



FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA CIVIL MECÁNICA

**ANÁLISIS COMPARATIVO TÉCNICO-ECONÓMICO
DE UN ANTEPROYECTO DE IMPLEMENTACIÓN DE
DOS FUENTES DE ENERGÍA NO CONVENCIONALES
APLICADO A UNA CÁMARA DE ATMÓSFERA
CONTROLADA PARA MANZANAS**

**MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO**

PROF. GUÍA: GONZALO SALINAS SALAS

CARLOS IMAS ESPINOZA

**CURICÓ - CHILE
2020**

CONSTANCIA

La Dirección del Sistema de Bibliotecas a través de su encargado Biblioteca Campus Curicó certifica que el autor del siguiente trabajo de titulación ha firmado su autorización para la reproducción en forma total o parcial e ilimitada del mismo.



Two circular official stamps and handwritten signatures in blue ink. The left stamp is from the 'DIRECCIÓN SISTEMA DE BIBLIOTECAS UNIVERSIDAD DE TALCA' and the right stamp is from the 'SISTEMA DE BIBLIOTECAS CAMPUS CURICO'.

Curicó, 2022

AGRADECIMIENTOS

Es difícil para mí plasmar en esta hoja los sentimientos encontrados en este momento, cuando ya se acerca el final de mis estudios de pregrado. A pesar de ser el final, no es más que el comienzo de nuevas oportunidades, proyectos de vida y nuevos desafíos.

En primer lugar, agradezco a Dios cada día, cada enseñanza, cada experiencia, cada momento y en especial su compañía en los momentos más difíciles. Cuando nadie más estaba, él estaba ahí. Agradezco a mi papá y a mi mamá, su preocupación y su apoyo, su confianza y su consejo, su comprensión y su cariño.

Agradezco a mi profesor guía, Dr. Gonzalo Eugenio Salinas Salas, por recibirme como memorista en una instancia complicada, por su preocupación constante hacia mí y hacia mis colegas, y por compartir sus conocimientos, experiencias y anécdotas.

Agradezco a mi polola, Fernanda Nicole Quezada Alfaro, por su paciencia, su cariño, su amor incondicional, su preocupación y por los buenos momentos que pasamos y que pasaremos juntos.

Agradezco a mis amigos y colegas, Francisco “Panchito” Javier Henríquez Briones, Camilo “Choro” Fernando Hormazábal Riquelme y Frank Alejandro Gálvez Rivera, por su ayuda y su amistad durante mi estadía en Curicó. Nunca faltó la risa ni la comida.

Agradezco también a mis amigos de infancia y adolescencia, Claudio Rodríguez, Cristóbal Lagos y Rodrigo Aravena, por su apoyo y por distraerme de las banalidades de esta vida.

Omnia tempus habent et suis spatiis transeunt universa sub caelo

DEDICATORIA

*A mi familia
En especial a Luciano*

RESUMEN

Este documento tiene como objetivo exponer la comparación, técnica y económica, de dos sistemas de refrigeración utilizando energías renovables para satisfacer los requerimientos energéticos de una cámara de atmósfera controlada.

Dado que Chile se instituye como uno de los principales productores de manzana en el mundo, es necesario asegurar las condiciones post-cosecha de este fruto, proceso que se desarrolla en cámaras atmósfera controlada, las que, generalmente, operan mediante electricidad, la cual es generada, mayoritariamente, en centrales termoeléctricas que emiten grandes cantidades de carbono a la atmósfera.

Se seleccionó la región del Maule como lugar de ubicación de la cámara, debido a su supremacía referente a producción de manzanas, eligiendo así, tres ciudades, que cuentan con empresas de acopio de fruta: Molina, San Javier y Parral.

Se desarrolla la teoría relativa a refrigeración, para considerar los procesos actuales de refrigeración a nivel industrial, y además la teoría relativa a energía solar y energía eólica, planteando así, las alternativas seleccionadas para sustentar los requerimientos energéticos de los equipos de refrigeración.

Se presentan los datos de la cámara, los resultados de los cálculos para la selección de equipos y los valores de implementación de las alternativas propuestas, dando paso así a la evaluación técnica y económica.

Tras una evaluación y proyección de las propuestas, a 10 años, se concluye que la propuesta absorción-termosolar presenta mayor viabilidad técnica y económica.

Palabras clave: Refrigeración – Atmósfera controlada – Energías renovables

ÍNDICE GENERAL

AGRADECIMIENTOS.....	ii
DEDICATORIA	iii
RESUMEN.....	iv
ÍNDICE GENERAL.....	v
ÍNDICE DE FIGURAS	x
ÍNDICE DE TABLAS	xi
GLOSARIO	xiii
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. ANTECEDENTES.....	2
1.2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	3
1.3. SOLUCIÓN PROPUESTA.....	3
1.4. OBJETIVOS	4
1.4.1. Objetivo general	4
1.4.2. Objetivos específicos	4
1.5. RESULTADOS ESPERADOS	4
1.6. METODOLOGÍA.....	5
CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO	6
2.1. COMPORTAMIENTO DE LA MANZANA EN CÁMARAS DE ATMÓSFERA CONTROLADA.....	7
2.1.1. Características de una cámara de atmósfera controlada	7
2.1.2. Condiciones requeridas para almacenamiento de manzanas.....	8
2.1.2.1. Carga de fruta	8

2.1.3.	Evaluación de carga térmica	9
2.1.3.1.	Carga de transmisión	9
2.1.3.2.	Carga del producto.....	9
2.1.3.3.	Carga relacionada al equipo de funcionamiento	10
2.1.3.4.	Carga por infiltración de aire	11
2.1.3.5.	Carga térmica total.....	11
2.1.3.6.	Factor de seguridad.....	11
2.2.	ASPECTOS RELATIVOS A LA REFRIGERACIÓN	12
2.2.1.	Ciclo de refrigeración	12
2.2.1.1.	Efecto refrigerante	12
2.2.1.2.	Coeficiente de desempeño (COP)	13
2.2.1.3.	Capacidad de enfriamiento.....	13
2.2.2.	Refrigeración por compresión de vapor.....	13
2.2.2.1.	Dispositivos del sistema.....	15
2.2.3.	Refrigeración por absorción	16
2.2.3.1.	Equipo de absorción	17
2.3.	TECNOLOGÍAS DE ENERGÍA SOLAR Y EÓLICA.....	18
2.3.1.	Fuente y características de la energía solar	18
2.3.1.1.	Espectro de radiación solar	18
2.3.1.2.	Constante solar	18
2.3.1.3.	Efectos atmosféricos	19
2.3.1.4.	Radiación solar extraterrestre.....	19
2.3.1.5.	Disponibilidad energética	20
2.3.2.	Colectores solares	20
2.3.2.1.	Modos de aprovechamiento de la energía solar	21

2.3.2.2.	Paneles fototérmicos	21
2.3.2.3.	Sistema de colección térmica	22
2.3.3.	Fuente y características de la energía eólica	22
2.3.3.1.	Escalas de viento	23
2.3.3.2.	Variables del viento	23
2.3.3.3.	Disponibilidad energética	24
2.3.4.	Aerogeneradores.....	25
2.3.4.1.	Teoría del funcionamiento de aerogeneradores.....	25
2.3.4.2.	Coeficiente de potencia.....	25
2.3.4.3.	Tipos de aerogeneradores.....	26
2.3.4.4.	Sistema de generación a partir de energía eólica.....	27
2.4.	ASPECTOS ECONÓMICOS	29
2.1.1.	Costo anual unitario equivalente (CAUE)	29
CAPÍTULO 3. DESARROLLO DE LA SOLUCIÓN A LA PROBLEMÁTICA		30
3.1.	CARACTERÍSTICAS DE LA CÁMARA.....	31
3.1.1.	Ubicación de la cámara.....	31
3.1.2.	Dimensiones y capacidad de la cámara	32
3.2.	PRAMETRIZACIÓN DE LA CARGA TÉRMICA Y EVALUACIÓN DE LA DISPONIBILIDAD ENERGÉTICA	33
3.2.1.	Cálculo de la carga térmica	33
3.2.2.	Evaluación de la disponibilidad energética.....	34
3.2.2.1.	Disponibilidad de energía solar	34
3.2.2.2.	Disponibilidad de energía eólica	35
3.3.	SELECCIÓN DE EQUIPOS	37
3.3.1.	Selección de equipos de refrigeración	37

3.3.2.	Selección de equipos energéticos	39
3.3.2.1.	Equipos para generación térmica.....	39
3.3.2.2.	Equipos para generación eléctrica	40
3.4.	COSTOS Y EVALUACIÓN ECONÓMICA	41
3.4.1.	Costo de equipos.....	41
3.4.2.	Inversión inicial	42
3.4.3.	Costos operacionales.....	45
3.4.4.	Evaluación del CAUE.....	46
CAPÍTULO 4.	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	48
4.1.	ANÁLISIS ECONÓMICO Y TÉCNICO	49
4.1.1.	Factores incidentes.....	49
4.1.2.	Recomendaciones de mejora	50
CONCLUSIONES	51
REFERENCIAS	53
APÉNDICE A:	CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA.....	54
APÉNDICE B:	CÁLCULOS PARA LA SELECCIÓN DE EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN.....	60
APÉNDICE C:	CÁLCULOS DE CONSUMO ELÉCTRICO	64
APÉNDICE D:	CÁLCULOS DE SISTEMA AEROGENERADOR.....	66
APÉNDICE E:	CÁLCULO DE SISTEMA TERMOSOLAR	70
APÉNDICE F:	CÁLCULO DE COSTOS OPERACIONALES	73
ANEXO 1:	PLANIFICACIÓN.....	76
ANEXO 2:	CARACTERIZACIÓN DE AEROGENERADORES	78
ANEXO 3:	DATOS TÉCNICOS BINS.....	80
ANEXO 4:	PANELES AISLANTES	81

ANEXO 5: PROPIEDADES Y REQUERIMIENTOS DE MANZANAS	82
ANEXO 6: DETERMINACIÓN DE PARAMETROS PARA CARGA TÉRMICA DEL AIRE DE INFILTRACIÓN.....	84
ANEXO 7: COMPRESOR.....	85
ANEXO 8: EVAPORADOR.....	86
ANEXO 9: CONDENSADOR.....	87
ANEXO 10: VÁLVULA DE EXPANSIÓN.....	88
ANEXO 11: MOTOR PARA COMPRESOR.....	89
ANEXO 12: EQUIPO DE ABSORCIÓN.....	91
ANEXO 13: DATOS DE ENERGÍA SOLAR.....	93
ANEXO 14: DATOS DE ENERGÍA EÓLICA	98
ANEXO 15: COMPONENTES DEL SISTEMA AEROGENERADOR.....	101
ANEXO 16: COMPONENTES DEL SISTEMA TÉRMICO SOLAR	106
ANEXO 17: COMPONENTES PARA EL CONTROL DE ATMÓSFERA	110

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1: A la derecha, esquema del funcionamiento del ciclo por compresión de vapor con sus respectivos componentes principales, a la izquierda, diagrama T-s representado los procesos del esquema. Fuente: Termodinámica, Cengel.	14
Figura 2-2: Diagrama T-s ciclo real de compresión de vapor. Fuente: Termodinámica, Cengel.	14
Figura 2-3: Esquema ciclo de refrigeración por absorción amoníaco-agua. Fuente: Termodinámica, Cengel.	16
Figura 2-4: Interfaz de explorador solar para la zona comprendida entre Santiago y Temuco. Fuente: Explorador Solar.	20
Figura 2-5: Colectores fototérmicos “Solar Wing EVO”. Fuente: Trivelli Energía srl.	21
Figura 2-6: Interfaz de explorador eólico para la zona comprendida entre Santiago y Temuco. Fuente: Explorador Eólico.....	24
Figura 2-7: Aerogenerador tripala. Fuente: Manual de energía eólica: Desarrollo de proyectos e instalaciones, Cucó.....	26
Figura 2-8: Partes del aerogenerador. Fuente: Manual de energía eólica: Desarrollo de proyectos e instalaciones, Cucó.....	28

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-1: Superficie de manzanos por región. Fuente: Boletín Técnico Pomáceas Universidad de Talca, mayo 2017.	2
Tabla 2-1: Requerimientos de almacenamiento de algunas pomáceas. Fuente: ASHRAE Refrigeration Handbook.	8
Tabla 3-1: Características topográficas de las ubicaciones de estudio para la cámara. Datos extraídos de explorador solar.	31
Tabla 3-2: Dimensiones de la cámara. Elaboración propia.	32
Tabla 3-3: Valores de la carga térmica. Elaboración propia.	33
Tabla 3-4: Propiedades de temperatura y radiación en condiciones de inclinación de 35°. Datos obtenidos de explorador solar.	34
Tabla 3-5: Frecuencia de velocidades para Molina. Elaboración propia con datos extraídos de explorador eólico.	35
Tabla 3-6: Frecuencia de velocidades para San Javier. Elaboración propia con datos extraídos de explorador eólico.	36
Tabla 3-7: Frecuencia de velocidades para Parral. Elaboración propia con datos extraídos de explorador eólico.	36
Tabla 3-8: Equipos comunes para ciclo por absorción y compresión. Elaboración propia	37
Tabla 3-9: Equipos requeridos para ciclo por compresión. Elaboración propia.	38
Tabla 3-10: Equipo requerido para el ciclo por absorción. Elaboración propia.	38
Tabla 3-11: Equipos para generación de energía térmica a partir de energía solar. Elaboración propia.	39
Tabla 3-12: Cantidad de colectores según ubicación. Elaboración propia.	39
Tabla 3-13: Equipos para generación eléctrica a partir de energía eólica. Elaboración propia.	40
Tabla 3-14: Cantidad de Aerogeneradores según ubicación. Elaboración propia.	40
Tabla 3-15: Costo de los equipos, convertido a dólar estadounidense. Elaboración propia.	41
Tabla 3-16: Costos de implementación, con proyección a 10 años, de las 2 alternativas, para Molina. Elaboración propia.	42
Tabla 3-17: Costos de implementación, con proyección a 10 años, de las 2 alternativas, para San Javier. Elaboración propia.	43

Tabla 3-18: Costos de implementación, con proyección a 10 años, de las 2 alternativas, para Parral. Elaboración propia.	44
Tabla 3-19: Costos operacionales de las alternativas consideradas. Elaboración propia.	45
Tabla 3-20: Evaluación del CAUE para sistema por compresión y absorción, ubicado en la ciudad de Molina.	46
Tabla 3-21: Evaluación del CAUE para sistema por compresión y absorción, ubicado en la ciudad de San Javier.	46
Tabla 3-22: Evaluación del CAUE para sistema por compresión y absorción, ubicado en la ciudad de Parral.	47

GLOSARIO

ha	Hectárea
°C	Grados Celcius
K	Grados Kelvin
1-MCP	1-metílciclopropano
C ₂ H ₄	Etileno
NH ₃	Amoniaco
A	Área
T	Temperatura
t	Tiempo
U	Coeficiente global de transferencia de calor
q	Flujo de calor
h	Entalpía
m	Flujo másico
ρ	Densidad
€	Euro
USD	Dólar Estadounidense
CLP	Peso Chileno
WRF	Weather research and forecasting
IVA	Impuesto de valor agregado
®	Marca registrada
hr	Hora
h	Coeficiente pelicular convectivo

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1. ANTECEDENTES

La agricultura en Chile se destaca como uno de los pilares estratégicos para la economía, teniendo una considerable contribución al Producto Interno Bruto (PIB) y además por ser una importante fuente de empleo[1].

Chile es el primer exportador frutícola del hemisferio sur¹, siendo la manzana una de las frutas más cosechada y exportada en el país, lo cual convirtió a Chile en el quinto mayor exportador de manzanas del mundo entre los años 2006 y 2016². En este contexto para el año 2016 se contaba con una superficie de 35.829 ha, destinadas al cultivo de manzanos y a la vez se exportaron 748.991 toneladas[2].

Tabla 1-1: Superficie de manzanos por región. Fuente: Boletín Técnico Pomáceas Universidad de Talca, mayo 2017³.

Región	Superficie [ha]
Quinta	173
Metropolitana	238
Sexta	9.243
Séptima	22.068
Octava	1.561
Novena	2.767

La tabla 1-1 presenta el detalle de la superficie utilizada en manzanos para la zona central de Chile, ubicando a la séptima región del Maule como la principal zona de cultivo. Posterior a su cosecha, la fruta debe ser almacenada bajo ciertas condiciones que ayudan a conservar sus propiedades organolépticas.

¹ Oficina de estudio y políticas agrarias (www.odepa.gob.cl)

² Federación de productores de frutas de Chile (www.fedefruta.cl)

³ A partir del año 2018 la distribución regional de Chile fue reestructurada. Es necesario mencionar que para la información agrícola recopilada se considera el territorio comprendido entre Santiago y Temuco.

1.2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Chile, al ser un país productor y exportador de manzanas, se ve en la necesidad de garantizar las condiciones adecuadas de acopio, ya sea en atmósfera controlada o cámaras de frío convencionales, las cuales operan bajo un ciclo estándar de refrigeración (ciclo de compresión de vapor), utilizando motores eléctricos para su funcionamiento.

La matriz energética de Chile, visto desde el punto de vista eléctrico, está en gran parte conformada por la acción de termoeléctricas, las cuales generan energía a partir de la combustión de combustibles fósiles, proceso que libera dióxido de carbono (CO₂), a la atmósfera. La tasa actual de emisiones de CO₂, liberadas por la combustión de carbono en sus distintos estados, llegarían a provocar una elevación en la temperatura promedio de la Tierra de 1,5 °C, fomentando la ocurrencia de diversos eventos meteorológicos⁴.

Esta situación me motiva a considerar una alternativa, utilizando fuentes de energía no convencionales, las cuales serán solar y eólica, tomando en cuenta los ciclos de absorción y compresión de vapor, para cada fuente de energía respectivamente. Esto tomando en cuenta una cámara con capacidad de 114 bins.

1.3. SOLUCIÓN PROPUESTA

La ingeniería se ha enfocado en la explotación de energía renovables, desarrollando dispositivos que poco a poco han mejorado su eficiencia volviéndose alternativas sustentables para el funcionamiento de la industria, en este caso la agricultura.

Se propone la energía solar y la eólica, como fuente de energía renovable. La energía solar será utilizada como un foco de alta temperatura para el funcionamiento de un ciclo de refrigeración por absorción y la energía eólica se transformará en energía eléctrica, la cual alimentará un compresor y, eventualmente, a un banco de baterías.

Se implementarán las alternativas previamente mencionadas para una cámara de atmósfera controlada, con capacidad de 114 bins, ubicada en la región del Maule.

⁴ Datos obtenidos el año 2020 de la página climateclock.world

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. Objetivo general

- Analizar técnicamente y económicamente un anteproyecto de implementación de dos tipos de fuente energética para el funcionamiento del sistema de refrigeración utilizado en una cámara de atmósfera controlada para manzanas, con capacidad de 114 bins, ubicada en la región del Maule.

1.4.2. Objetivos específicos

- Analizar el estado del arte en la temática de cámaras de frío, sus sistemas de refrigeración y sistemas de generación de energía no convencionales circunscritas a energía eólica y solar.
- Evaluar los requerimientos térmicos de la cámara de atmósfera controlada, según las normas técnicas.
- Seleccionar equipos, componentes del sistema de refrigeración según los requerimientos de la cámara de atmósfera controlada y los equipos de generación de energía eólica.
- Seleccionar equipos, componentes del sistema de refrigeración según los requerimientos de la cámara de atmósfera controlada y los equipos de generación de energía solar.
- Realizar una evaluación económica de las alternativas consideradas.

1.5. RESULTADOS ESPERADOS

Se obtendrá un documento técnico para determinar la opción energética no convencional más adecuada técnica y económicamente a la problemática planteada.

1.6. METODOLOGÍA

A partir del análisis estado del arte y considerando la capacidad de la cámara de atmósfera controlada, se determinarán las dimensiones, características de la cámara y su requerimiento energético. Luego, a partir de la ubicación geográfica de la cámara, se obtendrá la información geofísica relevante para la selección y operación de las fuentes energéticas no convencionales consideradas. Con la información anterior se seleccionarán los equipos de refrigeración asociados a cada fuente energética considerada. A partir de esta información se procederá a realizar cotizaciones dando paso a la evaluación económica del proyecto. Por último, se desarrollará una discusión de las alternativas analizadas, individualmente, y luego, se compararán ambas entre sí, desde las perspectivas técnicas y económicas.

CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO

2.1. COMPORTAMIENTO DE LA MANZANA EN CÁMARAS DE ATMÓSFERA CONTROLADA

La producción de manzanas y posterior exportación, obliga asegurar el correcto mantenimiento de las características de la fruta lo cual se realiza mediante refrigeración, a fin de limitar el trabajo metabólico de la fruta, manteniendo así sus propiedades organolépticas. Para cumplir este objetivo se desarrollaron las cámaras refrigeradas y, más específicamente, se ha desarrollado la técnica de atmósfera controlada, el cual evita los procesos destructivos característicos de la etapa post-cosecha, gracias a un llenado de la cámara con sustancias adecuadas para esta práctica, como lo es el compuesto 1-metílciclopropano (1-MCP)[3].

2.1.1. Características de una cámara de atmósfera controlada

Una cámara de atmósfera controlada (CA, por sus siglas en inglés) es un lugar de almacenamiento, en este caso frutas, bajo condiciones que garantizan un mayor tiempo de acopio, a la vez que se mantiene la calidad del producto. Una cámara de atmósfera controlada debe ser hermética y contar con dispositivos adecuados para el control del aire en su interior. Por lo general se busca regular las concentraciones de las sustancias que producen los procesos destructivos asociados al metabolismo de la fruta, como lo es la concentración CO_2 . Debido a estas características la cámara de atmósfera controlada debe permanecer, idealmente, cerrada todo el tiempo luego de la carga, para así garantizar la atmósfera deseada[4].

Para la evaluación de una cámara de atmósfera controlada es importante definir ciertos parámetros como la ubicación, capacidad, dimensiones, distribución de la cámara, condiciones de operación y materiales de construcción, a partir de los cuales se podrá determinar la carga térmica para la selección adecuada de componentes.

2.1.2. Condiciones requeridas para almacenamiento de manzanas

Según las normas ASHRAE[5], relativa a refrigeración, las frutas tienen ciertos requerimientos de almacenamiento para su posterior uso comercial. La tabla 2-1 presenta los requerimientos de almacenamiento de interés para algunas frutas pomáceas.

Tabla 2-1: Requerimientos de almacenamiento de algunas pomáceas. Fuente: ASHRAE Refrigeration Handbook.

<i>Fruta</i>	<i>Temperatura de almacenamiento, (°C)</i>	<i>Humedad relativa, (%)</i>	<i>Vida aproximada de almacenamiento</i>
Manzana	(-1.1)-(-4.4) ⁵	90-95	3 a 8 meses
Pera	(-1.6)-(-0.5)	90-95	2 a 7 meses
Membrillos	(-0.5)-(0)	90	2 a 3 meses

La manzana destaca de entre otros frutos por su relativo amplio tiempo de almacenamiento el cual estará condicionado por factores como: cosecha en el tiempo correcto de madurez, manipulación adecuada y adecuado almacenamiento luego de la cosecha. Para reducir los procesos metabólicos de la manzana se busca mantener una temperatura adecuada, según la variedad, mantener la humedad dentro del rango óptimo. Finalmente, controlar los niveles de oxígeno (O₂), entre un 1,5 y 2%, CO₂, entre un 1 a un 2%, y etileno(C₂H₄), la cual es la hormona de maduración de la fruta y debe extraerse en su totalidad para extender la vida del fruto[6].

2.1.2.1. Carga de fruta

El llenado de la cámara es un procedimiento que suele dividirse en varias maniobras de carga de fruta donde se considera la hora, la cantidad de fruta a ingresar y el tiempo entre cargas.

Por lo general las maniobras de carga se realizan durante la noche o durante la madrugada principalmente por las condiciones de temperatura de esos horarios, impidiendo así grandes cargas térmicas dentro de la cámara.

⁵ El valor de temperatura adecuado para la manzana dependerá de la variedad que se conserve.

La cantidad de fruta a ingresar por maniobra dependerá de la cámara y de la cantidad cosechada por día.

Finalmente, el tiempo entre cargas debe ser adecuado en función de la cosecha y de evitar el ingreso de calor innecesario.

2.1.3. Evaluación de carga térmica

La carga térmica consiste en las fuentes de calor a las que estará sometida la cámara y por lo tanto que deberá ser absorbida por el equipo de refrigeración. En función de esta carga térmica debe realizarse la selección de los equipos a utilizar. Las normas ASHRAE, en su capítulo 12[7], define fuentes de carga térmica con su respectivo cálculo, las cuales serán comentadas a continuación.

2.1.3.1. Carga de transmisión

Consiste en el calor sensible adquirido a través de los muros, el suelo y el techo. Su cálculo se realiza utilizando la ecuación 1.

$$q_t = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (1)$$

Donde:

q : Calor adquirido (kW).

A : Sección del área exterior (m²).

ΔT : Diferencia de temperatura entre el exterior y el interior de la cámara (K).

U : Coeficiente general de transferencia de calor (kW/(m²·K)).

2.1.3.2. Carga del producto

La carga del producto se entiende como la energía que debe ser extraída para alcanzar la temperatura de almacenamiento y el calor generado por los distintos procesos del producto.

El calor removido de una sustancia para disminuir su temperatura de un punto a otro, durante un tiempo de enfriamiento, se expresa en la ecuación 2.

$$q_{cp} = \frac{m \cdot c_{producto} \cdot (T_i - T_f)}{t} \quad (2)$$

Donde:

q_{cp} : Calor extraído del producto al ingresar, durante el tiempo de enfriamiento (kW).

m : Masa del producto (kg).

$c_{producto}$: Calor específico del producto (kJ/(kg·K)).

T : Temperatura inicial y final respectivamente (K).

t : Tiempo de enfriamiento (s).

Por otro lado, el calor aportado por la respiración de la manzana esta dado en la ecuación 3.

$$q_{respiración} = C_{respiración} \cdot m_{tm} \quad (3)$$

Donde:

$q_{respiración}$: Flujo de calor producto de la respiración de la manzana (kW).

$C_{respiración}$: Calor de respiración de la manzana (kW/kg).

m_{tm} : Masa total de manzanas (kg).

2.1.3.3. Carga relacionada al equipo de funcionamiento

Se refiere a la carga producida por los dispositivos al interior de la cámara. Para este caso serán consideradas las cargas producidas por lo motores de los evaporadores.

La carga térmica producida por los motores se establece a partir de la ecuación 4.

$$q_{motor} = \frac{P}{e_m} \cdot n_v \quad (4)$$

Donde:

q_{motor} : Flujo de calor desde los motores (kW).

P : Potencia del motor (kW).

e_m : Eficiencia del motor.

n_v : Número de ventiladores.

2.1.3.4. Carga por infiltración de aire

Las cámaras de atmósfera controlada se consideran herméticas y por lo tanto las únicas infiltraciones de aire se producirán por la apertura de puerta para la carga de fruta, procedimiento que fue descrito en la sección anterior. La ecuación 5, de la carga por infiltración de aire, considera las dimensiones de la puerta en combinación con factores empíricos de flujo a través de la puerta y efectividad de accesorios aislantes.

$$q_{aire} = q \cdot D_t \cdot D_f \cdot (1 - E) \quad (5)$$

Donde:

q : Carga de refrigeración por flujo totalmente establecido (Btu/h).

D_t : Factor de tiempo de la puerta abierta.

D_f : Factor de flujo de la puerta.

E : Efectividad de los accesorios aislantes.

2.1.3.5. Carga térmica total

Como resultado de la suma de las cargas anteriores se obtiene la carga térmica total de la cámara, expresada en la ecuación 6.

$$q_{total} = q_{transmisión} + q_{cp} + q_{respiración} + q_{aire} + q_{motor} \quad (6)$$

2.1.3.6. Factor de seguridad

Las normas ASHRAE recomiendan la utilización de un factor de seguridad del 10% el cual es necesario por posibles discrepancias del diseño y por cambios en la operación del sistema. El factor de seguridad se aplica a la carga de transmisión, carga del producto y carga por infiltración de aire. La ecuación 7 presenta la carga térmica, considerando el factor de seguridad.

$$q_{total_FS} = 1,1 \cdot (q_{transmisión} + q_{cp} + q_{respiración} + q_{aire}) + q_{motor} \quad (7)$$

2.2. ASPECTOS RELATIVOS A LA REFRIGERACIÓN

Alrededor del año 1850 se desarrollaron máquinas capaces de extraer calor de un medio gracias a las propiedades de sustancias, denominadas refrigerantes, las cuales destacan por sus coeficientes de transferencia de calor y puntos de saturación, que los hacen adecuados para esta práctica, a estas máquinas se les denominaron refrigeradores y encontraron sus primeros usos en la fabricación de hielo, almacenamiento de carnes y, posteriormente, un uso en aparatos domésticos[8]. Los refrigeradores son máquinas diseñadas para extraer calor de una región de alta de temperatura a partir de un ciclo de refrigeración. Para una cámara de refrigeración, este dispositivo será el encargado de disminuir la temperatura en su interior

2.2.1. Ciclo de refrigeración

El ciclo de refrigeración es visto como un ciclo de Carnot invertido, el cual estaría conformado por un evaporador, un compresor, un condensador y una expansión. Sin embargo, para la situación real se consideran más elementos en este sistema.

El ciclo de refrigeración genéricamente toma 2 formas: ciclo Plank por compresión mecánica de gas y ciclo de absorción por adición de calor.

2.2.1.1. Efecto refrigerante

Se le denomina efecto refrigerante a la cantidad de calor que es capaz de absorber el refrigerante durante su cambio de fase en el evaporador. La ecuación 8 será utilizada para el cálculo de la energía absorbida por el evaporador, tomando los valores de entalpía de entrada y salida de este equipo.

$$E_r = \dot{m}_r \cdot (h_{salida} - h_{entrada}) \quad (8)$$

Dónde:

E_r : Efecto refrigerante (kW).

\dot{m}_r : Flujo másico de refrigeración (kg/s).

h : Entalpía de entrada y salida respectivamente (kJ/kg)

2.2.1.2. *Coficiente de desempefio (COP)*

La medida del calor extraído en funci3n de la energía aportada, de un refrigerador, se denomina coeficiente de desempefio y est3 dado por la ecuaci3n 9.

$$COP = \frac{\text{Efecto refrigerante}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{E_r}{W_{\text{neto, entrada}}} \quad (9)$$

El trabajo neto suele ser el trabajo realizado por el compresor.

Este coeficiente puede entregar valores mayores a 1.

2.2.1.3. *Capacidad de enfriamiento*

La capacidad de enfriamiento es la tasa de calor extraído de un espacio refrigerado comúnmemente se expresa en toneladas de refrigeraci3n, donde 1 tonelada de refrigeraci3n es equivalente a 200 btu/min o 3,517 kW

2.2.2. **Refrigeraci3n por compresi3n de vapor**

El ciclo de refrigeraci3n por compresi3n de vapor es el m3s utilizado en la industria debido a su elevado COP. Este ciclo realiza los siguientes procesos: compresi3n, rechazo de calor, estrangulamiento en dispositivo de expansi3n y absorci3n de calor, para los cuales se utilizan distintos dispositivos o m3quinas para su realizaci3n, siendo respectivamente: Compresor, condensador, v3lvula de expansi3n y evaporador.

La figura 2-1 presenta un esquema del ciclo y un diagrama T-s del funcionamiento del ciclo en su caso ideal.

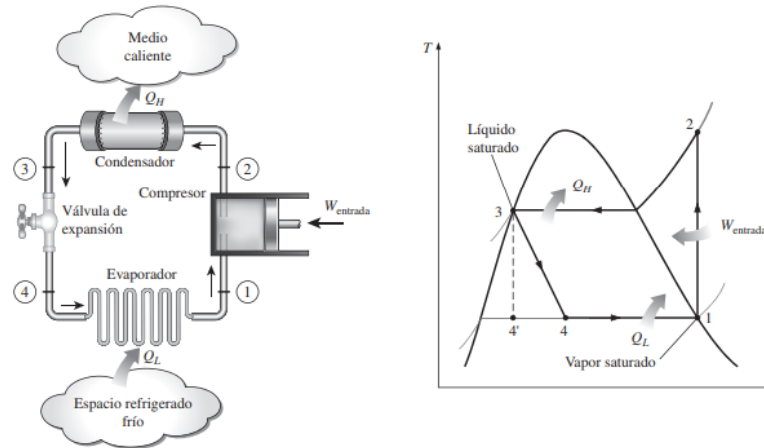


Figura 2-1: A la derecha, esquema del funcionamiento del ciclo por compresión de vapor con sus respectivos componentes principales, a la izquierda, diagrama T-s representado los procesos del esquema. Fuente: Termodinámica, Cengel.

Esto conforma el funcionamiento básico de un ciclo de refrigeración, sin embargo, para la operación real de este ciclo debe considerarse que el control de las condiciones del fluido durante el ciclo no será como el ideal, por motivos como la pérdida de carga en tuberías, debido a esto deben existir elementos y procesos de control adecuados para el buen funcionamiento de los equipos. La figura 2-2 presenta un diagrama con el ciclo real, el cual incluye las condiciones de: fluido en estado de vapor recalentado a la entrada del compresor, llegada del fluido como líquido comprimido a la entrada de la válvula de expansión, pérdida de carga en tuberías, funcionamiento real del compresor y funcionamiento real de la válvula de expansión.

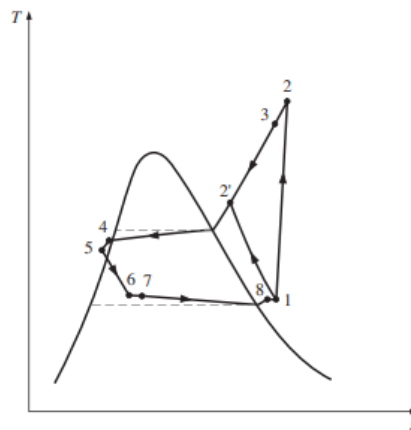


Figura 2-2: Diagrama T-s ciclo real de compresión de vapor. Fuente: Termodinámica, Cengel.

2.2.2.1. *Dispositivos del sistema*

Como se mencionó anteriormente, el ciclo de refrigeración está compuesto por 4 dispositivos principales, los cuales realizan los procesos termodinámicos necesarios para la realización del ciclo. Además de los dispositivos mencionados deben considerarse otros componentes. Los dispositivos serán mencionados a continuación:

- **Compresor:** Se le denomina compresor al dispositivo que genera un aumento de presión mediante la acción de partes mecánicas móviles. En el ciclo, comprime el refrigerante, que llega como vapor recalentado, aumentando su presión y llevándolo al condensador mediante un sistema de tuberías.
- **Condensador:** Intercambiador de calor que transfiere calor hacia un medio de menor energía como puede ser la atmósfera. Por lo general son dispositivos fan-coil.
- **Válvula de expansión:** Dispositivo de estrangulación cuyo objetivo es disminuir la presión del refrigerante ya sea por un cambio de sección súbito o por la generación de pérdidas de carga.
- **Evaporador:** Intercambiador de calor que recibe el calor del lugar que se desea refrigerar. Es la fuente de baja temperatura del sistema. Por lo general son dispositivos fan-coil.
- **Sistema de tuberías:** Conduce el refrigerante a lo largo del sistema. Su forma esta normada y basada en la generación de pérdidas de carga en lugares específicos del sistema.
- **Válvulas:** Cortan o permiten el flujo de refrigerante. Se ubican entre los dispositivos principales y entre los dispositivos que requieren mantención o reemplazo.
- **Estanques:** También llamados acumuladores. Se ubican a la salida del condensador y del evaporador y su función es retener el refrigerante hasta que logre el cambio de fase si es que no fue logrado en el respectivo dispositivo.
- **Visor:** Se utiliza para verificar el estado del refrigerante.
- **Filtro:** Se encarga de filtrar posibles partículas de aceite o viruta metálica que puedan ingresar al sistema proveniente del compresor o corrosión de los componentes.
- **Separador de aceite:** Separa el refrigerante del aceite a la salida del compresor.
- **Dispositivos de control:** Controlan el funcionamiento del ciclo en función de las temperaturas y presiones del sistema para apagar o encender el compresor según requiera la cámara.

2.2.3. Refrigeración por absorción

Los sistemas de refrigeración por absorción fueron desarrollados casi en paralelo a los sistemas por compresión de vapor. El principio general que utilizan estos sistemas, consiste en la absorción de un refrigerante por una sustancia que cumplirá la función de medio de transporte[8]. Los ciclos de absorción más usados son amoníaco-agua, para temperaturas bajo cero, con amoníaco como refrigerante, agua-bromuro de litio y agua-cloruro de litio, para temperaturas sobre el punto de congelación del agua, con agua como refrigerante. La Figura 2-3 presenta un ciclo de absorción (amoníaco-agua), donde, la diferencia respecto del ciclo de compresión es que existe un complejo sistema de absorción que aumenta la presión del refrigerante y está formado por varios componentes.

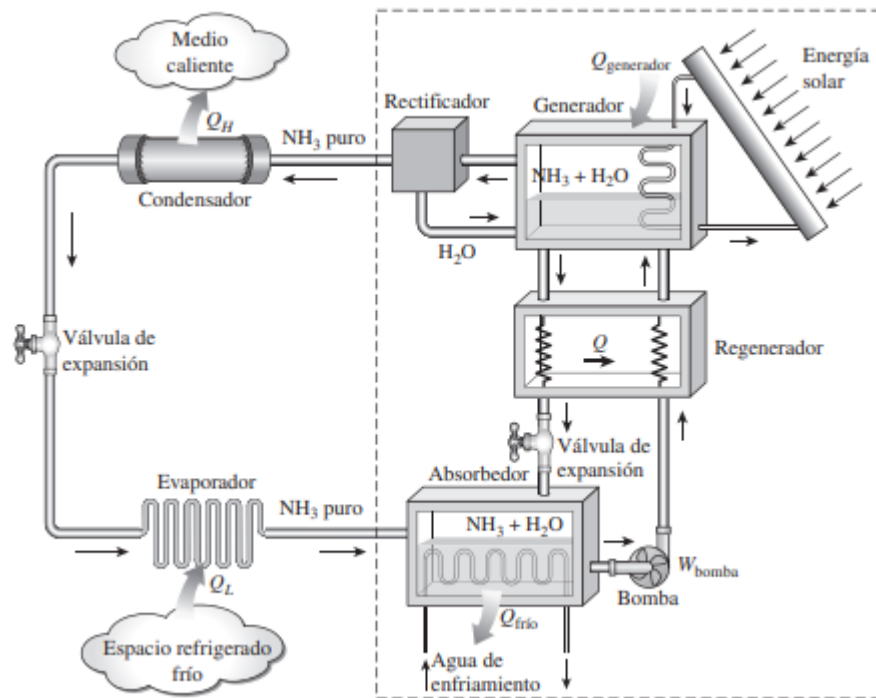


Figura 2-3: Esquema ciclo de refrigeración por absorción amoníaco-agua. Fuente: Termodinámica, Cengel.

2.2.3.1. *Equipo de absorción*

Dada la complejidad del equipo de absorción, es necesario explicar sus componentes y funcionamiento en un apartado especial. Los componentes del equipo son: Absorbedor, Bomba, Generador, Regenerador, Rectificador, Fuente de alta temperatura y Válvula de expansión.

El equipo de absorción ilustrado en la Figura 2-3 funciona de la siguiente manera: Llega amoníaco puro al absorbedor en donde se mezcla con agua, reacción que libera calor y forma una mezcla rica en amoníaco. La mezcla es bombeada, pasando a través de un regenerador donde absorbe calor, luego llega a un generador en donde a partir de una fuente de alta temperatura es calentada, tendiendo a evaporar el amoníaco y finalmente, el vapor rico en amoníaco, pasa por un rectificador el cual solo permite el paso de amoníaco para que el agua no entre en el sistema, lo cual podría congelar las tuberías. La mezcla que permanezca líquida en el generador pasará por el regenerador, aportando calor a la mezcla proveniente de la bomba, posteriormente, por una válvula de expansión, disminuyendo su presión, y finalmente volviendo al absorbedor para comenzar nuevamente su ciclo de aumento energético.

2.3. TECNOLOGÍAS DE ENERGÍA SOLAR Y EÓLICA

La energía solar y la eólica pertenecen al conjunto de energías categorizadas como renovables, donde también se encuentra la energía geotérmica, hidráulica, mareomotriz y la biomasa. En este apartado se presentarán características relativas las fuentes y a los sistemas de captación de energía solar y eólica.

2.3.1. Fuente y características de la energía solar

El Sol es la fuente más rica en energía electromagnética (luz y calor) en el sistema solar y contiene un 99,85% de la masa de este sistema. El Sol tiene un diámetro aproximado de $1,39 \cdot 10^9$ m, se ubica a $1,5 \cdot 10^{11}$ m de la Tierra y tiene una temperatura superficial aproximada de 5.800 K. En el Sol ocurren reacciones de fusión que transforman hidrógeno en helio, lo cual emite energía constantemente. La energía del Sol llega al planeta en forma de radiación electromagnética la cual deberá atravesar la atmósfera, trayecto durante el cual se degrada, es por esto que la radiación que se puede aprovechar disminuye en cierta proporción.

A continuación, se presentarán algunas propiedades de la radiación solar, conceptos asociados a su trayecto hacia la Tierra y herramientas para determinar su intensidad.

2.3.1.1. *Espectro de radiación solar*

El espectro de onda de la radiación solar se clasifica según las longitudes de onda que emite:

- Menores que $0,38 \mu\text{m}$ corresponde a radiación ultravioleta (7%).
- Entre $0,38 \mu\text{m}$ y $0,78 \mu\text{m}$ corresponde a radiación visible (47%).
- Mayor que $0,78 \mu\text{m}$ corresponde a radiación infrarroja (46%).

El máximo de radiación solar ocurre a una longitud de onda $0,5 \mu\text{m}$, lo que corresponde al color verde[9].

2.3.1.2. *Constante solar*

La constante solar es un término que representa el flujo energético que incide por área de superficie de la capa más externa de la atmósfera. Cada vez se ha logrado calcular este valor con mayor precisión. Sin embargo, este tiene ciertas variaciones después de un periodo de tiempo. El valor de la constante solar es 1.366 W/m^2 [10].

2.3.1.3. *Efectos atmosféricos*

Tomando en cuenta el valor de la constante solar es importante saber que no toda esta energía llega a la superficie terrestre, esto debido a que las partículas; como el oxígeno, el ozono e incluso las nubes, que existen en la atmósfera, absorben o desvían los fotones. A esto se le denomina “dispersión atmosférica”. Por otro lado, gases como el dióxido de carbono, óxido nitroso o metano, impiden que la energía reflejada hacia el exterior salga de la atmósfera, produciendo un aumento de temperatura artificial a nivel global.

2.3.1.4. *Radiación solar extraterrestre*

Como la radiación solar que incide en la Tierra varía respecto de la constante solar, deben conocerse los conceptos asociados a las distintas variaciones que sufre la radiación:

- Radiación directa: Es la radiación que llega directamente sin desviarse o sufrir variaciones por colisiones con algún elemento de la atmósfera. Es la radiación predominante en un día despejado[11].
- Radiación difusa: Es la radiación que llega después de haber incidido con algún elemento de la atmósfera y por lo tanto ha cambiado de dirección. Es la radiación predominante en un día nublado[11].
- Radiación reflejada: Es la radiación que se refleja desde cualquier superficie luego de traspasar la atmósfera, ya sea nubes, partículas, el mar o el suelo. Se le denomina “Albedo”.
- Radiación global: Corresponde a la suma de las radiaciones directa y difusa.
- Cénit: Posición del sol respecto a la Tierra, considerando su trayectoria de este a oeste, en donde se forma un ángulo de 90° respecto del plano superficial del planeta
- Azimut: Ángulo que forma el sol respecto del horizonte. Este ángulo se mide desde el norte.

2.3.1.5. Disponibilidad energética

Para evaluar la disponibilidad energética del recurso solar se utilizará la herramienta “explorador solar”, desarrollada por el Departamento de Geofísica de la Universidad de Chile utilizando el modelo WRF y puesta a disposición pública por el Ministerio de Energía. La Figura 2-4 presenta la distribución de radiación solar a la zona comprendida entre Santiago y Temuco, exhibiendo un promedio entre 3 y 6 kW·h/m² por día.

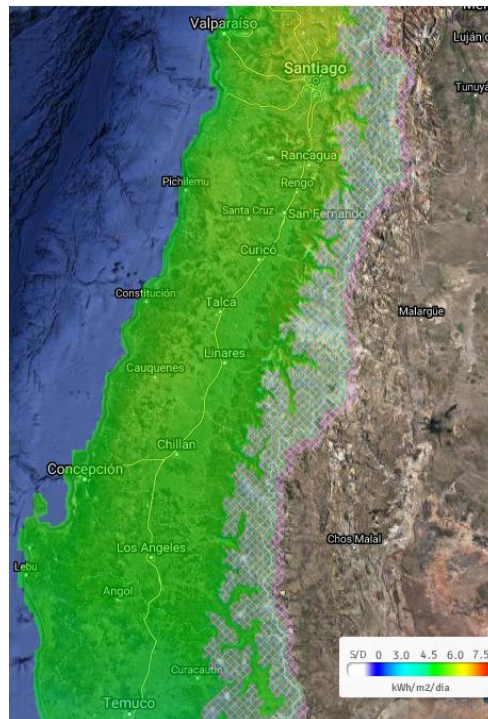


Figura 2-4: Interfaz de explorador solar para la zona comprendida entre Santiago y Temuco.

Fuente: Explorador Solar⁶.

2.3.2. Colectores solares

El sol se presenta como una fuente inagotable de energía (en relación a la vida humana) y que no afecta a los procesos normales ocurridos en la Tierra, sino que contribuye a estos, a diferencia del combustible fósil el cual genera efectos adversos en el planeta. Debido a esto el ser humano ha buscado formas de aprovechar la energía solar mediante la implementación de distintas tecnologías, así como en la naturaleza se aprovecha para los procesos necesarios para la vida.

⁶ <http://solar.minenergia.cl/exploracion>

2.3.2.1. *Modos de aprovechamiento de la energía solar*

La vida en el planeta aprovecha la energía solar mediante el ciclo del agua, procesos fotoquímicos como los realizados por las plantas y otros procesos asociados a la vida. A esto se le denomina un aprovechamiento natural.

El ser humano ha desarrollado distintas formas de aprovechamiento las cuales se separan en directas e indirectas. El aprovechamiento directo consiste en el uso del efecto fotoeléctrico, para producir electricidad, y en el uso del efecto fototérmico, para calentar alguna sustancia, por lo general un gas o un líquido, por otro lado, el aprovechamiento indirecto implica que a partir de un fenómeno ocurra cierta forma de uso de la energía, por ejemplo, la energía eólica, producida por los cambios de presión que se generan debido al aumento de temperatura de las masas de aire en ciertas partes del planeta, o el almacenamiento de energía gracias a diversos procesos químicos, la cual posteriormente se transforma en energía eléctrica o térmica.

2.3.2.2. *Paneles fototérmicos*

Los paneles fototérmicos aprovechan el calor de la energía solar para aumentar el nivel energético de un fluido, ya sea solamente para elevar su temperatura o para generar un cambio de fase que posteriormente podría utilizarse, por ejemplo, para generar energía en una turbina. Para el caso de este proyecto se calentará un fluido para utilizar directamente la energía térmica como foco de alta temperatura en un ciclo de absorción.



Figura 2-5: Colectores fototérmicos “Solar Wing EVO”. Fuente: Trivelli Energía srl.

2.3.2.3. *Sistema de colección térmica*

El panel fototérmico es solo una de las partes que conforman el sistema de captación. Para hacer uso de la energía, e incluso para mejorar la captación de energía, se deben considerar, además, los siguientes dispositivos:

- Medio de transporte: Es necesaria la implementación de un sistema de tuberías para el transporte del fluido, el cual debe estar diseñado en función de la temperatura y la presión. Además, deberá existir un dispositivo de bombeo. Por último, deben considerarse una serie de válvulas relativas al uso general y mantenimiento del sistema.
- Receptor: Elemento que transfiere la energía del fluido calentado hacia el fluido de un ciclo térmico. Puede entenderse como un intercambiador de calor.
- Almacenamiento: El fluido estará contenido en un estanque desde el cual avanzará hacia los colectores y luego de ceder energía volverá al depósito en forma de líquido.
- Concentrador: Dispositivo que enfoca y redirige la energía solar gracias al material del cual está conformado, estado de su superficie, forma, ubicación y orientación. Por lo general son superficies pulidas o lentes especiales.

2.3.3. **Fuente y características de la energía eólica**

El concepto de energía eólica hace referencia a la energía cinética de las masas de aire al desplazarse producto de diferencias de presiones y por la fuerza de Coriolis producto de la rotación de la Tierra. Al desplazamiento de las masas de aire se les llama viento.

El viento es un fenómeno directamente asociado a la energía solar, ya que las variaciones de presión, que lo generan, son producidas por aumentos de temperatura, en la Tierra y en la atmósfera, gracias a la incidencia de radiación solar. El movimiento de las masas de aire depende directamente de su temperatura, ya que las masas de mayor temperatura tienden a subir. Por otro lado, la fuerza de Coriolis desplaza el aire hacia el este, si este va desde el Ecuador hacia los polos, y hacia el oeste, si este va desde los polos hacia el Ecuador[12].

Otros factores a considerar respecto al viento son las condiciones orográficas, estación del año, latitud, entre otras. Por la cantidad de factores que intervienen, los vientos son categorizados según los factores meteorológicos que intervienen en su ocurrencia y se dividen en tres escalas.

2.3.3.1. Escalas de viento

Las escalas de estudio de los vientos se diferencian principalmente por el fenómeno que las provoca y a su vez por la zona que cubren. Las escalas de vientos son las siguientes:

- Macro-escala: Son denominados “vientos globales” y corresponden a los vientos que cubren zonas del orden de los 1.000 km² de superficie terrestre en la horizontal y hasta el límite de la atmósfera en la vertical. Dentro de esta escala se sitúan los vientos ciclónicos, para zonas de bajas presiones, y anticiclónicos, para zonas de altas presiones, ambos forman el viento geostrófico, representado en los mapas del tiempo.
- Meso-escala: Corresponden a los vientos que cubren zonas entre los 10 y 100 km² de superficie y alturas entre 1 y 10 km desde la superficie terrestre. Dentro de esta escala se sitúan los vientos estacionales, debido a la variación de temperatura en cada estación, y los vientos locales, los cuales dependen de la orografía y se separan en brisas marinas y brisas terrestres.
- Micro-escala: Corresponden a los vientos que se desarrollan directamente en la superficie terrestre, cubriendo zonas entre 5 y 10 km² y hasta 0,2 km de altura. Se producen por los obstáculos del terreno, como edificios o árboles y roce con el suelo.

Para el aprovechamiento de energía eólica la micro-escala será la adecuada a analizar.

2.3.3.2. Variables del viento

Las características principales del viento son su velocidad, orientación y turbulencia, a partir de estas 3 propiedades se busca el aprovechamiento del viento. A continuación, se presenta una breve explicación de cada una.

- Velocidad: Representa la energía cinética del viento según la cantidad de aire que se esté desplazando. Para cierta ubicación se determina un perfil de velocidades con su probabilidad de aparición.
- Orientación: Determina el lugar desde donde viene el viento.
- Turbulencia: Consiste en la aparición de vórtices por cambios súbitos en las condiciones del viento. Las turbinas de eje vertical se desenvuelven mejor en espacios turbulentos, por otro lado, las de eje horizontal consideran esta variable para evaluar los esfuerzos a los que estará sometido el aerogenerador.

2.3.3.3. Disponibilidad energética

Para evaluar la disponibilidad energética del recurso eólico se utilizará la herramienta “explorador eólico”, desarrollada por el Departamento de Geofísica de la Universidad de Chile utilizando el modelo WRF y puesta a disposición pública por el Ministerio de Energía. La Figura 2-6 presenta la distribución de corrientes eólicas para la zona comprendida entre Santiago y Temuco, exhibiendo valores entre 4 y 9 m/s a 100 m de altura.

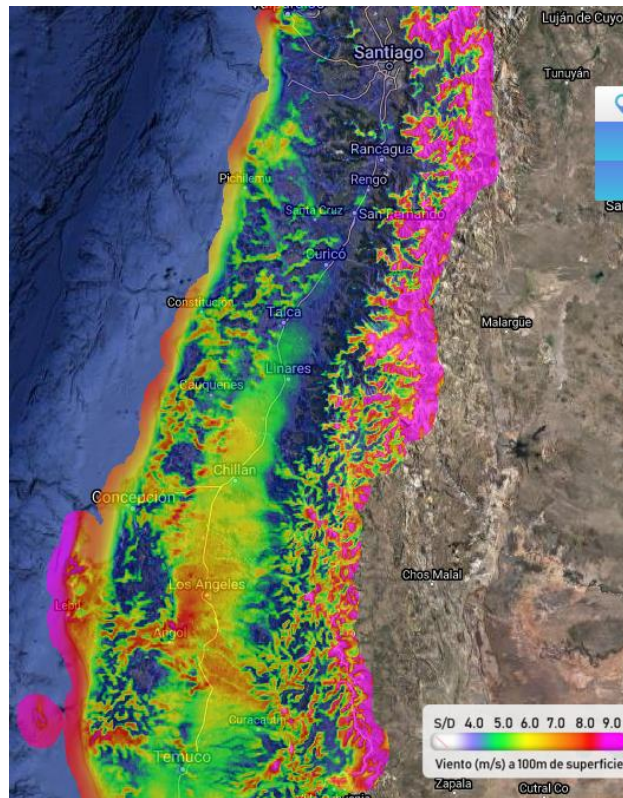


Figura 2-6: Interfaz de explorador eólico para la zona comprendida entre Santiago y Temuco.

Fuente: Explorador Eólico⁷.

⁷ <http://eolico.minenergia.cl/exploracion>

2.3.4. Aerogeneradores

Los aerogeneradores son los dispositivos que aprovechan el movimiento del viento para producir energía eléctrica.

2.3.4.1. Teoría del funcionamiento de aerogeneradores

El rotor de un aerogenerador gira debido a que sus aspas, alabes o palas, están sometidos a dos fuerzas que: son arrastre, la que ocurre en la misma dirección del viento, y sustentación, la cual produce una fuerza, perpendicular al viento, por la reacción del empuje del aire y por variaciones de presión y velocidad en las caras del alabe.

2.3.4.2. Coeficiente de potencia

Consiste en la relación entre la potencia extraíble y la potencia disponible del viento. Dados los planteamientos de Albert Betz, se establece además un límite del aprovechamiento de la energía eólica, esto dado que para extraer toda la energía del aire deberíamos detenerlo, lo cual, no permitiría el paso de más aire a través de la turbina. El coeficiente de potencia y coeficiente de potencia máximo se presentan en la ecuación 10 y 11 respectivamente.

$$C_p = \frac{\text{Potencia}_{\text{extraible}}}{\text{Potencia}_{\text{disponible}}} \quad (10)$$

$$C_{p\text{máx}} = 0,59259 \quad (11)$$

2.3.4.3. Tipos de aerogeneradores

Los aerogeneradores pueden clasificarse según diversos factores. El Anexo 2 presenta un diagrama con estos factores y sus categorías. Los factores son los siguientes:

- Fuerza de giro
- Disposición del eje
- Número de palas
- Velocidad específica
- Tipo de giro del rotor
- Tipo de palas
- Tamaño
- Resistencia al viento
- Generador eléctrico

Los aerogeneradores más comunes utilizan una fuerza de giro por sustentación, su eje se encuentra de forma horizontal, poseen 3 palas y su velocidad específica rodea el valor de 8 m/s, ya que esta configuración permite lograr mejores coeficientes de potencia (entre 0,25 y 0,5).

La Figura 2-7 presenta un ejemplo del aerogenerador descrito anteriormente.



Figura 2-7: Aerogenerador tripala. Fuente: Manual de energía eólica: Desarrollo de proyectos e instalaciones, Cucó.

2.3.4.4. *Sistema de generación a partir de energía eólica*

El sistema que conforma el aerogenerador está compuesto por las siguientes partes:

- **Aspas:** Elementos que reciben la fuerza del viento y producen la rotación del buje.
- **Buje o cubo:** Componente que une las palas y que se conecta sobre el eje de baja velocidad para transmitir la fuerza al multiplicador.
- **Multiplicador:** Multiplica la velocidad de rotación del buje.
- **Generador:** Transforma la energía de rotación en energía eléctrica. Su rotor se conecta al multiplicador y el estator permanece acoplado a la góndola.
- **Góndola:** Estructura que va sobre la torre donde se montan: buje, multiplicador, generador y sistema de control. Consiste en una carcasa de chapa metálica.
- **Torre:** Estructura que soporta los elementos de aprovechamiento eólico y generación de energía del aerogenerador y va unida al suelo. Su tamaño suele ser superior a los 100 m.
- **Freno:** Utilizados para no sobrepasar la velocidad adecuada de generación en caso de vientos excesivamente veloces.
- **Sistema de control:** Generalmente es un microprocesador que regula los frenos, la orientación del eje y diagnostica el estado de las partes del aerogenerador.
- **Bastidor:** Elemento que va montado sobre un rodamiento y que está unido a la torre. Permite el giro de la torre mediante motorreductores.
- **Transformador:** Permite variar el voltaje de la energía generada para su utilización, almacenamiento o conexión con la red.

En la Figura 2-8 se presenta un despiece de un aerogenerador, indicando las partes mencionadas.

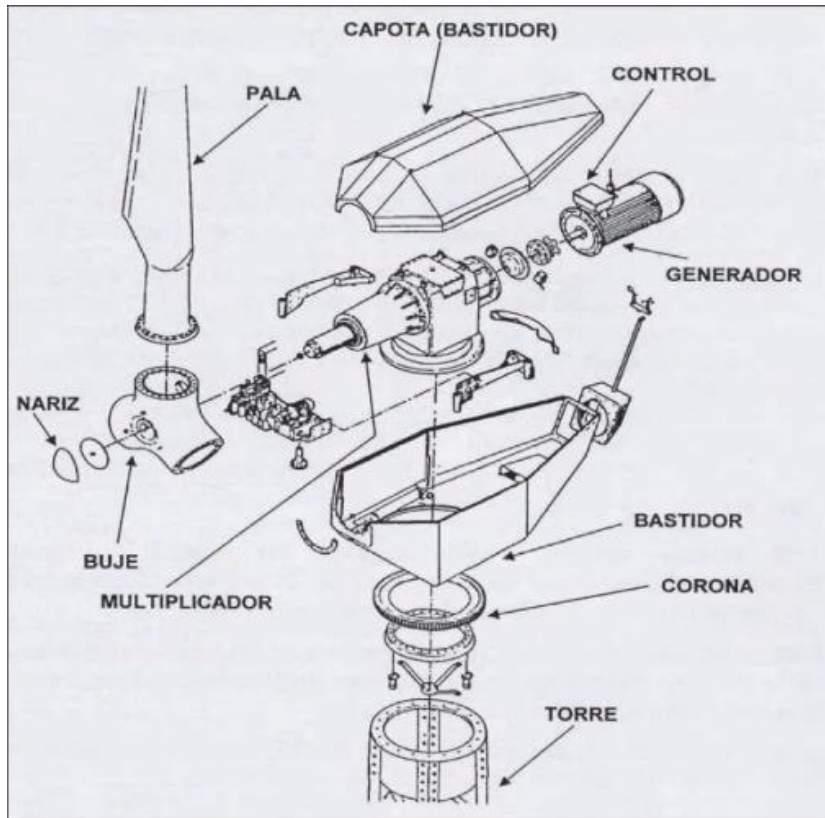


Figura 2-8: Partes del aerogenerador. Fuente: Manual de energía eólica: Desarrollo de proyectos e instalaciones, Cucó.

2.4. ASPECTOS ECONÓMICOS

Para realizar la comparación económica del proyecto desarrollado en función de las 2 alternativas energéticas, se deberá tener conocimiento del modelo de evaluación económica a utilizar y de los costos asociados a la implementación de cada opción.

Los principales costos a considerar son valor de los equipos, costos de instalación, costos de mantenimiento y costos de operación.

Como no se tendrá una ganancia monetaria relativa a la implementación de este proyecto, se deberá comparar el costo anual unitario equivalente (CAUE) de uno respecto del otro, siendo la alternativa con menor CAUE la más adecuada económicamente.

2.1.1. Costo anual unitario equivalente (CAUE)

El CAUE corresponde a un indicador, generado a partir de los costos asociados a un proyecto, en donde se separa el costo total de la implementación de un proyecto en periodos anuales de valor equivalente. Su principal característica, de importancia para esta memoria, es que se puede generar en un sistema productivo que no produce ingresos y posteriormente se compara con una alternativa.

Existen distintos métodos para calcular el CAUE. Para esta memoria se utilizará el método de recuperación de capital más intereses, planteado en la ecuación 12.

$$CAUE = (P - VS) \cdot \left[\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] + VS(i) + CAO \quad (12)$$

Dónde:

P : Costo inicial (\$).

VS : Valor de salvamento (\$).

i : Tasa de interés (%).

n : Periodo de tiempo (años).

CAO : Costo anual de operación (\$).

CAPÍTULO 3. DESARROLLO DE LA SOLUCIÓN A LA PROBLEMÁTICA

3.1. CARACTERÍSTICAS DE LA CÁMARA

El diseño de la cámara fue extraído del documento “Anteproyecto de una cámara frigorífica para realizar fumigación de manzana de exportación”[13], el cual se desarrolló en base a una cámara real, que se describe en la siguiente sección. Con los datos de esta cámara, es posible dimensionar los requerimientos energéticos, los cuales serán satisfechos mediante un ciclo de refrigeración basado en energías renovables no convencionales, fundamentalmente, energía solar.

3.1.1. Ubicación de la cámara

La cámara fue proyectada en la región del Maule, dada su superioridad en cuanto a producción de manzanas. La cámara, originalmente dimensionada en la planta DOLE, Molina, es relocalizada en San Javier y Parral, entregando propiedades geofísicas similares.

Las ubicaciones mencionadas poseen las siguientes características topográficas, presentadas en la Tabla 3-1.

Tabla 3-1: Características topográficas de las ubicaciones de estudio para la cámara. Datos extraídos de explorador solar.

<i>Comuna</i>	<i>Empresa</i>	<i>Latitud</i>	<i>Longitud</i>	<i>Altura (m)</i>
Molina	Dole Planta Molina	-35.0708	-71.2592	241
San Javier	Packing San Javier	-35.607	-71.6997	113
Parral	Frutícola Olmué	-36.1585	-71.8153	183

3.1.2. Dimensiones y capacidad de la cámara

La cámara posee las siguientes dimensiones: 5 m de ancho, 14,5 m de largo y 3,5 m de alto.

Se consideraron bins de dimensiones $1 \times 1,2 \times 0,8$ m, cuyos datos son presentados en el Anexo 3.

Por lo tanto, la cámara puede albergar 114 bins, lo cual equivale a 38.000 kg de manzanas de exportación, aproximadamente.

La distancia entre bins se consideró como 0,1 m, tomando en cuenta que no existirá tránsito de personas durante la operación de la cámara.

La cámara posee una puerta 2 m de ancho y 3 m de alto.

La Tabla 3-2 presenta contiene los datos de las dimensiones de una manera más ordenada.

Tabla 3-2: Dimensiones de la cámara. Elaboración propia.

<i>Dimensión</i>	<i>Magnitud</i>
Alto	3,5 m
Ancho	5 m
Largo	14,5 m
Pared (Norte y Sur)	17,5 m ²
Pared (Este y Oeste)	50,75 m ²
Techo y piso	72,5 m ²
Volumen	253,75 m ³

3.2. PRAMETRIZACIÓN DE LA CARGA TÉRMICA Y EVALUACIÓN DE LA DISPONIBILIDAD ENERGÉTICA

En este apartado se presentan los cálculos, a partir de normas de la carga térmica requerida, y a partir de esta, se seleccionan los equipos adecuados que satisfacen los requerimientos del sistema. A su vez, se determina la disponibilidad de energía renovable no convencional que permitiría la operación de estos equipos y satisfacer la demanda de energía, para lo cual se utilizaran fuentes de información contenidas en literatura técnica y recursos en línea. Parte de esta información, como los cálculos desarrollados, se alojaron en el apéndice A. Por lo que, en este apartado, se presentan los valores obtenidos relevantes para el desarrollo de este documento.

3.2.1. Cálculo de la carga térmica

Para el cálculo de la carga térmica se utilizó el capítulo 12 de ASHRAE Handbook, donde se presentan los factores adecuados junto con las principales variables consideradas en el diseño de cámaras de refrigeración.

La Tabla 3-3 presenta los valores obtenidos de la evaluación de la carga térmica de la cámara en cuestión. Se incluye el factor de seguridad del 10%, indicado por las normas ASHRAE, el que se aplica al requerimiento total de energía. La memoria de cálculo se encuentra desarrollada en el Apéndice A.

Tabla 3-3: Valores de la carga térmica. Elaboración propia.

<i>Carga térmica</i>	<i>Magnitud (kW)</i>
Flujo de calor aportado por paredes, techo y piso	1,562
Flujo de calor aportado por el ingreso de producto	22,8
Flujo de calor aportado por el metabolismo de la fruta	2,303
Flujo de calor aportado por los motores	4,427
Flujo de calor aportado por infiltraciones de aire	0,484
Total de la carga térmica	31,576
Total de la carga térmica considerando el sobredimensionamiento	34,291

3.2.2. Evaluación de la disponibilidad energética

La disponibilidad energética, se evaluó, empleando las aplicaciones Explorador Solar y Eólico, que existe en línea, para las ubicaciones geofísicas indicadas anteriormente.

3.2.2.1. Disponibilidad de energía solar

Se obtuvieron reportes de datos desde el explorador solar, para las tres ubicaciones consideradas. Estos datos presentan dos tipos de configuración que son: un panel paralelo al suelo, por lo que su inclinación es nula, y un segundo panel, con un ángulo de inclinación, respecto de la horizontal de 35°, orientado hacia el norte. Los aspectos más relevantes del reporte, se encuentran en el Anexo 13. A su vez, la Tabla 3-4 presenta los datos más representativos de la disponibilidad solar para las ubicaciones previamente mencionadas, tomando en cuenta las condiciones más desfavorables y que el colector se encuentra inclinado en 35°, correspondiente a la inclinación en los periodos de equinoccios que permite que los rayos solares incidan perpendicularmente sobre el colector.

Tabla 3-4: Propiedades de temperatura y radiación en condiciones de inclinación de 35°. Datos obtenidos de explorador solar.

<i>Propiedad</i>	<i>Magnitud</i>		
<i>Ciudad</i>	<i>Molina</i>	<i>San Javier</i>	<i>Parral</i>
<i>Temperatura máx. (enero)</i>	29 °C	29 °C	29 °C
<i>Radiación global menor (junio)</i>	2,57 kWh/m ² /día	2,63 kWh/m ² /día	2,74 kWh/m ² /día

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

3.2.2.2. Disponibilidad de energía eólica

Se obtuvieron los datos relevantes a partir del explorador eólico, para las tres ubicaciones consideradas. Cabe indicar que los distintos datos, se obtuvieron por sensores emplazados a 10 m de altura respecto del suelo. De estos datos, destacan: velocidad, frecuencia y orientación del viento. Los aspectos más relevantes del reporte, se encuentran en el Anexo 14. A su vez, las Tablas: 3-5, 3-6 y 3-7, presentan los datos más representativos de la disponibilidad media de energía eólica para las ubicaciones consideradas. Cabe mencionar que la dirección del viento más frecuente es sur.

Tabla 3-5: Frecuencia de velocidades para Molina. Elaboración propia con datos extraídos de explorador eólico.

<i>Velocidad del viento (m/s)</i>	<i>Frecuencia</i>
0,52	0,13
1,55	0,25
2,58	0,24
3,62	0,19
4,65	0,11
5,68	0,05
6,71	0,02
7,74	0,01

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

Tabla 3-6: Frecuencia de velocidades para San Javier. Elaboración propia con datos extraídos de explorador eólico.

<i>Velocidad del viento (m/s)</i>	<i>Frecuencia</i>
0,52	0,15
1,55	0,21
2,59	0,21
3,62	0,18
4,66	0,13
5,69	0,07
6,73	0,03
7,76	0,01
8,8	0,01

Tabla 3-7: Frecuencia de velocidades para Parral. Elaboración propia con datos extraídos de explorador eólico.

<i>Velocidad del viento (m/s)</i>	<i>Frecuencia</i>
0,62	0,15
1,86	0,22
3,1	0,23
4,34	0,2
5,57	0,12
6,81	0,05
8,05	0,02
9,29	0,01

3.3. SELECCIÓN DE EQUIPOS

La selección de los equipos se realizó en base a los requerimientos del sistema. Por lo cual fue necesario el cálculo de las características necesarias de cada uno. La memoria de cálculo relativa a la selección de equipos se encuentra en los apéndices B, C, D y E

3.3.1. Selección de equipos de refrigeración

La selección de los equipos se basó en la carga térmica, la temperatura de la cámara y la temperatura del aire, datos que permiten seleccionar los componentes del ciclo y sus equipos principales, tanto para el sistema basado en un ciclo de absorción como para el sistema soporte basado en ciclo Plank. Además, para garantizar las condiciones de almacenamiento de la manzana deben seleccionarse equipos relativos al control de la atmósfera. Los equipos comunes, que emplean ambos sistemas, se presentan en la Tabla 3-8. Por otro lado, los equipos que son propios y permiten la operación para el ciclo Plank, se presentan en la Tabla 3-9. Mientras que el equipo que se requiere para la operación del ciclo de absorción se presenta en la Tabla 3-10. Los cálculos que permitieron la selección de equipos se desarrollan en el Apéndice B, los que se plantearon en base a al texto “Manual de refrigeración”[14].

Tabla 3-8: Equipos comunes para ciclo por absorción y compresión. Elaboración propia

<i>Equipo</i>	<i>Marca/Empresa</i>	<i>Modelo</i>	<i>Descripción</i>
Condensador	Frimetal	CBN-51HA	Anexo 9
Evaporador	Intercal	EIC NH-6-504/171-AI	Anexo 8
Válvula de expansión	Danfoss	REG-SA-SS	Anexo 10
Humidificador	Cantek Group	Octohumi	Anexo 17
Detector de oxígeno	Detectores y sensores	No aplica	Anexo 17
Detector de dióxido de carbono	Detectores y sensores	No aplica	Anexo 17

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

Tabla 3-9: Equipos requeridos para ciclo por compresión. Elaboración propia.

<i>Equipo</i>	<i>Marca/Empresa</i>	<i>Modelo</i>	<i>Descripción</i>
Compresor	Mycom	N2K	Anexo 7
Motor	Crompton Greaves Limited	IE2 AS PER IEC 60034:30	Anexo 11

Tabla 3-10: Equipo requerido para el ciclo por absorción. Elaboración propia.

<i>Equipo</i>	<i>Marca/Empresa</i>	<i>Modelo</i>	<i>Descripción</i>
Equipo de absorción	AGO	AGO congeló®	Anexo 12

3.3.2. Selección de equipos energéticos

Se realizó la selección de equipos en base a las condiciones de disponibilidad del recurso y luego se seleccionaron los dispositivos pertinentes para el funcionamiento adecuado del sistema. Los textos utilizados para el cálculo de los equipos fueron: “Energía termosolar”[15] y “Manual de energía eólica: Desarrollo de proyectos e instalaciones”[12].

3.3.2.1. Equipos para generación térmica

Se considera un sistema compuesto por colectores solares, estanques de almacenamiento térmico y un termostato, cuyos detalles se presentan en la Tabla-3-11. Los equipos satisfacen los requerimientos térmicos y una autonomía de 12 horas.

Tabla 3-11: Equipos para generación de energía térmica a partir de energía solar. Elaboración propia.

Equipo	Marca/Empresa	Modelo	Cantidad	Descripción
Colector	Gaiasolar	PT-5760	Tabla 3-12	Anexo 16
Estanque	ESOL	T0-2000	9	Anexo 16
Aceite térmico	Shell	Shell Heat Transfer Oil S2	80	Anexo 16
Termostato	WIKA	SC64	1	Anexo 16

Para cada ubicación seleccionada se obtuvo una cantidad distinta de colectores, debido a las condiciones geofísicas, los cuales se presentan en la Tabla 3-12

Tabla 3-12: Cantidad de colectores según ubicación. Elaboración propia.

Equipo	Ubicación	Cantidad
Colector solar	Molina	24
	San Javier	24
	Parral	23

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

3.3.2.2. Equipos para generación eléctrica

Tomando en cuenta la velocidad media del viento y la potencia a suministrar, se seleccionaron turbinas, adecuadas a la velocidad del viento y la potencia requerida, las cuales requieren la instalación de una torre y la selección de: regulador, inversor y baterías. La Tabla 3-13 presentan los equipos seleccionados.

Tabla 3-13: Equipos para generación eléctrica a partir de energía eólica. Elaboración propia.

<i>Equipo</i>	<i>Marca/Empresa</i>	<i>Modelo</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Descripción</i>
Aerogenerador	Bornay	Wind+ 25.3	Tabla 3-14	Anexo 12
Regulador	Bornay	MPPT WIND+	Tabla 3-14	Anexo 12
Inversor/Cargador	Bornay	Victron 48/10000/140/100	3	Anexo 12
Batería	Bornay	26 PVS 4940	360	Anexo 12

Para cada ubicación seleccionada se obtuvo una cantidad distinta de aerogeneradores, debido a las condiciones geofísicas, los cuales se presentan en la Tabla 3-14

Tabla 3-14: Cantidad de Aerogeneradores según ubicación. Elaboración propia.

<i>Equipo</i>	<i>Ubicación</i>	<i>Cantidad</i>
Aerogenerador y Regulador	Molina	106
	San Javier	79
	Parral	56

3.4. COSTOS Y EVALUACIÓN ECONÓMICA

Se realizó la cotización de los equipos que diferenciaban a un sistema del otro obteniendo así el costo de la implementación de cada uno de los sistemas. A partir de estos valores se compararán las alternativas de manera económica.

3.4.1. Costo de equipos

Se cotizaron los equipos que son distintivos de cada sistema, ya que, los equipos comunes son irrelevantes para la comparación económica. Los datos son presentados en la Tabla 3-15. Se convirtieron los precios a precio dólar para el día 27 de noviembre del 2020⁸.

Tabla 3-15: Costo de los equipos, convertido a dólar estadounidense. Elaboración propia.

<i>Equipo</i>	<i>Precio unitario</i>	<i>Precio (USD)</i>
Sistema por compresión		
Compresor	7.625 USD	7.625
Motor	429.739 CLP	560,8
Aerogenerador	7.150 EUR	8.525,25
Torre	650.000 CLP	780,44
Regulador	1.350 EUR	1.609,66
Inversor/Cargador	3.778 EUR	4.513,07
Batería	49.860 ⁹ EUR	59.561
Sistema por absorción		
Equipo absorción	370.000 EUR	441166,83
Colector solar	6.000 USD	6.000
Estanque térmico	2.620.000 CLP	2408,35
Fluido térmico	602.171 CLP	783,36
Termostato	80.000 CLP	104,07

⁸ 1 USD = 766,30 CLP = 0,84 EUR

⁹ Precio para 24 baterías de 2 V en serie.

3.4.2. Inversión inicial

A partir de los costos de los equipos, la vida útil de los equipos y la cantidad de equipos requeridos para el desarrollo de cada sistema, se obtienen los valores de inversión inicial, con proyección a 10 años, para cada ubicación, presentados en la Tabla 13-16, Tabla 13-17 y Tabla 13-18. Se considera un importe de 30% el valor del equipo, asociado al transporte, los seguros relativos al transporte, gastos de internación y derechos aduaneros. Sobre este valor final se aplica el IVA.

Tabla 3-16: Costos de implementación, con proyección a 10 años, de las 2 alternativas, para Molina. Elaboración propia.

Molina				
Compresión				
<i>Equipo</i>	<i>Precio</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio final</i>	<i>Importe (30%)</i>
Compresor	7625	1	7625	9912,5
Motor	667,35	1	560,8	560,8
Aerogenerador	8525,25	106	903676,5	1174779,45
Torre	780,44	106	82726,64	82726,64
Regulador	1609,66	106	170623,96	221811,148
Baterías	59561	15	893415	1161439,5
Inversor	4513,07	3	13539,21	17600,973
Inversión inicial				\$ 2.668.831
IVA (19%)				\$ 507.078
TOTAL (USD)				\$ 3.175.909
Absorción				
<i>Equipo</i>	<i>Precio</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio final</i>	<i>Importe (30%)</i>
Equipo de absorción	441166,83	1	441166,83	573516,879
Fluido térmico(galón)	783,36	186	145704,96	145704,96
Estanque térmico	2408,35	10	24083,5	24083,5
Termostato	104,07	5	520,35	520,35
Colector solar	6000	24	144000	187200
Inversión inicial				\$ 931.026
IVA				\$ 176.895
TOTAL (USD)				\$ 1.107.921

Tabla 3-17: Costos de implementación, con proyección a 10 años, de las 2 alternativas, para San Javier. Elaboración propia.

San Javier				
Compresión				
<i>Equipo</i>	<i>Precio</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio final</i>	<i>Importe (30%)</i>
Compresor	7625	1	7625	9912,5
Motor	667,35	1	560,8	560,8
Aerogenerador	8525,25	79	673494,75	875543,175
Torre	780,44	79	61654,76	61654,76
Regulador	1609,66	79	127163,14	165312,082
Baterías	59561	15	893415	1161439,5
Inversor	4513,07	3	13539,21	17600,973
Inversión inicial				\$2.292.024
IVA				\$ 435.485
TOTAL (USD)				\$2.727.508
Absorción				
<i>Equipo</i>	<i>Precio</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio final</i>	<i>Importe (30%)</i>
Equipo de absorción	441166,83	1	441166,83	573516,879
Fluido térmico(galón)	783,36	186	145704,96	145704,96
Estanque térmico	2408,35	10	24083,5	24083,5
Termostato	104,07	5	520,35	520,35
Colector solar	6000	24	144000	187200
Inversión inicial				\$ 931.026
IVA				\$ 176.895
TOTAL (USD)				\$1.107.921

Tabla 3-18: Costos de implementación, con proyección a 10 años, de las 2 alternativas, para Parral. Elaboración propia.

Parral				
Compresión				
<i>Equipo</i>	<i>Precio</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio final</i>	<i>Importe (30%)</i>
Compresor	7625	1	7625	9912,5
Motor	667,35	1	560,8	560,8
Aerogenerador	8525,25	56	477414	620638,2
Torre	780,44	56	43704,64	43704,64
Regulador	1609,66	56	90140,96	117183,248
Baterías	59561	15	893415	1161439,5
Inversor	4513,07	3	13539,21	17600,973
Inversión inicial				\$1.971.040
IVA				\$ 374.498
TOTAL (USD)				\$2.345.537
Absorción				
<i>Equipo</i>	<i>Precio</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio final</i>	<i>Importe (30%)</i>
Equipo de absorción	441166,83	1	441166,83	573516,879
Fluido térmico(galón)	783,36	186	145704,96	145704,96
Estanque térmico	2408,35	10	24083,5	24083,5
Termostato	104,07	5	520,35	520,35
Colector solar	6000	23	138000	179400
Inversión inicial				\$ 923.226
IVA				\$ 175.413
TOTAL (USD)				\$1.098.639

3.4.3. Costos operacionales

Fueron consideradas inspecciones mensuales para los equipos de refrigeración y anuales para los equipos energéticos. Los costos de inspección para los equipos de refrigeración fueron discutidos con técnicos en refrigeración de la empresa Refritec S.A., mientras que los costos de inspección anuales de los equipos energéticos fueron extraídos de la literatura para la energía solar[15] y eólica[12]. Además, para el sistema por absorción, fue calculado el costo del consumo eléctrico de los equipos, a partir de las tarifas de suministro eléctrico de CGE[16]. Los cálculos se encuentran desarrollados en el Apéndice F, y la Tabla 3-19 presenta los gastos operacionales obtenidos.

Tabla 3-19: Costos operacionales de las alternativas consideradas. Elaboración propia.

<i>Sistema/Generación</i>	<i>Costo Anual (USD)</i>		
	<i>Molina</i>	<i>San Javier</i>	<i>Parral</i>
Compresión/Eólica	28.726	23.839	19.676
Absorción/Solar	15.665	15.665	15.545

3.4.4. Evaluación del CAUE

Se calculó el CAUE para las alternativas consideradas, utilizando los valores de inversión inicial, costos de operación, tasa de interés del 10% y una proyección a 10 años. Se asume que los equipos serán utilizados durante toda su vida útil por lo cual no se considera valor de salvamento. Se obtuvieron los resultados presentados en las tablas: Tabla 3-20, Tabla 3-21 y Tabla 3-22.

Tabla 3-20: Evaluación del CAUE para sistema por compresión y absorción, ubicado en la ciudad de Molina. Elaboración propia.

Molina		
	<i>Compresión</i>	<i>Absorción</i>
Inversión inicial	\$ 3.175.909	\$ 1.020.731
Costo operacional	\$ 28.440	\$ 15.665
Periodo de tiempo (años)	10	10
Interés	0,1	0,1
CAUE	\$ 545.305	\$ 181.784

Tabla 3-21: Evaluación del CAUE para sistema por compresión y absorción, ubicado en la ciudad de San Javier. Elaboración propia.

San Javier		
	<i>Compresión</i>	<i>Absorción</i>
Inversión inicial	\$ 2.727.508	\$ 1.020.731
Costo operacional	\$ 23.580	\$ 15.665
Periodo de tiempo (años)	10	10
Interés	0,1	0,1
CAUE	\$ 467.469	\$ 181.784

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

Tabla 3-22: Evaluación del CAUE para sistema por compresión y absorción, ubicado en la ciudad de Parral. Elaboración propia.

Parral		
	<i>Compresión</i>	<i>Absorción</i>
Inversión inicial	\$ 2.345.537	\$ 1.011.449
Costo operacional	\$ 19.440	\$ 15.545
Periodo de tiempo (años)	10	10
Interés	0,1	0,1
CAUE	\$ 401.165	\$ 180.154

Al evaluar el proyecto en un periodo de 10 años se logra apreciar que el sistema por absorción presenta un valor menor que el sistema por compresión. La cantidad de aerogeneradores necesarios, para cubrir la demanda requerida, se presenta como el factor crítico por el cual el sistema por compresión posee más costo.

CAPÍTULO 4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1. ANÁLISIS ECONÓMICO Y TÉCNICO

A partir de los costos y de los equipos utilizados para el planteamiento del proyecto, se comentarán los factores que inciden en este resultado, dando paso a opciones de mejora del sistema.

4.1.1. Factores incidentes

Al analizar los datos de la tabla 3-16, tabla 3-17 y tabla 3-18, se denota que los principales costos, de la propuesta termosolar, en las tres ubicaciones, corresponden al equipo de absorción, en cambio, para la propuesta eólica, en Molina, el mayor costo se presenta en los aerogeneradores, mientras que, para San Javier y Parral, se presenta en el banco de baterías.

La cantidad de aerogeneradores requerida es demasiado grande, en los 3 casos, y esto es debido a la baja frecuencia de vientos adecuados para la producción (alrededor de un 60% de los vientos no es aprovechable). Debe tomarse en cuenta que, por cada generador instalado, debe existir una superficie mínima, un regulador, una torre y, además, debe realizarse mantención. Estos hechos aumentan la inversión inicial y el costo operacional.

Por otro lado, la cantidad de baterías es un número importante a considerar, ya que, corresponde a un 36,6% de la inversión inicial en Molina, un 42,6% de la inversión inicial en San Javier y un 49,5% de la inversión inicial en Parral. Estos números corresponden con la literatura, en donde se comenta que el costo de las baterías corresponde, aproximadamente, a un 40% de la inversión.

La cantidad de baterías, está dada por el tiempo de autonomía de la instalación el cual fue considerado de 4 días, a partir de lo recomendado por la literatura, a diferencia de su contraparte solar en donde se consideró una autonomía de 14 horas. Esta diferencia tan drástica se debe a que, para la energía eólica, podrían encontrarse condiciones geofísicas, en donde el viento no sea adecuado para la producción por un extenso periodo de tiempo, en cambio, para el sistema termo solar, la radiación solar será captada a pesar de condiciones climáticas adversas.

Capítulo 4. Análisis de resultados

Gracias a la parametrización de los cálculos, se planteó, rápidamente, el escenario de disminuir la cantidad de baterías para una autonomía de solo 1 día, lo cual disminuye el CAUE de las alternativas con aerogeneración en 164.951 USD, sin embargo, aún no es suficiente para igualar a su contraparte.

Debe considerarse, además, que para el sistema termosolar no fue evaluado el costo del sistema de bombeo y su respectiva aislación térmica, esto dado a que no se dispone de las dimensiones de las tuberías, sin embargo, se dispone de un monto de 1.246.899 USD, a partir del cual el sistema sigue siendo más rentable económicamente.

4.1.2. Recomendaciones de mejora

Respecto a sistema de refrigeración, sería adecuado considerar un equipo condensador enfriado por agua, lo que disminuiría la temperatura de condensación y por ende la presión de descarga, dando la posibilidad de la selección de un compresor más pequeño, lo que se traduce en menos requerimiento de potencia eléctrica, ergo, menos aerogeneradores, solucionando así el problema de la gran cantidad requerida de estos equipos.

Respecto al sistema de absorción, sería interesante la consideración de un sistema híbrido, con el fin de cubrir los requerimientos de potencia eléctrica de este sistema. Es muy probable que esta propuesta aumente los costos hasta alcanzar los valores del sistema por compresión.

CONCLUSIONES

A partir del análisis del estado del arte, se obtuvieron referencias para: funcionamiento de cámaras de refrigeración, equipos para sistemas de refrigeración, sistemas energéticos no convencionales y precios de algunos equipos y servicios, relativos a la implementación de los sistemas estudiados, datos que fueron esenciales para el desarrollo de este documento.

Se evaluaron las condiciones más desfavorables de funcionamiento, a partir de la norma ASHRAE, para obtener los requerimientos térmicos de la cámara, determinando así parámetros de funcionamiento para determinar los equipos a utilizar que garanticen el correcto funcionamiento de la cámara. Por otro lado, tomando en cuenta las condiciones de atmósfera, requeridas para el adecuado almacenamiento de manzanas, se seleccionaron equipos que satisfacen estas necesidades.

Respecto a los recursos energéticos disponibles en cada ubicación, fueron utilizadas las páginas webs explorador solar y explorador eólico, obteniendo los datos relativos a cada ubicación y recurso energético.

Se seleccionaron los componentes de la cámara, separándolos en 2 conjuntos: comunes, para el sistema de refrigeración por compresión como para el sistema por absorción y equipos distintivos de cada alternativa incluyendo los equipos energéticos.

La evaluación económica realizada proporcionó los costos de cada sistema, siendo el CAUE del sistema por compresión: 545.305 USD, para Molina, 467.469 USD, para San Javier, y 401.165 USD, para Parral. Por otra parte, el CAUE del sistema por absorción es: 181.784 USD, para Molina, 181.784 USD, para San Javier, y 180.154 USD, para Parral, resultando en el ciclo de absorción, alimentado por paneles termosolares, como la mejor alternativa desde el punto de vista económico, para las tres ubicaciones.

Conclusiones

Técnicamente es factible la realización de ambos sistemas, si bien, la envergadura del proyecto cambia, económicamente los proyectos se diferencian obteniendo, de esta manera, que el ciclo por compresión es más caro que el otro.

Sería adecuado volver a realizar este estudio buscando alternativas a los equipos seleccionados, a fin de modificar los parámetros de funcionamiento del ciclo logrando el mismo efecto refrigerante con requerimientos energéticos más bajos. En otras palabras, mejorar el coeficiente de operación (COP) del sistema.

Los dos sistemas fueron evaluados en las actuales circunstancias del mercado, empero considerando, las políticas del ministerio de energía, en el sentido de proponer tasas impositivas mayores a los sistemas convencionales de producción energética, podrían hacerse rentables, las alternativas desarrolladas, en un escenario de mayor costo de la energía, relacionado a los incrementos impositivos, asociados a los costos ambientales, del uso de combustibles fósiles en la generación de energía eléctrica, que harían que estas alcanzaran costos que permitan que las alternativas analizadas sean factible, ya que se debe considerar que actualmente el 68% de la matriz energética es en base a carbón y que el desarrollo de las energía renovables no convencionales están permitiendo bajas considerables de precios en estas tecnologías y las políticas del Estado tendientes a su masificación (Proyecto 3030).

Fue posible el desarrollo y cumplimiento de todos los objetivos, siendo el único inconveniente la cotización de algunos equipos, a los cuales se les otorgó un costo en base a cotizaciones previas realizadas en otros proyectos o en base a información encontrada en la literatura. Además, puede considerarse un valor de corte respecto al sistema comparado con precios actuales para determinar a qué precio se vuelve inviable el proyecto.

REFERENCIAS

- [1] ODEPA, *Reflexiones y Desafíos al 2030*. 2018.
- [2] I. Quiroz, “Plantación de manzanos , perales y cerezos y su impacto en la oferta . Tendencias de plantación en manzanos , perales y cerezos y su impacto en la oferta de fruta,” 2017.
- [3] C. Moggia, O. Hernández, M. Pereira, G. A. Lobos, and J. A. Yuri, “Effect of the Cooling System and 1-MCP on the Incidence of Superficial Scald in ‘Granny Smith’ Apples,” *Chil. J. Agric. Res.*, vol. 69, no. 3, pp. 383–390, 2009.
- [4] F. Storage, *Deciduous tree and vine fruit*, vol. 1998. 1998.
- [5] R. Storage, *Commodity storage requirements*, vol. 1998. 1998.
- [6] V. Gutiérrez, “Cosecha, postcosecha y comercialización de la manzana,” *Asoc. mujeres fruticultoras “las rositas,”* p. 26, 2017.
- [7] R. Load, “Refrigeration load,” *ASHRAE Handb.*, vol. 1998, 1998.
- [8] Y. A. Cengel and M. A. Boles, “Termodinámica,” p. 1041, 2012.
- [9] M. Rovira, *El sol*. Eudeba, 2009.
- [10] F. J. Entrena Gonzalez, *Determinacion del potencial solar (UF0212)*. IC Editorial, 2016.
- [11] J. C. Schallenberg *et al.*, *Energías renovables y eficiencia energética*. .
- [12] S. Cuco Pardillos, *Manual de energia eolica: desarrollo de proyectos e instalaciones*. Editorial de la Universidad Politecnica de Valencia, 2017.
- [13] M. A. Rivas Pereira, “Anteproyecto de una cámara frigorífica, para realizar fumigación de manzana de exportación,” *Curicó : Universidad de Talca, Curicó*, 2017.
- [14] J. M. Franco Lijo, *Manual de refrigeracion*. Editorial Reverte, 2013.
- [15] A. Creus Sole, *Energia termosolar*. Cano Pina, 2014.
- [16] A. N° *et al.*, “Tarifas de Suministro Eléctrico - 1 de enero de 2020 CGE,” 2020.

APÉNDICE A: CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA

La parametrización de los cálculos se realizó en el software PTC Mathcad Prime 6.0.0.0.

Se comienza el cálculo con las cargas térmicas por transmisión del viento hacia las paredes de la cámara, lo cual implicaría el cálculo del coeficiente pelicular convectivo del viento y por ende el cálculo del número de Nusselt y Número de Reynolds el cual podría variar su régimen a medida que avanza por las paredes de la cámara, sin embargo, la norma ASHRAE 1998, capítulo 12, página 1, indica lo siguiente:

“Un valor de $9,3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ para \dot{h}_i y \dot{h}_e es frecuentemente usado para aire quieto. Si la superficie exterior está expuesta a vientos de 24 km/h , \dot{h}_e aumenta a $34 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.”

Por lo cual se considerarán esos valores para los cálculos.

Tabla de datos para el cálculo del flujo de calor a través de las paredes.

<i>Propiedad</i>	<i>Magnitud</i>
Conductividad térmica panel (Poliuretano inyectado)(k)	0,022 W/(m·K)
Espesor (e)	0,1 m
Superficie total (A)	209 m ²
Temperatura interior	274,15 K
Temperatura exterior	308,15 K

Se utilizaron los datos de un panel térmico comercial de la empresa SUPERFRIGO, ubicada en San Fernando. El Anexo 4 presenta una tabla extracto del catálogo de la empresa y la vista de canto de la unión de los paneles.

Flujo de calor del aire exterior a través de las paredes (Calor de transferencia)

Primero, a partir de los datos mencionados, se calcula el coeficiente global de transferencia de calor.

$$U_{paneles} = \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_i} + \frac{e}{k} + \frac{1}{\bar{h}_e}} = 0,2136 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

A continuación, se calcula el calor de transferencia:

$$q_t = U \cdot A \cdot (T_e - T_i) = 1,5622 \text{ kW}$$

Flujo de calor por ingreso del producto

El producto, al ingresar, presenta una temperatura la cual será disminuida mediante la extracción de la energía en la cámara. A esta potencia extraída se le denomina calor de la carga del producto y corresponde a la mayor carga térmica de la cámara. Para reducir el efecto de esta carga térmica, se suelen realizar maniobras de carga de fruta durante la noche o la madrugada y de manera parcial, sin embargo, para este caso se consideró la situación crítica de una carga total.

Tabla de datos para el cálculo del flujo de calor por ingreso de manzanas a temperatura mayor que la de almacenamiento.

<i>Propiedad</i>	<i>Magnitud</i>
Masa de manzanas (m)	39.008,9 kg
Calor específico (c_{producto})	3,6 kJ/(kg·K)
Temperatura inicial (T_i)	285,15 K
Temperatura final (T_f)	273,15 K
Tiempo (t)	20 hr

El valor del calor específico fue extraído de la norma ASHRAE y se presenta en el Anexo 5.

$$q_{cp} = \frac{m \cdot c_{producto} \cdot (T_i - T_f)}{t} = 22,8 \text{ kW}$$

Flujo de calor por procesos metabólicos de la fruta

Otra carga térmica a considerar es el calor de respiración de la fruta, el cual consiste en los procesos de respiración celular que lleva a cabo la manzana. Este valor varía según la temperatura y la variedad de manzana. Los datos extraídos de la norma ASHRAE se presentan en el Anexo 5 Fue considerada la variedad más crítica, a una temperatura de 10 °C.

Tabla de datos para el cálculo del flujo de calor por respiración de la manzana.

<i>Propiedad</i>	<i>Magnitud</i>
Masa de manzanas (m_{tm})	39.008,9 kg
Calor de respiración ($C_{respiración}$)	60,6 [mW/kg]

$$q_{respiración} = C_{respiración} \cdot m_{tm} = 2,303 \text{ kW}$$

Flujo de calor por funcionamiento de los motores

Al interior de la cámara se encontrará el equipo evaporador, el cual posee 4 ventiladores accionados por motores eléctricos, los cuales liberan calor durante su funcionamiento y, por lo tanto, conforman una carga térmica.

Tabla de datos para el cálculo del flujo de calor por funcionamiento de los ventiladores del evaporador.

<i>Propiedad</i>	<i>Magnitud</i>
Potencia del motor	0,83 kW
Eficiencia del motor	0,75
Número de ventiladores	4

$$q_{motor} = \frac{P}{e_m} \cdot n_v = 4,427 \text{ kW}$$

Flujo de calor por infiltraciones de aire

Se producirán infiltraciones de aire a la cámara, durante la apertura de puertas, ya sea para cargas o descargas, el cual, al encontrarse en el exterior, poseerá una temperatura mayor al del interior de la cámara. Se considera una carga térmica producto del aire infiltrado en la apertura de puertas.

Tabla resumen de factores considerados para la carga térmica por infiltración de aire.

<i>Propiedad</i>	<i>Magnitud</i>
q	129,036 (kW)
D_t	0,031
D_f	0.8
E	0,85

$$q_{aire} = q \cdot D_t \cdot D_f \cdot (1 - E) = 0,484$$

El factor de flujo (D_f), se considera 0.8 según la norma para diferencias de temperatura mayores de 20°F (11°C).

La efectividad (E), se considera 0,95 para dispositivos nuevos, pero puede decaer rápidamente a 0,85 por lo cual se considera la situación crítica.

El factor carga de refrigeración sensible y latente para flujo totalmente establecido (q), se determina con la siguiente fórmula:

$$q = 0,577 \cdot W \cdot H^{1,5} \cdot \left(\frac{Q_s}{A}\right) \cdot \left(\frac{1}{R_s}\right) = 129,036 \text{ kW}$$

Tabla de datos considerados para el cálculo del factor “q”

<i>Propiedad</i>	<i>Magnitud</i>
Q_s/A	17 (kW/m ²)
Ancho (W)	2 m
Alto (H)	3 m
R_s	0,79

Apéndices

La determinación de los parámetros Q_s/A y R_s se presenta en el Anexo 6.

El factor de tiempo de puerta abierta (D_t), se determina mediante la siguiente fórmula:

$$D_t = \frac{(P \cdot \theta_p + 60 \cdot \theta_o)}{3600 \cdot \theta_d}$$

Donde:

P : Pasadas a través de la entrada.

θ_p : Tiempo de apertura-cierre de la puerta, en segundos por pasada.

θ_o : Tiempo que la puerta simplemente está abierta, en minutos.

θ_d : Periodo seleccionado (diario), en horas.

Fue considerado el ingreso de 114 bins. El tiempo de apertura-cierre se considera, convencionalmente entre 15 y 25 s y los demás factores son designados por el diseñador, según la norma ASHRAE.

Tabla de factores considerados para la determinación del factor de tiempo de puerta abierta.

<i>Propiedad</i>	<i>Magnitud</i>
P	80
Θ_p	20 s
Θ_o	5 min
Θ_d	24 hr

Carga térmica total

Para el cálculo final de la carga térmica se considera un factor de seguridad del 10 %, asociado a criterios de diseño y operación real del sistema. La consideración de este factor junto con los términos de carga térmica presentados con anterioridad, culminan en la carga térmica total.

Tabla de flujos térmicos de la cámara.

<i>Carga térmica</i>	<i>Magnitud (kW)</i>
Flujo de calor aportado por paredes, techo y piso	1,562
Flujo de calor aportado por el ingreso de producto	22,8
Flujo de calor aportado por el metabolismo de la fruta	2,303
Flujo de calor aportado por los motores	4,427
Flujo de calor aportado por infiltraciones de aire	0,484
Total de la carga térmica	31,576
Total de la carga térmica considerando el sobredimensionamiento	34,291

APÉNDICE B: CÁLCULOS PARA LA SELECCIÓN DE EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN

Se utilizó el texto “manual de refrigeración”, de Juan Manuel Franco Lijó, como guía para la realización de cálculos.

La parametrización de los cálculos se realizó en el software PTC Mathcad Prime 6.0.0.0.

La determinación de los parámetros de funcionamiento del ciclo se realiza a partir de 3 magnitudes, las cuales son: Carga térmica, temperatura del aire al exterior y temperatura del aire al interior, presentados en la siguiente tabla:

Tabla de datos de temperatura exterior e interior y carga térmica de la cámara.

<i>Propiedad</i>	<i>Magnitud</i>
Temperatura exterior	35°C
Temperatura interior	0 - 1°C
Carga térmica (Potencia frigorífica)	34,291 kW

Se mencionó, en la Tabla 3-4, una temperatura ambiente máxima de 29°C, sin embargo, ese es el valor promedio obtenido a una determinada hora para los días del mes de enero. Se considera un aumento de temperatura para compensar el error que implicaría calcular bajo el valor promedio.

Temperatura de evaporación

Para la evaluación de este parámetro, debe considerarse el fluido a enfriar (aire) y el tipo de evaporador a usar, el cual es forzado para este caso.

$$T_e = T_{interior} - 8^{\circ}C = -8^{\circ}C$$

Temperatura de condensación

Se evalúa una temperatura de condensación 15°C superior a la temperatura del aire al exterior, con el fin de que el aire sea capaz de extraer el calor necesario para el cambio de fase del refrigerante.

$$T_c = T_{exterior} + 15^{\circ}C = 50^{\circ}C$$

Parámetros del ciclo

Con los dos datos calculados, es posible determinar el ciclo realizado por el refrigerante, el cual se ilustra en la siguiente imagen, desarrollada en el software Termograf.

Gráfico Presión-Entalpía del ciclo térmico de refrigeración de amoniaco.

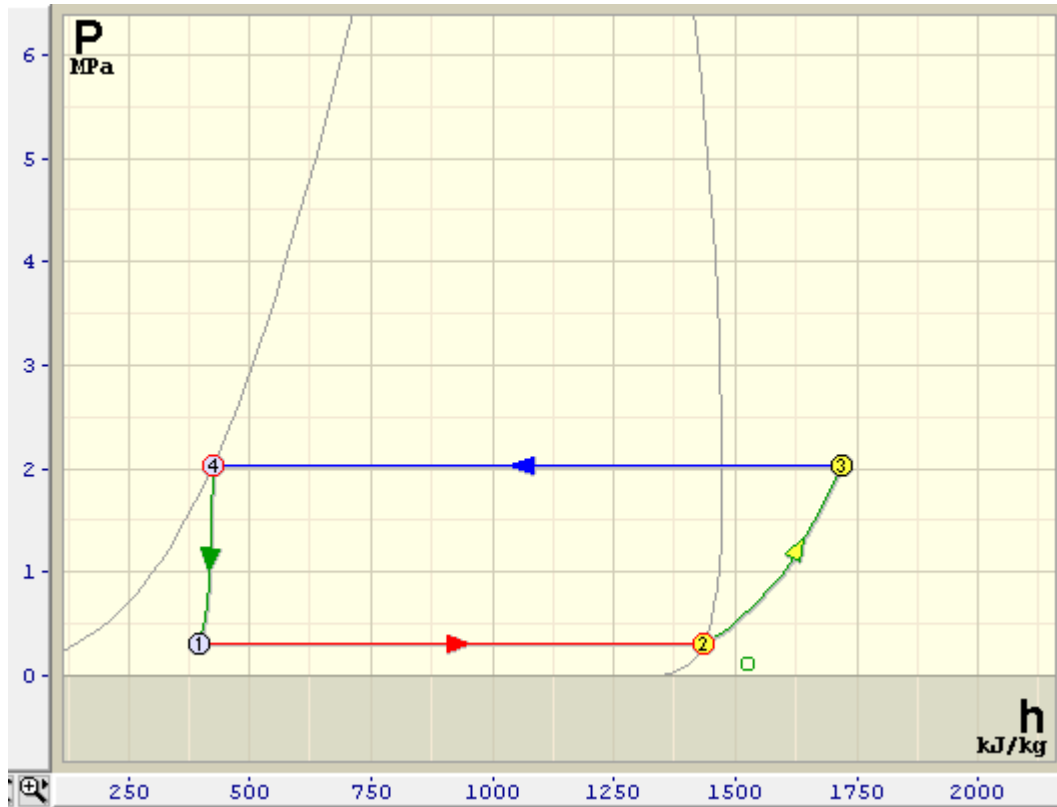


Tabla de datos del proceso.

	<i>Punto 1</i>	<i>Punto 2</i>	<i>Punto 3</i>	<i>Punto 4</i>
Presión (MPa)	0,32	0,32	2	2
Temperatura (°C)	-8	-8	131	50
Entalpía (kJ/kg)	391,79	1433	1715,24	421,31
Volumen específico (m³/kg)	0,07593	0,38743	0,09044	0,00177

Relación de compresión

Es la razón geométrica entre las presiones del sistema

$$R_c = \frac{\text{Presión de descarga}}{\text{Presión de aspiración}} = \frac{2 \text{ MPa}}{0,32 \text{ MPa}} = 6,25$$

Caudal másico de refrigerante

Se calcula el caudal de refrigerante utilizando la potencia frigorífica, la cual es el calor por segundo extraído por el evaporador, y el efecto refrigerante el cual es la cantidad de energía que absorbe el refrigerante por kg de refrigerante

$$Q_r = \frac{\text{Potencia frigorífica}}{\text{Efecto refrigerante}} = \frac{\text{Carga térmica}}{\Delta h_{\text{evaporador}}} = 117,984 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Capacidad del condensador

Es la potencia que se requiere disipar en el condensador y se calcula con la diferencia de entalpía del refrigerante, durante el proceso de condensado, y el caudal de refrigerante.

$$Q_c = \Delta h_{\text{condensador}} \cdot Q_r = 42,406 \text{ kW}$$

Potencia del compresor

La potencia teórica del compresor se calcula con la diferencia de entalpía en el proceso de compresión y el caudal de refrigerante. La potencia práctica considera las pérdidas mecánicas al interior del compresor y en la transmisión de energía por parte del motor.

$$P_c = \Delta h_{\text{compresor}} \cdot Q_r = 9,25 \text{ kW}$$

No se calcula el rendimiento volumétrico ya que el proveedor posee el volumen desplazado para distintas condiciones de operación, las cuales se presentan en el Anexo 7.

Coefficiente de operación (COP)

$$\text{COP} = \frac{\text{Efecto refrigerante}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{34,291 \text{ kW}}{9,25 \text{ kW}} = 3,689$$

Caudal volumétrico de refrigerante

El caudal volumétrico se calcula en función del flujo másico de refrigerante y el volumen específico a la entrada del compresor. Este valor es el equivalente al volumen desplazado por el compresor y por ende el equipo debe seleccionarse en función a este parámetro.

$$C = Q_r \cdot V_2 = 45,711 \frac{m^3}{hr}$$

APÉNDICE C: CÁLCULOS DE CONSUMO ELÉCTRICO

El consumo eléctrico de algunos dispositivos es común para ambos sistemas. Estos consumos corresponden al funcionamiento de los equipos de control de atmósfera, los ventiladores del condensador y los ventiladores del evaporador, presentados en la siguiente tabla, y obtenidos de los catálogos de los fabricantes (Anexos 8, 9 y 17)

Tabla de datos de consumo de potencia eléctrica los equipos comunes.

<i>Equipo</i>	<i>Consumo (kW)</i>
Evaporador	2,49
Condensador	1,54
Humidificador	0,62
Total	4,65

En el sistema de refrigeración por compresión deberá, además, alimentarse el motor del compresor y los dispositivos de control del generador.

Tabla de datos de consumo de potencia eléctrica del sistema de refrigeración por compresión.

<i>Equipo</i>	<i>Consumo (kW)</i>
Común	4,65
Motor	12
Inversor/cargador x3	0,18
Total	16,78

Deben incluirse 3 inversores en paralelo, además, deben incluirse los reguladores, para lo cual debe considerarse un regulador por aerogenerador.

Apéndices

Por otro lado, en el sistema de refrigeración por absorción deberá alimentarse, con corriente eléctrica, el compresor térmico.

Tabla de datos de consumo de potencia eléctrica del sistema de refrigeración por compresión.

<i>Equipo</i>	<i>Consumo (kW)</i>
Común	4,65
Equipo de absorción	4
Total	8,65

APÉNDICE D: CÁLCULOS DE SISTEMA AEROGENERADOR

El fabricante pone a disposición un gráfico (Anexo 15), el cual presenta la producción del aerogenerador para distintas velocidades. A partir del gráfico, se confecciono una tabla para estimar la producción del generador, en cada velocidad, y así, determinar la cantidad de aerogeneradores necesarios según la ubicación.

Tabla de potencia eléctrica generada por el aerogenerador según distintas velocidades de viento. Elaborada a partir del gráfico de generación de potencia (Anexo 16).

<i>Velocidad del viento (m/s)</i>	<i>Potencia aerogenerador (W)</i>
< 3	0
3,5	162,5
4	325
4,5	487,5
5	650
5,5	812,5
6	975
6,5	1137,5
7	1300
7,5	1462,5
8	1625
8,5	1787,5
> 9	1950

Tabla con frecuencias de viento para calcular la producción de un generador y la cantidad de generadores requeridos en Molina.

<i>Velocidad del viento (m/s)</i>	<i>Frecuencia</i>	<i>Potencia aerogenerador (W)</i>	<i>Producción (W)</i>
0,52	0,13	0	0
1,55	0,25	0	0
2,58	0,24	0	0
3,62	0,19	162,5	30,875
4,65	0,11	487,5	53,625
5,68	0,05	812,5	40,625
6,71	0,02	1137,5	22,75
7,74	0,01	1462,5	14,625
Potencia total generada – regulador (3 W)			159,5
Generadores requeridos			106

Tabla con frecuencias de viento para calcular la producción de un generador y la cantidad de generadores requeridos en San Javier.

<i>Velocidad del viento (m/s)</i>	<i>Frecuencia</i>	<i>Potencia aerogenerador (W)</i>	<i>Producción (W)</i>
0,52	0,15	0	0
1,55	0,21	0	0
2,59	0,21	0	0
3,62	0,18	162,5	29,25
4,66	0,13	487,5	63,375
5,69	0,07	812,5	56,875
6,73	0,03	1137,5	34,125
7,76	0,01	1462,5	14,625
8,8	0,01	1787,5	17,875
Potencia total generada – regulador (3 W)			213,1
Generadores requeridos			79

Tabla con frecuencias de viento para calcular la producción de un generador y la cantidad de generadores requeridos en Parral.

<i>Velocidad del viento (m/s)</i>	<i>Frecuencia</i>	<i>Potencia aerogenerador (W)</i>	<i>Producción (W)</i>
0,62	0,15	0	0
1,86	0,22	0	0
3,1	0,23	0	0
4,34	0,2	487,5	97,5
5,57	0,12	812,5	97,5
6,81	0,05	1137,5	56,875
8,05	0,02	1625	32,5
9,29	0,01	1950	19,5
Potencia total generada – regulador (3 W)			300,9
Generadores requeridos			56

Cálculo de baterías

Se realizó el cálculo de baterías considerando 4 días de autonomía según lo recomendado por la literatura “Manual de energía eólica: Desarrollo de proyectos e instalaciones”. Las baterías seleccionadas se presentan en el anexo 15.

Tabla de datos necesarios para la determinación de la cantidad de baterías.

<i>Propiedad</i>	<i>Magnitud</i>
Potencia requerida	16,03 kW
Autonomía	4 días
Voltaje del sistema	48 V
Voltaje de la batería	2 V
Profundidad de descarga	0,5
Duración de la batería	3.000 ciclos
Capacidad de la batería	4.420 A·hr

Se calcula el consumo de energía del sistema para la cantidad de días seleccionados. Luego se considera la profundidad de descarga, la cual está vinculada a la vida útil de la batería.

$$P_{sistema} = 16,03 \text{ kW} = 384,72 \frac{\text{kW} \cdot \text{hr}}{\text{día}}$$

$$Energía_{hora} = P_{sistema} \cdot Autonomia = 384,72 \frac{\text{kW} \cdot \text{hr}}{\text{día}} \cdot 4 \text{ días} = 1538,88 \text{ kW} \cdot \text{hr}$$

$$Energía_{real} = \frac{Energía_{hora}}{Prof. desc} = \frac{1538,88 \text{ kW} \cdot \text{hr}}{0,5} = 3.077,76 \text{ kW} \cdot \text{hr}$$

$$Capacidad_{requerida} = \frac{Energía_{real}}{Voltaje_{sistema}} = \frac{3.077,76 \text{ kW} \cdot \text{hr}}{48 \text{ V}} = 64.120 \text{ A} \cdot \text{hr}$$

$$Potencia_{batería} = Capacidad_{batería} \cdot Voltaje_{Batería} = 4.420 \text{ A} \cdot \text{h} \cdot 2 \text{ V} = 8,840 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

$$Baterías_{paralelo} = \frac{Capacidad_{requerida}}{Capacidad_{batería}} = \frac{64.120 \text{ A} \cdot \text{hr}}{4.420 \text{ A} \cdot \text{hr}} = 14,507$$

Serán necesarias 24 baterías en serie para lograr la salida de 48 V. Además, se requerirá 15 veces salidas de 48 V en configuración paralela, dando un total de 360 baterías.

APÉNDICE E: CÁLCULO DE SISTEMA TERMOSOLAR

Para el cálculo de los paneles solares se utilizó el texto “Energía termosolar”, de Antonio Creus Solé. La energía, intercambiada por el agua, fue obtenida del software Termograf.

Tabla de propiedades de radiación y colección para los paneles termosolares.

<i>Propiedad</i>		<i>Magnitud</i>
Radiación global	Molina	2,57 kWhr/m ² /día
	San Javier	2,63 kWhr/m ² /día
	Parral	2,74 kWhr/m ² /día
Área de captación del colector		69,12 m ²
Eficiencia máxima del colector		0,6
Energía del fluido térmico		49,6 kJ/kg
Perdidas por tuberías		0,1

Potencia de un colector

Se calcula la potencia generada por un colector, considerando su eficiencia y la ubicación.

$$P_{\text{colector.molina}} = 2,57 \frac{\text{kWhr}}{\text{m}^2 \cdot \text{día}} \cdot 69,12 \text{ m}^2 \cdot 0,6 = 4,441 \text{ kW}$$

$$P_{\text{colector.SanJavier}} = 2,63 \frac{\text{kWhr}}{\text{m}^2 \cdot \text{día}} \cdot 69,12 \text{ m}^2 \cdot 0,6 = 4,545 \text{ kW}$$

$$P_{\text{colector.Parral}} = 2,74 \frac{\text{kWhr}}{\text{m}^2 \cdot \text{día}} \cdot 69,12 \text{ m}^2 \cdot 0,6 = 4,735 \text{ kW}$$

Energía del fluido térmico

Se consideró agua como fluido térmico, según las especificaciones del fabricante del equipo de absorción, y se asumió un flujo de 1 kg/seg, resultando así en 38,416 kW, para alcanzar un aumento de temperatura de 90°C a 110°C, y 95,933 kW de potencia para alcanzar un aumento de temperatura de 90 °C a 160 °C, esto último, considerando que el fluido alimentará inicialmente un estanque térmico y por el otro lado, asegurando condiciones de líquido a la entrada del panel.

Cantidad de colectores

De esta forma, la cantidad de colectores necesarios para satisfacer este objetivo, considerando, además, un 10% de pérdidas en las tuberías, será:

De 90°C a 110°C:

$$N^{\circ}_{\text{paneles.Molina}} = \frac{38,416 \text{ kW}}{4,441 \text{ kW} \cdot (1 - 0,1)} = 9,612 \approx 10$$

$$N^{\circ}_{\text{paneles.SanJavier}} = \frac{38,416 \text{ kW}}{4,545 \text{ kW} \cdot (1 - 0,1)} = 9,392 \approx 10$$

$$N^{\circ}_{\text{paneles.Parral}} = \frac{38,416 \text{ kW}}{4,735 \text{ kW} \cdot (1 - 0,1)} = 9,015 \approx 9$$

De 90°C a 160°C:

$$N^{\circ}_{\text{paneles.Molina}} = \frac{95,933 \text{ kW}}{4,441 \text{ kW} \cdot (1 - 0,1)} = 24,002 \approx 24$$

$$N^{\circ}_{\text{paneles.SanJavier}} = \frac{95,933 \text{ kW}}{4,545 \text{ kW} \cdot (1 - 0,1)} = 23,454 \approx 24$$

$$N^{\circ}_{\text{paneles.Parral}} = \frac{95,933 \text{ kW}}{4,735 \text{ kW} \cdot (1 - 0,1)} = 22,513 \approx 23$$

Posterior a la cantidad de paneles para obtener un aumento de temperatura de 90°C a 110°C, deberá considerarse una válvula la cual detendrá la alimentación de los estanques térmicos.

Calculo del estanque

Se calculó, la capacidad de almacenamiento de energía, en base a un tiempo de autonomía de 14 horas (horas sin radiación luz en el mes de junio¹⁰), en donde un fluido al interior de una serie de estanques, deberá satisfacer las necesidades térmicas del equipo de absorción.

$$E_{\text{almacenada}} = 38,416 \text{ kW} \cdot 14 \text{ hr} = 1.936.000 \text{ kJ}$$

¹⁰ www.datosmundial.com

Apéndices

El fluido seleccionado es “Shell Heat Transfer Oil S2”, cuyas características se presentan en el Anexo 12. Se realizó una interpolación de los valores de calor específico del aceite para calcular la cantidad de energía requerida para elevar la temperatura del aceite de 110°C a 160°C, a partir de lo cual se determinará la masa de aceite necesaria, para satisfacer el tiempo de autonomía, la cantidad de galones de aceite y la cantidad de estanques.

Tabla de datos para cálculo del aceite.

<i>Propiedad</i>	<i>Magnitud</i>
Energía requerida por el aceite de 110°C a 160°C	130,2 kJ/kg
Energía a almacenar	1.936.000 kJ
Densidad 160 °C	766 kg/m ³
Contenido de un galón	209 L
Capacidad de los estanques	2000 L
Potencia entregada por el agua de 110°C a 160°C	95,933 kW

$$m_{aceite} = \frac{1.936.000 \text{ kJ}}{130,2 \text{ kJ/kg}} = 14.868,6 \text{ kg}$$

$$V_{aceite} = 14.868,6 \text{ kg} \cdot \frac{1}{766 \text{ kg/m}^3} = 19,410709 \text{ m}^3 = 19.410,71 \text{ L}$$

$$n^{\circ}_{galones} = \frac{19.410,71 \text{ L}}{209 \text{ L}} = 92,8 \approx 93$$

$$n^{\circ}_{estanques} = \frac{16643,48 \text{ L}}{2000 \text{ L}} = 9,7 \approx 10$$

Si se considera una vida útil del aceite de 5 años, se deberán considerar 186 galones para una proyección de 10 años.

Tiempo de alcance de la capacidad térmica

Se estima a partir de la potencia del agua al circular por el estanque y la energía requerida.

$$t = \frac{1.936.000 \text{ kJ}}{95,933 \text{ kW}} = 5,6 \text{ hr}$$

APÉNDICE F: CÁLCULO DE COSTOS OPERACIONALES

Los costos operaciones se conforman por las inspecciones y el consumo eléctrico.

Inspecciones de equipos

Los costos de inspección de los equipos de refrigeración se consultaron con técnicos en refrigeración de la empresa Refritec S.A., los cuales indicaron valores de 600.000 CLP/mes, correspondientes a dos visitas mensuales. Los costos de inspección de los equipos de generación eléctrica, a partir de energía eólica, fueron obtenidos del libro “Manual de energía eólica: desarrollo de proyectos e instalaciones”, y corresponden a 150€/generador/año. Los costos de operación, para los equipos termo solares, fueron obtenidos del texto “Energía termosolar”, y corresponden a un 2% de la inversión.

Tabla de datos de costos de inspección.

<i>Equipo</i>	<i>Costo mantenimiento (USD)</i>
Sistema compresor	780/mes
Sistema aerogenerador	180/torre/mes
Sistema de absorción	780/mes
Sistema colector solar	0,02·inversión inicial

Consumo eléctrico

El consumo eléctrico se considera solo para el sistema de refrigeración por absorción. Los costos asociados al consumo fueron extraídos en base a la tarifa BT3 de CGE. Se asumió un funcionamiento de 1200 horas anuales, lo que corresponde a 4 cargas de la cámara mensuales.

Tabla de datos de consumo y costo del consumo eléctrico.

<i>Parámetro</i>	<i>Magnitud</i>	<i>Unidad</i>
Costo fijo	1594,16	CLP/mes
Costo por sistema de transmisión	20,274	CLP/kWh
Costo por uso de servicio público	0,494	CLP/kWh
Cargo por energía	86,962	CLP/kWh
Consumo absorción	8,65	kW
Horas anuales	1200	hr
Meses	12	mes
Consumo anual	10380	kWh
Precio consumo	1137367,32	CLP
Precio consumo	1484,23244	USD

El cargo por energía entre las ciudades varía en el orden de la décima, por lo tanto, fue considerado el mismo costo para las tres ubicaciones.

Costos operacionales

Se establecen los costos operacionales para cada sistema en cada ubicación, tomando en cuenta la cantidad de equipos y los costos calculados en las secciones anteriores.

Tabla de costos operacionales anuales, para sistema de refrigeración por compresión y generación eléctrica por aerogeneradores de cada ubicación.

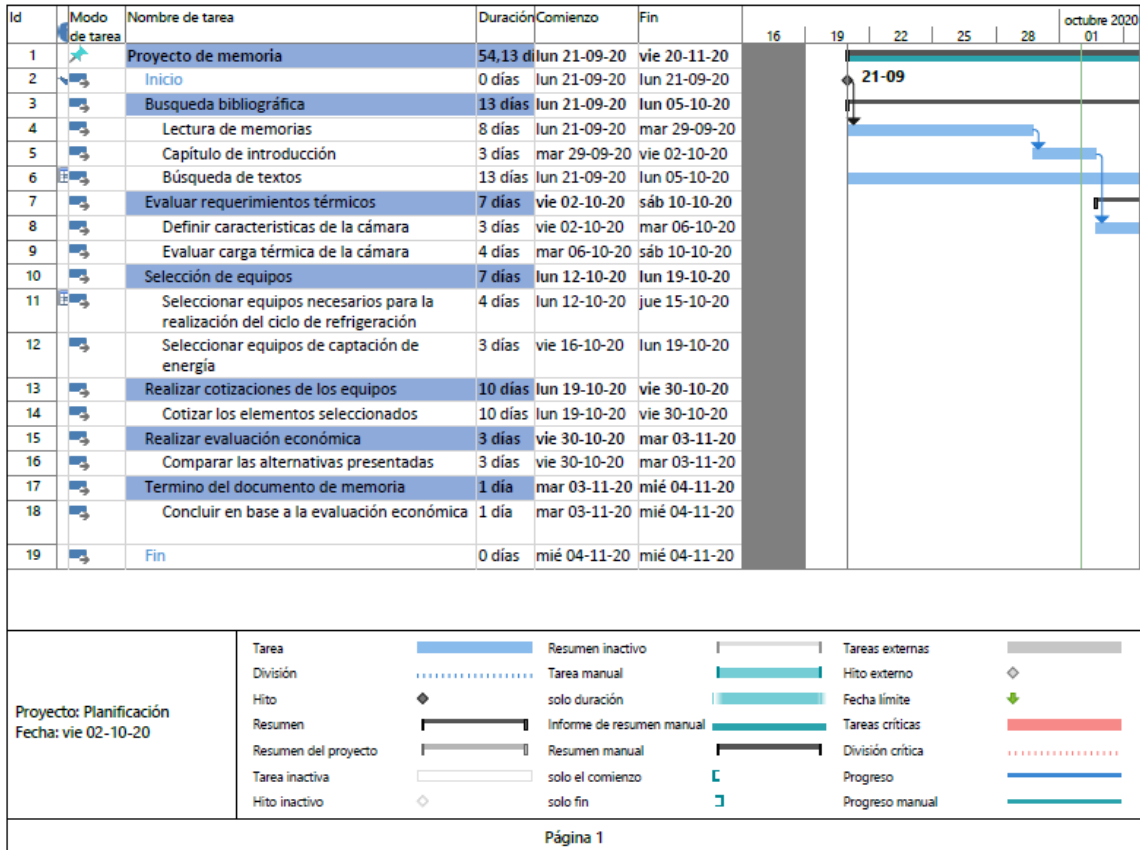
	<i>Molina</i>	<i>San Javier</i>	<i>Parral</i>
Aerogeneradores	106	79	56
Costo anual por aerogenerador	180	180	180
Subtotal	19.080	14.220	10.080
Inspección equipo de refrigeración	9.360	9.360	9.360
Total (USD)	28.726	23.839	19.676

Tabla de costos operacionales anuales, para sistema de refrigeración por absorción y generación térmica por colectores térmicos de cada ubicación.

	<i>Molina</i>	<i>San Javier</i>	<i>Parral</i>
Inversión inicial	241.040	241.040	235.040
Inspección (2% inversión)	4.820	4820	4700
Inspección equipo de refrigeración	9.360	9.360	9.360
Consumo eléctrico	1484	1484	1484
Total (USD)	15.665	15.665	15.545

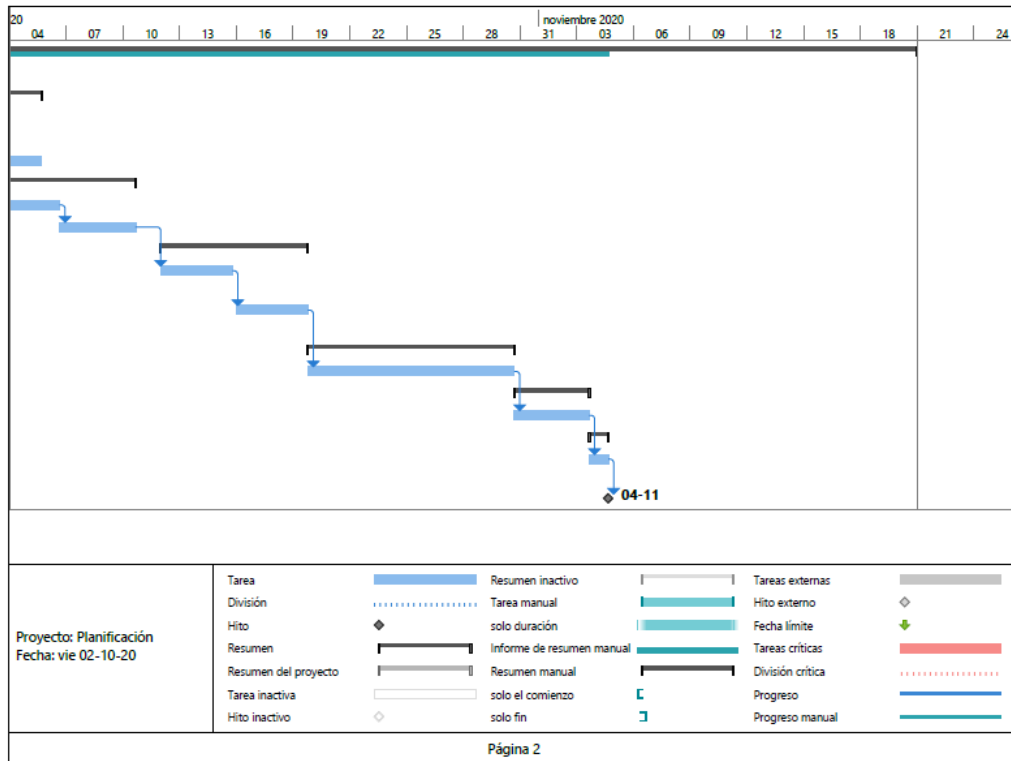
ANEXO 1: PLANIFICACIÓN

Planificación segundo semestre.



Anexos

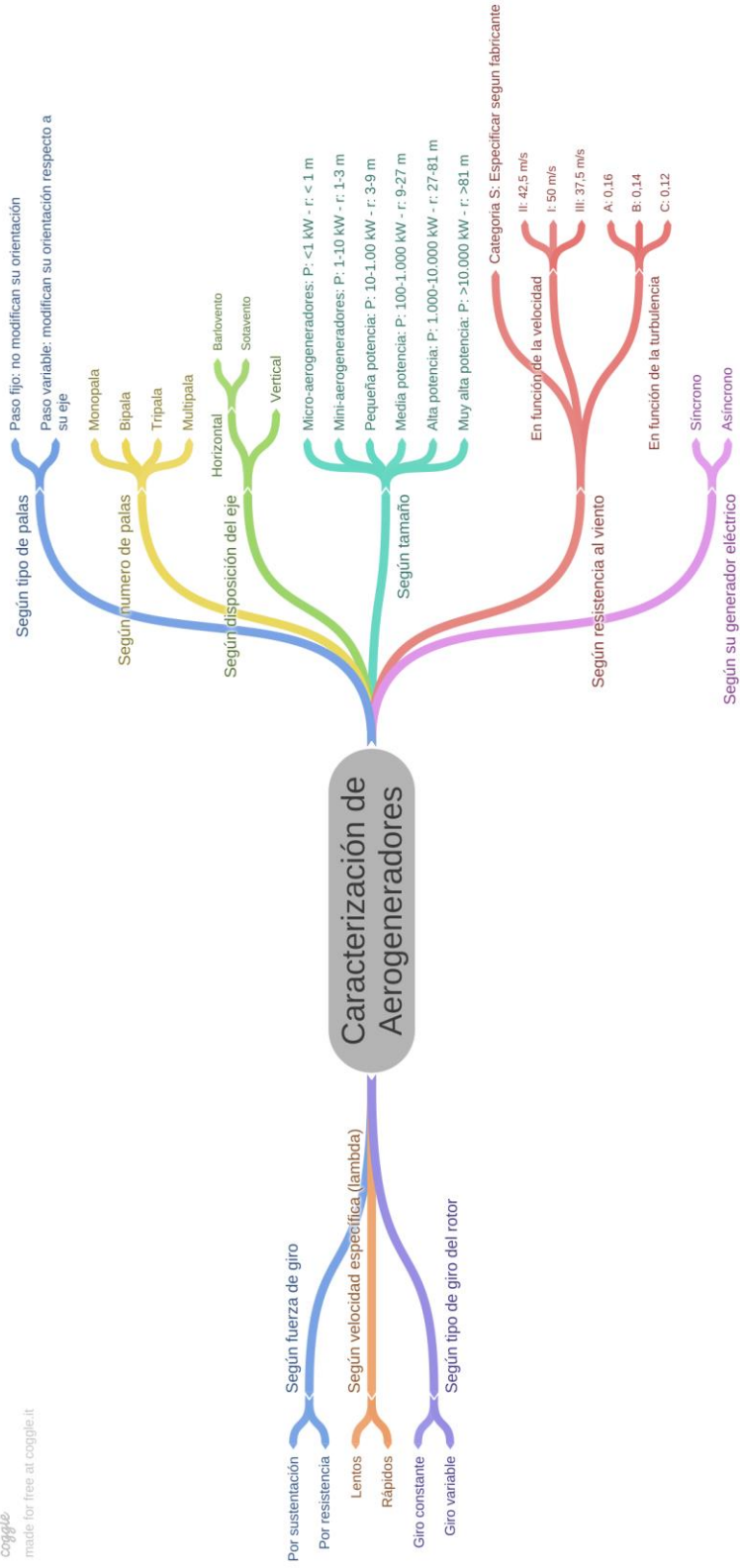
Continuación planificación segundo semestre.



Anexos

ANEXO 2: CARACTERIZACIÓN DE AEROGENERADORES

coggle
made for free at coggle.it



ANEXO 3: DATOS TÉCNICOS BINS

Datos, de bins agricola, obtenidos de la página web del proveedor CAmbiente.



Inicio

Productos

Cate



Bins Agricola XPO H800

COTIZAR

Categoría: Durabin

Etiquetas: Agrícola, Exportación, Frutas

Descripción

Información adicional

Información adicional

Alto	800 mm
Ancho	1000 mm
Cantidad por pallet	-
Color	Gris
Largo	1200 mm
Material	PP

ANEXO 4: PANELES AISLANTES

Datos técnicos de panel aislante de Poliuretano. (Fuente: www.superfrigo.cl)

Coeficientes de transmisión térmica PUR						
Espesor [mm]	60	80	100	120	150	200
K [Kcal/h·m ² ·°C]	0,29	0,22	0,19	0,16	0,12	0,1
K [W/m ² ·°C]	0,34	0,25	0,22	0,19	0,14	0,11

Vista transversal paneles aislantes



ANEXO 5: PROPIEDADES Y REQUERIMIENTOS DE MANZANAS

Requerimientos de distintas variedades de manzana en almacenamiento de atmósfera controlada. (Fuente: ASHRAE Refrigeration)

Table 3 Requirements for Controlled Atmosphere Storage of Apples

Cultivar	Carbon Dioxide, %	Oxygen, %	Temperature, °C
Cortland	5	2 to 3	2.2
	2 to 3	2 to 3	0
Delicious	1 to 2	1.5 to 2 ^a	-0.5 to 0
Golden Delicious	1 to 3	1.5 to 2 ^a	-0.5 to 0
Granny Smith	1 to 3	2 to 3	-0.5 to 0
Idared	2 to 3	2 to 3	-0.5 to 0
McIntosh	2 to 3 one month, then 5	2.5 to 3	2.2
	2 to 3 one month, then 5	2	3.3
Rome Beauty	1 to 3	2 to 3	-0.5 to 0
Stayman Winesap	2 to 5	2 to 3	-0.5 to 0
Yellow Newtown			
California	8	3	4.4
Oregon	5 to 6	3	2.2

Sources: Hardenburg et al. (1986).

^a1.5% oxygen not recommended for Delicious or Golden Delicious in New York because less than 2% oxygen is injurious.

Datos de composición para alimentos no congelados. Destaca el calor específico. (Fuente: ASHRAE Refrigeration)

Table 3 Unfrozen Composition Data, Initial Freezing Point and Specific Heats of Foods^a

Food Item	Moisture Content, % x_{wo}	Protein, % x_p	Fat, % x_f	Carbohydrate, % x_c	Fiber, % x_{fb}	Ash, % x_a	Initial Freezing Point, °C	Specific Heat Above Freezing, kJ/(kg·K)	Specific Heat Below Freezing, kJ/(kg·K)
Fruits									
Apples, fresh	83.9	0.19	0.36	15.25	2.70	0.26	-1.1	3.60	1.84
Apples, dried	31.8	0.93	0.32	65.89	8.70	1.10	—	2.27	1.14
Apricots	86.3	1.40	0.39	11.12	2.40	0.75	-1.1	3.68	1.93
Avocados	74.3	1.98	15.32	7.39	5.00	1.04	-0.3	3.81	2.05
Bananas	74.3	1.03	0.48	23.43	2.40	0.80	-0.8	3.35	1.76

Anexos

Extracto de tabla con datos del calor de respiración para distintas frutas a varias temperaturas. Se seleccionó la variedad que libera más energía. (Fuente: ASHRAE Refrigeration)

Table 9 Heat of Respiration for Fresh Fruits and Vegetables at Various Temperatures^a

Commodity	Heat of Respiration (mW/kg)						Reference
	0°C	5°C	10°C	15°C	20°C	25°C	
Apples							
Yellow, transparent	20.4	35.9	—	106.2	166.8	—	Wright et al. (1954)
Delicious	10.2	15.0	—	—	—	—	Lutz and Hardenburg (1968)
Golden Delicious	10.7	16.0	—	—	—	—	Lutz and Hardenburg (1968)
Jonathan	11.6	17.5	—	—	—	—	Lutz and Hardenburg (1968)
McIntosh	10.7	16.0	—	—	—	—	Lutz and Hardenburg (1968)
Early cultivars	9.7-18.4	15.5-31.5	41.2-60.6	53.6-92.1	58.2-121.2	—	IIR (1967)
Late cultivars	5.3-10.7	13.6-20.9	20.4-31.0	27.6-58.2	43.6-72.7	—	IIR (1967)
Average of many cultivars	6.8-12.1	15.0-21.3	—	40.3-91.7	50.0-103.8	—	Lutz and Hardenburg (1968)

ANEXO 6: DETERMINACIÓN DE PARAMETROS PARA CARGA TÉRMICA DEL AIRE DE INFILTRACIÓN

Determinación del parámetro de calor sensible perdido, de manera gráfica. (Fuente: ASHRAE Refrigeration)

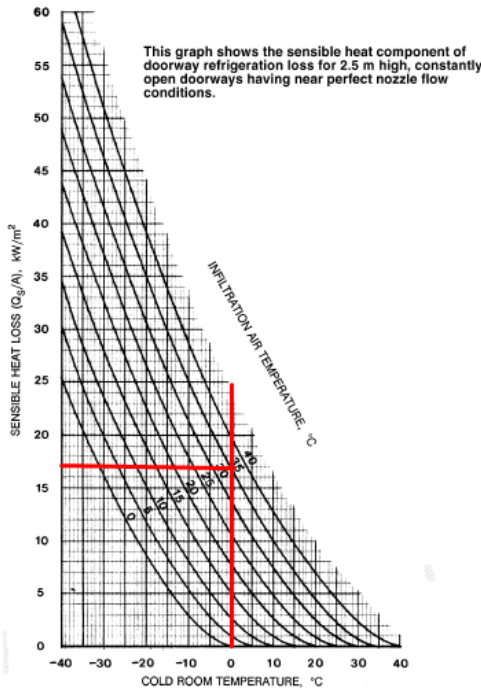


Fig. 3 Sensible Heat Gain by Air Exchange for Continuously Open Door with Fully Established Flow

Determinación del parámetro tasa de calor sensible. (Fuente: ASHRAE Refrigeration)

Table 6 Sensible Heat Ratio R_s for Infiltration from Outdoors to Refrigerated Spaces

Outdoor Cond.		Cold Space at 90% rh Dry-Bulb Temperature, °C										
DB °C	WB °C	rh %	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15
30	19.7	30	0.76	0.75	0.74	0.73	0.72	0.72	0.73	0.77	0.87	—
	21.8	40	0.71	0.69	0.68	0.66	0.65	0.63	0.63	0.64	0.68	0.83
	23.9	50	0.66	0.64	0.62	0.60	0.59	0.57	0.56	0.55	0.56	0.62
	25.8	60	0.62	0.60	0.58	0.56	0.54	0.52	0.50	0.48	0.48	0.49
35	19.0	20	0.80	0.79	0.78	0.77	0.77	0.77	0.79	0.84	0.96	—
	21.6	30	0.72	0.71	0.69	0.68	0.67	0.66	0.67	0.68	0.72	0.86
	24.0	40	0.66	0.64	0.63	0.61	0.59	0.58	0.57	0.57	0.58	0.63
	26.3	50	0.61	0.59	0.57	0.55	0.53	0.52	0.50	0.49	0.48	0.50
40	28.3	60	0.56	0.54	0.53	0.51	0.49	0.47	0.45	0.43	0.42	0.41
	20.7	20	0.76	0.75	0.74	0.73	0.72	0.72	0.73	0.75	0.82	0.98
	23.6	30	0.68	0.66	0.65	0.63	0.62	0.61	0.60	0.61	0.62	0.68
	26.2	40	0.61	0.59	0.58	0.56	0.54	0.53	0.52	0.51	0.50	0.52
	28.6	50	0.55	0.54	0.52	0.50	0.48	0.47	0.45	0.43	0.42	0.42

ANEXO 7: COMPRESOR

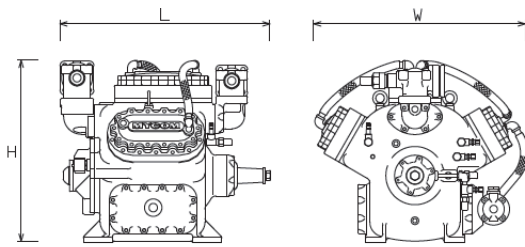
Ilustración del exterior del compresor N2K recíprocante. (Fuente: Catalogo Mycom)

RECIPROCATING COMPRESSOR

K-Series



Datos técnicos de la serie K de compresores Mycom. Se destaca el equipo N2K. (Fuente: Catalogo Mycom)



mm [inch]

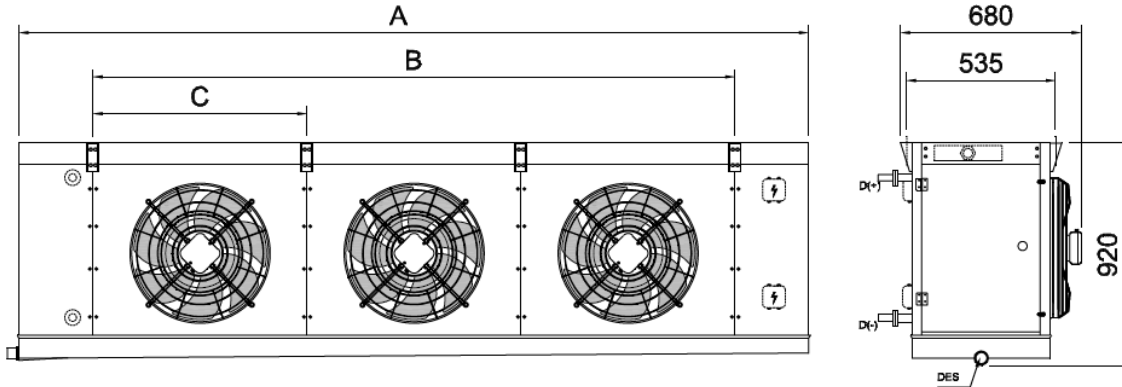
MODEL	L	W	H
2K	670 [26]	450 [18]	650 [25]
4K	713 [28]	650 [25]	588 [23]
6K	723 [28]	740 [29]	625 [24]
8K	763 [30]	770 [30]	666 [30]

		2K	4K	6K	8K
Refrigerant		NH3 / HFC			
Weight of Compressor		195 / 430	285 / 628	336 / 741	403 / 889
Cylinder Diameter		85 / 3.35			
Stroke		65 / 2.56			
Design Pressure		2.4 / 348			
Number of Cylinders		2	4	6	8
Revolution		rpm 900 ~ 1,800			
Displacement (CFM)	900rpm	23.4	46.9	70.3	93.8
	1,200rpm	31.1	62.5	93.8	125
	1,450rpm	37.8	75.5	113	151
	1,800rpm	46.9	93.8	141	188
Driving Method		Direct Drive / V-Belt Drive			
Flywheels		5V-2		5V-5	
Volume Control	Lead % NH3	50, 100	50, 100	33, 66, 100	25, 50, 75, 100
	Lead % HFC	50, 100	25, 50, 75, 100	33, 50, 66, 83, 100	25, 50, 75, 100
	Method	Hydraulic Control Solenoid Valve (Unload When Energized)			
Voltage V		120			
Refrigerant Oil		ISO-VG 46 to 68 (Ask Mayekawa Branch)			

ANEXO 8: EVAPORADOR

Dimensiones y alternativas de motores de ventilador para evaporadores cúbicos de amoníaco.

(Fuente: Catalogo Intercal)



TABLAS DE OPCIONALES PARA CADA MODELO

OPCIONES DE CONEXIÓN ELÉCTRICA PARA VENTILADORES				
DIAMETRO / RPM	POTENCIA	CONSUMO	CONEXIÓN	SUMINISTRO
500 mm / 1330 rpm	0,83 Kw	1,65 A	380 V / 3f / 50 Hz / D	Estándar
500 mm / 1020 rpm	0,56 Kw	0,98 A	380 V / 3f / 50 Hz / Y	A pedido
500 mm / 1570 rpm	1,20 Kw	1,85 A	440 V / 3f / 60 Hz / D	Estándar
500 mm / 1170 rpm	0,77 Kw	1,17 A	440 V / 3f / 60 Hz / Y	A pedido
500 mm / 1570 rpm	1,22 Kw	3,22 A	220 V / 3f / 60 Hz / D	A pedido

Características técnicas para evaporadores cúbicos de amoníaco. Se destaca la capacidad requerida. (Fuente: Catalogo Intercal)



EVAPORADORES CUBICOS SERIE EIC-NH AL/INOX

VENTILADORES DE 500 MM - DARDO DE AIRE 18 m

MODELO	CAPACIDAD			SUPERFICIE INTERC.	CAUDAL DE AIRE	VENTILADORES	DIMENSIONES			CONEXIONES			VOL. INTERIOR	PESO
	T _{ev} / DT ₁₈ / T _{amb} / DT ₁₈ Kcal/h	T _{ev} / DT ₁₈ / T _{amb} / DT ₁₈ Kcal/h	T _{ev} / DT ₁₈ / T _{amb} / DT ₁₈ Kcal/h				A	B	C	ENTR. REFRIG. (D-)	SALIDA REFRIG. (D+)	DES.		
SEPARACION DE ALETAS 6 mm														
EIC NH-6-501/32-AI	8.672	6.450	5.387	32,00	8.200	1 x 500	1.350	750	750	16	16	HE 2"	5,3	103,8
EIC NH-6-501/38-AI	9.372	6.971	5.822	38,40	8.600	1 x 500	1.500	900	900	25	25	HE 2"	6,5	112,9
EIC NH-6-501/43-AI	10.484	7.798	6.512	42,60	8.000	1 x 500	1.350	750	750	25	25	HE 2"	7,3	114,8
EIC NH-6-501/51-AI	11.589	8.619	7.198	51,10	8.200	1 x 500	1.500	900	900	25	25	HE 2"	8,5	125,7
EIC NH-6-502/64-AI	17.318	12.880	10.757	63,90	16.400	2 x 500	2.100	1.500	750	25	25	HE 2"	10,3	163,8
EIC NH-6-502/77-AI	18.738	13.936	11.639	76,70	17.200	2 x 500	2.400	1.800	900	25	25	HE 2"	12,2	182,2
EIC NH-6-502/85-AI	20.969	15.595	13.025	85,20	16.000	2 x 500	2.100	1.500	750	30	30	HE 2"	13,7	183,3
EIC NH-6-502/102-AI	23.200	17.255	14.411	102,30	16.400	2 x 500	2.400	1.800	900	30	30	HE 2"	16,3	205,3
EIC NH-6-503/96-AI	25.990	19.330	16.144	95,90	24.600	3 x 500	2.850	2.250	750	25	25	HE 2"	15,1	224,0
EIC NH-6-503/115-AI	28.119	20.913	17.466	115,10	25.800	3 x 500	3.300	2.700	900	50	50	HE 2"	19,2	251,4
EIC NH-6-503/128-AI	31.478	23.411	19.552	127,90	24.000	3 x 500	2.850	2.250	750	30	30	HE 2"	20,1	252,3
EIC NH-6-503/153-AI	34.789	25.874	21.609	153,40	24.600	3 x 500	3.300	2.700	900	30	30	HE 2"	23,9	285,3
EIC NH-6-504/128-AI	34.663	25.780	21.531	127,90	32.800	4 x 500	3.600	3.000	750	50	50	HE 2"	21,1	284,1
EIC NH-6-504/153-AI	37.476	27.872	23.278	153,40	34.400	4 x 500	4.200	3.600	900	50	50	HE 2"	24,9	321,2
EIC NH-6-504/171-AI	41.962	31.209	26.065	170,50	32.000	4 x 500	3.600	3.000	750	50	50	HE 2"	27,6	320,9
EIC NH-6-504/205-AI	46.401	34.510	28.822	204,60	32.800	4 x 500	4.200	3.600	900	50	50	HE 2"	32,7	365,0

ANEXO 9: CONDENSADOR

Ilustración de condensador enfriado por aire para HFC o Amoniaco. (Fuente: Catalogo Frimetal)



Características técnicas de condensador enfriado por aire para HFC o Amoniaco. Se destaca el equipo seleccionado. (Fuente: Catalogo Frimetal)

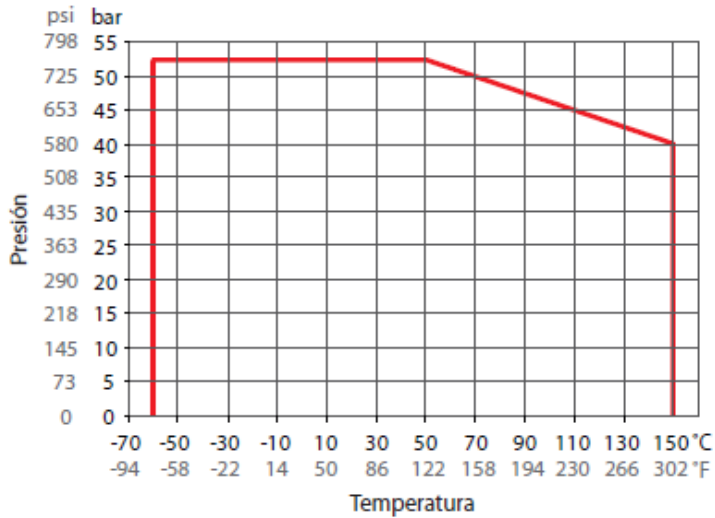
SERIE CBN				ø 500								
MODELO MODEL				CBN 22	CBN 25	CBN 29	CBN 45	CBN 51	CBN 57	CBN 67	CBN 76	CBN 86
Δ ⇒ 1350rpm 770W 1,5A												
Υ ⇒ 1000rpm 520W 0,9A												
Capacidad nominal Nominal capacity	Δt 15K (1)	kW	Δ	20,1	22,9	25,1	40,4	46,0	50,2	61,5	69,1	75,3
			Υ	17,6	19,6	20,3	35,3	39,2	40,2	53,3	59,2	60,6
Capacidad de aplicación Application capacity	Δt 10K (2)	kW	Δ	13,0	14,8	16,1	25,9	29,8	32,2	39,4	44,7	48,7
			Υ	11,4	12,7	13,1	23,0	25,4	26,1	34,3	38,0	39,3
	Δt 7K (3)	kW	Δ	8,7	10,0	10,9	17,8	20,2	21,6	26,5	30,0	32,3
			Υ	7,7	8,5	8,8	15,4	17,2	17,4	23,2	25,6	26,3
Caudal de aire Air flow		m ³ /h	Δ	7375	6960	6210	14750	13920	12420	22125	20880	18630
			Υ	5935	5535	4785	11870	11070	9570	17805	16605	14355
Nivel sonoro Sound level		dB(A)	Δ	49	49	49	52	52	52	54	54	54
			Υ	45	45	45	48	48	48	50	50	50
Ventiladores/Fans	400V/3/50 Hz	n x ømm		1x500	1x500	1x500	2x500	2x500	2x500	3x500	3x500	3x500
Superficie / Surface		m ²		27,8	37,0	55,5	55,5	74,0	111	83,3	111	167
Volumen interno / Circuit volume		dm ³		4,3	5,7	8,6	8,4	11,2	16,8	12,4	16,6	24,9
Conexiones Connections		l (mm)		22	22	22	35	35	35	35	35	42
		O (mm)		16	16	16	22	22	22	22	22	28
Peso / Weight		Kg		60	65	73	109	116	133	156	168	197

ANEXO 10: VÁLVULA DE EXPANSIÓN

Ilustración de válvula manual REG-SA SS para línea de expansión. (Fuente: Folleto técnico, Danfoss)



Rango de funcionamiento (presión y temperatura) de válvula manual REG-SA SS para línea de expansión. (Fuente: Folleto técnico, Danfoss)




ANEXO 11: MOTOR PARA COMPRESOR

Ilustración de motor trifásico. (Fuente: www.eecol.cl)



Anexos

Datos técnicos motor trifásico. (Fuente: www.eecol.cl)

	CUSTOMER: EECOL Industrial Electric Ltda.
	INDENT NO:413609145/2100
	PO NO: IMP-21708-CG
CROMPTON GREAVES LTD. LT MOTORS DIVISION AHMEDNAGAR	PO ITEM NO:37 PO DATE : 20/12/2012 DATE : 14/1/2013
Motor Type	IE2 AS PER IEC60034:30
QUANTITY	20
DRIVEN EQUIPMENT	As Per Customer
DUTY	S1
MANUFACTURER	CROMPTON GREAVES LTD.
TYPE	3PHASE, AC SQUIRREL CAGE INDUCTION MOTOR
FRAME DESIGNATION	ND160M
OUTPUT ----- KW	11
No. OF POLES	4
VOLTAGE ----- VOLT	380 / 660
FULL LOAD CURRENT----- AMP	24 / 14
FULL LOAD SPEED ----- RPM	1460
ENCLOSURE	TEFC Safe Area
TYPE OF PROTECTION	IPW55
GAS GROUP	NOT APPLICABLE
MOUNTING	B3
AMB. TEMP/TEMP RISE ---- °C	40°C/80 Degc (BY RESISTANCE METHOD)
FULL LOAD TORQUE ----- NM	72,00
APPLICABLE CODE	IEC60034
STARTING TORQUE AS --- %FLT	200
FULL OUT TORQUE --- %FLT	250
%EFF @100% LOAD	89,8
%EFF @75% LOAD	89,8
%EFF @50% LOAD	88,5
FF @-100% LOAD	0,78
FF @ 75% LOAD	0,73
FF @- 50% LOAD	0,63
ROTATION VIEWED FROM DE	Clockwise from DE
BEARING TYPE --- DE/ODE	6209ZZ / 6209ZZ
TYPE OF LUBRICATION	Greased for life
NET WEIGHT (APPR.) --- KG	108
TYPE OF COUPLING	FLEXIBAL DIRECT
CABLE SIZE TYPE --- mm. sq	2 * 3C,25-MM²
PHASE/CONN/NO OF TERMINAL	3 / (Delta/Star) / 6
FREQUENCY ----- Hz	50.0
INSULATION CLASS	F (Temp. rise limited to class 'B')
LOCKED ROTOR CURRENT %FLC	600
LR WITHSTD TIME HOT/COLD	10/20.
STATOR THERMAL TIME CONST MIN	30
SPACE HEATERS - WATTS/VOLTS	N.A.
ACCESSORIES	N.A.
PAINT SHADE	RAL 5010 GENTIAN BLUE
TB POSITION FROM DE	RHS FROM DE
Load GD SQ. (KG-M²)	PLEASE SPECIFY
MOTOR GD SQ. (KG-M²)	0,26
STARTING TIME @100% V SEC	Depends on Load GD²
TYPE OF STARTING	Direct On Line
NOISE LEVEL	IEC60034-9
VIBRATION	IEC60034-14
RV/RA	N.A.
Altitude	Upto 1000 meters
	Motor suitable for S.F.1

ANEXO 12: EQUIPO DE ABSORCIÓN

Correo recibido por empresa AGO, recibiendo precio y datos técnicos del equipo de absorción. (Fuente: Correo electrónico)

AW: Absortion Chiller



Zengerle Marian <marian.zengerle@ago.ag>
9:24



Para: carlos felipe imas espinoza Cc: Ramming Klaus



201125_congelo_1_36_-10_35_1...
29,14 KB

Dear Mr. Imas,

thank you for your request for an absorption chiller. In general our plants are becoming economical by a size, starting about 200kW. So the price is very high in comparison to its small size. For the design of the plant, we assumed an inlet heating temperature of 110°C and an outlet temperature of 100°C. A higher level of temperature won't cause any higher efficiency. You will find the datasheet attached to the mail.

The budgetary price for this absorption chiller would be 370,000.00 €.

Anexos

Datos técnicos del equipo de absorción. (Fuente: Correo electrónico AGO)



congelador_1_38_-8_30_110_100

Heating cycle:	
Heating capacity: $\pm 6\%$	55 kW
Heating media:	water
Flow temperature	110,00 °C
Return temperature	100,00 °C
Chilling cycle:	
Chilling capacity: (winter) $\pm 6\%$	38 kW
Chilling capacity (summer): $\pm 6\%$	34 kW
Annual average chilling capacity ca.	37 kW
Coolant	ammonia
Condensing temperature	-8,00 °C
Cooling cycle:	
Re-cooling capacity: $\pm 6\%$	93 kW
Condenser capacity (refrigerant cond.)	34 kW
Cooling media	water
Condensing temperature (summer)	35,00 °C
Condensing temperature (winter)	27,00 °C
Efficiency	
Heat ratio Q_h / Q_c : (summer/winter)	0,62 / 0,69
Electrical data:	
el. Power supply $\pm 10\%$	4,00 kW
Operation power summer $\pm 6\%$	1,80 kW
Operation power winter $\pm 6\%$	0,79 kW
Power supply	400 V, 3Ph, 50 Hz
Filling amount	
Filling capacity (water) $\pm 20\%$	70 kg
Filling capacity (ammonia) $\pm 20\%$	67 kg
Dimensions and Weight	
Length est.	5,00 m
Width est.	2,10 m
Height est.	2,70 m
Operating weight $\pm 20\%$	7.140 kg
Internal document number: 53/W4	

Datum: 25.11.2020

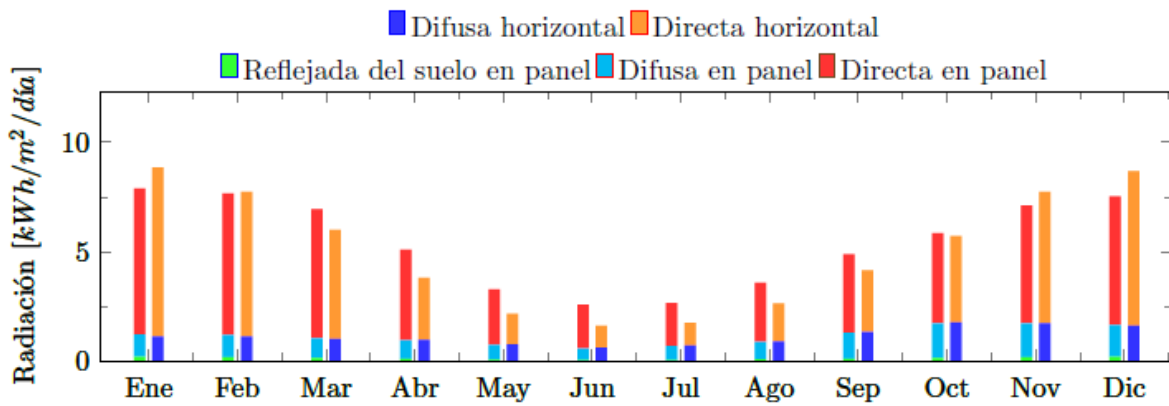
Seite 1 von 1

ANEXO 13: DATOS DE ENERGÍA SOLAR

Datos de energía solar obtenidos de explorador solar para las ubicaciones analizadas.

Molina:

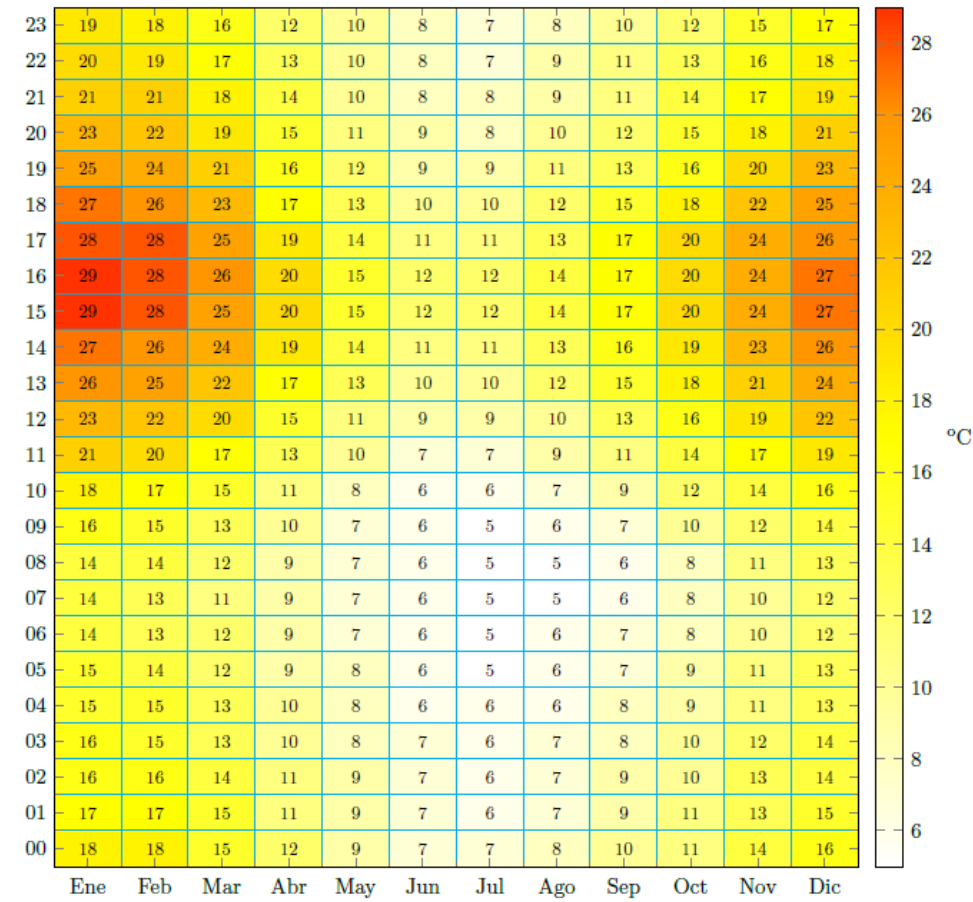
Promedio mensual de la radiación solar diaria en un plano horizontal e inclinado 35°, separado por componentes. (Fuente: Explorador solar)



Radiación solar mensual incidente en un plano de 35°, en unidades de kWh/m²/día. (Fuente: Explorador solar)

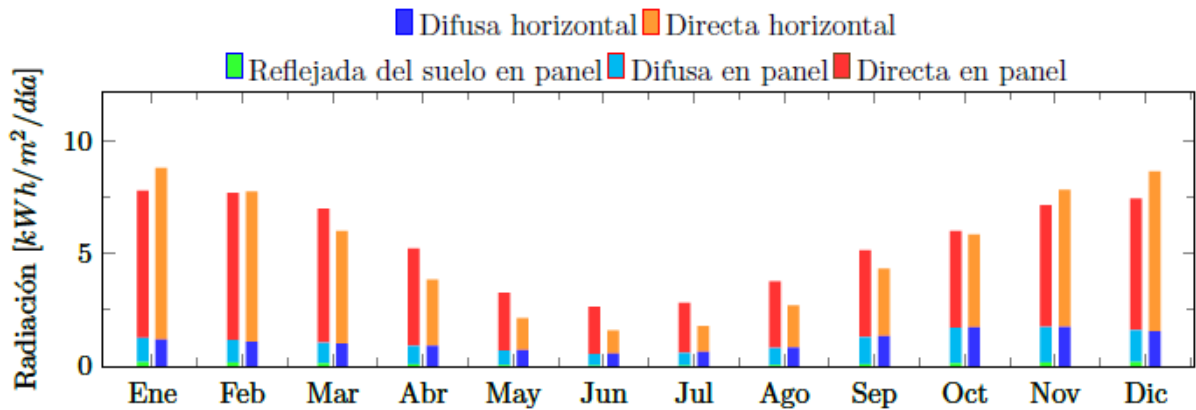
Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Directa	6.67	6.49	5.92	4.15	2.53	2.0	1.97	2.72	3.59	4.14	5.39	5.88
Difusa	1.02	1.01	0.9	0.86	0.68	0.54	0.63	0.8	1.2	1.59	1.55	1.45
Suelo	0.19	0.17	0.13	0.08	0.05	0.03	0.04	0.06	0.09	0.12	0.17	0.19
Global	7.88	7.67	6.95	5.09	3.26	2.57	2.64	3.58	4.88	5.85	7.11	7.52

Promedio de la temperatura para cada hora de cada mes. (Fuente: Explorador solar)



San Javier:

Promedio mensual de la radiación solar diaria en un plano horizontal e inclinado 35°, separado por componentes. (Fuente: Explorador solar)

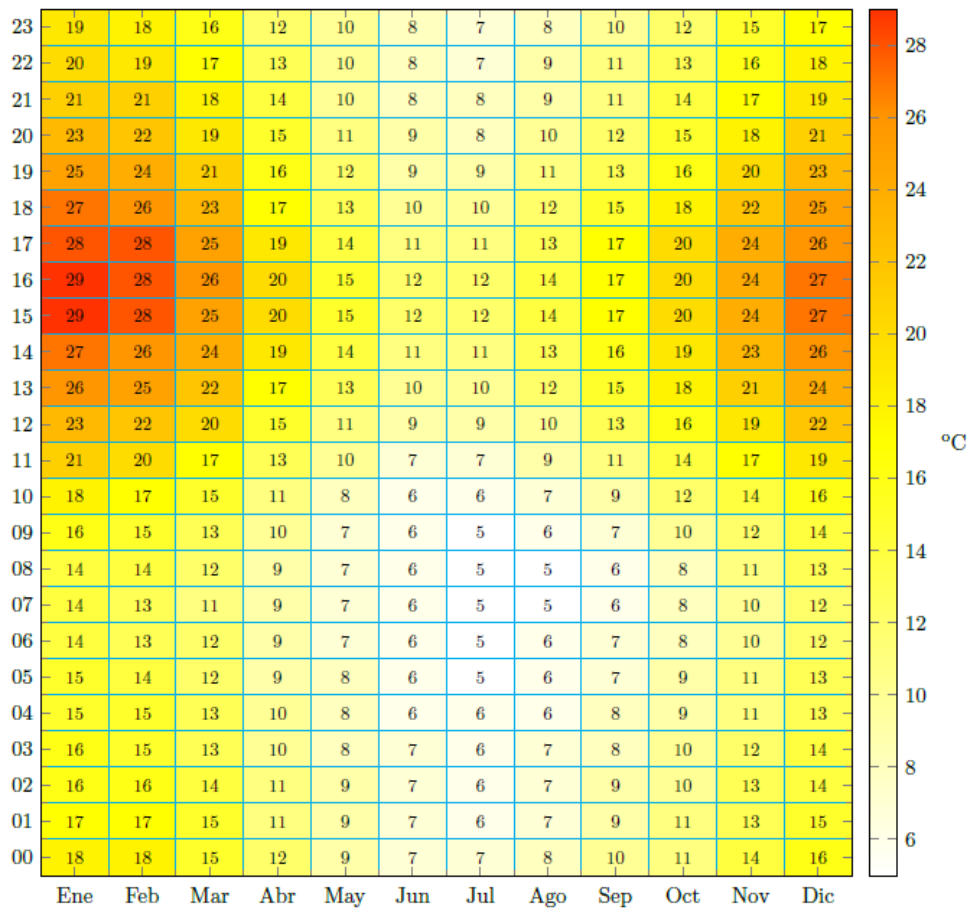


Anexos

Radiación solar mensual incidente en un plano de 35°, en unidades de kWh/m²/día. (Fuente: Explorador solar)

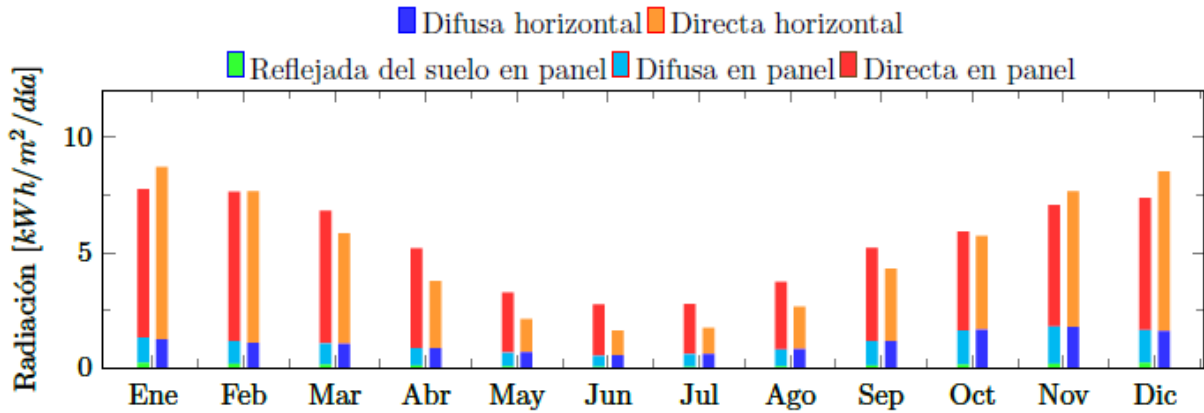
Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Directa	6.52	6.52	5.94	4.31	2.56	2.08	2.2	2.94	3.84	4.29	5.4	5.82
Difusa	1.07	0.99	0.91	0.83	0.65	0.51	0.57	0.76	1.2	1.57	1.57	1.41
Suelo	0.2	0.18	0.14	0.09	0.05	0.04	0.04	0.06	0.1	0.13	0.18	0.2
Global	7.79	7.69	6.99	5.23	3.26	2.63	2.81	3.76	5.14	5.99	7.15	7.43

Promedio de la temperatura para cada hora de cada mes. (Fuente: Explorador solar)



Parral:

Promedio mensual de la radiación solar diaria en un plano horizontal e inclinado 35°, separado por componentes. (Fuente: Explorador solar)

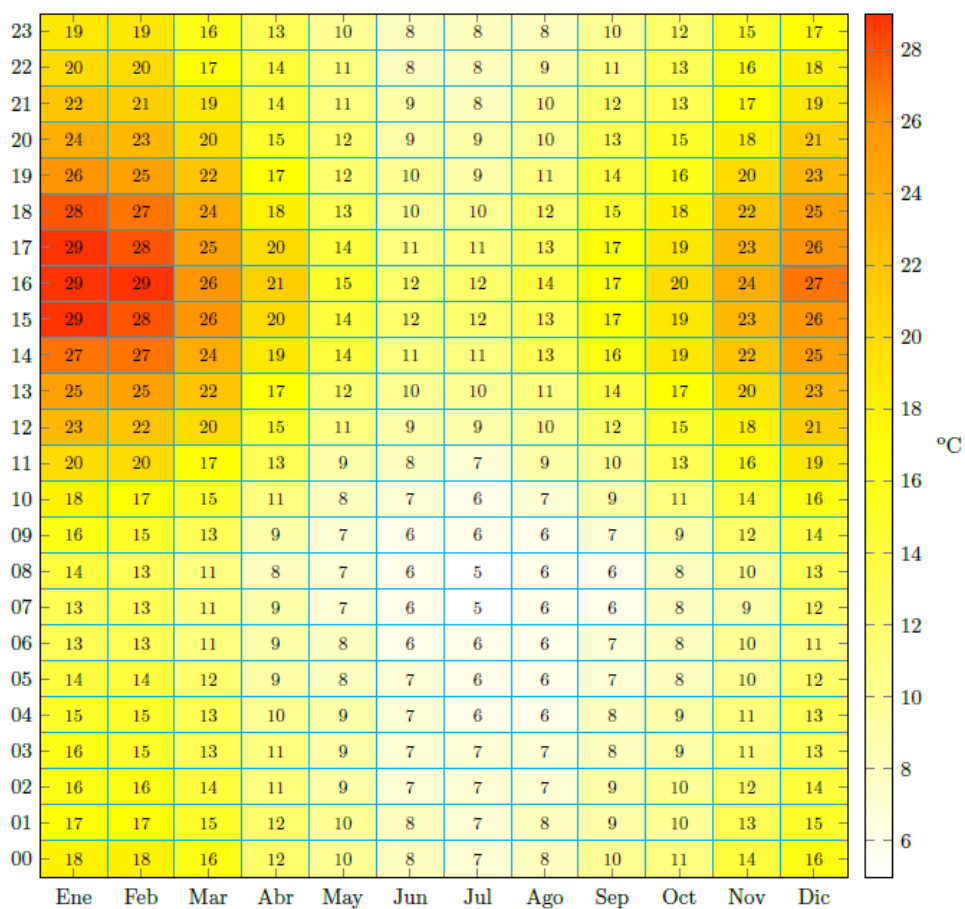


Radiación solar mensual incidente en un plano de 35°, en unidades de kWh/m²/día. (Fuente: Explorador solar)

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Directa	6.44	6.49	5.76	4.34	2.61	2.22	2.17	2.95	4.06	4.3	5.28	5.74
Difusa	1.11	0.97	0.93	0.76	0.61	0.48	0.55	0.72	1.05	1.49	1.6	1.44
Suelo	0.2	0.18	0.13	0.09	0.05	0.04	0.04	0.06	0.1	0.13	0.18	0.2
Global	7.75	7.64	6.82	5.19	3.27	2.74	2.76	3.73	5.21	5.92	7.06	7.38

Anexos

Promedio de la temperatura para cada hora de cada mes. (Fuente: Explorador solar)

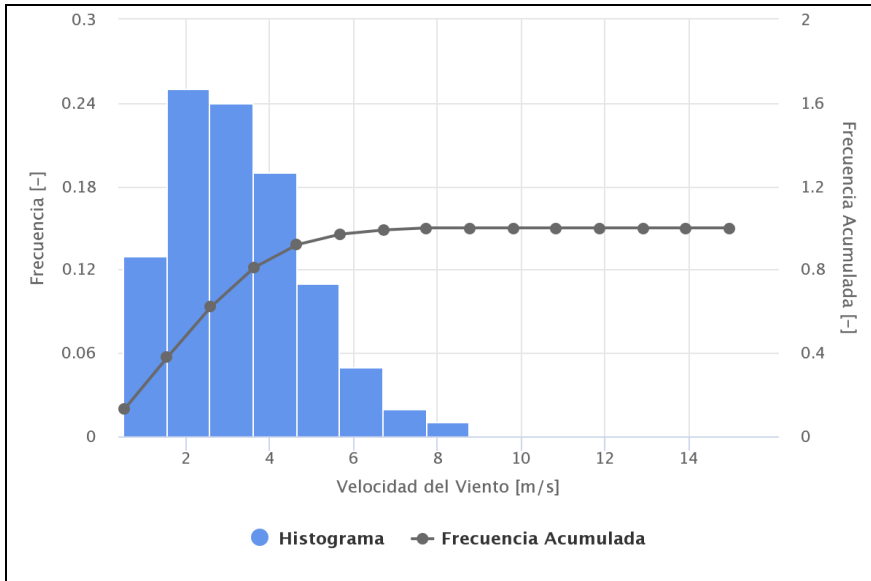


ANEXO 14: DATOS DE ENERGÍA EÓLICA

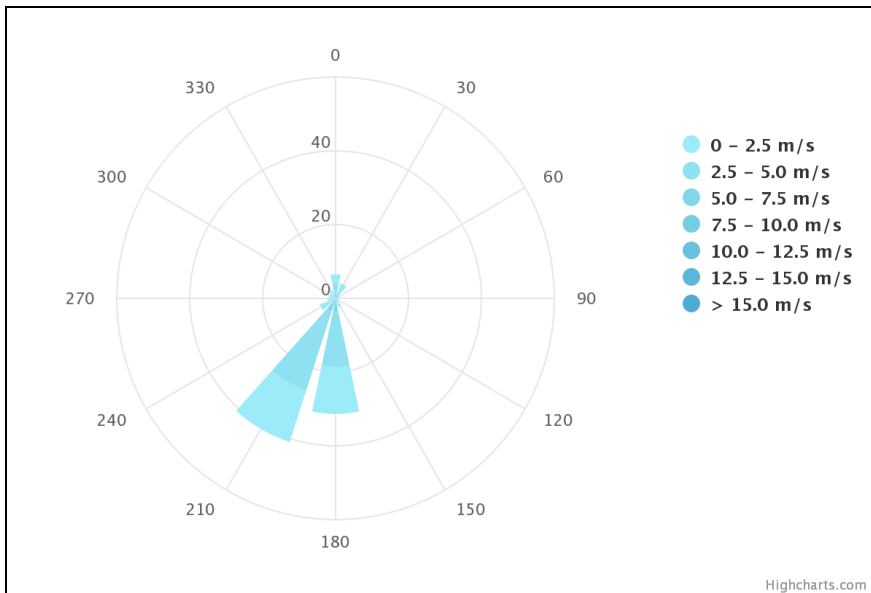
Datos de energía eólica obtenidos de explorador eólico para las ubicaciones analizadas. (Fuente: Explorador eólico)

Molina:

Datos de frecuencia de las velocidades de viento para molina. Al contrastarlos, con los datos de producción según velocidad de la turbina, entrega los datos de generación real de la turbina.



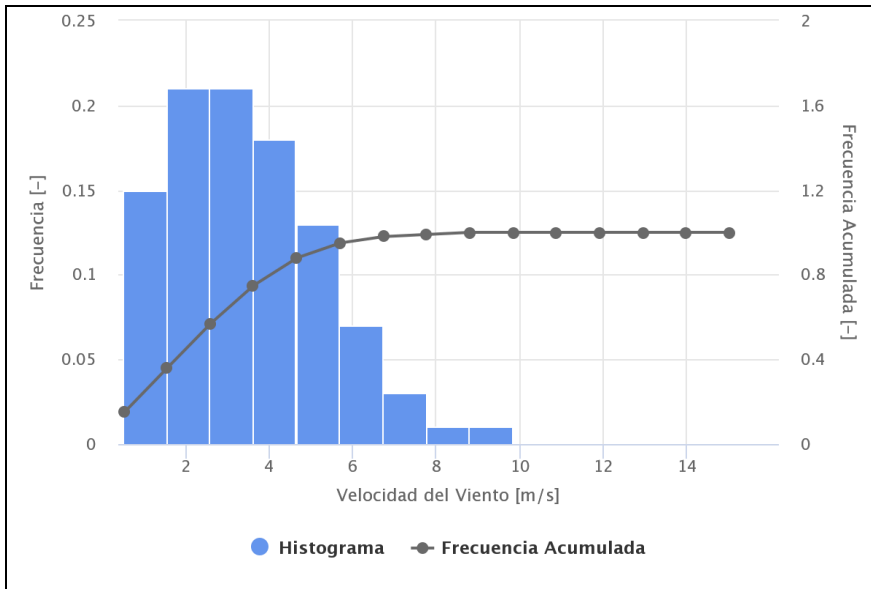
Rosa de los vientos. Indica la dirección más frecuente del viento.



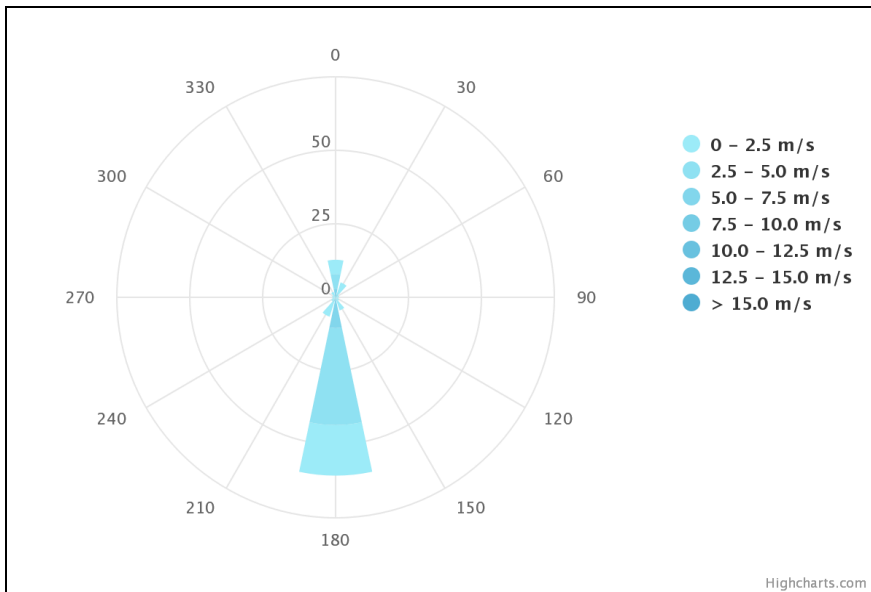
Anexos

San Javier:

Datos de frecuencia de las velocidades de viento para molina. Al contrastarlos, con los datos de producción según velocidad de la turbina, entrega los datos de generación real de la turbina.

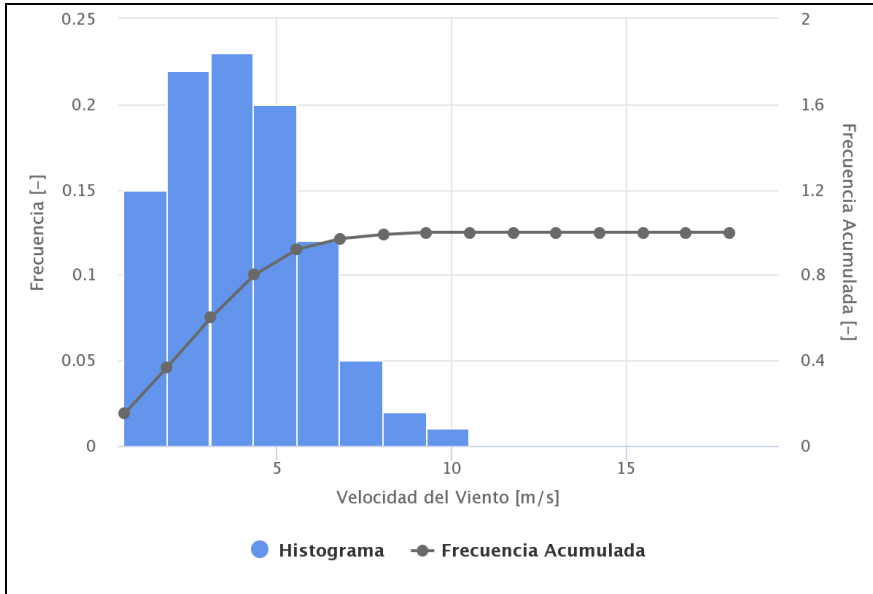


Rosa de los vientos. Indica la dirección más frecuente del viento.

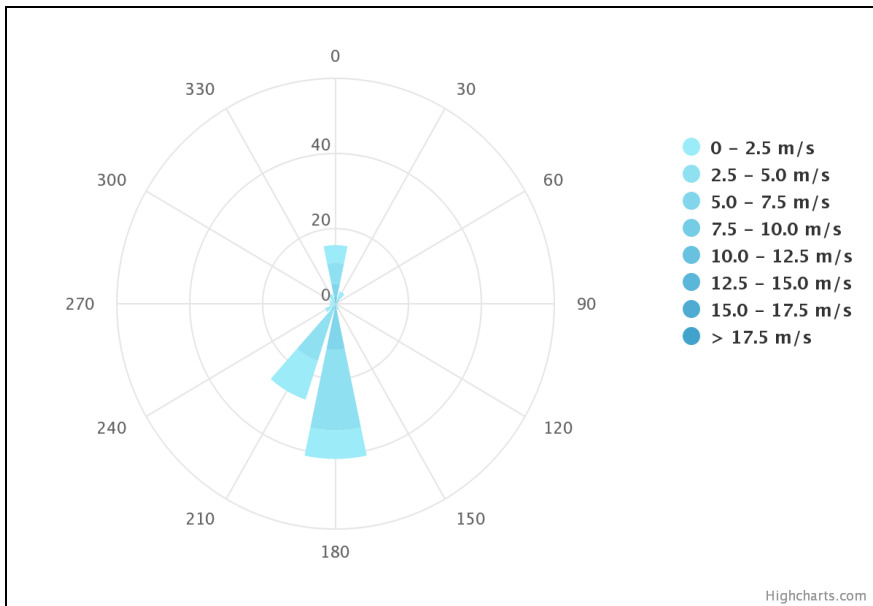


Parral:

Datos de frecuencia de las velocidades de viento para molina. Al contrastarlos, con los datos de producción según velocidad de la turbina, entrega los datos de generación real de la turbina.

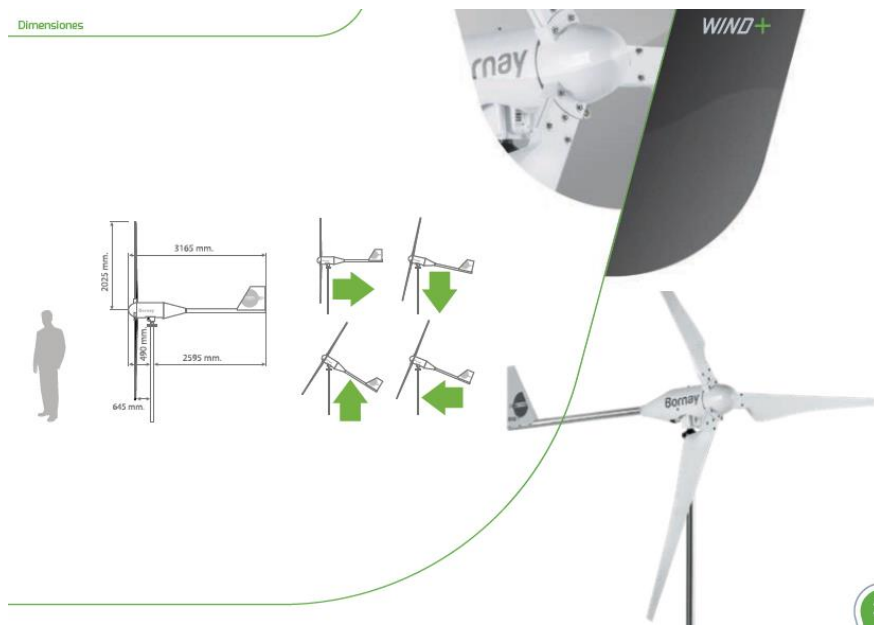


Rosa de los vientos. Indica la dirección más frecuente del viento.



ANEXO 15: COMPONENTES DEL SISTEMA AEROGENERADOR

Ilustración y dimensiones del aerogenerador. (Fuente: Catalogo Bornay)



Datos técnicos del aerogenerador. (Fuente: Catalogo Bornay)

25.3+

Número de hélices	3
Diámetro	4 m
Material	Fibra de vidrio / carbono
Dirección de rotación	En sentido contrario a las agujas del reloj
Sistema de control	1) Regulador electrónico 2) Pasivo por inclinación 3) Mecánico por inclinación

Características eléctricas

Alternador	Trifásico de imanes permanentes
Imanes	Neodimio
Potencia nominal	5000 W
Voltaje nominal	220 Vac
RFM	3 400
Controladores	Regulador MPPT Wind+ Multi-tensión: 12, 24 o 48 Vdc Intensidad: Max. 125 Amp Tipo de batería: Inundada, AGM, Gel Liso Interface Wind+ Bombeo directo de agua Telecom Conexión a red

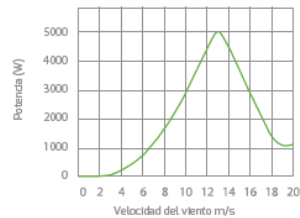
Velocidad de viento

Rango de funcionamiento	2 - 30 m/s
Para arranque	3 m/s
Para potencia nominal	12 m/s
Para frenado automático	14 m/s
Máxima velocidad de viento	60 m/s

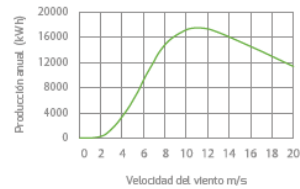
Características físicas

Peso aerogenerador	107 kg
Peso regulador	33 kg
Peso Interface	24 kg
Embalaje	120 x 80 x 80 cm - 149 Kg
Dimensiones - peso Total	260 x 40 x 15 cm - 22 Kg
	0,91 m ² - 171 Kg
Garantía	3 años

Curva de potencia



Energía



Anexos

Ilustración y datos técnicos del regulador. (Fuente: Catalogo Bornay)

REGULADOR MPPT WIND+



Entrada Aerogenerador

Tipo de entrada	Trifásica CA
Conectores	MC4
Rango de voltaje operativo	80 - 480 Vca
Voltaje máximo admisible	510 Vca
Potencia máxima	3000 W (Wind 13+) 6000 W (Wind 25+)
Resistencia de frenado	5000 W (Wind 13+) 10000 W (Wind 25+)
Protección entrada	Variadores

Salida

Tipo de salida	CC
Conectores	2 x M10
Tensión de salida	12 / 24 / 48 Vcc
Protección	Salida protegida mediante fusible 125 Amp.

Operacionales

Consumo en reposo	< 3 W
Consumo a máxima potencia	< 30 W

Continuación datos técnicos del regulador. (Fuente: Catalogo Bornay)

Conexiones

Anemómetro	Si, Opcional
Comunicaciones	2 x RS485 / 1 x RS232
USB	1 x mini USB Tipo B hembra
Bluetooth	Opcional con Bornay Bluetooth dongle
Parada de emergencia	Si, seta de emergencia
Parada de emergencia remota	Si, con interruptor externo
Relé	Libre de potencial, COM, NA, NC
Entradas auxiliares digitales	2

Físicas

Grado de protección	IP 20
Material	Aluminio
Color	RAL7035
Ventilación	Forzada
Montaje	Sobre pared
Dimensiones	508 x 597 x 190 mm
Dimensiones embalaje	585 x 660 x 275 mm
Peso	30 Kg (Wind 13+) / 35 Kg (Wind 25+)
Peso embalaje	31.5 Kg (Wind 13+) / 36.5 Kg (Wind 25+)



Ilustración inversor/cargador. (Fuente: Catalogo Bornay)

ELECTRÓNICA //INVERSORES/CARGADORES// VICTRON

QUATTRO

Al igual que el MultiPlus, el Quattro también es un aparato compuesto de un inversor y un cargador. Además, admite dos entradas CA y se conecta automáticamente a la entrada activa. Sus muchas características incluyen un inversor de onda sinusoidal pura, carga variable, tecnología PowerAssist híbrida, además de múltiples características para su integración en distintos sistemas, como sistemas trifásicos o de fase dividida.



DOS ENTRADAS CA CON CONMUTADOR DE TRANSFERENCIA INTEGRADO

El Quattro puede conectarse a dos fuentes de alimentación CA independientes, por ejemplo, a la toma de puerto o a un generador, o a dos generadores. Se conectará automáticamente a la fuente de alimentación activa.

DOS SALIDAS CA

La salida principal dispone de la funcionalidad "no-break" (sin interrupción). El Quattro se encarga del suministro a las cargas conectadas en caso de apagón o de desconexión de la toma de puerto/generador. Esto ocurre tan rápidamente (menos de 20 milisegundos) que los ordenadores y demás equipos electrónicos continúan funcionando sin interrupción. La segunda salida sólo está activa cuando una de las entradas del Quattro tiene alimentación CA. A esta salida se pueden conectar aparatos que no deberían descargar la batería, como un calentador de agua, por ejemplo.

POTENCIA PRÁCTICAMENTE ILIMITADA GRACIAS AL FUNCIONAMIENTO EN PARALELO

Hasta 6 unidades Quattro pueden funcionar en paralelo. Seis unidades 48/10000/140, por ejemplo, darán una potencia de salida de 48 kW / 60 kVA y una capacidad de carga de 840 amperios.

CAPACIDAD DE FUNCIONAMIENTO TRIFÁSICO

Se pueden configurar tres unidades para salida trifásica. Pero eso no es todo: hasta 6 grupos de tres unidades pueden conectarse en paralelo para lograr una potencia del inversor de 144 kW/180 kVA y más de 2500 A de capacidad de carga.

Datos técnicos inversor/cargador. Se destaca el equipo seleccionado (Fuente: Catalogo Bornay)

ELECTRÓNICA //INVERSORES/CARGADORES// VICTRON

12/3000/120-50/50 12/5000/220-100/10 24/5000/120-100/100 24/8000/200-100/100 24/8000/110-100/100 **48/10000/140-100/100** 48/15000/200-100/100

PowerControl / PowerAssist	Si	Si	Si	Si	Si
Funcionamiento trifásico / paralelo	Si	Si	Si	Si	Si
Corriente máxima de alimentación	2 x 50 A	2 x 100 A	2 x 100 A	2 x 100 A	2 x 100 A
Inversor					
Rango de tensión de entrada	9,5 – 17 V 19 – 33 V 38 – 66 V				
Tensión de salida	230 V ±2%				
Frecuencia de salida	50 Hz ±0,1%(1)				
Potencia cont. de salida a 25 °C (2)	3000 VA	5000 VA	8000 VA	10000 VA	15000 VA
Potencia cont. de salida a 25 °C	2400 W	4000 W	6500 W	8000 W	12000 W
Potencia cont. de salida a 40 °C	2200 W	3700 W	5500 W	6500 W	10000 W
Potencia cont. de salida a 65 °C	1700 W	3000 W	3600 W	4500 W	7000 W
Potencia pico	6000 W	10000 W	16000 W	20000 W	25000 W
Eficiencia máxima	93 / 94 %	94 / 94 / 95 %	94 / 95 %	96 %	96 %
Consumo en vacío	20 / 20 W	30 / 30 / 35 W	60 / 60 W	60 W	110 W
Consumo en modo de ahorro	15 / 15 W	20 / 25 / 30 W	40 / 40 W	40 W	75 W
Consumo en modo búsqueda	8 / 10 W	10 / 10 / 15 W	15 / 15 W	15 W	20 W
Cargador					
Rango de tensión de entrada	187 – 265 Vac				
Frecuencia de entrada:	45 – 65 Hz				
Factor de potencia:	1				
Tensión de carga de "absorción"	14,4 / 28,8 Vdc	14,4 / 28,8 / 57,6 Vdc	28,8 / 57,6 Vdc	57,6 Vdc	57,6 Vdc
Tensión de carga de "flotación"	13,8 / 27,6 Vdc	13,8 / 27,6 / 55,2 Vdc	27,6 / 55,2 Vdc	55,2 Vdc	55,2 Vdc
Modo almacenamiento	13,2 / 26,4 Vdc	13,2 / 26,4 / 52,8 Vdc	26,4 / 52,8 Vdc	52,8 Vdc	52,8 Vdc
Corriente de carga de la batería (3)	120 / 70 A	220 / 120 / 70 A	200 / 110 A	140 A	200 A
Corriente de carga batería arranque	4 A (solo modelos de 12V y 24V)				
Sensor de temperatura batería	Si				

Ilustración y características de las baterías estacionarias. (Fuente: Catalogo Bornay)

BATERÍAS // BATERÍAS ESTACIONARIAS // PVS BAE



DISEÑO

PLACA POSITIVA: Placa tubular protegida con una funda sólida de rejilla de políester y bajo contenido en antimonio, la dotan de una sólida resistencia a la corrosión.

PLACA NEGATIVA: Placa tipo rejilla con una aleación con bajo contenido en antimonio con un material expandible de larga duración.

SEPARACIÓN: Separador micro poroso.

ELECTROLITO: Ácido sulfúrico con una densidad de 1.24 kg/l a 20 °C.

CONTENEDOR: Transparente, y de alta Resistencia a los impactos. Calificación UL-94: HB.

TAPONES: Tapones con laberinto para recuperar el gas de conformidad a la norma DIN 40740, opcionalmente se pueden suministrar tapones cerámicos.

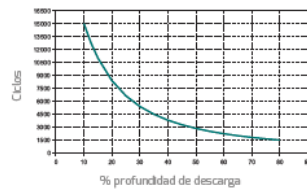
BORNES: Protegidos al 100% contra el gas y electrolito, revestimiento plástico "Panzerpol".

PROTECCIÓN: IP 25 conforme a la norma EN 60529, protección contra contactos conforme a la norma BVG A3.

Las baterías estacionarias BAE SECURA PVS con un bajo mantenimiento son usadas para almacenar energía en instalaciones de energías renovables de tamaño medio y grande.

Debido al robusto diseño de las placas, estas baterías son una excelente elección para altos requerimientos de ciclaje y una larga vida útil.

NÚMERO DE CICLOS EN FUNCIÓN DE LA PROFUNDIDAD DE DESCARGA



CICLOS

≥1500 ciclos A+B conforme a IEC 61427 a 40°C

>1500 ciclos conforme a IEC 60896-11 a 20°C

Datos técnicos de las baterías estacionarias. Se selecciono el modelo 26 PVS 4940. (Fuente: Catalogo Bornay)

BATERÍAS // BATERÍAS ESTACIONARIAS // PVS BAE

Modelo	Capacidad nominal C ₁₀ 1.80 V/C Ah.	Capacidad nominal C ₁₀₀ 1.80 V/C Ah.	Capacidad nominal C ₁₂₀ 1.80 V/C	l
12 PVS 1800	1320	1740	1752	215
11 PVS 2090	1470	1870	1884	215
12 PVS 2280	1600	2040	2052	215
13 PVS 2470	1740	2210	2232	215
14 PVS 2660	1880	2380	2400	215
15 PVS 2850	2010	2550	2568	215
16 PVS 3040	2140	2710	2736	215
17 PVS 3230	2290	2910	2940	215
18 PVS 3420	2420	3080	3108	215
19 PVS 3610	2560	3250	3276	215
20 PVS 3800	2690	3420	3444	215
22 PVS 4180	2950	3750	3780	215
24 PVS 4560	3220	4090	4128	215
26 PVS 4940	3480	4420	4464	215

ANEXO 16: COMPONENTES DEL SISTEMA TÉRMICO SOLAR

Ilustración del equipo colector solar y precio. (Fuente:spanish.alibaba.com)



Colector de comedero parabólico concentrado de energía de planta de energía Solar térmica

FOB Referencia Precio: [Consiga El Último Precio](#)

US\$6.000,00 - US\$6.600,00 / Set | 3 Set/s (Pedido mínimo)

Envío: Ayuda Transporte marítimo

Garantía comercial Protege tus pedidos de Alibaba.com

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

Pago: Online Transfer

Logística de Alibaba.com · Soluciones de inspección · Vista de producción · Servicio Integral

Ver imagen más grande



Añadir para co... Compartir

Especificaciones técnicas del equipo colector. (Fuente:spanish.alibaba.com)

Technical datasheet	
1	Basic Information
Length of one module	12m
Aperture area of one module	69.12sqm/module
Number of one module	3sets
Receiver tube (RT-4060) of one module	3piecesx4m
Rated generation power	8383W
Installation area of one module	175sqm
Heat transfer fluid	heat transfer fluid
Inlet temperature	according to melting point of molten salt
Outlet temperature	the highest temperature can reach 400°C
2	Physical
Weight	3.34T/module
Collector mounting	with professional installation and training
3	Absorber
Absorber type	glass-to-metal vacuum seal tubes
Receiver diameter	125mm/70mm
Coating	selective absorbing coating
Focal length	1710mm
Emissivity	≤12%(400°C)
Absorbitivity	≥96% (AM1.5)
Cover	high borosilicate glass 3.3
Cover thickness	3mm
Transmittance	92% (AM1.5)
4	Reflector
Area	1700*1641 & 1700*1501 (mm)
Material	4mm thickness low iron ultra-clear glass
Surface reflectivity	≥93.5% (AM1.5)

Tabla de datos del aceite térmico “Shell Heat Transfer Oil S2”. (Fuente: Hoja de datos técnicos “Shell Heat Transfer Oil S2”)

Datos Típicos de Diseño (calculados)

Temperatura	°C	0	20	40	100	150	200	250	300	340
Densidad	kg/m ³	870	857	844	805	772	740	707	675	649
Capacidad Calórica Específica	kJ/kg*K	1.962	2.049	2.137	2.400	2.619	2.838	3.058	3.277	3.452
Conductividad Térmica	W/m*K	0,136	0,135	0,133	0,129	0,125	0,121	0,118	0,114	0,111
Número Prandtl		3451	1003	393	76	37	24	18	15	14

Respuesta cotización del aceite. (Fuente: Correo electrónico)

cotizacion



tcantillano@chughes.cl <tcantillano@chughes.cl>

24-11-2020 10:23

Para: carlos felipe imas espinoza Cc: 'Fernando Lubiano'

Buenos días Don Carlos, le entrego valor de lubricantes Shell solicitado

Cotización

Shell Heat Transfer Oil S2 tbr 209 lts valor envase \$ 602.171 + IVA

Valor Neto más IVA

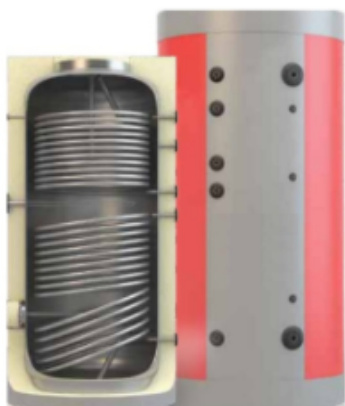
Condiciones depósito previo despacho

Puesto en sus bodegas dentro de 5 días

Stock disponible

Ilustración estanque térmico y precio. (fuente: www.esol.cl)

Estanque Vertical Presurizado 2000 Lts Directo



Codigo: T0.2000

Stock: Disponible

Descripcion: Estanque Vertical Presurizado 2000 Lts
Directo

\$2.620.000 + IVA

Cantidad:

Anexos

Aspecto visual del termostato. (Fuente: www.wika.cl)



Temperature controller with digital indicator, model SC64

Características técnicas del termostato. (Fuente: www.wika.cl)

Standard version

Nominal size in mm

60

Sensor element

Pt100 resistance thermometer (preset), Pt1000 or PTC
(selectable via software menu)

Measuring range

Pt100, Pt1000: -80 ... +400 °C
PTC: -50 ... +130 °C

Measuring accuracy

± 1 K or ± 0.5 % of measuring range
(greater value applies)

The actual value display can be an integer or have a resolution of 0.5 K or 0.1 K

Display

3-digit LED display, 13 mm high, colour red

Power supply

Model SC64.230:

AC 230 V, 50/60 Hz, current consumption max. 20 mA

Model SC64.024:

AC 12 ... 24 V, DC 16 ... 36 V, current consumption max. 30 mA

ANEXO 17: COMPONENTES PARA EL CONTROL DE ATMÓSFERA

Ilustración del humidificador. (Fuente: Catalogo Cantek)



Especificaciones técnicas del humidificador. (Fuente: Catalogo Cantek)

TECHNICAL SPECIFICATIONS			
• Water Flow Rate	: 6000 ml/h	• Water Flow Rate	: 12000 ml/h
• Electricity Feed Voltage	: 220-240 VAC/50-60HZ	• Electricity Feed Voltage	: 220-240 VAC/50-60HZ
• Power Consumption	: 320 W	• Power Consumption	: 620 W
• Air Flow Rate	: 160 m3/h	• Air Flow Rate	: 160 m3/h
• Working Environment	: 1°- 40°	• Working Environment	: 1°- 40°
• Osilator Life	: 5000 h	• Osilator Life	: 5000 h
• Water Input Connection	: 3/4"	• Water Input Connection	: 3/4"
• Air Input Connection	: 90 mm	• Air Input Connection	: 90 mm
• Humidity Output Connection	: 90 mm	• Humidity Output Connection	: 90 mm

Anexos

Ilustración del sensor de oxígeno. (Fuente: www.detectores.cl)



Especificaciones técnicas del sensor de oxígeno. (Fuente: www.detectores.cl)

Especificaciones Técnicas:

- Tipo de sensor: Electroquímico
- Rango de medición: 0 - 30% VOL
- Resolución: 1% VOL
- Alarma baja: 19.5% VOL
- Alarma alta: 23.5% VOL
- Método de detección: Difusión natural
- Rango operación temperatura: -20 a 50°C
- Rango operación humedad: 0 - 95% RH (sin condensación)
- Salida: Análoga de 4 - 20 mA.
- Salida: Dos salidas relé
- Alarma baja: 19.5% VOL
- Alarma alta: 23.5% VOL

Anexos

Ilustración del sensor de dióxido de carbono. (Fuente: www.detectores.cl)



Características técnicas del sensor de dióxido de carbono. (Fuente: www.detectores.cl)

Características Técnicas:

- Rango medición del detector de dióxido de carbono CO₂: 0-5000ppm.
- Consumo 0,8 watts promedio 2,5 max.
- Alimentación 24 V AC DC.
- Opcional: Transformador 220V a 24V.
- Condición operación: 0-50° C, 0-95% humedad.
- Peso neto 180 gramos.
- Dimensiones 100mm 80mm 28mm.
- Salida: 0-10V / 4-20 mA / (Opcional: RS485)