



UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO Y EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE UN
RADIOTELESCOPIO UBICADO EN EL LLANO DE CHAJNANTOR**

POR

Magdalena Antonia Enriquez Merello

Memoria de Título presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción para
optar al título profesional de Ingeniero Civil Mecánico

Profesor Guía:
Cristian Cuevas Barraza

Co. Guías:
Cristian Canales Cárdenas
Rodrigo Reeves Diaz

Julio 2024
Concepción (Chile)

© 2024 Magdalena Antonia Enriquez Merello

© 2024 Magdalena Antonia Enriquez Merello

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento

Resumen

Las condiciones climáticas y geográficas del Llano de Chajnantor imponen el desafío de reacondicionar un telescopio trasladado desde Hawái, de las cuales sus sistemas de refrigeración son afectados por una altitud que supera los 5000 metros, donde la presión atmosférica y la densidad del aire disminuyen drásticamente y las bajas temperaturas que alcanzan hasta los -17°C no permiten el uso de equipos que normalmente funcionan a temperaturas mayores a cero grados. El objetivo es evaluar el chiller que posee la Universidad de Concepción para identificar de qué manera afectan la altitud y el clima del llano de Chajnantor y modificar o diseñar un sistema de enfriamiento que logre operar en tales condiciones.

Como comienzo, se recopila información de los equipos que posee la Universidad de Concepción, como también datos de las condiciones climáticas registradas en el llano de Chajnantor, para calcular el consumo eléctrico de los equipos afectados por las condiciones climáticas utilizando el software EES (Engineering Equation Solver). Como resultado, se concluye que el consumo eléctrico del chiller aumenta un 14% a 5044 m de altitud.

Para selección de alternativas, se optó por modificar el sistema original reemplazando el ventilador y utilizando un variador de frecuencia para que el nuevo ventilador y la bomba operen a 60Hz. A partir de una evaluación y un estudio técnico, se comprueba que la propuesta es capaz de operar según las condiciones climáticas en el Llano de Chajnantor, obteniéndose un consumo eléctrico anual de 20.086,5 kW, un 13% menos comparado con el sistema original.

Según los resultados del análisis económico, la propuesta es viable con un valor actual neto de \$17.707.702, una tasa interna de retorno de 176% y un índice de rentabilidad de 15.

Tabla de Contenidos

Tabla de Contenidos.....	ii
Lista de Figuras	iv
Lista de Tablas	vi
CAPÍTULO 1: Introducción.....	1
1.1 Contexto.....	1
1.2 Condiciones de diseño	3
1.3 Objetivo general	3
1.4 Objetivos específicos	3
1.5 Metodología.....	3
CAPÍTULO 2: Marco Teórico	4
2.1 Sistemas de refrigeración.....	4
2.2 Sistemas de refrigeración criogénica.	5
2.3 Enfriadores o Chiller.	5
2.4 Índice de rentabilidad	8
CAPÍTULO 3: Desarrollo	9
3.1 Caso de estudio.	9
3.2 Clima en el Llano de Chajnantor.	9
3.3 Descripción del sistema de refrigeración en la Universidad de Concepción.....	14
3.4 Condiciones de borde	24
3.5 Evaluación del sistema de enfriamiento.	25
3.6 Resultados de la evaluación del chiller.....	35
3.7 Selección del sistema de enfriamiento a diseñar.	46
3.8 Operación del chiller para los meses de febrero y julio	54
3.9 Resultados de la evaluación utilizando EES.....	58
3.10 Análisis económico.....	61
CAPÍTULO 5: Conclusiones	63
Referencias	64
Anexo A: información adicional de los equipos de la instalación de la Universidad de Concepción	66
Anexo B: Programa EES para la evaluación del chiller.....	69
Anexo C: Programas para la evaluación del ventilador.	72
Anexo D: Programa EES para la evaluación del sistema de bombeo.	75
Anexo E: Consumo eléctrico mensual y anual.....	79

Anexo F: Cotizaciones.	81
-----------------------------	----

Lista de Figuras

Figura 1.1: Criostato perteneciente al Departamento de Astronomía de la Universidad de Concepción.....	2
Figura 2.1: Ciclo básico de refrigeración con valores de presión y entalpía para R134a [11]	4
Figura 2.2: Cabeza fría tipo Gifford Mc-Mahon(Izquierda) y pulse-tube (Derecha)	5
Figura 2.3: Diagrama de tipos de chiller.	6
Figura 2.4: El chiller de adsorción requiere de una fuente de calor para funcionar.....	6
Figura 2.5: Esquema de un chiller que puede ser enfriado por aire a través de ventiladores o por agua suministrada por circuito externo.	7
Figura 2.6: Sistema de suministro de agua enfriada por una torre de enfriamiento.	7
Figura 3.1: Temperatura diaria promedio.	9
Figura 3.2: Temperatura mínima, máxima y promedio mensual.	10
Figura 3.3: Humedad mínima, máxima y promedio mensual.	11
Figura 3.4: Presión mínima, máxima y promedio mensual.....	11
Figura 3.5: Promedio diario de temperaturas para febrero.....	12
Figura 3.6: Promedio horario de temperaturas para febrero.	12
Figura 3.7: Promedio diario de temperaturas para julio.	13
Figura 3.8: Promedio horario de temperaturas para julio.....	13
Figura 3.9: Esquema de la disposición de equipos de la instalación.....	14
Figura 3.10: Tipos de compresor modelo 350C Cryodyne Cryocooler de CTI-Cryogenics.	14
Figura 3.11: Compresor ARS-10HW con buffers.....	15
Figura 3.12: Esquema de conexión entre el compresor de helio y el expansor.	16
Figura 3.13: Expansor ARS modelo DE-215SF.	17
Figura 3.14: Componentes del compresor ARS.....	18
Figura 3.15: Esquema del circuito de refrigeración del compresor ARS-10HW.....	19
Figura 3.16: Chiller Thermoflex10000.	20
Figura 3.17: Componentes del Chiller ThermoFlex10000.....	21
Figura 3.18: Circuito de agua del chiller.....	21
Figura 3.19: Ventilador Ebmpapst del condensador.	22
Figura 3.20: Esquema de circuito de refrigeración del chiller Thermoflex10000.	23
Figura 3.21: Proceso de intercambio de calor entre el refrigerante (rojo) y el agua (azul).....	27
Figura 3.22: Proceso de intercambio de calor entre el refrigerante (azul) y el aire (rojo).	29
Figura 3.23: Variaciones de los puntos de operación según la densidad del aire.	30
Figura 3.24: Curvas de presión y flujo másico para el suministro de agua hacia el compresor de helio.	33
Figura 3.25: Curvas de temperatura de solidificación de la mezcla según el porcentaje de etilenglicol.	34
Figura 3.26: Visualización de los efectos de la altitud sobre el COP.	36
Figura 3.27: Visualización de los efectos de la temperatura sobre el COP.	36
Figura 3.28: Gráfico de los efectos de la altitud sobre el evaporador y el condensador.	37

Figura 3.29: Gráfico de los efectos de la altitud sobre la potencia del compresor en un día promedio de febrero.....	37
Figura 3.30: Gráfico de los efectos de la altitud sobre la potencia del compresor en un día promedio de julio.....	38
Figura 3.31: Creación de curvas polinomiales a partir de factores adimensionales.	40
Figura 3.32: Gráfico de los efectos de la altitud sobre la presión estática del ventilador.	41
Figura 3.33: Gráfico de los efectos de la altitud sobre flujo másico del ventilador.....	41
Figura 3.34: Gráfico de los efectos de la altitud sobre la curva de operación de la bomba.....	43
Figura 3.35: Circuito de agua propuesto.	46
Figura 3.36: Curvas de operación de la bomba, la curva verde indica que la bomba debe operar a 3150 rpm.	48
Figura 3.37: Variador de frecuencia trifásico 1,5 kW/2 HP 380V ANYHERTZ.	48
Figura 3.38: Curvas de operación del ventilador a 60 Hz.....	50
Figura 3.39: Flujo másico del ventilador a 60 Hz.....	50
Figura 3.40: Dimensiones del ventilador S4E450-AP01-01 a 60 Hz.	51
Figura 3.41: Curvas de operación del ventilador S4E450-AP01-01 a 60 Hz.	52
Figura 3.42: Flujo volumétrico requerido para el modelo S4E450-AP01-01 a 60 Hz.....	52
Figura 3.43: Punto de operación para el modelo S4E450-AP01-01 a 60 Hz.....	53
Figura 3.44: Variación de la presión estática durante los meses de febrero y julio.	54
Figura 3.45: Variación del flujo másico durante los meses de febrero y julio.....	55
Figura 3.46: Variación de la potencia del ventilador durante los meses de febrero y julio.	55
Figura 3.47: Flujos caloríficos del condensador y el evaporador.	56
Figura 3.48: Presiones de evaporación y condensación durante los meses de febrero y julio.....	57
Figura 3.49: Potencia del compresor durante los meses de febrero y julio.....	57
Figura 3.50: Comparativa del consumo eléctrico de la bomba.	58
Figura 3.51: Comparación del consumo eléctrico del compresor.....	59
Figura 3.52: Comparativa del consumo eléctrico del ventilador.	59
Figura 3.53: Consumo eléctrico mensual promedio.....	60
Figura A.1: Condiciones mínimas de suministro de agua para el enfriamiento de helio.....	66
Figura A.2: Información del compresor reciprocante Bristol.	67
Figura A.3: Información de la bomba centrífuga Goulds (5 3/16”)......	67
Figura A.4: Información del ventilador Ebmpapst S4E400-AP02-44.	68

Lista de Tablas

Tabla 3.1: Datos meteorológicos mensuales.	10
Tabla 3.2: Especificaciones del compresor ARS.	16
Tabla 3.3: Especificaciones del expansor ARS modelo DE-215SF.....	17
Tabla 3.4: Especificaciones del compresor Hitachi modelo S603DH-90D2UC.	18
Tabla 3.5: Variables de operación del compresor Hitachi para 25 °C de temperatura ambiente.	18
Tabla 3.6: Especificaciones generales del chiller.....	20
Tabla 3.7: Especificaciones del compresor Bristol.	22
Tabla 3.8: Especificaciones del ventilador Ebmpapst según Reglamento (EU) 327/2011.	22
Tabla 3.9: Condiciones de borde según las condiciones climáticas del Llano de Chajnantor.	24
Tabla 3.10: Promedio mensual de temperatura y presión obtenida según el año TMY.	24
Tabla 3.11: Características del agua suministrada para el compresor de helio.	25
Tabla 3.12: Valores ingresados en para la evaluación del ciclo de refrigeración del chiller.	35
Tabla 3.13: Consumo eléctrico mensual y anual del compresor.....	38
Tabla 3.14: Puntos de operación del ventilador Ebmpapst S4E400-AP02-44.....	39
Tabla 3.15: Parámetros ingresados en el programa.....	39
Tabla 3.16: Resultados para los factores de flujo, presión y potencia.	39
Tabla 3.17: Consumo eléctrico mensual y anual del ventilador.	42
Tabla 3.18: Parámetros ingresados en el programa para la bomba.	42
Tabla 3.19: Puntos de operación de la bomba.....	42
Tabla 3.20: Factores adimensionales resultantes para la curva de 2900 RPM.	43
Tabla 3.21: Consumo eléctrico mensual y anual de la bomba.	44
Tabla 3.22: Altura de la bomba y NPSH disponible.	44
Tabla 3.23: Consumo eléctrico del sistema a nivel del mar y a 5044 m.	45
Tabla 3.24: Puntos de operación de una curva a 3500 RPM.....	47
Tabla 3.25: Factores adimensionales resultantes para la curva de 3500 RPM.	47
Tabla 3.26: Puntos de operación del Ventilador a 60 Hz.	49
Tabla 3.27: Puntos de operación del Ventilador S4E450-AP01-01 a 60 Hz.	51
Tabla 3.28: Resumen del consumo eléctrico mensual y anual.....	60
Tabla 3.29: Detalle costos del variador de frecuencia ANYHERTZ.	61
Tabla 3.30: Detalle costos del ventilador Ebmpapst.	61
Tabla 3.31: Inversión inicial para la propuesta.	61
Tabla 3.32: Costo de tarifa eléctrica según CESP.	62
Tabla 3.33: Consumo y costo energético anual para las alternativas evaluadas.	62
Tabla 3.34: Comparación de inversión inicial y costos.	62
Tabla 3.35: Resultados para la tasa interna de retorno, valor actual neto e índice de rentabilidad....	62
Tabla E.1: Consumo eléctrico mensual y anual para los dispositivos originales a nivel del mar.	79
Tabla E.2: Consumo eléctrico mensual y anual para los dispositivos originales a 5044 metros.	79
Tabla E.3: Consumo eléctrico mensual y anual resultante después de las modificaciones.	80

CAPÍTULO 1: Introducción

1.1 Contexto

El Proyecto Leighton Chajnantor Telescope (LCT), es un proyecto colaborativo entre la Universidad de Concepción (UdeC), el Instituto Tecnológico de California (Caltech) y la Universidad Normalista de Shanghái (ShNU), que consiste en el traslado y reacondicionamiento de un radiotelescopio perteneciente a Caltech Submillimeter Observatory (CSO) desde Mauna Kea, Hawaii hacia el llano de Chajnantor, ubicado en el desierto de Atacama. El proyecto es relevante a nivel nacional y regional porque, a diferencia de los observatorios internacionales ubicados en territorio nacional, el radiotelescopio será albergado por UdeC y operado remotamente desde el Departamento de Astronomía de dicha universidad, impulsando el desarrollo de tecnologías e innovaciones para su operación, refacción y traslado. [1].

Sin embargo, esto conlleva una serie de tareas y desafíos para distintas áreas de la ingeniería, entre los cuales está la renovación de los criostatos, la evaluación de su sistema de enfriamiento y el reacondicionamiento de este.

Por un lado, un criostato es un dispositivo con apariencia de contenedor, como se muestra en la Figura 1, que contiene los artefactos encargados de recibir y amplificar las señales tenues que llegan desde el espacio. Este trabaja a temperaturas criogénicas o del orden de 1 K [2]. Es relevante alcanzar esa temperatura para aislar la información recibida de cualquier interferencia causada por los instrumentos en sí [3]. Para conseguir temperaturas cercanas al cero absoluto, el criostato es conectado a un sistema de refrigeración de helio, y a una bomba de vacío para evitar la absorción de calor desde el entorno, donde las presiones de vacío pueden alcanzar el orden de los 10^{-6} Torr [4]. A la vez, el sistema de refrigeración de helio debe ser enfriado por un ventilador o debe estar conectado a una red de agua enfriado por un chiller para facilitar la disipación del calor al ambiente.

Dentro de las condiciones climáticas, se destaca que la presión atmosférica está relacionada con la altitud. Una altitud que supera los 2000 pies (610 m) afecta el rendimiento de cualquier sistema o dispositivo que utiliza aire como medio de enfriamiento porque la densidad del aire disminuye a medida que la altitud aumenta [5]. En el llano de Chajnantor, ubicado a una altitud de 5044 m, las temperaturas oscilan anualmente entre los -18°C y 11°C [6], según la ubicación del observatorio ALMA [7]. Esto difiere de las condiciones climatológicas del volcán Mauna Kea en Hawái, donde se tienen temperaturas que normalmente oscilan entre los -3°C y los 18°C [8] a una altitud de 4070 m [9], indicando que la temperatura también disminuye a mayores altitudes.

Por otro lado, al ser uno de los lugares más áridos en el mundo, la accesibilidad a recursos como el agua deben ser transportados, y la electricidad debe ser generada. Para el caso del observatorio ALMA, se requiere el uso de tres turbinas de gas natural, ya que realizar una conexión al Sistema Interconectado del Norte Grande (SING), que se encuentra a 150 km, no resulta viable [10]. Por lo tanto, el consumo energético es una limitante para el desarrollo de proyectos dentro de observatorios astronómicos.

A partir de lo mencionado es que surge la necesidad de diseñar un sistema de enfriamiento que pueda operar de forma estable bajo las condiciones climáticas del llano de Chajnantor, optimizando el consumo eléctrico y limitando el uso de recursos hídricos. Para abordar el problema, se recopilan las especificaciones de los equipos que posee el departamento de astronomía de la Universidad de Concepción, para desarrollar un modelo numérico que permita evaluar el sistema de refrigeración de un chiller según las propiedades del aire y presión a 5044m, comparando su desempeño y el consumo eléctrico con los del sistema operando bajo condiciones de operación normales indicadas en los manuales. Luego, se analizan distintas alternativas de solución, aproximando su costo y consumo eléctrico para seleccionar la propuesta definitiva a diseñar. Posteriormente, se establecen las condiciones de diseño y se dimensiona el sistema con un modelo numérico para así evaluar un sistema nuevo que opere bajo las condiciones ambientales impuestas en el llano de Chajnantor.



Figura 1.1: Criostato perteneciente al Departamento de Astronomía de la Universidad de Concepción.

1.2 Condiciones de diseño

Entre las condiciones de diseño se consideran las variables para cada cálculo, entre ellas, las variables ambientales que son el rango de temperaturas, la humedad y la presión atmosférica en el llano de Chajnantor. También se deben considerar todas las variables de operación que se puedan obtener sobre los equipos disponibles, destacando la capacidad de enfriamiento de 8,5 kW del chiller que debe mantenerse para la propuesta diseñada.

1.3 Objetivo general

Diseñar y evaluar numéricamente el sistema de enfriamiento de un criostato perteneciente al radiotelescopio instalado en el llano de Chajnantor.

1.4 Objetivos específicos

- Evaluar las condiciones meteorológicas en el llano de Chajnantor.
- Seleccionar el sistema de enfriamiento a diseñar.
- Dimensionar el sistema de enfriamiento.
- Evaluar técnica y económicamente la propuesta de diseño.

1.5 Metodología

Para lograr el cumplimiento de los objetivos, es necesario llevar a cabo lo siguiente:

- Definir el caso de estudio, incluyendo un catastro de los componentes para conseguir las condiciones del borde del sistema. Construir un modelo numérico utilizando el software Engineering Equation Solver para llevar a cabo una evaluación del consumo eléctrico y rendimiento del chiller y comparar los resultados obtenidos según las condiciones de presión y temperatura atmosféricas del llano de Chajnantor, con respecto a los resultados obtenidos bajo rangos de operación normales indicados en el manual del chiller.
- Realizar un análisis de alternativas de diseño del sistema, determinando si es necesario reemplazar o modificar el chiller, o adicionar otro sistema de enfriamiento. Para ello, se selecciona la alternativa que implique menor consumo eléctrico y costos.
- Construir un modelo numérico de la alternativa a diseñar. Seleccionar los componentes para la alternativa seleccionada en el punto anterior y evaluar el modelo numérico del sistema según las especificaciones de cada componente.
- Cotizar los equipos seleccionados, las modificaciones necesarias, seguido de un análisis del valor actual neto e índice de rentabilidad para la propuesta diseñada para un horizonte de 30 años. Comparar los análisis de la propuesta diseñada respecto al sistema original presente en la Universidad de Concepción.

CAPÍTULO 2: Marco Teórico

2.1 Sistemas de refrigeración.

Un sistema de refrigeración es una máquina frigorífica que remueve la energía en forma de calor de un espacio, generalmente cerrado, para disiparla hacia el ambiente exterior. Los componentes de un circuito básico de refrigeración incluyen el uso de un compresor, un condensador, un evaporador y un dispositivo de expansión. El compresor comprime el refrigerante en estado de vapor, lo que eleva su temperatura y presión. El refrigerante avanza a través del condensador, donde se disipa el calor al aire o al agua, cambiando a estado líquido. El líquido de refrigerante de alta presión y temperatura se envía al evaporador, donde se expande y se evapora, absorbiendo el calor del aire circundante y luego se envía de nuevo al compresor para reiniciar el ciclo.

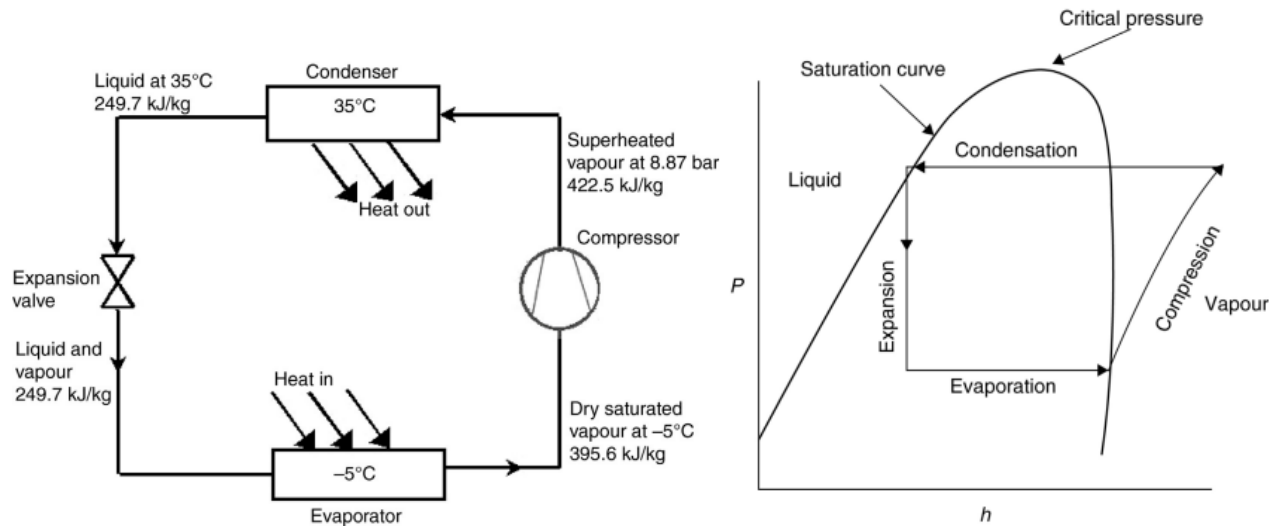


Figura 2.1: Ciclo básico de refrigeración con valores de presión y entalpía para R134a [11] .

2.1.1 Coeficiente de desempeño (COP).

Para un sistema de refrigeración, el COP es la relación entre potencia removida en forma de calor por la potencia suministrada al sistema.

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{W}_{cp}} \quad (1)$$

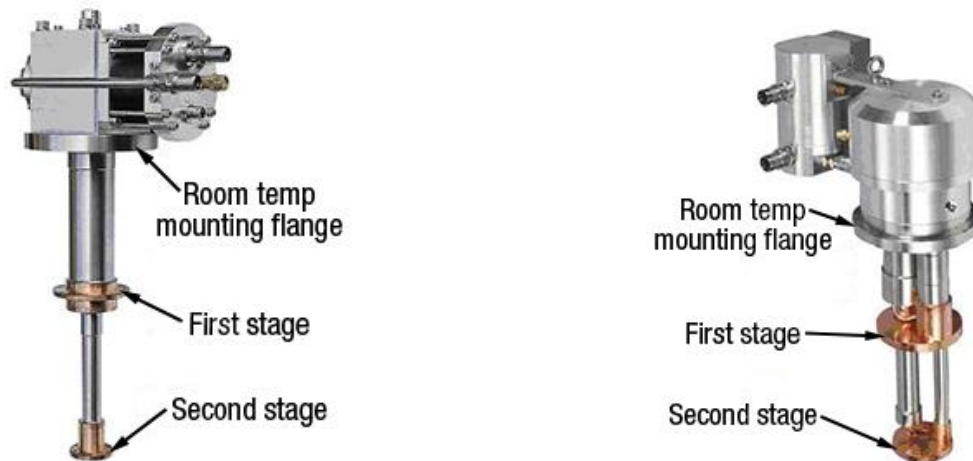
Donde $\dot{Q}_{ev}$ corresponde al calor absorbido por el evaporador y $\dot{W}_{cp}$ es el trabajo suministrado por el compresor.

2.2 Sistemas de refrigeración criogénica.

Un sistema de refrigeración criogénica es un tipo especial de sistema capaz de alcanzar temperaturas muy bajas, típicamente inferiores a -150 °C [12]. Este tipo de sistemas se utiliza en distintas áreas, entre ellas, la preservación de alimentos y material biológico, la licuefacción de gases o el enfriamiento de dispositivos superconductores como también dispositivos eléctricos con bajo ruido térmico.

A nivel industrial, la mayoría de los sistemas de refrigeración criogénica utilizan gas helio como refrigerante debido a su naturaleza inerte, con una temperatura de ebullición cercana a los 4 K. Sin embargo, para lograr enfriar espacios a temperaturas cercanas al cero absoluto, se debe aislar el ambiente al vacío a presiones del orden de los 10^{-6} Torr.

Actualmente, el sistema de refrigeración criogénica más utilizado para radiotelescopios es el de Gifford-McMahon (GM) [13] caracterizado por el uso de un expansor o “cold head” que enfría el criostato utilizando regeneradores. En la Figura 2.2, se exponen dos tipos, uno llamado expansor de Gifford-McMahon y expansor de pulsotubo o “Pulsetube.



SHI RDK-101D 0.2 W at 4.2 K Gifford-McMahon cold head

SHI RP-062B 0.5 W at 4.2 K pulse-tube cold head

Figura 2.2: Cabeza fría tipo Gifford Mc-Mahon(Izquierda) y pulse-tube (Derecha) .

2.3 Enfriadores o Chiller.

Los chillers son equipos utilizados para eliminar calor de un líquido a través de un ciclo de refrigeración por adsorción o compresión de vapor. Luego, el líquido enfriado se puede circular a través de un intercambiador de calor para enfriar aire o algún equipo según sea necesario.

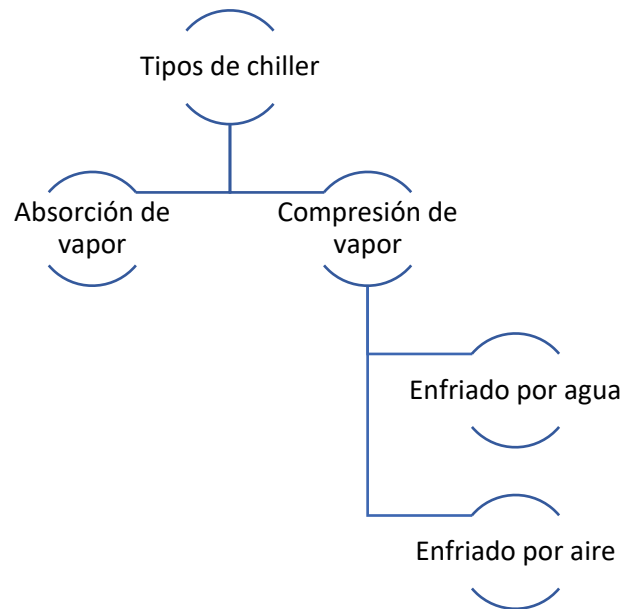


Figura 2.3: Diagrama de tipos de chiller.

Dentro de los tipos de chiller que se muestran en la Figura 2.3 está el chiller a absorción y los chiller de compresión de vapor. En un chiller a absorción, se utiliza un refrigerante principal como vapor de agua y un absorbente, que podría ser bromuro de litio. El ciclo a absorción se basa en la capacidad del absorbente para absorber vapor del refrigerante principal a baja presión y luego liberarlo a alta presión y temperatura.

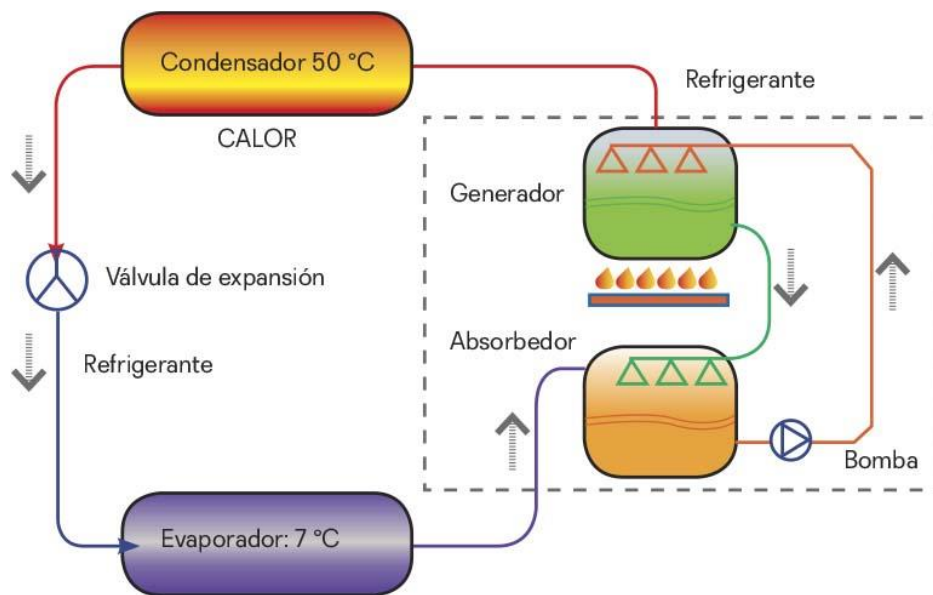


Figura 2.4: El chiller de adsorción requiere de una fuente de calor para funcionar.

Por otro lado, los chiller de compresión de vapor utilizan ciclos de refrigeración para enfriar líquidos o espacios y su uso es más amplio que los enfriadores a absorción porque proporcionan una refrigeración más controlada y eficiente. La disipación de calor del condensador puede ser por aire o por agua como se muestra en la Figura 2.5.

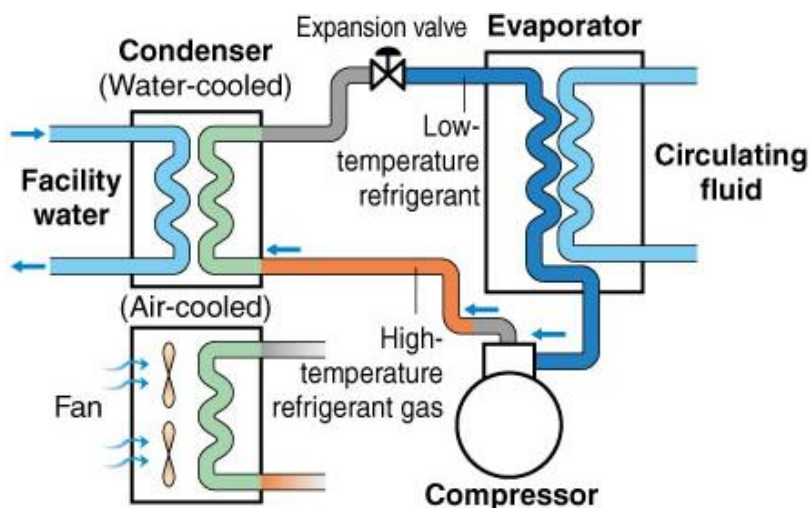


Figura 2.5: Esquema de un chiller que puede ser enfriado por aire a través de ventiladores o por agua suministrada por circuito externo.

Un chiller enfriado por aire utiliza ventiladores para proporcionar un flujo de aire que atraviesa el condensador, mientras que un chiller enfriado por agua depende del suministro de agua enfriada por una torre de enfriamiento, como se expone en la Figura 2.6.

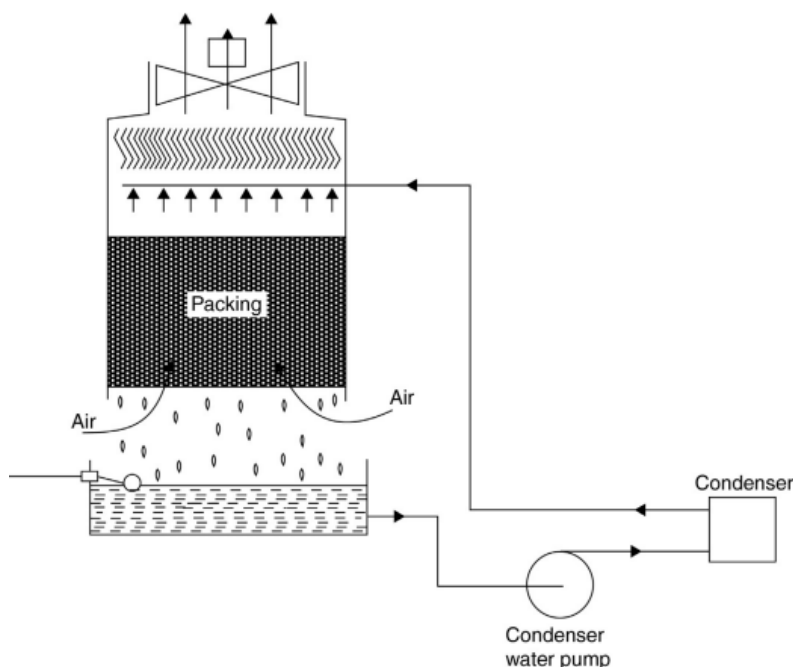


Figura 2.6: Sistema de suministro de agua enfriada por una torre de enfriamiento.

2.4 Índice de rentabilidad

Para el desarrollo del análisis económico de las opciones a evaluar, se propone el uso de la tasa o índice de rentabilidad que refleja las ganancias o beneficios obtenidos según la relación del valor actual neto y la inversión inicial. La ventaja de este método es dar una idea básica del rendimiento del proyecto, y se calcula con la siguiente fórmula.

$$IR = \frac{VAN}{I_o} \quad (2)$$

El valor actual neto o comúnmente llamado VAN representa un indicador de rentabilidad o viabilidad económica, y su cálculo indica si existe la recuperación de inversión durante el horizonte de tiempo del proyecto.

$$VAN = -I_o + \sum_{i=1}^n \frac{F_i}{(1 + k_n)^i} \quad (3)$$

Dentro de las variables a tener en cuenta para determinar el valor actual neto y posteriormente el índice de rentabilidad hay que calcular la inversión inicial I_o , que corresponde al dinero invertido para comenzar o llevar a cabo el proyecto. Seguido de esto se deben establecer los flujos netos de efectivo F_i , siendo la variable que refleja los ahorros durante el estudio. Por último, se determina el costo de oportunidad k_n y el número de periodos o años n .

El costo de capital está sujeto a variaciones según la inflación k , el cual actualmente a nivel nacional corresponde a un 3,8% [14], y asumiendo una tasa social de descuento g_d del 6%.

$$k_n = (1 + k)(1 + g_d) - 1 \quad (4)$$

CAPÍTULO 3: Desarrollo

3.1 Caso de estudio.

Se debe evaluar el sistema de refrigeración del radiotelescopio Leighton Chajnantor según las condiciones climáticas impuestas en el Llano de Chajnantor. Sobre los equipos del sistema de refrigeración, se tiene un compresor de helio modelo ARS-10HW de la marca ARS y un chiller modelo ThermoFLex10000 de la marca ThermoScientific.

3.2 Clima en el Llano de Chajnantor.

El Llano de Chajnantor se encuentra en el desierto de Atacama, a 5044 m sobre el nivel del mar, por lo que su clima es muy diferente al de las regiones más bajas de Chile. Para conocer las condiciones climáticas, se obtuvo una serie de datos TMY o año meteorológico tipo, gracias al sistema de información geográfica fotovoltaica de la Comisión Europea [15]. La información obtenida está compuesta por una planilla de datos horarios por el transcurso de un año tipo, basados en los registros desde 2005 hasta 2020 y siguiendo la norma ISO 15927-4 [16]. Los valores que se utilizan son la temperatura, la humedad relativa y la presión atmosférica.

En la Figura 3.1 se presenta la temperatura diaria promedio según el año tipo. En general, el clima en el Llano de Chajnantor es frío y seco durante todo el año, con temperaturas diurnas que pueden oscilar entre los 0 y 11 °C, y temperaturas nocturnas que pueden eventualmente ser inferiores a los -17°C [6].

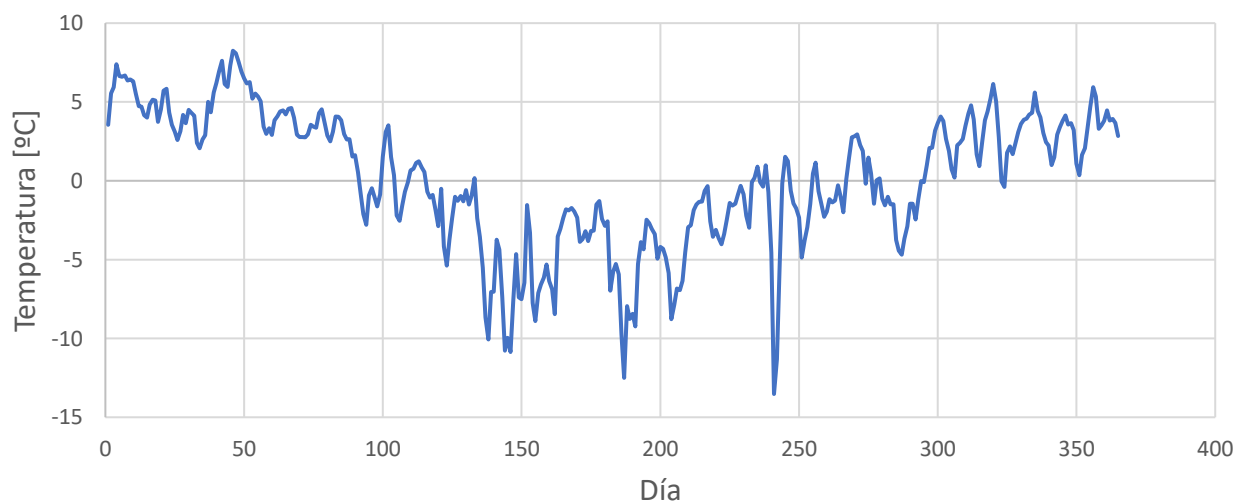


Figura 3.1: Temperatura diaria promedio.

En la Tabla 3.1 se muestran las temperaturas máximas, mínimas y promedio, la humedad relativa promedio y la presión atmosférica promedio para todos los meses y de forma anual. La temperatura promedio anual es de 0 °C, con una humedad promedio del 32% y una presión atmosférica promedio de 53.905 Pa. Las Figuras 3.2, 3.3 y 3.4 muestran de forma gráfica los valores mínimos, máximos y promedios de cada mes para la temperatura, humedad y presión.

Tabla 3.1: Datos meteorológicos mensuales.

	Temperatura [°C]			Humedad Relativa %	Presión [Pa]
	Máxima	Mínima	Promedio		
Enero	-3,9	14,5	4,9	39	53.731
Febrero	-4,2	15,7	5,4	54	53.793
Marzo	-4,8	13,4	3,4	43	53.805
Abril	-7,6	9,3	-0,3	28	53.882
Mayo	-18,1	6,1	-4,8	39	54.033
Junio	-16,9	5,2	-4,0	21	54.056
Julio	-19,6	3,5	-5,8	27	54.093
Agosto	-20,5	8,6	-2,4	22	54.043
Septiembre	-9,0	10,8	-0,5	23	53.974
Octubre	-10,0	10,4	-0,3	21	53.894
Noviembre	-6,9	13,2	2,9	25	53.769
Diciembre	-6,4	15,0	3,3	44	53.792
Anual	-20,5	15,7	0,2	32	53.905

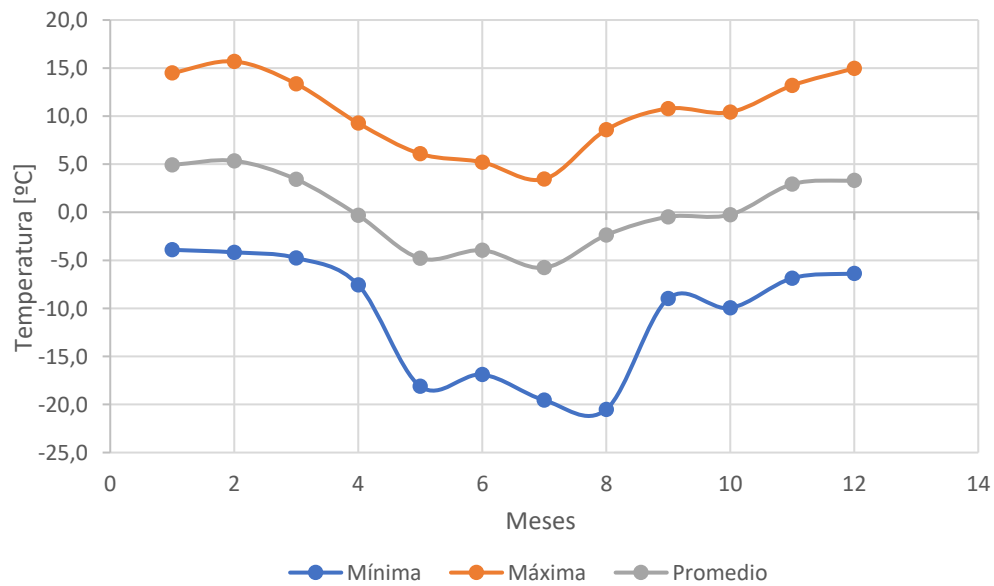


Figura 3.2: Temperatura mínima, máxima y promedio mensual.

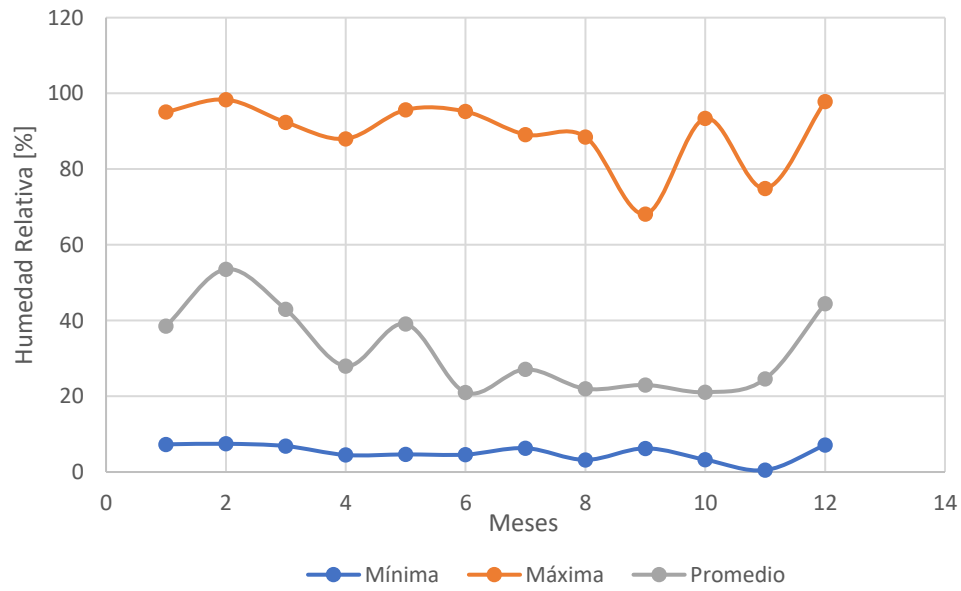


Figura 3.3: Humedad mínima, máxima y promedio mensual.

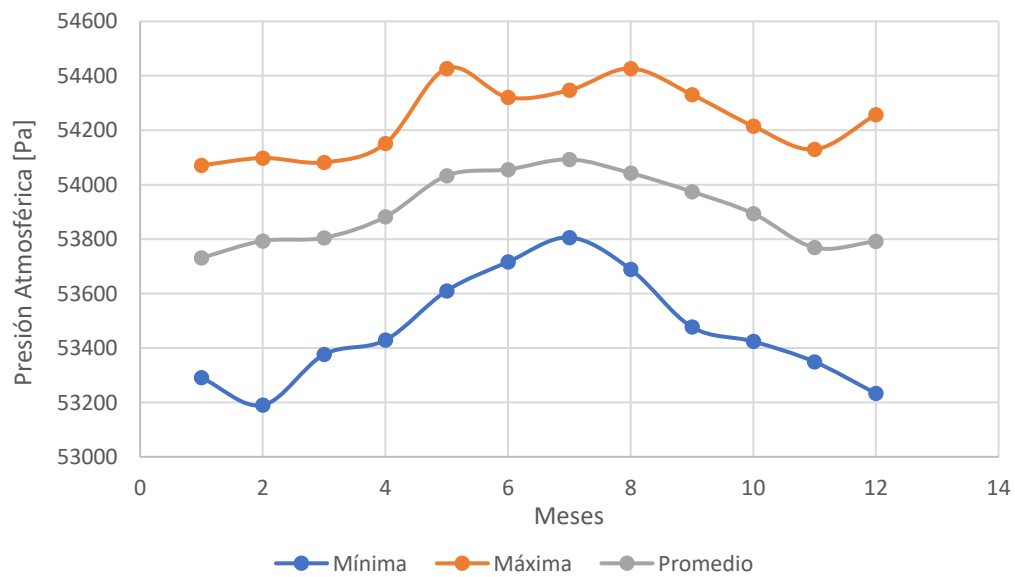


Figura 3.4: Presión mínima, máxima y promedio mensual.

Según lo mostrado anteriormente, los meses de febrero y julio corresponden a los meses donde se presentan las temperaturas más extremas. Para febrero, se muestra el gráfico de la Figura 3.5 donde la temperatura promedio diaria para aquel mes está siempre por sobre el promedio anual, es decir, sobre los 0 °C y es mayor durante el día 15 con 8,2 °C. En la Figura 3.6 se muestra un gráfico del transcurso de un día promedio para febrero, donde la temperatura más baja ocurre entre las 11:00 y 12:00 horas del día, mientras que la temperatura más alta es alcanzada entre las 15:00 y 16:00 horas.

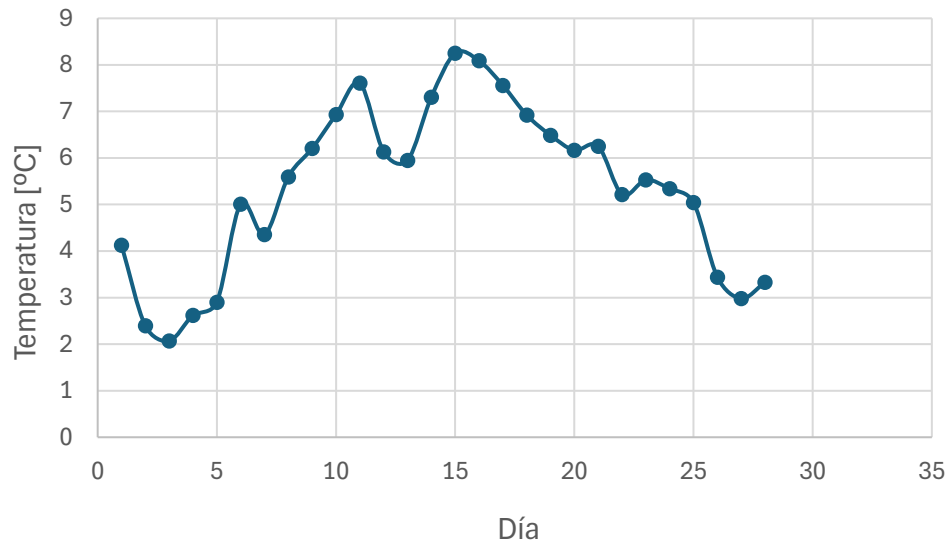


Figura 3.5: Promedio diario de temperaturas para febrero.

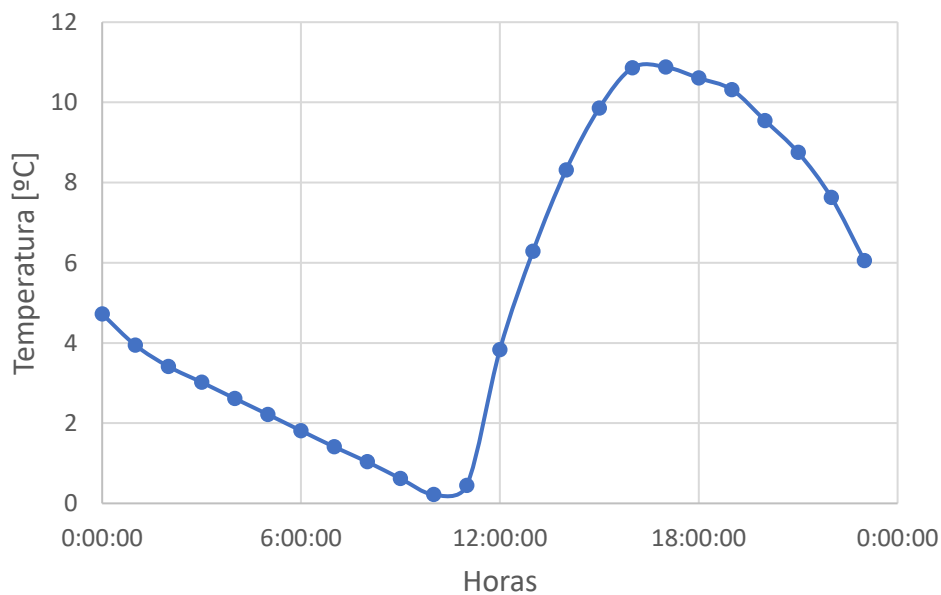


Figura 3.6: Promedio horario de temperaturas para febrero.

Para julio, se muestra el gráfico de la Figura 3.7 donde la temperatura promedio diaria para aquel mes está siempre por debajo del promedio anual, es decir, debajo de los 0 °C y alcanza la menor temperatura durante el día 6 con un promedio de -12,5 °C. En la Figura 3.8 se muestra un gráfico del transcurso de un día promedio para julio, donde la temperatura más baja ocurre entre las 11:00 y 12:00 horas del día, mientras que la temperatura más alta es alcanzada entre las 18:00 y 19:00 horas.

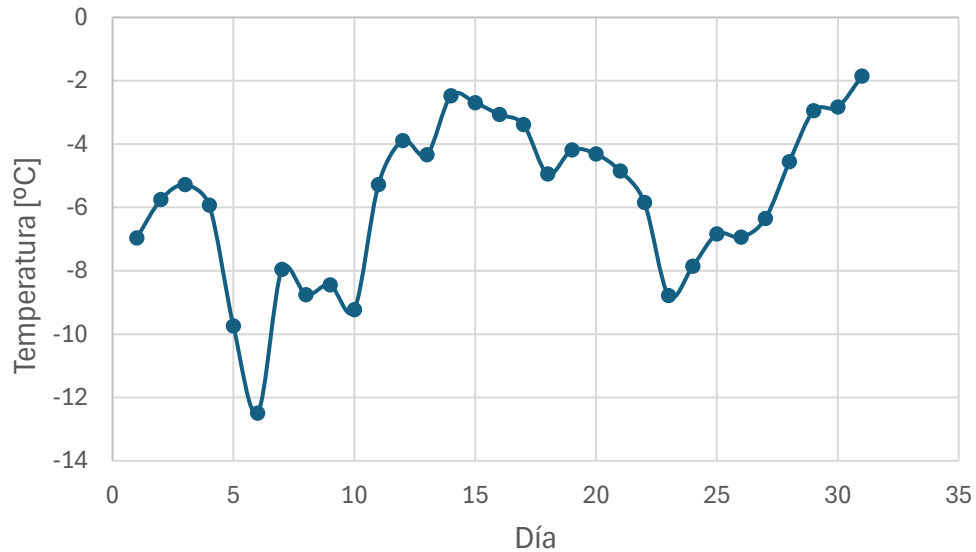


Figura 3.7: Promedio diario de temperaturas para julio.

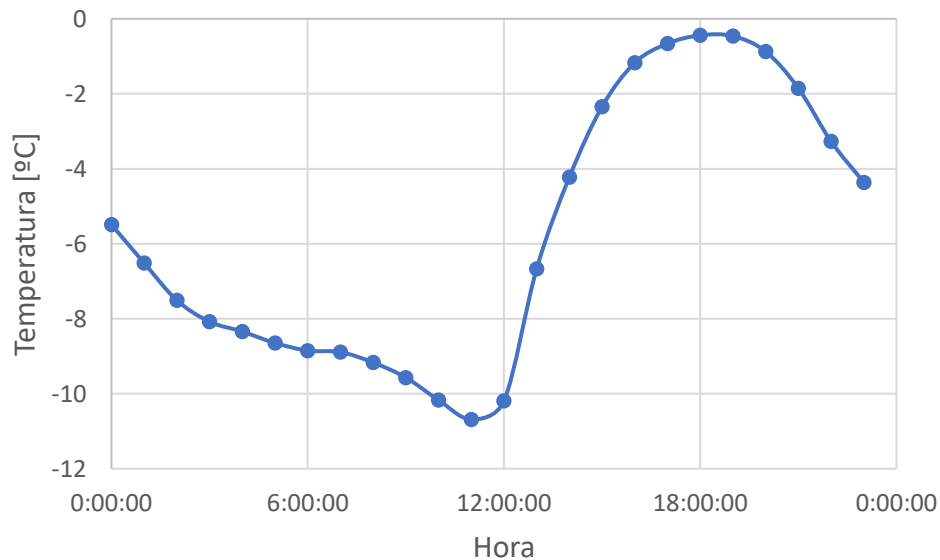


Figura 3.8: Promedio horario de temperaturas para julio.

3.3 Descripción del sistema de refrigeración en la Universidad de Concepción.

El sistema de refrigeración criogénica para el enfriamiento de la instrumentación del radiotelescopio está compuesto por los equipos que se muestran en el diagrama de la Figura 3.19. El compresor de helio está conectado a un expansor que se instala en el criostato enfriándolo en condiciones de vacío.

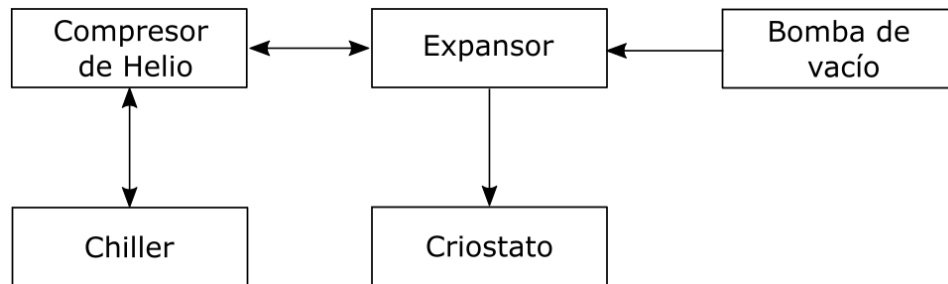


Figura 3.9: Esquema de la disposición de equipos de la instalación.

El compresor debe contar con un enfriador o chiller para disipar calor al ambiente y normalmente se utilizan dos tipos de enfriador, uno por aire como se muestra a la izquierda de la Figura 3.10, y uno por agua pura o una mezcla de agua con glicol.

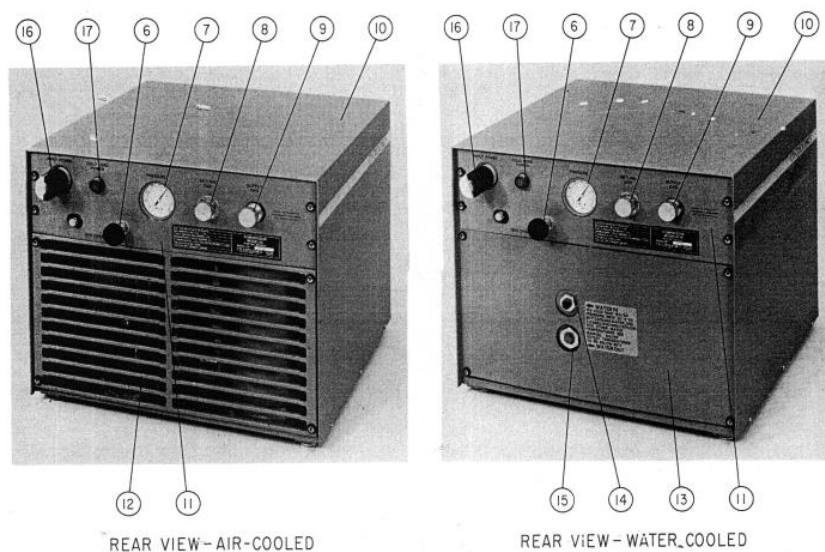


Figura 3.10: Tipos de compresor modelo 350C Cryodyne Cryocooler de CTI-Cryogenics.

3.3.1 Descripción del circuito criogénico.

El compresor de helio con el que cuenta la Universidad de Concepción es el modelo ARS-10HW de la marca ARS mostrado en la Figura 3.11. Este incluye dos buffers conectados para el almacenamiento de helio [17] y están instalados sobre el equipo. Un buffer está conectado al acople rojo de suministro y otro al acople verde de retorno por cañerías de acero inoxidable y cada uno posee un acople para la conexión del expansor.



Figura 3.11: Compresor ARS-10HW con buffers.

Este no utiliza helio líquido para el proceso de enfriamiento del criostato, a esto se le llama libre de criogénicos o sistema de refrigeración criogénica de ciclo cerrado. Por lo tanto, solo requiere recargas de gas helio de forma eventual con un chequeo periódico de fugas. Las especificaciones generales del compresor se muestran en la Tabla 3.2 y requiere un suministro de agua de enfriamiento y de electricidad para su operación.

Tabla 3.2: Especificaciones del compresor ARS.

Compresor	ARS-10HW
Potencia eléctrica	7.7 [kW]
Refrigerante	Gas Helio 99.999%
Temperatura ambiente de operación	5-40 [°C]
Presión estática	245-250 [psig] @ 19-25 °C
Rango presión de suministro de operación	310 ± 10 [psig]
Consumo de agua	5,7 [L/min]
Temperatura suministro de agua	< 20 [°C]
Presión suministro de agua	> 40 [psig]
Temperatura máxima descarga de agua	48 [°C]
Presión máxima Suministro de agua	100 [psig]

El expansor es el elemento que enfría el criostato funcionando según el ciclo de refrigeración de Gifford McMahon. Debe estar conectado al compresor por las líneas de helio y por una línea de corriente para activar un motor que opera una válvula, como se muestra en la Figura 3.12.

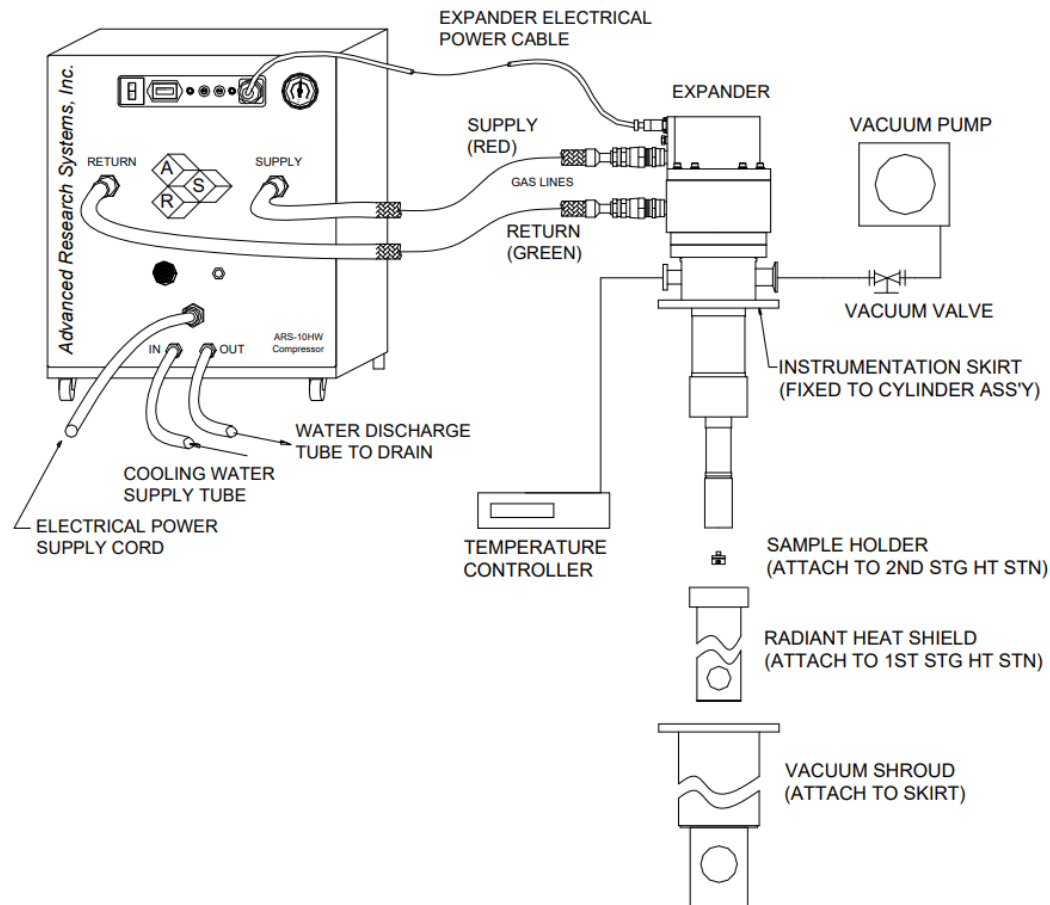


Figura 3.12: Esquema de conexión entre el compresor de helio y el expansor.

Además, debe ser monitoreado por un controlador de temperatura donde se indica la temperatura que se desea conseguir en el criostato, controlado por una termocupla. La bomba de vacío que cuenta con una válvula también se conecta directamente al expansor. En la Figura 3.13 se muestra el expansor modelo DE-215SF que posee la Universidad de Concepción conectado a un criostato de diseño propio de la institución. Sus especificaciones se exponen en la Tabla 3.3 y el mapa de enfriamiento se muestra en el Anexo A.



Figura 3.13: Expansor ARS modelo DE-215SF.

Tabla 3.3: Especificaciones del expansor ARS modelo DE-215SF.

Expansor	DE-215SF
Capacidad 1ª etapa	30 [W] 45 [K]
Capacidad 2ª etapa	1,5 [W] 4,2 [K]

Sobre la composición del circuito de refrigeración del compresor ARS, se tiene el diagrama de flujo mostrado en la Figura 3.15, el cual refleja la conexión entre los componentes de la Figura 3.14, destacándose el uso de un compresor scroll Hitachi modelo S603DH-90D2UC, que suministra helio a un condensador de placas Kelvion WP24-60 enfriado por agua suministrada desde el chiller.



Figura 3.14: Componentes del compresor ARS.

Las especificaciones del compresor scroll se muestran en las Tablas 3.4 y 3.5. El compresor es enfriado por lubricante que circula a través del condensador, y parte de él se mezcla con el helio durante el proceso de compresión, el cual circula por el condensador y posteriormente es filtrado por un separador de aceite para ser enviado de regreso a la succión del compresor.

Tabla 3.4: Especificaciones del compresor Hitachi modelo S603DH-90D2UC.

Compresor	S603DH-90D2UC
Capacidad de motor	6 [HP]
Desplazamiento	90 [cm ³ /rev]
Razón de flujo	84 [Nm ³ /h]
Rango de razón de presiones	1,9-7,5
Velocidad	2880 [RPM]

Tabla 3.5: Variables de operación del compresor Hitachi para 25 °C de temperatura ambiente.

Compresor	S603DH-90D2UC
Presión de succión	0,58 [MPaG]
Presión de descarga	1,73 [MPaG]
Temperatura de succión	35 [°C]
Flujo de lubricante	3 [L/m]
Temperatura lubricante	45 [°C]

El helio de suministro antes de ser enviado debe circular por el separador de aceite y un adsorbedor para la remoción de humedad. Una vez que el helio regresa desde el expansor a baja presión, ingresa a un estanque que amortigua las pulsaciones de presión que ocurren en el expansor.

Desde el separador de aceite, existe un bypass que conecta la línea de alta presión con la de baja presión de helio por válvula de alivio que se abre cuando la presión supera los 250 psi para evitar sobrecargar el motor cuando las líneas de gas del sistema no estén conectadas al compresor. También puede circular helio por el bypass si se activa una válvula solenoide conectada en paralelo a la válvula de alivio.

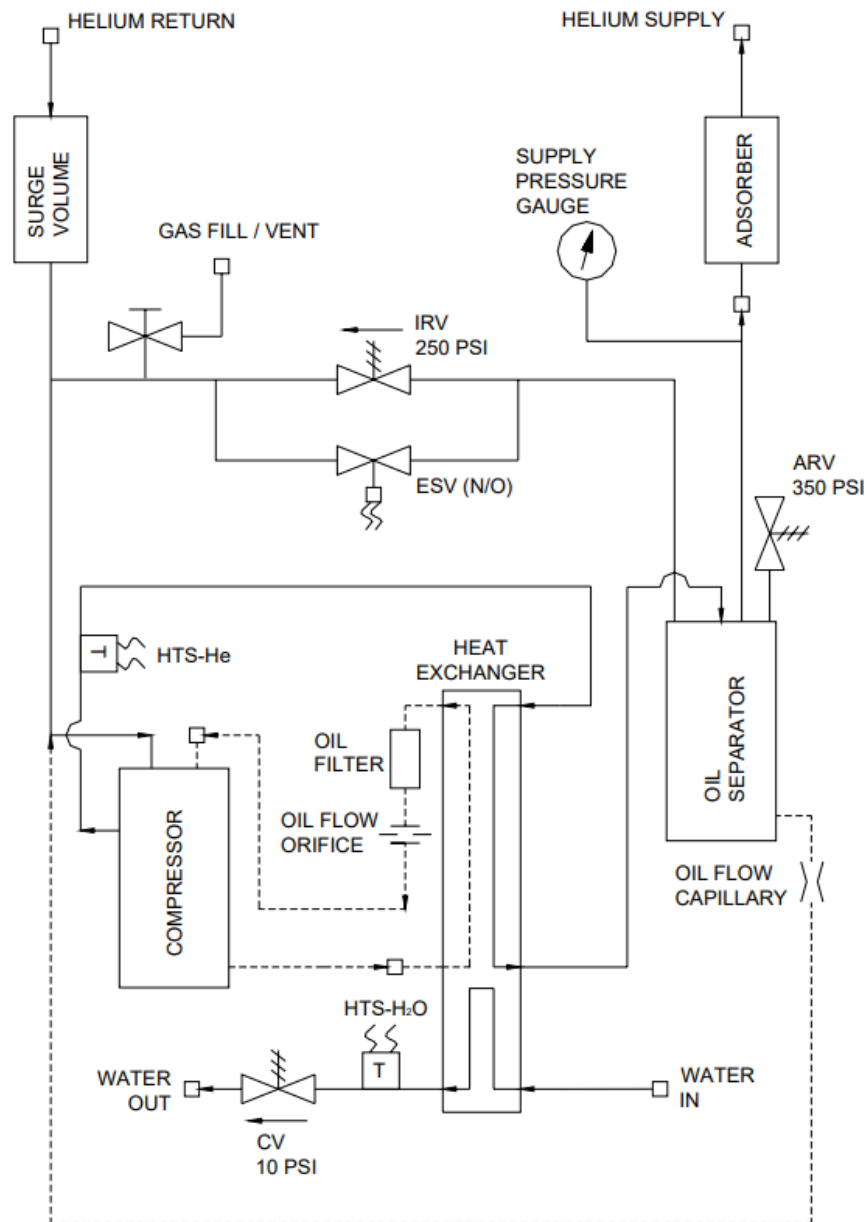


Figura 3.15: Esquema del circuito de refrigeración del compresor ARS-10HW.

3.3.2 Descripción del Chiller.

El enfriador fabricado con el que cuenta la Universidad de Concepción es el modelo ThermoFlex10000 de la marca ThermoScientific mostrado en la Figura 3.16. Este equipo se encarga de suministrar agua según el flujo y la temperatura que se requiera a través de un sistema de bombeo. Este sistema de refrigeración utiliza refrigerante R407C y un condensador enfriado por aire. Las especificaciones del equipo se muestran en la Tabla 3.6.



Figura 3.16: Chiller Thermoflex10000.

Tabla 3.6: Especificaciones generales del chiller.

Chiller	ThermoFlex10000
Rango de temperatura de proceso	5 [°C] a 40 [°C]
Rango de temperatura ambiente	10 [°C] a 40 [°C]
Capacidad enfriamiento a 20 [°C]	8500 [W]
Refrigerante	R407C
Volumen depósito agua	17,9 [l]
Capacidad de bombeo	37,9 [l/min] @ 1,4 [bar]



Figura 3.17: Componentes del Chiller ThermoFlex10000.

En la Figura 3.17 se muestran los componentes que constituyen el sistema de bombeo del agua ubicado a nivel superior del sistema de refrigeración, el cual cuenta con un estanque de almacenamiento provisto por una tapa para su relleno, y una bomba centrífuga marca Goulds modelo NPE 1x1 $\frac{1}{4}$ -6 (5 $\frac{3}{16}$) que succiona agua desde el fondo del estanque y que descarga directamente hacia el compresor ARS. El agua que ingresa al chiller circula inmediatamente por un intercambiador de calor de placas GEA WP 22-34 enfriado por refrigerante R407C. El agua a la salida del intercambiador circula hacia el estanque de almacenamiento, como se muestra en la Figura 3.18.

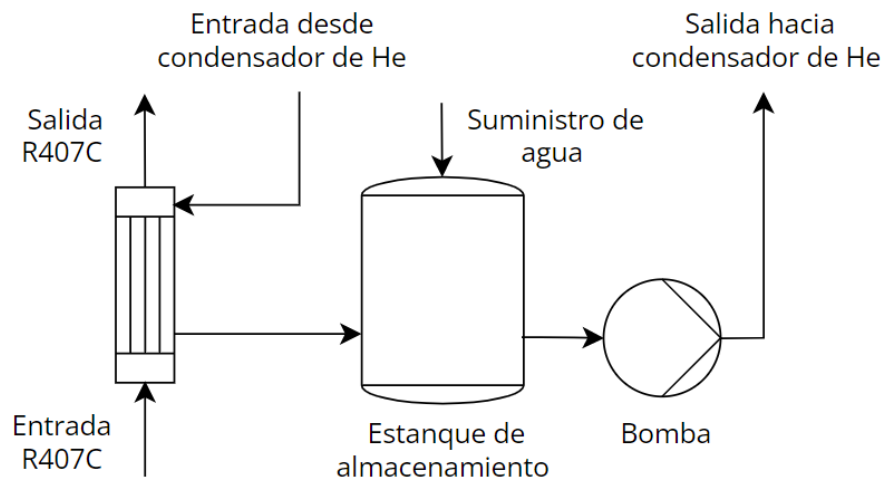


Figura 3.18: Circuito de agua del chiller.

El circuito de refrigeración cuenta con un ciclo básico con un bypass, como se muestra en el diagrama de la Figura 3.20. El compresor es de tipo a pistón de la marca Bristol modelo H73A383DBE, tiene las especificaciones mostradas en la Tabla 3.7 y el condensador es un intercambiador de calor a tubos y aletas enfriado por aire suministrado por un ventilador de la marca Ebmpapst, mostrado en la Figura 3.19. Este opera según las especificaciones mostradas en la Tabla 3.8.

Tabla 3.7: Especificaciones del compresor Bristol.

Compresor		H73A383DBE
@45/130	Capacidad	7843 [W]
	Potencia del motor	2753 [W]
	COP	2,8
	Desplazamiento	66,18 [cm ³ /rev]



Figura 3.19: Ventilador Ebmpapst del condensador.

Tabla 3.8: Especificaciones del ventilador Ebmpapst según Reglamento (EU) 327/2011.

Ventilador	S4E400-AP02-44
Eficiencia total	31,9 [%]
Velocidad	1390 [min ⁻¹]
Consumo eléctrico	200 [W]
Flujo volumétrico	2675 [m ³ /h]
Rango de temperatura ambiente	-40 [°C] a 80 [°C]

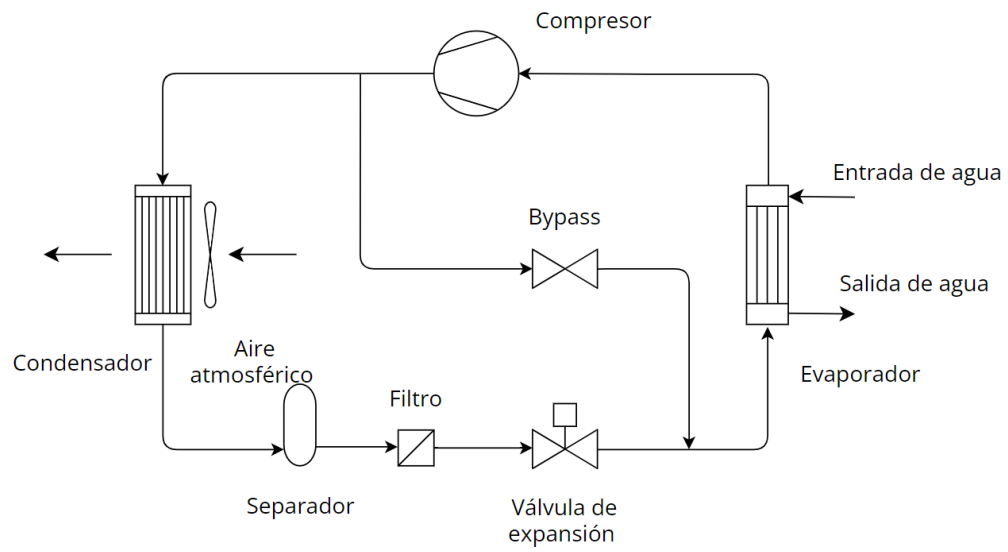


Figura 3.20: Esquema de circuito de refrigeración del chiller Thermoflex10000.

3.4 Condiciones de borde

Al evaluar los sistemas de refrigeración de la instalación, se deben definir las condiciones de borde, teniendo en consideración los datos TMY obtenidos. Para la evaluación del chiller se mantiene como referencia el rango de operación de 10 °C a 40 °C indicados según el manual, y a una presión atmosférica de 101.325 Pa. En la nueva ubicación, se plantea considerar la presión atmosférica promediada de 53.905 Pa, y un rango de temperatura de -15 °C a 15 °C teniendo en cuenta que la temperatura mensual promedio es de 0°C, como se muestra en la Tabla 3.10.

Tabla 3.9: Condiciones de borde según las condiciones climáticas del Llano de Chajnantor.

Lugar	Temperatura		Presión
	Máxima	Mínima	
Valle de Chajnantor	15 [°C]	-15 [°C]	53.905 [Pa]

Tabla 3.10: Promedio mensual de temperatura y presión obtenida según el año TMY.

Mes	Temperatura [°C]	Presión [Pa]
Enero	4,93	53.731
Febrero	5,35	53.793
Marzo	3,42	53.805
Abril	-0,31	53.882
Mayo	-4,79	54.033
Junio	-3,95	54.056
Julio	-5,77	54.093
Agosto	-2,38	54.043
Septiembre	-0,48	53.974
Octubre	-0,25	53.894
Noviembre	2,93	53.769
Diciembre	3,31	53.792
Año	0,13	53.905

También se considera el suministro de agua fría requerida por el manual del compresor de helio adjunto en Anexo A, y las condiciones típicas utilizadas son las mostradas en la Tabla 3.11.

Tabla 3.11: Características del agua suministrada para el compresor de helio.

Agua de enfriamiento requerida	
Flujo volumétrico	5,7 [L/min]
Rango de temperatura de suministro	< 20 [°C]
Rango de presión de suministro	> 2,8 [bar]
Rango de temperatura de descarga	< 48 [°C]

Similarmemente, para el chiller las especificaciones sobre el suministro de agua de la Tabla 3.6 muestran el rango de temperatura del agua de proceso, como también las especificaciones del compresor Bristol de la Tabla 3.7 y las especificaciones del ventilador de la Tabla 3.8. Sobre el sistema de bombeo hacia el compresor de helio, en el Anexo A se muestra el gráfico de curvas de la bomba.

3.5 Evaluación del sistema de enfriamiento.

Debido a que el ciclo de refrigeración de helio enfría un espacio hermético bajo condiciones de vacío y es enfriado por un suministro de agua bajo condiciones especificadas por el fabricante, este sistema opera en condiciones aisladas a las ambientales. Por lo tanto, corresponde crear un modelo que represente el ciclo de refrigeración del chiller, ya que el condensador de este es enfriado por aire del medio ambiente [18].

3.5.1 Consideraciones iniciales.

El modelo es construido según las siguientes consideraciones. Primero, se considera que las pérdidas de energía y presión a lo largo de las tuberías es despreciable. Se asume que no existe trabajo en la válvula de expansión, sino que es un proceso isoentálpico.

Luego, se asume que el compresor tiene una eficacia isentrópica $\varepsilon_{s,cp}$ de 0,65, y una eficacia volumétrica $\varepsilon_{v,cp}$ de 0,9. Según el fabricante, el compresor desplaza un volumen $V_{s,cp}$ de 66,18 [cm^3/rev] y opera a una velocidad N_{cp} de 2900 [rpm].

El intercambio de calor se considera isobárico. Por un lado, el refrigerante ingresa al evaporador como una mezcla de líquido-vapor y sale en estado de vapor sobrecalentado asumiendo un sobrecalentamiento ΔT_{sh} de 5 [K]. Por otro lado, el refrigerante ingresa al condensador en estado de vapor sobrecalentado y sale como líquido subenfriado considerando un subenfriamiento de ΔT_{sc} de 5 [K]. También se asume las diferencias de temperatura mínima entre los fluidos de ambos

intercambiadores. Para el evaporador se utiliza un pinch point $\Delta T_{pp,ev}$ de 10 [K] y para el condensador un $\Delta T_{pp,cd}$ de 10 [K].

Por último, el calor absorbido por el evaporador se calcula con las especificaciones de la Tabla 3.3 y las curvas mostradas en el Anexo A, y el calor disipado se calcula según el flujo de aire $\dot{V}_{a,cd}$ especificado en la Tabla 3.8.

3.5.2 Análisis del evaporador.

Primero, se calcula la temperatura de entrada del agua $t_{w,en}$ del evaporador para una temperatura mínima permitida $t_{w,sal}$ que es de 5 [°C], como se muestra en la Figura 3.18. A partir del flujo de calor cedido por el agua $\dot{Q}_{w,ev}$ de la ecuación (5) que se obtiene multiplicando el flujo másico $\dot{M}_w$ y la diferencia entre las entalpías de entrada $h_{w,en}$ y salida $h_{w,sal}$, se puede obtener la temperatura de salida del agua, teniendo en cuenta que la diferencia de entalpía es equivalente a calor específico c_p del fluido por la diferencia entre las temperaturas de entrada $t_{w,en}$ y de salida $t_{w,sal}$.

$$\dot{Q}_{w,ev} = \dot{M}_w * (h_{w,en} - h_{w,sal}) = \dot{M}_w * c_p * (t_{w,en} - t_{w,sal}) \quad (5)$$

Como el calor cedido por el agua es igual al calor recibido por el refrigerante $\dot{Q}_{r,ev}$, como se expresa en la ecuación (6).

$$\dot{Q}_{w,ev} = \dot{Q}_{r,ev} \quad (6)$$

Donde el calor que recibe el refrigerante expresado por la ecuación (7) es el flujo másico de refrigerante $\dot{M}_r$ por la diferencia de entalpía en la entrada $h_{r,en,ev}$ y en la salida $h_{r,sal,ev}$.

$$\dot{Q}_{r,ev} = \dot{M}_r * (h_{r,sal,ev} - h_{r,en,ev}) \quad (7)$$

Luego, se asume un pinch point $\Delta T_{pp,ev}$ para calcular la temperatura del refrigerante a la entrada del evaporador $t_{r,ev,x}$ con la ecuación (8). El pinch point se ajusta aumentando esta variable hasta permitir la obtención de resultados para el resto del ciclo y se produce cuando el refrigerante ingresa al evaporador mientras que el agua sale a 5 [°C].

$$\Delta T_{pp,ev} = t_{w,sal} - t_{r,ev,x} \quad (8)$$

Después, se asigna una temperatura de sobrecalentamiento ΔT_{sh} para calcular la temperatura de salida del refrigerante $t_{r,sal,ev}$ utilizando la ecuación (9). Para ello se debe conocer la temperatura de vapor saturado $t_{r,ev,x1}$ del refrigerante. En la Figura 3.21 se indica el pinch point, la temperatura de sobrecalentamiento y las temperaturas relevantes del proceso de intercambio de calor del evaporador.

$$\Delta T_{sh} = t_{r,sal,ev} - t_{r,ev,x1} \quad (9)$$

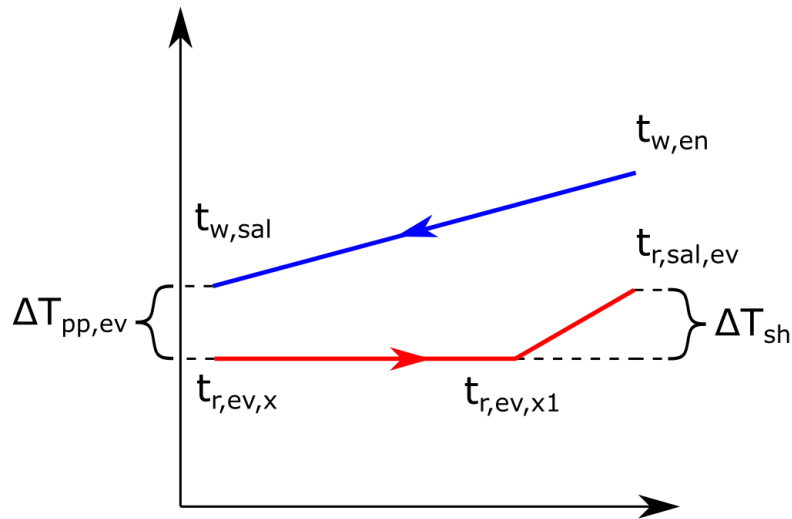


Figura 3.21: Proceso de intercambio de calor entre el refrigerante (rojo) y el agua (azul).

3.5.3 Análisis del compresor.

A partir compresor a pistón se tiene que el flujo másico del refrigerante $\dot{M}_r$ se mantiene constante por todo el ciclo de refrigeración. A partir de la información obtenida de la placa del compresor se calcula el desplazamiento $\dot{V}_{s,cp}$ según el volumen barrido $V_{s,cp}$ y la velocidad N_{cp} como se muestra en la ecuación (10).

$$\dot{V}_{s,cp} = N_{cp} * V_{s,cp} \quad (10)$$

Con la eficacia volumétrica ε_v y el volumen específico $v_{en,cp}$ a la entrada del compresor se puede despejar el flujo másico del refrigerante con la ecuación (11).

$$\varepsilon_v = \frac{\dot{M}_r * v_{en,cp}}{\dot{V}_{s,cp}} \quad (11)$$

Las ecuaciones (12) y (13) corresponden al trabajo $\dot{W}_{cp}$ y el trabajo isentrópico $\dot{W}_{s,cp}$ del compresor que, con la expresión (14) y la eficacia isentrópica ε_s , se pueden obtener la presión de succión $P_{en,cp}$ y la presión de descarga $P_{sal,cp}$ del compresor a partir de la entalpía de entrada $h_{r,en,cp}$ y entalpía de salida $h_{r,sal,cp}$.

$$\dot{W}_{cp} = \dot{M}_r * (h_{r,sal,cp} - h_{r,en,cp}) \quad (12)$$

$$\dot{W}_{s,cp} = \dot{M}_r * (h_{r,sal,cp,s} - h_{r,en,cp}) \quad (13)$$

$$\varepsilon_s = \frac{\dot{W}_{s,cp}}{\dot{W}_{cp}} \quad (14)$$

3.5.4 Análisis del condensador.

Cuando el refrigerante circula por el condensador, este cede calor $\dot{Q}_{r,cd}$ hacia el aire ambiente. A partir de la ecuación (15), se obtiene el flujo de calor multiplicando el flujo másico $\dot{M}_r$ y la diferencia entre las entalpías de entrada $h_{r,en,cd}$ y salida $h_{r,sal,cd}$ del refrigerante.

$$\dot{Q}_{r,cd} = \dot{M}_r * (h_{r,en,cd} - h_{r,sal,cd}) \quad (15)$$

Al asumir que no existen pérdidas en el proceso, el calor cedido por el refrigerante $\dot{Q}_{r,cd}$ es igual al calor recibido por el aire circundante $\dot{Q}_{a,cd}$. En la ecuación (16) se expresa el calor recibido como el flujo másico del aire $\dot{M}_a$ producido por un ventilador multiplicado por la diferencia entre la entalpía del aire a la salida y la entalpía del aire a la entrada del condensador, donde la entalpía del aire a la entrada es determinada según la temperatura ambiente $t_{a,en}$.

$$\dot{Q}_{a,cd} = \dot{M}_a * (h_{a,sal,cd} - h_{a,en,cd}) \quad (16)$$

Al igual que en el evaporador, para el condensador se asume un pinch point $\Delta T_{pp,cd}$ y la temperatura de subenfriamiento ΔT_{sc} para calcular la temperatura de salida del condensador $t_{r,sal,cd}$. En la ecuación (17), el pinch point corresponde a la diferencia entre la temperatura de vapor saturado del refrigerante $t_{r,cd,x1}$ y la temperatura del aire en el momento en que el refrigerante entra en estado de vapor saturado $t_{a,int}$.

$$\Delta T_{pp,cd} = t_{r,cd,x1} - t_{a,int} \quad (17)$$

Similarmente, se asume una temperatura de subenfriamiento equivalente a la diferencia entre la temperatura del refrigerante en estado de líquido saturado y la temperatura de salida del condensador, como se muestra en la ecuación (18).

$$\Delta T_{sc} = t_{r,cd,x0} - t_{r,sal,cd} \quad (18)$$

Para determinar la temperatura $t_{a,int}$, se establece la ecuación (19) que representa el balance energético en el cual el aire absorbe calor hasta alcanzar $t_{a,int}$. En la Figura 3.22 se muestra el perfil de temperaturas del condensador.

$$\dot{M}_r * (h_{r,cd,x1} - h_{r,sal,cd}) = \dot{M}_a * (h_{a,int,cd} - h_{a,en,cd}) \quad (19)$$

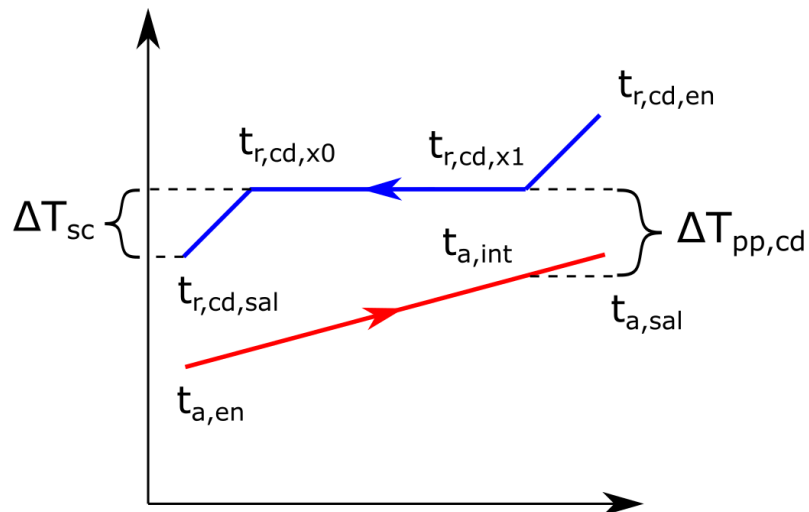


Figura 3.22: Proceso de intercambio de calor entre el refrigerante (azul) y el aire (rojo).

3.5.5 Análisis del ventilador.

Sobre el flujo de aire que recibe el condensador, el flujo volumétrico $\dot{V}_{a,0}$ entregado por el ventilador no depende de la altitud, como se expresa en (20) y como se muestran en las curvas de la Figura 3.23.

$$\dot{V}_{a,5000} = \dot{V}_{a,0} \quad (20)$$

En cambio, el flujo másico $\dot{M}_a$ varía proporcionalmente con la densidad del aire ρ_a , que varía proporcionalmente con la presión atmosférica P_a .

$$\dot{M}_{a,5000} = \dot{V}_{a,5000} * \rho_{a,5000} \quad (21)$$

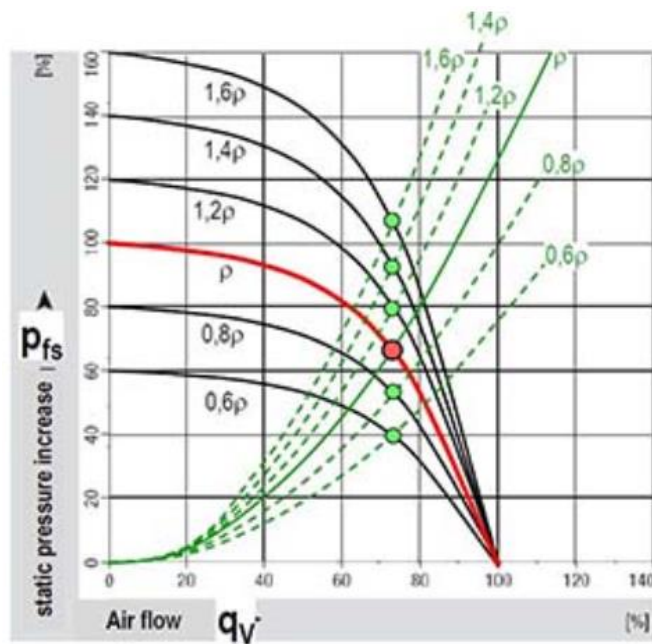


Figura 3.23: Variaciones de los puntos de operación según la densidad del aire.

Para reflejar los efectos de la altitud en una curva característica, como en la Figura 3.23, se crea un modelo según las especificaciones del ventilador utilizando tres factores adimensionales. El factor de flujo ϕ , es la relación entre el flujo volumétrico $\dot{V}$ y el flujo calculado según el área de referencia A y la velocidad periférica U .

$$\phi = \frac{\dot{V}}{A * U} \quad (22)$$

Siendo el área de referencia la sección circular de diámetro D por donde circula el aire por el ventilador.

$$A = \frac{\pi}{4} * D^2 \quad (23)$$

Mientras que la velocidad periférica se calcula según la circunferencia y el número de revoluciones N .

$$U = \pi * D * N \quad (24)$$

El factor de presión ψ , es la relación entre la elevación de presión total ΔP_{total} y la presión dinámica periférica $P_{dyn,periph}$.

$$\psi = \frac{\Delta P_{total}}{P_{dyn,periph}} \quad (25)$$

Donde la presión total es la suma entre la presión estática ΔP_{stat} y la presión dinámica a la salida del ventilador $P_{dyn,ex}$.

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{stat} + P_{dyn,ex} \quad (26)$$

Siendo la presión dinámica dependiente a la velocidad C_{ex} y al volumen específico del fluido v .

$$P_{dyn,ex} = \frac{C_{ex}^2}{2 * v} \quad (27)$$

La velocidad del fluido a la salida se calcula según el flujo volumétrico y el área de salida A_{ex} .

$$C_{ex} = \frac{\dot{V}}{A_{ex}} \quad (28)$$

La presión dinámica periférica $P_{dyn,periph}$ se calcula del mismo modo que (27), pero considerando la velocidad periférica.

$$P_{dyn,periph} = \frac{U^2}{2 * v} \quad (29)$$

El factor de potencia ψ , es la relación entre factor de flujo multiplicado por el factor de presión y la eficacia isentrópica ε_s .

$$\lambda = \frac{\psi * \phi}{\varepsilon_s} \quad (30)$$

Donde la eficacia isentrópica es la relación entre la potencia isentrópica $\dot{W}$ y la potencia al eje del ventilador $\dot{W}_{eje}$.

$$\varepsilon_s = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_{eje}} \quad (31)$$

La potencia isentrópica se calcula según el flujo volumétrico y la presión total.

$$\dot{W}_s = \dot{V} * \Delta P_{total} \quad (32)$$

A partir de las fórmulas anteriores y las especificaciones del ventilador se deben obtener los coeficientes a_i y b_i para las ecuaciones de flujo y potencia característicos.

$$\phi = a_0 + a_1\psi + a_2\psi^2 + a_3\psi^3 \quad (33)$$

$$\lambda = b_0 + b_1\psi + b_2\psi^2 + b_3\psi^3 \quad (34)$$

De este modo se pueden generar curvas características para el ventilador en distintas condiciones de presión atmosférica y temperatura. Este método también se utiliza para evaluar el funcionamiento de la bomba del chiller.

3.5.6 Evaluación del sistema de bombeo.

En la Figura 3.24 se muestran en conjunto las curvas del Anexo A para determinar el flujo másico y la presión de suministro de agua a partir de la temperatura de salida hacia el compresor de helio. Como la temperatura ambiente en Chajnantor está por debajo de los 5 °C durante gran parte del año, es necesario reemplazar el uso de agua pura por una mezcla de etilenglicol para evitar que el fluido se solidifique cuando los equipos no están en funcionamiento. En la Figura 3.25 se muestra un gráfico para determinar el porcentaje de etilenglicol que debe tener la mezcla. La Tabla 3.1 muestra que la temperatura alcanza a estar por debajo de los -20 °C, requiriendo una mezcla de agua con un 38% de etilenglicol. Sin embargo, el manual del chiller indica que para suministrar agua a 5 °C se debe utilizar una mezcla de 50% de etilenglicol.

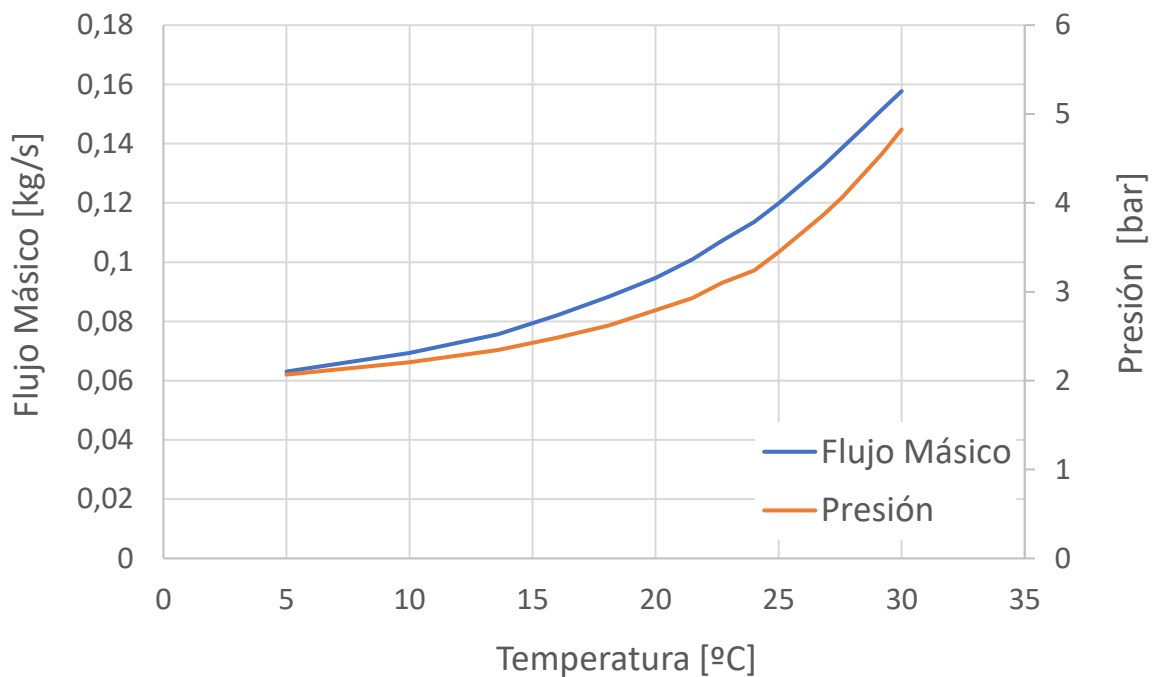


Figura 3.24: Curvas de presión y flujo másico para el suministro de agua hacia el compresor de helio.

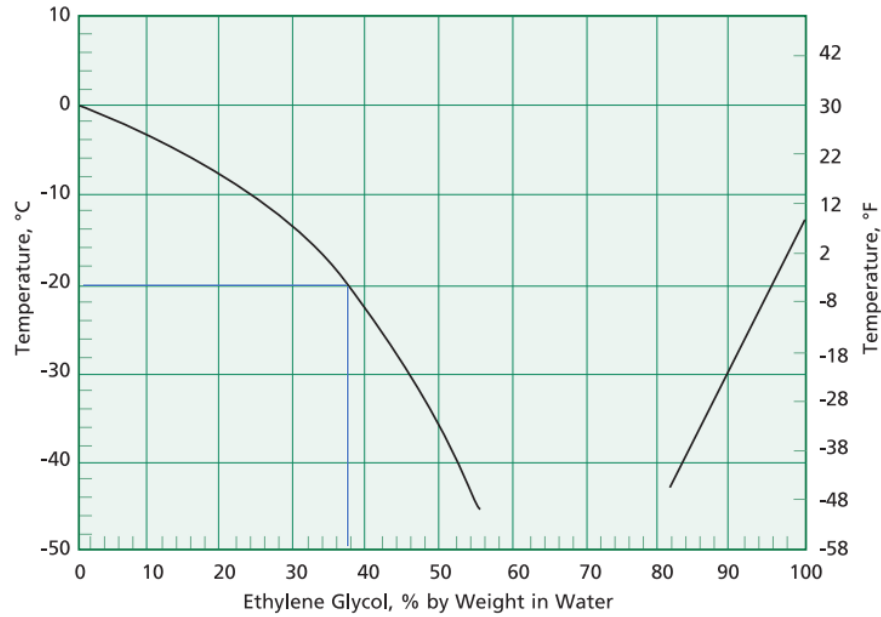


Figura 3.25: Curvas de temperatura de solidificación de la mezcla según el porcentaje de etilenglicol.

Para evaluar el comportamiento de la bomba, se calcula utilizando EES la altura neta positiva de aspiración disponible $NPSH_d$ y la altura de la bomba H_{bba} , para confirmar si cavita o si es necesario su reemplazo.

Según la ecuación (35), el $NPSH_d$ calculado debe ser mayor o igual a la suma entre la altura neta positiva de aspiración requerida $NPSH_R$, indicada en el gráfico de curvas de la bomba mostradas en el Anexo A según el punto de operación de esta, y un diferencial $\Delta NPSH$.

$$NPSH_d \geq NPSH_R + \Delta NPSH \quad (35)$$

El $NPSH_d$ se determina de acuerdo con la ecuación (36), donde es afectada por la presión atmosférica P_{amb} , como también la presión de saturación del líquido P_v , la densidad ρ_l , la aceleración de gravedad g y las características de la instalación como la altura a la que debe succionar el líquido H_{succ} y las pérdidas durante la succión Δ_{succ} .

$$NPSH_d = \frac{P_{amb} - P_v}{\rho_l * g} - \Delta_{succ} - H_{succ} \quad (36)$$

3.5.7 Consumo eléctrico del chiller.

Para evaluar económicamente el sistema de enfriamiento, se debe conocer la potencia eléctrica total $\dot{W}_{elec}$ correspondiente a la suma de la potencia del compresor $\dot{W}_{cp}$, la potencia de la bomba $\dot{W}_{bba}$ y la potencia del ventilador $\dot{W}_{vent}$, como se muestra en la ecuación (37).

$$\dot{W}_{elec} = \dot{W}_{cp} + \dot{W}_{bba} + \dot{W}_{vent} \quad (37)$$

3.6 Resultados de la evaluación del chiller.

3.6.1 Resultados para el ciclo de refrigeración.

A partir de las consideraciones iniciales y las ecuaciones expuestas anteriormente, se exponen en la Tabla 3.12 a modo de resumen los valores de las variables de entrada, con excepción de la temperatura y la presión atmosféricas utilizadas en la evaluación.

Tabla 3.12: Valores ingresados en para la evaluación del ciclo de refrigeración del chiller.

Variables	
$N_{cp} [rpm]$	2900
$t_{en,hx} [^{\circ}C]$	5
$V_{s,cp} [cm^3/rev]$	66,18
$\dot{V}_{a,cd} [m^3/s]$	0,743
$\Delta T_{sh} [K]$	5
$\Delta T_{sc} [K]$	5
$\Delta T_{pp,ev} [K]$	10
$\Delta T_{pp,cd} [K]$	10
$\varepsilon_{s,cp}$	0,65
$\varepsilon_{v,cp}$	0,9

Utilizando el software Engineering Equation Solver (EES), se evalúa la operación del chiller bajo los efectos de la altitud y temperatura del Llano de Chajnantor, y se calculan las condiciones de operación del sistema de refrigeración del chiller a su máxima capacidad, el COP y el consumo eléctrico $\dot{W}_{elec}$.

Según el gráfico de la Figura 3.26, los efectos de la altitud afectan negativamente el comportamiento del COP , mientras que en la Figura 3.27 refleja que a temperaturas ambientales más bajas el COP

aumenta considerablemente. La Figura 3.28 muestra que la capacidad frigorífica $\dot{Q}_{ev}$ y el calor disipado por el condensador $\dot{Q}_{cd}$ también disminuyen a 5044 [m] de altitud, pero varía de forma similar según la temperatura ambiente. Esto ocurre debido a la menor densidad del aire, que disminuye el flujo másico en el condensador, y a menores temperaturas la densidad del aire aumenta.

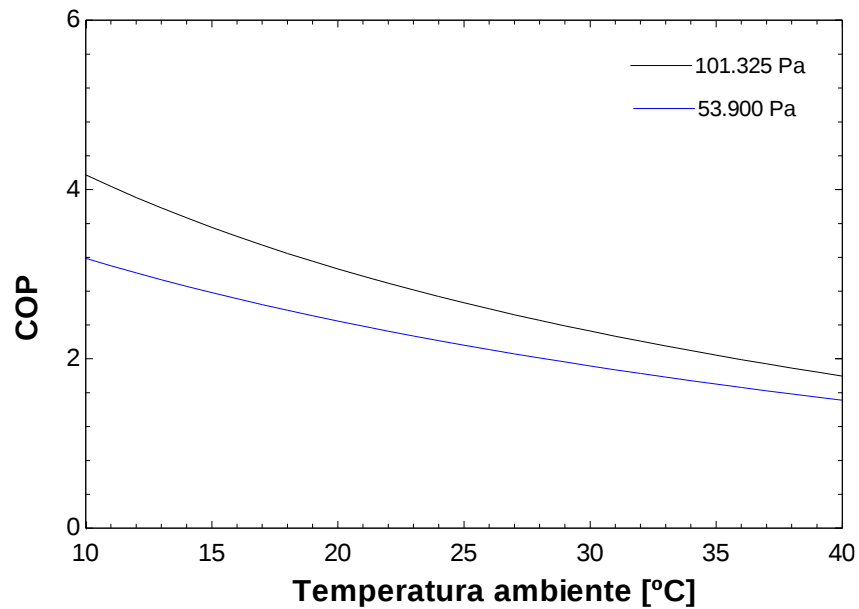


Figura 3.26: Visualización de los efectos de la altitud sobre el COP.

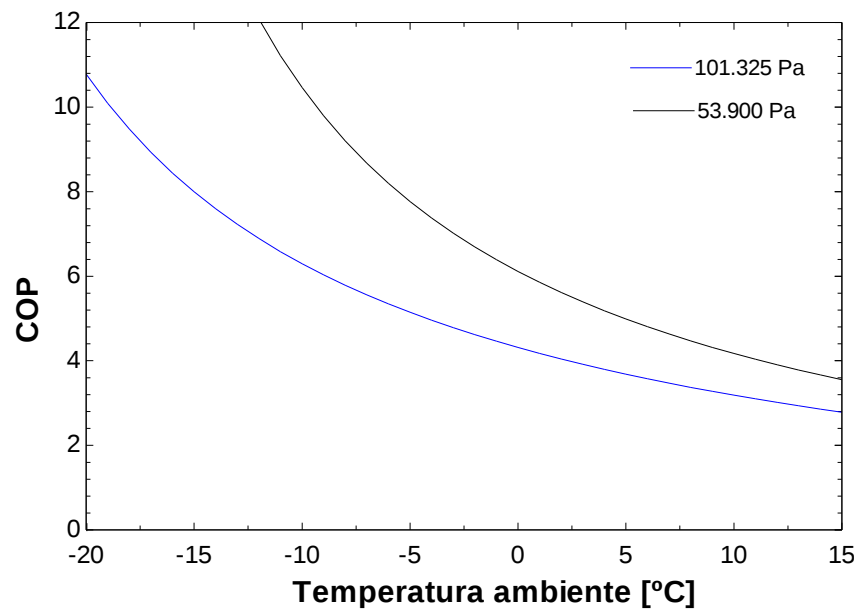


Figura 3.27: Visualización de los efectos de la temperatura sobre el COP.

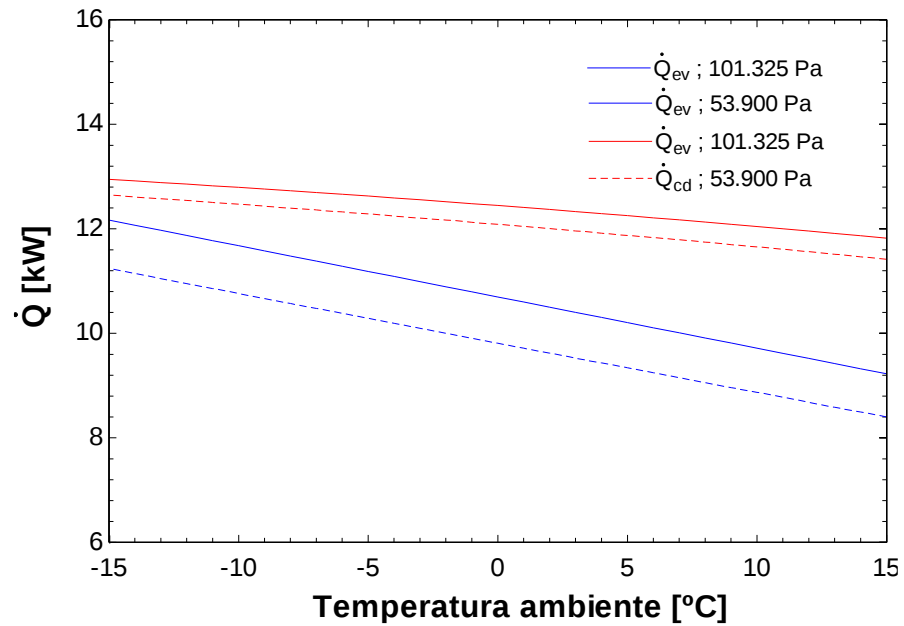


Figura 3.28: Gráfico de los efectos de la altitud sobre el evaporador y el condensador.

Para evaluar el consumo eléctrico del compresor se considera el trabajo de este durante el año TMY. En las figuras 3.29 y 3.30 se grafica el trabajo del compresor para un día promedio para febrero y julio, que corresponden al mes más cálido y frío del año, lo cual muestra que la temperatura afecta el trabajo del compresor a lo largo del día.

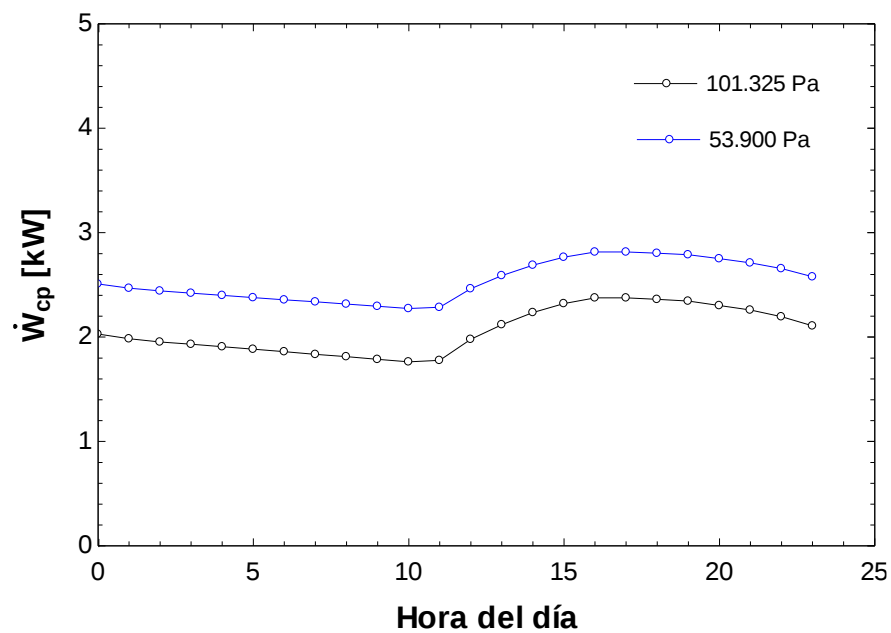


Figura 3.29: Gráfico de los efectos de la altitud sobre la potencia del compresor en un día promedio de febrero.

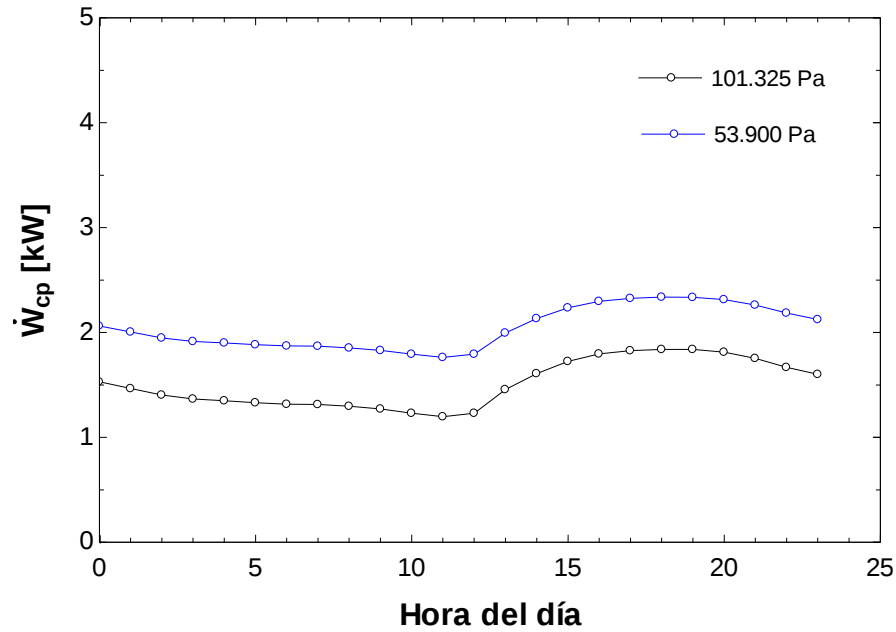


Figura 3.30: Gráfico de los efectos de la altitud sobre la potencia del compresor en un día promedio de julio.

Evaluando el trabajo del compresor para ambas condiciones de altitud según la temperatura TMY registrada, se concluye que el consumo eléctrico anual a 5044 metros de altitud aumenta en un 29,9% respecto a nivel del mar, como se muestra en la Tabla 3.13.

Tabla 3.13: Consumo eléctrico mensual y anual del compresor.

Consumo eléctrico [kWh]	Altitud	
	0 [m]	5044[m]
Enero	1515,0	1870,7
Febrero	1385,8	1705,2
Marzo	1450,1	1813,2
Abril	1243,4	1612,7
Mayo	1124,2	1522,2
Junio	1125,3	1506,6
Julio	1122,9	1519,9
Agosto	1191,2	1659,0
Septiembre	1236,2	1678,3
Octubre	1286,8	1705,6
Noviembre	1381,2	1735,1
Diciembre	1445,4	1809,1
Anual	15507,3	20137,4

3.6.2 Resultados del análisis del ventilador.

Para determinar la potencia del ventilador se modelan las curvas de operación. Para ello se dispone de la información de cuatro puntos de operación del ventilador, que opera a 50Hz, mostrados en la Tabla 3.14 y la Figura A.3 del Anexo A.

Tabla 3.14: Puntos de operación del ventilador Ebmpapst S4E400-AP02-44.

i	<i>RPM</i>	Flujo volumétrico [m^3/h]	Presión Estática [<i>Pa</i>]	Potencia [<i>W</i>]
1	1370	2100	110	205
2	1390	2810	80	207
3	1410	3555	40	189
4	1430	4065	0	160

Utilizando el software EES, se analiza el funcionamiento del ventilador teniendo en cuenta su diámetro, el área de salida, la temperatura ambiente, la presión ambiental y los puntos de operación mencionados anteriormente en la Tabla 3.14. En la Tabla 3.15 se muestran los parámetros ingresados en el programa, y en la Tabla 3.16 se muestran los resultados obtenidos para los factores adimensionales de flujo, presión y potencia.

Tabla 3.15: Parámetros ingresados en el programa.

Diámetro [<i>m</i>]	0,4
Área de salida [<i>m</i>]	0,126
Temperatura ambiente [°C]	20
Presión atmosférica [<i>Pa</i>]	101.325
Humedad relativa [–]	0,3

Tabla 3.16: Resultados para los factores de flujo, presión y potencia.

i	ψ	ϕ	λ
1	0,2404	0,1618	0,1118
2	0,1967	0,2134	0,1071
3	0,144	0,2661	0,09369
4	0,09132	0,3	0,07603

Luego, utilizando Microsoft Excel, se grafican los puntos del factor de flujo con respecto al factor de presión y los puntos del factor de potencia respecto a factor de presión, como se muestra en la Figura 3.31. A partir de la interpolación de ambos conjuntos de puntos se obtienen las respectivas ecuaciones polinomiales (38) y (39).

$$\phi = 0,3259 - 0,0317\psi - 2,7155\psi^2 \quad (38)$$

$$\lambda = 0,0277 + 0,6372\psi - 1,2069\psi^2 \quad (39)$$

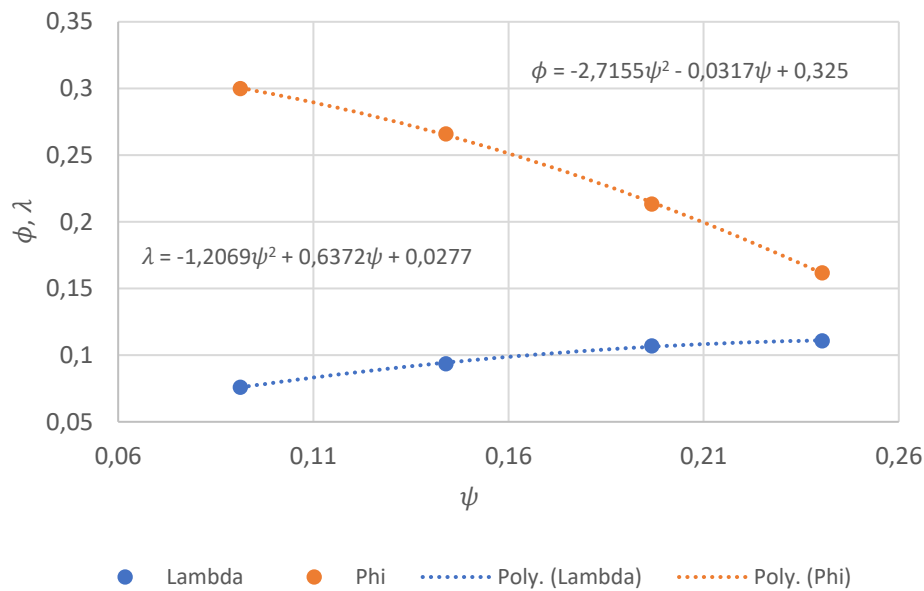


Figura 3.31: Creación de curvas polinomiales a partir de factores adimensionales.

Posteriormente, se modela el funcionamiento del ventilador con las ecuaciones (38) y (39), y se grafican las curvas de operación según las presiones señaladas en la Figura 3.32. También se indica el punto de operación del ventilador bajo las condiciones de altitud, teniendo de referencia las especificaciones mostradas en la Tabla 3.8. De este modo se refleja que la presión estática disminuya desde 90 Pa a 51 Pa, es decir, disminuye un 43,3%.

Por otro lado, se grafican las rectas de flujo másico con respecto al flujo volumétrico para determinar si se satisface el caudal másico necesario. En la Figura 3.33 se observa que, debido a la disminución de la densidad del aire, el flujo másico también disminuye, siendo necesario un flujo másico de 3221 kg/h.

Por último, se calcula la potencia del ventilador según los datos TMY obtenidos. La información mostrada en la Tabla 3.17 refleja que la potencia del ventilador también disminuye considerablemente debido a la altitud y, por ende, su consumo eléctrico [19].

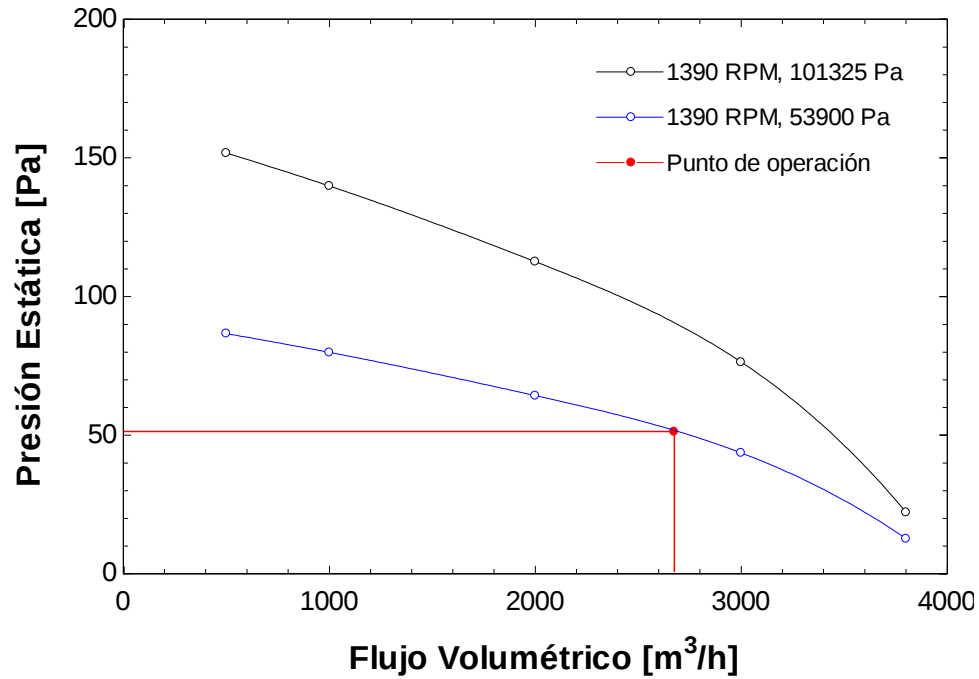


Figura 3.32: Gráfico de los efectos de la altitud sobre la presión estática del ventilador.

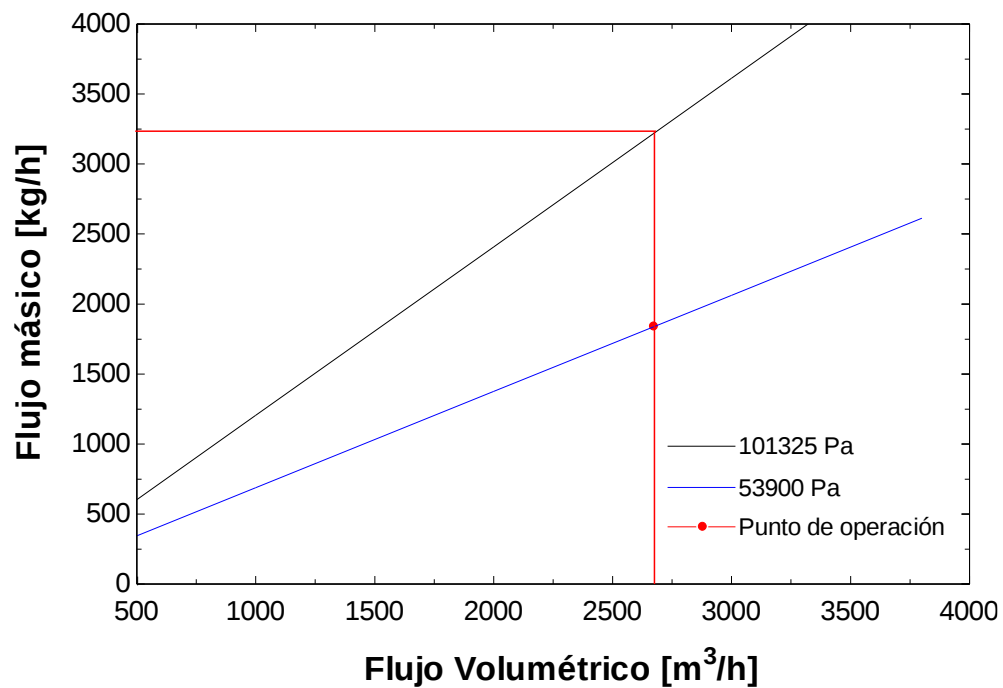


Figura 3.33: Gráfico de los efectos de la altitud sobre el flujo másico del ventilador.

Tabla 3.17: Consumo eléctrico mensual y anual del ventilador.

Consumo eléctrico [kWh]	Altitud	
	0 [m]	5044[m]
Enero	158,0	83,9
Febrero	142,5	75,7
Marzo	158,8	84,3
Abril	155,8	82,7
Mayo	163,7	86,9
Junio	157,9	83,8
Julio	164,2	87,2
Agosto	162,2	86,1
Septiembre	155,9	82,8
Octubre	160,9	85,5
Noviembre	154,0	81,8
Diciembre	158,9	84,4
Anual	1892,7	1005,1

3.6.3 Resultados para el sistema de bombeo.

Del mismo modo que en el punto anterior, para evaluar los efectos de la altitud sobre la bomba, se deben modelar las curvas de operación con el mismo método utilizado para el análisis del ventilador. Las Tablas 3.18 y 3.19 muestran los datos ingresados y los puntos de operación obtenidos de la curva de operación de la bomba.

Tabla 3.18: Parámetros ingresados en el programa para la bomba.

Diámetro [m]	0,124
Área de salida [m]	0,000737
Temperatura ambiente [°C]	20
Presión atmosférica [Pa]	101.325

Tabla 3.19: Puntos de operación de la bomba.

i	RPM	Flujo volumétrico [m ³ /s]	Altura [m]	Potencia [W]
1	2900	0,001288	21	466
2	2900	0,001894	18	559
3	2900	0,0028	13	652

Tabla 3.20: Factores adimensionales resultantes para la curva de 2900 RPM.

i	ψ	ϕ	λ
1	1,146	0,00566	0,01156
2	1,068	0,00833	0,01387
3	0,7418	0,01231	0,01618

A partir de los factores adimensionales obtenidos y expuestos en la Tabla 3.20, se obtuvieron por interpolación las ecuaciones (40) y (41). Una vez modelado con EES, se grafican la curva de operación original y la nueva curva de operación a una presión atmosférica de 53900 Pa, como se muestra en la Figura 3.34. Según el gráfico, se requiere una altura de 23 m mínimos para un caudal de 0,227 m³/h, resultando en una disminución de altura de 5 m.c.a., es decir, un 21,7% con respecto a la nueva curva característica afectada por la altitud que solo indica 17 m.

$$\phi = -0,0217 - 0,0861\psi - 0,0543\psi^2 \quad (40)$$

$$\lambda = -0,0277 + 0,938\psi - 0,0557\psi^2 \quad (41)$$

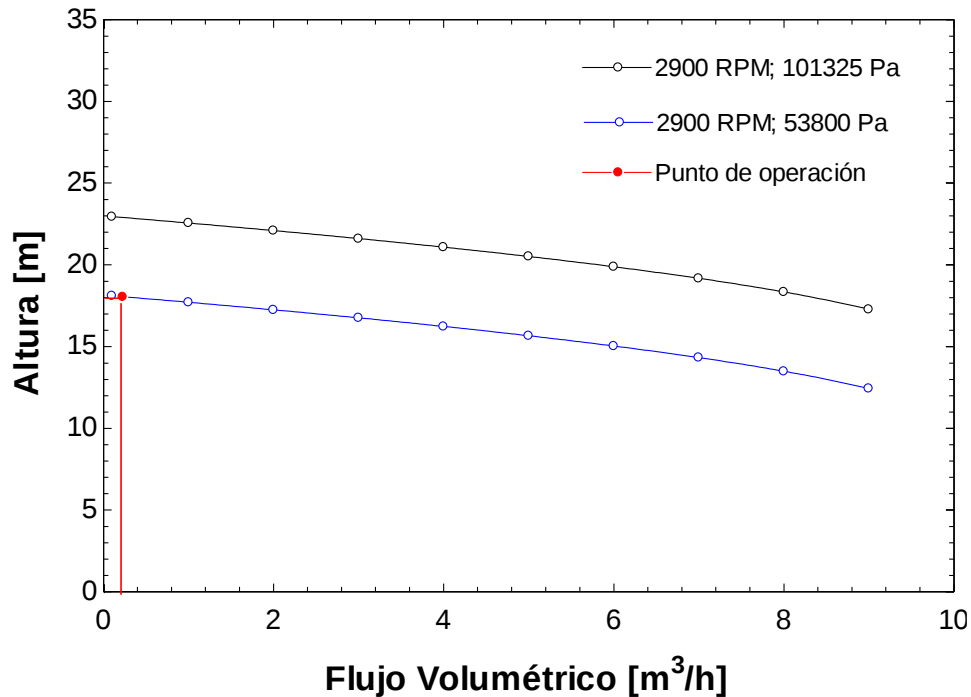


Figura 3.34: Gráfico de los efectos de la altitud sobre la curva de operación de la bomba.

Por otro lado, se calcula la potencia de la bomba según los datos TMY obtenidos. La información mostrada en la Tabla 3.21 refleja que el consumo eléctrico también disminuye considerablemente debido a la altitud.

Tabla 3.21: Consumo eléctrico mensual y anual de la bomba.

Consumo eléctrico [kWh]	Altitud	
	0 [m]	5044[m]
Enero	211,0	166,1
Febrero	190,6	149,9
Marzo	211,0	166,1
Abril	204,2	160,7
Mayo	211,0	166,1
Junio	204,2	160,7
Julio	211,0	166,1
Agosto	211,0	166,1
Septiembre	204,2	160,7
Octubre	211,0	166,1
Noviembre	204,2	160,7
Diciembre	211,0	166,1
Anual	2484,3	1955,2

También se tiene en consideración que la bomba puede cavitarse si se utiliza a altitudes. Para el cálculo del $NPSH_d$ se tiene que la bomba está directamente conectada al estanque a través de un codo. Por lo tanto, las pérdidas al ser mínimas se asumen de 1 [m]. Como la succión y la descarga de la bomba están a mismo nivel, se desprecia la diferencia de altura. Al suministrar directamente el fluido hacia el intercambiador de helio, se puede calcular inmediatamente la altura de la bomba según la presión y el flujo demandado.

En la Tabla 3.22 se muestran los resultados para el bombeo de una mezcla de 38% de etilenglicol con agua. Al comparar los efectos entre el uso de la mezcla y el uso de agua pura, las diferencias fueron mínimas.

Tabla 3.22: Altura de la bomba y NPSH disponible.

Variable	Altitud	
	0 [m]	5000 [m]
$NPSH_d$	9	4
H_{bba} [m]	23	18

Al comparar los resultados con la gráfica de la bomba, se concluye que esta no cavita para ambos casos debido a que el $NPSH_R$ para el flujo de agua demandada es menor a 4 pies, es decir, 1,2 m.

3.6.4 Consumo eléctrico del sistema.

A partir de las evaluaciones anteriores, se presenta el consumo eléctrico total mensual y anual obtenido por la suma del consumo eléctrico del compresor, el ventilador y la bomba. El aumento del consumo eléctrico es causado principalmente por el compresor, debido a la disminución de la capacidad del ventilador.

Tabla 3.23: Consumo eléctrico del sistema a nivel del mar y a 5044 m.

Consumo eléctrico [kWh]	Altitud	
	0[m]	5044[m]
Enero	1883,9	2120,6
Febrero	1718,8	1930,8
Marzo	1819,9	2063,6
Abril	1603,4	1856,1
Mayo	1498,8	1775,1
Junio	1487,4	1751,1
Julio	1498,1	1773,2
Agosto	1564,4	1911,2
Septiembre	1596,3	1921,8
Octubre	1658,7	1957,1
Noviembre	1739,4	1977,6
Diciembre	1815,3	2059,5
Anual	19884,4	23097,8

3.7 Selección del sistema de enfriamiento a diseñar.

En consecuencia, es necesario realizar modificaciones en el chiller para que vuelva a operar con normalidad. Entre las distintas opciones, se propone el uso de variadores de frecuencia para evaluar si la bomba y el ventilador pueden compensar la pérdida de capacidad funcionando a 60 Hz. En caso de que no sea suficiente, se propone modificar el sistema, reemplazar el ventilador o la bomba, o adicionar un dispositivo. Para ello, se plantea que la bomba debe ser capaz de suministrar una mezcla de agua con glicol al 38% y alcanzar una altura mayor a 23 m.c.a, y que el ventilador debe suministrar una presión estática de 90 Pa y un flujo másico de 3221 kg/h. Dentro de las modificaciones se formulan las siguientes alternativas que pueden implicar el ciclo de refrigeración y el sistema de bombeo:

- Evaluar si la operación de la bomba satisface las condiciones de altura a 60 Hz. En caso de no ser suficiente, la bomba se reemplaza por un modelo con mayor potencia.
- Evaluar si la operación del ventilador a 60 Hz satisface las condiciones de presión y caudal. Si no es suficiente, se reemplaza el ventilador por un modelo de mayor capacidad.
- En caso de que la alternativa anterior no sea suficiente, se propone modificar el circuito de bombeo para adicionar una línea auxiliar que permita enfriar agua utilizando un intercambiador de calor enfriado por aire, como el mostrado en la Figura 3.35, aprovechando que las temperaturas en Chajnantor son bajas durante todo el año. Las entradas del evaporador y el nuevo intercambiador contarán con una electroválvula para controlar remotamente la circulación del agua hacia cada dispositivo.

A partir de las propuestas mencionadas, se debe priorizar aquella que disminuya el consumo eléctrico y que refleje el menor costo de inversión.

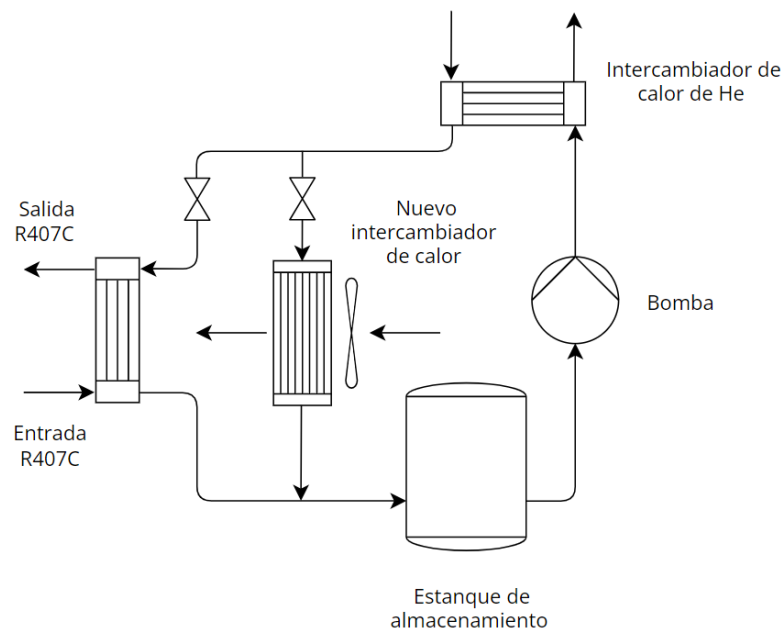


Figura 3.35: Circuito de agua propuesto.

3.7.1 Evaluación de la bomba para uso a 60hz.

Del mismo modo que en el punto 3.6.3, se modelan las curvas de operación de la bomba con el mismo método utilizado en el análisis del ventilador, pero para 60 Hz. En las Tablas 3.24 y 3.25 se muestran los datos ingresados y los puntos de operación obtenidos de la curva de operación de la bomba.

Tabla 3.24: Puntos de operación de una curva a 3500 RPM.

i	<i>RPM</i>	Flujo volumétrico [m^3/s]	Altura [<i>m</i>]	Potencia [<i>W</i>]
1	3500	0,0001893	34	435
2	3500	0,001199	30	783
3	3500	0,002397	23	1044

Tabla 3.25: Factores adimensionales resultantes para la curva de 3500 RPM.

i	ψ	ϕ	λ
1	1,296	0,00069	0,006139
2	1,157	0,00437	0,01105
3	0,8792	0,00874	0,01473

A partir de los factores adimensionales obtenidos y expuestos en la Tabla 3.25, se obtuvieron por interpolación las ecuaciones (42) y (43). Una vez modelada la bomba con EES, se grafican la curva de operación original, la nueva curva de operación a una presión atmosférica de 53900 Pa y la curva de operación a 3150 RPM donde se ubica el punto de operación, como se muestra en la Figura 3.36.

$$\phi = -0,0036 + 0,0946\psi - 0,0258\psi^2 \quad (42)$$

$$\lambda = -0,053 + 0,0946\psi - 0,053\psi^2 \quad (43)$$

La operación de la bomba a 50 Hz no es capaz de abastecer la altura necesaria según los resultados de la evaluación en la Tabla 3.12. Sin embargo, la bomba sí es capaz de suministrar la altura necesaria si el motor opera a 60 Hz. Como el motor permite que su operación sea tanto a 50 Hz como 60 Hz, se selecciona el variador de frecuencia ANYHERZ modelo FST 650S, el cual es cotizado con el distribuidor Electrodomus [20].

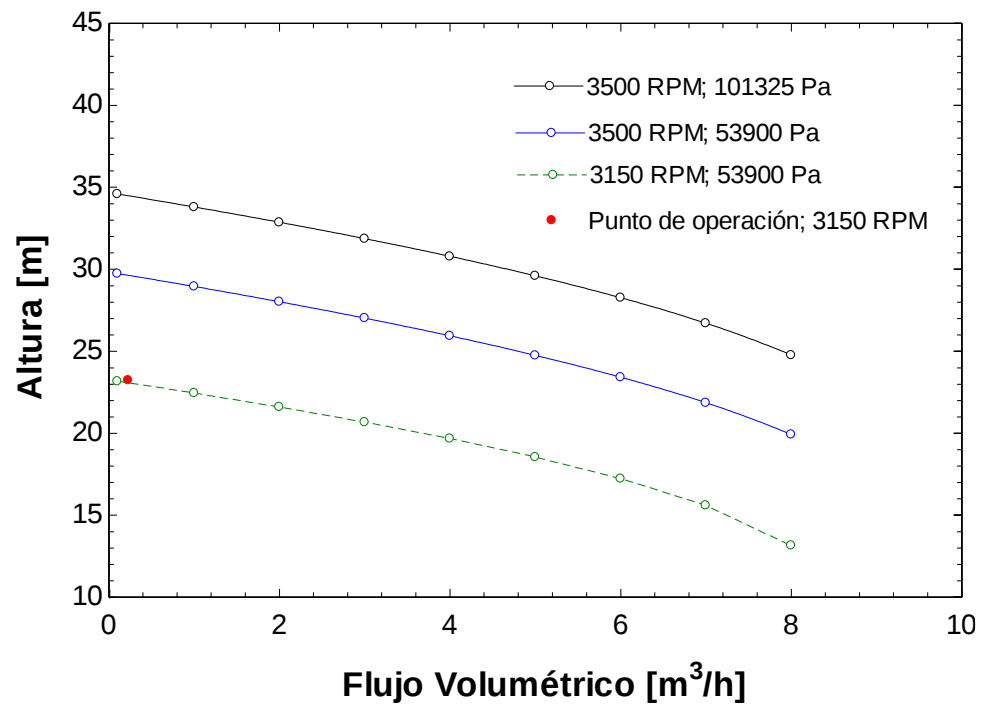


Figura 3.36: Curvas de operación de la bomba, la curva verde indica que la bomba debe operar a 3150 rpm.



Figura 3.37: Variador de frecuencia trifásico 1,5 kW/2 HP 380V ANYHERTZ.

3.7.2 Evaluación del ventilador para uso a 60hz.

Utilizando el método de factores adimensionales, se modela la curva de operación del ventilador a la velocidad máxima permisible de 1700 RPM. Para ello se ingresan los puntos de operación de la Tabla 3.24. A partir de los factores adimensionales obtenidos, se obtuvieron por interpolación las ecuaciones (44) y (45). Una vez modelada la bomba con EES, se grafican la curva de operación original y la nueva curva de operación a una presión atmosférica de 53900 Pa, como se muestra en la Figura 3.38.

$$\phi = 0,3059 + 0,2002\psi - 3,2924\psi^2 \quad (44)$$

$$\lambda = -0,0255 + 1,3351\psi - 3,3461\psi^2 \quad (45)$$

Tabla 3.26: Puntos de operación del Ventilador a 60 Hz.

i	<i>RPM</i>	Flujo volumétrico [<i>m</i>³/<i>sh</i>]	Presión total [<i>Pa</i>]	Potencia [<i>W</i>]
1	1580	3670	75	295
2	1620	4115	50	275
3	1650	4470	25	262
4	1700	4790	0	240

Según la Figura 3.38 el punto de operación indica que el ventilador es capaz de alcanzar una presión estática de 92 Pa, pero no es capaz de ejercer esa presión para un flujo másico de 3221 kg/h porque el flujo volumétrico requerido está fuera del rango de operación del ventilador, como se muestra en la Figura 3.39. Por lo tanto, se decide realizar una evaluación para un modelo de ventilador más grande que corresponde al modelo S4E450-AP01-01, mostrado en la Figura 3.41.

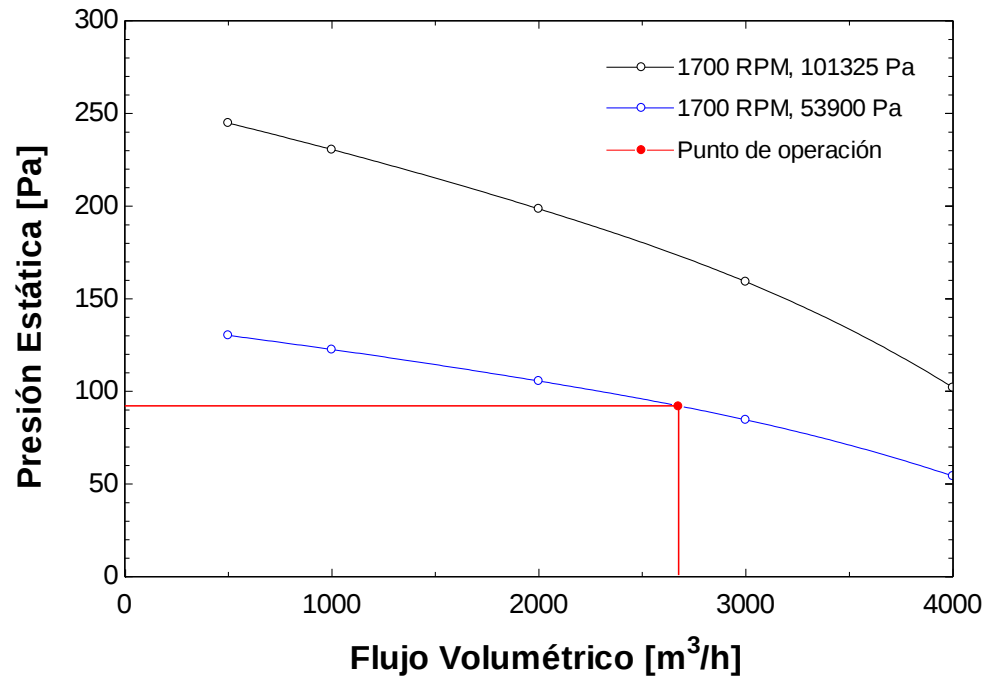


Figura 3.38: Curvas de operación del ventilador a 60 Hz.

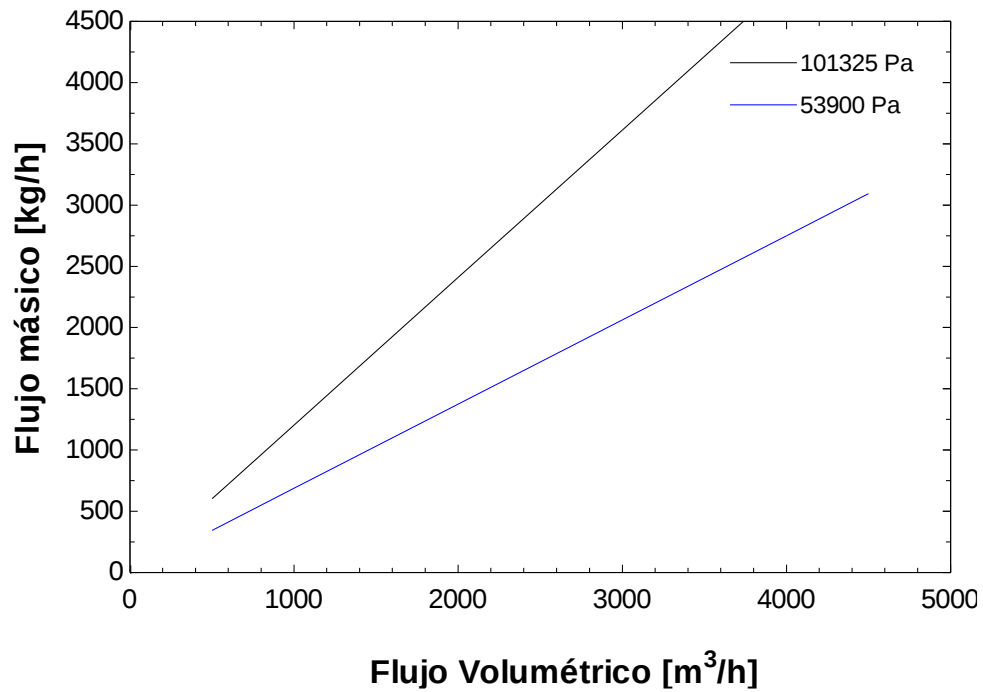


Figura 3.39: Flujo másico del ventilador a 60 Hz.

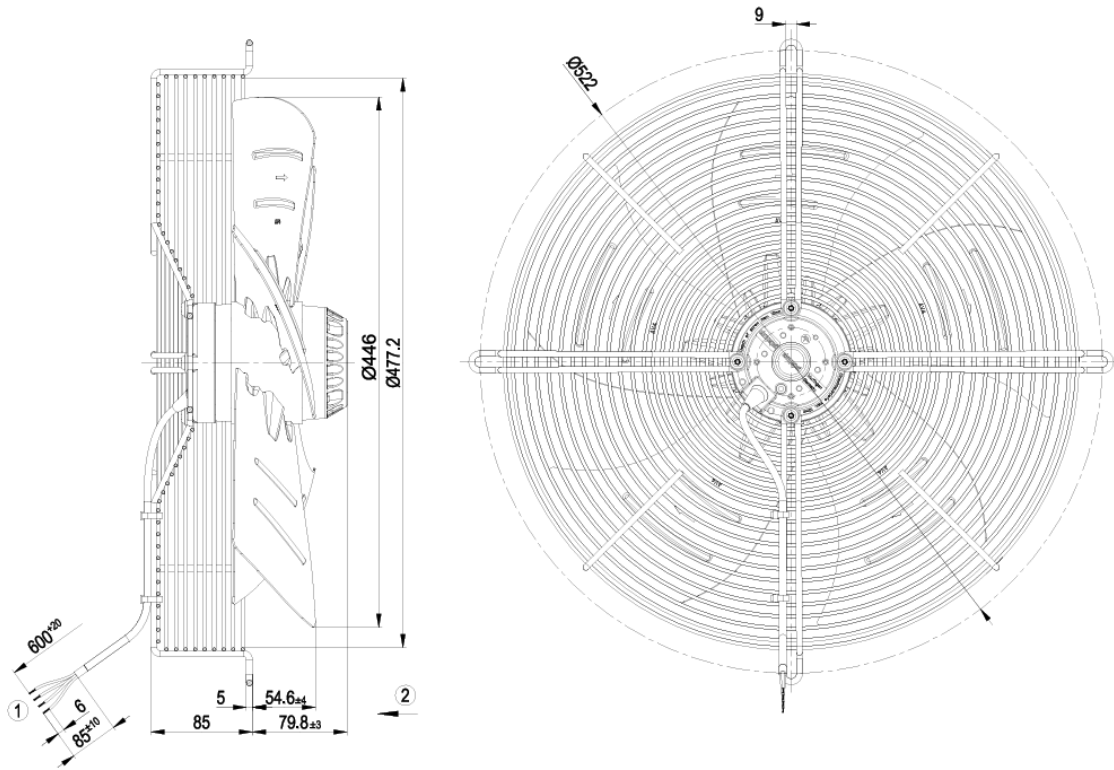


Figura 3.40: Dimensiones del ventilador S4E450-AP01-01 a 60 Hz.

Una vez más, se emplea el método de factores adimensionales utilizando la información de la Tabla 3.27, y teniendo en cuenta las dimensiones del ventilador, obteniendo las expresiones (46) y (47). Graficando las curvas características a máxima velocidad (1600 RPM) para su operación a 60 Hz, se observa en la Figura 3.42 que el ventilador es capaz de suministrar una presión estática de 90 Pa a una velocidad de 1390 RPM.

$$\phi = 0,2949 + 0,2155\psi - 3,226\psi^2 \quad (46)$$

$$\lambda = -0,01993 + 1,0251\psi - 2,2461\psi^2 \quad (47)$$

Tabla 3.27: Puntos de operación del Ventilador S4E450-AP01-01 a 60 Hz.

i	RPM	Flujo volumétrico [m ³ /s]	Presión Estática [Pa]	Potencia [W]
1	1560	5925	35	376
2	1580	6175	20	364
3	1600	5925	0	355

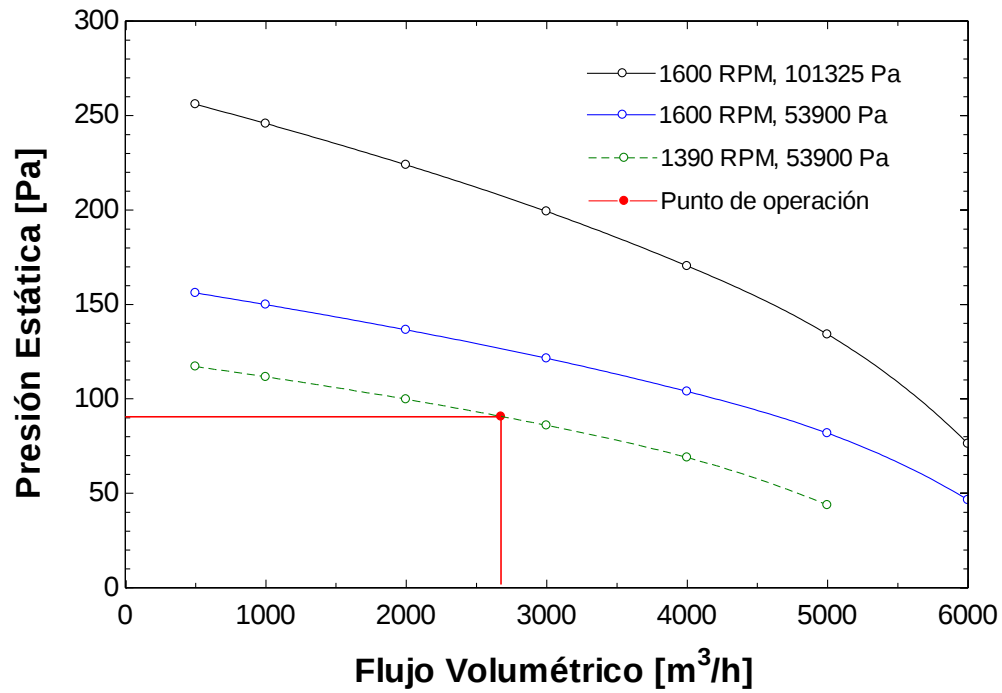


Figura 3.41: Curvas de operación del ventilador S4E450-AP01-01 a 60 Hz.

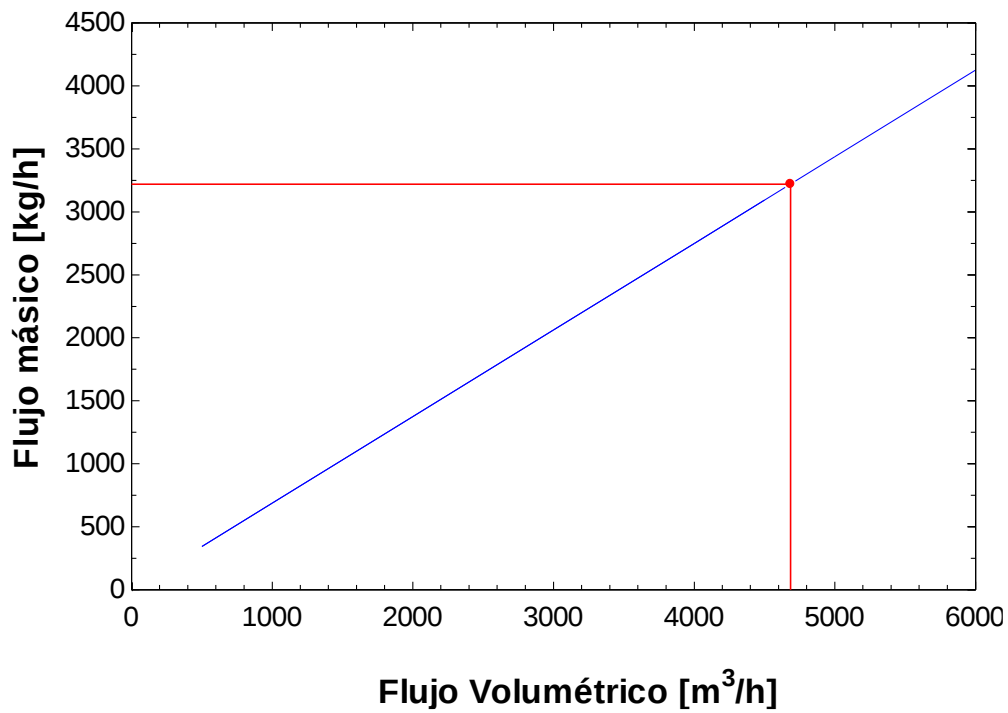


Figura 3.42: Flujo volumétrico requerido para el modelo S4E450-AP01-01 a 60 Hz.

Luego, se verifica si el ventilador es capaz de suministrar un caudal volumétrico suficiente para conseguir un flujo másico de 3221 kg/h. Para ello, se grafica el flujo másico con respecto al flujo volumétrico y se calcula el punto de operación indicado en la Figura 3.42, mostrando que es posible obtener un flujo másico de 3221 kg/h, si se suministra un flujo volumétrico de 4685 m³/h.

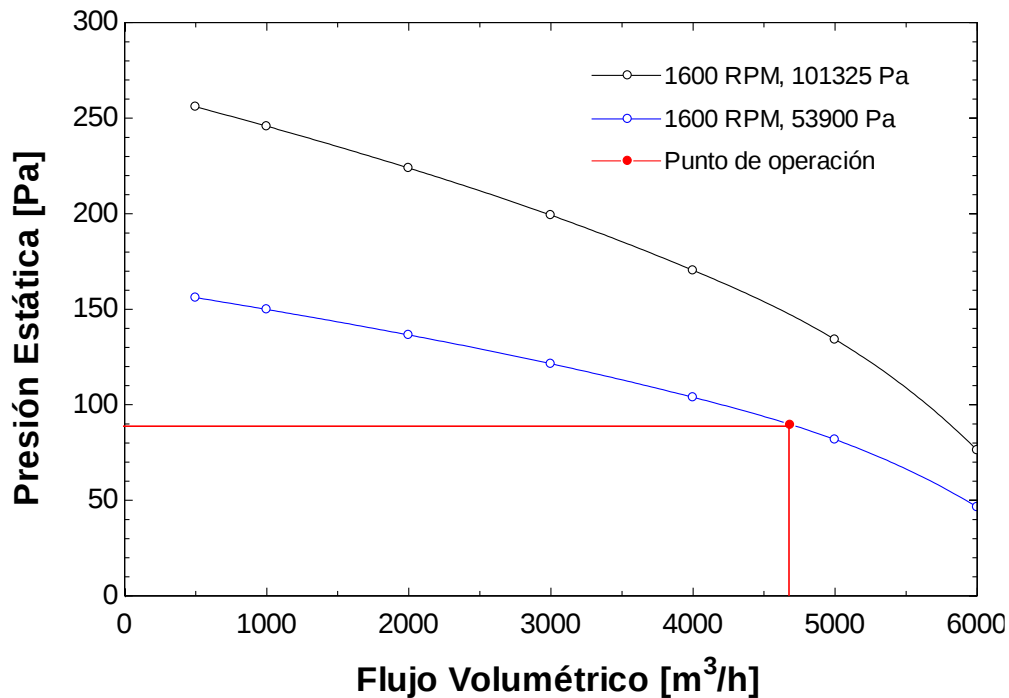


Figura 3.43: Punto de operación para el modelo S4E450-AP01-01 a 60 Hz.

Como resultado, el ventilador puede suministrar el flujo volumétrico y la presión estática necesarios si se utiliza a su máxima capacidad a 1600 RPM, como se muestra en la Figura 3.43. Los costos del ventilador Ebmpapst S4E450-AP01-01 seleccionado son cotizados desde la página web de Mouser Electronics [21], el detalle de los precios se muestra en la Figura F.3 del Anexo F.

3.8 Operación del chiller para los meses de febrero y julio

A continuación, se simula el funcionamiento del chiller reacondicionado según las temperaturas diarias promedio de los meses de febrero y julio, con el fin de observar el comportamiento de este. Teniendo en cuenta que la operación de la bomba no es afectada por la variación diaria de temperatura y presión atmosférica, se presentan los resultados de la simulación para el ventilador y el ciclo de refrigeración.

3.8.1 Operación del ventilador para los meses de febrero y julio.

Como la temperatura varía a lo largo del día y a lo largo del año, se construyen los siguientes gráficos que muestran el comportamiento del ventilador durante el mes más frío y más cálido del año. Las Figuras 3.44, 3.45 y 3.46 demuestran que la temperatura afecta la densidad del aire, causando que el flujo másico varíe proporcionalmente. Como la curva de operación del ventilador está ligada a la temperatura atmosférica, esta también altera la presión estática que ejerce el ventilador y la potencia de este, desviándose hasta un 3,4% del promedio.

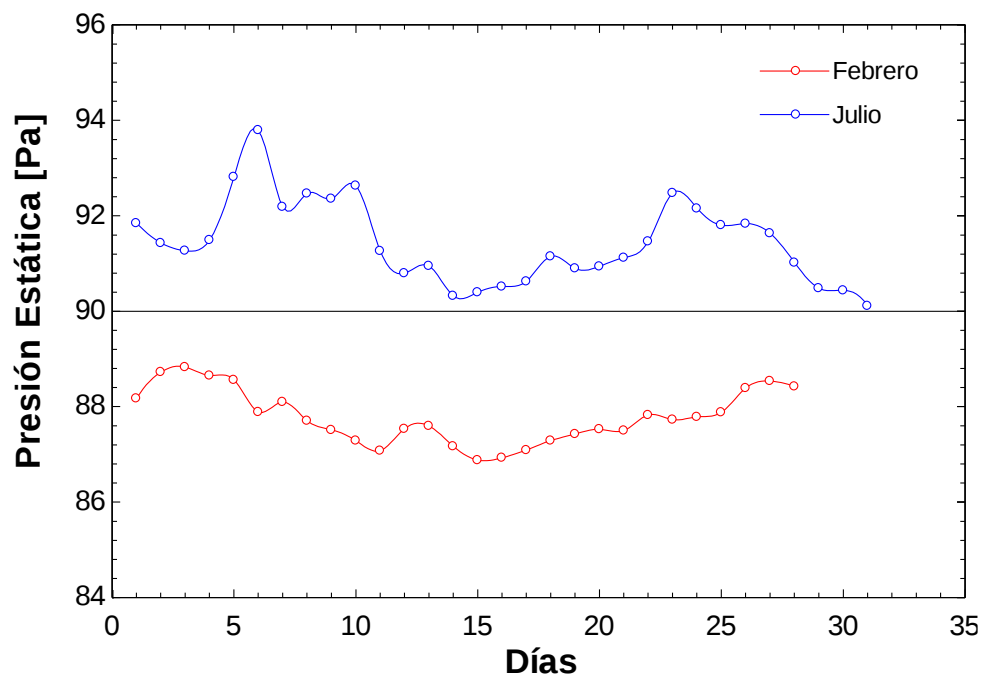


Figura 3.44: Variación de la presión estática durante los meses de febrero y julio.

El escenario más desfavorable para el ventilador ocurre cuando el clima es más cálido. Según la Figura 3.44, la presión estática en un día promedio de febrero alcanza solo 86,8 Pa. Por lo tanto, el ventilador y, por ende, el chiller funcionan con una menor capacidad de enfriamiento durante este mes respecto al resto del año. Un caso similar es con el flujo másico, que disminuye en un 3% respecto al promedio, es decir, disminuye desde 3221 kg/h a 3125 kg/h.

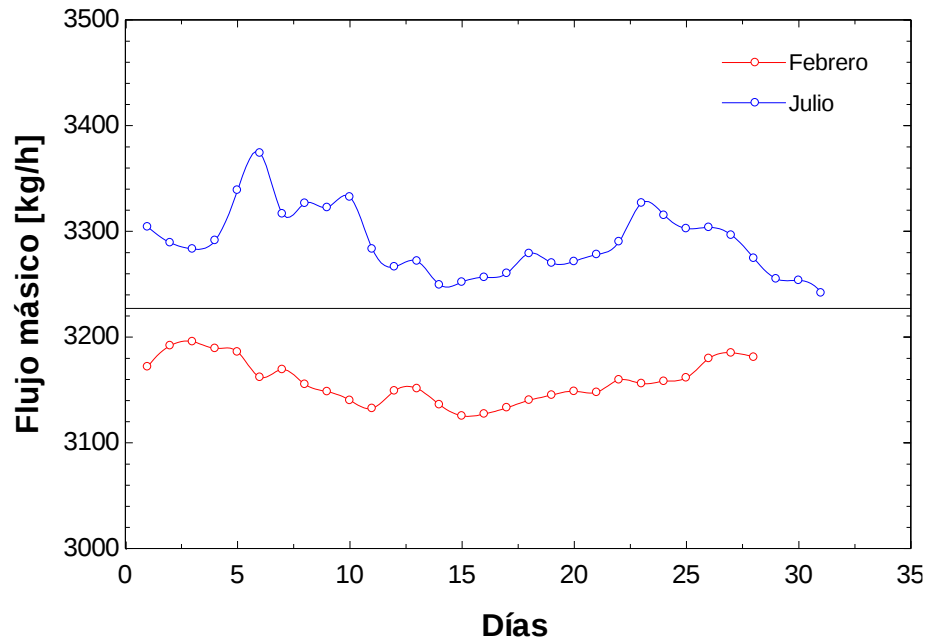


Figura 3.45: Variación del flujo másico durante los meses de febrero y julio.

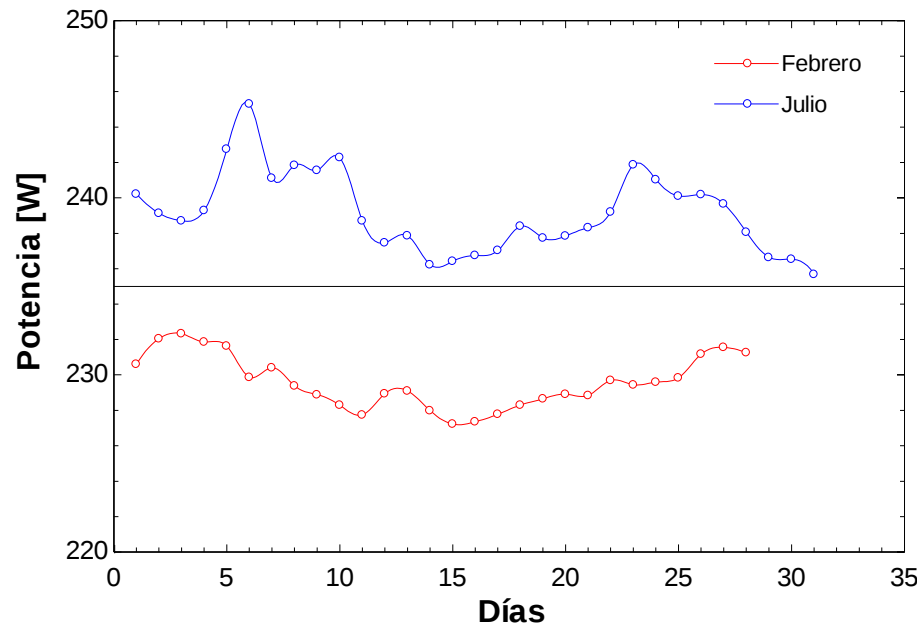


Figura 3.46: Variación de la potencia del ventilador durante los meses de febrero y julio.

3.8.2 Operación del ciclo de refrigeración para los meses de febrero y julio.

A partir de los resultados obtenidos según el modelo, es de relevancia observar la operación del ciclo de refrigeración en conjunto con el compresor. En la Figura 3.47 se muestran los flujos caloríficos del evaporador y del condensador para los meses de febrero y julio, donde se aprecia que el calor absorbido por el evaporador supera los 8,5 kW indicados por el manual, por las condiciones ideales en las que opera en la simulación. La variación diaria con respecto a ambos meses indica que, como se mencionó anteriormente, el chiller es afectado por la temperatura ambiente.

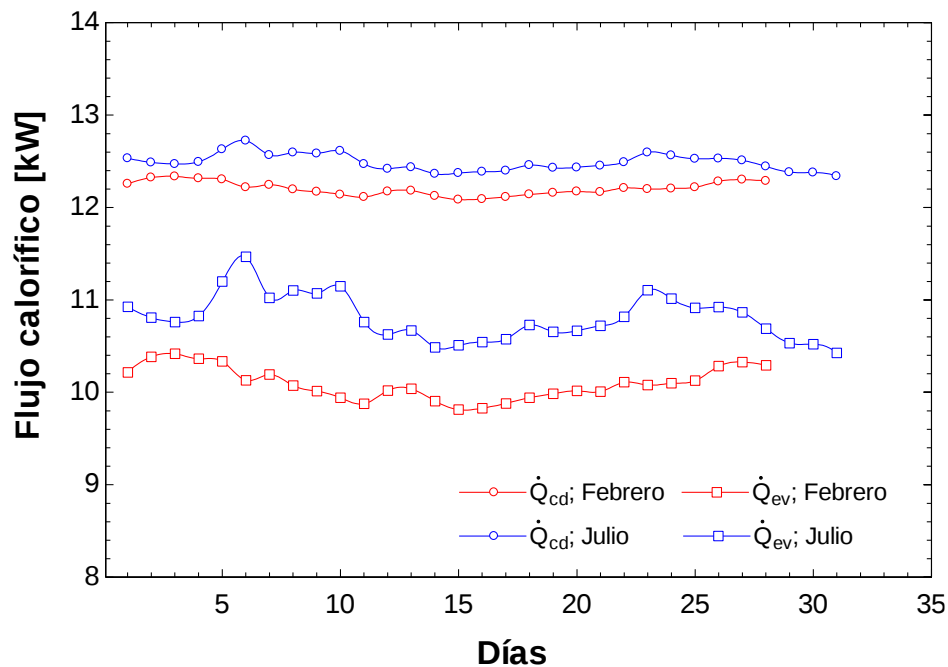


Figura 3.47: Flujos caloríficos del condensador y el evaporador.

Otro ejemplo son las presiones de condensación y evaporación mostradas en la Figura 3.48, donde la presión de evaporación se mantiene invariable, la presión de condensación varía según los cambios de temperatura. Por último, está la potencia del compresor mostrada en la Figura 3.49 que también varía por las condiciones atmosféricas.

A pesar de lo expuesto, gracias a las modificaciones realizadas, el chiller es capaz de operar según las condiciones atmosféricas en el Llano de Chajnantor. Como se mencionó anteriormente, el modelo utilizado para obtener estos resultados está construido basándose en las consideraciones mencionadas en el punto 3.5.1. que, en resumen, considera que las pérdidas de energía y presión a lo largo de las tuberías son despreciables y se asume que no existe trabajo en la válvula de expansión, incluyendo los valores asumidos de varias variables, refleja que el funcionamiento del chiller se aleja de lo requerido.

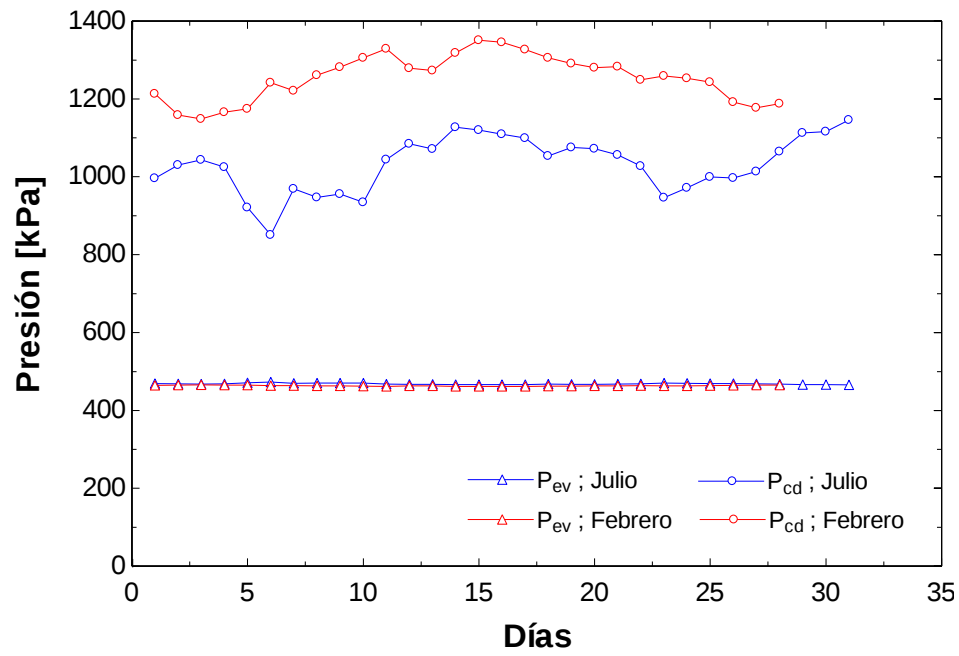


Figura 3.48: Presiones de evaporación y condensación durante los meses de febrero y julio.

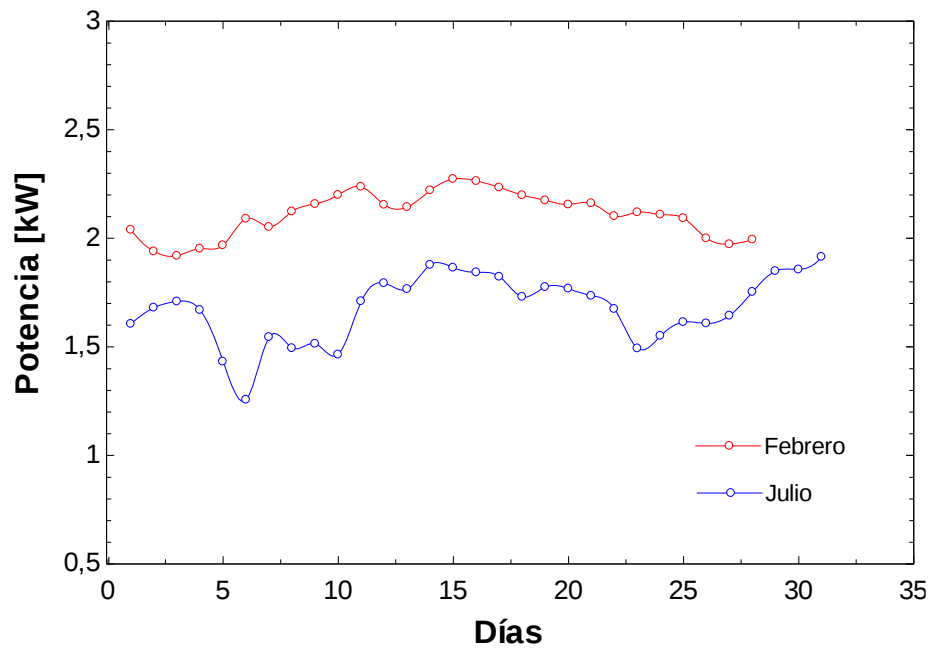


Figura 3.49: Potencia del compresor durante los meses de febrero y julio.

3.9 Resultados de la evaluación utilizando EES.

Una vez obtenido el consumo eléctrico anual para el sistema, compuesto principalmente por el compresor, la bomba y el ventilador; se realiza una comparativa entre el consumo eléctrico del chiller con sus componentes originales ubicado al nivel del mar, del chiller con sus componentes originales ubicado a 5044 m de altitud y del chiller reacondicionado con un variador de frecuencia y un nuevo ventilador para operar a 5044 m de altura. Esto realizado a partir de los datos TMY promediados para graficar de forma resumida el consumo para los doce meses del año.

En el gráfico mostrado en la Figura 3.50 se expone la comparativa para el consumo de la bomba. Este no es afectado por la temperatura atmosférica, por lo tanto, su consumo eléctrico es constante y varía según la cantidad de días de cada mes. En cambio, el compresor es el dispositivo más afectado al tener directa relación con la operación del ventilador, la bomba y la temperatura atmosférica, como se muestra en la Figura 3.51. Sin embargo, con las modificaciones hechas se logra disminuir en gran parte el consumo eléctrico. En el caso del ventilador, al utilizar un modelo de mayor capacidad y tamaño a 60 Hz, el consumo eléctrico es mayor comparado con el ventilador original en condiciones normales.

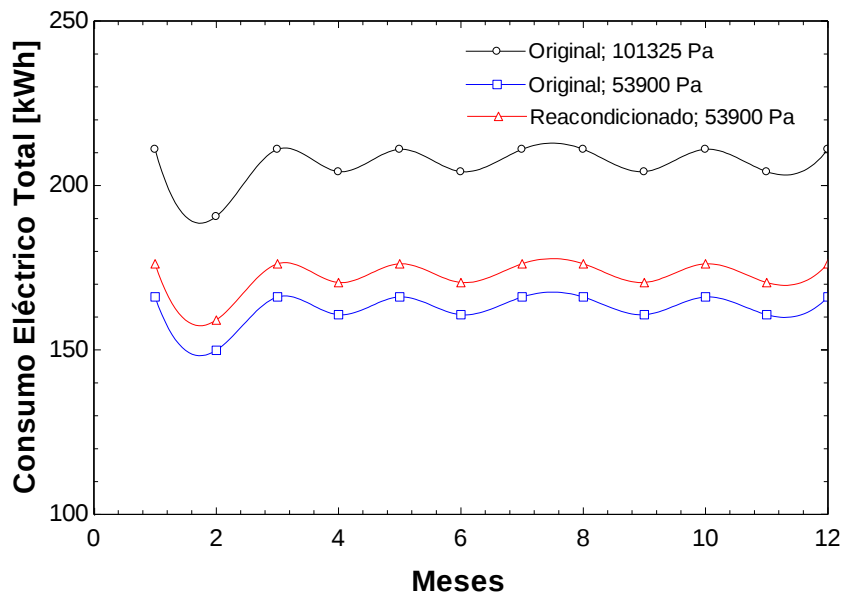


Figura 3.50: Comparativa del consumo eléctrico de la bomba.

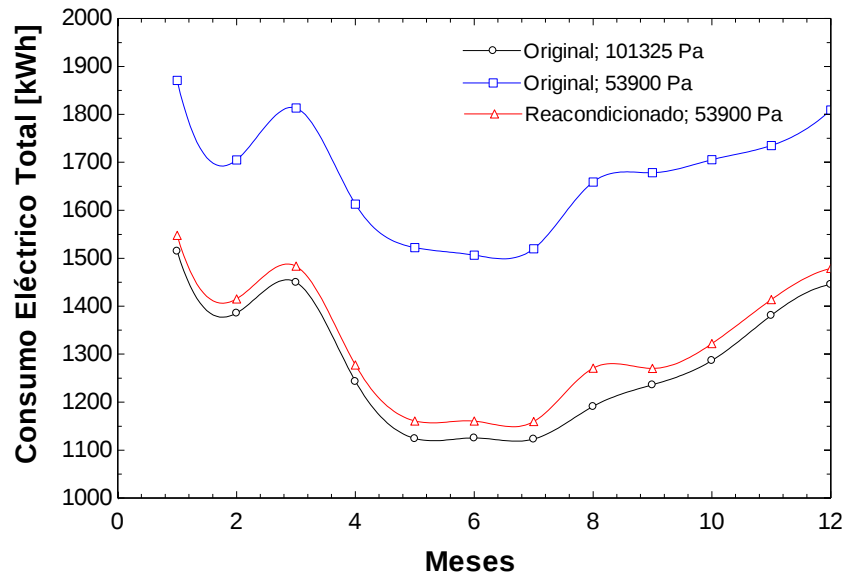


Figura 3.51: Comparación del consumo eléctrico del compresor.

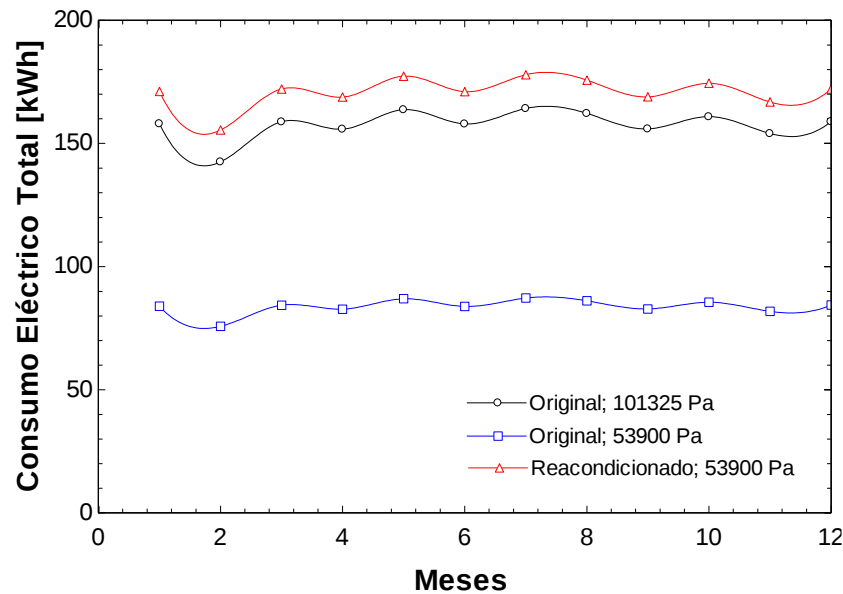


Figura 3.52: Comparativa del consumo eléctrico del ventilador.

Como resultado, se logra que el consumo eléctrico total del chiller sea menor en comparación con el sistema original utilizado en altitud por un 13,04%, pero no se obtiene el mismo consumo eléctrico que el sistema original a nivel del mar. Según la gráfica de la Figura 3.53 el consumo eléctrico del sistema reacondicionado varía de distinta manera a lo largo de los meses. En la Tabla 3.28 se muestra a modo de resumen el consumo eléctrico del chiller para los diferentes casos de operación,

y demuestra que el consumo eléctrico del sistema reacondicionado es mayor que el del sistema original un 1,01%.

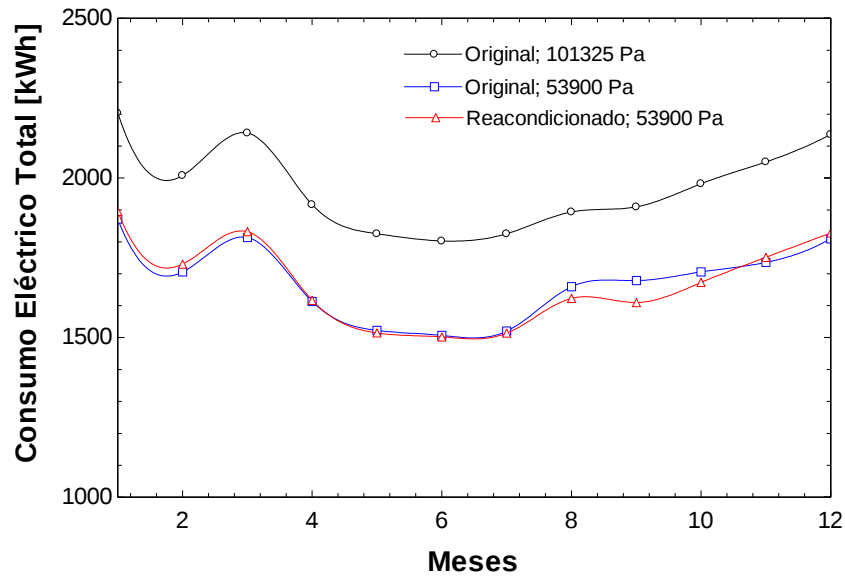


Figura 3.53: Consumo eléctrico mensual promedio.

Tabla 3.28: Resumen del consumo eléctrico mensual y anual.

Consumo eléctrico [kWh]	Original		Reacondicionado
	0 [m]	5044[m]	
Enero	1883,9	2120,6	1895,2
Febrero	1718,8	1930,8	1729,8
Marzo	1819,9	2063,6	1831,8
Abril	1603,4	1856,1	1616,7
Mayo	1498,8	1775,1	1514,2
Junio	1487,4	1751,1	1501,9
Julio	1498,1	1773,2	1513,5
Agosto	1564,4	1911,2	1622,7
Septiembre	1596,3	1921,8	1609,6
Octubre	1658,7	1957,1	1672,5
Noviembre	1739,4	1977,6	1751,2
Diciembre	1815,3	2059,5	1827,2
Anual	19884,4	23097,8	20086,5

3.10 Análisis económico.

El análisis económico se realiza a partir de la comparación de costos entre los tres casos evaluados del chiller, es decir, el caso 1 corresponde a nivel del mar, el caso 2 corresponde al chiller a 5044 m de altitud y el caso 3 corresponde al chiller reacondicionado a 5044 m. El primer paso es determinar la inversión inicial del caso 3 a partir de los equipos seleccionados anteriormente. En la Tabla 3.29 y 3.30 se detallan los costos del variador de frecuencia y del ventilador, mientras que en la Tabla 3.31 se presenta la inversión inicial, incluyendo los costos de instalación. Los valores referenciales de los equipos se muestran en las Figuras F.1, F.2 y F.3 del Anexo F.

Tabla 3.29: Detalle costos del variador de frecuencia ANYHERTZ.

Producto	Cantidad	Valor unitario	Subtotal
Variador de frecuencia Modelo FST 650S ANYHERTZ	1	\$249.990	\$249.990
Envío (19%)	1	\$5.920	\$5.920
IVA	1	\$54.477	\$54.477
Total			\$347.117

Tabla 3.30: Detalle costos del ventilador Ebmpapst.

Producto	Cantidad	Valor unitario	Subtotal
Ventilador Ebmpapst S4E450-AP01-01	1	\$410.790	\$410.790
Envío	1	\$98.443	\$98.443
Arancel (6%)	1	\$30.554	\$30.554
IVA (19%)	1	\$102.560	\$102.560
Total			\$642.347

Tabla 3.31: Inversión inicial para la propuesta.

Producto	Cantidad	Valor unitario	Subtotal
Variador de frecuencia Modelo FST 650S ANYHERTZ	1	\$347.117	\$347.117
Ventilador Ebmpapst S4E450-AP01-01	1	\$64.347	\$642.347
Costo de instalación	1	\$148.420	\$148.420
Total			\$1.137.884

Luego, se estiman los costos operacionales anuales para los tres casos según los costos de mantenimiento y costos de consumo eléctrico, como se muestra en la Tabla 3.34. Los costos de mantención están calculados según [22] y los costos por consumo eléctrico son obtenidos según la

tarifa referencial entregada por Cooperativa Eléctrica de San Pedro de Atacama (CESPA) [23], debido a que no existen tarifas eléctricas en la zona. El costo de la tarifa corresponde al tramo 11, como se muestra en la Tabla 3.32, y los costos resultantes se exponen en la Tabla 3.33.

Tabla 3.32: Costo de tarifa eléctrica según CESPA.

Tramo	Cargo por energía (\$/kWh)	Cargo fijo mensual (\$/cliente)
11	\$741	\$7.705

Tabla 3.33: Consumo y costo energético anual para las alternativas evaluadas.

Caso	Consumo eléctrico anual [kWh]	Costo energético anual
1	19884,4	\$14.742.045
2	23097,8	\$17.123.175
3	20086,5	\$14.891.802

Tabla 3.34: Comparación de inversión inicial y costos.

Caso	Inversión Inicial	Costo de mantención anual	Costo energético anual	Costo de operación anual
1	\$0	\$0	\$14.742.045	\$14.742.045
2	\$0	\$0	\$17.123.175	\$17.123.175
3	\$1.137.884	\$227.577	\$14.891.802	\$15.119.378

Posteriormente, se realiza la estimación del valor actual neto y el índice de rentabilidad para observar si la propuesta genera ahorros con respecto al caso con mayor costo operacional, es decir, el caso 2. Para calcular la tasa interna de retorno, valor actual neto e índice de rentabilidad, se evalúa el proyecto para un horizonte de 30 años.

Tabla 3.35: Resultados para la tasa interna de retorno, valor actual neto e índice de rentabilidad.

Caso	VAN	TIR	IR
1	\$22.394.378	-	0
3	\$17.707.702	176%	15

A partir de los resultados de la Tabla 3.35, se observa que para el chiller operando en condiciones normales refleja un VAN más alto con respecto al caso del chiller reacondicionado; y al no contar con una inversión inicial, la tasa interna de retorno y el índice de rentabilidad no se pueden determinar. Para el caso del chiller reacondicionado, no logra ser una propuesta más viable que el caso del chiller original, pero sí lo es frente a las condiciones impuestas en Chajnantor.

CAPÍTULO 5: Conclusiones

Para la evaluación del chiller, se concluye que, dentro de las consecuencias causadas por la altitud, está la disminución de su capacidad de enfriamiento, principalmente por las condiciones del aire atmosférico que afectan al ventilador en el ciclo de enfriamiento y a la bomba en el sistema de bombeo. En cambio, gracias a las temperaturas bajas la densidad del aire es mayor, compensando en cierto grado la disminución del COP. El escenario más desfavorable ocurre durante los meses más cálidos, especialmente el mes de febrero. Sobre el sistema de bombeo, este debe utilizar agua con etilenglicol al 38% el cual interfiere mínimamente su operación. Todo esto se refleja en el consumo eléctrico que aumenta en 14% a 5000 metros de altitud, siendo mucho mayor el consumo eléctrico del compresor en contraste con el consumo eléctrico del ventilador y la bomba.

Para poder evaluar el chiller, se debió realizar una visita a terreno para obtener información sobre sus componentes. Sin embargo, no hubo información del modelo o la marca del condensador que es un dispositivo relevante para su análisis. A diferencia del sistema de bombeo, donde son indicados detalladamente los requerimientos de flujo, presión y temperatura necesarios para el compresor de helio, la única información disponible sobre el ventilador es el modelo, y que este puede operar a máxima capacidad o a un valor indicado automáticamente por el chiller. No se indican las condiciones de operación del ventilador, debiendo asumir uno de los puntos de operación especificados por el modelo, de los cuales los de la Tabla 3.8 dieron buenos resultados durante la evaluación del ciclo de enfriamiento con valores de COP mayores de 2 a temperatura ambiente entre los 10°C y los 40°C.

Entre todas las opciones para diseñar o modificar el sistema de enfriamiento, se demuestra que la opción de reacondicionar el chiller es posible, lo cual ahorra la opción de tener que adicionar dispositivos que aumentan su consumo eléctrico.

Durante la simulación, se mostró que el chiller funciona, y logra tener una capacidad mayor a 8,5 kW, pero es sensible a los cambios de temperatura. También se comprueba que el consumo eléctrico del sistema con modificaciones es menor con respecto al chiller funcionando a 5044 m de altura, pero es mayor con respecto al sistema original.

Finalmente, a partir del análisis económico se calcularon los ahorros que se pueden lograr para un horizonte de 30 años, reflejando que con el uso de un chiller reacondicionado se disminuyen los costos por consumo eléctrico anuales en un 13% con respecto al uso del dispositivo original en el valle de Chajnantor, resultando en una propuesta viable con un valor actual neto de \$17.707.702, una tasa interna de retorno de 176%, y un índice de rentabilidad de 15.

Referencias

- [1] Noticias UdeC, “El Leighton Chajnantor Telescope inicia su épico viaje a Chile tras concluir desarme estructural.” <https://noticias.udec.cl/el-leighton-chajnantor-telescope-inicia-su-epico-viaje-a-chile-tras-concluir-desarme-estructural/>.
- [2] T. Sasao and A. B. Fletcher, “Introduction to VLBI Systems, Chapter 2, Radio Telescope Antennas,” *Astron. Sp. Sci. Institute, Seoul, South Korea Korea*, 2009, [Online]. Available: <http://iaaras.ru/media/library/kchap2.pdf>.
- [3] A. Orlowska, “ALMA Project Book, Chapter 6, Reciever Cryogenic System,” pp. 1–20, 2001.
- [4] M. N. Jirmanus, “Introduction to Laboratory Cryogenics,” no. September, 2008.
- [5] R. W. Haines and L. C. Wilson, “HVAC Engineering Fundamentals: Part 1 1.1,” p. 504, 2004, [Online]. Available: www.digitalengineeringlibrary.com.
- [6] Dirección Meteorológica de Chile, “Servicios Climáticos, Estación LLano de Chajnantor, Observatorio APEX.” <https://climatologia.meteochile.gob.cl/application/historico/datosHistoricosEma/230021>.
- [7] European Southern Observatory, “ALMA,” [Online]. Available: <https://www.eso.org/public/chile/teles-instr/alma/>.
- [8] Weatherbase, “Maunaea Kea Observatory, Hawaii,” [Online]. Available: <https://www.weatherbase.com/weather/weather-summary.php3?s=381615&cityname=Mauna+Kea+Observatory%2C+Hawaii%2C+United+States+of+America&units=>.
- [9] Caltech Library, “Caltech Submillimeter Observatory,” [Online]. Available: <https://feeds.library.caltech.edu/groups/Caltech-Submillimeter-Observatory/>.
- [10] G. Filippi, R. Tamai, D. Kalaitzoglou, W. Wild, A. Delorme, and D. Rioseco, “A new mix of power for the ESO installations in Chile: greener, more reliable, cheaper,” *Ground-based Airborne Telesc. VI*, vol. 9906, no. section 2, p. 990659, 2016, doi: 10.1117/12.2231976.
- [11] T. C. W. G. F. Hundy, A. R. Trott, *REFRIGERATION, AIR CONDITIONING AND HEAT PUMPS*, vol. 46, no. 5. 1974.
- [12] M. D. Atrey, *International Cryogenics Monograph Series: Cryocoolers Theory and Applications*. 2020.
- [13] L. R. D’addario, “Advanced Cryocoolers For Next Generation VLA,” no. 24, pp. 1–27, 2017.
- [14] Banco Central de Chile, “Informe de política monetaria,” 2023.
- [15] European Comission, “Photovoltaic Geographical Information System (PVGIS).” https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/es/#TMY.
- [16] European Comission, “PVGIS typical meteorological year (TMY) generator.” https://joint-research-centre.ec.europa.eu/photovoltaic-geographical-information-system-pvgis/pvgis-tools/pvgis-typical-meteorological-year-tmy-generator_en.

- [17] G. Jakob and J.-L. Lizon, “Advanced high-cooling power 2-stage Gifford-McMahon refrigerator systems,” *Mod. Technol. Space- Ground-based Telesc. Instrum.*, vol. 7739, p. 77393I, 2010, doi: 10.1117/12.856231.
- [18] Michael D. Haughey, “High Altitude HVAC, Design Considerations,” 2013.
- [19] X. Liu, J. Liu, D. Wang, and L. Zhao, “Experimental and numerical simulation investigations of an axial flow fan performance in high-altitude environments,” *Energy*, vol. 234, p. 121281, 2021, doi: 10.1016/j.energy.2021.121281.
- [20] ANYHERTZ, “Variador de Frecuencia - Entrada Monofásica 1,5 kW / 2 HP Salida Trifásica 380 V - Modelo FST 650S,” [Online]. Available: <https://electrodomus.cl/collections/variadores-de-frecuencia/products/variador-de-frecuencia-monofasico-1-5-kw-2-hp-220-v-modelo-fst-650s-anyhertz>.
- [21] Mouser Electronics, “EBM Papst A4E450-AP01-01,” [Online]. Available: <https://www.mouser.cl/ProductDetail/ebm-papst/A4E450-AP01-01?qs=LfToq1hkhGEyMGxUwhyDcA%3D%3D>.
- [22] R. C. I. Espejo, “Análisis Técnico económico de Sistemas de Elevación de Aguas para Edificios Residenciales .,” 2011.
- [23] CESPA, “Tarifas Cooperativa Eléctrica San Pedro de Atacama,” 2023. <https://www.cespaenergia.cl/tarifas>.

Anexo A: información adicional de los equipos de la instalación de la Universidad de Concepción

A continuación, se presenta imágenes que muestran información de los componentes del compresor y el chiller de la instalación que cuenta la Universidad de Concepción.

Cooling Water Requirements

Typical: 1.5 gal/min (5.7 L/min) with < 20 C (68 F) and > 40 psig (276 kPa) water supply, discharging to drain at < 48 C (118 F)

See charts below for minimum flow and pressure requirements:

CAUTION !

Do not exceed 48 C (118 F) MAX. water discharge temperature at compressor.

Do not exceed 100 psig (690 kPa) MAX. water supply pressure.

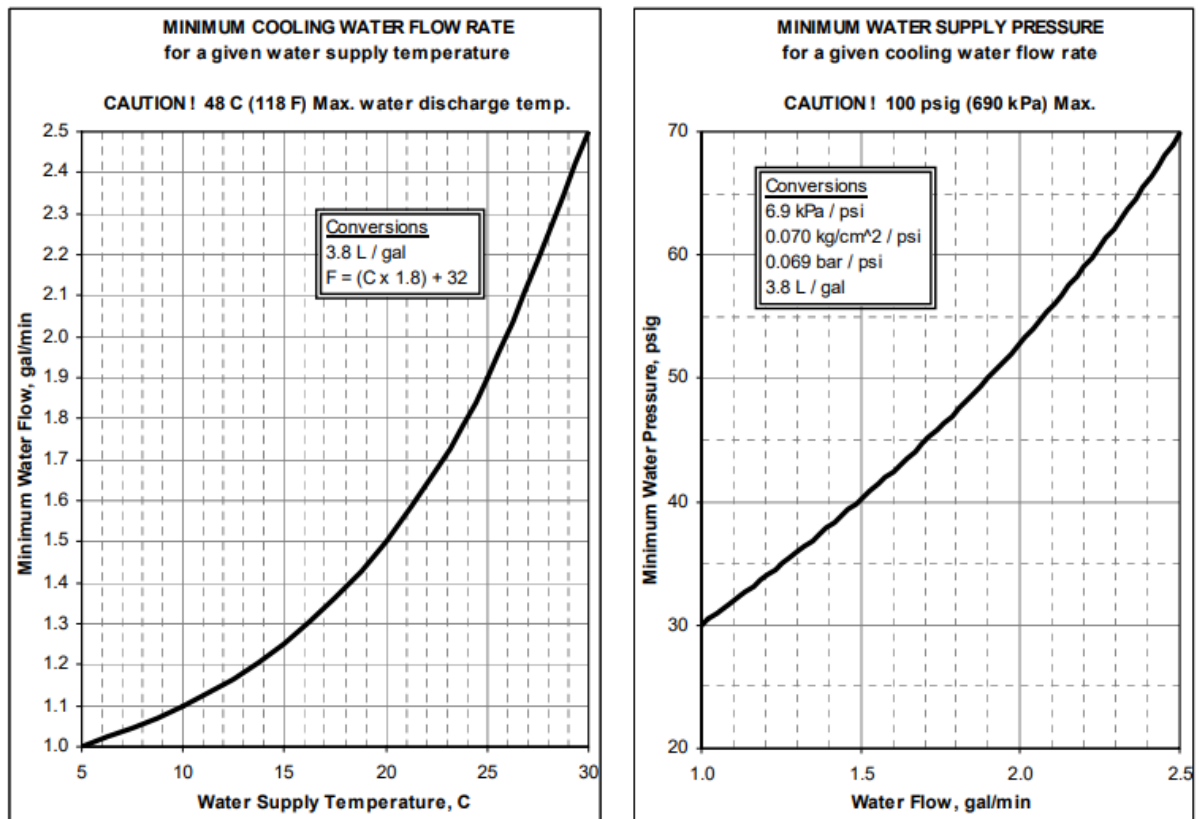


Figura A.1: Condiciones mínimas de suministro de agua para el enfriamiento de helio.

H73A SERIES (R407C)

Model	@45/130					@45/100				Electrical Data			Displacement	
	Capacity BTU/H WATTS	Motor Input WATTS	EER/COP		Capacity BTU/H	Motor Input WATTS	EER BTU/WH	RLA		LRA	MCC	IN³/REV	CM³/REV	
			BTU/WH	W/W										
220/240 VOLTS - 1 Phase														
H73A383ABK	27579	8092	2910	9.5	2.8	38091	2494	15.3		15.5	82	28	4.04	66.18
H73A423ABK	29782	8739	3091	9.6	2.8	40629	2650	15.3		16.7	90	28	4.43	72.56
H73A463ABK	33398	9800	3401	9.8	2.9	45457	2822	16.1		18.8	101	33	4.75	77.81
220/200 VOLTS - 3 Phase														
H73A383DBL	27237	7992	2834	9.6	2.8	37618	2399	15.7		10.7	82	20	4.04	66.18
H73A423DBL	30220	8867	3063	9.9	2.9	41226	2597	15.9		11.2	82	20	4.43	72.56
H73A463DBL	33608	9861	3500	9.6	2.8	45556	2990	15.2		12.7	90	24	4.75	77.81
H73A503DBL	36086	10588	3900	9.3	2.7	50240	3307	15.2		14.7	106	25	5.17	84.68
H73A543DBL	39647	11633	4173	9.5	2.8	54155	3589	15.1		15.1	106	25	5.55	90.91
H73A563DBL	40419	11860	4201	9.6	2.8	55281	3617	15.3		15.9	124	30	5.66	92.71
H73A623DBL	44475	13050	4637	9.6	2.8	61093	4003	15.3		18.0	124	32	6.17	101.06
380/415 VOLTS - 3 Phase														
H73A383DBE	26728	7843	2753	9.7	2.8	36914	2331	15.8		5.2	39	10	4.04	66.18
H73A423DBE	29965	8792	3099	9.7	2.8	40879	2628	15.6		5.8	39	10	4.43	72.56
H73A463DBE	33012	9686	3477	9.5	2.8	44747	2971	15.1		6.3	45	13	4.75	77.81

Figura A.2: Información del compresor recíprocante Bristol.

Performance Curves – 50 Hz, 2900 RPM

Curvas de Funcionamiento – 50 Hz, 2900 RPM

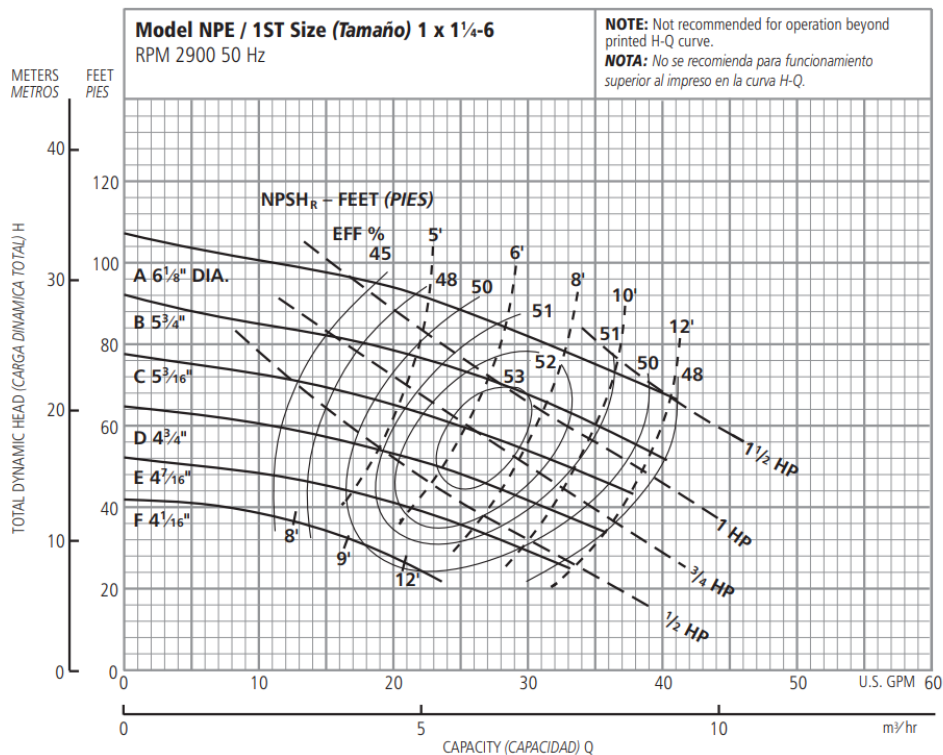
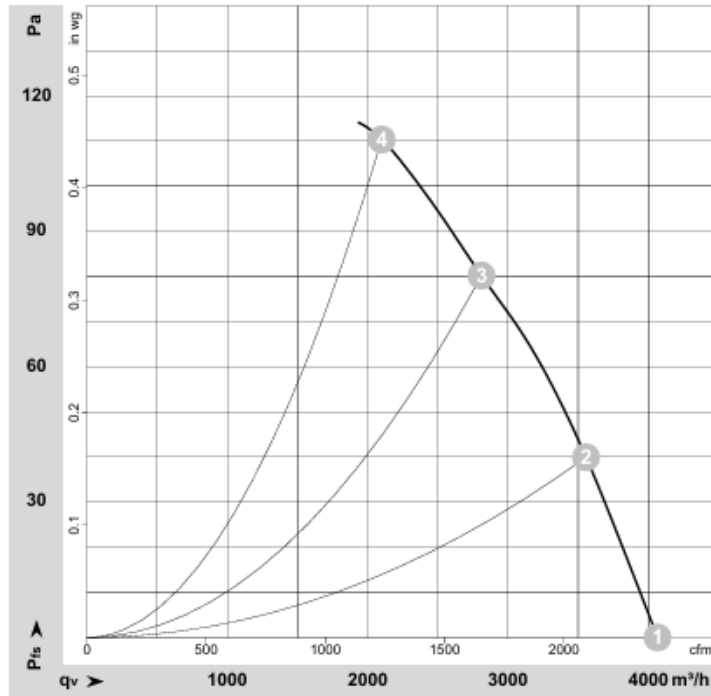


Figura A.3: Información de la bomba centrífuga Goulds (5 3/16").

Curves: Air performance 50 Hz



Measured values

	U	f	n	P _e	I	LpA _{in}	LwA _{in}	LwA _{out}	q _V	P _{fs}	q _V	P _{fs}
	V	Hz	min ⁻¹	W	A	dB(A)	dB(A)	dB(A)	m³/h	Pa	cfm	in. wg
1	230	50	1430	160	0.73	68	74	74	4065	0	2395	0.00
2	230	50	1410	189	0.84	66	72	72	3555	40	2095	0.16
3	230	50	1390	207	0.92	65	72	72	2810	80	1655	0.32
4	230	50	1370	225	0.99	64	71	71	2100	110	1235	0.44

U = Voltage · f = Frequency · n = Speed (rpm) · P_e = Power consumption · I = Current draw · LpA_{in} = Sound pressure level intake side · LwA_{in} = Sound power level intake side
 LwA_{out} = Sound power level outlet side · q_V = Air flow · P_{fs} = Pressure increase

Figura A.4: Información del ventilador Ebmpapst S4E400-AP02-44.

Anexo B: Programa EES para la evaluación del chiller.

```

" ##### "
"! ##### Cryogenic machine ##### "
" ##### "

" ##### Heat exchanger ##### "
" ----- Inputs ----- "
t_w_su_hx=5
M_dot_w_hx=-(2e-8*t_w_su_hx^4)+(6e-6*t_w_su_hx^3)-(1e-4*t_w_su_hx^2)+2e-3*t_w_su_hx+6e-2
P_w_hx=(1e-5*t_w_su_hx^4)-(0,0005*t_w_su_hx^3)+(0,0092*t_w_su_hx^2)-0,0485*t_w_su_hx+2,1337
fluid$='R407C'
{fluid$='R410A'}
" ----- Heat exchanger model ----- "
Q_dot_hx=M_dot_w_hx*(h_w_ex_hx-h_w_su_hx)
h_w_su_hx=enthalpy(Water;T=t_w_su_hx;P=P_w_hx)
h_w_ex_hx=enthalpy(Water;T=t_w_ex_hx;P=P_w_hx)

" ##### "
"! ##### CHILLER ##### "
" ##### "

" ##### Evaporator ##### "
" ----- Inputs ----- "
P_w_ev=P_w_hx
DELTAT_pp_ev=5
DELTAT_sh=5

" ----- Connections ----- "
h_r_su_ev=h_r_ex_cd
h_r_ex_ev=h_r_su_cp
t_w_su_ev=t_w_ex_hx
M_dot_w_ev=M_dot_w_hx
Q_dot_ev=Q_dot_hx

" ----- Evaporator model ----- "

" Refrigerant exhaust temperature "
t_r_ex_ev=t_r_ev_x1+DELTAT_sh
DELTAT_pp_ev=t_w_ex_ev-t_r_ev_xsuev

" Energy balance "
Q_dot_ev=M_dot_r*(h_r_ex_ev-h_r_su_ev)
Q_dot_ev=M_dot_w_ev*(h_w_su_ev-h_w_ex_ev)

" Water properties "
t_bar_w_ev=(t_w_su_ev+t_w_ex_ev)/2
h_w_su_ev=enthalpy(Water;T=t_w_su_ev;P=P_w_ev)
h_w_ex_ev=enthalpy(Water;T=t_w_ex_ev;P=P_w_ev)

" Refrigerant properties "
x_r_su_ev=quality(fluid$;P=P_ev;h=h_r_su_ev)

" Evaporating pressure "
t_r_ev_xsuev=temperature(fluid$;P=P_ev;x=x_r_su_ev)
t_r_ev_x1=temperature(fluid$;P=P_ev;x=1)

```

```

t_ev=(t_r_ev_xsuev+t_r_ev_x1)/2

" ##### Compressor ##### "
" ----- Inputs ----- "
N_cp=2900/60 { rev/s}
V_s_cp= 0,00006618

" ----- Parameters ----- "
epsilon_s_cp=0,65
epsilon_v_cp=0,9

" ----- Connections ----- "
t_r_su_cp=t_r_ex_ev
P_r_su_cp=P_ev
P_r_ex_cp=P_cd

" ----- Compressor model ----- "

" Compressor input power "
W_dot_s_cp=M_dot_r*(h_r_ex_cp_s-h_r_su_cp)
W_dot_cp=M_dot_r*(h_r_ex_cp-h_r_su_cp)

" Compressor isentropic effectiveness "
epsilon_s_cp=W_dot_s_cp/W_dot_cp

" Compressor volumetric effectiveness "
epsilon_v_cp=M_dot_r*v_r_su_cp/V_dot_s_cp
V_dot_s_cp=N_cp*V_s_cp

" Refrigerant properties "
h_r_su_cp=enthalpy(fluid$;P=P_ev;T=t_r_su_cp)
s_r_su_cp=entropy(fluid$;P=P_ev;T=t_r_su_cp)
v_r_su_cp=volume(fluid$;P=P_ev;T=t_r_su_cp)
h_r_ex_cp_s=enthalpy(fluid$;P=P_cd;s=s_r_su_cp)
h_r_ex_cp=enthalpy(fluid$;P=P_cd;T=t_r_ex_cp)

" ##### Condenser ##### "
" ----- Inputs ----- "
DELTAT_sc=5
DELTAT_pp_cd=10
{P_a_cd= 0,539} {amb}
P_a_cd=1,01
t_a_su_cd=25 {amb}
V_dot_a_cd=0,743 {m3/s}
rho_a=Density(Air_ha;T=t_a_su_cd;P=P_a_cd)
M_dot_a_cd=rho_a*V_dot_a_cd

" ----- Connections ----- "
t_r_su_cd=t_r_ex_cp

" ----- Condenser model ----- "

" Refrigerant exhaust temperature "
DELTAT_pp_cd=t_r_cd_x1-t_a_int
t_r_ex_cd=t_r_cd_x0-DELTAT_sc

" Energy balance "

```

```

Q_dot_cd=M_dot_r*(h_r_su_cd-h_r_ex_cd)
Q_dot_cd=M_dot_a_cd*(h_a_ex_cd-h_a_su_cd)

```

```

" Air properties "

```

```

t_bar_a_cd=(t_a_su_cd+t_a_ex_cd)/2
h_a_su_cd=enthalpy(Air_ha;T=t_a_su_cd;P=P_a_cd)
h_a_ex_cd=enthalpy(Air_ha;T=t_a_ex_cd;P=P_a_cd)
h_a_int_cd=enthalpy(Air_ha;T=t_a_int;P=P_a_cd)
M_dot_r*(h_r_cd_x1-h_r_ex_cd)=M_dot_a_cd*(h_a_int_cd-h_a_su_cd)

```

```

" Refrigerant properties "

```

```

h_r_su_cd=enthalpy(fluid$;P=P_cd;T=t_r_su_cd)
h_r_ex_cd=enthalpy(fluid$;P=P_cd;T=t_r_ex_cd)
h_r_cd_x1=enthalpy(fluid$;P=P_cd;x=1)

```

```

" Condensing pressure "

```

```

t_r_cd_x0=temperature(fluid$;P=P_cd;x=0)
t_r_cd_x1=temperature(fluid$;P=P_cd;x=1)
t_cd=(t_r_cd_x0+t_r_cd_x1)/2

```

```

" ##### Chiller overall performance ##### "

```

```

COP=Q_dot_ev/W_dot_cp

```

Anexo C: Programas para la evaluación del ventilador.

" Fan Parameters "

D=0,4

A_ex=0,126

" Inputs "

T_su=lookup(i;1)

RH_su=lookup(i;2)

P_su=lookup(i;3)

rpm=lookup(i;4)

V_dot=lookup(i;5)/3600

{DELTA P_total=lookup(i;6)}

DELTA P_stat =lookup(i;6)

W_dot_shaft=lookup(i;7)

" Flow factor: "

$\phi = V_{\dot{}} / (A \cdot U)$

$\phi_2 = V_{\dot{}} / (\pi^2 \cdot D^3 \cdot N / 4)$

" Reference area: "

$A = \pi \cdot D^2 / 4$

" Peripheral speed: "

$U = \pi \cdot D \cdot N$

" Rotation speed: "

$N = \text{rpm} / 60$

" Pressure factor: "

$\psi = (\text{DELTA P}_{\text{total}}) / P_{\text{dynam_periph}}$

$\text{DELTA P}_{\text{total}} = \text{DELTA P}_{\text{stat}} + P_{\text{dynam_ex}}$

$\psi_2 = 2 \cdot \text{DELTA P}_{\text{total}} / (\rho \cdot (\pi \cdot D \cdot N)^2)$

" Exhaust dynamic pressure: "

$P_{\text{dynam_ex}} = C_{\text{ex}}^2 / (2 \cdot v)$

$C_{\text{ex}} = V_{\dot{}} / A_{\text{ex}}$

"Peripheral dynamic pressure:"

$P_{\text{dynam_periph}} = U^2 / (2 \cdot v)$

"Air specific volume defined at fan supply:"

$v = \text{VOLUME}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_{\text{su}}; P=P_{\text{su}}; R=\text{RH}_{\text{su}})$

$\rho = \text{density}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_{\text{su}}; P=P_{\text{su}}; R=\text{RH}_{\text{su}})$

"Specific mass flow rate:"

$M_{\dot{}} = V_{\dot{}} / v$

$V_{\dot{}}_{\text{mh}} = V_{\dot{}} \cdot 3600$

"Fan isentropic power:"

$W_{\dot{}}_{\text{s}} = V_{\dot{}} \cdot \text{DELTA P}_{\text{total}}$

```

"Isentropic effectiveness:"
epsilon_s=W_dot_s/W_dot_shaft

"Power factor:"
lambda =(phi*psi)/epsilon_s

lambda_2=8*W_dot_shaft/(pi^4*D^5*N^3*rho)

" ##### "

" Parameters "
D_fan=0,4
A_ex_fan=0,126
" Inputs "
{t_a_su_fan=20 0}
{W_su_fan=0}
P_a_su_fan=53900 {53900} {101325}
RPM_fan=1390
{M_dot_a_fan=1,44}
V_dot_a_fan=0,743
{i=1}

" Air properties "

v_a_su_fan=VOLUME(Air;T=t_a_su_fan;P=P_a_su_fan)
rho_a_su_fan=density(Air;T=t_a_su_fan;P=P_a_su_fan)
c_p_a_su_fan=SpecHeat(Air_ha;T=t_a_su_fan;P=P_a_su_fan)

" Volumetric mass flow rate "
V_dot_a_fan=M_dot_a_fan*v_a_su_fan

" Volumetric air flow rate in m^3/h "
V_dot_a_fan_m3h=V_dot_a_fan*3600

" Fan polynomial model "
phi_fan = 0,3259 - 0,0317*psi_fan - 2,7155*psi_fan^2
lambda_fan = 0,0277 + 0,6372*psi_fan - 1,2069*psi_fan^2

" Rotation speed "
N_fan=RPM_fan/60

" Reference area "
A_fan=pi*D_fan^2/4

" Peripheral speed "
U_fan=pi*D_fan*N_fan

" Flow factor "
phi_fan=V_dot_a_fan/(A_fan*U_fan)

" Total pressure "
DELTA_P_total_fan=DELTA_P_stat_fan+ P_dynam_ex_fan

" Exhaust dynamic pressure "
P_dynam_ex_fan=C_ex_fan^2/(2*v_a_su_fan)
C_ex_fan=V_dot_a_fan/A_ex_fan

```

" Peripheral dynamic pressure "

$$P_{\text{dynam_periph_fan}} = U_{\text{fan}}^2 / (2 * v_{\text{a_su_fan}})$$

" Pressure factor "

$$\psi_{\text{fan}} = (\Delta P_{\text{total_fan}}) / P_{\text{dynam_periph_fan}}$$

" Fan isentropic power "

$$W_{\text{dot_s_fan}} = V_{\text{dot_a_fan}} * \Delta P_{\text{total_fan}}$$

" Isentropic effectiveness "

$$\epsilon_{\text{s_fan}} = W_{\text{dot_s_fan}} / W_{\text{dot_fan}}$$

" Power factor "

$$\lambda_{\text{fan}} = (\phi_{\text{fan}} * \psi_{\text{fan}}) / \epsilon_{\text{s_fan}}$$

{ \$ST\$OFF }

Anexo D: Programa EES para la evaluación del sistema de bombeo.

" Parameters "

D= 0,124

A_ex=0,000737

" Inputs "

T_su=lookup(i;1)

P_su=lookup(i;2)

rpm=lookup(i;3)

V_dot=lookup(i;4)

DELTAP_total=lookup(i;5)

W_dot_shaft=lookup(i;6)

" Flow factor: "

$\phi = V_{\dot{}} / (A \cdot U)$

$\phi_2 = V_{\dot{}} / (\pi \cdot D^3 \cdot N / 4)$

" Reference area: "

$A = \pi \cdot D^2 / 4$

" Peripheral speed: "

$U = \pi \cdot D \cdot N$

" Rotation speed: "

$N = \text{rpm} / 60$

" Pressure factor: "

$\psi = (\text{DELTAP_total}) / P_{\text{dynam_periph}}$

$\text{DELTAP_total} = \text{DELTAP_stat} + P_{\text{dynam_ex}}$

$\psi_2 = 2 \cdot \text{DELTAP_total} / (\rho \cdot (\pi \cdot D \cdot N)^2)$

" Exhaust dynamic pressure: "

$P_{\text{dynam_ex}} = C_{\text{ex}}^2 / (2 \cdot v)$

$C_{\text{ex}} = V_{\dot{}} / A_{\text{ex}}$

"Peripheral dynamic pressure:"

$P_{\text{dynam_periph}} = U^2 / (2 \cdot v)$

"Water specific volume defined at pump supply:"

$v = \text{Volume}(\text{Water}; T = T_{\text{su}}; P = P_{\text{su}})$

$\rho = \text{density}(\text{Water}; T = T_{\text{su}}; P = P_{\text{su}})$

"Specific mass flow rate:"

$M_{\dot{}} = V_{\dot{}} / v$

$V_{\dot{}}_{\text{mh}} = V_{\dot{}} \cdot 3600$

"Fan isentropic power:"

$W_{\dot{}}_{\text{s}} = V_{\dot{}} \cdot \text{DELTAP_total}$

"Isentropic effectiveness:"

$\epsilon_{\text{s}} = W_{\dot{}}_{\text{s}} / W_{\dot{}}_{\text{shaft}}$

"Power factor:"

$\lambda = (\phi \cdot \psi) / \epsilon_s$

$\lambda_2 = 8 \cdot W_{\text{dot_shaft}} / (\pi^4 \cdot D^5 \cdot N^3 \cdot \rho)$

" ##### "

" Parameters "

$D_{\text{bba}} = 0,124$

$A_{\text{ex_bba}} = 0,000737$

" Inputs "

$P_{\text{a_su_bba}} = 53900 \{53900\} \{101325\}$

$\text{RPM}_{\text{bba}} = 2900$

$V_{\text{dot_a_bba}} = 0,000126$

$\{i=1\}$

" Properties "

$v_{\text{a_su_bba}} = \text{VOLUME}(\text{Water}; T=t_{\text{a_su_bba}}; P=P_{\text{a_su_bba}})$

$\rho_{\text{a_su_bba}} = \text{density}(\text{Water}; T=t_{\text{a_su_bba}}; P=P_{\text{a_su_bba}})$

$c_{\text{p_a_su_bba}} = \text{SpecHeat}(\text{Water}; T=t_{\text{a_su_bba}}; P=P_{\text{a_su_bba}})$

" Volumetric mass flow rate "

$V_{\text{dot_a_bba}} = M_{\text{dot_a_bba}} \cdot v_{\text{a_su_bba}}$

" Volumetric flow rate in m^3/h "

$V_{\text{dot_a_bba}} = V_{\text{dot_a_bba_m3h}} / 3600$

" Pump polynomial model "

$\phi_{\text{bba}} = -0,0217 + 0,0861 \cdot \psi_{\text{bba}} - 0,0543 \cdot \psi_{\text{bba}}^2$

$\lambda_{\text{bba}} = -0,0227 + 0,0938 \cdot \psi_{\text{bba}} - 0,0557 \cdot \psi_{\text{bba}}^2$

" Rotation speed "

$N_{\text{bba}} = \text{RPM}_{\text{bba}} / 60$

" Reference area "

$A_{\text{bba}} = \pi \cdot (D_{\text{bba}}^2) / 4$

" Peripheral speed "

$U_{\text{bba}} = \pi \cdot D_{\text{bba}} \cdot N_{\text{bba}}$

" Flow factor "

$\phi_{\text{bba}} = V_{\text{dot_a_bba}} / (A_{\text{bba}} \cdot U_{\text{bba}})$

" Total pressure "

$\Delta P_{\text{total_bba}} = \Delta P_{\text{stat_bba}} + P_{\text{dynam_ex_bba}} + P_{\text{a_su_bba}}$

" Dynamic pressure "

```
P_dynam_ex_bba = C_ex_bba ^2/(2*v_a_su_bba)
C_ex_bba = V_dot_a_bba /A_ex_bba
```

```
" Peripheral dynamic pressure "
```

```
P_dynam_periph_bba = U_bba ^2/(2*v_a_su_fan)
```

```
" Pressure factor "
```

```
psi_bba =(DELTA_TAP_total_bba)/P_dynam_periph_bba
```

```
" Isentropic power "
```

```
W_dot_s_bba =V_dot_a_bba *DELTA_TAP_total_bba
```

```
" Isentropic effectiveness "
```

```
epsilon_s_bba =W_dot_s_bba /W_dot_bba
```

```
" Power factor "
```

```
lambda_bba =(phi_fan*psi_bba)/epsilon_s_bba
```

```
H_bba=DELTA_TAP_total_bba/9800
```

```
{ $ST$OFF }
```

```
" ##### "
```

```
LAMBDA_succ=1
```

```
H_succ=0
```

```
NPSH_d_w=(P_atm-P_v_w)/(rho_l_gl*9,8)-H_succ-LAMBDA_succ
```

```
NPSH_d_gl=(P_atm-P_v_gl)/(rho_l_w*9,8)-H_succ-LAMBDA_succ
```

```
t_asp=20
```

```
{ P_atm=101325 }
```

```
P_atm= 53800
```

```
rho_l_gl=Density(EG;T=t_asp;C=0,38)
```

```
P_v_gl=733.2 " 38% "
```

```
rho_l_w=Density(Water;T=t_asp;P=P_atm)
```

```
P_v_w=P_sat(Water;T=t_asp)
```

```
H_bba= ((P_2-P_1)/9800)+(V_2^2)/19,6
```

```
P_2=101325+280000
```

```
P_1=P_atm
```

```
V_2=V_dot_w/A
```

```
V_dot_w=0,0001
```

```
A=pi*(0,0254^2)/4
```

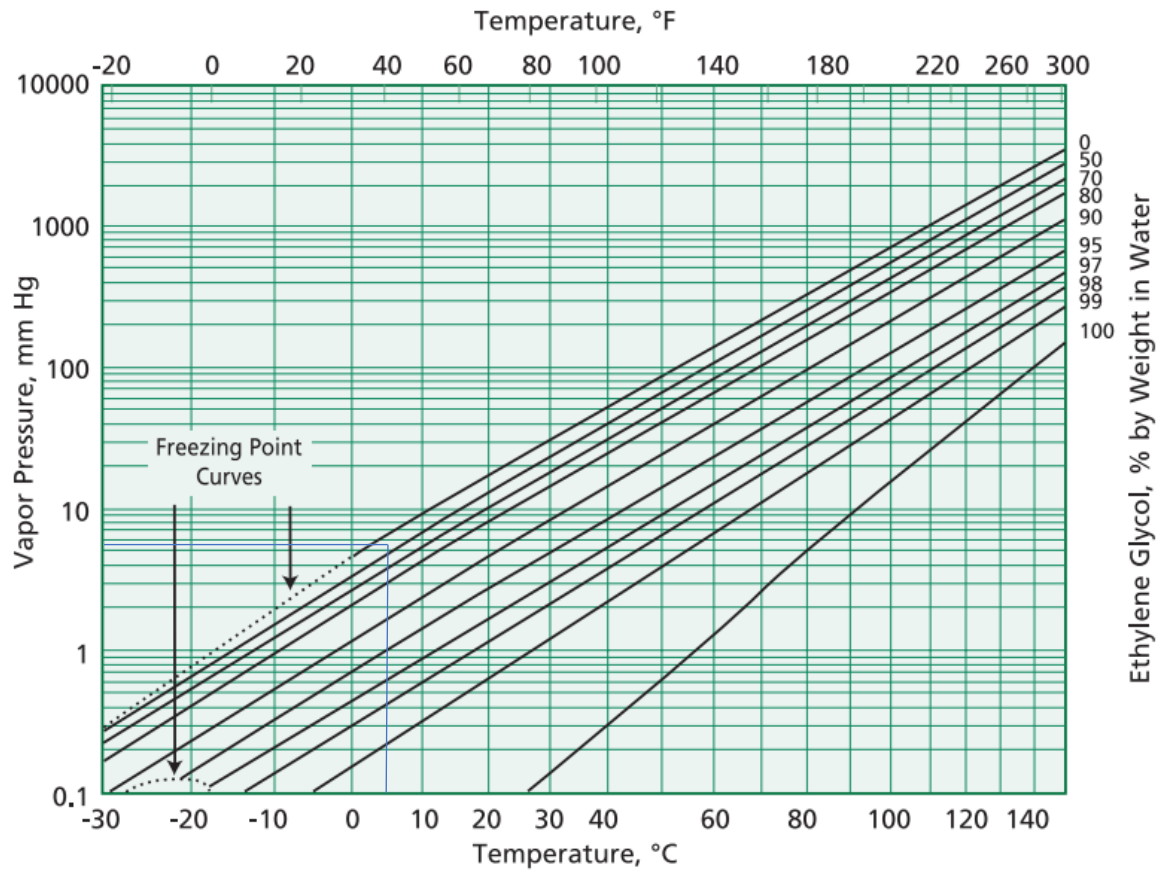


Figura D.1: Gráfico para obtener la presión de saturación de la mezcla de 50% de etilenglicol con agua.

Anexo E: Consumo eléctrico mensual y anual.

Tabla E.1: Consumo eléctrico mensual y anual para los dispositivos originales a nivel del mar.

Consumo eléctrico [kWh]	Compresor	Bomba	Ventilador
Enero	1515,0	211,0	158,0
Febrero	1385,8	190,6	142,5
Marzo	1450,1	211,0	158,8
Abril	1243,4	204,2	155,8
Mayo	1124,2	211,0	163,7
Junio	1125,3	204,2	157,9
Julio	1122,9	211,0	164,2
Agosto	1191,2	211,0	162,2
Septiembre	1236,2	204,2	155,9
Octubre	1286,8	211,0	160,9
Noviembre	1381,2	204,2	154,0
Diciembre	1445,4	211,0	158,9
Anual	15507,3	2484,3	1892,7

Tabla E.2: Consumo eléctrico mensual y anual para los dispositivos originales a 5044 metros.

Consumo eléctrico [kWh]	Compresor	Bomba	Ventilador
Enero	1870,7	166,1	83,9
Febrero	1705,2	149,9	75,7
Marzo	1813,2	166,1	84,3
Abril	1612,7	160,7	82,7
Mayo	1522,2	166,1	86,9
Junio	1506,6	160,7	83,8
Julio	1519,9	166,1	87,2
Agosto	1659,0	166,1	86,1
Septiembre	1678,3	160,7	82,8
Octubre	1705,6	166,1	85,5
Noviembre	1735,1	160,7	81,8
Diciembre	1809,1	166,1	84,4
Anual	20137,4	1955,2	1005,1

Tabla E.3: Consumo eléctrico mensual y anual resultante después de las modificaciones.

Consumo eléctrico [kWh]	Compresor	Bomba	Ventilador
Enero	1547,9	176,2	171,1
Febrero	1415,3	159,1	155,4
Marzo	1483,6	176,2	172,1
Abril	1277,5	170,5	168,8
Mayo	1160,7	176,2	177,3
Junio	1160,4	170,5	171,0
Julio	1159,4	176,2	177,9
Agosto	1270,8	176,2	175,7
Septiembre	1270,3	170,5	168,9
Octubre	1322,0	176,2	174,4
Noviembre	1413,9	170,5	166,8
Diciembre	1478,9	176,2	172,1
Anual	15960,6	2074,4	2051,5

Anexo F: Cotizaciones.



Variador de Frecuencia - Entrada Trifásica 1,5 kW / 2 HP Salida Trifásica 380 V - Modelo FST 650S - ANYHERTZ

CODIGO DE PRODUCTO: VAR- 673247

DISPONIBLE EN STOCK - Despacho Inmediato de Arica a Punta Arenas

~~\$305.740~~

\$286.720 + IVA

[► Ficha Técnica](#)

Variador de Frecuencia de 1500 Watts / 2 HP para uso general.

Marca: AnyHertz

Modelo: FST-650-1500380

Principales usos: compresor de aire, bombas hidráulicas, motores de inducción de corriente alterna trifásicas.

Entrada: Trifásico 400 V, 50/60Hz...

Figura F.4: Precio referencial del Variador de Frecuencia.

1 	Variador de Frecuencia - Entrada Trifásica 1,5 kW / 2 HP Salida Trifásica 380 V - Modelo FST 650S - ANYHERTZ	\$286.720
Subtotal		\$286.720
Métodos de envío 		\$5.920
Impuestos estimados 		\$54.477
Total		CLP \$347.117

Figura F.2: Costo referencial del Variador de Frecuencia.

Clasificar	Detalle de los productos		Descripción	Cantidad	Disponibilidad	Precio unitario (CLP)	Precio ext. (CLP)	
1	 Mouser N.º: Fabricante N.º: Fabricante:: Ref. Cliente:	5912-A4E400-AP02-14 A4E400-AP02-14 ebm-papst Ref. Cliente	Ventiladores axiales AC Axial Fan, 400mm Round, 230VAC, 2820CFM, 240W, 1700RPM, Ball, IP44 En conformidad con la RoHS QuickView	1	1 Se envía ahora	\$410.790	\$410.790	
 Debido al tamaño o al peso de este producto, el costo del envío puede haber aumentado.								
Al enviar su pedido, usted acepta estos términos y condiciones . Para obtener más información acerca de la disponibilidad, haga clic en el N.º de artículo de Mouser. Términos internacionales de comercio (Incoterms): FCA (los costos de aranceles, aduana e impuestos se cobran en el momento de la entrega).				Mercadería: \$410.790 Envío: DHL International Express \$98.443 Envío de pedidos en línea Hoy Llegada estimada juno 27 - julio 01 + Más opciones de envío Realice su pedido en línea en 02:17:42 Información sobre el envío para que se envíe hoy. Subtotal: \$509.233				

Figura F.3: Costo referencial del ventilador Ebmpapst S4E450-AP01-01.