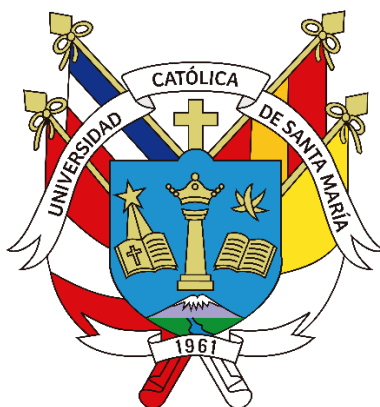


**Universidad Católica de Santa María**  
**Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y**  
**Formales**  
**Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica,**  
**Mecánica Eléctrica y Mecatrónica**



**ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD PARA LA IMPLEMENTACIÓN  
DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL PARA  
PITAHAYA EN EL FUNDO PACHACUTEC UBICADO EN EL  
DISTRITO DE MARISCAL CÁCERES - CAMANÁ**

Tesis presentada por el bachiller:

**Mogrovejo Calachahuin, Eduardo**

para optar el Título Profesional De:

**Ingeniero Mecánico**

Asesor:

**Dr. Valdez Loaiza, Juan Carlos**

**Arequipa – Perú**

**2023**

UCSM-ERP

**UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA**  
**INGENIERIA MECANICA, MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA**  
**TITULACIÓN CON TESIS**  
**DICTAMEN APROBACIÓN DE BORRADOR**

Arequipa, 14 de Noviembre del 2022

**Dictamen: 005824-C-EPIMMEM-2022**

Visto el borrador del expediente 005824, presentado por:

**2014701001 - MOGROVEJO CALACHAHUIN EDUARDO**

Titulado:

**ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE UNA PLANTA DE  
REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL PARA PITAHAYA EN EL FUNDO PACHACUTEC UBICADO EN EL  
DISTRITO DE MARISCAL CÁCERES - CAMANÁ**

Nuestro dictamen es:

**APROBADO**

**1530 - FERNANDEZ BARRIGA CAMILO GRIMALDO  
DICTAMINADOR**



**1828 - GORDILLO ANDIA CARLOS ALBERTO  
DICTAMINADOR**



**2396 - CACERES NUÑEZ AUGUSTO EMILIO CARLOS  
DICTAMINADOR**



## **DEDICATORIA**

Dedico esta tesis a mi familia, quienes fueron un gran apoyo emocional durante el tiempo en que escribía esta tesis. A ellos que me apoyaron para escribir y concluir esta tesis.

## AGRADECIMIENTO

A mis profesores, a todos ellos les quiero agradecer por transmitirme los conocimientos necesarios para poder realizar esta investigación. Sus enseñanzas y consejos los tengo guardados y son base de mi desarrollo como profesional.

## RESUMEN

La tecnificación de la conserva de productos agrícolas en el Perú es una necesidad cuando se busca incrementar los niveles de producción y exportación [1], con tal finalidad el presente proyecto se dirige al diseño y construcción de una planta de refrigeración, la cual consta de una total climatización para el enfriamiento progresivo de la fruta y evitar se rompa la cadena de frío, el proyecto está dirigido a los campos del fundo Pachacutec que constan de 50 hectáreas de pitahaya sembrada, por tal razón los ambientes que la constituyen son: una sala de procesos (conformada por las áreas de recepción, pesaje, embalado, palletizado y maniobra de pallets), dos túneles de enfriamiento, dos cámaras de almacenamiento, una antecámara y una sala de despacho. La fruta será conservada a 4 °C, pues por experimentación es la temperatura óptima para que se guarde la mayor cantidad de características por un mayor periodo de tiempo [2].

La potencia calculada para la planta es de 211,05 kW, se utilizó un sistema de refrigeración por absorción que en su circuito como principal equipo consta de cuatro máquinas Robur de absorción; para su funcionamiento, se le suministrará biogás producido en el fundo a través de un biodigestor alimentado de heces bovinas en su mayor porcentaje.

El estudio económico realizado nos brinda como resultado que el retorno de inversión se dará luego de 4 años de iniciado el trabajo de la planta, además se hizo un cálculo de riesgo en la inversión de construcción utilizando el software Crystal ball, gracias al cual se puede afirmar que el principal riesgo es el alza de precios en los materiales de edificación, por tal razón se llegó a la conclusión de que la prontitud con que se inicien los trabajos de fabricación es esencial para evitar sobre costos.

**Palabras Clave:** Refrigeración, Absorción, Pitahaya.

## ABSTRACT

The technification of the preservation of agricultural products in Peru is a necessity when seeking to increase production and export levels [1], for this purpose the present project is directed to the design and construction of a refrigeration plant, which consists of a total air conditioning for the progressive cooling of the fruit and to avoid breaking the cold chain, the project is aimed at the fields of the Pachacutec farm, which consist of 50 hectares of planted pitahaya, for this reason the environments that constitute it are: a processing room (made up of the reception, weighing, packaging, palletizing and pallet handling areas), two cooling tunnels, two storage chambers, an antechamber and a dispatch room that . The fruit will be stored at 4 °C, because by experimentation it is the optimal temperature to store the greatest number of characteristics for a longer period [2]. The power calculated for the plant is 211.05 kW, an absorption refrigeration system was used which in its circuit as main equipment consists of four Robur absorption machines; for its operation, it will be supplied with biogas produced on the farm through a biodigester fed with bovine feces in its greatest percentage.

The economic study carried out gives us as a result that the return on investment will be given after 4 years of starting the work of the plant, in addition, a risk calculation was made in the construction investment using the Crystal ball software, thanks to which it can be affirmed that the main risk is the rise in prices of building materials, for this reason it was concluded that the promptness with which the manufacturing work begins is essential to avoid cost overruns.

**Key Words:** Refrigeration, Absorption, Pitahaya.

## ÍNDICE

|  |       |
|--|-------|
| DEDICATORIA.....                       | iii   |
| AGRADECIMIENTO .....                   | iv    |
| RESUMEN .....                          | v     |
| ABSTRACT .....                         | vi    |
| ÍNDICE.....                            | vii   |
| ÍNDICE DE TABLAS.....                  | xviii |
| ÍNDICE DE FIGURAS .....                | xx    |
| INTRODUCCIÓN.....                      | 1     |
| NOMENCLATURA.....                      | 2     |
| 1.CAPÍTULO 1: MARCO METODOLÓGICO ..... | 3     |
| 1.1 Descripción del Problema.....      | 3     |
| 1.2 Justificación .....                | 4     |
| 1.3 Alcances.....                      | 4     |
| 1.4 Antecedentes .....                 | 5     |
| 1.5 Hipótesis .....                    | 6     |
| 1.6 Objetivos.....                     | 6     |
| 1.6.1 Objetivo general .....           | 6     |
| 1.6.2 Objetivos específicos.....       | 7     |
| 2.CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO .....      | 8     |

|       |  |    |
|-------|--|----|
| 2.1   | Antecedentes históricos de la refrigeración .....  | 8  |
| 2.2   | Ciclo de refrigeración básico .....  | 9  |
| 2.3   | Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor .....                               | 12 |
| 2.4   | Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.....                                 | 13 |
| 2.5   | Sistema de refrigeración por absorción.....  | 14 |
| 2.5.1 | Máquinas de absorción de simple efecto .....   | 17 |
| 2.5.2 | Máquinas de absorción de doble efecto.....   | 17 |
|       | Funcionamiento de la máquina de absorción de doble efecto .....                          | 17 |
| 2.1   | Componentes y funcionamiento de circuito del sistema de refrigeración por absorción..... | 19 |
| 2.2   | Comparación de los refrigerantes amoniaco-agua y agua-bromuro de litio ....              | 21 |
| 2.3   | Sistema amoniaco – agua para refrigeración por absorción de vapor .....                  | 25 |
| 2.4   | Cálculo de las propiedades termodinámicas de los refrigerantes .....                     | 26 |
| 2.4.1 | Método gráfico .....   | 26 |
| 2.4.2 | Software especializado .....   | 27 |
|       | Engineering Equation Solver (EES).....   | 27 |
| 2.5   | Definición del análisis termodinámico .....  | 28 |
| 2.5.1 | Análisis termodinámico en componentes .....  | 29 |
|       | Evaporador.....  | 29 |
|       | Condensador .....  | 30 |
|       | Intercambiador de calor de solución.....   | 32 |

|  |    |
|--|----|
| Intercambiador de calor para subenfriamiento de condensados..... | 35 |
| Válvula de expansión de solución .....                           | 37 |
| Válvula de expansión de refrigerante .....                       | 39 |
| Bomba de solución .....  | 40 |
| Absorbedor .....   | 43 |
| Sistema de rectificación de refrigerante .....                   | 44 |
| Generador .....  | 47 |
| Deflagmador o condensador de flujo.....                          | 50 |
| 2.6 Rendimiento energético del almacenamiento en frío.....       | 51 |
| 2.6.1 Almacenamiento de productos perecederos .....              | 52 |
| 2.7 Pitahaya.....  | 52 |
| Principales características del producto.....                    | 53 |
| 2.7.1 Manejo de cosecha y postcosecha de la pitahaya .....       | 54 |
| Cosecha y recolección .....                                      | 54 |
| Requisitos para la exportación.....                              | 55 |
| Manejo postcosecha.....  | 56 |
| 3.CAPÍTULO 3: MODELO MATEMÁTICO .....                            | 59 |
| 3.1 Generalidades.....   | 59 |
| 3.2 Metodología .....  | 59 |
| 3.3 Ecuaciones empleadas para balance térmico .....              | 59 |
| 3.3.1 Carga térmica por transmisión de paredes.....              | 59 |

|       |  |    |
|-------|--|----|
| 3.3.2 | Carga térmica por infiltración de aire.....          | 60 |
| 3.3.3 | Carga térmica por producto .....                     | 61 |
|       | Carga térmica por producto .....                     | 61 |
|       | Carga de térmica por envases .....                   | 61 |
|       | Calor de respiración.....                            | 62 |
| 3.3.4 | Carga Suplementaria.....                             | 62 |
|       | Carga por alumbrado .....                            | 63 |
|       | Carga por motores .....                              | 63 |
|       | Carga por personas .....                             | 64 |
| 3.3.5 | Carga total.....                                     | 64 |
| 3.3.6 | Espesor de aislamiento .....                         | 65 |
| 3.4   | Parámetros necesarios para el refrigerante .....     | 65 |
| 3.4.1 | Temperaturas de trabajo .....                        | 65 |
|       | Temperatura de Succión .....                         | 65 |
|       | Temperatura de Descarga .....                        | 66 |
| 3.5   | Condiciones Ambientales y del producto .....         | 66 |
| 3.6   | Periodo de almacenaje .....                          | 68 |
| 3.7   | Dimensionamiento de ambientes climatizados .....     | 68 |
| 3.7.1 | Características principales .....                    | 68 |
| 3.7.2 | Dimensionamiento de producto.....                    | 68 |
| 3.8   | Balance energético en el túnel de enfriamiento ..... | 69 |

|       |  |    |
|-------|--|----|
| 3.8.1 | Características de túnel.....  | 69 |
|       | Dimensiones de túnel.....  | 70 |
|       | Área exterior del túnel .....  | 71 |
|       | Volumen interior del túnel.....  | 71 |
|       | Número de envases en el interior .....                                       | 71 |
|       | Factor de ganancia por paredes (F1).....                                     | 71 |
|       | Número de cambios de aire por día en el túnel de enfriamiento .....          | 72 |
|       | Tasa de respiración del producto dentro del túnel.....                       | 72 |
| 3.8.2 | Cálculo de cargas térmicas de túnel .....                                    | 73 |
|       | Carga térmica generada por transmisión de calor a través de las paredes..... | 73 |
|       | Carga térmica generada por la renovación de aire .....                       | 73 |
|       | Carga térmica generada por el producto.....                                  | 74 |
|       | Carga térmica generada por envases .....                                     | 74 |
|       | Carga por respiración.....   | 75 |
|       | Carga térmica total en el túnel.....   | 75 |
| 3.9   | Balance energético en la cámara de conservación .....                        | 76 |
| 3.9.1 | Características de cámara de conservación .....                              | 76 |
|       | Cantidad de producto.....  | 76 |
|       | Dimensiones de cámara .....  | 76 |
|       | Área exterior de la cámara.....  | 77 |
|       | Volumen interior de la cámara .....  | 78 |

|  |    |
|--|----|
| Número de envases en el interior .....                                       | 78 |
| Factor de ganancia por paredes( $F_1$ ).....                                 | 78 |
| Número de cambios de aire por día para la cámara de conservación.....        | 78 |
| Tasa de respiración del producto dentro de la cámara.....                    | 79 |
| Factor de calor liberado por personas ( $F_p$ ).....                         | 79 |
| 3.9.2 Cálculo de cargas térmicas de la cámara de conservación .....          | 79 |
| Carga térmica generada por transmisión de calor a través de las paredes..... | 79 |
| Carga térmica generada por la renovación de aire .....                       | 80 |
| Carga térmica generada por personas .....                                    | 80 |
| Carga por iluminación .....  | 81 |
| Carga por respiración.....   | 81 |
| Carga térmica total en la cámara de refrigeración.....                       | 82 |
| 3.10 Balance energético en la antecámara .....                               | 83 |
| 3.10.1 Características de la antecámara.....                                 | 83 |
| Dimensiones de antecámara .....  | 83 |
| Área exterior de la antecámara .....   | 84 |
| Volumen interior de la antecámara.....                                       | 84 |
| Factor de ganancia por paredes .....   | 85 |
| Número de cambios de aire por día para la antecámara .....                   | 85 |
| Factor de calor liberado por personas ( $F_p$ ).....                         | 86 |
| 3.10.2 Cálculo de cargas térmicas de la antecámara .....                     | 86 |

|  |    |
|--|----|
| Carga térmica generada por transmisión de calor a través de las paredes..... | 86 |
| Carga térmica generada por la renovación de aire .....                       | 86 |
| Carga térmica generada por personas .....                                    | 87 |
| Carga por iluminación .....  | 87 |
| Carga térmica total en la antecámara.....                                    | 88 |
| 3.11 Balance energético en la sala de procesos .....                         | 88 |
| 3.11.1 Características de la sala de procesos.....                           | 88 |
| Dimensiones de la sala de procesos.....                                      | 89 |
| Área exterior de la sala de procesos .....                                   | 90 |
| Volumen interior de la sala de procesos.....                                 | 90 |
| Factor de ganancia por paredes .....   | 90 |
| Número de cambios de aire por día para la sala de procesos .....             | 91 |
| Factor de calor liberado por personas ( $F_p$ ).....                         | 91 |
| 3.11.2 Cálculo de cargas térmicas de la sala de procesos.....                | 92 |
| Carga térmica generada por transmisión de calor a través de las paredes..... | 92 |
| Carga térmica generada por la renovación de aire .....                       | 92 |
| Carga térmica generada por personas .....                                    | 92 |
| Carga por iluminación .....  | 93 |
| Carga térmica total en la sala de procesos.....                              | 93 |
| 3.12 Balance energético en la sala zona de despacho.....                     | 94 |
| 3.12.1 Características de la zona de despacho.....                           | 94 |

|  |     |
|--|-----|
| Dimensiones de la zona de despacho .....                                     | 94  |
| Área exterior de la zona de despacho .....                                   | 95  |
| Volumen interior de la zona de despacho.....                                 | 96  |
| Factor de ganancia por paredes(F1).....                                      | 96  |
| Número de cambios de aire por día para la zona de despacho .....             | 96  |
| Factor de calor liberado por personas (F <sub>p</sub> ).....                 | 97  |
| 3.12.2 Cálculo de cargas térmicas de la zona de despacho .....               | 97  |
| Carga térmica generada por transmisión de calor a través de las paredes..... | 97  |
| Carga térmica generada por la renovación de aire .....                       | 97  |
| Carga térmica generada por personas .....                                    | 98  |
| Carga por iluminación .....  | 98  |
| Carga térmica total en la zona de despacho.....                              | 99  |
| 3.13 Carga total de la instalación.....                                      | 99  |
| 3.14 Resumen de cargas térmicas .....  | 100 |
| 3.15 Dimensionamiento del sistema de refrigeración por absorción .....       | 102 |
| 3.15.1 Presentación de cálculos paramétricos del refrigerante.....           | 105 |
| 3.15.2 Balance de cargas de energía.....                                     | 107 |
| Evaporador.....  | 107 |
| Condensador .....  | 107 |
| Bomba.....   | 107 |
| Absorbedor .....   | 107 |

|   |            |
|---|------------|
| Generador .....   | 107        |
| Deflagmador o rectificador.....   | 108        |
| Balance general.....  | 108        |
| 3.15.3 Cálculo de coeficiente de operación.....                         | 108        |
| 3.15.4 Cálculo de la necesidad de vapor provisto de la caldera .....    | 109        |
| 3.15.5 Cálculo de tanque de almacenamiento de calor.....                | 110        |
| 3.15.6 Cálculo de tanque de almacenamiento de agua fría .....           | 111        |
| 3.15.7 Cálculo de torre de enfriamiento .....                           | 112        |
| Flujo de agua de circulación.....                                       | 112        |
| Cálculo de caudal de aire.....  | 113        |
| Condiciones del aire a la entrada de la torre:.....                     | 113        |
| Condiciones del aire a la salida de la torre .....                      | 114        |
| Caudal de masa de aire seco al ingreso de la torre de enfriamiento..... | 116        |
| Caudal de agua para reposición .....                                    | 116        |
| 3.15.8 Cálculo para proyección de creación de biodigestor .....         | 117        |
| <b>4.CAPÍTULO 4: SELECCIÓN DE PIEZAS COMERCIALES .....</b>              | <b>120</b> |
| 4.1 Selección de fancoils.....  | 120        |
| Fancoil para túneles de enfriamiento.....                               | 120        |
| Fancoil para cámara de refrigeración .....                              | 121        |
| Fancoil para antecámara .....   | 121        |
| Fancoils para sala de procesos.....                                     | 122        |

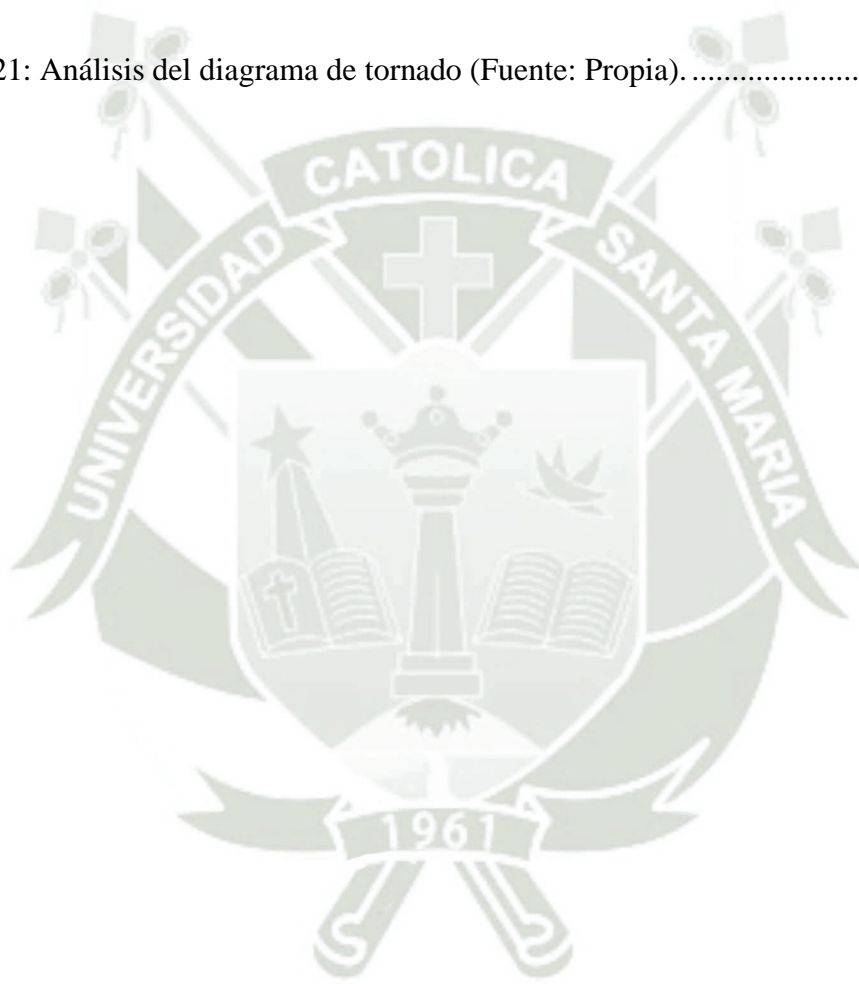
|   |     |
|---|-----|
| Fancoils para zona de despacho.....                                     | 122 |
| 4.2 Selección de máquinas de absorción.....                             | 123 |
| 4.3 Selección de depósitos de almacenamiento de agua.....               | 123 |
| 4.4 Selección de intercambiador de calor .....                          | 125 |
| 4.5 Selección de bombas.....  | 126 |
| 4.6 Selección de tanque almacenamiento de amoniaco .....                | 127 |
| 4.7 Selección de torre de enfriamiento .....                            | 128 |
| 4.8 Dimensionamiento de tuberías.....                                   | 129 |
| 5.CAPÍTULO 5: ESTUDIOECONÓMICO .....                                    | 133 |
| 5.1 Costo referencial de equipos.....                                   | 133 |
| 5.2 Costeo general.....   | 136 |
| 5.3 Tiempo de recuperación.....   | 138 |
| 5.4 Análisis de riesgo.....   | 138 |
| 5.4.1 Previsión: TOTAL EN COSTOS .....                                  | 139 |
| 5.4.2 Gráfico de tornado.....   | 141 |
| CONCLUSIONES.....   | 145 |
| Referencias bibliográficas .....  | 147 |
| ANEXOS .....  | 151 |
| Anexo 1: Diagrama de Gantt .....  | 151 |
| Anexo 2: Código de análisis térmico de la planta de refrigeración ..... | 152 |
| Anexo 3: Código de análisis paramétrico del refrigerante.....           | 160 |

|  |     |
|--|-----|
| APÉNDICES .....  | 167 |
| Apéndice 1: Selección de espesor de corcho .....                             | 167 |
| Apéndice 2: Factores de ganancia por paredes .....                           | 167 |
| Apéndice 3: Número de cambios de aire para temperaturas mayores a 32°F ..... | 168 |
| Apéndice 4: Constantes de tasas de respiración de frutos y vegetales .....   | 168 |
| Apéndice 5: Equivalente calorífico de ocupantes .....                        | 169 |
| Apéndice 6: Hoja técnica de fancoils seleccionados .....                     | 170 |
| Evaporador DIMATEK modelo CMO-32 .....                                       | 170 |
| Evaporador DIMATEK modelo FH-EC-025.....                                     | 171 |
| Evaporador EVAIR modelo FH-EC-070 .....                                      | 171 |
| Apéndice 7: Máquina de absorción Robur RTCF 240-00-TK.....                   | 172 |
| Apéndice 8: Depósito de almacenamiento LAPESA MV-12000-IB .....              | 174 |
| Apéndice 9: Intercambiador de calor ALFA LAVAL AC112/ACH112.....             | 175 |
| Apéndice 10: Bomba de recirculación Ego Slim 65-120.....                     | 177 |
| Apéndice 11: Tanque para almacenamiento de amoniaco CYTSA PT227000TP ...     | 179 |
| Apéndice 12: Torre de enfriamiento SINAX EWB 2875 SP .....                   | 180 |
| Planos.....  | 181 |

## ÍNDICE DE TABLAS

|  |     |
|--|-----|
| Tabla 1: Propiedades de los fluidos de trabajo para equipos de refrigeración por absorción [15].         | 23  |
| Tabla 2: Composición nutricional de la pitahaya roja (Hylocereus Undatus) [18].                          | 54  |
| Tabla 3: Dimensiones de fruta y caja [4].  | 56  |
| Tabla 4: Temperatura de almacenamiento y congelamiento de producto [2].                                  | 68  |
| Tabla 5: Resumen de temperaturas y cargas térmicas en áreas de refrigeración y proceso (Fuente: Propia). | 101 |
| Tabla 6: Propiedades del proceso, resultados de la simulación en EES (Fuente: Propia).                   | 105 |
| Tabla 7: Resumen de carga en kilowats por equipo del ciclo de absorción (Fuente: Propia).                | 108 |
| Tabla 8: Características principales del intercambiador de calor Alfa Laval AC112/ACH112 [25].           | 126 |
| Tabla 9: Características de Bomba Ego Slim de la marca EBARA [26].                                       | 127 |
| Tabla 10: Tabla de características de torres de enfriamiento de la marca SINAX modelos EWB [28].         | 129 |
| Tabla 11: Características principales de las tuberías de impulsión (Fuente: Propia).                     | 131 |
| Tabla 12: Características principales de las tuberías de retorno (Fuente: Propia).                       | 132 |
| Tabla 13: Costo de geomembrana para fabricación de biodigestor (Fuente: Propia).                         | 133 |
| Tabla 14: Costo de equipos evaporadores (Fuente: Propia).  | 133 |
| Tabla 15: Costo de puertas para las salas de refrigerado (Fuente: Propia).                               | 134 |

|  |     |
|--|-----|
| Tabla 16: Costo de equipos complementarios (Fuente: Propia).....                 | 135 |
| Tabla 17: Costo de tuberías (Fuente: Propia). ....                               | 136 |
| Tabla 18: Costo de paneles para refrigeración (Fuente: Propia). ....             | 136 |
| Tabla 19: Principales costos (Fuente: Propia). ....                              | 137 |
| Tabla 20: Ganancia bruta por causa de venta a exportadora (Fuente: Propia). .... | 137 |
| Tabla 21: Análisis del diagrama de tornado (Fuente: Propia). ....                | 143 |



## ÍNDICE DE FIGURAS

|   |    |
|---|----|
| Figura 1: Paso básico de refrigeración [10].....  | 10 |
| Figura 2: Sistema de refrigeración [10].....  | 11 |
| Figura 3: Ciclo de compresión mecánica de vapor [12].....                               | 14 |
| Figura 4: Ciclo de refrigeración por absorción de amoniaco [11].....                    | 15 |
| Figura 5: Diagrama de sistema de absorción amoniaco-agua [8].....                       | 18 |
| Figura 6: Esquema de un sistema por absorción de vapor básico [14].....                 | 21 |
| Figura 7: Diagrama P-h comparativo de refrigerantes [16].....                           | 24 |
| Figura 8: Interfaz inicial del software Engineering Equation Solver (Fuente:Propia). .. | 28 |
| Figura 9: Diagrama de evaporador (Fuente: Propia). .....                                | 29 |
| Figura 10: Diagrama de condensador (Fuente: Propia).....                                | 31 |
| Figura 11: Diagrama de intercambiador de calor (Fuente: Propia). .....                  | 33 |
| Figura 12: Diagrama de intercambiador de calor subenfriador (Fuente: Propia).....       | 35 |
| Figura 13: Diagrama de válvula de expansión para la solución (Fuente: Propia). .....    | 38 |
| Figura 14: Válvula de expansión para refrigerante (Fuente: Propia). .....               | 39 |
| Figura 15: Diagrama de bomba de solución (Fuente: Propia).....                          | 41 |
| Figura 16: Diagrama de absorbedor (Fuente: Propia). .....                               | 43 |
| Figura 17: Sistema de rectificación (Fuente: Propia). .....                             | 44 |
| Figura 18: Diagrama de operaciones para los ensayos de almacenamiento [7]. .....        | 58 |
| Figura 19: Pallet de plástico XDPC a utilizar [19].....                                 | 69 |

|  |     |
|--|-----|
| Figura 20: Diagrama de sistema de refrigeración por absorción amoniaco-agua.<br>(Fuente: Propia).....                                | 102 |
| Figura 21: Diagrama T-h de amoniaco-agua comparativo al utilizar temperaturas de<br>4°C y 10°C en las cámaras (Fuente: Propia). .... | 106 |
| Figura 22: Diagrama concentración vs proceso para el refrigerante amoniaco-agua<br>(Fuente: Propia).....                             | 106 |
| Figura 23: Esquema de conexión de vapor para calentamiento (Fuente: Propia). ....  | 109 |
| Figura 24: Evaporador DIMATEK modelo CMO-32 [22]. ....   | 120 |
| Figura 25: Evaporador DIMATEK modelo FH-EC-025[22].....  | 121 |
| Figura 26: Evaporador EVAIR modelo FH-EC-070 [22]. ....  | 121 |
| Figura 27: Evaporador DIMATEK modelo FH-EC-070 [22].....   | 122 |
| Figura 28: Evaporador DIMATEK modelo FH-EC-070 [22].....   | 122 |
| Figura 29: Máquina de absorción serie GA - versión TK [23].....  | 123 |
| Figura 30: Tanque de acumulación de agua caliente marca Lapesa, modelo MV-<br>12000-IB [24]. ....                                    | 124 |
| Figura 31: Intercambiador de calor Alfa laval AC112/ACH112 [25].....   | 125 |
| Figura 32: Bomba de circulación Ego Slim [26].....   | 127 |
| Figura 33: Tanque de almacenamiento de amoniaco de la marca CYTSA modelo<br>PT227000TP [27]. ....                                    | 128 |
| Figura 34: Modelo de torre de refrigeración EWB 2875 SP [28]. ....   | 128 |
| Figura 35: Esquema de distribución de líneas de impulsión y retorno (Fuente: Propia).<br>.....                                       | 130 |

Figura 36: Dispersión de costos comparando probabilidad y frecuencia (Fuente: Propia). ..... 139

Figura 37: Gráfico de tornado para materiales y equipo (Fuente: Propia). ..... 143

Figura 38: Gráfico spider para materiales y equipo (Fuente: Propia). ..... 144



## INTRODUCCIÓN

La pitahaya es una fruta originaria del trópico de América, este fruto catalogado como exótico, inició su cultivo industrial en Sudamérica en el país de Ecuador hacia el año 1994, siendo una de las plantaciones más extensas de dicho país. Desde hace menos de quince años la idea de cultivo de este producto llegó al Perú [3], a pesar de su alto precio, se ha incrementado su consumo, tanto por la población local como en mercados extranjeros, las bondades alimenticias y medicinales que posee hacen de este producto un fruto valioso para la economía de los agricultores.

Como se ha mencionado, esta fruta se cultiva normalmente con fines de exportación y en menor cantidad para surtir el mercado local, un problema común en los productos de alto valor es el riesgo por descomposición causada por los cambios de temperatura, por tal razón es de vital importancia el mantener la fruta refrigerada para así pueda ser factible que se conserve la mayor cantidad de sus características como son el sabor, color, entre otros; la manera más eficiente de poder conservar estos productos es mantenerlos refrigerados [4].

En la presente tesis será abordado el proyecto de evaluar si es factible la implementación de una planta de refrigeración que utilice un sistema por absorción para la conservación de pitahaya (*Hylocerus Undatus*) sembrada en los terrenos del fundo Pachacutec ubicados en el distrito de Mariscal Cáceres en la provincia de Camaná, se pronostica que cuando se suceda la fecha de cultivo serán extraídas dos mil quinientas toneladas de producto en promedio para exportar, por dicha razón se busca la manera de conservar este producto sin ser dañado mientras se sucede el proceso de cosecha.

## NOMENCLATURA

| Símbolo           | Descripción                       | Unidad                                  |
|-------------------|-----------------------------------|---|
| $\dot{m}$         | Flujo másico                      | $\frac{kg}{s}$                          |
| $x$               | Concentración en la solución      | $\frac{kg}{kg}$                         |
| $Q$               | Calor                             | $J$                                     |
| $h$               | Entalpía                          | $\frac{kJ}{kg}$                         |
| $W$               | Trabajo                           | $\frac{kJ}{kg}$                         |
| $p$               | Presión                           | $\frac{kg}{m^2}$                        |
| $\eta$            | Rendimiento                       |   |
| $F_1$             | Factor de ganancia por paredes.   | $\frac{BTU}{dia \cdot pie^2}$           |
| $F_r$             | Calor de respiración del producto | $\frac{BTU}{lb \cdot día}$              |
| $t$               | Tiempo                            | $hr$                                    |
| $k$               | Conductividad térmica             | $\frac{kcal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}$ |
| $T$               | Temperatura                       | $^\circ C$                              |
| <b>Subíndices</b> |                                   |   |
| 1                 | Primer estado                     |   |
| 2                 | Segundo estado                    |   |
| e                 | Entrada                           |   |
| s                 | Salida                            |   |

# 1. CAPÍTULO 1: MARCO METODOLÓGICO

## 1.1 Descripción del Problema

En Sudamérica y Centroamérica se ha incrementado el cultivo de pitahaya al notarse su creciente consumo en mercados extranjeros, pero existen limitantes tecnológicas postcosecha para mantener su calidad [1], este producto posee como principal preocupación en el tiempo de cosecha la alta radiación y temperatura de los lugares tropicales y costeros en los que es sembrado, estos problemas afectarían desfavorablemente la calidad de la producción obtenida afectando al fruto y provocando pérdida de peso, cambio de color externo en la cáscara e incremento de acidez en el sabor [2].

La alternativa convencional de los agricultores en el Perú para solucionar el problema mencionado anteriormente se encuentra en los sistemas de refrigeración por compresión[1], la desventaja que ocurre en esta clase de proyectos es el uso de refrigerantes que afectan perjudicialmente al medio ambiente y el alto coste en energía que significa su funcionamiento.

Aunque las plantaciones de pitahaya se vean ayudadas por la tecnificación mediante los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, la creciente producción de pitahaya en la zona costera sur del Perú necesita una optimización en cuanto al cuidado del producto y la afectación ambiental que es producto de los sistemas utilizados actualmente.

Por lo expuesto anteriormente, nos podemos plantear la siguiente pregunta:

¿Implementar un sistema de refrigeración por absorción podrá conservar de manera adecuada la calidad de la pitahaya?

## 1.2 Justificación

En los últimos años el cultivo de pitahaya se ha convertido en una oportunidad de crecimiento productivo para pequeños agricultores, por tal razón se debe aprovechar la tendencia de su consumo para impulsar la oferta productiva de esta fruta [1].

Al ser un cultivo exótico y de alto valor, se busca poder cuidar al máximo las características de dicho producto, por tal razón es necesario que puedan ser refrigerados y almacenados en una primera instancia, para luego puedan ser comercializados sin haber disminuido su calidad, es por este motivo que es necesario implementar nuevos sistemas de conservación en esta actividad productiva, para preservar la calidad de la pitahaya conservando características como el sabor y color de la fruta, estas acciones ayudarían a la generación de empleo, a la promoción de la industria agrícola y al mejoramiento de calidad en el producto.

## 1.3 Alcances

- Se pretende plantear un sistema de refrigeración por absorción para el refrigerado de pitahaya que cause un impacto menor en el medio ambiente.
- Fomentar la tecnificación y capacitación de los propietarios.

- La realización del proyecto se daría gracias al apoyo de los dueños de los terrenos de cultivo.

#### 1.4 Antecedentes

- Puma (2018) “Sistema fotovoltaico para una cámara fría para almacenamiento de pitahaya para el centro Agrícola Cantonal del Tena”.

En la presente tesis se realiza el dimensionamiento de un sistema de refrigeración para frutas tropicales, el diseño se apoya en el software PVSyst y es corroborado a través de cálculos matemáticos.

Esta tesis se utilizó como un antecedente pues el producto a refrigerar es una variedad de pitahaya.[5]

- Guerrero (2014) “Estudio del manejo postcosecha de pitahaya amarilla (*Selenicereus megalanthus*) procedente del cantón Pedro Vicente Maldonado de la provincia de Pichincha”.

Se toma en cuenta esta tesis para esta investigación ya que muestra el proceso de cuidado que se debe realizar del producto a tratar haciendo un seguimiento de las plantas, se evaluó peso, porcentaje de corteza, pulpa con semillas, diámetro, longitud, firmeza, contenido de sólidos solubles totales, pH y acidez titulable.[6]

- Forero, Medina, García y García (2008) “Diseño y construcción a nivel piloto de un sistema de almacenamiento para pitaya”.

En este artículo se encuentran las ventajas que nos da el enfriamiento del producto y los parámetros estándar que debería tener el sistema a utilizar para la conservación correcta.[7]

•Vásquez (2020) “Proyecto de pre-factibilidad de una planta de refrigeración industrial por absorción en el distrito de Majes para una capacidad de 256 kW”.

Esta tesis presenta un caso local de un sistema de conservación de frutas basado en refrigeración por absorción, si bien es un sistema que para ser fabricado necesita una mayor inversión también a largo plazo es más conveniente su uso.[8]

## **1.5 Hipótesis**

Para lograr la conservación necesaria en los productos que se obtendrán de los cultivos de pitahaya ubicados en la costa sur del Perú, el diseño de un sistema de refrigeración por absorción compuesto por una sala de procesos y limpieza, túneles de enfriamiento, cámaras de refrigeración y zona de despacho, que sean capaces de conservar eficientemente las principales características de la fruta.

## **1.6 Objetivos**

### **1.6.1 Objetivo general**

Evaluar la viabilidad para la instalación de un sistema de conservación para pitahaya que emplee un sistema de refrigeración por absorción.

### 1.6.2 Objetivos específicos

- Identificar las condiciones de almacenamiento apropiadas para la preservación de pitahaya.
- Realizar análisis paramétricos de las principales variables de cálculo del sistema de refrigeración por absorción utilizando softwares especializados.
- Aplicar métodos de producción de frío para el diseño de un sistema de refrigeración por absorción y brindarle las características necesarias para su funcionamiento.
- Realizar el cálculo conveniente para que las máquinas de absorción utilizadas en el sistema funcionen mediante energía renovable brindada por biogás.
- Evaluar los costos y riesgos al finalizar el proyecto.

## 2. CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO

### 2.1 Antecedentes históricos de la refrigeración

El uso de frío para la conservación de alimentos es un proceso conocido desde la antigüedad, para el siglo XII en China se utilizaba mezclas de salitre con la finalidad de enfriar agua, en Arabia hacia el siglo XIII se usaban métodos químicos de producción de frío mediante mezclas; en los siglos XVI y XVII se realizaban los primeros intentos prácticos de producción de frío, como el de Faraday con sus experimentos sobre la vaporización del amoníaco [9].

Perkins en 1834 desarrolla una patente para una máquina frigorífica de compresión de éter y en 1835 Thilorier fabrica nieve carbónica por expansión, Teller construye la primera máquina de compresión de vapor con finalidad comercial, Pictet desarrolla una máquina de compresión de anhídrido sulfuroso, Linde crea otra máquina de amoníaco y Windhausen crea una máquina que funcionaba con anhídrido carbónico, Vincent, una máquina de cloruro de metilo entre otros aportantes a la tecnología [9].

Hacia el año 1902 Willis Carrier asentaría la base de la refrigeración como la conocemos hoy en día y al encontrarse con los problemas de humidificación de aire enfriado en las máquinas de aire acondicionado, desarrolla el concepto de climatización de verano. Para ayudar a controlar la humedad de una imprenta crea una máquina que controlaba la humedad por medio de tubos enfriados y da lugar a la primera unidad de refrigeración en la historia [9].

En el año 1915 Carrier y seis amigos reúnen dinero para fundar “La compañía de Ingeniería Carrier”, el objetivo de esta era controlar la temperatura y humedad como servicio al cliente, que en 1922 consiguió el logro de crear la enfriadora centrífuga, este sistema fue estrenado en 1924 en los almacenes Hudson de Detroit para enfriar el sótano con tres enfriadoras centrífugas y a posterior el resto de la tienda [9].

## 2.2 Ciclo de refrigeración básico

Una sustancia cambia de estado cuando la cantidad del calor varía. Un sólido se convierte en líquido y el líquido se convierte en vapor con la sola aplicación del calor.

Para vaporizar una sustancia se debe aplicar calor que sea liberado a partir de otra sustancia, mientras que para licuar o solidificar se debe quitar calor. Para poder cambiar el estado de una sustancia, se toman indicadores como el tipo de sustancia y los cambios de la presión a la que está expuesta pues el cambio de esta afectará el punto de ebullición de una sustancia.

Mostramos un ejemplo: En la figura 1 se muestra un tanque que contiene una sustancia que se vaporiza a presión atmosférica, sin embargo, se condensa cuando le son aplicadas 100 libras de presión, el líquido se descarga del tanque a través de una manguera y una boquilla que desembocan hacia una tubería para la atmósfera, a medida que el líquido ingresa en la boquilla, su presión es reducida a la de la atmósfera, se reduce el valor de su punto de vaporización o punto de ebullición, parte del líquido se vaporiza o hierve utilizando su propio

calor y el líquido no evaporado se enfría a medida que pierde calor. El porcentaje restante toma calor del serpentín vaporizándose, la bobina se calienta desde el espacio que lo rodea enfriando el espacio, esta unidad continuaría proporcionando enfriamiento o refrigeración mientras la sustancia permanezca bajo presión en el tanque. Los demás componentes en un sistema de refrigeración son simplemente para la recuperación del medio inicial después que ha sido realizado el trabajo de enfriamiento, en orden de montaje son el tanque o recipiente de líquido, la válvula de expansión, evaporador, compresor y condensador [10].



Figura 1: Paso básico de refrigeración [10].

En la figura 2, se ilustra un sistema de refrigeración típico, el refrigerante está en un tanque a alta presión y estado líquido, cuando el refrigerante ingresa en la válvula de expansión, la presión es disminuida y el líquido se vaporiza, el refrigerante se mueve y se da lugar la evaporación en el serpentín del evaporador; después de éste proceso, el calor se agrega al refrigerante y en este caso a medida que

se elimina calor del serpentín, se va enfriando, el refrigerante entonces es un vapor a baja presión, cuanto más caliente es la bobina, más rápidamente se produce la evaporación y tanto mayor es la presión de succión. Luego, el compresor toma el vapor de baja presión y acumula la presión lo suficiente para condensar el refrigerante, esto se inicia en el lado alto del sistema. Para devolver el refrigerante a un estado líquido, el calor recogido en el serpentín del evaporador y el compresor debe retirarse, ésta es la función del condensador que se utiliza con un serpentín refrigerado por aire o por agua a una temperatura menor que la del refrigerante, a medida que es enfriado se va condensando en un líquido que fluirá hacia el depósito o tanque. En alguna oportunidad el receptor de líquido puede ser parte de otra unidad [10].

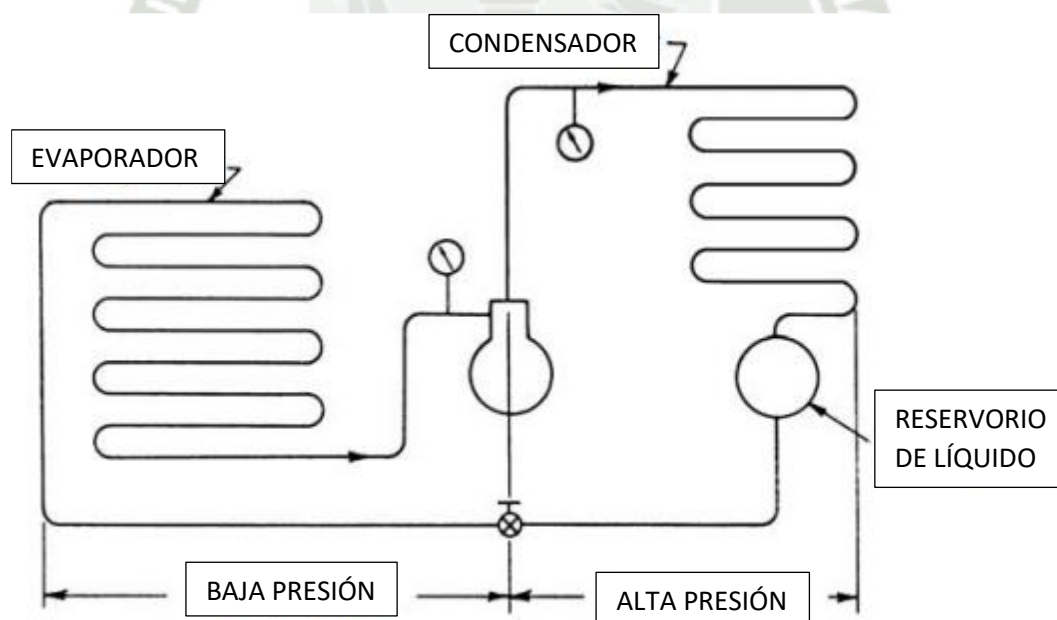


Figura 2: Sistema de refrigeración [10].

### 2.3 Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

Este ciclo es el más conocido y utilizado, está compuesto por cuatro artefactos:

- Compresor.
- Condensador.
- Válvula de expansión.
- Evaporador.

Las etapas de funcionamiento de una máquina de compresión de vapor ideal son las siguientes:

Etapa 1-2: En esta etapa dentro del compresor se expone al refrigerante a una compresión isoentrópica que se sucede hasta que el interior del compresor llega a la presión de condensación y también se incrementa la temperatura del refrigerante hasta que llega a superar la temperatura del condensador

Etapa 2-3: El condensador rechaza el calor a presión constante. El vapor sobrecalentado ingresa en el condensador liberando calor que es rechazado, mientras esto sucede el vapor se condensa y el refrigerante se convierte en líquido saturado a una alta presión y temperatura

Etapa 3-4: Estrangulamiento en la válvula de expansión, El refrigerante como líquido saturado se expande hasta llegar a la presión de saturación, en ese momento el fluido comienza a evaporarse, al mismo tiempo el refrigerante reduce su temperatura hasta llegar a ser menor que la temperatura del espacio refrigerado.

Etapa 4-1: Absorción de calor a presión constante en un evaporador, el vapor húmedo de calidad baja ingresa y se evapora en su totalidad al ser expuesto al calor del espacio refrigerado.

El ciclo de compresión ideal difiere de uno real por causa de la fricción y a la transferencia de calor [8].

#### **2.4 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor**

Un ciclo real de refrigeración es distinto a un ciclo ideal principalmente lo que sucede en los artefactos que componen el circuito de refrigeración, entre las más comunes, está la succión del fluido causando caídas de presión y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores del circuito. En el ciclo ideal, el refrigerante sale del evaporador e ingresa al compresor como vapor saturado, en el circuito práctico no es controlable el estado del refrigerante con tanta precisión, en su lugar es mejor diseñar el sistema de modo que el líquido refrigerante se sobrecaliente un poco al ingreso del compresor asegurando así la evaporación completa del refrigerante, también en la línea que conecta el evaporador con el compresor que suele ser muy larga la fricción del fluido causa pérdidas de presión y pérdida de calor con el exterior que suelen ser significativas. Sobrecalentar el fluido en las caídas de presión resulta en un incremento del volumen específico que a su vez refleja un incremento en los requerimientos de entrada de potencia del compresor ya que el trabajo del flujo estacionario es proporcional al volumen específico [11].

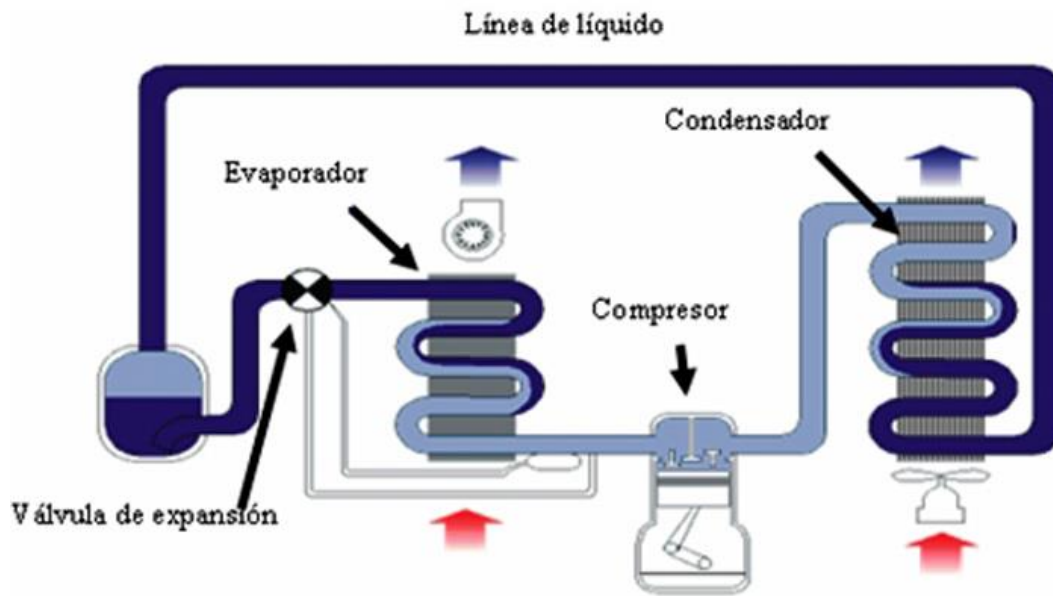


Figura 3: Ciclo de compresión mecánica de vapor [12].

## 2.5 Sistema de refrigeración por absorción

En este sistema se utiliza el transporte del refrigerante a través de un medio, el más utilizado es el sistema amoníaco-agua en donde el amoníaco funciona como refrigerante y el agua como medio de transporte, entre otros están el sistema agua-bromuro de litio y el de agua-cloruro de litio, en estos casos el agua tiene la función de refrigerante. Este sistema es muy parecido al sistema por compresión de vapor, la única diferencia está en la sustitución del compresor por un mecanismo de absorción que se compone de un absorbedor, una bomba, un generador, un regenerador, una válvula y un rectificador [13].

Cuando la presión del amoníaco es elevada por los componentes del mecanismo de absorción, el amoníaco se enfría y procede a condensarse dentro del condensador lo que causa que se libere calor alrededor, se estrangula hasta la presión del evaporador y el calor del

espacio refrigerado es absorbido cuando fluye a través del evaporador como es mostrado en la figura 4 [11].

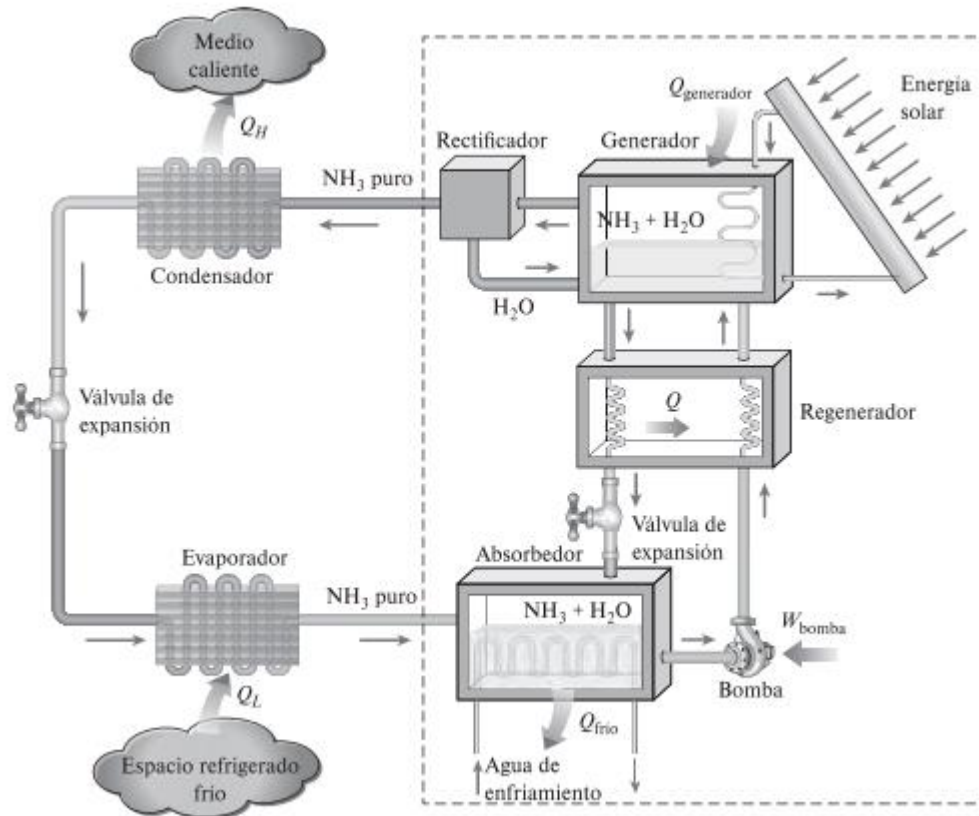


Figura 4: Ciclo de refrigeración por absorción de amoníaco [11].

La diferencia con el circuito de refrigeración por compresión la encontramos en las acciones que suceden en el cuadro punteado en la figura 4, cuando el vapor del amoníaco se va del evaporador e ingresa al absorbedor en donde es disuelto, le sucede una reacción química al mezclarse con el agua en una reacción exotérmica en la cual la cantidad de amoníaco que puede disolverse en agua es inversamente proporcional a la temperatura, por lo tanto es necesario que el absorbedor se enfríe para que su temperatura se mantenga lo más baja posible y se maximice la cantidad de amoníaco que se disolvió en el

agua, esta solución es bombeada al generador, el calor es transmitido desde una fuente para evaporar parte de la solución, el vapor que contiene alta cantidad de amoníaco viaja a través de un rectificador que se encarga de separar el agua y devolverla al generador, el vapor de amoníaco que se encuentra puro y a una alta presión continúa su recorrido a través del ciclo. La solución resultante que se podría decir es agua pobremente mezclada con amoníaco pasa por un regenerador en donde transfiere calor a la nueva solución que sale de la bomba y es condicionada a la presión del absorbedor [11].

En contraposición a los sistemas comunes de compresión de vapor se presenta una ventaja importante, pues es compresión de un líquido en lugar de un vapor, el trabajo de flujo estacionario es proporcional al volumen específico, entonces el trabajo del flujo estacionario es bastante menor a un sistema de compresión común. La transferencia de calor de una fuente externa es la base de estos sistemas.

Si bien el sistema tiene un ahorro en cuanto al trabajo que es ingresado si presenta un costo mayor, además, de ser más complejos, ocupan un mayor espacio y su eficiencia es menor, por esta razón las torres de enfriamiento que requieren son mucho más grandes y al ser poco comunes su mantenimiento es más difícil. Esta clase de sistemas debe considerarse cuando el costo de la energía térmica sea bajo y se proyecte menor que la electricidad [11].

La clasificación de los sistemas de absorción es la siguiente:

- \* Sistema de absorción simple (un solo generador).
- \* Sistema de absorción de doble efecto (Dos generadores).

\*Sistema de absorción de triple efecto (Tres generadores).

### 2.5.1 Máquinas de absorción de simple efecto

Esta máquina se denomina de simple efecto pues cuenta solamente con un generador. Posee trabajo a presiones distintas; una alta, a la que se encuentran el generador y el absorbedor y otra baja en la que trabajan el condensador y el evaporador. El aporte de energía requerido para este tipo de máquinas se encuentra entre 85 y 120°C, su alimentación puede ser gracias a energía solar, GLP, calderas de quemado de gas natural y otras. El coeficiente de operación solar debe ser de 0,35 [8].

### 2.5.2 Máquinas de absorción de doble efecto

Estos aparatos cuentan con dos generadores y dos condensadores. En estas máquinas se denota un mejor rendimiento en su sistema, su desventaja es el costo del equipo [8].

#### **Funcionamiento de la máquina de absorción de doble efecto**

Ejemplificamos en la figura 5, el funcionamiento de la máquina de absorción de doble efecto. En el punto 1 encontramos un condensador en el que el refrigerante se encuentra en estado líquido, luego se dirigirá al punto 7 en donde se encuentra el evaporador, allí el agua se evapora sobre los tubos de cobre por los que circula el agua a refrigerar en el punto 8. El agua entonces pierde el calor latente de vaporización, en conexión directa con el absorbedor en el punto 12, le llega la solución refrigerante concentrada, entonces el agua absorbe al refrigerante vaporizado, el refrigerante hubo provenido del generador ubicado en el punto 3 y la presión del recipiente es muy baja, se hace

necesario eliminar calor. La solución de refrigerante y agua que hubo sido diluida por el vapor absorbido se mueve por causa de la bomba de solución al generador de alta temperatura en el punto 4, se lleva a ebullición a través de un haz de tubos mostrado en el punto 10. Cuando asciende en forma de vapor, parte del agua se separa provocando que la concentración de la mezcla sea mayor, en el punto 2 el vapor de agua separado irá a convertirse en refrigerante en posteriores etapas. Como el circuito es de doble efecto tiene un segundo generador mostrado en el punto 3, es llamado de baja temperatura, éste realiza el mismo proceso con la solución de baja concentración obteniendo entonces una solución concentrada en el punto 11 y el vapor es convertido en líquido refrigerante que se encuentra entonces con el que se obtiene en el punto 1. En este punto se recibe el vapor de agua de ambos generadores y se condensa.

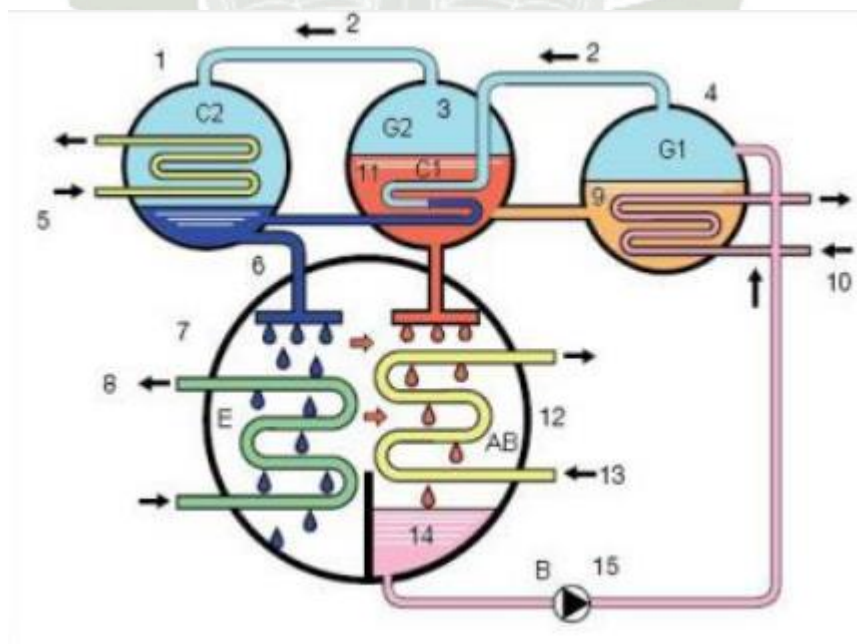


Figura 5: Diagrama de sistema de absorción amoníaco-agua [8].

## 2.1 Componentes y funcionamiento de circuito del sistema de refrigeración por absorción

Para poder realizar los procesos necesarios para este ciclo se tienen que utilizar aparatos que faciliten el trabajo del refrigerante.

Los componentes necesarios son los siguientes:

- Evaporador.
- Condensador.
- Válvula de expansión para refrigerante.
- Absorbedor.
- Bomba de solución.
- Válvula de expansión para solución.
- Intercambiador de calor de solución.
- Generador.

Para tener una idea del proceso mostraremos la figura 6, que nos muestra a los componentes interconectados.

Podemos comenzar el recorrido del circuito cuando la solución, casi en su totalidad refrigerante, es succionado y comprimido por la bomba para ser luego transferido a un intercambiador, esta solución es cargada de energía calórica por acción del intercambiador acercando su temperatura a la del generador al que luego ingresará, dentro del generador se le brinda más calor, para que de esta manera pueda separarse el refrigerante del absorbente, ayudado algunas veces por una columna de destilación, después de este proceso se forman dos flujos, el primero de refrigerante puro que pasará por el punto 7 de la figura 6 y un segundo que es una solución pobre en refrigerante que será

posteriormente recirculada a través del punto 4 de la figura 6, la solución pobre en refrigerante porta una gran cantidad de calor que le fue entregada por el generador, por esta razón es reingresada al intercambiador de calor para que apoye en el precalentamiento del flujo de dirección contraria que recorre este, a la salida del intercambiador de calor, encontraremos una válvula que tendrá la función de reducir la presión del flujo y así pueda llegar al ingreso del absorbedor para ser procesado nuevamente enriqueciéndose con refrigerante. El primer flujo que va a través del punto siete de la figura 6 rico en refrigerante que proviene del generador pasará al condensador en el cual se expulsará en principio el calor que obtuvo en el proceso de refrigeración hacia los alrededores, en consecuencia se produce la condensación del fluido, a la salida del condensador el líquido ingresa a la válvula de expansión y esta reduce la presión del fluido obligando a éste a conformar dos fases con una calidad próxima a cero, cuando el líquido refrigerante ingresa en el evaporador se vaporiza totalmente al absorber calor del ambiente, resulta de esta manera la capacidad calorífica del sistema, después del proceso anterior el vapor de refrigerante se encontrará con solución pobre en refrigerante en el absorbedor, al producirse el proceso de absorción, el fluido será nuevamente ingresado a la bomba concluyendo así el ciclo [14].

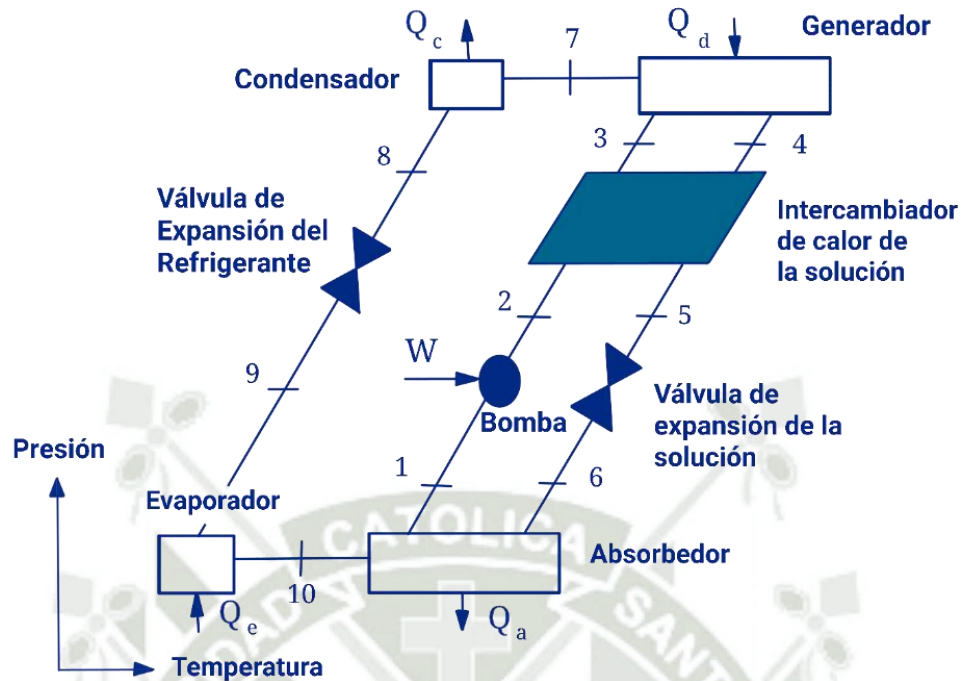


Figura 6: Esquema de un sistema por absorción de vapor básico [14].

## 2.2 Comparación de los refrigerantes amoníaco-agua y agua-bromuro de litio

El amoníaco es una sustancia producida naturalmente y utilizada en cantidades altas en la industria, debe ser usada con cuidado, un 16% a 25% harían que el aire se convierta en inflamable y explosivo. Durante la fabricación deben ser tomadas las medidas de seguridad necesarias, además, del mantenimiento adecuado de la instalación. Las principales diferencias entre ambos refrigerantes están las presiones que necesitan, la temperatura de ebullición del amoníaco es  $-33^{\circ}\text{C}$ , entonces, las presiones que necesita el generador producir son relativamente altas, permite esta condición que el tamaño de los intercambiadores de calor tenga un modelo más compacto con respecto a los usados en un sistema que utilice como refrigerante el bromuro de litio. El amoníaco presenta una capacidad de refrigeración a diversas

temperaturas, esto relacionado directamente con su calor latente, sin embargo al ser un refrigerante que se utiliza en mezcla con agua, esto no beneficiaría a su uso por el punto de congelación del agua a los 0°C. Un punto sobresaliente entre ambos refrigerantes es la elección de materiales para la construcción de vías, el amoniaco no es compatible con el cobre pues se ve una característica solvente en ambos, para la construcción de vías de estos materiales se utiliza comúnmente el acero o el acero inoxidable, siendo este un material más accesible y susceptible en menor medida a la corrosión, igualmente son utilizados productos inhibidores de corrosión para evitar averías, el acero tiene consigo una desventaja respecto a la conductividad térmica, por tales razones se tiene que tener cuenta el dimensionamiento de las paredes del material, en la tabla 1 a continuación se realiza una comparación de las principales características de ambos refrigerantes [15].

Tabla 1: Propiedades de los fluidos de trabajo para equipos de refrigeración por absorción [15].

| Propiedad                       | NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O | H <sub>2</sub> O-LiBr |
|---------------------------------|-----------------------------------|-----------------------|
| <b>Refrigerante</b>             |                                   |                       |
| Calor latente alto              | Bueno                             | Excelente             |
| Presión de vapor moderada       | Demasiado alto                    | Demasiado bajo        |
| Temperatura de congelación baja | Excelente                         | Limitado              |
| Viscosidad baja                 | Bueno                             | Bueno                 |
| <b>Absorbente</b>               |                                   |                       |
| Presión de vapor baja           | Pobre                             | Excelente             |
| Viscosidad baja                 | Bueno                             | Bueno                 |
| <b>Mezcla</b>                   |                                   |                       |
| Ausencia de fase sólida         | Excelente                         | Limitado              |
| Toxicidad baja                  | Pobre                             | Bueno                 |
| Afinidad entre ambos alta       | Bueno                             | Bueno                 |

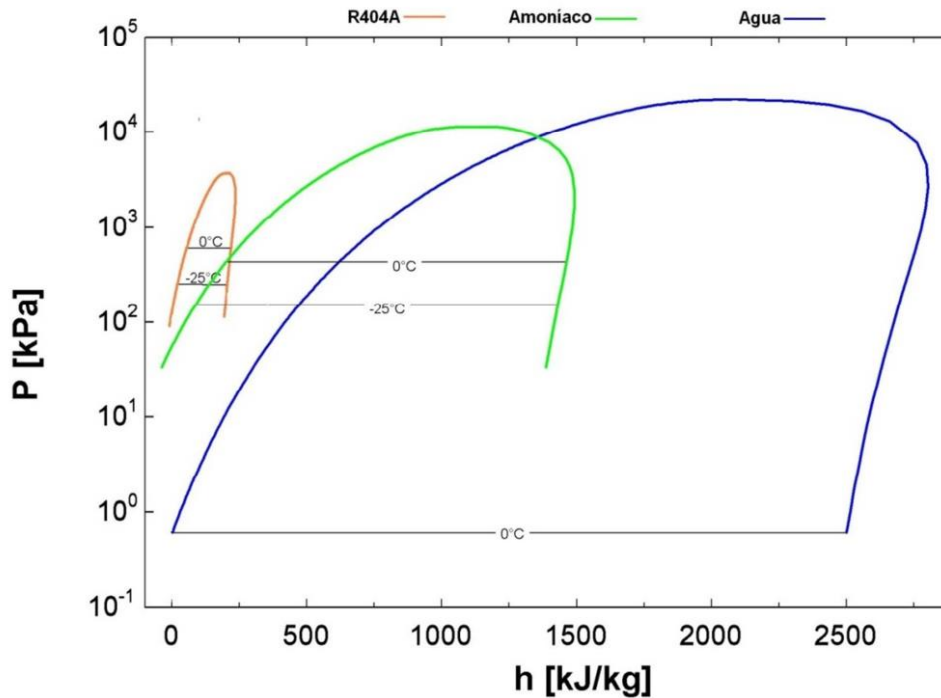


Figura 7: Diagrama P-h comparativo de refrigerantes [16].

En la figura 7 apreciamos el comportamiento de tres diferentes refrigerantes como son: agua, amoníaco y R404A, observamos que la cantidad de calor necesaria para evaporar 1 kg de agua a 0°C es de 2500 kJ utilizando agua, utilizando amoníaco tan solo es necesaria la mitad de la energía y al utilizar el R404A es solo el 7%. Definimos así que la capacidad de refrigeración es consecuente al flujo másico del refrigerante, esto indica que en los procesos de refrigeración el amoníaco debería tener el doble de flujo másico que el agua, lo que conllevaría pérdidas de presión, contrariamente el agua no puede utilizarse en aplicaciones bajo 0°C. Por tal razón el amoníaco es el refrigerante utilizado en estos casos.

### 2.3 Sistema amoniaco – agua para refrigeración por absorción de vapor

Este sistema de refrigeración es uno de los más antiguos, en un principio, cuando la fiabilidad de los compresores no era la suficiente, fueron de entre los más utilizados, las características especiales que tiene el ciclo que se desarrolla a través del circuito se da a razón de las propiedades particulares de la conformación de la solución que recorre el circuito.

En este sistema se tomará como refrigerante el amoniaco, que es una sustancia usada comúnmente en la industria y que es producida naturalmente, es un gas incoloro e inflamable en el aire en concentraciones de entre 16 y 25 por ciento, tiene como característica principal un olor muy fuerte, su densidad es menor a la del aire y tiene buena solubilidad en agua. Una alta composición de amoniaco en el aire puede ser letal.

Durante la fabricación y uso de sistemas que utilicen amoniaco, la seguridad de la sustancia deberá ser importante en sobre manera, comúnmente el olor del amoniaco ayuda a descubrir fácilmente fugas en las instalaciones, normalmente se utilizan pruebas con papel tornasolado para tener una certeza de fuga.

Una distinción importante se da cuando ocurre la ebullición en la solución de amoniaco – agua, la diferencia de temperaturas a las que estos compuestos logran la ebullición es pequeña, por esta razón el vapor ubicado en el generador será una mezcla de refrigerante y absorbente. Al presentarse agua en el vapor de amoniaco se dan algunas deficiencias en el sistema, de encontrarse agua en el evaporador se

cambiaría la concentración y por esta razón la temperatura de funcionamiento deberá ser mayor y dejará de cumplir los valores con los cuales se diseñó. Comúnmente se suele corregir este problema con ayuda de una columna de rectificación y un deflagrador, si bien ayudan a la eficiencia del ciclo, también constituyen un sistema más complejo y costoso.

También constituye un punto importante el material de construcción de los componentes, no hay buena compatibilidad de materiales como el cobre o el latón pues al contacto con ellos reacciona como solvente. Una respuesta a este problema es el uso de acero, por ser el más común y de bajo precio, igualmente se debe usar aditivos anticorrosivos.

La eficiencia de estos equipos suele ser baja, la razón para la utilización de este sistema es por causa de que es realmente bajo el costo de la energía necesaria para su funcionamiento, el trabajo necesario para realizar la compresión de la solución que se utiliza es mucho menor al trabajo necesario en compresión de vapor [16].

## **2.4 Cálculo de las propiedades termodinámicas de los refrigerantes**

### **2.4.1 Método gráfico**

Es un cálculo que se basa en diagramas ya establecidos sobre los cuales se encontrará respecto de temperaturas, entalpías y presiones de los productos y las demás propiedades de este, el método no es muy certero ya que las líneas que se trazan son realizadas a mano causando algunas fallas humanas en el proceso de encontrar valores.

## 2.4.2 Software especializado

Al ser una necesidad la certeza de los datos necesarios para el trabajo de un fluido, se han creado distintos softwares con la capacidad de encontrar los valores de una manera exacta y así evitar desajustes en el trabajo de los ingenieros, tenemos en este caso Engineering Equation Solver (EES), para realizar el cálculo de las propiedades del refrigerante a diferentes temperaturas como también para realizar el cálculo de la carga térmica a eliminar de cada ambiente para la conservación de la pitahaya, utilizaremos este software que será la herramienta de cálculo principal.

### Engineering Equation Solver (EES)

El software necesita datos que el usuario debe ingresar para entonces poder realizar cálculos, en este caso particular los datos de entrada para el cálculo necesario de la carga térmica a quitar serán:

- Las características climáticas del lugar en el cual la planta de refrigeración será colocada.
- Las características de la pitahaya en cuanto a sus calores específicos y tamaño.
- Las longitudes de las cámaras.

En cuanto a los datos necesarios para el cálculo de las propiedades del refrigerante respecto de su paso por el circuito de refrigeración por absorción serán:

- Temperaturas de ingreso del refrigerante.
- Fracciones másicas en los procesos proceso.

-Eficiencias de los aparatos que se utilizan en el circuito.

A continuación, en la figura 8, podemos visualizar el interfaz inicial del programa.

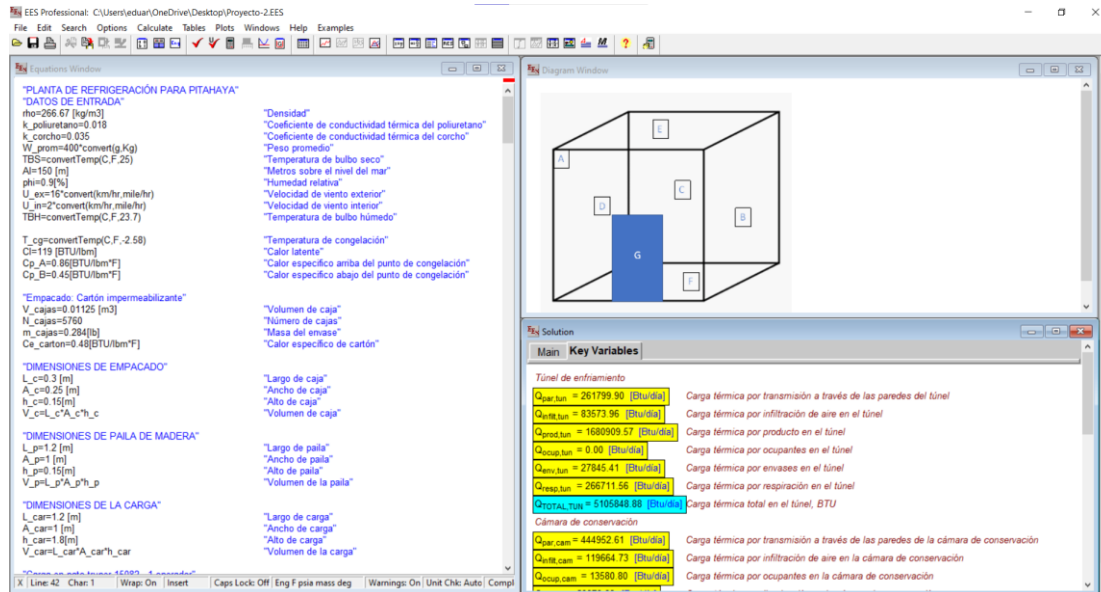


Figura 8: Interfaz inicial del software Engineering Equation Solver

(Fuente:Propia).

## 2.5 Definición del análisis termodinámico

Para la realización del análisis de la solución refrigerante se realiza en base al balance de masa y al balance de energía, para encontrar estos balances se escoge el volumen de control y se asume un estado estable, flujo estable, despreciabilidad en cambios de energía cinética y despreciabilidad en cambios de energía potencial.

Cuando se hace el análisis se debe tomar en cuenta las propiedades termodinámicas de la mezcla. En este caso analizaremos un sistema amoníaco – agua, por lo tanto, se utilizarán los componentes a continuación:

Intercambiador de calor subenfriador

Columna de rectificación

Generador

Deflagmador

Al realizar el análisis termodinámico a la solución logramos obtener datos como propiedades termodinámicas y el flujo de cargas térmicas que son necesarias para obtener las propiedades termo-físicas y poder elegir de esta manera los componentes del sistema [8].

### 2.5.1 Análisis termodinámico en componentes

#### Evaporador

Dentro de este componente ocurre el cambio de fase del refrigerante en dos fases que procede de la válvula de expansión, dentro de este se convierte en vapor saturado, la cantidad de calor necesaria en este equipo es la capacidad frigorífica necesaria.

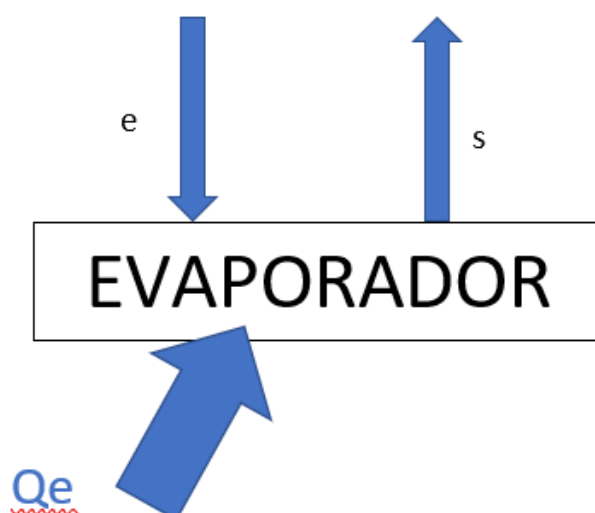


Figura 9: Diagrama de evaporador (Fuente: Propia).

Tomando en cuenta la figura número 9 podemos hacer el balance de masa y energía de una manera ideal.

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s \quad (1)$$

$\dot{m}_e$  Flujo másico de solución en la entrada.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m}_s$  Flujo másico de solución en la salida.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

La concentración de entrada y salida de amoníaco es igualada.

$$x_e = x_s \quad (2)$$

$x_e$  Concentración de entrada.  $\left(\frac{kg \text{ de } NH_3}{kg \text{ de mezcla}}\right)$

$x_s$  Concentración de salida.  $\left(\frac{kg \text{ de } NH_3}{kg \text{ de mezcla}}\right)$

El flujo de masa de amoníaco es el mismo.

$$Q_e = \dot{m}_s \cdot (h_s - h_e) \quad (3)$$

$Q_e$  Calor a la entrada.  $(J)$

$\dot{m}_s$  Flujo másico de solución en la salida.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$h_s$  Entalpía a la salida.  $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$h_e$  Entalpía a la entrada.  $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

El balance de energía en el evaporador se realiza como se describe en la ecuación anterior.

### Condensador

El condensador es el componente en el que el refrigerante cambia de fase a la salida de la rectificación, el calor que se

genera es expulsado al ambiente y finaliza como líquido saturado.

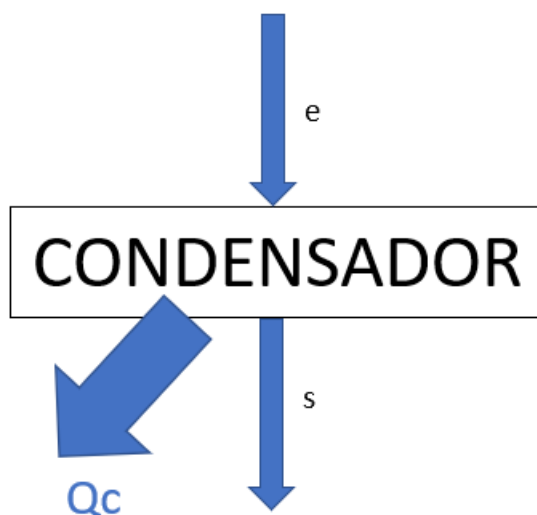


Figura 10: Diagrama de condensador (Fuente: Propia).

Según la figura 10 podemos realizar el balance general del condensador.

Iguualamos el flujo de masa:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s \quad (4)$$

$\dot{m}_e$  Flujo másico de solución en la entrada.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m}_s$  Flujo másico de solución en la salida.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

El flujo masa de amoniaco es igualado:

$$x_e = x_s \quad (5)$$

$x_e$  Concentración de entrada.  $\left(\frac{kg \text{ de } NH_3}{kg \text{ de mezcla}}\right)$

$x_s$  Concentración de salida.  $\left(\frac{kg \text{ de } NH_3}{kg \text{ de mezcla}}\right)$

A continuación, el balance de energía en el condensador:

$$Q_c = m_e \cdot (h_e - h_s) \quad (6)$$

$Q_e$  Calor a la entrada. (J)

$\dot{m}_e$  Flujo másico de solución en la salida.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$h_s$  Entalpía a la salida.  $\left(\frac{kJ}{Kg}\right)$

$h_e$  Entalpía a la entrada.  $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

### Intercambiador de calor de solución

Para lograr un mejor aprovechamiento de la energía de la que se provee el ciclo del sistema se usa un intercambiador de calor para la solución. La eficiencia del intercambiador se halla dividiendo la tasa de calor actual entre la tasa máxima de calor posible transferido.

La tasa de calor máxima se halla utilizando la diferencia de temperaturas máxima y multiplicándola por el producto mínimo entre el flujo másico y la capacidad calórica de los flujos que participan. La definición normalmente utiliza la tasa mínima de masa y la diferencia de entalpías.

$$Q_{e2-s2} = \dot{m}_{e2-s2} \cdot (h_{e2} - h_{s2}) \quad (7)$$

$$Q_{e1-s1} = \dot{m}_{e1-s1} \cdot (h_{e1} - h_{s1}) \quad (8)$$

$$Q_{max} = \text{mínimo}(Q_{e2-s2}, Q_{e1-s1}) \quad (9)$$

$Q_{e2-s2}$  Diferencia de calor de entrada y salida en el conducto 2. (J)

$Q_{e1-s1}$  Diferencia de calor de entrada y salida en el conducto 1. (J)

$Q_{max}$  Tasa de calor máxima. (J)

$\dot{m}_{e2-s2}$  Diferencia de flujo másico de entrada y salida  
en el conducto 2.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m}_{e1-s1}$  Diferencia de flujo másico de entrada y salida  
en el conducto 1.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$h_{e2}$  Entalpía a la entrada en el conducto 2.  $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$h_{s2}$  Entalpía a la salida en el conducto 2.  $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$h_{e1}$  Entalpía a la entrada en el conducto 1.  $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$h_{s1}$  Entalpía a la salida en el conducto 1.  $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

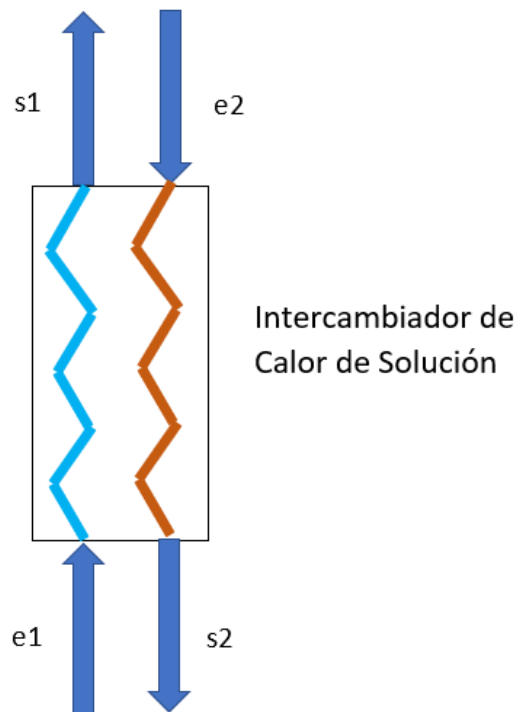


Figura 11: Diagrama de intercambiador de calor (Fuente: Propia).

Utilizando la figura 11 realizamos los balances de flujos  
de masa:

$$\dot{m}_{e1} = \dot{m}_{s1} \quad (10)$$

$$\dot{m}_{e2} = \dot{m}_{s2} \quad (11)$$

$\dot{m}_{e1}$  Flujo másico de solución en la entrada del  
conducto 1.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m}_{s1}$  Flujo másico de solución en la salida del  
conducto 1.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m}_{e2}$  Flujo másico de solución en la entrada del  
conducto 2.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m}_{s2}$  Flujo másico de solución en la salida del  
conducto 2.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

Con ayuda de la figura 11 también podemos hallar el  
balance de concentración amoniacal:

$$x_{e1} = x_{s1} \quad (12)$$

$$x_{e2} = x_{s2} \quad (13)$$

$x_{e1}$  Concentración de entrada conducto 1.  
 $\left(\frac{kg \text{ de } NH_3}{kg \text{ de mezcla}}\right)$

$x_{s1}$  Concentración de salida de conducto 1.  
 $\left(\frac{kg \text{ de } NH_3}{kg \text{ de mezcla}}\right)$

$x_{e2}$  Concentración de entrada conducto 2.  
 $\left(\frac{kg \text{ de } NH_3}{kg \text{ de mezcla}}\right)$

$x_{s2}$  Concentración de salida de conducto 2.  
 $\left(\frac{kg \text{ de } NH_3}{kg \text{ de mezcla}}\right)$

En este intercambiador se utilizan los flujos de amoníaco de alta y baja concentración.

### **Intercambiador de calor para subenfriamiento de condensados**

La función de este intercambiador es ampliar la capacidad frigorífica del sistema. Ambos fluidos al pasar por el interior del intercambiador sin en su totalidad amoníaco en un examen ideal como muestra la figura 12.

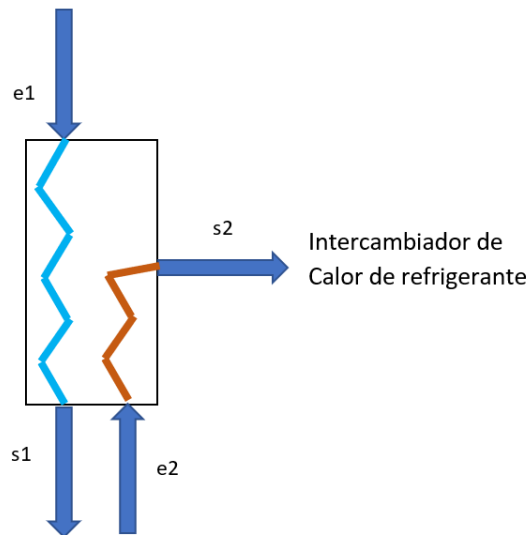


Figura 12: Diagrama de intercambiador de calor subenfriador (Fuente: Propia).

Para hallar los balances de energía realizamos las ecuaciones a continuación:

$$Q_{e1-s1} = \dot{m}_{e1-s1} \cdot (h_{e1} - h_{s1}) \quad (14)$$

$$Q_{e2-s2} = \dot{m}_{e2-s2} \cdot (h_{e2} - h_{s2}) \quad (15)$$

$$Q_{\text{máximo}} = \text{mínimo}(Q_{e1-s1}, Q_{e2-s2}) \quad (16)$$

$Q_{e1-s1}$  Diferencia de calor de entrada y salida en el conducto 1. (J)

$Q_{e2-s2}$  Diferencia de calor de entrada y salida en el conducto 2. (J)

$Q_{máximo}$  Tasa de calor máxima. (J)

$\dot{m}_{e2-s2}$  Diferencia de flujo másico de entrada y salida en el conducto 2.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m}_{e1-s1}$  Diferencia de flujo másico de entrada y salida en el conducto 2.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$h_{e2}$  Entalpía a la entrada en el conducto 2.  $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$h_{s2}$  Entalpía a la salida en el conducto 2.  $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$h_{e1}$  Entalpía a la entrada en el conducto 1.  $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$h_{s1}$  Entalpía a la salida en el conducto 1.  $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

Balances ideales de flujo másico también:

$$\dot{m}_{e1} = \dot{m}_{s1} \quad (17)$$

$$\dot{m}_{e2} = \dot{m}_{s2} \quad (18)$$

$\dot{m}_{e1}$  Flujo másico de entrada en el conducto 1.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m}_{s1}$  Flujo másico de salida en el conducto 1.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m}_{e2}$  Flujo másico de entrada en el conducto 2.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m}_{s2}$  Flujo másico de salida en el conducto 2.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

Balances de concentración de masa de amoníaco en el intercambiador:

$$x_{e1} = x_{s1} \quad (19)$$

$$x_{e2} = x_{s2} \quad (20)$$

$x_{e1}$  Concentración de entrada conducto 1.  
 $\left( \frac{\text{kg de } NH_3}{\text{kg de mezcla}} \right)$

$x_{s1}$  Concentración de salida de conducto 1.  
 $\left( \frac{\text{kg de } NH_3}{\text{kg de mezcla}} \right)$

$x_{e2}$  Concentración de entrada conducto 2.  
 $\left( \frac{\text{kg de } NH_3}{\text{kg de mezcla}} \right)$

$x_{s2}$  Concentración de salida de conducto 2.  
 $\left( \frac{\text{kg de } NH_3}{\text{kg de mezcla}} \right)$

### Válvula de expansión de solución

La reducción de presión de fluido se realiza en este dispositivo a través de la reducción de la geometría de la tubería, por un proceso que consideraremos adiabático, significará un proceso de cambio de presión, mientras se mantiene el valor entálpico. Dependiendo de las condiciones de ingreso a la válvula la solución que entra subenfriada al escapar de la válvula puede encontrarse en dos fases o subenfriada.

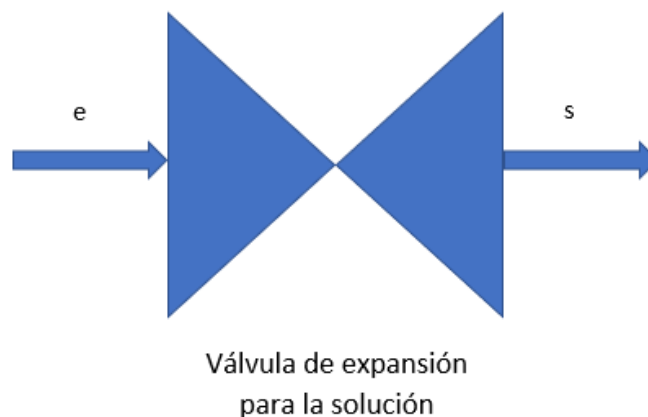


Figura 13: Diagrama de válvula de expansión para la solución (Fuente: Propia).

Con lo dispuesto en la figura 13 podemos realizar el balance de flujos de masa:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s \quad (21)$$

$\dot{m}_e$  Flujo másico de entrada.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m}_s$  Flujo másico de salida.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

Balance de flujo de masa de amoníaco:

$$x_e = x_s \quad (22)$$

$x_e$  Concentración de entrada.  $\left(\frac{kg \text{ de } NH_3}{kg \text{ de mezcla}}\right)$

$x_s$  Concentración de salida.  $\left(\frac{kg \text{ de } NH_3}{kg \text{ de mezcla}}\right)$

Al significar un proceso adiabático, la entalpía de la solución será constante:

$$h_e = h_s \quad (23)$$

$h_e$  Entalpía a la entrada.  $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$h_s$  Entalpía a la salida.  $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

### Válvula de expansión de refrigerante

A través de este dispositivo circula amoníaco corrupto en mínimo porcentaje cursando un proceso de expansión, es recomendable que en la instalación de este dispositivo se tome en cuenta que el fluido ingresante se encuentre en dos fases, garantizar de esta manera la uniforme evaporación de este.



Válvula de expansión  
para refrigerante

Figura 14: Válvula de expansión para refrigerante (Fuente: Propia).

Entonces, para realizar el balance de flujos másicos:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s \quad (24)$$

$\dot{m}_e$  Flujo másico de entrada.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m}_s$  Flujo másico de salida.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

El balance para la concentración de amoníaco:

$$x_e = x_s \quad (25)$$

$x_e$  Concentración de entrada.  $\left(\frac{\text{kg de NH}_3}{\text{kg de mezcla}}\right)$

$x_s$  Concentración de salida.  $\left(\frac{\text{Kg de NH}_3}{\text{Kg de mezcla}}\right)$

Al ser un proceso adiabático el que se produce a continuación en valor de la entalpía durante el proceso será constante:

$$h_e = h_s \quad (26)$$

$h_e$  Entalpía a la entrada.  $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$

$h_s$  Entalpía a la salida.  $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$

### **Bomba de solución**

Este dispositivo te permite realizar el cambio de baja a alta presión en el fluido, también es posible gracias a este dispositivo incrementar el flujo másico y mejorar la transferencia de calor y masa en los intercambiadores.

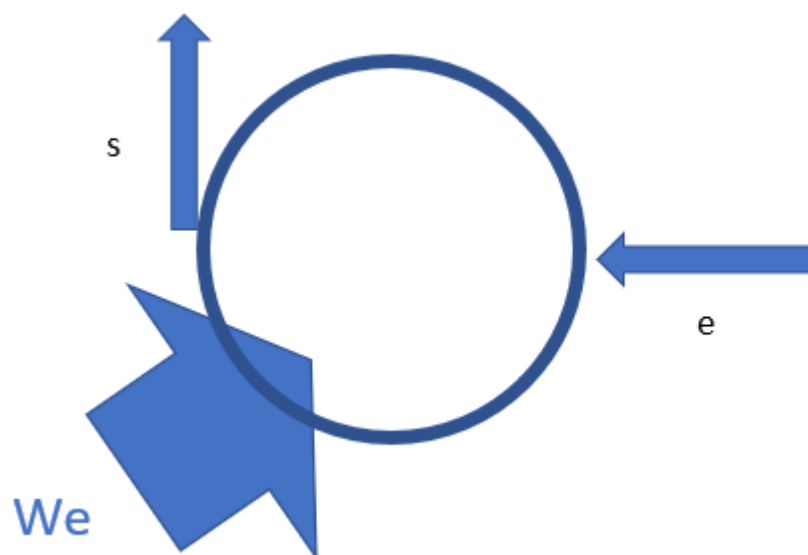


Figura 15: Diagrama de bomba de solución (Fuente: Propia).

El trabajo específico de la bomba podemos obtenerlos a través de la siguiente ecuación:

$$W_e = (p_s - p_e) \cdot \frac{v_1 \cdot m_1}{\eta_p} \quad (27)$$

$W_e$  Trabajo por compresión. (kJ)

$p_s$  Presión al salir de bomba.  $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$

$p_e$  Presión al ingresar a la bomba.  $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$

$v_1$  Volumen específico.  $\left(\frac{m^3}{kg}\right)$

$m_1$  Masa inicial. (kg)

$\eta_p$  Porcentaje de rendimiento

El trabajo necesario en el proceso debe sumarse a la entalpía en el ingreso para hallar la entalpía en alta presión:

$$h_s = h_e + W_e \quad (28)$$

$h_e$  Entalpía a la entrada.  $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$h_s$  Entalpía a la salida.  $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$W_e$  Trabajo por compresión.  $\left(\frac{kJ}{s}\right)$

Entonces al realizar el balance de la energía del proceso podemos hallar el trabajo  $W_e$ :

$$W_e = \dot{m}_e \cdot (h_s - h_e) \quad (29)$$

$W_e$  Trabajo por compresión.  $\left(\frac{kJ}{s}\right)$

$\dot{m}_e$  Flujo másico de entrada.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$h_s$  Entalpía a la salida.  $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$h_e$  Entalpía a la entrada.  $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

El balance de flujo de masa será:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s \quad (30)$$

$\dot{m}_e$  Flujo másico de entrada.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m}_s$  Flujo másico de salida.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

La concentración en masa de amoniaco en el balance será:

$$x_e = x_s \quad (31)$$

$x_e$  Concentración de entrada.  $\left(\frac{kg \text{ de } NH_3}{kg \text{ de mezcla}}\right)$

$x_s$  Concentración de salida.  $\left(\frac{kg \text{ de } NH_3}{kg \text{ de mezcla}}\right)$

## Absorbedor

Este dispositivo, mostrado en la figura 16, es el que logra que el vapor de amoníaco que es expulsado del evaporador se sume a la solución de amoníaco- agua que es pobre en contenido.

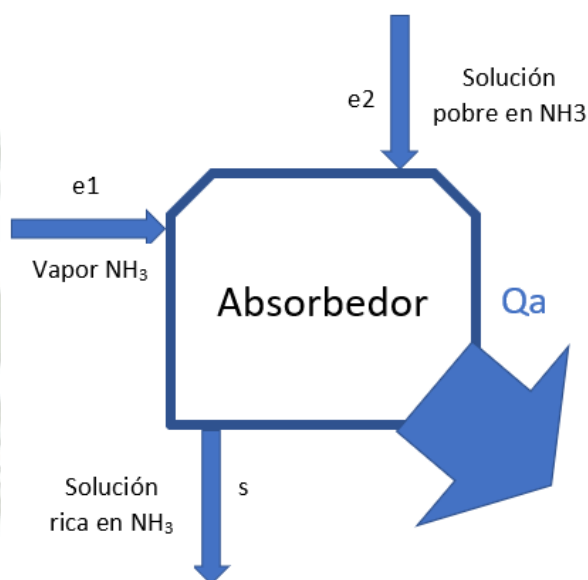


Figura 16: Diagrama de absorbedor (Fuente: Propia).

La absorción produce calor que debe ser rechazado de una manera controlada para que no afecte al proceso normal.

El balance de masa en el absorbedor será el siguiente:

$$m_{e1} + m_{e2} = m_s \quad (32)$$

El balance de flujo másico basándonos en la cantidad de amoníaco en la solución:

$$m_{e1} \cdot x_{e1} + m_{e2} \cdot x_{e2} = m_s \cdot x_s \quad (33)$$

Entonces el balance de energía será el siguiente:

$$Q_a + m_s \cdot h_s = m_{e1} \cdot h_{e1} + m_{e2} \cdot h_{e2} \quad (34)$$

### Sistema de rectificación de refrigerante

La necesidad de que en el momento justo el refrigerante haga su trabajo completamente separado del agua es un requisito indispensable para que nuestro sistema brinde el servicio óptimo, para esto, debemos realizar un proceso de rectificación, este consta de un generador, una columna de rectificación y un deflagmador como podemos ver en la figura 17.

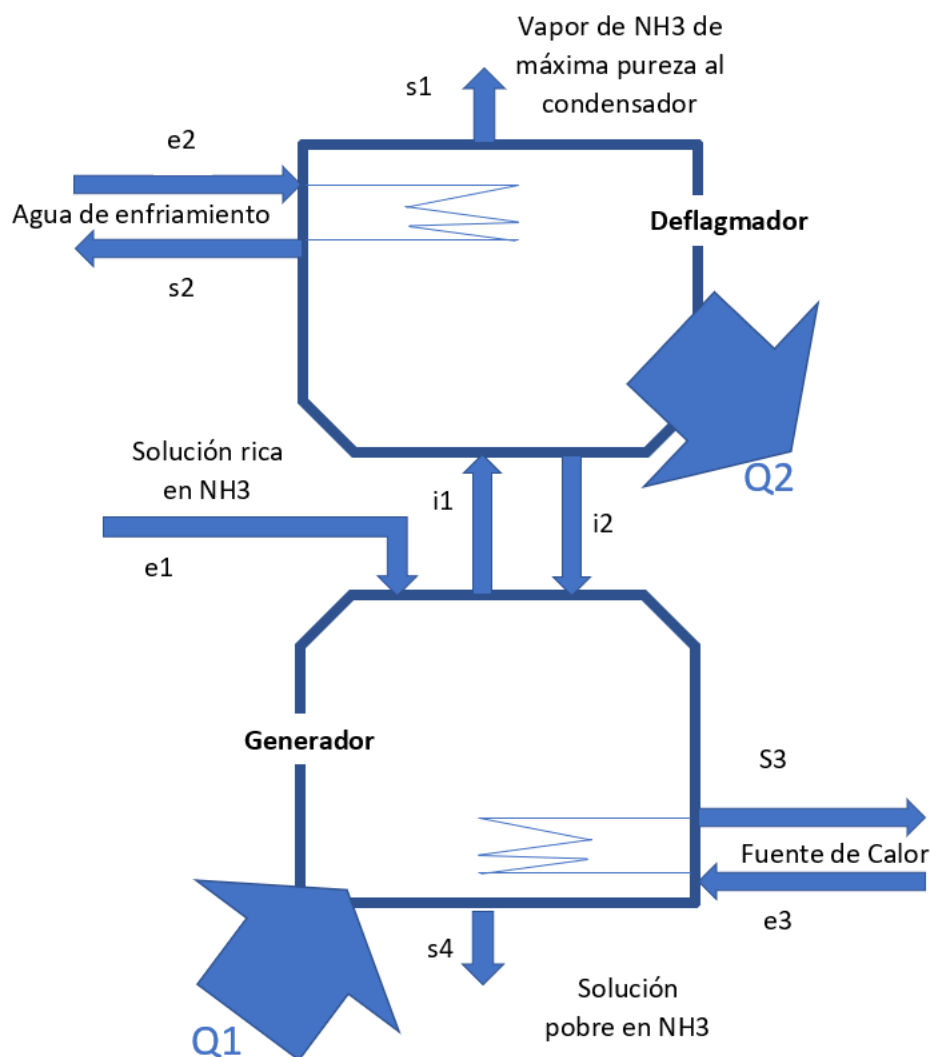


Figura 17: Sistema de rectificación (Fuente: Propia).

El balance de flujos másicos del conjunto de componentes

es:

$$\dot{m}_{e1} = \dot{m}_{s4} + \dot{m}_{s1} \quad (35)$$

$\dot{m}_{e1}$  Flujo másico de solución rica en  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$\dot{m}_{s4}$  Flujo másico de solución pobre en  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$\dot{m}_{s1}$  Flujo másico de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

Balance de flujos basados en amoniaco:

$$\dot{m}_{e1} \cdot x_{e1} = \dot{m}_{s4} \cdot x_{s4} + \dot{m}_{s1} \cdot x_{s1} \quad (36)$$

$\dot{m}_{e1}$  Flujo másico de solución rica en  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$x_{e1}$  Concentración de solución rica en  $\text{NH}_3$ .  
 $\left(\frac{\text{kg de NH}_3}{\text{kg de mezcla}}\right)$

$\dot{m}_{s4}$  Flujo másico de solución pobre en  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$x_{s4}$  Concentración de solución pobre en  $\text{NH}_3$ .  
 $\left(\frac{\text{kg de NH}_3}{\text{kg de mezcla}}\right)$

$\dot{m}_{s1}$  Flujo másico de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$x_{s1}$  Flujo másico de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg de NH}_3}{\text{kg de mezcla}}\right)$

A continuación, hallaremos la razón de circulación:

$$f = \frac{\dot{m}_{e1}}{\dot{m}_{s1}} \quad (37)$$

$f$  Razón de circulación

$\dot{m}_{e1}$  Flujo másico de solución rica en  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$\dot{m}_{s1}$  Flujo másico de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

Reemplazando en la ecuación 36, obtenemos:

$$f \cdot x_{e1} = (f - 1) \cdot x_{s4} + x_{s1} \quad (38)$$

$f$  Razón de circulación

$x_{e1}$  Concentración de solución rica en  $\text{NH}_3$ .  
 $\left(\frac{\text{kg de NH}_3}{\text{kg de mezcla}}\right)$

$x_{s4}$  Concentración de solución pobre en  $\text{NH}_3$ .  
 $\left(\frac{\text{kg de NH}_3}{\text{kg de mezcla}}\right)$

$x_{s1}$  Flujo másico de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

Despejando obtenemos:

$$f = \frac{x_{s1} - x_{s4}}{x_{e1} - x_{s4}} \quad (39)$$

$f$  Razón de circulación.

$x_{s1}$  Flujo másico de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$$x_{s4} \quad \text{Concentración de solución pobre en } \text{NH}_3.$$
$$\left( \frac{\text{kg de } \text{NH}_3}{\text{kg de mezcla}} \right)$$

$$x_{e1} \quad \text{Concentración de solución rica en } \text{NH}_3.$$
$$\left( \frac{\text{kg de } \text{NH}_3}{\text{kg de mezcla}} \right)$$

Analizando la ecuación damos cuenta que el flujo másico en el evaporador depende de las concentraciones de amoníaco en la solución. Para maximizar el flujo del evaporador,  $f$  que es la razón de flujo debe tener un valor pequeño.

### Generador

Al contrario que en el absorbedor, en el generador se concentra una mayor cantidad de vapor de amoníaco utilizando la solución amoníaco-agua que procede de la bomba de solución. En la figura 17, podemos apreciar que se entrega energía calórica  $Q_1$  a la solución que se encuentra en estado líquido y es procedente de  $i_2$  y  $e_1$ . La solución líquida deriva de la parte superior y por tal razón entra en contacto rápido con el vapor que contiene gran porcentaje de amoníaco, en esta acción se genera una alta transferencia de masa y calor, pues la solución que se genera tiene menor calor que la del vapor que está en ascenso a través de la columna de rectificado.

El balance de flujos de masa a continuación será:

$$\dot{m}_{e1} + \dot{m}_{i2} = \dot{m}_{s4} + \dot{m}_{i1} \quad (40)$$

$\dot{m}_{e1}$  Flujo másico de solución rica en  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$\dot{m}_{i2}$  Flujo másico de mezcla líquida agua -  $\text{NH}_3$ .  
 $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$\dot{m}_{s4}$  Flujo másico de mezcla vapor agua -  $\text{NH}_3$ .  
 $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$\dot{m}_{i1}$  Flujo másico de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

El balance de flujos basados en la cantidad de amoníaco será entonces:

$$\dot{m}_{e1} \cdot x_{e1} + \dot{m}_{i2} \cdot x_{i2} = \dot{m}_{s4} \cdot x_{s4} + \dot{m}_{i1} \cdot x_{i1} \quad (41)$$

$\dot{m}_{e1}$  Flujo másico de solución rica en  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$x_{e1}$  Concentración de solución rica en  $\text{NH}_3$ .  
 $\left(\frac{\text{kg de NH}_3}{\text{kg de mezcla}}\right)$

$\dot{m}_{i2}$  Flujo másico de mezcla líquida agua -  $\text{NH}_3$ .  
 $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$x_{i2}$  Concentración de mezcla líquida agua -  $\text{NH}_3$ .  
 $\left(\frac{\text{kg de NH}_3}{\text{kg de mezcla}}\right)$

$\dot{m}_{s4}$  Flujo másico de mezcla vapor agua -  $\text{NH}_3$ .  
 $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$x_{s4}$  Concentración de mezcla vapor agua -  $\text{NH}_3$ .

$$\left( \frac{\text{kg de } \text{NH}_3}{\text{kg de mezcla}} \right)$$

$\dot{m}_{i1}$  Flujo másico de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$

$x_{i1}$  Concentración de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left( \frac{\text{kg de } \text{NH}_3}{\text{kg de mezcla}} \right)$

El balance de energía será descrito de la siguiente manera:

$$Q_1 + \dot{m}_{e1} \cdot h_{e1} + \dot{m}_{i2} \cdot h_{i2} = \dot{m}_{s4} \cdot h_{s4} + \dot{m}_{i1} \cdot h_{i1} \quad (42)$$

$Q_1$  Salida de calor del deflagmador. (J)

$\dot{m}_{e1}$  Flujo másico de solución rica en  $\text{NH}_3$ .  $\left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$

$h_{e1}$  Entalpía de solución rica en  $\text{NH}_3$ .  $\left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$

$\dot{m}_{i2}$  Flujo másico de mezcla líquida agua -  $\text{NH}_3$ .  
 $\left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$

$h_{i2}$  Entalpía de mezcla líquida agua -  $\text{NH}_3$ .  $\left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$

$\dot{m}_{s4}$  Flujo másico de mezcla vapor agua -  $\text{NH}_3$ .  
 $\left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$

$h_{s4}$  Entalpía de mezcla vapor agua -  $\text{NH}_3$ .  $\left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$

$\dot{m}_{i1}$  Flujo másico de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$

$h_{i1}$  Entalpía de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$

### Deflagmador o condensador de flujo

El vapor que ingresa a través de la parte superior de la columna de rectificado deriva de la parte inferior de ella misma, el deflagmador obliga a la condensación del reflujo retirando calor, luego del cambio de estado fluirá hacia la parte inferior, en ese mismo instante el vapor a alta temperatura fluirá en sentido contrario, de este modo se generará un mejor intercambio de calor y masa entre ambos flujos. El flujo de masa en este conjunto de componentes será:

$$\dot{m}_{i2} = \dot{m}_{i1} + \dot{m}_{s1} \quad (43)$$

$\dot{m}_{i2}$  Flujo másico de mezcla líquida agua -  $\text{NH}_3$ .

$$\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$$

$\dot{m}_{i1}$  Flujo másico de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$\dot{m}_{s1}$  Flujo másico de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

El balance de flujo másico basado en el amoníaco es:

$$\dot{m}_{i2} \cdot x_{i2} = \dot{m}_{i1} \cdot x_{i1} + \dot{m}_{s1} \cdot x_{s1} \quad (44)$$

$\dot{m}_{i2}$  Flujo másico de mezcla líquida agua -  $\text{NH}_3$ .

$$\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$$

$x_{i2}$  Concentración de mezcla líquida agua -  $\text{NH}_3$ .

$$\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$$

$\dot{m}_{i1}$  Flujo másico de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$x_{i1}$  Concentración de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg de NH}_3}{\text{kg de mezcla}}\right)$

$\dot{m}_{s1}$  Flujo másico de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$x_{s1}$  Flujo másico de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

Entonces el balance energético resulta:

$$Q_2 + \dot{m}_{s1} \cdot h_{s1} + \dot{m}_{i2} \cdot h_{i2} = \dot{m}_{i1} \cdot h_{i1} \quad (45)$$

$Q_2$  Diferencia de calor de entrada y salida en el conducto 1 (J)

$\dot{m}_{s1}$  Flujo másico de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$h_{s1}$  Entalpía de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$

$\dot{m}_{i2}$  Flujo másico de mezcla líquida agua -  $\text{NH}_3$ .  
 $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$h_{i2}$  Entalpía de mezcla líquida agua -  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$

$\dot{m}_{i1}$  Flujo másico de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

$h_{i1}$  Entalpía de vapor de  $\text{NH}_3$ .  $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$

## 2.6 Rendimiento energético del almacenamiento en frío

La variabilidad de cámaras frigoríficas en cuanto a consumo de energía refiere mucho al volumen que puedan guardar, comúnmente el

almacenamiento para refrigeración dentro de las instalaciones consume el 60 a 70 por ciento de la energía total [17].

### **2.6.1 Almacenamiento de productos perecederos**

Las temperaturas medias y bajas a las cuales se deben mantener los alimentos para su almacenamiento son diferentes para producto y así conservar sus propiedades y calidad, esta es una estrategia para el mejor abastecimiento de los mercados, la duración del producto en buen estado es fundamental para obtener la mayor ganancia.

Comúnmente las cámaras de refrigeración en la que se conservan los alimentos están compuestas de un refrigerador, evaporador y una unidad condensadora [6].

### **2.7 Pitahaya**

La pitahaya también conocida como la fruta del dragón es una planta rústica de la familia de las cactáceas, nativa de Centroamérica se encuentra distribuida en Bolivia, Perú, Ecuador, Colombia y Venezuela.

Por la alta adaptabilidad de la planta se ha buscado su industrialización para conseguir la suficiente rentabilidad y demanda. Cuando se cosecha la fruta a temperatura ambiente puede llegar a tener una vida útil de seis a ocho días, por lo que el consumo debe ser casi inmediato, para que el producto no pierda sus propiedades principales. Con el uso de la frigorización del alimento se prolonga la utilidad del producto, algunas de las cualidades a conservar son la pérdida de peso de la fruta, total de jugo y contenido de acidez.

El almacenamiento de la fruta entre 14 y 20 grados centígrados posibilita mantener las cualidades de esta, por una o dos semanas después de ser cosechados, mientras que al ser almacenados entre 4 a 8 grados centígrados tienen hasta 19 días de vida postcosecha, los resultados óptimos se obtienen al empacar la fruta antes de su refrigeración, este proceso debe realizarse dos a tres ciclos anualmente pues el cultivo se da cada 16 semanas [6].

### **Principales características del producto**

Las propiedades de la pitahaya se deben mucho a su composición que será presentada en la tabla 2 a continuación. En cuanto a las propiedades curativas de la pitahaya se reconocen la reducción en enfermedades degenerativas, resistencia a infecciones, incremento de producción en colágeno en los huesos, disminuye las probabilidades de tener infartos cerebrales o cardíacos, su principal función es como ayudante en la digestión como laxante natural [18].

Tabla 2: Composición nutricional de la pitahaya roja (Hylocereus Undatus)

[18].

| Composición nutricional de la pitahaya Hylocereus Undatus |         |
|---|---------|
| Valor energético  | 54 kcal |
| Grasa   | 0,4 g   |
| Carbohidratos   | 10 g    |
| Proteína  | 1,5 g   |
| Fibra cruda   | 0,6 g   |
| Fósforo   | 26 mg   |
| Vitamina A  | 5 ug    |
| Vitamina C  | 25 mg   |
| Niacina   | 0,36 mg |

### 2.7.1 Manejo de cosecha y postcosecha de la pitahaya

Para ver el correcto proceso en el manejo de las frutas de pitahaya utilizaremos la norma NTN-11001-01 Norma Técnica Nicaragüense de Procedimientos para la Producción, Comercialización y Exportación de la Fruta Fresca y Pulpa de Pitahaya que fue preparada por el Comité Técnico de Medidas Fitosanitarias [4].

#### Cosecha y recolección

- Para la recolección es necesario usar guantes de cuero con la finalidad de evitar lesiones causadas por espinas.

- Para recortar la fruta, debemos tomar el extremo superior y cuidadosamente recortar el tallo que une la fruta a la planta cuidado de no dañar la cáscara del fruto.
- Se debe evitar cualquier golpe o abolladura en la fruta para mayor durabilidad de la fruta conservada.
- Después de la recolección, se deberá colocar los frutos en bandejas plásticas que serán transportadas después al centro de conservación y evitar al máximo el proceso de maduración.

#### **Requisitos para la exportación**

- Los productos deberán recolectarse pintos.
- El aspecto exterior de las frutas deberá no tener manchas, cicatrices o picaduras de insectos, además deben seleccionarse frutas de un mismo tamaño y peso en diferenciación de calidades.
- La clasificación para el mercado internacional será de acuerdo con las categorías nombradas en la tabla siguiente:

Tabla 3: Dimensiones de fruta y caja [4].

| Clasificación en categorías |         |         |
|-----------------------------|---------|---------|
| Categorías                  | Segunda | Primera |
| Diámetro (cm)               | 20-25   | 25-30   |
| Peso (g)                    | 250-300 | 400-420 |
| Frutos por caja             | 12      | 9       |
| Peso por caja (kg)          | 3-3,5   | 3,6-3,8 |

### Manejo postcosecha

Veremos las operaciones en la figura 18 para el proceso de almacenamiento de la pitahaya, a continuación, algunos lineamientos:

- Los frutos se deberán cosechar con cuidado y ser transportados en canastos o cajas plásticas sin que sean sometidas a apretamientos.
- Los frutos deberán ser preenfriados durante su lavado, este proceso se realiza para que la fruta tenga un ingreso suave hacia la planta de conservación y para una desinfección inicial que se realizara en agua fría que contendrá 10 onzas de detergente por cada 250 litros de agua.
- Para la limpieza de las frutas, se deberá frotar suavemente con una esponja embebida en una mezcla de 250 litros de agua con 4 onzas de fungicida.

- Los frutos ya desinfectados se categorizarán por su forma, tamaño, grado de maduración, forma de brácteas y aspecto sanitario.
- Ya seleccionados los frutos pasarán por la mesa de secado para luego ir a ser empacados.
- Para el empaque de la fruta se utilizarán cajas de cartón con divisiones que pueden ser de tiras de cartón, virutas de plástico u otro material que se adecue a la finalidad.
- El almacenamiento de los frutos empacados se realizará entre los 4 a 12 grados centígrados y una humedad relativa entre 90 y 95%, de tal manera preservar la mayor parte de sus propiedades.

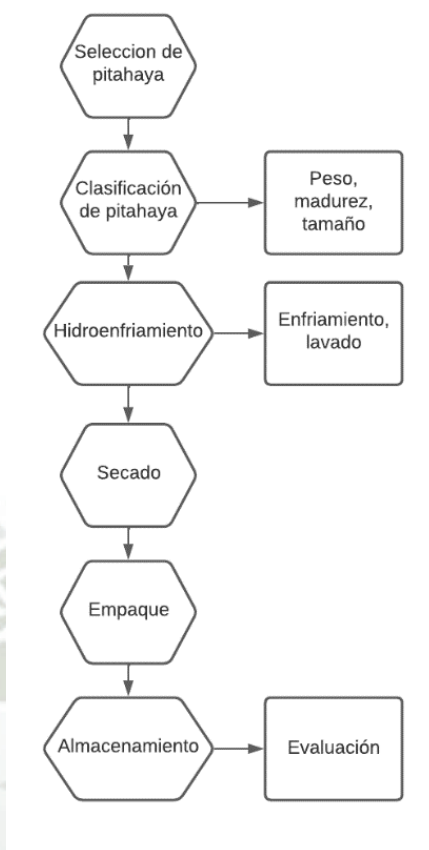


Figura 18: Diagrama de operaciones para los ensayos de almacenamiento [7].

### 3. CAPÍTULO 3: MODELO MATEMÁTICO

#### 3.1 Generalidades

En el siguiente capítulo se procederá a la exposición de definiciones y consideraciones necesarias para el diseño del sistema de enfriamiento base, tomando en cuenta los requerimientos del producto a conservar para la próxima selección de equipos y configuración del sistema.

#### 3.2 Metodología

Se hará una propuesta en base a los datos meteorológicos típicos del terreno en el cual la planta estará ubicada, con los cuales se realizará la propuesta de diseño.

Determinadas las condiciones de diseño se procederá a realizar el cálculo de cargas térmicas.

#### 3.3 Ecuaciones empleadas para balance térmico

Para calcular las cargas térmicas se deben estimar las siguientes fuentes de calor que ingresan al cuarto de frío.

##### 3.3.1 Carga térmica por transmisión de paredes

También llamada carga de fugas es medir el calor que fluye a través de las paredes del espacio refrigerado del exterior hacia la parte interna del mismo.

$$Q_{trans} = F1 \cdot S \quad (46)$$

$Q_{trans}$  Calor total que atraviesa la pared.  $\left(\frac{BTU}{día}\right)$

$F1$  Factor de ganancia por paredes.  $\left(\frac{BTU}{día \cdot pie^2}\right)$

$S$  Superficie total de ambiente.  $(pie^2)$

### 3.3.2 Carga térmica por infiltración de aire

La carga de calor que lleva el aire que ingresa al interior de un lugar de almacenamiento debe ser reducido a la temperatura del interior del recinto. Es complicado hacer el cálculo de esta carga por causa de la cantidad de variables necesarias, por tal razón se utiliza el número de veces que se abren las puertas del lugar para relacionarlo al volumen de aire que recibe el recinto.

$$Q_{ap} = n \cdot V_{cámara} \cdot \rho_{aire} \cdot (h_{ext} - h_{int}) \quad (47)$$

$Q_p$  Calor por infiltración de aire.  $\left(\frac{BTU}{día}\right)$

$n$  Número de cambios de aire.

$V_{cámara}$  Volumen de la cámara.  $(pie^3)$

$\rho_{aire}$  Densidad de aire exterior.  $\left(\frac{lb}{pie^3}\right)$

$h_{ext}$  Entalpía del aire exterior.  $\left(\frac{BTU}{lb}\right)$

$h_{int}$  Entalpía del aire interior.  $\left(\frac{BTU}{lb}\right)$

### 3.3.3 Carga térmica por producto

El producto para refrigerar contiene calor, el cual debe ser removido para que se llegue a la temperatura de conservación.

#### Carga térmica por producto

Esta carga es el calor que desea removerse para que el producto cambie su temperatura, pero no su fase.

$$Q_s = m \cdot C_e \cdot (T_e - T_i) \cdot \frac{24hr}{f \cdot t} \quad (48)$$

|       |   |
|-------|---|
| $Q_s$ | Cantidad de calor por producto. $\left(\frac{BTU}{\text{día}}\right)$ |
| $m$   | Masa del producto. $(lb)$   |
| $C_e$ | Calor específico del producto. $\left(\frac{BTU}{lb \cdot F}\right)$  |
| $T_e$ | Temperatura al exterior del producto. $(F)$                           |
| $T_i$ | Temperatura al interior del producto. $(F)$                           |
| $f$   | Factor de enfriamiento.   |
| $t$   | Tiempo de enfriamiento. $(hr)$  |

#### Carga de térmica por envases

Los envases en los que serán ordenados los productos serán partícipes del calor ingresado en las cámaras de enfriamiento, con la siguiente ecuación se logrará cuantificar el calor ingresado dependiendo de la cantidad de envases y del tipo de material.

$$Q_{env} = n_e \cdot m_e \cdot C_e \cdot (T_e - T_i) \cdot \frac{24 \text{ hr}}{f \cdot t} \quad (49)$$

|           |  |
|-----------|--|
| $Q_{env}$ | Cantidad de calor por envases. $\left(\frac{BTU}{\text{día}}\right)$ |
| $n_e$     | Número de envases.   |
| $m_e$     | Masa total de los envases. $(lb)$                                    |
| $C_e$     | Calor específico del material. $\left(\frac{BTU}{lb \cdot F}\right)$ |
| $T_e$     | Temperatura al exterior del material. $(F)$                          |
| $T_i$     | Temperatura al interior del material. $(F)$                          |
| $f$       | Factor de enfriamiento.  |
| $t$       | Tiempo de enfriamiento. $(hr)$                                       |

### Calor de respiración

El cambio de los vegetales después de su colecta produce un calor llamado por respiración.

$$Q_R = m_{\text{producto}} \cdot Fr \quad (50)$$

|       |   |
|-------|---|
| $Q_R$ | Cantidad de calor por respiración. $\left(\frac{BTU}{\text{día}}\right)$          |
| $m$   | Masa del producto. $(lb)$   |
| $Fr$  | Calor de respiración del producto. $\left(\frac{BTU}{lb \cdot \text{día}}\right)$ |

### 3.3.4 Carga Suplementaria

Estas cargas se componen de la carga de calor que aporta el alumbrado, los motores que se encuentran dentro del espacio a

refrigerarse y las personas que trabajan dentro del enfriador, los cálculos a continuación son los necesarios para determinar el valor de las ganancias de calor producidas por cargas varias.

### Carga por alumbrado

$$Q_{al} = N_f \cdot P_f \cdot F \cdot t_e \quad (51)$$

$Q_{al}$  Carga de calor por iluminación.  $\left(\frac{BTU}{día}\right)$

$N_f$  Factor de iluminación.  $\left(\frac{Watt}{ft^2}\right)$

$P_f$  Proyección de área iluminada.  $(ft^2)$

$F$  Factor de conversión de unidades. (3.413)

$t_e$  Tiempo de encendido.  $\left(\frac{hr}{día}\right)$

### Carga por motores

$$Q_m = f \cdot P \cdot t \quad (52)$$

$Q_m$  Carga por motores.  $\left(\frac{BTU}{día}\right)$

$P$  Potencia total de motores. (HP)

$f$  Factor de potencia.  $\left(\frac{BTU}{lb}\right)$

$t$  Tiempo de funcionamiento. (hr)

### Carga por personas

$$Q_{per} = N_p \cdot F_p \cdot t_p \quad (53)$$

|           |   |
|-----------|---|
| $Q_{per}$ | Carga por personas. $\left(\frac{BTU}{día}\right)$  |
| $N_p$     | Número de personas al interior.                     |
| $F_p$     | Factor de carga térmica por ocupante.               |
| $t_p$     | Tiempo de permanencia al interior de la cámara (hr) |

#### 3.3.5 Carga total

Las cargas térmicas calculadas se basan en las horas de funcionamiento, debemos considerar un factor de seguridad para la pronta recuperación del sistema frigorífico, teniendo en cuenta que alguna o algunas de las cargas pueden ser mayores a las estimadas consideramos valores de factor comprendidos entre 1.10 y 1.30.

Al hallar la carga térmica total estimada y añadirle el porcentaje de valor que nos brinda el factor de seguridad podemos seleccionar los componentes que utilizaremos en el sistema de frigorización.

$$Q_{total} = \sum \text{calores} \cdot FS \quad (54)$$

|                       |  |
|-----------------------|--|
| $Q_{total}$           | Carga por personas. $\left(\frac{BTU}{día}\right)$   |
| $\sum \text{calores}$ | Sumatoria de calores. $\left(\frac{BTU}{día}\right)$ |
| $FS$                  | Factor de seguridad.                                 |

### 3.3.6 Espesor de aislamiento

Con la siguiente ecuación hallaremos la equivalencia entre el espesor de corcho necesario respecto del material de aislamiento que utilizaremos.

$$e = e_c \cdot \frac{k}{k_c} \quad (55)$$

$e$  Espesor de aislamiento. (*pulg*)

$e_c$  Espesor de corcho. (*pulg*)

$k$  Conductividad térmica del material aislante.  
 $\left(\frac{kcal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}\right)$

$k_c$  Conductividad térmica del corcho.  $\left(\frac{kcal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}\right)$

### 3.4 Parámetros necesarios para el refrigerante

El conocer los parámetros de trabajo de un sistema de refrigeración nos permitirá reconocer como se comporta el refrigerante en el sistema de compresión, al obtener esta información podremos tomar una decisión correcta al escoger un refrigerante y los equipos que utilizaremos.

#### 3.4.1 Temperaturas de trabajo

##### Temperatura de Succión

En el instante de la succión la temperatura del refrigerante debe ser menor a la requerida, así asegurarnos tener líquido en la succión y evitar que la línea de líquido sea alimentada por

vapor, Con la siguiente ecuación encontraremos el valor de la temperatura de succión:

$$T_{succión} = T_{requerida} - (8 \text{ a } 10 \text{ } ^\circ F) \quad (56)$$

$T_{succión}$  Temperatura a la salida del condensador.  
( $F$ )

$T_{requerida}$  Temperatura deseada al interior del dispositivo. ( $F$ )

### Temperatura de Descarga

Para realizar la descarga apropiada del refrigerante necesitamos tomar en cuenta un factor de seguridad, así evitar problemas de infiltraciones en la descarga o pérdidas del refrigerante, hallamos la temperatura adecuada de la siguiente manera:

$$T_{descarga} = T_{BS} + (10 \text{ a } 15 \text{ } ^\circ F) \quad (57)$$

$T_{descarga}$  Temperatura a la salida del evaporador. ( $F$ )

$T_{BS}$  Temperatura de bulbo seco. ( $F$ )

### 3.5 Condiciones Ambientales y del producto

- Lugar: Fundo Pachacutec – Distrito de Mariscal Cáceres – Camaná
- Producto: Pitahaya (*Hylocereus Undatus*)
- Densidad media de producto:  $266,67 \text{ kg/m}^3$  -  $16,65 \text{ lb/pe}^3$

- Dimensiones promedio: Largo 12 cm, ancho 9 cm, alto 9 cm.
- Peso promedio de pitahaya: 400 gr – 0.8818 lb
- Temperatura de bulbo seco: 25 °C – 77 °F
- Temperatura de bulbo húmedo: 23,7 °C – 74,66 °F
- Temperatura para conservación: 4°C – 39,2 °F
- Coeficiente de conductividad térmica de corcho: 0,035  $\left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right)$
- Coeficiente de conductividad térmica de poliuretano: 0,018  $\left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$
- Resistencia térmica de aislante: 4,76  $((m^2 \cdot k)/W)$
- Conductancia o resistencia equivalente: 0,21  $(W/(m^2 \cdot k))$
- Altura: 150 m.s.n.m.
- Humedad relativa: 85%
- Velocidad de viento exterior: 16 km/hr – 9,94 millas/hr
- Velocidad de viento interior: 2 km/hr – 1,24 millas/hr
- Tipo de empaque: Caja telescópica con compartimentos individuales

### 3.6 Periodo de almacenaje

Tabla 4: Temperatura de almacenamiento y congelamiento de producto [2].

| Producto | Temperatura de Almacenamiento |      | Humedad Relativa<br>% | Vida aproximada en almacenamiento | Punto de congelación |    |
|----------|-------------------------------|------|-----------------------|-----------------------------------|----------------------|----|
|          | °C                            | °F   |                       |                                   | °C                   | °F |
| Pitahaya | 4                             | 39,2 | 85                    | 14 – 21 días                      | 0                    | 32 |

Las características mostradas en la tabla 4 nos ayudarán a plantear el número de cámaras necesarias además de los horarios de trabajo durante el tiempo de cosecha.

### 3.7 Dimensionamiento de ambientes climatizados

#### 3.7.1 Características principales

- Temperatura ambiente: 25°C – 77°F
- Humedad relativa: 85%
- Temperatura interior: 15°C – 59°F

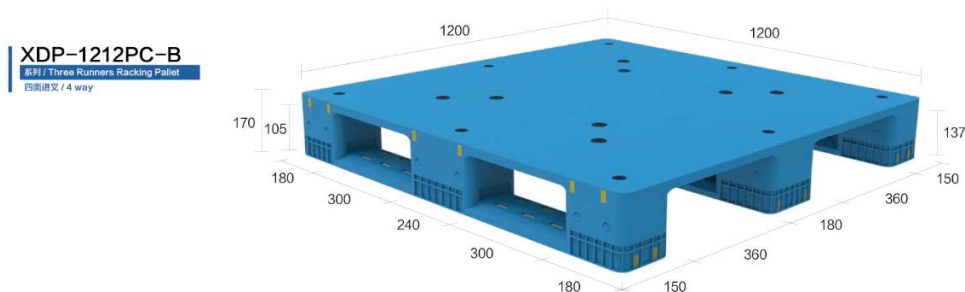
#### 3.7.2 Dimensionamiento de producto

La pitahaya como producto puede rendir hasta cuatro cosechas al año con un cuidado exhaustivo durante su proceso productivo, el tonelaje varía dependiendo de la estación, siendo 30 toneladas por hectárea sembrada el promedio durante la mejor época de cosecha.

Para la realización del proceso de enfriamiento utilizaremos cajas de cartón corrugado con compartimientos individuales para evitar daños de la fruta, las dimensiones de la caja serán 300 mm de largo,

300 mm de ancho y un alto de 150 mm, estas cajas serán ordenadas en pallets de plástico de dimensiones 1,20m de largo, 1m de ancho y 15cm de altura mostradas en la figura 19.

**XDPC**<sup>®</sup>



| 型号<br>Item code | 尺寸 (mm)<br>Dimension (mm) | 选项<br>Option                   | 底部<br>Bottom support | 承载能力 (ton)<br>Load capacity (ton) |            |         |
|-----------------|---------------------------|--------------------------------|----------------------|-----------------------------------|------------|---------|
|                 |                           |                                |                      | 静载/Static                         | 动载/Dynamic | 货架/Rack |
| XDP-1212PC-B    | L1200 × W1200 × H165 mm   | 无钢管<br>W/O reinforce tubes     | 川字脚<br>3 runners     | 4                                 | 1          | 0.8     |
|                 |                           | 7根钢管<br>With 7 reinforce tubes |                      | 4                                 | 1.5        | 1.2     |

Figura 19: Pallet de plástico XDPC a utilizar [19].

### 3.8 Balance energético en el túnel de enfriamiento

#### 3.8.1 Características de túnel

- Capacidad: 25 toneladas – 55115,57 libras.
- Tiempo de uso: 20 horas.
- Temperatura exterior: 25 °C – 77°F
- Temperatura interior: 4°C – 39,2°F
- Aislamiento: Poliuretano expandido
- Cara interior y exterior de pared de chapa de acero: 0,4 mm.
- Entalpía interior ( $h_{int}$ ):  $14,017 \frac{BTU}{lb}$
- Entalpía exterior ( $h_{ext}$ ):  $37,085 \frac{BTU}{lb}$

### Dimensiones de túnel

Para hallar las dimensiones exteriores del túnel utilizaremos el apéndice 1 para encontrar el grosor de poliuretano expandido que utilizaremos.

Encontramos entonces que el espesor de corcho necesario es de 4 pulgadas.

Ahora utilizando la ecuación número 1, encontraremos el espesor de poliuretano necesario

$$e = e_c \cdot \frac{k}{k_c}$$

$$e = 3 \text{ pulg}$$

#### - EXTERIORES

Largo: 18,154 m = 59,56 ft

Ancho: 5,154 m = 16,91 ft

Alto: 3,654 m = 11,99 ft

#### - INTERIORES

Largo: 18 m = 59,10 ft

Ancho: 5 m = 16,41 ft

Alto: 3,5 m = 11,49 ft

### Área exterior del túnel

$$\begin{aligned} \text{Área}_{\text{exterior}} &= 2 \cdot (59.56\text{ft} \cdot 16.91\text{ft}) + 2 \\ &\quad \cdot (16.91\text{ft} \cdot 11.99\text{ft}) + 2 \cdot (59.56\text{ft} \\ &\quad \cdot 11.99\text{ft}) \end{aligned}$$

$$\text{Área}_{\text{exterior}} = 3848.0698 \text{ ft}^2$$

### Volumen interior del túnel

$$\text{Volumen}_{\text{interior}} = 59.10\text{ft} \cdot 16.41\text{ft} \cdot 11.49\text{ft}$$

$$\text{Volumen}_{\text{interior}} = 11143.36\text{ft}^3$$

### Número de envases en el interior

$$\text{número de envases} = 192 \frac{\text{cajas}}{\text{pallet}} \cdot 30\text{pallets} = 5760\text{cajas}$$

### Factor de ganancia por paredes (F1)

Utilizando el apéndice 2 se logra encontrar el valor de ganancia por paredes necesario para la sala de conservación.

Primero debemos encontrar la variación de temperaturas, entre la temperatura exterior e interior y el valor de espesor de corcho, luego ingresar a la tabla del apéndice 2, interpolar los valores contenidos para hallar el valor necesario.

En este caso:

$$T_e - T_i = 77^\circ\text{F} - 39,2^\circ\text{F} = 37,8^\circ\text{F}$$

|             |        |
|-------------|--------|
| Temperatura | 37,8°F |
| 4 pulg      | 68,04  |

Entonces el factor de ganancia por paredes del túnel será  
68,04  $BTU/día \cdot ft^2$ .

### Número de cambios de aire por día en el túnel de enfriamiento

En el apéndice 3 encontramos la tabla necesaria para encontrar a través de la interpolación, el número de cambios de aire.

| Volumen ( $ft^3$ ) | Número de cambios de<br>aire |
|--------------------|------------------------------|
| 11143.36           | 4,68                         |

### Tasa de respiración del producto dentro del túnel

Para hallar este valor, utilizaremos los valores contenidos en la tabla del apéndice 4 y la siguiente ecuación.

$$Fr = \exp(A + B \cdot Tx) \cdot \frac{81,9288}{2204,63} \quad (58)$$

$Fr$  Desprendimiento de calor en el  
condensador ( $\frac{BTU}{lb \cdot día}$ )

$A$  Constante de tasa de respiración

$B$  Constante de tasa de respiración

$Tx$  Temperatura ( $^{\circ}C$ )

$$\frac{81,9288}{2204,63} \quad \text{Constante para variar de Watts/Ton a BTU/lb}$$

Procederemos a realizar el cálculo:

$$Fr = \exp(4.4 + 0.1173 \cdot 4) \cdot \frac{81.9288}{2204.63}$$

$$Fr = 4,84 \frac{BTU}{lb \cdot día}$$

### 3.8.2 Cálculo de cargas térmicas de túnel

#### Carga térmica generada por transmisión de calor a través de las paredes

Utilizaremos la ecuación número 2 para encontrar el valor requerido.

$$Q_{trans} = F1 \cdot S$$

$$Q_{trans} = 68.04 \frac{BTU}{día \cdot ft^2} \cdot 3848.0698 ft^2$$

$$Q_{trans} = 261822.6692 \frac{BTU}{día}$$

#### Carga térmica generada por la renovación de aire

Para hallar el valor de la carga térmica por renovación de aire utilizaremos la ecuación número 3.

$$Q_{ap} = n \cdot V_{cámara} \cdot \rho_{aire} \cdot (h_{ext} - h_{int})$$

$$Q_{ap} = 4.68 \frac{cambios}{día} \cdot 11143.36 ft^3 \cdot 0.072 \frac{lb}{ft^3} \cdot (23.068 \frac{BTU}{lb})$$

$$Q_{ap} = 86617.2624 \frac{BTU}{día}$$

### Carga térmica generada por el producto

Para hallar la carga térmica que se genera por el producto ingresado, necesitaremos utilizar la ecuación número 4, e ingresar datos como: la masa que ingresará, las horas de operación del túnel, el calor específico del producto, el factor de enfriamiento del producto y la temperatura de ingreso del producto.

$$Q_s = m \cdot C_e \cdot (T_e - T_i) \cdot \frac{24hr}{f \cdot t}$$

$$Q_s = 55115.57 \frac{lb}{día} \cdot 0.86 \frac{BTU}{lb \cdot ^\circ F} \cdot (77^\circ F - 39.2^\circ F) \cdot \frac{24hr}{0.67 \cdot 20hr}$$

$$Q_s = 3209009.462 \frac{BTU}{día}$$

### Carga térmica generada por envases

Encontrar la carga térmica generada por envases se verá afectada principalmente por la cantidad de envases y el material del cual están constituidos.

$$Q_{env} = n_e \cdot m_e \cdot C_e \cdot (T_e - T_i) \cdot \frac{24 hr}{f \cdot t}$$

$$Q_{env} = 5760 \text{ cajas} \cdot 0.284 \frac{lb}{caja} \cdot 0.48 \frac{BTU}{lb \cdot ^\circ F} \cdot (77^\circ F - 39.2^\circ F) \cdot \frac{24 hr}{0.8 \cdot 20hr}$$

$$Q_{env} = 44521.02144 \frac{BTU}{día}$$

### Carga por respiración

El calor generado por los frutos dentro del túnel se someterá a cambios en los que se libera energía, a continuación, hallaremos su aporte de calor utilizando la ecuación número 6.

$$Q_R = m_{\text{producto}} \cdot Fr$$

$$Q_R = 55115.57 \text{ lb} \cdot 4.84 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{día}}$$

$$Q_R = 266759.3588 \frac{\text{BTU}}{\text{día}}$$

### Carga térmica total en el túnel

Encontraremos el valor de la carga total de túnel sumando los valores hallados anteriormente

$$Q_{\text{Túnel}} = Q_{\text{trans}} + Q_{\text{ap}} + Q_s + Q_{\text{env}} + Q_R$$

$$Q_{\text{Túnel}} = 261822.669 \frac{\text{BTU}}{\text{día}} + 86617.2624 \frac{\text{BTU}}{\text{día}} + 3209009.462 \frac{\text{BTU}}{\text{día}} + 44521.021 \frac{\text{BTU}}{\text{día}} + 266759.359 \frac{\text{BTU}}{\text{día}}$$

$$Q_{\text{Túnel}} = 3868729.774 \frac{\text{BTU}}{\text{día}}$$

Carga de túnel afectada por el factor de seguridad de 10%

$$Q_{\text{Túnel}} = 4255602.751 \frac{\text{BTU}}{\text{día}}$$

En total se utilizarán dos túneles de enfriamiento, por lo cual el requerimiento de energía se duplicará.

$$Q_{Túnel} = 8511205.502 \frac{BTU}{día}$$

### 3.9 Balance energético en la cámara de conservación

#### 3.9.1 Características de cámara de conservación

Cantidad de pallets como máximo: 30

Peso promedio de producto en pallet: 846 kg

Tiempo de uso: 24 horas.

Temperatura ambiente: 25°C – 77 °F

Temperatura interior: 4°C – 39.2 °F

Humedad relativa: 85%

Aislamiento: Poliuretano expandido

Cara interior y exterior de pared de chapa de acero: 0.4 mm.

Entalpía interior ( $h_{int}$ ):  $14,017 \frac{BTU}{lb}$

Entalpía exterior ( $h_{ext}$ ):  $37,085 \frac{BTU}{lb}$

#### Cantidad de producto

$$36 \text{ pallets} \cdot 846 \frac{kg}{pallet} = 30456 \text{ kg} - 67143,98213 \text{ lb}$$

#### Dimensiones de cámara

Para hallar las dimensiones de la cámara de conservación utilizaremos el apéndice 1 para encontrar el grosor de poliuretano expandido que necesitaremos.

Encontramos entonces que el espesor de corcho necesario es de 4 pulgadas.

Ahora utilizando la ecuación número 1, encontraremos el espesor de poliuretano necesario:

$$e = e_c \cdot \frac{k}{k_c}$$

$$e = 4\text{pulg} \cdot \frac{0.018 \frac{\text{Watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}}{0.035 \frac{\text{Watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}}$$

$$e = 3\text{pulg}$$

- EXTERIORES

Largo: 14,154 m = 46,437 ft

Ancho: 14,154 m = 46,437 ft

Alto: 3,654 m = 11,99 ft

- INTERIORES

Largo: 14 m = 45,93 ft

Ancho: 14 m = 45,93 ft

Alto: 3,5 m = 11,49 ft

**Área exterior de la cámara**

$$\begin{aligned} \text{Área}_{\text{exterior}} &= 2 \cdot (46.437\text{ft} \cdot 46.437\text{ft}) + 4 \\ &\quad \cdot (46.437\text{ft} \cdot 11.99\text{ft}) \end{aligned}$$

$$\text{Área}_{\text{exterior}} = 6539.91 \text{ ft}^2$$

### Volumen interior de la cámara

$$Volumen_{interior} = 45.93ft \cdot 45.93ft \cdot 11.49ft$$

$$Volumen_{interior} = 24238.9ft^3$$

### Número de envases en el interior

$$número\ de\ envases = 192 \frac{cajas}{pallet} \cdot 36pallets = 6912\ cajas$$

### Factor de ganancia por paredes(F1)

Utilizando el apéndice 2 se logra encontrar el valor de ganancia por paredes necesario para la sala de conservación.

Primero debemos encontrar la variación de temperaturas, entre la temperatura exterior e interior y el valor de espesor de corcho, luego ingresar a la tabla del apéndice 2, interpolar los valores contenidos para hallar el valor necesario.

En este caso:

$$T_e - T_i = 77^{\circ}F - 41^{\circ}F = 36^{\circ}F$$

|             |       |
|-------------|-------|
| Temperatura | 36°F  |
| 4 pulg      | 68,04 |

Entonces el factor de ganancia de calor a través de las paredes es de 68.04  $BTU/día \cdot ft^2$ .

### Número de cambios de aire por día para la cámara de conservación

En el apéndice 3 encontramos la tabla necesaria para encontrar a través de la interpolación, el número de cambios de aire.

|                            |                              |
|----------------------------|------------------------------|
| Volumen (ft <sup>3</sup> ) | Número de cambios de<br>aire |
| 24238,9                    | 3,077                        |

### Tasa de respiración del producto dentro de la cámara

Para hallar este valor, utilizaremos los valores contenidos en la tabla del apéndice 4 y los introduciremos en la ecuación número 21.

Procederemos a realizar el cálculo:

$$Fr = \exp(4.4 + 0.1173 \cdot 4) \cdot \frac{81.9288}{2204.63}$$

$$Fr = 4,84 \frac{BTU}{lb \cdot día}$$

### Factor de calor liberado por personas (F<sub>p</sub>)

Para encontrar el factor a utilizar tenemos que interpolar los valores de la tabla ubicada en el apéndice 5.

|                               |   |
|-------------------------------|---|
| Temperatura de cámara<br>(°F) | Calor equivalente por<br>persona (BTU/hr) |
| 39,2                          | 848,80                                    |

## 3.9.2 Cálculo de cargas térmicas de la cámara de conservación

### Carga térmica generada por transmisión de calor a través de las paredes

Utilizaremos la ecuación número 2 para encontrar el valor requerido.

$$Q_{trans} = F1 \cdot S$$

$$Q_{trans} = 68.04 \frac{BTU}{día \cdot ft^2} \cdot 6539.91 ft^2$$

$$Q_{trans} = 444975.3715 \frac{BTU}{día}$$

### Carga térmica generada por la renovación de aire

Para hallar el valor de la carga térmica por renovación de aire utilizaremos la ecuación número 3.

$$Q_{ap} = n \cdot V_{cámara} \cdot \rho_{aire} \cdot (h_{ext} - h_{int})$$

$$Q_{ap} = 3.077 \frac{cambios}{día} \cdot 24238.9 ft^3 \cdot 0.072 \frac{lb}{ft^3} \cdot (23.068 \frac{BTU}{lb})$$

$$Q_{ap} = 123874.765 \frac{BTU}{día}$$

### Carga térmica generada por personas

En este caso, mientras la cámara se encuentre en funcionamiento, se realizarán trabajos en el interior del lugar, por tal razón debemos hallar el aporte de carga térmica que se genera por las personas, (en este caso serán 4 personas las que realizarán labores), para tal razón utilizaremos la ecuación número 9.

$$Q_{per} = N_p \cdot F_p \cdot t_p$$

$$Q_{per} = 4 \frac{personas}{día} \cdot 848.8 \frac{BTU}{hr \cdot persona} \cdot 8hr$$

$$Q_{per} = 27161.6 \frac{BTU}{día}$$

### Carga por iluminación

En este caso al tener personas trabajando dentro de la cámara, se ve necesario que exista iluminación dentro para que se puedan realizar las labores de la mejor manera, para encontrar el aporte de carga de calor que se da por causa de las luminarias instaladas dentro de la cámara utilizaremos la ecuación número 7.

Primero hallaremos la proyección de piso:

$$P_f = 45.93ft \cdot 45.93ft = 2109.57 ft^2$$

Luego ingresaremos los datos en la ecuación 7

$$Q_{al} = N_f \cdot P_f \cdot F \cdot t_e$$

$$Q_{al} = 2 \frac{Watt}{ft^2} \cdot 2109.57ft^2 \cdot 3.413 \cdot 8hrs$$

$$Q_{al} = 57599.70 \frac{BTU}{día}$$

### Carga por respiración

El calor generado por los frutos dentro de la cámara se someterá a cambios en el tiempo, en los que se libera energía, a continuación, hallaremos su aporte de calor utilizando la ecuación número 6.

$$Q_R = m_{producto} \cdot Fr$$

$$Q_R = 67143.98213lb \cdot 4.84 \frac{BTU}{lb \cdot día}$$

$$Q_R = 324976.8735 \frac{BTU}{día}$$

### Carga térmica total en la cámara de refrigeración

Encontraremos el valor de la carga total de cámara sumando los valores hallados anteriormente

$$Q_{cámara} = Q_{trans} + Q_{ap} + Q_s + Q_{env} + Q_{per} + Q_{al} + Q_R$$

$$Q_{cámara} = 444975.372 \frac{BTU}{día} + 123874.765 \frac{BTU}{día} + 27161.600 \frac{BTU}{día} + 57599.700 \frac{BTU}{día} + 324976.874 \frac{BTU}{día}$$

$$Q_{cámara} = 978588.310 \frac{BTU}{día}$$

La carga de la cámara afectada por el factor de seguridad de 10% será:

$$Q_{cámara} = 1076447.141 \frac{BTU}{día}$$

Para este proyecto se utilizarán dos cámaras, por tal razón debemos duplicar la carga térmica anterior.

$$Q_{cámara} = 2152894.282 \frac{BTU}{día}$$

### 3.10 Balance energético en la antecámara

#### 3.10.1 Características de la antecámara

- Tiempo de uso: 8 horas.
- Temperatura ambiente: 25°C – 77 °F
- Temperatura interior: 4°C – 39,2 °F
- Humedad relativa: 85%
- Aislamiento: Poliuretano expandido
- Cara interior y exterior de pared de chapa de acero: 0,4 mm.
- Entalpía interior ( $h_{int}$ ):  $14,017 \frac{BTU}{lb}$
- Entalpía exterior ( $h_{ext}$ ):  $37,085 \frac{BTU}{lb}$

#### Dimensiones de antecámara

Para hallar las dimensiones de la antecámara de conservación utilizaremos el apéndice 1 para encontrar el grosor de poliuretano expandido que necesitaremos en las paredes.

Encontramos entonces que el espesor de corcho necesario es de 4 pulgadas.

Ahora utilizando la ecuación número 1, encontraremos el espesor de poliuretano necesario:

$$e = e_c \cdot \frac{k}{k_c}$$
$$e = 4 \text{pulg} \cdot \frac{0.018 \frac{\text{Watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}}{0.035 \frac{\text{Watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}}$$

$$e = 3pulg$$

### EXTERIORES

$$\text{Largo: } 19,2064 \text{ m} = 63,013 \text{ ft}$$

$$\text{Ancho: } 10 \text{ m} = 32,81 \text{ ft}$$

$$\text{Alto: } 3,6032 \text{ m} = 11,82 \text{ ft}$$

### INTERIORES

$$\text{Largo: } 19,0524 \text{ m} = 62,51 \text{ ft}$$

$$\text{Ancho: } 9,846 \text{ m} = 32,31 \text{ ft}$$

$$\text{Alto: } 3,4492 \text{ m} = 11,32 \text{ ft}$$

### Área exterior de la antecámara

$$\begin{aligned} \text{Área}_{\text{exterior}} &= 2 \cdot (63.013ft \cdot 32.81ft) + 2 \\ &\quad \cdot (63.013ft \cdot 11.82ft) + 2 \cdot (32.81ft \cdot 11.82ft) \end{aligned}$$

$$\text{Área}_{\text{exterior}} = 6400.17 \text{ ft}^2$$

### Volumen interior de la antecámara

$$\text{Volumen}_{\text{interior}} = 62.51ft \cdot 32.31ft \cdot 11.32ft$$

$$Volumen_{interior} = 22862.99 ft^3$$

### Factor de ganancia por paredes

Utilizando el apéndice 2 se logra encontrar el valor de ganancia por paredes necesario para esta sala de conservación.

Primero debemos encontrar la variación de temperaturas, entre la temperatura exterior e interior y el valor de espesor de corcho, luego ingresar a la tabla del apéndice 2, interpolar los valores contenidos para hallar el valor necesario.

En este caso:

$$T_e - T_i = 77^{\circ}F - 39,2^{\circ}F = 37,8^{\circ}F$$

|             |        |
|-------------|--------|
| Temperatura | 37,8°F |
| 4 pulg      | 68,04  |

Entonces el factor de ganancia de calor a través de las paredes es de 68,04  $BTU/día \cdot ft^2$ .

### Número de cambios de aire por día para la antecámara

En el apéndice 3 encontramos la tabla necesaria para encontrar a través de la interpolación, el número de cambios de aire.

| Volumen (ft <sup>3</sup> ) | Número de cambios de<br>aire |
|----------------------------|------------------------------|
| 22862,99                   | 3,22                         |

### Factor de calor liberado por personas ( $F_p$ )

Para encontrar el factor a utilizar tenemos que interpolar los valores de la tabla ubicada en el apéndice 5.

| Temperatura de cámara<br>(°F) | Calor equivalente por<br>persona (BTU/hr) |
|-------------------------------|---|
| 39,2                          | 848,8                                     |

### 3.10.2 Cálculo de cargas térmicas de la antecámara

#### Carga térmica generada por transmisión de calor a través de las paredes

Utilizaremos la ecuación número 2 para encontrar el valor requerido.

$$Q_{trans} = F1 \cdot S$$

$$Q_{trans} = 68.04 \frac{BTU}{día \cdot ft^2} \cdot 6400.17 ft^2$$

$$Q_{trans} = 435467.5668 \frac{BTU}{día}$$

#### Carga térmica generada por la renovación de aire

Para hallar el valor de la carga térmica por renovación de aire utilizaremos la ecuación número 3.

$$Q_{ap} = n \cdot V_{cámara} \cdot \rho_{aire} \cdot (h_{ext} - h_{int})$$

$$Q_{ap} = 3.22 \frac{cambios}{día} \cdot 22862.99 ft^3 \cdot 0.072 \frac{lb}{ft^3} \cdot (23.068 \frac{BTU}{lb})$$

$$Q_{ap} = 122267.922 \frac{BTU}{\text{día}}$$

### Carga térmica generada por personas

En este caso, se realizarán trabajos en el interior del lugar, por tal razón debemos hallar el aporte de carga térmica que se genera por las personas, (en este caso serán 10 personas las que realizarán labores), para tal razón utilizaremos la ecuación número 9.

$$Q_{per} = N_p \cdot F_p \cdot t_p$$

$$Q_{per} = 10 \frac{\text{personas}}{\text{día}} \cdot 828 \frac{BTU}{\text{hr} \cdot \text{persona}} \cdot 8 \text{hr}$$

$$Q_{per} = 66240 \frac{BTU}{\text{día}}$$

### Carga por iluminación

En este caso al tener personas trabajando dentro de la cámara, se ve necesario que exista iluminación dentro para que se puedan realizar las labores de la mejor manera, para encontrar el aporte de carga de calor que se da por causa de las luminarias instaladas dentro de la cámara utilizaremos la ecuación número 7.

Primero hallaremos la proyección de piso:

$$P_f = 62.51 \text{ft} \cdot 32.31 \text{ft} = 2019.70 \text{ft}^2$$

Luego ingresaremos los datos en la ecuación 7

$$Q_{al} = N_f \cdot P_f \cdot F \cdot t_e$$

$$Q_{al} = 2 \frac{\text{Watt}}{\text{ft}^2} \cdot 2019.7 \text{ft}^2 \cdot 3.413 \cdot 8 \text{hrs}$$

$$Q_{al} = 110291.78 \frac{\text{BTU}}{\text{día}}$$

### Carga térmica total en la antecámara

Encontraremos el valor de la carga total de cámara sumando los valores hallados anteriormente

$$Q_{\text{Antecámara}} = Q_{\text{trans}} + Q_{\text{ap}} + Q_{\text{per}} + Q_{\text{al}}$$

$$Q_{\text{Antecámara}} = 435467.567 \frac{\text{BTU}}{\text{día}} + 122267.922 \frac{\text{BTU}}{\text{día}} + 66240.00 \frac{\text{BTU}}{\text{día}} + 110291.780 \frac{\text{BTU}}{\text{día}}$$

$$Q_{\text{Antecámara}} = 734267.269 \frac{\text{BTU}}{\text{día}}$$

El valor de la carga térmica afectada por el factor de seguridad de 10%.

$$Q_{\text{Antecámara}} = 807693.9957 \frac{\text{BTU}}{\text{día}}$$

## 3.11 Balance energético en la sala de procesos

### 3.11.1 Características de la sala de procesos

Tiempo de uso: 8 horas.

Temperatura ambiente: 25°C – 77 °F

Temperatura interior: 10°C – 50 °F

Humedad relativa: 85%

Aislamiento: Poliuretano expandido

Cara interior y exterior de pared de chapa de acero: 0.4 mm.

Entalpía interior ( $h_{int}$ ):  $19,013 \frac{BTU}{lb}$

Entalpía exterior ( $h_{ext}$ ):  $37,085 \frac{BTU}{lb}$

### Dimensiones de la sala de procesos

Para hallar las dimensiones de la sala de procesos, utilizaremos el apéndice 1 para encontrar el grosor de poliuretano expandido, que necesitaremos en las paredes.

Encontramos entonces que el espesor de corcho necesario es de 3 pulgadas.

Ahora utilizando la ecuación número 1, encontraremos el espesor de poliuretano necesario:

$$e = e_c \cdot \frac{k}{k_c}$$

$$e = 4 \text{ pulg} \cdot \frac{0.018 \frac{\text{Watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}}{0.035 \frac{\text{Watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}}$$

$$e = 3 \text{ pulg}$$

### EXTERIORES

Largo: 46,2064 m = 151,60 ft

Ancho: 20 m = 65,62 ft

Alto: 3,6032 m = 11,82 ft

## INTERIORES

Largo: 46,0536 m = 151,0946 ft

Ancho: 19,847 m = 65,1146 ft

Alto: 3,4487 m = 11,3146 ft

### Área exterior de la sala de procesos

$$\begin{aligned} \text{Área}_{\text{exterior}} &= 2 \cdot (151.60\text{ft} \cdot 65.62\text{ft}) + 2 \\ &\quad \cdot (151.60\text{ft} \cdot 11.82\text{ft}) + 2 \cdot (65.62\text{ft} \cdot 11.82\text{ft}) \end{aligned}$$

$$\text{Área}_{\text{exterior}} = 25031.0648 \text{ ft}^2$$

### Volumen interior de la sala de procesos

$$\text{Volumen}_{\text{interior}} = 151.0946\text{ft} \cdot 65.1146\text{ft} \cdot 11.3146\text{ft}$$

$$\text{Volumen}_{\text{interior}} = 111318.29\text{ft}^3$$

### Factor de ganancia por paredes

Utilizando el apéndice 2 se logra encontrar el valor de ganancia por paredes necesario para esta sala de conservación.

Primero debemos encontrar la variación de temperaturas, entre la temperatura exterior e interior y el valor de espesor de

corcho, luego ingresar a la tabla del apéndice 2, interpolar los valores contenidos para hallar el valor necesario.

En este caso:

$$T_e - T_i = 77^{\circ}F - 50^{\circ}F = 27^{\circ}F$$

|             |      |
|-------------|------|
| Temperatura | 27°F |
| 4 pulg      | 48,6 |

Entonces el factor de ganancia de calor a través de las paredes es de 48,60  $BTU/día \cdot ft^2$ .

#### Número de cambios de aire por día para la sala de procesos

En el apéndice 3 encontramos la tabla necesaria para encontrar a través de la interpolación, el número de cambios de aire.

| Volumen ( $ft^3$ ) | Número de cambios de<br>aire |
|--------------------|------------------------------|
| 111318.29          | 1,31                         |

#### Factor de calor liberado por personas ( $F_p$ )

Para encontrar el factor a utilizar tenemos que interpolar los valores de la tabla ubicada en el apéndice 5.

| Temperatura de cámara<br>(°F) | Calor equivalente por<br>persona (BTU/hr) |
|-------------------------------|---|
| 50                            | 720                                       |

### 3.11.2 Cálculo de cargas térmicas de la sala de procesos

#### Carga térmica generada por transmisión de calor a través de las paredes

Utilizaremos la ecuación número 2 para encontrar el valor requerido.

$$Q_{trans} = F1 \cdot S$$

$$Q_{trans} = 48.60 \frac{BTU}{día \cdot ft^2} \cdot 25031.0648 ft^2$$

$$Q_{trans} = 1216509.749 \frac{BTU}{día}$$

#### Carga térmica generada por la renovación de aire

Para hallar el valor de la carga térmica por renovación de aire utilizaremos la ecuación número 3.

$$Q_{ap} = n \cdot V_{cámara} \cdot \rho_{aire} \cdot (h_{ext} - h_{int})$$

$$Q_{ap} = 1.31 \frac{cambios}{día} \cdot 111318.29 ft^3 \cdot 0.072 \frac{lb}{ft^3} \cdot 18.072 \frac{BTU}{lb}$$

$$Q_{ap} = 111337.744 \frac{BTU}{día}$$

#### Carga térmica generada por personas

En este caso, se realizarán trabajos en el interior del lugar, por tal razón debemos hallar el aporte de carga térmica que se genera por las personas, (en este caso serán 25 personas las que realizarán labores), para tal razón utilizaremos la ecuación número 9.

$$Q_{per} = N_p \cdot F_p \cdot t_p$$

$$Q_{per} = 25 \frac{\text{personas}}{\text{día}} \cdot 612 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{persona}} \cdot 8 \text{hr}$$

$$Q_{per} = 122400 \frac{\text{BTU}}{\text{día}}$$

### Carga por iluminación

En este caso al tener personas trabajando dentro del recinto, se ve necesario que exista iluminación dentro para que se puedan realizar las labores de la mejor manera, para encontrar el aporte de carga de calor que se da por causa de las luminarias instaladas dentro de la sala utilizaremos la ecuación número 7.

Primero hallaremos la proyección de piso:

$$P_f = 151.0946 \text{ft} \cdot 65.1146 \text{ft} = 9838.464441 \text{ft}^2$$

Luego ingresaremos los datos en la ecuación 7

$$Q_{al} = N_f \cdot P_f \cdot F \cdot t_e$$

$$Q_{al} = 2 \frac{\text{Watt}}{\text{ft}^2} \cdot 9838.464441 \text{ft}^2 \cdot 3.413 \cdot 8 \text{hrs}$$

$$Q_{al} = 537258.8662 \frac{\text{BTU}}{\text{día}}$$

### Carga térmica total en la sala de procesos

Encontraremos el valor de la carga total de cámara sumando los valores hallados anteriormente

$$Q_{Sala \text{ de procesos}} = Q_{trans} + Q_{ap} + Q_{per} + Q_{al}$$

$$Q_{Sala\ de\ procesos} = 1216509.749 \frac{BTU}{día} + 111337.744 \frac{BTU}{día} +$$
$$122400 \frac{BTU}{día} + 537258.8662 \frac{BTU}{día}$$

$$Q_{Sala\ de\ procesos} = 1987506.359 \frac{BTU}{día}$$

Carga térmica afectada por el factor de seguridad de 10%:

$$Q_{Sala\ de\ procesos} = 2186256.995 \frac{BTU}{día}$$

### 3.12 Balance energético en la sala zona de despacho

#### 3.12.1 Características de la zona de despacho

Tiempo de uso: 8 horas.

Temperatura ambiente: 25°C – 77 °F

Temperatura interior: 10°C – 50 °F

Humedad relativa: 85%

Aislamiento: Poliuretano expandido

Cara interior y exterior de pared de chapa de acero: 0,4 mm.

Entalpía interior ( $h_{int}$ ):  $19,013 \frac{BTU}{lb}$

Entalpía exterior ( $h_{ext}$ ):  $37,085 \frac{BTU}{lb}$

#### Dimensiones de la zona de despacho

Para hallar las dimensiones de la sala de procesos, utilizaremos el apéndice 1 para encontrar el grosor de poliuretano expandido, que necesitaremos en las paredes.

Encontramos entonces que el espesor de corcho necesario es de 3 pulgadas.

Ahora utilizando la ecuación número 1, encontraremos el espesor de poliuretano necesario:

$$e = e_c \cdot \frac{k}{k_c}$$

$$e = 4\text{pulg} \cdot \frac{0.018 \frac{\text{Watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}}{0.035 \frac{\text{Watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}}$$

$$e = 3\text{pulg}$$

- EXTERIORES

Largo: 38,2064 m = 125,35 ft

Ancho: 6 m = 19,685 ft

Alto: 3,5 m = 11,49 ft

- INTERIORES

Largo: 38,0524 m = 124,85 ft

Ancho: 5,846 m = 19,18 ft

Alto: 3,346 m = 10,98 ft

**Área exterior de la zona de despacho**

$$\begin{aligned} \text{Área}_{\text{exterior}} &= 2 \cdot (125.35\text{ft} \cdot 19.685\text{ft}) + 2 \\ &\cdot (125.35\text{ft} \cdot 11.49\text{ft}) + 2 \cdot (19.685\text{ft} \cdot 11.49\text{ft}) \\ \text{Área}_{\text{exterior}} &= 8267.9338 \text{ft}^2 \end{aligned}$$

### Volumen interior de la zona de despacho

$$Volumen_{interior} = 124.85ft \cdot 19.18ft \cdot 10.98ft$$

$$Volumen_{interior} = 26292.96ft^3$$

### Factor de ganancia por paredes(F1)

Utilizando el apéndice 2 se logra encontrar el valor de ganancia por paredes necesario para esta sala de conservación.

Primero debemos encontrar la variación de temperaturas, entre la temperatura exterior e interior y el valor de espesor de corcho, luego ingresar a la tabla del apéndice 2, interpolar los valores contenidos para hallar el valor necesario.

En este caso:

$$T_e - T_i = 77^{\circ}F - 50^{\circ}F = 27^{\circ}F$$

|             |       |
|-------------|-------|
| Temperatura | 27°F  |
| 4 pulg      | 48,60 |

Entonces el factor de ganancia de calor a través de las paredes es de 48,60  $BTU/día \cdot ft^2$ .

### Número de cambios de aire por día para la zona de despacho

En el apéndice 3 encontramos la tabla necesaria para encontrar a través de la interpolación, el número de cambios de aire.

| Volumen (ft <sup>3</sup> ) | Número de cambios de<br>aire |
|----------------------------|------------------------------|
| 26292,96                   | 2,9224                       |

### Factor de calor liberado por personas ( $F_p$ )

Para encontrar el factor a utilizar tenemos que interpolar los valores de la tabla ubicada en el apéndice 5.

| Temperatura de cámara<br>(°F) | Calor equivalente por<br>persona (BTU/hr) |
|-------------------------------|---|
| 50                            | 720                                       |

### 3.12.2 Cálculo de cargas térmicas de la zona de despacho

#### Carga térmica generada por transmisión de calor a través de las paredes

Utilizaremos la ecuación número 2 para encontrar el valor requerido.

$$Q_{trans} = F1 \cdot S$$

$$Q_{trans} = 48.60 \frac{BTU}{día \cdot ft^2} \cdot 8267.9338 ft^2$$

$$Q_{trans} = 401821.5827 \frac{BTU}{día}$$

#### Carga térmica generada por la renovación de aire

Para hallar el valor de la carga térmica por renovación de aire utilizaremos la ecuación número 3.

$$Q_{ap} = n \cdot V_{cámara} \cdot \rho_{aire} \cdot (h_{ext} - h_{int})$$

$$Q_{ap} = 2.9224 \frac{cambios}{día} \cdot 26292.96 ft^3 \cdot 0.072 \frac{lb}{ft^3} \cdot 18.072 \frac{BTU}{lb}$$

$$Q_{ap} = 99981.087 \frac{BTU}{día}$$

### Carga térmica generada por personas

En este caso, se realizarán trabajos en el interior del lugar, por tal razón debemos hallar el aporte de carga térmica que se genera por las personas, (en este caso serán 8 personas las que realizarán labores), para tal razón utilizaremos la ecuación número 9.

$$Q_{per} = N_p \cdot F_p \cdot t_p$$

$$Q_{per} = 8 \frac{personas}{día} \cdot 720 \frac{BTU}{hr \cdot persona} \cdot 8hr$$

$$Q_{per} = 46080 \frac{BTU}{día}$$

### Carga por iluminación

En este caso al tener personas trabajando dentro del recinto, se ve necesario que exista iluminación dentro para que se puedan realizar las labores de la mejor manera, para encontrar el aporte de carga de calor que se da por causa de las luminarias instaladas dentro de la cámara utilizaremos la ecuación número 7.

Primero hallaremos la proyección de piso:

$$P_f = 124.85ft \cdot 19.18ft = 2394.623 ft^2$$

Luego ingresaremos los datos en la ecuación 7

$$Q_{al} = N_f \cdot P_f \cdot F \cdot t_e$$

$$Q_{al} = 2 \frac{\text{Watt}}{\text{ft}^2} \cdot 2394.623 \text{ft}^2 \cdot 3.413 \cdot 8 \text{hrs}$$

$$Q_{al} = 130765.5728 \frac{\text{BTU}}{\text{día}}$$

### Carga térmica total en la zona de despacho

Encontraremos el valor de la carga total de cámara sumando los valores hallados anteriormente

$$Q_{\text{Zona de despacho}} = Q_{\text{trans}} + Q_{\text{ap}} + Q_{\text{per}} + Q_{\text{al}}$$

$$Q_{\text{Zona de despacho}} = 401821.5827 \frac{\text{BTU}}{\text{día}} + 99981.087 \frac{\text{BTU}}{\text{día}} + 46080 \frac{\text{BTU}}{\text{día}} + 130765.5728 \frac{\text{BTU}}{\text{día}}$$

$$Q_{\text{Zona de despacho}} = 746513.0668 \frac{\text{BTU}}{\text{día}}$$

Valor de la carga de la zona de despacho afectado por el factor de seguridad de 10%:

$$Q_{\text{Zona de despacho}} = 821164.3735 \frac{\text{BTU}}{\text{día}}$$

### 3.13 Carga total de la instalación

Utilizando los valores anteriores, ingresaremos al programa Engineering Equation Solver, serán entonces ingresados en el código descrito en el anexo 3, con la ayuda de este software lograremos hallar

la carga total de cada una de las cámaras de frío y el total de calor a retirar.

$Q_{Total\ de\ instalación}$

$$= Q_{Cámara} + Q_{Túnel} + Q_{Antecámara} + Q_{Sala\ de\ procesos}$$

$$+ Q_{Zona\ de\ despacho}$$

$Q_{Total\ de\ instalación}$

$$= 8511205.502 \frac{BTU}{día} + 2152894.282 \frac{BTU}{día} + 807693.996 \frac{BTU}{día}$$

$$+ 2186256.995 \frac{BTU}{día} + 821164.374 \frac{BTU}{día}$$

$$Q_{Total\ de\ instalación} = 14479215.15 \frac{BTU}{día}$$

$$Tiempo\ de\ funcionamiento = 20\ horas$$

$$Capacidad\ por\ horas = 723960.757 \frac{BTU}{hora}$$

$$Capacidad\ por\ horas = 60.33\ Toneladas\ de\ refrigeración$$

$$Capacidad\ por\ horas = 212.172\ kW$$

### 3.14 Resumen de cargas térmicas

Tabla 5: Resumen de temperaturas y cargas térmicas en áreas de refrigeración y proceso (Fuente: Propia)

| Denominación                    | Carga térmica<br>(BTU/día) | Carga térmica<br>por hora<br>(kW) | Temperatura<br>interior<br>(°C) |
|---------------------------------|----------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|
| Carga total de sala de procesos | 2315420,57                 | 33,93                             | 10                              |
| Carga total de antecámara       | 805991,26                  | 11,81                             | 4                               |
| Carga total de túnel 1          | 2552924,44                 | 37,41                             | 4                               |
| Carga total de túnel 2          | 2552924,44                 | 37,41                             | 4                               |
| Carga total de cámara 1         | 1058194,565                | 15,51                             | 4                               |
| Carga total de cámara 2         | 1058194,565                | 15,51                             | 4                               |
| Carga total de zona de despacho | 750749,06                  | 11                                | 10                              |
| <b>CAPACIDAD TOTAL</b>          | <b>11094398,90</b>         | <b>162.57</b>                     |                                 |

### 3.15 Dimensionamiento del sistema de refrigeración por absorción

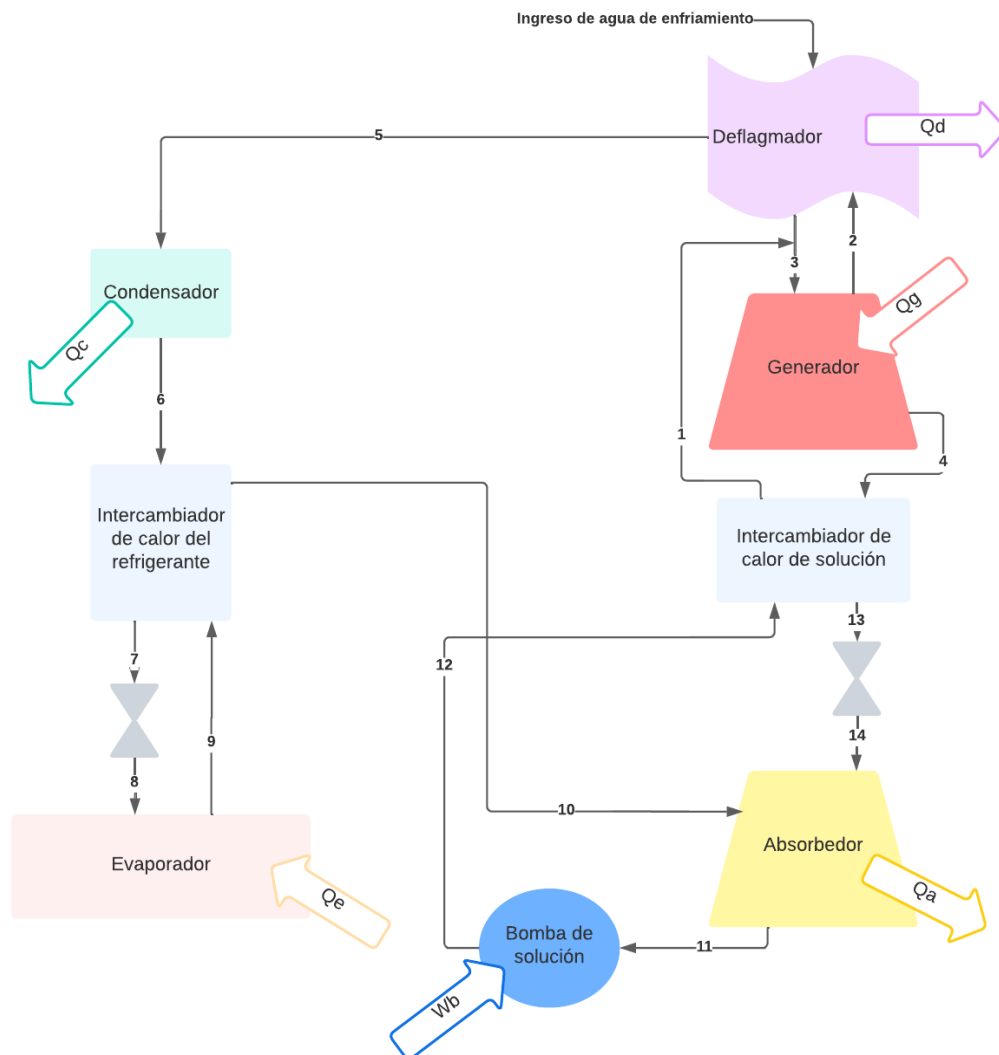


Figura 20: Diagrama de sistema de refrigeración por absorción amoníaco-agua.

(Fuente: Propia)

De la figura 20, podemos notar lo que sucede cuando acontecen los procesos de refrigeración, a continuación una breve explicación de los estados numerados en la imagen.

#### Estado 1

En la salida del intercambiador el flujo que encontramos está

compuesto por amoníaco y agua en estado líquido que circula hacia el generador.

### **Estado 2**

La parte de la solución que sale del generador en forma de vapor saturado fluirán hacia el rectificador.

### **Estado 3**

El fluido al encontrarse en el rectificador se encuentra en dos fases a la vez, en este lugar los componentes más pesados ingresan en estado líquido al generador.

### **Estado 4**

En la salida de generador se encuentra una solución de amoníaco-agua que tendrá una temperatura de  $120^{\circ}\text{C}$  como recomendación.

### **Estado 5**

En este lugar debe llegar el flujo teniendo como único componente amoníaco.

### **Estado 6**

Asumiremos la concentración de amoníaco al 100% y el condensador con una temperatura de diseño de  $30^{\circ}\text{C}$ .

### **Estado 7**

La concentración de amoníaco en el flujo será del 100%.

### **Estado 8**

Al pasar a través de la válvula el fluido sufrirá un proceso de cambio de presión de tipo isoentálpico, se mantendrá aún el porcentaje de pureza del amoníaco.

### **Estado 9**

La temperatura de trabajo dentro de las cámaras será de  $0.56^{\circ}\text{C}$  y una concentración de 100% de amoníaco.

### **Estado 10**

Existe un mantenimiento de la composición del fluido y se varía la temperatura y la entalpía

### **Estado 11**

En la salida del absorbedor la mezcla líquida de amoníaco-agua tendrá la temperatura de  $30^{\circ}\text{C}$  y una presión muy baja.

### **Estado 12**

Al paso por la bomba se incrementa la presión, la concentración del fluido se mantiene constante.

### **Estado 13**

La concentración de refrigerante es pobre, debe continuar su paso a la válvula para el cambio de presión.

### **Estado 14**

Después de haber sufrido un cambio de presión isoentálpica el fluido pobre vuelve al absorbedor.

Como características de este en particular tenemos:

- TEMPERATURA DE FUENTE DE CALOR:  $120^{\circ}\text{C}$
- TEMPERATURA DE DISEÑO DEL CONDENSADOR:  
 $30^{\circ}\text{C}$
- TEMPERATURA DE DISEÑO DEL EVAPORADOR: -  
 $0,56^{\circ}\text{C}$

- EFICIENCIA ISOENTRÓPICA: 0,85
- CALOR EN EL EVAPORADOR: 212,172 kW

### 3.15.1 Presentación de cálculos paramétricos del refrigerante

Mediante el uso del software EES (Engineering Equation Solver) podemos obtener los siguientes resultados, el programa utilizado se basa en el código del ingeniero Israel González Cortés de la Universidad Autónoma de México, encontraremos el código modificado en el anexo 2, los números relativos a cada proceso provienen de la figura 21.

Tabla 6: Propiedades del proceso, resultados de la simulación en EES (Fuente: Propia).

| Número | Temperatura (K) | Presión (bar) | Entalpía (kJ/kg) | Flujo Másico (kg/seg) | Calidad | Entropía (kJ/kg-K) | Energía interna (kJ/kg) | Vol. Específico (m <sup>3</sup> /kg) | Concentracion (kg de NH <sub>3</sub> /kg mezcla) |
|--------|-----------------|---------------|------------------|-----------------------|---------|--------------------|-------------------------|--------------------------------------|--|
| 1      | 341,4           | 11,67         | 120,8            | 0,4858                | 0,03874 | 0,9769             | 113,4                   | 0,006325                             | 0,5295   |
| 2      | 338,4           | 11,67         | 139,             | 0,1806                | 1       | 4,615              | 1247                    | 0,13                                 | 0,9927   |
| 3      | 338,4           | 11,67         | 56,95            | 0,002813              | 0       | 0,7902             | 55,44                   | 0,001289                             | 0,5295   |
| 4      | 393,1           | 11,67         | 353,4            | 0,308                 | 0       | 1,526              | 352                     | 0,001219                             | 0,258  |
| 5      | 303,1           | 11,67         | 1291             | 0,1777                | 1       | 4,278              | 1162                    | 0,1106                               | 1  |
| 6      | 303,1           | 11,67         | 141,8            | 0,1777                | 0       | 0,4995             | 139,8                   | 0,001684                             | 1  |
| 7      | 289             | 11,67         | 74               | 0,1777                | -0,001  | 0,2705             | 72,1                    | 0,001621                             | 1  |
| 8      | 273,15          | 4,207         | 74               | 0,1777                | 0       | 0,002181           | -3,166                  | 0,001558                             | 1  |
| 9      | 272,6           | 4,207         | 1268             | 0,1777                | 1       | 4,641              | 1144                    | 0,2949                               | 1  |
| 10     | 300             | 4,207         | 1335             | 0,1777                | 1,001   | 4,877              | 1196                    | 0,3323                               | 1  |
| 11     | 303,1           | 4,207         | -104,1           | 0,4858                | 0       | 0,2907             | -104,6                  | 0,001232                             | 0,5295   |
| 12     | 303,2           | 11,67         | -103             | 0,4858                | -0,001  | 0,2913             | -104,4                  | 0,001231                             | 0,5295   |
| 13     | 312,4           | 11,67         | 0,5466           | 0,308                 | -0,001  | 0,5228             | -0,7509                 | 0,001112                             | 0,258  |
| 14     | 312,6           | 4,207         | 0,5466           | 0,308                 | -0,001  | 0,5255             | 0,07864                 | 0,001112                             | 0,258  |

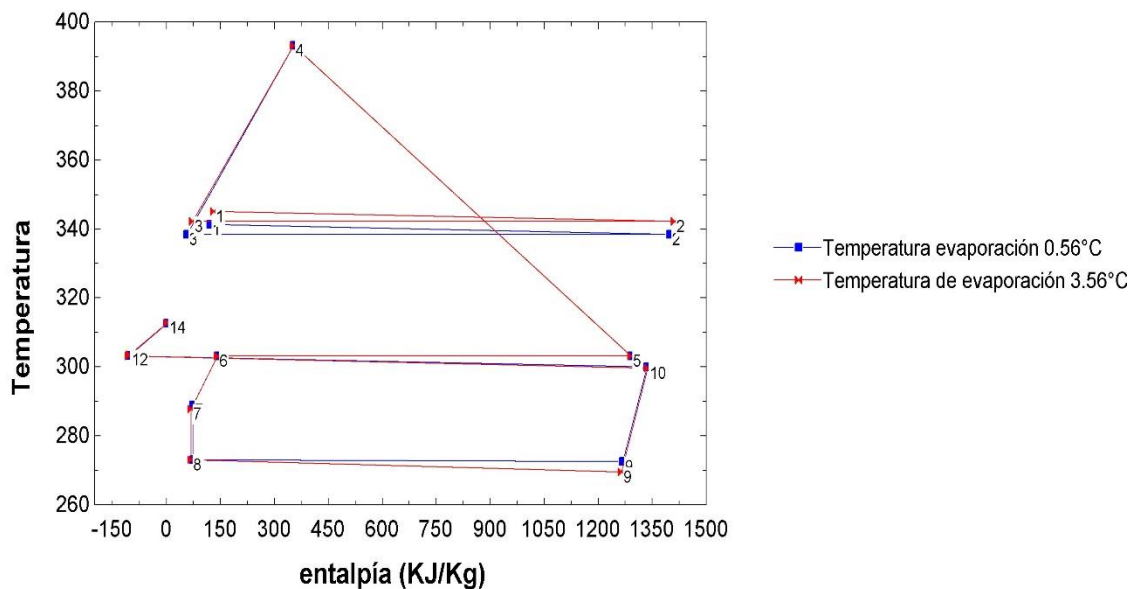


Figura 21: Diagrama T-h de amoníaco-agua comparativo al utilizar temperaturas de 4°C y 10°C en las cámaras (Fuente: Propia).

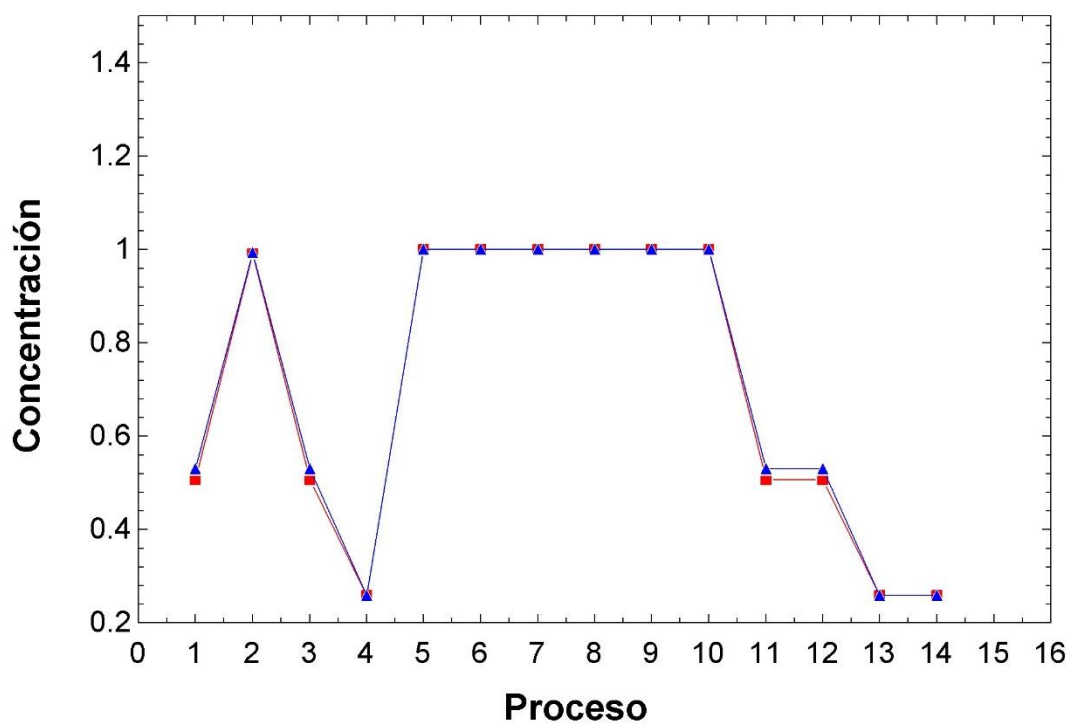


Figura 22: Diagrama concentración vs proceso para el refrigerante amoníaco-agua (Fuente: Propia).

### 3.15.2 Balance de cargas de energía

#### Evaporador

Utilizando la ecuación número 3 hallamos la energía en el evaporador:

$$Q_e = 0.1777 \frac{kg}{seg} \cdot \left( 1268 \frac{kJ}{kg} - 74 \frac{kJ}{kg} \right)$$

$$Q_e = 212,174 \text{ kW}$$

#### Condensador

Utilizando la ecuación número 6:

$$Q_c = 0.1777 \frac{kg}{seg} \cdot \left( 1291 \frac{kJ}{kg} - 141.8 \frac{kJ}{kg} \right)$$

$$Q_c = 204,22 \text{ kW}$$

#### Bomba

Utilizando la ecuación número 29, hallamos:

$$W_e = 0.4858 \frac{kg}{seg} \cdot \left( -103 \frac{kJ}{kg} + 104.1 \frac{kJ}{kg} \right)$$

$$W_e = 0,5344 \text{ kW}$$

#### Absorbedor

Empleando la ecuación número 34:

$$Q_a + 0.4858 \frac{kg}{seg} \cdot -104.1 \frac{kJ}{kg} = 0.1777 \frac{kg}{seg} \cdot 1335 \frac{kJ}{kg} + 0.308 \frac{kg}{seg} \cdot 0.5466 \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_a = 287.97 \text{ kW}$$

#### Generador

Con el empleo de la ecuación número 42:

$$Q_g + 0.4858 \frac{kg}{seg} \cdot -104.1 \frac{kJ}{kg} = 0.1777 \frac{kg}{seg} \cdot 1335 \frac{kJ}{kg} + 0.308 \frac{kg}{seg} \cdot 0.5466 \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_g = 302,662 \text{ kW}$$

### Deflagmador o rectificador

Empleando la ecuación número 45:

$$Q_d + 0.1777 \frac{kg}{seg} \cdot 1291 \frac{kJ}{kg} + 0.002813 \frac{kg}{seg} \cdot 56.95 \frac{kJ}{kg} = 0.1806 \frac{kg}{seg} \cdot 1399 \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_d = 23,089 kW$$

Tabla 7: Resumen de carga en kilowats por equipo del ciclo de absorción

(Fuente: Propia).

| Equipo      | Carga (kW) |
|-------------|------------|
| Evaporador  | 212,174    |
| Condensador | 204,220    |
| Bomba       | 0,5344     |
| Absorbedor  | 287,97     |
| Generador   | 302,662    |
| Deflagmador | 23,089     |

### Balance general

$$Q_{evaporador} + Q_{generador} + W_{bomba} = Q_{condensador} + Q_{absorbedor} + Q_{deflagmador}$$

$$212.174kW + 302.662kW + 0.5344kW = 204.22kW + 287.97kW + 23.089kW$$

$$515,94 kW = 515,28 kW$$

### 3.15.3 Cálculo de coeficiente de operación

$$COP = \frac{212,172 kW}{302,662 kW + 0,5344 kW}$$

$$COP = 0,6998$$

El coeficiente de operación que obtenemos es de casi un 70%.

### 3.15.4 Cálculo de la necesidad de vapor provisto de la caldera

Para este cálculo tomaremos en cuenta la presencia de una caldera de vapor que prestará servicio para el calentamiento del líquido depositado en el generador como subproceso de una columna de destilación.

Tomaremos en cuenta los siguientes datos para realizar un cálculo de la potencia que necesitará el líquido refrigerante para alcanzar la temperatura deseada según el proceso descrito.

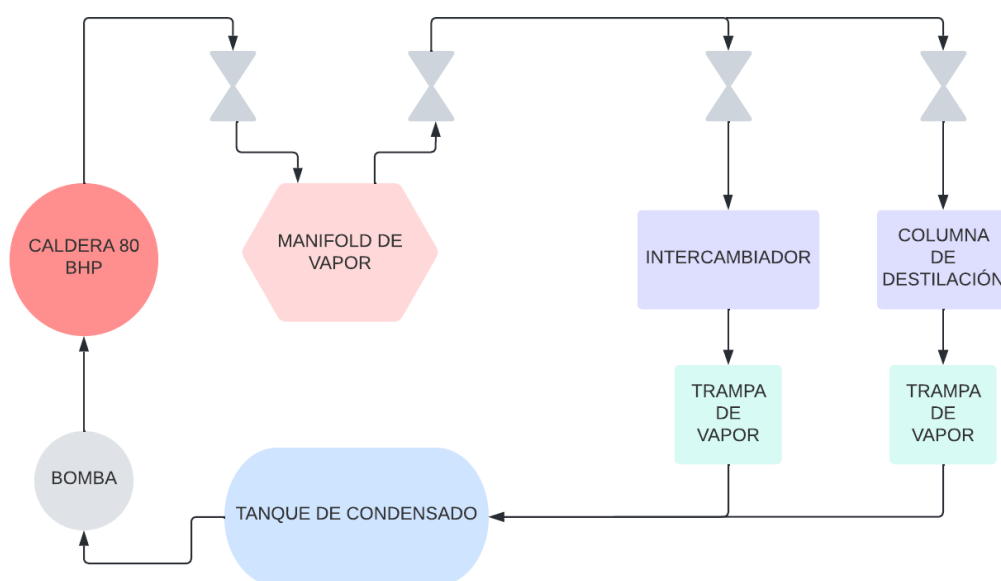


Figura 23: Esquema de conexión de vapor para calentamiento (Fuente: Propia).

A continuación, calcularemos la necesidad de potencia que necesitará el generador del ciclo de absorción correspondiente al esquema presentado en la Figura 24.

Temperatura de ingreso del agua a la caldera: 25°C.

Temperatura de salida de la caldera: 120°C.

Factor de servicio: 65%.

Potencia necesaria de generador: 302,662 kW.

Presión de trabajo de caldera: 100 PSIG.

La potencia que utilizaremos para hallar el flujo másico de vapor necesario será el mismo que necesita el generador.

Hallaremos en las tablas de vapor la entalpía de evaporación correspondiente a 100 PSIG.

$$100 \text{ PSIG} \rightarrow 2068,434 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Ahora calcularemos el calor sensible:

$$\text{Calor sensible} = 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot (150^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}) = 522,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Con los datos anteriores hallaremos el flujo de vapor que necesita basados en la potencia que requiere el generador del ciclo.

$$\begin{aligned} \text{Potencia} &= \text{flujo másico de vapor} \\ &\cdot \text{entalpía de vaporización} \\ &\cdot \text{factor de servicio} \end{aligned}$$

$$302,662 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ hr}} = \text{flujo másico} \cdot \left(2068,434 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 522,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \cdot 0,65$$

$$\text{flujo másico} = 646,98 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

### 3.15.5 Cálculo de tanque de almacenamiento de calor

Asumiremos que la potencia de generador será la misma que el calor entregado por el vapor entregado por la caldera.

Para iniciar el cálculo igualaremos la potencia del generador a la potencia generada por la caldera.

$$302,662 kW = \text{flujo másico de fluido} \\ \cdot (\text{entalpía de ingreso} - \text{entalpía de salida})$$

$$(\text{entalpía de ingreso} - \text{entalpía de salida}) = \frac{302,662 kW}{12,16 kg/s}$$

$$(\text{entalpía de ingreso} - \text{entalpía de salida}) = 24,89 kJ/kg$$

Ahora hallaremos el volumen que recibirá el tanque cada hora, iniciaremos calculando la masa del fluido:

$$\text{masa}_{\text{fluido}} = \frac{302,662 \frac{kJ}{s} \cdot 3600 \frac{s}{hr} \cdot 24hr}{24,89 \frac{kJ}{kg}}$$

$$\text{masa}_{\text{fluido}} = 1050622,611 kg$$

$$\text{Volumen} = \frac{\text{masa}}{\text{densidad}}$$

$$\text{Volumen} = \frac{1050622,611 kg}{1116 kg/m^3} = 941,42m^3$$

### 3.15.6 Cálculo de tanque de almacenamiento de agua fría

*Potencia calórica de evaporador*

*= flujo másico*

*· (diferencia de entalpías a la entrada y salida de agua)*

$$212,74 kW = 0,1777 \frac{kg}{s} \cdot (\text{entalpía de entrada} - 74 \frac{kJ}{kg})$$

$$\text{entalpía de entrada} = 1271,19 \frac{kJ}{kg}$$

Masa necesaria del fluido

$$\text{masa de fluido} = \frac{212,74 \frac{kJ}{s} \cdot \frac{3600s}{1hr} \cdot 24 hr}{1271,17 \frac{kJ}{kg} - 74 \frac{kJ}{kg}} = 15353,49kg$$

Volumen de tanque necesario para el líquido que servirá para el enfriamiento

$$Volumen\ de\ glicol = \frac{15353,49kg}{1116 \frac{kg}{m^3}} = 13,75m^3$$

### 3.15.7 Cálculo de torre de enfriamiento

Para realizar este cálculo primero mencionaremos los parámetros necesarios.

Temperatura de ingreso de agua: 303,15 K.

Temperatura de salida: 289 K.

Temperatura de agua de reposición: 288 K.

Temperatura de bulbo seco: 298,15 K.

Humedad relativa ambiente: 85%.

Humedad relativa a la salida de la torre: 95%.

#### Flujo de agua de circulación

Utilizaremos la siguiente ecuación para el balance de energía en el condensador:

$$Q_{condensación} = \dot{m}_{wc} \cdot c_p \cdot (T_e - T_s) \quad (59)$$

$Q_{condensación}$  Calor en el condensador (kW)

$\dot{m}_{wc}$  Flujo de agua circulante (kg/s)

$c_p$  Calor específico del agua (kJ/kg · K)

$T_e$  Temperatura de ingreso de agua (K)

$T_s$  Temperatura de salida de agua (K)

Reemplazando valores:

$$204,22 \text{ kW} = \dot{m}_{wc} \cdot 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (303,15\text{K} - 289\text{K})$$

$$\dot{m}_{wc} = 3,45 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

### Cálculo de caudal de aire

Se realizará un balance de masas en las torres de enfriamiento:

$$g_w = \frac{h_2 - h_1 - (w_2 - w_1) \cdot h_{fr}}{h_{fa} - h_{fb}} \quad (60)$$

|          |  |
|----------|--|
| $g_w$    | Humedad específica (kg/kg)                               |
| $h_2$    | Entalpía que sale de la torre de enfriamiento (kJ/kg)    |
| $h_1$    | Entalpía de saturación (kJ/kg)                           |
| $w_1$    | Humedad absoluta al ingreso (kg/kg)                      |
| $w_2$    | Humedad absoluta a la salida (kg/kg)                     |
| $h_{fr}$ | Entalpía de agua de reposición (kJ/kg)                   |
| $h_{fa}$ | Entalpía al ingreso de la torre de enfriamiento (kJ/kg)  |
| $h_{fb}$ | Entalpía a la salida de la torre de enfriamiento (kJ/kg) |

### Condiciones del aire a la entrada de la torre:

- Temperatura de bulbo seco: 298,15 K
- Humedad relativa: 85%
- Humedad absoluta: 0,0169 kg/kg

- Entalpía: 68,39 kJ/kg
- Volumen específico: 0,87 m<sup>3</sup>/kg

### Condiciones del aire a la salida de la torre

Hallaremos los valores mediante la utilización de las siguientes fórmulas.

Con la ecuación siguiente hallaremos el valor de la humedad absoluta a la salida de la torre:

$$w_2 = 0,00625 \cdot HR_s \cdot \frac{P_g}{P_a - P_g} \quad (61)$$

$w_2$  Humedad absoluta a la salida (kg/kg)

$HR_s$  Humedad relativa del aire (%)

$P_g$  Presión de saturación (bar)

$P_a$  Presión atmosférica (bar)

Sabemos que la temperatura promedio es de 296,075K, dato que utilizaremos para obtener las propiedades necesarias del flujo.

$$h_g = 2542,9 \frac{kJ}{kg}$$

$$P_g = 1,013 \text{ bar}$$

Utilizando la ecuación 61 hallaremos el valor de la humedad absoluta a la salida:

$$w_2 = 0,00625 \cdot 95 \cdot \frac{0,032 \text{ bar}}{1,013 \text{ bar} - 0,032 \text{ bar}}$$

$$w_2 = 0,01937 \frac{kg}{kg}$$

La siguiente ecuación nos ayuda a encontrar el valor de las entalpías:

$$h_2 = c_p \cdot TBS_2 + w_2 \cdot h_g \quad (62)$$

$h_2$  Entalpía a la salida del fluido (kJ/kg)

$c_p$  Calor específico del fluido (kJ/kg·K)

$TBS_2$  Temperatura de bulbo seco a la salida (K)

$w_2$  Humedad absoluta a la salida (kg/kg)

$h_g$  Entalpía de vapor seco (kJ/kg)

Utilizando la ecuación número 62 hallamos el valor de la entalpía necesaria:

$$h_2 = 1,013 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot 296,075K + 0,01937 \frac{kg}{kg} \cdot 2542,9 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_2 = 349,18 \frac{kJ}{kg}$$

Al obtener los valores anteriores podemos utilizar la ecuación 60 para hallar el cálculo de flujo de aire:

$$g_w = \frac{349,18 \frac{kJ}{kg} - 68,38 \frac{kJ}{kg} - (0,01937 \frac{kg}{kg} - 0,0169 \frac{kg}{kg}) \cdot 62,99 \frac{kJ}{kg}}{125,79 \frac{kJ}{kg} - 109,07 \frac{kJ}{kg}}$$

$$g_w = 16,78 \frac{kg \text{ agua}}{kg \text{ aire seco}}$$

$$\dot{G}_{aire} = \frac{\dot{m}_{wc}}{g_w} \quad (63)$$

$\dot{G}_{aire}$  Caudal de aire (kg/hr)

$\dot{G}_w$  Flujo de agua circulante (kg/s)

$g_w$  Cantidad de agua por cantidad de aire (kg/kg)

Ahora reemplazando los valores obtenidos anteriormente en la ecuación 63 tenemos:

$$\dot{G}_{aire} = \frac{3,45 \frac{kg}{s}}{16,78 \frac{kg}{kg}} = 0,206 \frac{kg \text{ de aire}}{s} = 740,17 \frac{kg \text{ de aire}}{hr}$$

### Caudal de masa de aire seco al ingreso de la torre de enfriamiento

Realizando un arreglo hallamos el caudal de masa de aire seco:

$$\dot{V}_{aire} = \dot{G}_{aire} \cdot v_{especifico} \quad (64)$$

$$\dot{V}_{aire} = 740,17 \frac{kg \text{ de aire}}{hr} \cdot 0,87 \frac{m^3}{kg}$$

$$\dot{V}_{aire} = 643,95 \frac{m^3}{hr}$$

### Caudal de agua para reposición

Primero hallaremos la diferencia entre la humedad específica de entrada menos la de salida:

$$\Delta \text{humedad absoluta} = 0,01937 \frac{kg}{kg} - 0,01698 \frac{kg}{kg}$$

$$\Delta \text{humedad absoluta} = 0,0024 \frac{kg}{kg}$$

Entonces para hallar el caudal de agua para reposición:

$$\text{Caudal de reposición} = \dot{G}_{\text{aire}} \cdot \Delta \text{humedad absoluta}$$

$$\text{Caudal de reposición} = 740,17 \frac{\text{kg de aire}}{\text{hr}} \cdot 0,0024 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$\text{Caudal de reposición} = 1,77 \frac{\text{kg de humedad}}{\text{hr}} = 0,0004935 \frac{\text{lt}}{\text{s}}$$

### 3.15.8 Cálculo para proyección de creación de biodigestor

Con la finalidad de que nuestro sistema de refrigeración pueda ser más amigable con el medio ambiente y su funcionamiento no sea un gasto significativo, tenemos que utilizar recursos que nos permitan ahorrar en los factores que aportan en el funcionamiento del circuito, por esta razón el gas que será proporcionado a las máquinas de refrigeración ROBUR, tiene como futura gestión, el funcionamiento a base de biogás, de tal manera disminuir el gasto en combustible.

La creación de un biodigestor lo suficientemente grande para permitir la generación de gas, nos brindará un excedente, que tendrá uso fertilizante, así cuidar el medio ambiente y a la vez economizar los procesos industriales y agrícolas.

Realizaremos un cálculo tentativo de la necesidad de impulsada por gas natural para presentarla al cliente y promover el uso de biogás en el fundo.

El consumo de gas de nuestras máquinas de refrigeración es de 10,04 m<sup>3</sup>/hr [20].

Poder calorífico de combustibles:

$1\text{m}^3$  de gas natural es igual a 11,98 kWh

$1\text{m}^3$  de biogás es igual a 6,5 kWh

Con estos datos podremos realizar los cálculos correspondientes.[21]

Entonces:

El consumo diario de gas natural por parte de la caldera será:

$$40,16 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \cdot 24 \text{ hr} = 963,84 \text{ m}^3 \text{ de gas natural}$$

*963,84 m<sup>3</sup> de gas natural es equivalente a 1776,43 m<sup>3</sup> de biogás*

Durante el presente año y el siguiente se espera en el fundo el crecimiento de la compra y cría de animales bovinos hasta llegar a una cantidad de mil cabezas de ganado, los cuales serán la fuente de biomasa que será necesaria para alimentar el biodigestor, al ser un proyecto grande, se plantea, que además de las excretas que necesariamente serán redirigidas desde los establos hacia el biodigestor, también se realizará el acopio de excrementos de fundos vecinos, con la consigna de la entrega de biol (producto excedente fertilizante a la salida del biodigestor) necesario para sus terrenos finalizado el proceso, además de el excremento de bovinos se utilizará el acopio de poda y demás residuos que deja el cuidado de las plantas pertenecientes al fundo.

En este cálculo se tomará en cuenta el ingreso al biodigestor como si únicamente fuese alimentado por excremento bovino.

Sabemos que:

$$1 \text{ ton de excremento bovino} \rightarrow 40 \text{ m}^3 \text{ de biogás}$$

Entonces:

$$\frac{\frac{1777m^3 \text{ biogás}}{40 m^3 \text{ biogás}}}{1 \text{ ton de excremento}} = 44,425 \text{ ton de excremento}$$

Según nuestra bibliografía, conocemos que la media de excretas diarias de bovinos son el 8% de su peso, y la media de peso de estos animales entre machos y hembras son 700 kg, entonces:

$$\frac{44,425 \text{ ton de excremento}}{(700kg \text{ animal} \cdot 0,08)/1000} = 794 \text{ animales}$$

Después de nuestro cálculo podemos afirmar que la cantidad de animales, los residuos de poda y otros componentes que se agregarán al biodigestor, serán suficientes para poder brindar el suficiente combustible en el funcionamiento de nuestras máquinas de refrigeración por absorción.

## 4. CAPÍTULO 4: SELECCIÓN DE PIEZAS COMERCIALES

### 4.1 Selección de fancoils

Se utilizarán evaporadores de la marca DIMATEK, con estos se logrará climatizar apropiadamente cada uno de nuestros cuartos fríos, a continuación, presentaremos la elección que se realizó para cada necesidad.

#### Fancoil para túneles de enfriamiento



Figura 24: Evaporador DIMATEK modelo CMO-32 [22].

EVAPORADOR DIMATEK CMO-32

Potencia frigorífica nominal: 16,931 kW

Cantidad de evaporadores: 4

Caudal de agua: 2,905 m<sup>3</sup>/hr

Potencia total de evaporadores: 67,724 kW

### Fancoil para cámara de refrigeración



Figura 25: Evaporador DIMATEK modelo FH-EC-025[22].

EVAPORADOR DIMATEK FH-EC-025

Potencia frigorífica sensible: 4,791 kW

Cantidad de evaporadores: 4

Caudal de agua: 0,822 m<sup>3</sup>/hr

Potencia total de evaporadores: 19,164 kW

### Fancoil para antecámara



Figura 26: Evaporador EVAIR modelo FH-EC-070 [22].

EVAPORADOR DIMATEK FH-EC-070

Potencia frigorífica sensible: 6,755 kW

Cantidad de evaporadores: 2

Caudal de agua: 1,159 m<sup>3</sup>/hr

Potencia total de evaporadores: 13,51 kW

### Fancoils para sala de procesos



Figura 27: Evaporador DIMATEK modelo FH-EC-070 [22].

EVAPORADOR DIMATEK FH-EC-070

Potencia frigorífica sensible: 6,755 kW

Cantidad de evaporadores: 5

Caudal de agua: 1,159 m<sup>3</sup>/hr

Potencia total de evaporadores: 33,775 kW

### Fancoils para zona de despacho



Figura 28: Evaporador DIMATEK modelo FH-EC-070 [22].

EVAPORADOR FH-EC-070

Potencia frigorífica sensible: 6,755 kW

Cantidad de evaporadores: 2

Caudal de agua: 1,159 m<sup>3</sup>/hr

Potencia total de evaporadores: 13,51 kW

#### 4.2 Selección de máquinas de absorción

Utilizamos la potencia necesaria para refrigeración de 212,174 kW.

Entonces seleccionamos 4 máquinas de absorción de marca ROBUR modelo RTCF 240-00-TK de 69,96 kW de capacidad de refrigeración y 10940 litros por hora como caudal nominal de agua, para cumplir con las necesidades de nuestro sistema.

### Serie GA - Versión TK PARA APLICACIÓN EN PROCESOS INDUSTRIALES



Figura 29: Máquina de absorción serie GA - versión TK [23].

#### 4.3 Selección de depósitos de almacenamiento de agua

Para almacenar el agua caliente utilizaremos tanques de depósito industriales fabricados en acero al carbono.

Al haber seleccionado cuatro máquinas de absorción con un caudal nominal de ingreso de agua de 10940 litros por hora, tendremos que seleccionar tanques que cumplan con un total de 43760 litros por hora, por esta razón utilizaremos 4 tanques MV-12000-IB, los cuales poseen una capacidad de 12000 litros.

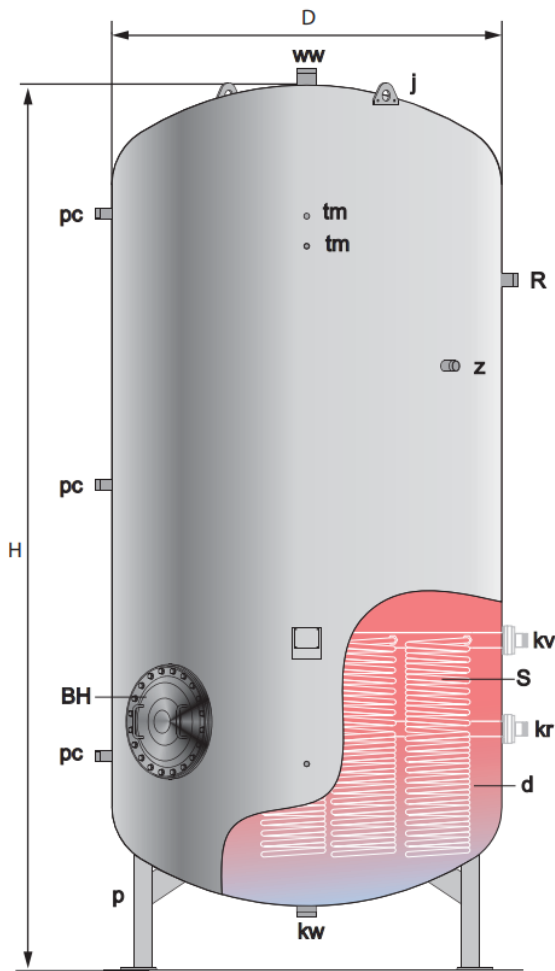


Figura 30: Tanque de acumulación de agua caliente marca Lapesa, modelo MV-12000-IB [24].

#### 4.4 Selección de intercambiador de calor

Utilizaremos un intercambiador de calor de placas de la empresa ALFA LAVAL modelo AC112/ACH112, que nos brinda el caudal necesario para el funcionamiento de las máquinas de refrigeración.



Figura 31: Intercambiador de calor Alfa laval AC112/ACH112 [25].

A través de este intercambiador brindaremos calor a la solución de amoníaco gracias al vapor que sale de la caldera, con el cual lograremos la temperatura de funcionamiento en el generador, podemos ver las características del mismo en la tabla 8 a continuación.

Tabla 8: Características principales del intercambiador de calor Alfa  
Laval AC112/ACH112 [25].

**Standard data**

|  |              |
|--|--------------|
| Min. working temperature                           | see graph    |
| Max. working temperature                           | see graph    |
| Min. working pressure                              | vacuum       |
| Max. working pressure                              | see graph    |
| Volume per channel H, L, M, litres (ga)            | 0.18 (0.046) |
| Volume per channel AH, AM, litres (ga)             | 0.20 (0.052) |
|  | 0.16 (0.041) |
| Max. particle size mm (inch)                       | 1 (0.04)     |
| Max. flowrate* m <sup>3</sup> /h (gpm)             | 51 (224)     |
| Min. nbr of plates                                 | 10           |
| Max. nbr of plates                                 | 300          |
| * Water at 5 m/s (16.4 ft/s) (connection velocity) |              |

**Standard materials**

|                |                 |
|----------------|-----------------|
| Cover plates   | Stainless steel |
| Connections    | Stainless steel |
| Plates         | Stainless steel |
| Brazing filler | Copper          |

#### 4.5 Selección de bombas

El consumo de agua necesario para el correcto funcionamiento de las máquinas de absorción es de 43760 litros por hora, con este dato seleccionaremos la bomba Ego (C) Slim 65-120.



Figura 32: Bomba de circulación Ego Slim [26].

Tabla 9: Características de Bomba Ego Slim de la marca EBARA [26].

**Bombas circuladoras de Alta Eficiencia - Conexión con bridas (simples y gemelas)**

| Características técnicas - Ego slim (simples) |                        |                       |                                     |                             |                  |                       |                               |           |
|---|------------------------|-----------------------|-------------------------------------|-----------------------------|------------------|-----------------------|-------------------------------|-----------|
| Modelo  | P <sub>1</sub> max [W] | Int. máx. 1~ 230V [A] | EEl (Ind. de eficiencia energética) | Distancia entre ejes L [mm] | Conexiones Bomba | Temperat. fluido [°C] | Presión máx. de trabajo [Bar] | Peso [kg] |
| Ego slim 40-40                                | 110                    | 1                     | ≤ 0,20                              | 220/250                     | DN40             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 8,5       |
| Ego slim 40-80                                | 270                    | 1,4                   | ≤ 0,21                              | 220/250                     | DN40             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 9,8       |
| Ego slim 40-120                               | 480                    | 2,2                   | ≤ 0,20                              | 220/250                     | DN40             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 10,2      |
| Ego slim 40-180                               | 680                    | 3,4                   | ≤ 0,23                              | 220/250                     | DN40             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 14,5      |
| Ego slim 50-40                                | 160                    | 1                     | ≤ 0,23                              | 280                         | DN50             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 11        |
| Ego slim 50-80                                | 370                    | 1,7                   | ≤ 0,22                              | 280                         | DN50             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 12,6      |
| Ego slim 50-120                               | 560                    | 2,5                   | ≤ 0,20                              | 280                         | DN50             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 13,3      |
| Ego slim 50-180                               | 830                    | 3,6                   | ≤ 0,20                              | 280                         | DN50             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 16,2      |
| Ego slim 65-40                                | 230                    | 1,1                   | ≤ 0,22                              | 340                         | DN65             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 16,2      |
| Ego slim 65-80                                | 560                    | 2,6                   | ≤ 0,22                              | 340                         | DN65             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 16,9      |
| Ego slim 65-120                               | 810                    | 3,5                   | ≤ 0,20                              | 340                         | DN65             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 19,6      |
| Ego slim C 65-180                             | 1.550                  | 7,4                   | ≤ 0,20                              | 340                         | DN65             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 24        |

**4.6 Selección de tanque almacenamiento de amoníaco**

Para realizar la selección del tanque de amoníaco tomaremos en cuenta el flujo másico a la salida del evaporador pues el flujo de 640,8 kg/hr, en su totalidad es amoníaco, a través de él hallaremos el volumen necesario será de 877,81 m<sup>3</sup>/hr.

Entonces utilizaremos 4 tanques de almacenamiento modelo PT227000TP de 227 m<sup>3</sup> de volumen de la marca CYTSA.



Figura 33: Tanque de almacenamiento de amoníaco de la marca CYTSA modelo PT227000TP [27].

#### 4.7 Selección de torre de enfriamiento

Se consideran 643,95 m<sup>3</sup>/h como caudal necesario para la torre de enfriamiento, por tal razón escogimos el modelo EWB 2875 SP de la marca SINAX que cumplirá nuestras necesidades en cuanto al diseño de la planta.

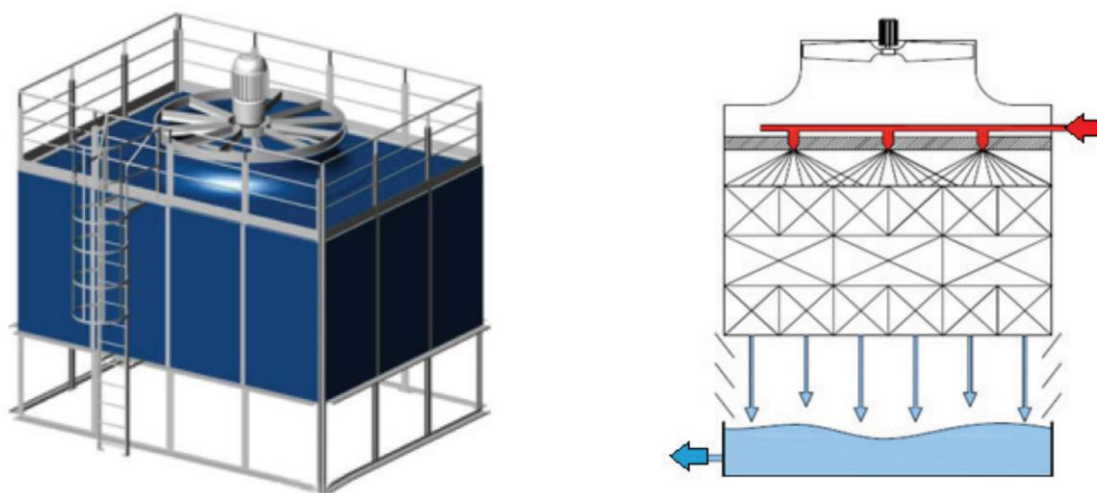


Figura 34: Modelo de torre de refrigeración EWB 2875 SP [28].

Tabla 10: Tabla de características de torres de enfriamiento de la marca  
SINAX modelos EWB [28].

| Modelo<br>↓ | Capacidad<br>máx. (m3/h) | Dimensiones (mm) |       |        | Potencia<br>ventilador (HP) | Peso<br>vacío (kg) | Peso<br>servicio (kg) |
|-------------|--------------------------|------------------|-------|--------|-----------------------------|--------------------|-----------------------|
|             |                          | Largo            | Ancho | Altura |                             |                    |                       |
| EWB 580     | 155                      | 2480             | 2480  | 4470   | 10                          | 1260               | 4350                  |
| EWB 870/E   | 235                      | 3680             | 2480  | 4470   | 15                          | 1600               | 6200                  |
| EWB 1300    | 345                      | 3680             | 3680  | 4470   | 20                          | 2450               | 9950                  |
| EWB 1700    | 460                      | 4880             | 3680  | 4470   | 25                          | 2960               | 10530                 |
| EWB 2300 SP | 620                      | 4940             | 4940  | 4700   | 30                          | 4700               | 6600                  |
| EWB 2875 SP | 776                      | 6140             | 4940  | 4825   | 40                          | 6800               | 9200                  |

#### 4.8 Dimensionamiento de tuberías

Basándonos en las medidas entregadas por el diseño de la planta, podemos realizar el cálculo de las dimensiones necesarias para las tuberías de impulsión y retorno del agua que será ingresada para el funcionamiento de los fancoils.

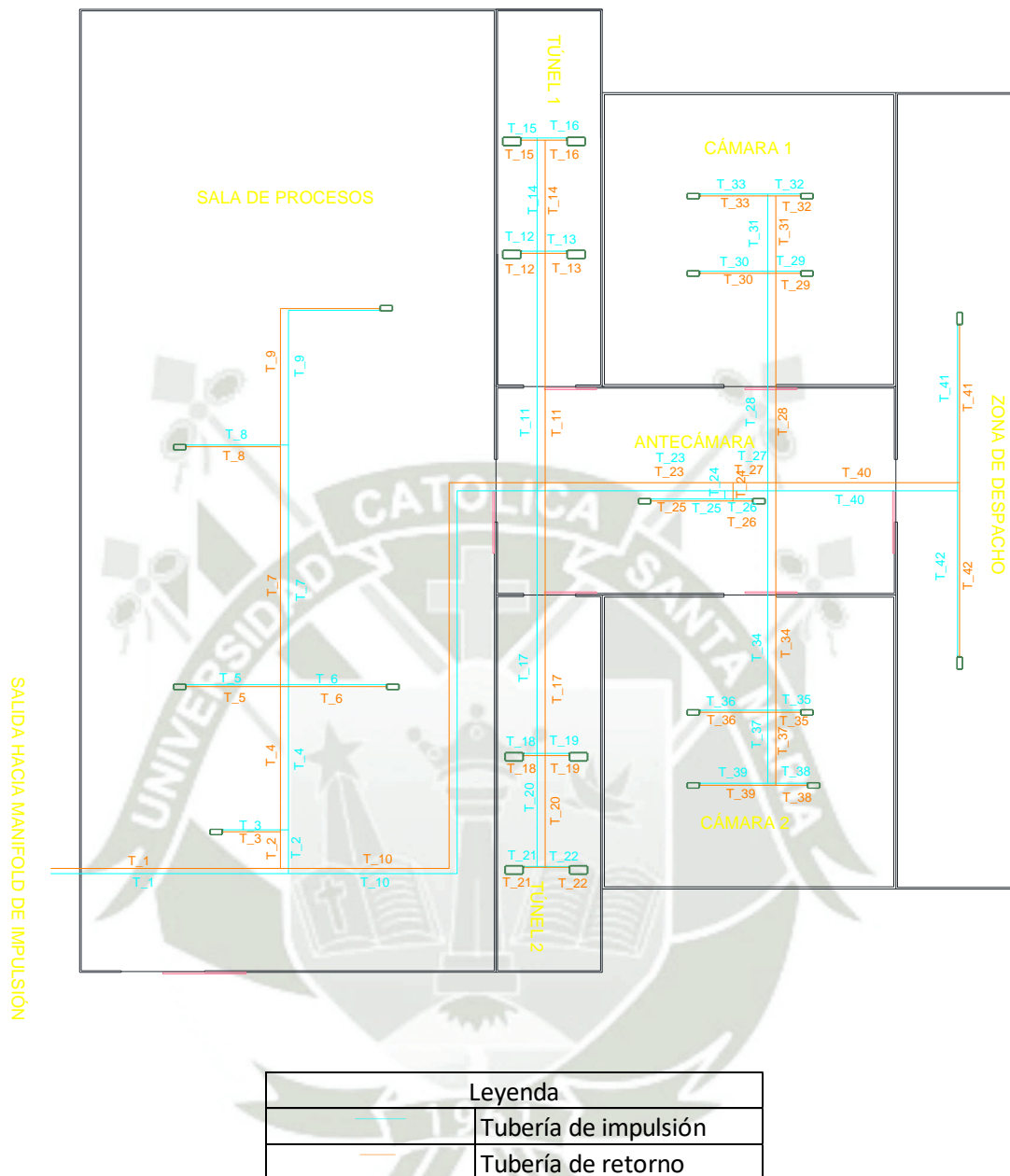


Figura 35: Esquema de distribución de líneas de impulsión y retorno (Fuente: Propia).

Tabla 11: Características principales de las tuberías de impulsión (Fuente: Propia).

| TUBERÍAS DE IMPULSIÓN |              |                |                 |                        |
|-----------------------|--------------|----------------|-----------------|------------------------|
| Nombre de tubería     | Longitud (m) | Caudal (m3/hr) | Diámetro (pulg) | Caída de presión (kPa) |
| T_1                   | 10,04        | 40,247         | 4               | 1,41373                |
| T_2                   | 2,10         | 5,795          | 1 1/2           | 0,735856               |
| T_3                   | 3,14         | 1,159          | 3/4             | 1,48189                |
| T_4                   | 6,96         | 4,636          | 1 1/4           | 3,35534                |
| T_5                   | 4,89         | 1,159          | 3/4             | 2,30779                |
| T_6                   | 4,68         | 1,159          | 3/4             | 2,20868                |
| T_7                   | 11,50        | 2,318          | 1               | 5,76441                |
| T_8                   | 4,89         | 1,159          | 3/4             | 2,30779                |
| T_9                   | 10,82        | 1,159          | 3/4             | 5,1064                 |
| T_10                  | 30,31        | 34,452         | 4               | 3,18606                |
| T_11                  | 11,50        | 11,620         | 2               | 4,59262                |
| T_12                  | 0,73         | 2,905          | 1               | 0,557613               |
| T_13                  | 1,39         | 2,905          | 1               | 1,06176                |
| T_14                  | 5,43         | 5,810          | 1 1/4           | 4,00113                |
| T_15                  | 0,73         | 2,905          | 1               | 0,557613               |
| T_16                  | 1,39         | 2,905          | 1               | 1,06176                |
| T_17                  | 12,60        | 11,620         | 2               | 5,03191                |
| T_18                  | 0,62         | 2,905          | 1               | 0,473589               |
| T_19                  | 1,51         | 2,905          | 1               | 1,15342                |
| T_20                  | 5,43         | 5,810          | 1 1/4           | 4,00113                |
| T_21                  | 0,62         | 2,905          | 1               | 0,473589               |
| T_22                  | 1,51         | 2,905          | 1               | 1,15342                |
| T_23                  | 9,02         | 11,212         | 2               | 3,36756                |
| T_24                  | 0,40         | 2,318          | 3/4             | 0,687737               |
| T_25                  | 3,52         | 1,159          | 1/2             | 5,91796                |
| T_26                  | 1,30         | 1,159          | 1/2             | 2,18561                |
| T_27                  | 2,06         | 8,894          | 1 1/2           | 1,61699                |
| T_28                  | 10,53        | 3,288          | 1 1/4           | 2,67826                |
| T_29                  | 1,54         | 0,822          | 1/2             | 1,36588                |
| T_30                  | 3,24         | 0,822          | 1/2             | 2,87368                |
| T_31                  | 3,71         | 1,644          | 3/4             | 3,34676                |
| T_32                  | 1,54         | 0,822          | 1/2             | 1,36588                |
| T_33                  | 3,25         | 0,822          | 1/2             | 2,88255                |
| T_34                  | 10,53        | 3,288          | 1 1/4           | 2,67826                |
| T_35                  | 1,54         | 0,822          | 1/2             | 1,36588                |
| T_36                  | 3,25         | 0,822          | 1/2             | 2,88255                |
| T_37                  | 3,50         | 1,644          | 3/4             | 3,15732                |
| T_38                  | 1,87         | 0,822          | 1/2             | 1,65857                |
| T_39                  | 3,25         | 0,822          | 1/2             | 2,88255                |
| T_40                  | 9,12         | 2,318          | 1               | 4,67143                |
| T_41                  | 7,93         | 1,159          | 3/4             | 3,74249                |
| T_42                  | 7,93         | 1,159          | 3/4             | 3,74249                |

Tabla 12: Características principales de las tuberías de retorno (Fuente: Propia).

| TUBERÍAS DE RETORNO |              |                             |                 |                        |
|---------------------|--------------|-----------------------------|-----------------|------------------------|
| Nombre de tubería   | Longitud (m) | Caudal (m <sup>3</sup> /hr) | Diámetro (pulg) | Caída de presión (kPa) |
| T_1                 | 9,57         | 40,247                      | 4               | 1,34755                |
| T_2                 | 1,75         | 5,795                       | 1               | 4,94849                |
| T_3                 | 2,76         | 1,159                       | 3/4             | 1,30256                |
| T_4                 | 6,87         | 4,636                       | 1 1/4           | 3,31195                |
| T_5                 | 4,53         | 1,159                       | 3/4             | 2,13789                |
| T_6                 | 4,68         | 1,159                       | 3/4             | 2,20868                |
| T_7                 | 11,41        | 2,318                       | 1               | 5,7193                 |
| T_8                 | 4,53         | 1,159                       | 3/4             | 2,13789                |
| T_9                 | 11,38        | 1,159                       | 3/4             | 5,37069                |
| T_10                | 31,22        | 34,452                      | 4               | 3,28172                |
| T_11                | 11,00        | 11,620                      | 2               | 4,39294                |
| T_12                | 1,12         | 2,905                       | 1               | 0,855516               |
| T_13                | 1,00         | 2,905                       | 1               | 0,763854               |
| T_14                | 5,43         | 5,810                       | 1 1/4           | 3,76877                |
| T_15                | 1,12         | 2,905                       | 1               | 0,855516               |
| T_16                | 1,00         | 2,905                       | 1               | 0,763854               |
| T_17                | 13,09        | 11,620                      | 2               | 5,81163                |
| T_18                | 1,00         | 2,905                       | 1               | 0,763854               |
| T_19                | 1,12         | 2,905                       | 1               | 0,855516               |
| T_20                | 5,37         | 5,810                       | 1 1/4           | 3,95692                |
| T_21                | 1,00         | 2,905                       | 1               | 0,763854               |
| T_22                | 1,12         | 2,905                       | 1               | 0,855516               |
| T_23                | 9,02         | 11,212                      | 2               | 3,36756                |
| T_24                | 0,88         | 2,318                       | 3/4             | 1,51302                |
| T_25                | 3,90         | 1,159                       | 1/2             | 6,55683                |
| T_26                | 0,92         | 1,159                       | 1/2             | 1,54674                |
| T_27                | 2,06         | 8,894                       | 1 1/2           | 1,61699                |
| T_28                | 10,05        | 3,288                       | 1 1/4           | 2,55617                |
| T_29                | 1,16         | 0,822                       | 1/2             | 1,02885                |
| T_30                | 3,63         | 0,822                       | 1/2             | 3,21958                |
| T_31                | 3,71         | 1,644                       | 3/4             | 3,34676                |
| T_32                | 1,16         | 0,822                       | 1/2             | 1,02885                |
| T_33                | 3,63         | 0,822                       | 1/2             | 3,21958                |
| T_34                | 11,00        | 3,288                       | 1 1/4           | 2,7978                 |
| T_35                | 1,16         | 0,822                       | 1/2             | 1,02885                |
| T_36                | 3,67         | 0,822                       | 1/2             | 3,25506                |
| T_37                | 3,50         | 1,644                       | 3/4             | 3,15732                |
| T_38                | 1,48         | 0,822                       | 1/2             | 1,312617               |
| T_39                | 3,63         | 0,822                       | 1/2             | 3,21958                |
| T_40                | 8,82         | 2,318                       | 1               | 4,42105                |
| T_41                | 7,54         | 1,159                       | 3/4             | 3,55844                |
| T_42                | 8,32         | 1,159                       | 3/4             | 3,92655                |

## 5. CAPÍTULO 5: ESTUDIOECONÓMICO

### 5.1 Costo referencial de equipos

A continuación, se realizará un recuento de los equipos necesarios en la planta, luego elaboraremos el plan de retorno de la inversión realizada en la construcción de esta.

Tabla 13: Costo de geomembrana para fabricación de biodigestor (Fuente: Propia).

| Costo de geomembrana         |                       |                    |           |
|------------------------------|-----------------------|--------------------|-----------|
|                              | Cantidad<br>necesaria | Precio<br>unitario | Total(\$) |
| Geomembrana para biodigestor | 40                    | 870                | 34800     |

Tabla 14: Costo de equipos evaporadores (Fuente: Propia).

| Costo de equipos evaporadores |          |                     |              |
|-------------------------------|----------|---------------------|--------------|
|                               | Cantidad | Costo unitario (\$) | Precio (\$)  |
| Túnel 1                       | 4        | 5664                | 22656        |
| Túnel 2                       | 4        | 5664                | 22656        |
| Cámara 1                      | 2        | 1692                | 3384         |
| Cámara 2                      | 2        | 1692                | 3384         |
| Antecámara                    | 2        | 2297                | 4594         |
| Zona de despacho              | 2        | 3099                | 6198         |
| Sala de procesos              | 5        | 2689                | 13445        |
|                               |          | <b>Total</b>        | <b>76317</b> |

Tabla 15: Costo de puertas para las salas de refrigerado (Fuente: Propia).

| Precio de puertas de salas de refrigerado |                         |             |
|---|-------------------------|-------------|
|   | Tamaño de Puerta<br>(m) | Precio (\$) |
| Túnel 1                                   | 2,5                     | 5412,5      |
| Túnel 2                                   | 2,5                     | 5412,5      |
| Cámara 1                                  | 2,5                     | 5412,5      |
| Cámara 2                                  | 2,5                     | 5412,5      |
| Antecámara                                | 4                       | 8660        |
| Zona de despacho                          | 4                       | 8660        |
| Zona de despacho 2                        | 5                       | 10825       |
| Sala de procesos                          | 4                       | 8660        |
|   | Total                   | 58455       |

Tabla 16: Costo de equipos complementarios (Fuente: Propia).

| Costo de equipos complementarios          |          |              |                 |
|---|----------|--------------|-----------------|
|   | Cantidad | Precio (\$)  | Total (\$)      |
| Tanque de almacenamiento de agua caliente | 4        | 24916        | 99664           |
| Tanque de almacenamiento de agua fría     | 4        | 675          | 2700            |
| Máquina de absorción                      | 4        | 6800         | 27200           |
| Intercambiador de calor                   | 1        | 6738         | 6738            |
| Bomba de recirculación                    | 1        | 2402         | 2402            |
| Tanque de almacenamiento para amoniaco    | 1        | 19400        | 19400           |
| Torre de enfriamiento                     | 1        | 7500         | 7500            |
| Barreras protectoras                      | 1        | 2500         | 2500            |
| Cortinas basculantes                      | 4        | 314,4        | 1257,6          |
| Luminarias herméticas                     | 16       | 25           | 400             |
| Fajas transportadoras                     | 3        | 4950         | 14850           |
| Tableros eléctricos                       | 6        | 67           | 402             |
| Balanzas de Plataforma                    | 4        | 180          | 720             |
| Mesas de trabajo                          | 4        | 1100         | 4400            |
| Mesas de lavado                           | 6        | 4200         | 25200           |
|   |          | <b>Total</b> | <b>215333,6</b> |

Tabla 17: Costo de tuberías (Fuente: Propia).

| Costo de tuberías |                    |              |             |            |
|-------------------|--------------------|--------------|-------------|------------|
| Diámetro          | Longitud necesaria | Nro de tubos | Precio (\$) | Total (\$) |
| 4"                | 81,14              | 15           | 290,61      | 4359,15    |
| 1 1/2"            | 4,12               | 1            | 80,03       | 80,03      |
| 1 1/4"            | 77,6               | 14           | 67,52       | 945,28     |
| 1"                | 59,58              | 11           | 50,24       | 552,64     |
| 3/4"              | 103,72             | 18           | 33,91       | 610,38     |
| 1/2"              | 48,64              | 9            | 25,72       | 231,48     |
|                   |                    |              | Total       | 6778,96    |

Tabla 18: Costo de paneles para refrigeración (Fuente: Propia).

| Costo de paneles |          |        |          |            |
|------------------|----------|--------|----------|------------|
| Paneles          | Longitud | Altura | Área     | Precio     |
| Paredes          | 443,86   | 3,5    | 1553,51  | 163118,55  |
| Techo            | 1927,892 | 3,5    | 6747,622 | 708500,31  |
| Piso             | 1927,892 | 3,5    | 6747,622 | 708500,31  |
|                  |          |        | Total    | 1580119,17 |

## 5.2 Costeo general

Con los precios obtenidos anteriormente podemos realizar la suma del costo total de inversión, y pronosticar el precio de trabajos de construcción y mantenimiento de la planta de refrigeración.

El mantenimiento del sembrío es una media de 85529,80 dólares por 10 hectáreas anualmente.

Tabla 19: Principales costos (Fuente: Propia).

| Costeo total en dólares             |            |
|-------------------------------------|------------|
| Costo total de equipos y materiales | 1971803,73 |
| Costo de construcción               | 492950,933 |
| Costo de mantenimiento de planta    | 98590,1865 |
| Costo de producción en dos años     | 855298     |

Como referencia el precio de la pitahaya se encuentra entre 5 y 7 soles por kilogramo para la venta en el mercado local, dicho precio se incrementará al vender el producto a exportadores, los cuales proponen un precio de 3 dólares por kilogramo [1], la expectativa de producción de pitahaya es de 30 toneladas de fruta por hectárea en cada cosecha, pronosticando dos cosechas durante el año tenemos:

Tabla 20: Ganancia bruta por causa de venta a exportadora (Fuente: Propia).

| Toneladas por hectárea | Cantidad de hectáreas | Total de toneladas | Precio por kilo (\$) | Ganancia bruta (\$) |
|------------------------|-----------------------|--------------------|----------------------|---------------------|
| 30                     | 50                    | 1500               | 3                    | 4500000             |

En base a lo pronosticado, tenemos una ganancia bruta de 4500000 dólares a la venta del producto.

Restándole los gastos sucedidos en la producción de la fruta y la creación de la planta de refrigeración tendríamos una ganancia de:

|                                  |                    |
|----------------------------------|--------------------|
| Ganancia después de la inversión | 1081357,15 dólares |
|----------------------------------|--------------------|

### 5.3 Tiempo de recuperación

Para obtener el tiempo de recuperación sumaremos todos los gastos de inversión, lo que ascenderá a 3418642,849 dólares.

Al dividir la inversión entre la ganancia después de la inversión total:

$$\frac{3418642,849}{1081357,15} = 4 \text{ años}$$

Obtendremos que la recuperación del dinero invertido será en cuatro años.

### 5.4 Análisis de riesgo

Según la consulta de informes actuales los costos en equipos de refrigeración se incrementaron en un 0,6% y los precios de materiales para la construcción en un 0,76%, con esta información se logró realizar el análisis de riesgo utilizando el software Crystal ball, este programa nos brinda la posibilidad de estudiar la variación de los costos y a través de ellos deducir los riesgos futuros que tendría el proyecto económicamente.

Para los costos unitarios se utilizó una variación triangular como supuesto y como objetivo se estableció el costo total de los materiales y equipos.

En el informe de riesgo fueron utilizadas mil réplicas, con ellas se buscó acercarse a la mayor confianza posible.

#### 5.4.1 Previsión: TOTAL EN COSTOS

Resumen:

El rango completo es de 3,406,112.50 a 3,430,397.56

El caso base es 3,418,642.85

Después de 1,000 pruebas, el error estándar de la media es  
136,01

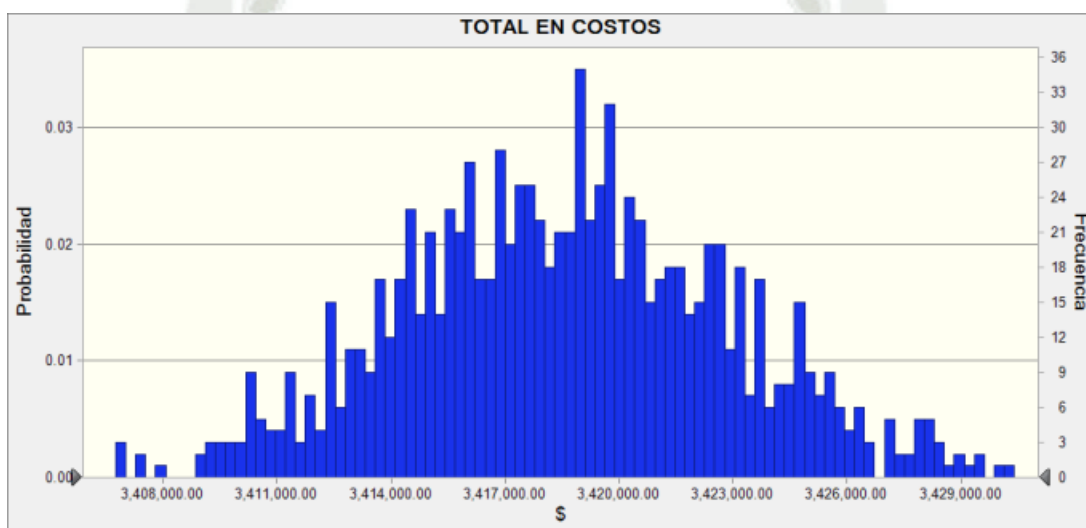


Figura 36: Dispersión de costos comparando probabilidad y frecuencia  
(Fuente: Propia).

Como la media de los costos, tenemos \$3418531,79, este valor tiene una precisión de +/- \$136. La dispersión de los datos en precios se puede ver en la desviación estándar con \$4300,97, el sesgo es muy cercano a 0, sin embargo, presenta un valor de 0,0328 por lo que puede decirse que los datos están sobre los valores reales en esa pequeña diferencia. Según la curtosis se puede decir que los costos presentan una apariencia leptocúrtica, es decir que la mayoría de los datos están apuntando a la media, por lo que la confianza de estos es adecuada: casi todos apuntan a un valor

regular. En cuanto a el coeficiente de variación, ya que tiende a 0, la variabilidad es poca y por lo tanto los datos son compactos y confiables.

| Estadísticas:            | Valores de previsión |
|--------------------------|----------------------|
| Pruebas                  | 1000                 |
| Caso base                | 3418642,85           |
| Media                    | 3418531,79           |
| Mediana                  | 3418534,29           |
| Modo                     | ---                  |
| Desviación estándar      | 4300,97              |
| Varianza                 | 18498339,20          |
| Sesgo                    | 0,0328               |
| Curtosis                 | 2,79                 |
| Coeficiente de variación | 0,0013               |
| Mínimo                   | 3406112,50           |
| Máximo                   | 3430397,56           |
| Ancho de rango           | 24285,05             |
| Error estándar medio     | 136,01               |

#### 5.4.2 Gráfico de tornado

Del siguiente gráfico de tornado, podemos deducir que las variables con más riesgo y por lo tanto una variación alta son los costos de paneles de techos y pisos, por lo que conseguir costos bajos en estos elementos deberá ser esencial. Después de estos, la mayoría tiene un patrón leve de variación por lo que podríamos considerar solo los siete primeros elementos que se muestran en el gráfico tornado, para conseguir mejores precios o tener en cuenta un presupuesto un poco más alto.



## TOTAL EN COSTOS

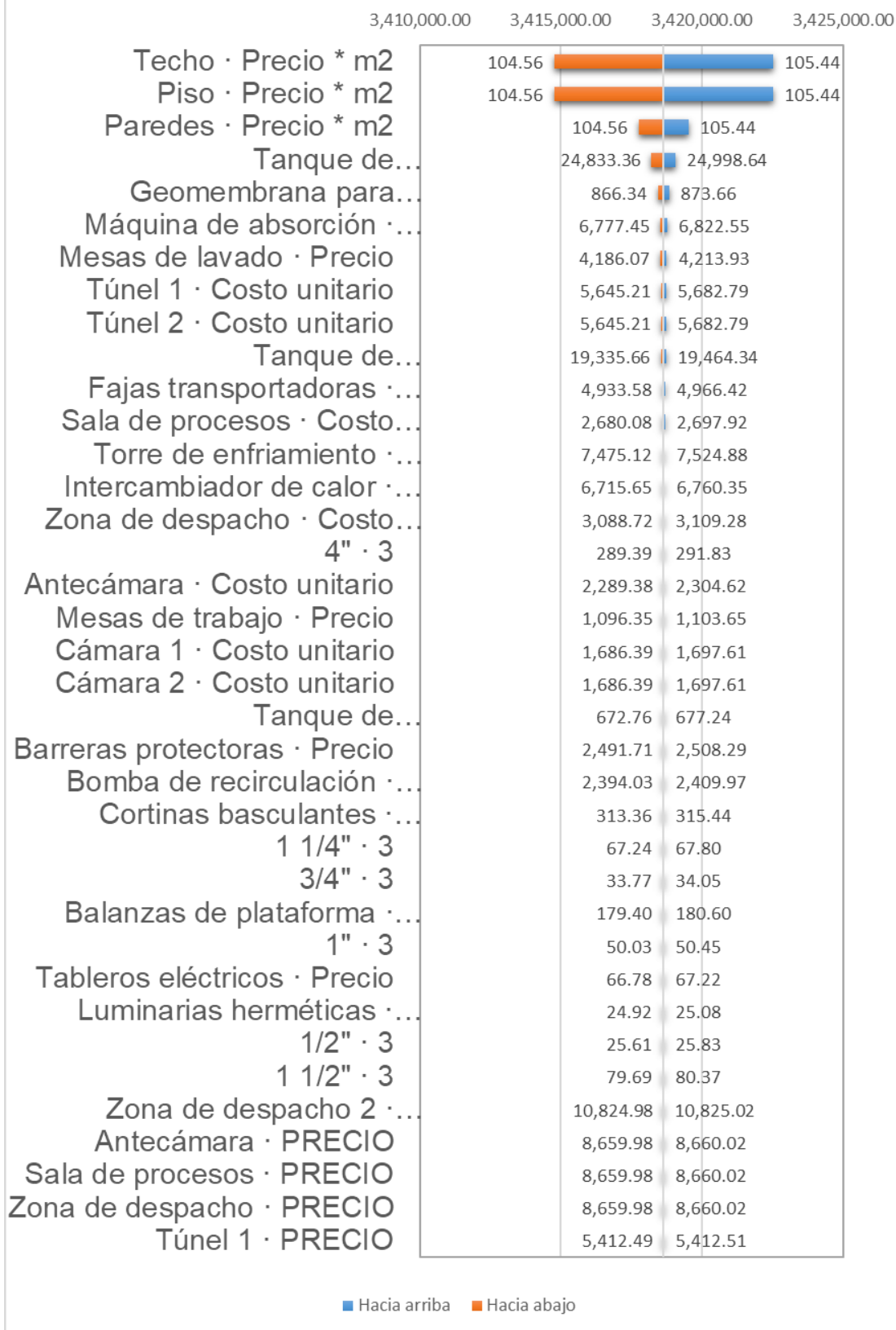


Figura 37: Gráfico de tornado para materiales y equipo (Fuente: Propia).

A continuación, presentaremos la tabla de resultados obtenida del software Crystal ball.

Tabla 21: Análisis del diagrama de tornado (Fuente: Propia).

| Variable de entrada                                | TOTAL EN COSTOS |              |          | Explicación de<br>variación <sup>1</sup> | Entrada     |              |           |
|--|-----------------|--------------|----------|--|-------------|--------------|-----------|
|  | Hacia abajo     | Hacia arriba | Rango    |  | Hacia abajo | Hacia arriba | Caso base |
| Techo · Precio * m2                                | 3,414,773.35    | 3,422,512.34 | 7,738.99 | 48.26%                                   | 104.56      | 105.44       | 105.00    |
| Piso · Precio * m2                                 | 3,414,773.35    | 3,422,512.34 | 7,738.99 | 96.52%                                   | 104.56      | 105.44       | 105.00    |
| Paredes · Precio * m2                              | 3,417,751.97    | 3,419,533.73 | 1,781.75 | 99.08%                                   | 104.56      | 105.44       | 105.00    |
| Tanque de almacenamiento de agua caliente · Precio | 3,418,213.12    | 3,419,072.57 | 859.45   | 99.68%                                   | 24,833.36   | 24,998.64    | 24,916.00 |
| Geomembrana para biodigestor · Precio unitario     | 3,418,452.79    | 3,418,832.91 | 380.12   | 99.79%                                   | 866.34      | 873.66       | 870.00    |
| Máquina de absorción · Precio                      | 3,418,525.57    | 3,418,760.13 | 234.56   | 99.84%                                   | 6,777.45    | 6,822.55     | 6,800.00  |
| Mesas de lavado · Precio                           | 3,418,534.19    | 3,418,751.50 | 217.31   | 99.88%                                   | 4,186.07    | 4,213.93     | 4,200.00  |
| Túnel 1 · Costo unitario                           | 3,418,545.16    | 3,418,740.54 | 195.37   | 99.91%                                   | 5,645.21    | 5,682.79     | 5,664.00  |
| Túnel 2 · Costo unitario                           | 3,418,545.16    | 3,418,740.54 | 195.37   | 99.94%                                   | 5,645.21    | 5,682.79     | 5,664.00  |
| Tanque de almacenamiento para amoniaco · Precio    | 3,418,559.20    | 3,418,726.50 | 167.30   | 99.96%                                   | 19,335.66   | 19,464.34    | 19,400.00 |
| Fajas transportadoras · Precio                     | 3,418,578.82    | 3,418,706.88 | 128.06   | 99.97%                                   | 4,933.58    | 4,966.42     | 4,950.00  |
| Sala de procesos · Costo unitario                  | 3,418,584.88    | 3,418,700.82 | 115.94   | 99.98%                                   | 2,680.08    | 2,697.92     | 2,689.00  |
| Torre de enfriamiento · Precio                     | 3,418,610.51    | 3,418,675.19 | 64.68    | 99.99%                                   | 7,475.12    | 7,524.88     | 7,500.00  |
| Intercambiador de calor · Precio                   | 3,418,613.80    | 3,418,671.90 | 58.10    | 99.99%                                   | 6,715.65    | 6,760.35     | 6,738.00  |
| Zona de despacho · Costo unitario                  | 3,418,616.12    | 3,418,669.57 | 53.45    | 99.99%                                   | 3,088.72    | 3,109.28     | 3,099.00  |
| 4" · 3   | 3,418,619.04    | 3,418,666.66 | 47.62    | 99.99%                                   | 289.39      | 291.83       | 290.61    |
| Antecámara · Costo unitario                        | 3,418,623.04    | 3,418,662.66 | 39.62    | 100.00%                                  | 2,289.38    | 2,304.62     | 2,297.00  |
| Mesas de trabajo · Precio                          | 3,418,623.88    | 3,418,661.82 | 37.94    | 100.00%                                  | 1,096.35    | 1,103.65     | 1,100.00  |
| Cámara 1 · Costo unitario                          | 3,418,628.26    | 3,418,657.44 | 29.18    | 100.00%                                  | 1,686.39    | 1,697.61     | 1,692.00  |
| Cámara 2 · Costo unitario                          | 3,418,628.26    | 3,418,657.44 | 29.18    | 100.00%                                  | 1,686.39    | 1,697.61     | 1,692.00  |
| Tanque de almacenamiento de agua fría · Precio     | 3,418,631.21    | 3,418,654.49 | 23.28    | 100.00%                                  | 672.76      | 677.24       | 675.00    |
| Barreras protectoras · Precio                      | 3,418,632.07    | 3,418,653.63 | 21.56    | 100.00%                                  | 2,491.71    | 2,508.29     | 2,500.00  |
| Bomba de recirculación · Precio                    | 3,418,632.49    | 3,418,653.21 | 20.71    | 100.00%                                  | 2,394.03    | 2,409.97     | 2,402.00  |
| Cortinas basculantes · Precio                      | 3,418,637.43    | 3,418,648.27 | 10.84    | 100.00%                                  | 313.36      | 315.44       | 314.40    |
| 1 1/4" · 3   | 3,418,637.69    | 3,418,648.01 | 10.33    | 100.00%                                  | 67.24       | 67.80        | 67.52     |
| 3/4" · 3   | 3,418,639.52    | 3,418,646.18 | 6.67     | 100.00%                                  | 33.77       | 34.05        | 33.91     |
| Balanzas de plataforma · Precio                    | 3,418,639.74    | 3,418,645.95 | 6.21     | 100.00%                                  | 179.40      | 180.60       | 180.00    |
| 1" · 3   | 3,418,639.83    | 3,418,645.87 | 6.04     | 100.00%                                  | 50.03       | 50.45        | 50.24     |
| Tableros eléctricos · Precio                       | 3,418,641.12    | 3,418,644.58 | 3.47     | 100.00%                                  | 66.78       | 67.22        | 67.00     |
| Luminarias herméticas · Precio                     | 3,418,641.12    | 3,418,644.57 | 3.45     | 100.00%                                  | 24.92       | 25.08        | 25.00     |
| 1/2" · 3   | 3,418,641.58    | 3,418,644.11 | 2.53     | 100.00%                                  | 25.61       | 25.83        | 25.72     |
| 1 1/2" · 3   | 3,418,642.41    | 3,418,643.29 | 0.87     | 100.00%                                  | 79.69       | 80.37        | 80.03     |
| Zona de despacho 2 · PRECIO                        | 3,418,642.82    | 3,418,642.88 | 0.05     | 100.00%                                  | 10,824.98   | 10,825.02    | 10,825.00 |
| Antecámara · PRECIO                                | 3,418,642.83    | 3,418,642.87 | 0.04     | 100.00%                                  | 8,659.98    | 8,660.02     | 8,660.00  |
| Sala de procesos · PRECIO                          | 3,418,642.83    | 3,418,642.87 | 0.04     | 100.00%                                  | 8,659.98    | 8,660.02     | 8,660.00  |
| Zona de despacho · PRECIO                          | 3,418,642.83    | 3,418,642.87 | 0.04     | 100.00%                                  | 8,659.98    | 8,660.02     | 8,660.00  |
| Túnel 1 · PRECIO                                   | 3,418,642.84    | 3,418,642.86 | 0.03     | 100.00%                                  | 5,412.49    | 5,412.51     | 5,412.50  |

<sup>1</sup>a explicación de la variación 1 es acumulativa

Opciones de ejecución:

Método de Tornado

Rango de prueba

Puntos de prueba

Personalizar rangos de prueba por variable

Mostrar variables superiores

Caso base de las variables de Crystal Ball

Percentiles de las variables

10% a 90%

7

Desactivado

37

Valores de mediana

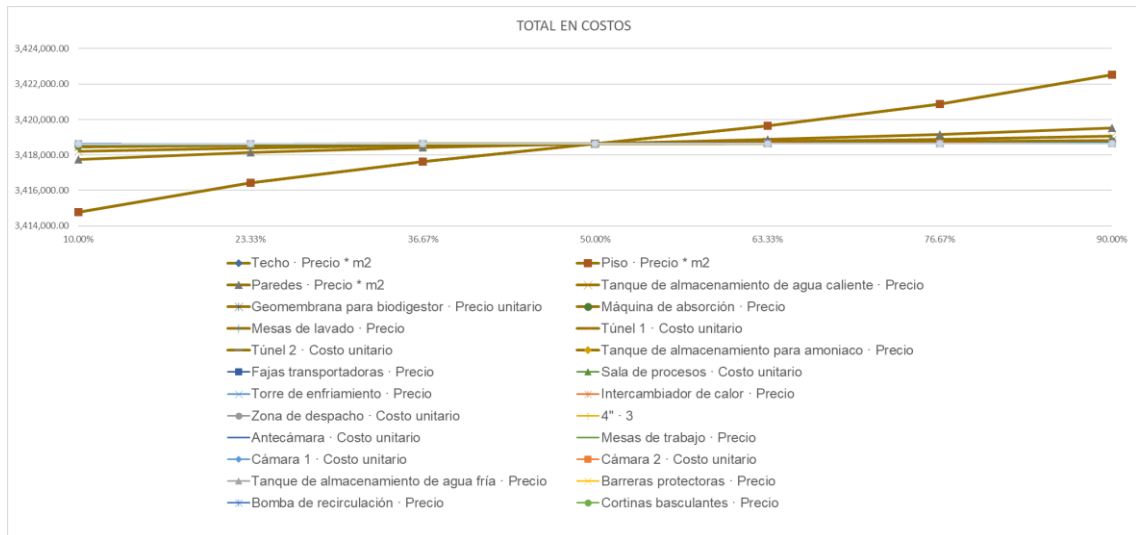


Figura 38: Gráfico spider para materiales y equipo (Fuente: Propia).



## CONCLUSIONES

Después de analizar los resultados obtenidos en la presente tesis, se llegó a las siguientes conclusiones:

- En base a estudios anteriores, la información brindada del sembrío por el ingeniero agrónomo a cargo y el análisis de la producción próxima, se consiguió hallar las dimensiones necesarias para que la planta sea lo suficientemente funcional para la cosecha en su totalidad y la temperatura a la cual deberán ser expuestas las frutas para su conservación total sin perder la cadena de frío.

- Se realizó el estudio del refrigerante y su comportamiento mediante el software Engineering Equation Solver, se constató teóricamente que el refrigerante si cumple con aportar al sistema las condiciones necesarias para su funcionamiento y servicio.

- Se desarrolló el modelado de un sistema de refrigeración por absorción que cumple teóricamente con las necesidades del proyecto.

- Para el funcionamiento correcto del proyecto, se seleccionaron máquinas de absorción de la marca Robur, éstas pueden funcionar mediante gas o electricidad, por tal razón se utilizará biogás que será obtenido a través de un biodigestor alimentado por animales bovinos criados en el fundo, se realizó un estudio de la energía brindada por el biogás y se constató mediante cálculos que era factible el uso de este, implementando así un sistema que utilice energía renovable.

- Después del estudio económico, podemos concluir que después de cuatro años se logrará el retorno de la inversión, en base al estudio

de realizado en el software Crystal ball, entre antes se realice la construcción de la planta será de menor riesgo y más fiel al proyecto actual en cuanto a precio de materiales de construcción, pues son los que tienen la variabilidad más alta respecto al paso del tiempo.



## Referencias bibliográficas

- [1] Ministerio de desarrollo agrario y riego del Perú, “Perfil de Mercado de la Pitahaya,” 2021.
- [2] D. E. Balbín, A. M.; Corrales, G. J.; Saucedo, V. C.; Sauri, “Frutas de pitahaya (*Hylocereus undatus*) frigoconservadas a 4°C en atmósferas controladas,” *Revista Iberoamericana de Tecnología Postcosecha*, vol. 11, p. 6, 2010.
- [3] N. T. Muñoz Suquilanda, “Estudio de factibilidad financiera para la producción de pitahaya (*Hylocereus undatus*, britt and rose) de exportación, en la comuna Julio Moreno, Provincia de Santa Elena,” Universidad Estatal Península de Santa Elena, La Libertad, 2018.
- [4] F. Ortega *et al.*, *Norma de procedimiento para la producción, comercialización y exportación de la fruta fresca y pulpa de pitahaya*. 2001.
- [5] J. Arellano Mendoza, Jonathan; Estrada Escobar, David; Hernandez Mendoza, Fernando; Serrano Perez, “Proyecto de un sistema de refrigeración para congelar camarón en la ciudad de Campeche,” *Global Aquaculture Advocate*, 2009.
- [6] M. Miller, Rex; Miller, *Air Conditioning and Refrigeration*, Second. New York, 2006.
- [7] G. A. Vásquez Quiroz, “Proyecto de pre-factibilidad de una planta de refrigeración industrial por absorción en el distrito de Majes para una capacidad de 256 kW,” Universidad Católica de Santa María, 2020.

- [8] M. Çengel, Yunus A; Boles, Michael A; Kanoglu, *Termodinámica*, Novena edi. 2019.
- [9] ABSORSISTEM, “Tecnología Compresión,” 2020. <https://www.absorsistem.com/tecnologias/compresion/> (accessed Sep. 22, 2022).
- [10] I. Pilatowsky and R. Best, *MÉTODOS DE PRODUCCIÓN DE FRÍO*, vol. I. Morelos, Mexico: Centro de Investigación de Energía de la Universidad Autónoma de México, 2002.
- [11] I. González Cortés, “Análisis exerético del sistema de refrigeración por absorción regenerativo NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O,” Universidad Autónoma de México, México, 2014. Accessed: Jun. 23, 2022.
- [12] M. B. Reyes Rodríguez, “Conversion of vapor compression refrigerating system into an absorption one,” Cuba, 2015. doi: 10.13140/RG.2.1.1724.5521.
- [13] A. R. Villacís Pérez, “Análisis y diseño de un sistema de refrigeración por absorción,” 2011. Accessed: Jun. 23, 2022.
- [14] Evans J.A. *et al.*, “Rendimiento energético del almacenamiento en frío,” 2014.
- [15] M. G. Guerrero Paredes, “Estudio del manejo poscosecha de pitahaya amarilla (*Selenicereus megalanthus*) procedente del cantón Pedro Vicente Maldonado de la provincia de Pichincha,” Escuela Politécnica Nacional, 2014.
- [16] P. M. Sarchi Narváez, “Plan de negocio para la exportación de pitahaya roja en rodajas hacia España,” 2018.

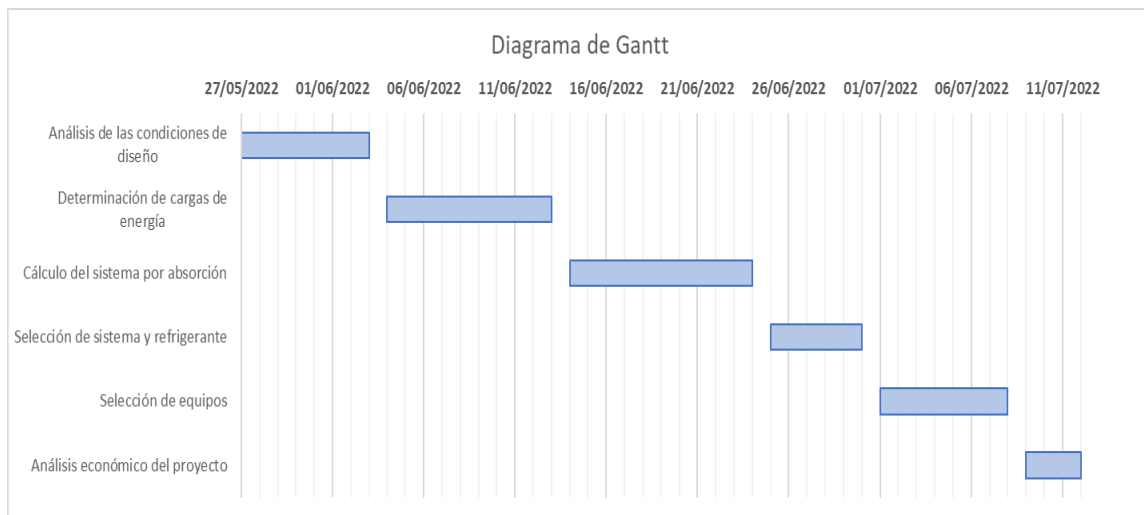
- [17] J. A. Forero, J. R. Medina, M. C. García, and H. R. García, “Diseño y construcción a nivel piloto de un sistema de almacenamiento para pitaya,” *Revista Corpoica-Ciencia y Tecnología Agropecuaria*, vol. 9, no. 1, pp. 40–55, 2008.
- [18] ZHEJIANG XINDING PLASTIC CO., *Catalogue plastic pallets XDPC*, 2022nd ed. 2022.
- [19] ROBUR, “ROBUR GA Line ACF Series STANDARD VERSION-COOLING CAPACITY,” 2022.
- [20] M. Fernández de Miguel, “Estudio de refrigeración por absorción con alimentación de biogás para su uso en regiones de Bolivia carentes de energía eléctrica,” Escuela técnica superior de ingenieros industriales y de telecomunicación, Pamplona, 2014.
- [21] DIMATEK, “Catálogo unidades terminales de agua,” 2021. [Online]. Available: [www.dimatek.es](http://www.dimatek.es)
- [22] EVAIR, “Catálogo de fancoils EVAIR.” 2020.
- [23] ROBUR, “ROBUR GA line ACF series.” 2022.
- [24] LAPESA, “Catálogo de depósitos y equipos LAPESA,” vol. 1. pp. 1–24, 2022.
- [25] Alfa Laval, “Alfa laval AC112/ACH112,” 2022.
- [26] EBARA, “Ego HIGH PERFORMANCE ELECTRONIC CIRCULATORS,” Japan, 2021.
- [27] INGUSA, *Catálogo de tanques de almacenamiento*, vol. I. 2022.
- [28] SINAX, *Catálogo de torres de enfriamiento*, vol. I. 2022.

[29] ASHRAE, *Guía de bolsillo de ASHRAE para aire acondicionado, calefacción, ventilación, refrigeración*. 2013.



## ANEXOS

### Anexo 1: Diagrama de Gantt



(Fuente: Propia)

## Anexo 2: Código de análisis térmico de la planta de refrigeración

"PLANTA DE REFRIGERACIÓN PARA PITAHAYA"

"DATOS DE ENTRADA"

$\rho=266.67$  [kg/m<sup>3</sup>]

"Densidad"

$k_{\text{poliuretano}}=0.018$   
poliuretano"

"Coeficiente de conductividad térmica del

$k_{\text{corcho}}=0.035$   
corcho"

"Coeficiente de conductividad térmica del

$W_{\text{prom}}=400*\text{convert}(g,kg)$

"Peso promedio"

$TBS=\text{convertTemp}(C,F,25)$

"Temperatura de bulbo seco"

$Al=150$  [m]

"Metros sobre el nivel del mar"

$\phi=0.9$  [%]

"Humedad relativa"

$U_{\text{ex}}=16*\text{convert}(km/hr,mile/hr)$

"Velocidad de viento exterior"

$U_{\text{in}}=2*\text{convert}(km/hr,mile/hr)$

"Velocidad de viento interior"

$TBH=\text{convertTemp}(C,F,23.7)$

"Temperatura de bulbo húmedo"

$T_{\text{cg}}=\text{convertTemp}(C,F,-2.58)$

"Temperatura de congelación"

$Cl=119$  [BTU/lbm]

"Calor latente"

$Cp_A=0.86$ [BTU/lbm\*F]  
congelación"

"Calor específico arriba del punto de

$Cp_B=0.45$ [BTU/lbm\*F]  
congelación"

"Calor específico abajo del punto de

"Empacado: Cartón impermeabilizante"

$V_{\text{cajas}}=0.01125$  [m<sup>3</sup>]

"Volumen de caja"

$N_{\text{cajas}}=5760$

"Número de cajas"

$m_{\text{cajas}}=0.284$ [lb]

"Masa del envase"

$Ce_{\text{carton}}=0.48$ [BTU/lbm\*F]

"Calor específico de cartón"

"DIMENSIONES DE EMPACADO"

$L_c=0.3$  [m]

"Largo de caja"

$A_c=0.25$  [m]

"Ancho de caja"

$h_c=0.15$ [m]

"Alto de caja"

$V_c=L_c*A_c*h_c$

"Volumen de caja"

"DIMENSIONES DE PAILA DE MADERA"

$L_p=1.2$  [m]

"Largo de paila"

$A_p=1$  [m]

"Ancho de paila"

$h_p=0.15$ [m]

"Alto de paila"

$V_p=L_p*A_p*h_p$

"Volumen de la paila"

"DIMENSIONES DE LA CARGA"

$L_{\text{car}}=1.2$  [m]

"Largo de carga"

$A_{\text{car}}=1$  [m]

"Ancho de carga"

$h_{\text{car}}=1.8$ [m]

"Alto de carga"

$V_{\text{car}}=L_{\text{car}}*A_{\text{car}}*h_{\text{car}}$

"Volumen de la carga"

"Carga en pato truper 15082 - 1 operador"

$L_{\text{tot}}=1.3$  [m]

"Largo de total"

$A_{\text{tot}}=1$  [m]

"Ancho de total"

$h_{\text{tot}}=1.95$ [m]

"Alto de total"

$V_{\text{tot}}=L_{\text{tot}}*A_{\text{tot}}*h_{\text{tot}}$

"Volumen de la total"

"

"TÚNEL DE ENFRIAMIENTO"

|  |  |
|--|--|
| n_tun=2  | "Número de tuneles"                        |
| m_tun=25000*convert(kg,lbm)                              | "Capacidad de almacenaje"                  |
| V_oc=64.8 [m3]   | "Volumen ocupado"                          |
| e_corchotunel= 5.833[in]                                 | "Espesor de corcho para el túnel"          |
| T_req_tun=convert(Temp(C,F,4)<br>almacenamiento"         | "Temperatura requerida de                  |
| T_ing=convert(Temp(C,F,15)                               | "Temperatura de ingreso"                   |
| N_p=0  | "Número de personas durante                |
| funcionamiento"  |  |
| "Tasas de respiración"                                   |  |
| A_tune=4.4   |  |
| B_tune=0.1173  |  |
| Ttun=4   | "Temperatura de conservación"              |
| "Dimensiones del túnel"                                  |  |
| L_tun=18.154*convert(m,ft)                               | "Largo de túnel"                           |
| A_tun=5.154*convert(m,ft)                                | "Ancho de túnel"                           |
| h_tun=3.654*convert(m,ft)                                | "Alto de túnel"                            |
| V_tun=L_tun*A_tun*h_tun                                  | "Volumen exterior de túnel"                |
| L_tun_int=18*convert(m,ft)                               | "Largo interior de túnel"                  |
| A_tun_int=5*convert(m,ft)                                | "Ancho interior de túnel"                  |
| h_tun_int=3.5*convert(m,ft)                              | "Alto interior de túnel"                   |
| V_tun_int=L_tun_int*A_tun_int*h_tun_int                  | "Volumen interior de túnel"                |
| "Consideramos que el tiempo de Congelado serán 20 horas" |  |
| t=20   | "Tiempo de congelado"                      |
| "Espesor de las paredes(Poliuretano)"                    |  |
| e=e_corchotunel*k_poliuretano/k_corcho                   |  |
| Puerta_tun=3 [in]  | "Espesor de puerta"                        |
| A_pu=2.5*convert(m,ft)                                   | "Ancho de puerta"                          |
| h_pu=3.5*convert(m,ft)                                   | "Altura de puerta"                         |
| A_myt=3[in]  | "Ancho de muro y techo"                    |
| "CALCULO DE AREAS"                                       |  |
| As_myt=A_0+B_0+C_0+D_0+E_0+F_0+G_0                       | "Areas de muro y techo"                    |
| A_0=(A_tun*h_tun)-(A_pu*h_pu)                            | "Area de Superficie A"                     |
| B_0=(L_tun*h_tun)  | "Area de Superficie B"                     |
| C_0=(h_tun*A_tun)  | "Area de Superficie C"                     |
| D_0=B_0  | "Area de superficie D"                     |
| E_0=(L_tun*A_tun)  | "Area de superficie E"                     |
| F_0=E_0  | "Area de superficie F"                     |
| G_0=A_pu*h_pu  | "Area de puerta"                           |
| "CARGA TÉRMICA POR TRANSMISION A TRAVES DE LAS PAREDES"  |  |
| FGP_tun=68.04[BTU/día*ft^2]                              | "Factor de ganancia por paredes"           |
| Q_par_tun=FGP_tun*As_myt                                 | "Carga térmica por transmision a traves de |
| las paredes"   |  |
| "CARGA TÉRMICA GENERADA POR LA RENOVACIÓN DE AIRE"       |  |
| CA=4.68 [1/día]  | "Cambios de aire"                          |
| rho_air=0.0720[lb/ft^3]                                  | "Densidad del aire"                        |
| hext=37.085[BTU/lb]                                      | "Entalpía exterior"                        |
| hint=14.789[BTU/lb]                                      | "Entalpía interior"                        |
| Q_infilt_tun=CA*V_tun_int*rho_air*(hext-hint)            | "Carga térmica infiltrada"                 |

"CARGA TÉRMICA GENERADA POR PRODUCTO"

Fenf\_tun=0.67 [1/día]  
 $q_A=(m_{tun}*Cp_A*(T_{ing}-T_{req\_tun})*24)/(Fenf\_tun*t)$   
 producto arriba del punto de congelacion"  
 $q_B=0$   
 eliminar al producto abajo del punto de congelación"  
 $q_L=0$   
 $Q_{prod\_tun}=q_A+q_B+q_L$

"Factor de enfriamiento"  
 "Calor sensible que hay que eliminar al  
 "Cantidad de calor sensible que hay que  
 "Calor latente de fusión"  
 "Carga térmica generada por producto"

"CARGA TÉRMICA GENERADA POR OCUPANTE"

Ce\_p=32160 [BTU/hr]  
 $Q_{ocup\_tun}=N_p*Ce_p*t$

"Carga térmica equivalente por Persona"  
 "Carga térmica generada por ocupante"

"CARGA TÉRMICA GENERADA POR ENVASES"

$Q_{env\_tun}=N_{cajas}*m_{cajas}*Ce_{carton}*(T_{ing}-T_{req\_tun})*24/(Fenf\_tun*t)$   
 "Carga térmica generada por ocupante"

"CARGA TÉRMICA GENERADA POR RESPIRACIÓN"

$Fresp\_tun=exp(A_{tune}+B_{tune}*T_{tun})*81.9288/2204.63[BTU/lb]$

"Factor de respiración utilizando el anexo 5"

$Q_{resp\_tun}=Fresp\_tun*m_{tun}$

"Carga térmica generada por respiración"

"CARGA TÉRMICA TOTAL EN TÚNEL"

FS=1.1

"Factor de seguridad para el cálculo"

$Q_{TOTAL\_TUN}=(Q_{par\_tun}+Q_{infiltr\_tun}+Q_{prod\_tun}+Q_{ocup\_tun}+Q_{env\_tun}+Q_{resp\_tun})*n_{tun}*FS$

FS "Carga térmica total en túnel"

"

"

"CÁMARA DE CONSERVACIÓN"

n\_cam=2  
 $m_{cam}=30456*convert(kg,lbm)$   
 $V_{oc\_cam}=64.8 [m3]$   
 $e_{corchocam}= 5.833[in]$   
 $T_{req\_cam}=convertTemp(C,F,4)$   
 almacenamiento"  
 $T_{ing\_cam}=convertTemp(C,F,4)$   
 $N_p_{cam}=4$   
 funcionamiento"  
 "Tasas de respiración"  
 $A_{came}=4.4$   
 $B_{came}=0.1173$   
 $T_{came}=4$

"Número de cámaras"  
 "Capacidad de almacenaje"  
 "Volumen ocupado"  
 "Espesor de corcho para el cámara"  
 "Temperatura requerida de  
 "Temperatura de ingreso"  
 "Número de personas durante  
 "Temperatura de conservación"

"Dimensiones de cámara"

$L_{cam}=14.154*convert(m,ft)$   
 $A_{cam}=14.154*convert(m,ft)$   
 $h_{cam}=3.654*convert(m,ft)$   
 $V_{cam}=L_{cam}*A_{cam}*h_{cam}$   
 conservación"  
 $L_{cam\_int}=14*convert(m,ft)$   
 conservación"  
 $A_{cam\_int}=14*convert(m,ft)$   
 conservación"  
 $h_{cam\_int}=3.5*convert(m,ft)$   
 $V_{cam\_int}=L_{cam\_int}*A_{cam\_int}*h_{cam\_int}$   
 conservación"

"Largo de cámara de conservación"  
 "Ancho de cámara de conservación"  
 "Alto de cámara de conservación"  
 "Volumen exterior de cámara de  
 "Largo interior de cámara de  
 "Ancho interior de cámara de  
 "Alto interior de cámara de conservación"  
 "Volumen interior de cámara de

"Consideramos que el tiempo de conservado dentro de la cámara serán 4 horas"  
 $t_{cam}=4$  "Tiempo de congelado"

"Espesor de las paredes(Poliuretano)"  
 $e_{cam}=e_{corchocam}*k_{poliuretano}/k_{corcho}$

Puerta\_cam=3 [in] "Espesor de puerta"  
 $A_{pu\_cam}=2.5*convert(m,ft)$  "Ancho de puerta"  
 $h_{pu\_cam}=3.5*convert(m,ft)$  "Altura de puerta"

$A_{myt\_cam}=3[in]$  "Ancho de muro y techo"

"CALCULO DE AREAS"  
 $As_{myt\_cam}=A_1+B_1+C_1+D_1+E_1+F_1+G_1$  "Areas de muro y techo"  
 $A_1=(A_{cam}*h_{cam})-(A_{pu\_cam}*h_{pu\_cam})$  "Area de Superficie A"  
 $B_1=(L_{cam}*h_{cam})$  "Area de Superficie B"  
 $C_1=(h_{cam}*A_{cam})$  "Area de Superficie C"  
 $D_1=B_1$  "Area de superficie D"  
 $E_1=(L_{cam}*A_{cam})$  "Area de superficie E"  
 $F_1=E_1$  "Area de superficie F"  
 $G_1=A_{pu\_cam}*h_{pu\_cam}$  "Area de puerta"

"CARGA TÉRMICA POR TRANSMISION A TRAVES DE LAS PAREDES"  
 $FGP_{cam}=68.04[BTU/día*ft^2]$  "Factor de ganancia por paredes"  
 $Q_{par\_cam}=FGP_{cam}*As_{myt\_cam}$  "Carga térmica por transmision a traves de las paredes"

"CARGA TÉRMICA GENERADA POR LA RENOVACIÓN DE AIRE"  
 $CA_{cam}=3.077 [1/día]$  "Cambios de aire"  
 $\rho_{air\_cam}=0.0720[lb/ft^3]$  "Densidad del aire"  
 $h_{ext\_cam}=37.085[BTU/lb]$  "Entalpía exterior"  
 $h_{int\_cam}=14.789[BTU/lb]$  "Entalpía interior"  
 $Q_{infiltr\_cam}=CA_{cam}*V_{cam\_int}*\rho_{air\_cam}*(h_{ext\_cam}-h_{int\_cam})$   
 "Carga térmica infiltrada"

"CARGA TÉRMICA GENERADA POR OCUPANTE"  
 $Ce_p_{cam}=848.8 [BTU/hr]$  "Carga térmica equivalente por Persona"  
 $Q_{ocup\_cam}=N_p_{cam}*Ce_p_{cam}*t_{cam}$  "Carga térmica generada por ocupante"

"CARGA TÉRMICA POR ILUMINACIÓN"  
 $Nf=2[Watt/ft^2]$  "Factor de iluminación"  
 $Fci=3.413$  "Factor de conversión de unidades Watt a BTU/hr"  
 $Q_{ilu\_cam}=Nf*F_1*Fci*t_{cam}$  "Carga térmica generada por iluminación"

"CARGA TÉRMICA GENERADA POR RESPIRACIÓN"  
 $F_{resp\_cam}=\exp(A_{came}+B_{came}*T_{came})*81.9288/2204.63[BTU/lb]$   
 "Factor de respiración utilizando el anexo 5"  
 $Q_{resp\_cam}=F_{resp\_cam}*m_{cam}$  "Carga térmica generada por respiración"

"CARGA TÉRMICA TOTAL EN CÁMARA"  
 $Q_{TOTAL\_CAM}=(Q_{par\_cam}+Q_{infiltr\_cam}+Q_{ocup\_cam}+Q_{ilu\_cam}+Q_{resp\_cam})*n_{cam}*FS$   
 "Carga térmica total en cámara"

"  
 \_\_\_\_\_"  
 "

"ANTECÁMARA"

$n_{\text{ante}}=1$

$e_{\text{corchoante}}= 5.833[\text{in}]$

$T_{\text{req\_ante}}=\text{convertTemp}(C,F,4)$   
almacenamiento"

$T_{\text{ing\_ante}}=\text{convertTemp}(C,F,15)$

$N_{\text{p\_ante}}=10$

funcionamiento"

"Tasas de respiración"

$A_{\text{antec}}=4.4$

$B_{\text{antec}}=0.1173$

$T_{\text{antec}}=4$

"Dimensiones de cámara"

$L_{\text{ante}}=19.2064*\text{convert}(m,ft)$

$A_{\text{ante}}=10*\text{convert}(m,ft)$

$h_{\text{ante}}=3.6032*\text{convert}(m,ft)$

$V_{\text{ante}}=L_{\text{ante}}*A_{\text{ante}}*h_{\text{ante}}$   
conservación"

$L_{\text{ante\_int}}=19.0524*\text{convert}(m,ft)$   
conservación"

$A_{\text{ante\_int}}=9.846*\text{convert}(m,ft)$   
conservación"

$h_{\text{ante\_int}}=3.4492*\text{convert}(m,ft)$

$V_{\text{ante\_int}}=L_{\text{ante\_int}}*A_{\text{ante\_int}}*h_{\text{ante\_int}}$   
conservación"

"Consideramos que el tiempo de conservado dentro de la cámara serán 8 horas"

$t_{\text{ante}}=8$

"Espesor de las paredes(Poliuretano)"

$e_{\text{ante}}=e_{\text{corchoante}}*k_{\text{poliuretano}}/k_{\text{corcho}}$

$Puerta_{\text{ante}}=3 [\text{in}]$

$A_{\text{pu\_ante}}=2.5*\text{convert}(m,ft)$   
despacho con la antecámara"

$h_{\text{pu\_ante}}=4*\text{convert}(m,ft)$   
despacho con la antecámara"

$A_{\text{myt\_ante}}=3[\text{in}]$

"CALCULO DE AREAS"

$As_{\text{myt\_ante}}=A_2+B_2+C_2+D_2+E_2+F_2+G_2$

$A_2=(A_{\text{ante}}*h_{\text{ante}})-(A_{\text{pu\_ante}}*h_{\text{pu\_ante}})$

$B_2=(L_{\text{ante}}*h_{\text{ante}})$

$C_2=(h_{\text{ante}}*A_{\text{ante}})$

$D_2=B_2$

$E_2=(L_{\text{ante}}*A_{\text{ante}})$

$F_2=E_2$

$G_2=A_{\text{pu\_ante}}*h_{\text{pu\_ante}}$

"CARGA TÉRMICA POR TRANSMISION A TRAVES DE LAS PAREDES"

$FGP_{\text{ante}}=68.04[\text{BTU}/\text{día}*ft^2]$

$Q_{\text{par\_ante}}=FGP_{\text{ante}}*As_{\text{myt\_ante}}$   
las paredes"

"CARGA TÉRMICA GENERADA POR LA RENOVACIÓN DE AIRE"

$CA_{\text{ante}}=3.22 [1/\text{día}]$

"Número de antecámaras"

"Espesor de corcho para el antecámara"

"Temperatura requerida de

"Temperatura de ingreso"

"Número de personas durante

"Temperatura de conservación"

"Largo de cámara de conservación"

"Ancho de cámara de conservación"

"Alto de cámara de conservación"

"Volumen exterior de cámara de

"Largo interior de cámara de

"Ancho interior de cámara de

"Alto interior de cámara de conservación"

"Volumen interior de cámara de

"Tiempo de trabajo"

"Espesor de puerta"

"Ancho de puerta que conecta la zona de

"Altura de puerta que conecta la zona de

"Ancho de muro y techo"

"Areas de muro y techo"

"Area de Superficie A"

"Area de Superficie B"

"Area de Superficie C"

"Area de superficie D"

"Area de superficie E"

"Area de superficie F"

"Area de puerta"

"Factor de ganancia por paredes"

"Carga térmica por transmision a traves de

"Cambios de aire"

rho\_air\_ante=0.0720[lb/ft<sup>3</sup>] "Densidad del aire"  
 hex\_t\_ante=37.085[BTU/lb] "Entalpía exterior"  
 hint\_ante=14.789[BTU/lb] "Entalpía interior"  
 Q\_infil\_ante=CA\_ante\*V\_ante\_int\*rho\_air\_ante\*(hex\_t\_ante-hint\_ante)  
 "Carga térmica infiltrada"

"CARGA TÉRMICA GENERADA POR OCUPANTE"  
 Ce\_p\_ante=828 [BTU/hr] "Carga térmica equivalente por Persona"  
 Q\_ocup\_ante=N\_p\_ante\*Ce\_p\_ante\*t\_ante "Carga térmica generada por ocupante"

"CARGA TÉRMICA POR ILUMINACIÓN"  
 Q\_ilu\_ante=Nf\*F\_2\*Fci\*t\_ante "Carga térmica generada por iluminación"

"CARGA TÉRMICA TOTAL EN CÁMARA"  
 Q\_TOTAL\_ANTE=(Q\_par\_ante+Q\_infil\_ante+Q\_ocup\_ante+Q\_ilu\_ante)\*n\_ante\*FS  
 "Carga térmica total en cámara"

---

"SALA DE PROCESOS"

n\_sp=1 "Número de Sala de Procesos"  
 e\_corchosp= 5.833[in] "Espesor de corcho para la sala de procesos"  
 T\_req\_sp=convertTemp(C,F,10) "Temperatura requerida en el interior"  
 T\_ing\_sp=convertTemp(C,F,25) "Temperatura de ingreso"  
 N\_p\_sp=25 "Número de personas durante funcionamiento"

"Dimensiones de la sala de procesos"  
 L\_sp=46.2064\*convert(m,ft) "Largo de túnel"  
 A\_sp=20\*convert(m,ft) "Ancho de túnel"  
 h\_sp=3.6032\*convert(m,ft) "Alto de túnel"  
 V\_sp=L\_sp\*A\_sp\*h\_sp "Volumen exterior de túnel"  
 L\_sp\_int=46.0536\*convert(m,ft) "Largo interior de túnel"  
 A\_sp\_int=19.847\*convert(m,ft) "Ancho interior de túnel"  
 h\_sp\_int=3.4487\*convert(m,ft) "Alto interior de túnel"  
 V\_sp\_int=L\_sp\_int\*A\_sp\_int\*h\_sp\_int "Volumen interior de túnel"

"Consideramos que el tiempo de conservación serán 8 horas"  
 t\_sp=8  
 "Tiempo de congelado"

"Espesor de las paredes(Poliuretano)"  
 e\_sp=e\_corchosp\*k\_poliuretano/k\_corcho

Puerta\_sp=3 [in] "Espesor de puerta"  
 A\_pu\_sp=2.5\*convert(m,ft) "Ancho de puerta"  
 h\_pu\_sp=3.5\*convert(m,ft) "Altura de puerta"

A\_myt\_sp=3[in] "Ancho de muro y techo"

"CALCULO DE AREAS"  
 As\_myt\_sp=A\_3+B\_3+C\_3+D\_3+E\_3+F\_3+G\_3 "Areas de muro y techo"  
 A\_3=(A\_sp\*h\_sp)-(A\_pu\_sp\*h\_pu\_sp) "Area de Superficie A"  
 B\_3=(L\_sp\*h\_sp) "Area de Superficie B"  
 C\_3=(h\_sp\*A\_sp) "Area de Superficie C"

|   |   |
|---|---|
| D <sub>3</sub> =B <sub>3</sub>  | "Area de superficie D"                                  |
| E <sub>3</sub> =(L <sub>sp</sub> *A <sub>sp</sub> )   | "Area de superficie E"                                  |
| F <sub>3</sub> =E <sub>3</sub>  | "Area de superficie F"                                  |
| G <sub>3</sub> =A <sub>sp</sub> *h <sub>sp</sub>  | "Area de puerta"  |
| <br>  |   |
| "CARGA TÉRMICA POR TRANSMISION A TRAVES DE LAS PAREDES"   |   |
| FGP <sub>sp</sub> =48.6[BTU/día*ft <sup>2</sup> ]   | "Factor de ganancia por paredes"                        |
| Q <sub>par_sp</sub> =FGP <sub>sp</sub> *As <sub>myt_sp</sub>  | "Carga térmica por transmision a traves de las paredes" |
| <br>  |   |
| "CARGA TÉRMICA GENERADA POR LA RENOVACIÓN DE AIRE"  |   |
| CA <sub>sp</sub> =1.31 [1/día]  | "Cambios de aire"                                       |
| rho <sub>air_sp</sub> =0.0720[lb/ft <sup>3</sup> ]  | "Densidad del aire"                                     |
| hext <sub>sp</sub> =37.085[BTU/lb]  | "Entalpía exterior"                                     |
| hint <sub>sp</sub> =19.013[BTU/lb]  | "Entalpía interior"                                     |
| Q <sub>infiltr_sp</sub> =CA <sub>sp</sub> *V <sub>sp_int</sub> *rho <sub>air_sp</sub> *(hext <sub>sp</sub> -hint <sub>sp</sub> )      | "Carga térmica infiltrada"                              |
| <br>  |   |
| "CARGA TÉRMICA GENERADA POR OCUPANTE"   |   |
| Ce <sub>p_sp</sub> =612 [BTU/hr]  | "Carga térmica equivalente por Persona"                 |
| Q <sub>ocup_sp</sub> =N <sub>p_sp</sub> *Ce <sub>p_sp</sub> *t <sub>sp</sub>  | "Carga térmica generada por ocupante"                   |
| <br>  |   |
| "CARGA TÉRMICA POR ILUMINACIÓN"   |   |
| Q <sub>ilu_sp</sub> =N <sub>f</sub> *F <sub>3</sub> *F <sub>ci</sub> *t <sub>sp</sub>   | "Carga térmica generada por iluminación"                |
| <br>  |   |
| "CARGA TÉRMICA TOTAL EN LA SALA DE PROCESOS"  |   |
| Q <sub>TOTAL_SP</sub> =(Q <sub>par_sp</sub> +Q <sub>infiltr_sp</sub> +Q <sub>ocup_sp</sub> +Q <sub>ilu_sp</sub> )*n <sub>sp</sub> *FS |   |
| "Carga térmica total en túnel"  |   |
| <br>  |   |
| "ZONA DE DESPACHO"  |   |
| n <sub>zd</sub> =1  | "Número de tuneles"                                     |
| e <sub>corchozd</sub> = 5.833[in]   | "Espesor de corcho para el túnel"                       |
| T <sub>req_zd</sub> =convertTemp(C,F,10)  | "Temperatura requerida de almacenamiento"               |
| T <sub>ing_zd</sub> =convertTemp(C,F,4)   | "Temperatura de ingreso"                                |
| N <sub>p_zd</sub> =8  | "Número de personas durante funcionamiento"             |
| <br>  |   |
| "Dimensiones del túnel"   |   |
| L <sub>zd</sub> =38.2064*convert(m,ft)  | "Largo de túnel"  |
| A <sub>zd</sub> =6*convert(m,ft)  | "Ancho de túnel"  |
| h <sub>zd</sub> =3.5*convert(m,ft)  | "Alto de túnel"   |
| V <sub>zd</sub> =L <sub>zd</sub> *A <sub>zd</sub> *h <sub>zd</sub>  | "Volumen exterior de túnel"                             |
| L <sub>zd_int</sub> =38.0524*convert(m,ft)  | "Largo interior de túnel"                               |
| A <sub>zd_int</sub> =5.846*convert(m,ft)  | "Ancho interior de túnel"                               |
| h <sub>zd_int</sub> =3.346*convert(m,ft)  | "Alto interior de túnel"                                |
| V <sub>zd_int</sub> =L <sub>zd_int</sub> *A <sub>zd_int</sub> *h <sub>zd_int</sub>  | "Volumen interior de túnel"                             |
| <br>  |   |
| "Consideramos que el tiempo de Congelado serán 8 horas"   |   |
| t <sub>zd</sub> =8  | "Tiempo de congelado"                                   |
| <br>  |   |
| "Espesor de las paredes(Poliuretano)"   |   |
| e <sub>zd</sub> =e <sub>corchozd</sub> *k <sub>poliuretano</sub> /k <sub>corcho</sub>   |   |
| <br>  |   |
| Puerta <sub>zd</sub> =3 [in]  | "Espesor de puerta"                                     |
| A <sub>pu_zd</sub> =5*convert(m,ft)   | "Ancho de puerta"                                       |

|  |   |
|--|---|
| $h_{pu\_zd}=3.5*\text{convert}(m,ft)$  | "Altura de puerta"                                      |
| $A_{myt\_zd}=3[in]$  | "Ancho de muro y techo"                                 |
| <b>"CALCULO DE AREAS"</b>  |   |
| $As_{myt\_zd}=A_4+B_4+C_4+D_4+E_4+F_4+G_4$                                       | "Areas de muro y techo"                                 |
| $A_4=(A_{zd}*h_{zd})-(A_{pu\_zd}*h_{pu\_zd})$                                    | "Area de Superficie A"                                  |
| $B_4=(L_{zd}*h_{zd})$  | "Area de Superficie B"                                  |
| $C_4=(h_{zd}*A_{zd})$  | "Area de Superficie C"                                  |
| $D_4=B_4$  | "Area de superficie D"                                  |
| $E_4=(L_{zd}*A_{zd})$  | "Area de superficie E"                                  |
| $F_4=E_4$  | "Area de superficie F"                                  |
| $G_4=A_{pu\_zd}*h_{pu\_zd}$  | "Area de puerta"  |
| <b>"CARGA TÉRMICA POR TRANSMISION A TRAVES DE LAS PAREDES"</b>                   |   |
| $FGP_{zd}=48.6[BTU/día*ft^2]$  | "Factor de ganancia por paredes"                        |
| $Q_{par\_zd}=FGP_{zd}*As_{myt\_zd}$  | "Carga térmica por transmision a traves de las paredes" |
| <b>"CARGA TÉRMICA GENERADA POR LA RENOVACIÓN DE AIRE"</b>                        |   |
| $CA_{zd}=2.9224 [1/día]$   | "Cambios de aire"                                       |
| $\rho_{air\_zd}=0.0720[lb/ft^3]$   | "Densidad del aire"                                     |
| $h_{ext\_zd}=37.085[BTU/lb]$   | "Entalpía exterior"                                     |
| $h_{int\_zd}=19.013[BTU/lb]$   | "Entalpía interior"                                     |
| $Q_{infiltr\_zd}=CA_{zd}*V_{zd\_int}*\rho_{air\_zd}*(h_{ext\_zd}-h_{int\_zd})$   | "Carga térmica infiltrada"                              |
| <b>"CARGA TÉRMICA GENERADA POR OCUPANTE"</b>                                     |   |
| $Ce_{p\_zd}=720 [BTU/hr]$  | "Carga térmica equivalente por Persona"                 |
| $Q_{ocup\_zd}=N_{p\_zd}*Ce_{p\_zd}*t_{zd}$                                       | "Carga térmica generada por ocupante"                   |
| <b>"CARGA TÉRMICA POR ILUMINACIÓN"</b>   |   |
| $Q_{ilu\_zd}=Nf_{4}*F_{4}*F_{ci}*t_{zd}$   | "Carga térmica generada por iluminación"                |
| <b>"CARGA TÉRMICA TOTAL EN LA ZONA DE DESPACHO"</b>                              |   |
| $Q_{TOTAL\_ZD}=(Q_{par\_zd}+Q_{infiltr\_zd}+Q_{ocup\_zd}+Q_{ilu\_zd})*n_{zd}*FS$ | "Carga térmica total en zona de despacho"               |
| <b>"CARGA TÉRMICA TOTAL REQUERIDA PARA LA PLANTA DE REFRIGERACIÓN"</b>           |   |
| $QT=Q_{TOTAL\_TUN}+Q_{TOTAL\_CAM}+Q_{TOTAL\_ANTE}+Q_{TOTAL\_SP}+Q_{TOTAL\_ZD}$   |   |

### Anexo 3: Código de análisis paramétrico del refrigerante

"Estado 5"

"La temperatura de diseño en el condensador será de 30°C"

"La concentración de amoniaco se asumirá como 100%"

$T_c = 273.15 + 30$  "Temperatura de ingreso al condensador"

$x_5 = 1$  "Fracción másica de amoniaco ingresante al condensador"

$Q_5 = 1$  "Fracción másica de vapor ingresante al condensador"

Call NH3H2O(138, Tc, x5, Q5: T\_[5], P\_[5], x\_[5], h\_[5], s\_[5], u\_[5], v\_[5], Qu\_[5])

"Estado 6"

"La concentración asumida de líquido de amoniaco a la salida del condensador será del 100%"

$Q_6 = 0$  "Fracción másica de vapor ingresante al pre-enfriador"

Call NH3H2O(138, T\_[5], x\_[5], Q6: T\_[6], P\_[6], x\_[6], h\_[6], s\_[6], u\_[6], v\_[6], Qu\_[6])

"Estado 7"

"Se realiza un análisis ideal del amoniaco líquido en su totalidad a la salida del preenfriador"

$E_1 = 0.9$

$T_7 = T_{[9]}$

Call NH3H2O(123, T7, P\_[6], x5: T7i, P7i, x7i, h7i, s7i, u7i, v7i, Qu7i)

"A continuación se realiza un balance de energía en el pre-enfriador mediante un análisis real"

$Q_{sc} = \dot{m}_{[6]} * (h_{[6]} - h_{7i})$  "Balance de energía de fluido caliente"

$Q_{sf} = \dot{m}_{[9]} * (h_{10i} - h_{[9]})$  "Balance de energía en el fluido frío"

$Q_{min} = \min(Q_{sc}, Q_{sf})$  "Razón mínima de transferencia de calor en el pre-enfriador"

$Q_{pre} = E1 * Q_{min}$  "Potencia de pre-enfriador"

$h_{7r} = h_{[6]} - (Q_{pre} / m_{dot_{[6]}})$  "Entalpía dentro del pre-enfriador"

$h_{10r} = h_{[9]} + (Q_{pre} / m_{dot_{[9]}})$  "Entalpía a la salida del pre-enfriador y entrada al absorbedor"

Call NH3H2O(234, P\_[6], x5, h7r: T\_[7], P\_[7], x\_[7], h\_[7], s\_[7], u\_[7], v\_[7], Qu\_[7])

"Estado 8"

"Proceso isoentálpico producido por la válvula a la salida del pre-enfriador"

"La entalpía en el estado 7 será la misma que del estado 8"

Call NH3H2O(234, P\_[9], x5, h\_[7]: T\_[8], P\_[8], x\_[8], h\_[8], s\_[8], u\_[8], v\_[8], Qu\_[8])

"Estado 9"

"Vapor de NH3 saliendo del evaporador"

$T_{ev} = 273.15 - 0.56$  "Temperatura en la salida del evaporador"

Call NH3H2O(138, T<sub>ev</sub>, x5, Q5: T\_[9], P\_[9], x\_[9], h\_[9], s\_[9], u\_[9], v\_[9], Qu\_[9])

"Estado 10"

"Realizando un análisis ideal se considera la temperatura a la salida del condensador igual a la del punto 10"

$T_{10} = T_{[6]}$  "Temperatura de la mezcla a la salida del pre-enfriador"

$x_{10} = x_{[9]}$  "Fracción másica de amoniaco en la salida del pre-enfriador"

Call NH3H2O(123, T<sub>10</sub>, P\_[9], x<sub>10</sub>: T<sub>10i</sub>, P<sub>10i</sub>, x<sub>10i</sub>, h<sub>10i</sub>, s<sub>10i</sub>, u<sub>10i</sub>, v<sub>10i</sub>, Qu<sub>10i</sub>)

"En este punto se realiza un análisis real en el cual se mantendrá la concentración de amoníaco al 100% y la presión en el estado 10"

Call NH3H2O(234, P\_[9], x10,h10r: T\_[10], P\_[10], x\_[10], h\_[10], s\_[10], u\_[10], v\_[10], Qu\_[10])

"Estado 11"

"MEZCLA LÍQUIDA NH3-H2O a la salida del absorbedor"

Q11=0 "Fracción de vapor a la salida del absorbedor"

Tabs=273.15+30 "Temperatura de trabajo en el absorbedor"

Call NH3H2O(128,Tabs, P\_[10], Q11:T\_[11] , P\_[11], x\_[11], h\_[11], s\_[11], u\_[11], v\_[11], Qu\_[11])

"Estado 12"

"Mezcla líquida NH3-H2O impulsada por la bomba"

Call NH3H2O(235, P\_[5], x\_[11], s\_[11]: T\_[19], P\_[19], x\_[19], h\_[19], s\_[19], u\_[19], v\_[19], Qu\_[19])

w\_pump\_s=h\_[19]-h\_[11] "Trabajo específico ideal de la bomba"

eta\_pump=0.85 "Eficiencia de la bomba"

w\_pump\_r=w\_pump\_s/(eta\_pump) "Trabajo específico real de la bomba"

H12=h\_[11]+w\_pump\_r

Call NH3H2O(234, P\_[5], x\_[11], H12: T\_[12], P\_[12], x\_[12], h\_[12], s\_[12], u\_[12], v\_[12], Qu\_[12])

"Estado 1"

"Análisis ideal basado en la temperatura a la salida del generador que será la misma que la temperatura de ingreso"

T1=T4 "Temperatura al ingreso del generador"

$P1=P_{[12]}$  "Presión del generador"  
 $x1=x_{[12]}$  "Fracción másica de amoníaco al ingreso del generador"  
 Call NH<sub>3</sub>H<sub>2</sub>O(123,T<sub>1</sub>, P<sub>1</sub>, x<sub>1</sub>: T<sub>1i</sub>, P<sub>1i</sub>, x<sub>1i</sub>, h<sub>1i</sub>, s<sub>1i</sub>, u<sub>1i</sub>, v<sub>1i</sub>, Qu<sub>1i</sub>)  
 Call NH<sub>3</sub>H<sub>2</sub>O(238, P<sub>1</sub>, x<sub>1</sub>,Q<sub>6</sub>: T<sub>2i</sub>, P<sub>2i</sub>, x<sub>2i</sub>, h<sub>2i</sub>, s<sub>2i</sub>, u<sub>2i</sub>, v<sub>2i</sub>, Qu<sub>2i</sub>)  
 "Análisis real de los balances de energía en el intercambiador de calor"  
 $Q_{sf2}=m_{dot}_{[11]}*(h_{1i}-h_{[12]})$  "Balance de energía del fluido frío"  
 $Q_{sc2}=m_{dot}_{[14]}*(h_{[4]}-h_{13i})$  "Balance de energía del fluido caliente"  
 $Q_{min2}=\min(Q_{sf2},Q_{sc2})$  "Razón mínima de transferencia de calor en el intercambiador"  
 $E2=0.9$  "Eficiencia del proceso en el intercambiador de calor"  
 $Q_{int}=E2*Q_{min2}$  "Potencia en el intercambiador de calor"  
 $h_{1r}=h_{[12]}+(Q_{int}/m_{dot}_{[12]})$   
 $h_{13r}=h_{[4]}-(Q_{int}/m_{dot}_{[4]})$   
 Call NH<sub>3</sub>H<sub>2</sub>O(234, P<sub>1</sub>, x<sub>1</sub>, h<sub>1r</sub>: T<sub>[1]</sub>, P<sub>[1]</sub>, x<sub>[1]</sub>, h<sub>[1]</sub>, s<sub>[1]</sub>, u<sub>[1]</sub>, v<sub>[1]</sub>, Qu<sub>[1]</sub>)  
 "Estado 4"  
 "Mezcla líquida amoniaco-agua a la salida del generador "  
 $Q_4=0$  "Fracción másica de vapor en el ingreso del intercambiador de calor"  
 $T_4=120+273.15$  "Temperatura necesaria en el ingreso del intercambiador de calor"  
 $T_4=T_{gen}$   
 Call NH<sub>3</sub>H<sub>2</sub>O(128, T<sub>4</sub>, P<sub>[5]</sub>,Q<sub>4</sub>:T<sub>[4]</sub> , P<sub>[4]</sub>, x<sub>[4]</sub>, h<sub>[4]</sub>, s<sub>[4]</sub>, u<sub>[4]</sub>, v<sub>[4]</sub>, Qu<sub>[4]</sub>)

"Estado 13"

"Análisis ideal a la salida del intercambiador de calor"

$T_{13}=T_{[12]}$  "Temperatura al ingreso del absorbedor"

$P_{13}=P_{[4]}$  "Presión al ingreso del absorbedor"

$x_{13}=x_{[4]}$  "Fracción másica de amoniaco al ingreso del absorbedor"

Call NH<sub>3</sub>H<sub>2</sub>O(123,T<sub>13</sub>, P<sub>13</sub>, x<sub>13</sub>: T<sub>13i</sub>, P<sub>13i</sub>, x<sub>13i</sub>, h<sub>13i</sub>, s<sub>13i</sub>, u<sub>13i</sub>, v<sub>13i</sub>, Qu<sub>13i</sub>)

"Análisis real"

Call NH<sub>3</sub>H<sub>2</sub>O(234,P<sub>13</sub>, x<sub>13</sub>, h<sub>13r</sub>: T<sub>[13]</sub>, P<sub>[13]</sub>, x<sub>[13]</sub>, h<sub>[13]</sub>, s<sub>[13]</sub>, u<sub>[13]</sub>,  
v<sub>[13]</sub>, Qu<sub>[13]</sub>)

"Estado 14"

"En la salida del intercambiador de calor se producirá un proceso isoentálpico"

Call NH<sub>3</sub>H<sub>2</sub>O(234,P<sub>[9]</sub>, x<sub>13</sub>, h<sub>[13]</sub>: T<sub>[14]</sub>, P<sub>[14]</sub>, x<sub>[14]</sub>, h<sub>[14]</sub>, s<sub>[14]</sub>, u<sub>[14]</sub>,  
v<sub>[14]</sub>, Qu<sub>[14]</sub>)

"Estado 2 "

$Q_2=1$  "Fracción másica de vapor al ingreso del condensador"

$T_2=T_{2i}$  "Temperatura al ingreso del condensador"

$P_2=P_{[5]}$  "Presión al ingreso del condensador"

Call NH<sub>3</sub>H<sub>2</sub>O(128,T<sub>2</sub>,P<sub>2</sub>,Q<sub>2</sub>: T<sub>[2]</sub>, P<sub>[2]</sub>, x<sub>[2]</sub>, h<sub>[2]</sub>, s<sub>[2]</sub>, u<sub>[2]</sub>, v<sub>[2]</sub>, Qu<sub>[2]</sub>)

"Estado 3 "

"En este punto analizaremos el flujo que proviene de la torre de enfriamiento"

$T_3=T_{2i}$  "Temperatura al ingreso del generador"

$Q_3=0$  "Fracción másica de vapor al ingreso del generador"

Call NH<sub>3</sub>H<sub>2</sub>O(128,T<sub>3</sub>,P<sub>2</sub>,Q<sub>3</sub>: T<sub>[3]</sub>, P<sub>[3]</sub>, x<sub>[3]</sub>, h<sub>[3]</sub>, s<sub>[3]</sub>, u<sub>[3]</sub>, v<sub>[3]</sub>, Qu<sub>[3]</sub>)

"BALANCES DE PRIMERA LEY"

"BALANCE EN EL EVAPORADOR"

$$Q_{\text{evaporador}}=212.172 \text{ [kW]}$$

$$Q_{\text{evaporador}}=m_{\text{dot}}[6]*(H[9]-H[8])$$

"Flujos másicos circulantes en el preenfriador"

$$m_{\text{dot}}[6]=m_{\text{dot}}[7]$$

$$m_{\text{dot}}[6]=m_{\text{dot}}[8]$$

$$m_{\text{dot}}[6]=m_{\text{dot}}[9]$$

$$m_{\text{dot}}[6]=m_{\text{dot}}[10]$$

"BALANCE EN EL CONDENSADOR"

$$(m_{\text{dot}}[5]*x[5])-(m_{\text{dot}}[6]*x[6])=0$$

$$(m_{\text{dot}}[5]*H[5])-Q_{\text{condensador}}-(m_{\text{dot}}[6]*H[6])=0$$

"BALANCE EN EL ABSORBEDOR"

$$(m_{\text{dot}}[10]*H[10])-Q_{\text{absorbedor}}-(m_{\text{dot}}[11]*H[11])+(m_{\text{dot}}[14]*H[14])=0$$

$$(m_{\text{dot}}[10]*x[10])-(m_{\text{dot}}[11]*x[11])+(m_{\text{dot}}[14]*x[14])=0$$

$$(m_{\text{dot}}[10])-(m_{\text{dot}}[11])+(m_{\text{dot}}[14])=0$$

"Flujo másico circulante de la bomba al intercambiador de calor"

$$m_{\text{dot}}[11]=m_{\text{dot}}[12]$$

$$m_{\text{dot}}[11]=m_{\text{dot}}[1]$$

$$m_{\text{dot}}[4]=m_{\text{dot}}[13]$$

$$m_{\text{dot}}[4]=m_{\text{dot}}[14]$$

"BALANCE EN EL RECTIFICADOR"

$m_{dot}[2]=m_{dot}[3]*(1-x_{[3]})/(1-x_{[2]})$  "relación tomando en cuenta la  
concentración de agua"

$$m_{dot}[5]=m_{dot}[2]-m_{dot}[3]$$

"BALANCE EN EL RECTIFICADOR"

$$-Q_{rectificador}+(m_{dot}[2]*H_{[2]})-(m_{dot}[5]*H_{[5]})-(m_{dot}[3]*H_{[3]})=0$$

"BALANCE EN LA BOMBA"

$$w_{pump\_r}*m_{dot}[11]=W_{pump\_real}$$

"BALANCE EN EL GENERADOR"

$$Q_{generador}+(m_{dot}[1]*H_{[1]})+(m_{dot}[3]*H_{[3]})-(m_{dot}[4]*H_{[4]})-$$

$$(m_{dot}[2]*H_{[2]})=0$$

$$COP=Q_{evaporador}/(Q_{generador}+W_{pump\_real})$$

$$Q_{SUMINISTRADO}=Q_{generador}+Q_{evaporador}+W_{pump\_real}$$

$$Q_{RECHAZADO}=Q_{condensador}+Q_{absorbedor}+Q_{rectificador}$$

## APÉNDICES

### Apéndice 1: Selección de espesor de corcho

| Temperatura de la cámara (°F) | Espesor de corcho requerido (pulg) |
|-------------------------------|------------------------------------|
| -45 a 15                      | 10                                 |
| -15 a 0                       | 8                                  |
| 0 a 15                        | 7                                  |
| 15 a 25                       | 6                                  |
| 25 a 35                       | 5                                  |
| 35 a 50                       | 4                                  |
| 50 a 60                       | 3                                  |

[29]

### Apéndice 2: Factores de ganancia por paredes

| Espesor de corcho (pulg) | (Te-Ti) (°F) |    |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|--------------------------|--------------|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
|                          | 1            | 40 | 45  | 50  | 55  | 60  | 65  | 70  | 75  | 80  | 85  | 90  | 95  |
| 3                        | 2.40         | 96 | 108 | 120 | 132 | 144 | 156 | 168 | 180 | 192 | 204 | 216 | 228 |
| 4                        | 1.80         | 72 | 81  | 90  | 99  | 108 | 117 | 126 | 135 | 144 | 153 | 152 | 171 |
| 5                        | 1.44         | 58 | 65  | 72  | 79  | 87  | 94  | 101 | 108 | 115 | 122 | 130 | 137 |
| 6                        | 1.20         | 48 | 54  | 60  | 66  | 72  | 78  | 84  | 90  | 96  | 102 | 108 | 114 |
| 7                        | 1.03         | 41 | 46  | 52  | 57  | 62  | 67  | 72  | 77  | 82  | 88  | 93  | 98  |
| 8                        | 0.90         | 36 | 41  | 45  | 50  | 54  | 58  | 63  | 68  | 72  | 77  | 81  | 86  |
| 9                        | 0.80         | 32 | 36  | 40  | 44  | 48  | 52  | 56  | 60  | 64  | 68  | 72  | 76  |
| 10                       | 0.72         | 29 | 32  | 36  | 40  | 43  | 47  | 50  | 54  | 58  | 61  | 65  | 68  |
| 11                       | 0.66         | 26 | 30  | 33  | 36  | 40  | 43  | 46  | 50  | 53  | 56  | 60  | 63  |

[29]

**Apéndice 3: Número de cambios de aire para temperaturas mayores a 32°F**

| Volumen<br>(pie <sup>3</sup> ) | Cambios<br>por día |
|--------------------------------|--------------------|
| 8000                           | 5.5                |
| 10000                          | 4.9                |
| 15000                          | 3.9                |
| 20000                          | 3.5                |
| 30000                          | 2.7                |
| 40000                          | 2.3                |
| 50000                          | 2.0                |
| 75000                          | 1.6                |
| 100000                         | 1.4                |

[29]

**Apéndice 4: Constantes de tasas de respiración de frutos y vegetales**

| ALIMENTO | A máx | B máx  | A mín | B mín  |
|----------|-------|--------|-------|--------|
| Pitahaya | 4.40  | 0.1173 | 3.83  | 0.1253 |

**Apéndice 5: Equivalente calorífico de ocupantes**

| <b>Temperatura de<br/>cámara (°F)</b> | <b>Calor equivalente por<br/>persona (BTU/hr)</b> |
|---------------------------------------|---|
| 50                                    | 720   |
| 40                                    | 840   |
| 30                                    | 950   |
| 20                                    | 1050  |
| 10                                    | 1200  |
| 0                                     | 1300  |
| -10                                   | 1400  |
| -20                                   | 1530  |
| -30                                   | 1640  |

[29]

Apéndice 6: Hoja técnica de fancoils seleccionados

Evaporador DIMATEK modelo CMO-32

Dimensiones/Dimensions CMO



| Serie | Gr/Size | 09   | 11   | 17   | 20   | 23   | 32   |
|-------|---------|------|------|------|------|------|------|
| CMO   | A mm    | 800  | 1040 | 1240 | 1440 | 1640 | 2040 |
|       | Kg      | 34,0 | 38,5 | 46,0 | 52,0 | 67,0 | 80,5 |

| Tamaño   | Size                                   | Velocidad/Speed          | CMO               | 09   | 11   | 17    | 20    | 23    | 32    |
|--|--|--------------------------|-------------------|------|------|-------|-------|-------|-------|
| Portata d'aria nominal (0Pa) con filtro standard | Nominal Air Flow (0Pa) with std filter | Alta/High                | m <sup>3</sup> /h | 685  | 970  | 1270  | 1360  | 1975  | 2600  |
|  |  | Media/Medium             | m <sup>3</sup> /h | 620  | 745  | 970   | 1070  | 1640  | 2135  |
|  |  | Baja/Low                 | m <sup>3</sup> /h | 565  | 580  | 755   | 815   | 1310  | 1700  |
| <b>Capacidad frigorífica</b>                     | <b>Cooling capacity</b>                | <b>3R 10T 12FPI</b>      |                   |      |      |       |       |       |       |
| Potencia frigorífica total (1)                   | Total cooling capacity                 | Alta/High <sup>(1)</sup> | W                 | 4291 | 6206 | 8180  | 9399  | 12890 | 16931 |
| Potencia frigorífica sensible (1)                | Sensible capacity                      |                          | W                 | 2799 | 4037 | 5301  | 6003  | 8244  | 10869 |
| Caudal de agua                                   | Water flow rate                        |                          | l/h               | 736  | 1065 | 1403  | 1613  | 2212  | 2905  |
| Perdida de carga agua                            | Water pressure drops                   |                          | kPa               | 44,1 | 36,0 | 30,9  | 46,0  | 53,9  | 41,6  |
| <b>Capacidad calorífica</b>                      | <b>Heating capacity</b>                | <b>3R 10T 12FPI</b>      |                   |      |      |       |       |       |       |
| Potencia calorífica (2)                          | Heating capacity                       | Alta/High <sup>(2)</sup> | W                 | 5281 | 7553 | 9939  | 11093 | 15456 | 20372 |
| Perdida de carga agua                            | Water pressure drops                   |                          | kPa               | 38,8 | 31,2 | 26,6  | 39,1  | 45,7  | 35,1  |
| Potencia calorífica (3)                          | Heating capacity                       | Alta/High <sup>(3)</sup> | W                 | 7626 | 8355 | 10925 | 12084 | 18595 | 24214 |
| Caudal de agua                                   | Water flow rate                        |                          | l/h               | 670  | 734  | 960   | 1061  | 1633  | 2127  |
| Perdida de carga agua                            | Water pressure drops                   |                          | kPa               | 31,7 | 15,1 | 12,7  | 17,5  | 25,2  | 19,1  |
| <b>Capacidad calorífica</b>                      | <b>Heating capacity</b>                | <b>1R 8T 12FPI</b>       |                   |      |      |       |       |       |       |
| Potencia calorífica (3)                          | Heating capacity                       | Alta/High <sup>(3)</sup> | W                 | 4167 | 6294 | 8076  | 9355  | 12688 | 16871 |
| Caudal de agua                                   | Water flow rate                        |                          | l/h               | 375  | 553  | 709   | 822   | 1114  | 1432  |
| Perdida de carga agua                            | Water pressure drops                   |                          | kPa               | 23,5 | 58,3 | 17,2  | 25,3  | 49,2  | 98,6  |
| <b>Datos generales</b>                           | <b>General data</b>                    | <b>3R</b>                |                   |      |      |       |       |       |       |
| Potencia absorbida motor                         | Absorbed motor power                   | Alta/High                | W                 | 128  | 167  | 196   | 227   | 312   | 428   |
| Potencia absorbida                               | Absorbed motor current                 | Alta/High                | A                 | 0,62 | 0,74 | 0,87  | 193   | 1,44  | 1,97  |
| Potencia sonora (Lw)                             | Sound Power Level (Lw)                 | Alta/High                | dB(A)             | 61,2 | 57,9 | 61,1  | 63,7  | 66,3  | 66,4  |
| Presión sonora (Lp)                              | Sound Pressure Level (Lp)              | Alta/High                | dB(A)             | 52,2 | 48,9 | 52,1  | 54,7  | 57,3  | 57,4  |
| Potencia nominal motor                           | Motor nominal power                    | IP42                     | W                 | 147  | 147  | 147   | 147   | 2*147 | 2*147 |
| Largo batería                                    | Length of coil                         | 10T=H250 mm              | mm                | 400  | 600  | 800   | 1000  | 1200  | 1600  |
| Superficie frontal batería                       | Coil face area                         | 3R-10T                   | m <sup>2</sup>    | 0,10 | 0,15 | 0,20  | 0,25  | 0,30  | 0,40  |
| Contenido agua batería                           | Coil water content                     | 3R-10T                   | lt                | 0,90 | 1,38 | 1,83  | 2,28  | 2,73  | 3,66  |
| Resistencias eléctricas                          | Electric heaters                       | EE-V230                  | W                 | 700  | 1000 | 1500  | 2000  | 2500  | 4000  |
| Res. Eléc. de gran capacidad                     | High capacity electric heaters         | EH-V230                  | W                 | 1000 | 1200 | 2000  | 2500  | 3000  | 5000  |

[22]

### Evaporador DIMATEK modelo FH-EC-025.

| Tamaño   | Size                                   | Velocidad/Speed          | FH-EC             | 025  | 035  | 050  | 070   | 090   |
|--|--|--------------------------|-------------------|------|------|------|-------|-------|
| Caudal de aire nominal con filtro standard (OPa) | Nominal Air Flow (OPa) with std filter | Alta/High                | m <sup>3</sup> /h | 530  | 580  | 790  | 1070  | 1420  |
|  |  | Baja/Low                 | m <sup>3</sup> /h | 90   | 140  | 150  | 240   | 245   |
| <b>Capacidad frigorífica</b>                     | <b>Cooling capacity</b>                | <b>3R 10T 12FPI</b>      |                   |      |      |      |       |       |
| Caudal de agua                                   | Water flow rate                        |                          | l/h               | 480  | 616  | 822  | 1159  | 1476  |
| Potencia frigorífica total                       | Total cooling capacity                 | Alta/High <sup>(1)</sup> | W                 | 2798 | 3590 | 4791 | 6755  | 8601  |
| Potencia sensible                                | Sensible capacity                      |                          | W                 | 1922 | 2352 | 3144 | 4420  | 5647  |
| Caudal de agua                                   | Water pressure drops                   |                          | kPa               | 13,7 | 25,3 | 19,4 | 12,0  | 12,5  |
| <b>Capacidad calorífica</b>                      | <b>Heating capacity</b>                | <b>3R 10T 12FPI</b>      |                   |      |      |      |       |       |
| Potencia calorífica                              | Heating capacity                       | Alta/High <sup>(2)</sup> | W                 | 3424 | 4380 | 5919 | 8225  | 10612 |
| Perdida de carga lado agua                       | Water pressure drops                   |                          | kPa               | 12,4 | 23,4 | 17,8 | 11,1  | 11,5  |
| Potencia calorífica                              | Heating capacity                       | Alta/High <sup>(3)</sup> | W                 | 5776 | 7374 | 9993 | 13848 | 17894 |
| Caudal de agua                                   | Water flow rate                        |                          | l/h               | 507  | 648  | 878  | 1216  | 1572  |
| Perdida de carga lado agua                       | Water pressure drops                   |                          | kPa               | 13,8 | 25,8 | 20,2 | 12,2  | 13,1  |
| <b>Batería adicional calor</b>                   | <b>Heating capacity</b>                | <b>1R 8T 12FPI</b>       |                   |      |      |      |       |       |
| Potencia calorífica                              | Heating capacity                       | Alta/High <sup>(3)</sup> | W                 | 3026 | 3913 | 5125 | 7358  | 9396  |
| Caudal de agua                                   | Water flow rate                        |                          | l/h               | 266  | 344  | 450  | 646   | 825   |
| Perdida de carga lado agua                       | Water pressure drops                   |                          | kPa               | 13,6 | 25,1 | 9,8  | 22,3  | 38,0  |
| <b>Datos generales</b>                           | <b>General data</b>                    | <b>3R</b>                |                   |      |      |      |       |       |
| Potencia absorbida                               | Absorbed motor power                   | Alta/High                | W                 | 49   | 52   | 61   | 100   | 137   |
| Potencia absorbida motor                         | Absorbed motor current                 | Alta/High                | A                 | 0,32 | 0,34 | 0,41 | 0,64  | 0,89  |
| Presión sonora (Lp)                              | Sound Power Levels (Lw)                | Alta/High                | dB(A)             | 58,4 | 58,9 | 56,7 | 60,7  | 61,8  |
| Presión sonora (Lp)                              | Sound Pressure Levels (Lp)             | Alta/High                | dB(A)             | 40,4 | 40,9 | 38,7 | 42,7  | 43,8  |
| Largo batería                                    | Length of coil                         | 10T=H250 mm              | mm                | 400  | 600  | 800  | 1200  | 1400  |
| Superficie frontal batería                       | Coil Face area                         | 3R-10T                   | m <sup>2</sup>    | 0,10 | 0,15 | 0,20 | 0,30  | 0,35  |
| Contenido de agua                                | Coil Water content                     | 3R-10T                   | lt                | 0,90 | 1,38 | 1,83 | 2,73  | 3,18  |
| Resistencia eléctrica                            | Electric Heaters                       | EE-V230                  | W                 | 700  | 1000 | 1500 | 2500  | 3000  |
| Resistencia alta capacidad                       | High capacity electric heaters         | EH-V230                  | W                 | 1000 | 1200 | 2000 | 3000  | 4000  |

[22]

### Evaporador EVAIR modelo FH-EC-070

| Tamaño   | Size                                   | Velocidad/Speed          | FH-EC             | 025  | 035  | 050  | 070   | 090   |
|--|--|--------------------------|-------------------|------|------|------|-------|-------|
| Caudal de aire nominal con filtro standard (OPa) | Nominal Air Flow (OPa) with std filter | Alta/High                | m <sup>3</sup> /h | 530  | 580  | 790  | 1070  | 1420  |
|  |  | Baja/Low                 | m <sup>3</sup> /h | 90   | 140  | 150  | 240   | 245   |
| <b>Capacidad frigorífica</b>                     | <b>Cooling capacity</b>                | <b>3R 10T 12FPI</b>      |                   |      |      |      |       |       |
| Caudal de agua                                   | Water flow rate                        |                          | l/h               | 480  | 616  | 822  | 1159  | 1476  |
| Potencia frigorífica total                       | Total cooling capacity                 | Alta/High <sup>(1)</sup> | W                 | 2798 | 3590 | 4791 | 6755  | 8601  |
| Potencia sensible                                | Sensible capacity                      |                          | W                 | 1922 | 2352 | 3144 | 4420  | 5647  |
| Caudal de agua                                   | Water pressure drops                   |                          | kPa               | 13,7 | 25,3 | 19,4 | 12,0  | 12,5  |
| <b>Capacidad calorífica</b>                      | <b>Heating capacity</b>                | <b>3R 10T 12FPI</b>      |                   |      |      |      |       |       |
| Potencia calorífica                              | Heating capacity                       | Alta/High <sup>(2)</sup> | W                 | 3424 | 4380 | 5919 | 8225  | 10612 |
| Perdida de carga lado agua                       | Water pressure drops                   |                          | kPa               | 12,4 | 23,4 | 17,8 | 11,1  | 11,5  |
| Potencia calorífica                              | Heating capacity                       | Alta/High <sup>(3)</sup> | W                 | 5776 | 7374 | 9993 | 13848 | 17894 |
| Caudal de agua                                   | Water flow rate                        |                          | l/h               | 507  | 648  | 878  | 1216  | 1572  |
| Perdida de carga lado agua                       | Water pressure drops                   |                          | kPa               | 13,8 | 25,8 | 20,2 | 12,2  | 13,1  |
| <b>Batería adicional calor</b>                   | <b>Heating capacity</b>                | <b>1R 8T 12FPI</b>       |                   |      |      |      |       |       |
| Potencia calorífica                              | Heating capacity                       | Alta/High <sup>(3)</sup> | W                 | 3026 | 3913 | 5125 | 7358  | 9396  |
| Caudal de agua                                   | Water flow rate                        |                          | l/h               | 266  | 344  | 450  | 646   | 825   |
| Perdida de carga lado agua                       | Water pressure drops                   |                          | kPa               | 13,6 | 25,1 | 9,8  | 22,3  | 38,0  |
| <b>Datos generales</b>                           | <b>General data</b>                    | <b>3R</b>                |                   |      |      |      |       |       |
| Potencia absorbida                               | Absorbed motor power                   | Alta/High                | W                 | 49   | 52   | 61   | 100   | 137   |
| Potencia absorbida motor                         | Absorbed motor current                 | Alta/High                | A                 | 0,32 | 0,34 | 0,41 | 0,64  | 0,89  |
| Presión sonora (Lp)                              | Sound Power Levels (Lw)                | Alta/High                | dB(A)             | 58,4 | 58,9 | 56,7 | 60,7  | 61,8  |
| Presión sonora (Lp)                              | Sound Pressure Levels (Lp)             | Alta/High                | dB(A)             | 40,4 | 40,9 | 38,7 | 42,7  | 43,8  |
| Largo batería                                    | Length of coil                         | 10T=H250 mm              | mm                | 400  | 600  | 800  | 1200  | 1400  |
| Superficie frontal batería                       | Coil Face area                         | 3R-10T                   | m <sup>2</sup>    | 0,10 | 0,15 | 0,20 | 0,30  | 0,35  |
| Contenido de agua                                | Coil Water content                     | 3R-10T                   | lt                | 0,90 | 1,38 | 1,83 | 2,73  | 3,18  |
| Resistencia eléctrica                            | Electric Heaters                       | EE-V230                  | W                 | 700  | 1000 | 1500 | 2500  | 3000  |
| Resistencia alta capacidad                       | High capacity electric heaters         | EH-V230                  | W                 | 1000 | 1200 | 2000 | 3000  | 4000  |

[22]

Apéndice 7: Máquina de absorción Robur RTCF 240-00-TK

## Serie GA - Versión TK PARA APLICACIÓN EN PROCESOS INDUSTRIALES



Las plantas enfriadoras de agua de la serie GA versión TK son unidades por ciclo de absorción con quemador a Gas Natural o GLP para procesos industriales, en aplicaciones de servicio intensivo que incluyan procesos de refrigeración, ya sea para procesos productivos o de control continuo de temperatura en espacios cerrados.

- Las unidades TK han sido diseñadas y construidas para funcionar en un amplio rango de condiciones extremas:
  - Rango operativo: aire ambiente  $-12^{\circ}\text{C} / 45^{\circ}\text{C}$
  - Temperatura mínima salida agua:  $3^{\circ}\text{C}$
- Estas unidades pueden suministrarse también con un módulo de calefacción integrado, para la producción de agua caliente, fabricándose 16 modelos desde 17,49 hasta 87,45 kW en refrigeración y de 32,5 a 130 kW en calefacción.
- 4 versiones disponibles:
  - TK básico
  - TK-S silenciado
  - TK-I acero inoxidable
  - TK-S-I silenciado y acero inoxidable
- Estas unidades tienen las mismas características constructivas que el modelo ACF 60-00 pero con algunos componentes específicos:
  - refrigeración óptima durante todo el año ;
  - refrigerante concentrado para una mayor eficacia media.
  - bomba de solución de accionamiento hidráulico para obtener la máxima fiabilidad.
  - control de las condiciones de trabajo por microprocesador.

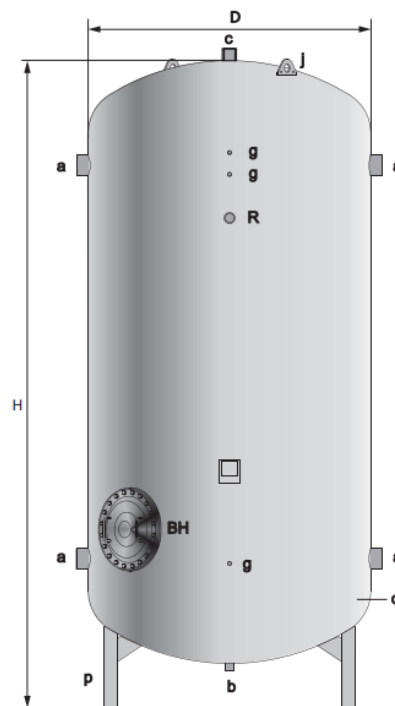
## Características técnicas

| MODELO  |                            |                   | ACF<br>60-00-TK                    | RTCF<br>120-00-TK                  | RTCF<br>180-00-TK                                  | RTCF<br>240-00-TK                  | RTCF<br>300-00-TK                  |
|---|----------------------------|-------------------|------------------------------------|------------------------------------|--|------------------------------------|------------------------------------|
| <b>Planta enfriadora de agua</b>                          |                            |                   |                                    |                                    |  |                                    |                                    |
| Consumo térmico (quemador)                                | kW                         |                   | 23,74                              | 47,48                              | 71,22  | 94,96                              | 118,70                             |
| Capacidad de refrigeración <sup>(1)</sup>                 | kW                         |                   | 17,49                              | 34,98                              | 52,47  | 69,96                              | 87,45                              |
| Caudal nominal de agua                                    | l/h                        |                   | 2.735                              | 5.470                              | 8.205  | 10.940                             | 13.675                             |
| Consumo de gas  | Gas Natural <sup>(2)</sup> | m <sup>3</sup> /h | 2,51                               | 5,02                               | 7,53   | 10,04                              | 12,55                              |
|   | GLP <sup>(3)</sup>         | kg/h              | 1,86                               | 3,71                               | 5,57   | 7,42                               | 9,28                               |
| Nivel presión acústica, distancia 5 m <sup>(4) (5)</sup>  |                            |                   |                                    |                                    |  |                                    |                                    |
| - versión estándar  | máximo                     | dB (A)            | 57                                 | 58                                 | 60   | 61                                 | 62                                 |
|   | mínimo                     | dB (A)            | 47                                 | 50                                 | 52   | 53                                 | 54                                 |
| - versión silenciada                                      | máximo                     | dB (A)            | 52                                 | 53                                 | 55   | 56                                 | 57                                 |
|   | mínimo                     | dB (A)            | 45                                 | 48                                 | 50   | 51                                 | 52                                 |
| Nivel presión acústica, distancia 10 m <sup>(4) (5)</sup> |                            |                   |                                    |                                    |  |                                    |                                    |
| - versión estándar  | máximo                     | dB (A)            | 54                                 | 55                                 | 57   | 58                                 | 59                                 |
|   | mínimo                     | dB (A)            | 45                                 | 48                                 | 50   | 51                                 | 52                                 |
| - versión silenciada                                      | máximo                     | dB (A)            | 49                                 | 52                                 | 52   | 53                                 | 54                                 |
|   | mínimo                     | dB (A)            | 44                                 | 47                                 | 49   | 50                                 | 51                                 |
| <b>Datos Eléctricos</b>                                   |                            |                   |                                    |                                    |  |                                    |                                    |
| Tensión   |                            |                   | 220 V - 50 Hz                      |                                    | 380 V - 50 Hz trifásica o 220 V - 50 Hz monofásica |                                    |                                    |
| Consumo eléctrico nominal <sup>(6)</sup>                  | kW                         |                   | 0,9                                | 1,8                                | 2,7  | 3,6                                | 4,5                                |
| <b>Tuberías de conexión</b>                               |                            |                   |                                    |                                    |  |                                    |                                    |
| Líneas de entrada/salida de agua                          | DN(")H                     |                   | 32(1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> ) | 50(2)                              | 50(2)  | 50(2)                              | 50(2)                              |
| Línea de gas  | DN(")H                     |                   | 20(3 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> ) | 40(1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> ) | 40(1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> )                 | 40(1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> ) | 40(1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> ) |
| <b>Datos Físicos</b>                                      |                            |                   |                                    |                                    |  |                                    |                                    |
| Peso (en funcionamiento)                                  | kg                         |                   | 340                                | 820                                | 1.270  | 1.700                              | 2.120                              |
| Rango de utilización                                      | °C                         |                   | -12/45                             |                                    |  |                                    |                                    |
| Regulación temperatura entrada de agua                    |                            | °C                | 3/13                               |                                    |  |                                    |                                    |
| Temperatura de salida mínima                              | °C                         |                   | 3                                  |                                    |  |                                    |                                    |
| Temperatura límite anti-hielo                             | °C                         |                   | 2                                  |                                    |  |                                    |                                    |
| Dimensiones   | largo                      | mm                | 850                                | 2.315                              | 3.610  | 4.905                              | 6.490                              |
|   | ancho                      | mm                | 1.230                              | 1.240                              | 1.240  | 1.240                              | 1.240                              |
|   | altura <sup>(7)</sup>      | mm                | 1.280                              | 1.390                              | 1.390  | 1.390                              | 1.390                              |

[20]

### Apéndice 8: Depósito de almacenamiento LAPESA MV-12000-IB

- Capacity: **7000 to 12000 litres.**
- Material: **S275JR carbon steel.**
- Working pressure: **6 bar.**
- Maximum working temperature: **110°C.**
- **ND400** side manhole.
- Internal treatment: free of particles.
- External treatment: rust prevention primer.
- Installation: vertical (horizontal as an option).
- OPTIONAL: electric heating elements.
- OPTIONAL: thermal insulation, flexible PVC external lining with 50 or 100 mm thick glass fibre, supplied separately.



BH - Manhole ND400  
d - DHW tank  
j - Lifting lugs  
p - Support legs

| GENERAL CHARACTERISTICS |         | MV-7000-IB | MV-8000-IB | MV-10000-IB | MV-12000-IB |
|-------------------------|---------|------------|------------|-------------|-------------|
| Capacity                | l.      | 7000       | 8000       | 10000       | 12000       |
| D: external diameter    | mm.     | 1750       | 1750       | 1750        | 1750        |
| H: overall height       | mm.     | 3652       | 4090       | 5013        | 5835        |
| a: side connection      | " GAS/F | 4          | 4          | 4           | 4           |
| b: lower connection     | " GAS/F | 1 1/4      | 1 1/4      | 1 1/4       | 1 1/4       |
| c: upper connection     | " GAS/F | 2          | 2          | 2           | 2           |
| R: side connection      | " GAS/F | 2          | 2          | 2           | 2           |
| g: conexión sensores    | " GAS/F | 3/4        | 3/4        | 3/4         | 3/4         |
| Side manhole            | ND      | ND400      | ND400      | ND400       | ND400       |
| Empty weight (approx.)  | Kg      | 1005       | 1044       | 1243        | 1420        |

[24]

## Apéndice 9: Intercambiador de calor ALFA LAVAL AC112/ACH112



### AC112 / ACH112

#### Brazed Plate Heat Exchanger

##### General information

Alfa Laval introduced its first brazed plate heat exchanger in 1977 and has since continuously developed and optimized its performance and reliability.

Brazing the stainless steel plates together eliminates the need for gaskets and thick frame plates, which makes the heat exchanger compact and saves material. The brazing material seals and holds the plates together at the contact points ensuring optimal heat transfer efficiency and pressure resistance. Using advanced design technologies and extensive verification guarantees the highest performance and longest possible service lifetime.

The AlfaChill (AC) brazed plate heat exchangers are specifically designed for heat transfer in air conditioning, refrigeration and heat pump applications.

Innovative features for this single circuit heat exchanger include a pipe distributor for efficient distribution throughout the plate pack as well as a patented asymmetric plate design. The plate design provides the flexibility to select the best configuration for optimized evaporation temperature and/or condensation temperature in order to keep the brine/water pressure drop at the desired level.

##### Typical applications

- Evaporator and condenser in high efficiency chillers
- Evaporator and condenser in A/W, B/W, W/W heat pumps
- Economizer in chiller and heat pumps

The standard design supports a wide variety of HFC refrigerants such as R407C, R404A, R507, R134a. The high-pressure version is suitable for R410A, R32 and natural refrigerants (CO<sub>2</sub> - propane).

##### Capacity range

AC112/ACH112 cover capacities from 30 kW up to 200 kW (10-60 RT). Based on standard components and a modular concept, each unit is custom-designed for each specific installation.

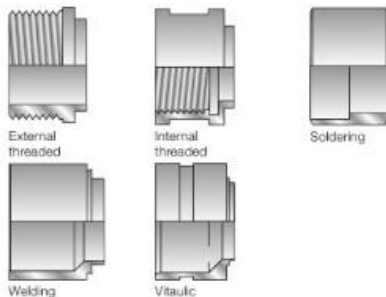
##### Request for quotation

To receive a quotation for brazed plate heat exchangers that meet your requirements, please provide Alfa Laval representatives with:

- Required flow rates or heat load
- Temperature program (inlet and outlet)
- Brine and refrigerant type
- Desired working pressure
- Maximum permitted water/brine pressure drop
- Connection types

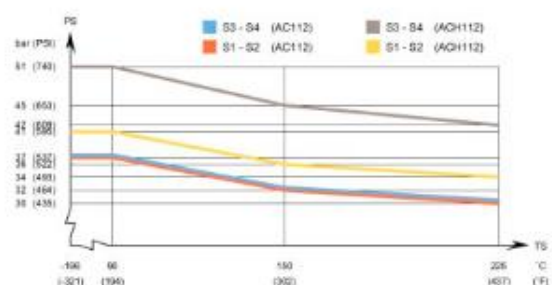


##### Examples of connections\*



\* More connections are available on request.

AC112 / ACH112 - PED approval pressure/temperature graph

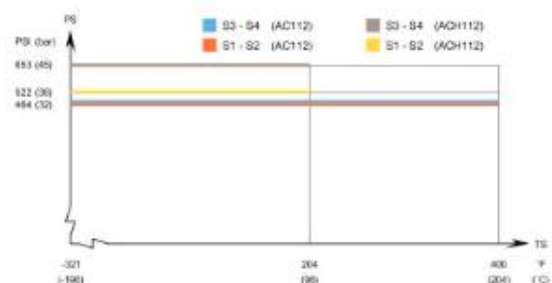


Standard data

|   |              |
|---|--------------|
| Min. working temperature                | see graph    |
| Max. working temperature                | see graph    |
| Min. working pressure                   | vacuum       |
| Max. working pressure                   | see graph    |
| Volume per channel H, L, M, litres (ga) | 0.16 (0.046) |
| Volume per channel AH, AM, litres (ga)  | 0.20 (0.052) |
| Max. particle size mm (inch)            | 1 (0.04)     |
| Max. flowrate* m <sup>3</sup> /h (gpm)  | 51 (224)     |
| Min. nbr of plates                      | 10           |
| Max. nbr of plates                      | 300          |

\* Water at 5 m/s (16.4 ft/s) (connection velocity)

AC112 / ACH112 - UL approval pressure/temperature graph



Standard materials

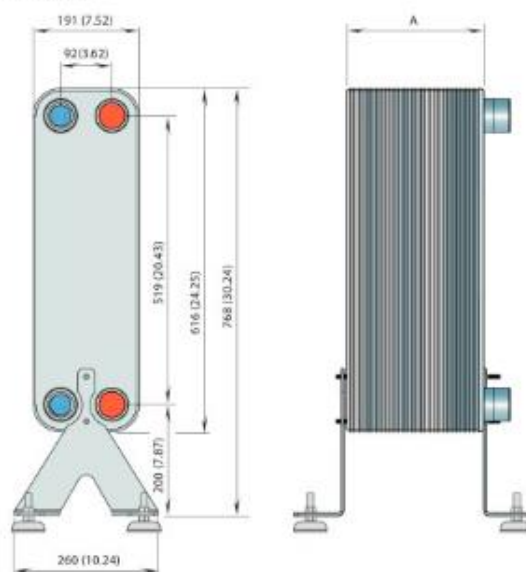
|                |                 |
|----------------|-----------------|
| Cover plates   | Stainless steel |
| Connections    | Stainless steel |
| Plates         | Stainless steel |
| Brazing filler | Copper          |

AC112 / ACH112 - KHK approval pressure/temperature graph



Standard dimensions

mm (inch)



For exact values please contact your local Alfa Laval representative

Standard dimensions and weight\*

AC112

|                |  |
|----------------|--|
| A measure mm   | = 16 + (2.07 * n) (±3 mm or ±1.5 %)        |
| A measure inch | = 0.63 + (0.08 * n) (±0.12 inch or ±1.5 %) |
| Weight* kg     | = 4.82 + (0.35 * n)                        |
| Weight* lb     | = 10.63 + (0.77 * n)                       |

ACH112

|                |  |
|----------------|--|
| A measure mm   | = 16 + (2.07 * n) (±3 mm or ±1.5 %)        |
| A measure inch | = 0.63 + (0.08 * n) (±0.12 inch or ±1.5 %) |
| Weight* kg     | = 5.68 + (0.35 * n)                        |
| Weight* lb     | = 12.52 + (0.77 * n)                       |

(n = number of plates)

\* Excluding connections and reinforcements

## Apéndice 10: Bomba de recirculación Ego Slim 65-120

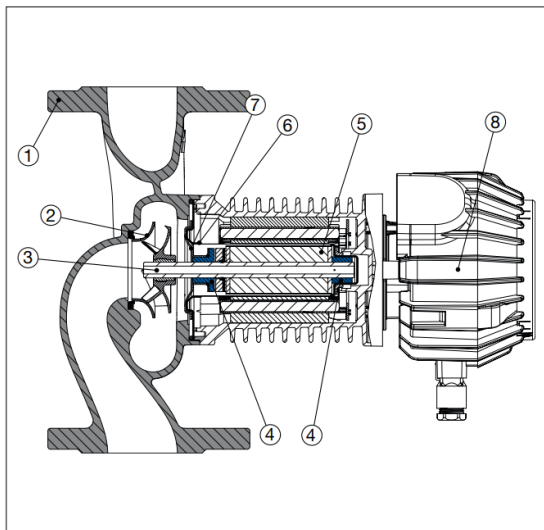
### TECHNICAL FEATURES - single

| Model              | EEl (energy efficiency index) | Pipe connection | Power $P_1$ [W]<br>$P_{max}$ | Current consumption [A]<br>$I_{min} - I_{max}$ | Weight [kg] |
|--------------------|-------------------------------|-----------------|------------------------------|--|-------------|
| Ego slim 40-80/220 | $\leq 0,21$                   | DN 40           | 270                          | 1,2  | 9,6         |
| Ego slim 40-80/250 | $\leq 0,21$                   | DN 40           | 270                          | 1,2  | 9,6         |
| Ego slim 40-120    | $\leq 0,21$                   | DN 40           | 480                          | 2,3  | 12,5        |
| Ego slim 40-180    | $\leq 0,23$                   | DN 40           | 680                          | 2,9  | 13,5        |
| Ego slim 50-80     | $\leq 0,22$                   | DN 50           | 370                          | 1,7  | 12,5        |
| Ego slim 50-120    | $\leq 0,21$                   | DN 50           | 560                          | 2,5  | 16,0        |
| Ego slim 50-180    | $\leq 0,20$                   | DN 50           | 800                          | 3,7  | 16,0        |
| Ego slim 65-120    | $\leq 0,20$                   | DN 65           | 800                          | 3,7  | 19,3        |

### TECHNICAL FEATURES - twin

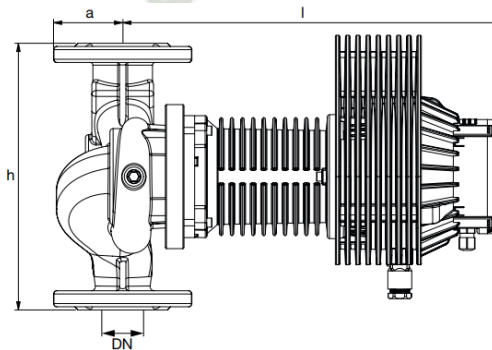
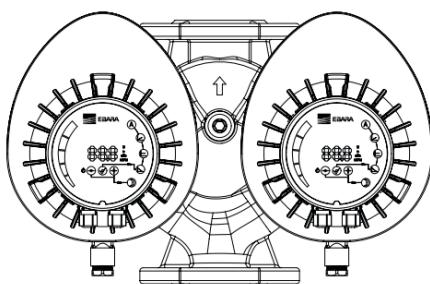
| Model                 | EEl (energy efficiency index) | Pipe connection | Power $P_1$ [W]<br>$P_{max}$ | Current consumption [A]<br>$I_{min} - I_{max}$ | Weight [kg] |
|-----------------------|-------------------------------|-----------------|------------------------------|--|-------------|
| Ego TC slim 40-80/220 | $\leq 0,21$                   | DN 40           | 270                          | 1,2  | 17,0        |
| Ego TC slim 40-80/250 | $\leq 0,21$                   | DN 40           | 270                          | 1,2  | 17,0        |
| Ego TC slim 40-120    | $\leq 0,21$                   | DN 40           | 480                          | 2,3  | 23,0        |
| Ego TC slim 40-180    | $\leq 0,23$                   | DN 40           | 680                          | 2,9  | 25,5        |
| Ego TC slim 50-80     | $\leq 0,22$                   | DN 50           | 370                          | 1,7  | 23,0        |
| Ego TC slim 50-120    | $\leq 0,21$                   | DN 50           | 560                          | 2,5  | 33,0        |
| Ego TC slim 50-180    | $\leq 0,20$                   | DN 50           | 800                          | 3,7  | 35,0        |
| Ego TC slim 65-120    | $\leq 0,20$                   | DN 65           | 800                          | 3,7  | 41,0        |

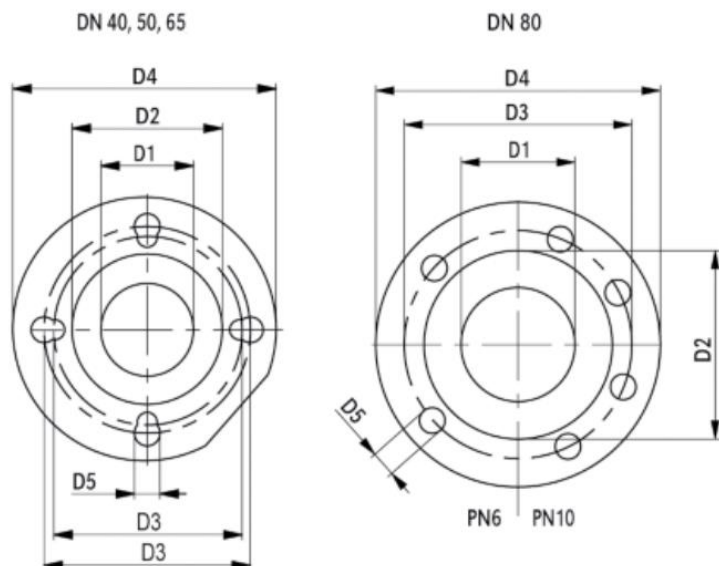
### SECTIONAL VIEW



### TABLE OF MATERIALS

| Ref. | Part             | Material                            |
|------|------------------|-------------------------------------|
| 1    | Pump body        | Cast iron with cathoporesis coating |
| 2    | Impeller         | Stainless steel                     |
| 3    | Shaft            | Stainless steel                     |
| 4    | Bearings         | Graphite                            |
| 5    | Rotor            | Coated in stainless steel           |
| 6    | Rotor can        | AISI 316 Stainless Steel            |
| 7    | Bearing plate    | AISI 316 Stainless Steel            |
| 8    | Electronic board | -                                   |





**DIMENSIONS - twin**

| Model                 | DN | l   | h   | a  | Dimensions [mm] |     |         |     |       | n. of holes |
|-----------------------|----|-----|-----|----|-----------------|-----|---------|-----|-------|-------------|
|                       |    |     |     |    | D1              | D2  | D3      | D4  | D5    |             |
| Ego TC slim 40-80/220 | 40 | 297 | 220 | 65 | 40              | 90  | 110/110 | 150 | 14/19 | 4           |
| Ego TC slim 40-80/250 | 40 | 297 | 250 | 65 | 40              | 90  | 110/110 | 150 | 14/19 | 4           |
| Ego TC slim 40-120    | 40 | 297 | 250 | 65 | 40              | 90  | 110/110 | 150 | 14/19 | 4           |
| Ego TC slim 40-180    | 40 | 357 | 250 | 65 | 40              | 90  | 110/110 | 150 | 14/19 | 4           |
| Ego TC slim 50-80     | 50 | 333 | 280 | 72 | 50              | 98  | 110/125 | 165 | 14/19 | 4           |
| Ego TC slim 50-120    | 50 | 333 | 280 | 72 | 50              | 98  | 110/125 | 165 | 14/19 | 4           |
| Ego TC slim 50-180    | 50 | 343 | 280 | 72 | 50              | 98  | 110/125 | 165 | 14/19 | 4           |
| Ego TC slim 65-80     | 65 | 317 | 310 | 75 | 65              | 120 | 130/145 | 185 | 14/19 | 4           |
| Ego TC slim 65-120    | 65 | 352 | 340 | 75 | 65              | 132 | 130/145 | 185 | 14/19 | 4           |
| Ego TC slim 65-180    | 65 | 367 | 330 | 75 | 65              | 120 | 130/145 | 185 | 14/19 | 4           |

**Bombas circuladoras de Alta Eficiencia - Conexión con bridas (simples y gemelas)**

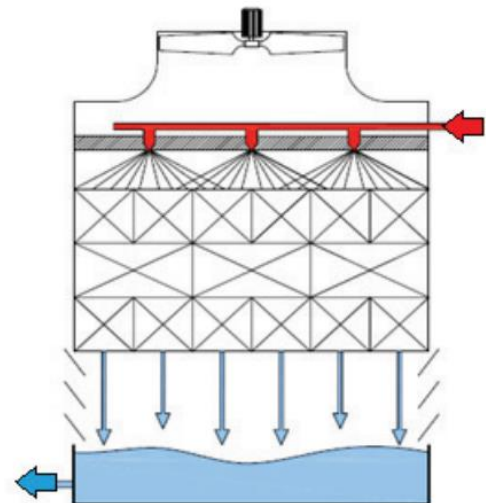
| Características técnicas - Ego slim (simples) |                        |                      |                                     |                             |                  |                       |                               |           |
|---|------------------------|----------------------|-------------------------------------|-----------------------------|------------------|-----------------------|-------------------------------|-----------|
| Modelo  | P <sub>1</sub> max [W] | Int. máx. 1~230V [A] | EEl (Ind. de eficiencia energética) | Distancia entre ejes L [mm] | Conexiones Bomba | Temperat. fluido [°C] | Presión máx. de trabajo [Bar] | Peso [kg] |
| Ego slim 40-40                                | 110                    | 1                    | ≤ 0,20                              | 220/250                     | DN40             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 8,5       |
| Ego slim 40-80                                | 270                    | 1,4                  | ≤ 0,21                              | 220/250                     | DN40             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 9,8       |
| Ego slim 40-120                               | 480                    | 2,2                  | ≤ 0,20                              | 220/250                     | DN40             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 10,2      |
| Ego slim 40-180                               | 680                    | 3,4                  | ≤ 0,23                              | 220/250                     | DN40             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 14,5      |
| Ego slim 50-40                                | 160                    | 1                    | ≤ 0,23                              | 280                         | DN50             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 11        |
| Ego slim 50-80                                | 370                    | 1,7                  | ≤ 0,22                              | 280                         | DN50             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 12,6      |
| Ego slim 50-120                               | 560                    | 2,5                  | ≤ 0,20                              | 280                         | DN50             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 13,3      |
| Ego slim 50-180                               | 830                    | 3,6                  | ≤ 0,20                              | 280                         | DN50             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 16,2      |
| Ego slim 65-40                                | 230                    | 1,1                  | ≤ 0,22                              | 340                         | DN65             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 16,2      |
| Ego slim 65-80                                | 560                    | 2,6                  | ≤ 0,22                              | 340                         | DN65             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 16,9      |
| Ego slim 65-120                               | 810                    | 3,5                  | ≤ 0,20                              | 340                         | DN65             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 19,6      |
| Ego slim C 65-180                             | 1.550                  | 7,4                  | ≤ 0,20                              | 340                         | DN65             | -10°C ÷ +110°C        | PN6 / 10                      | 24        |

Apéndice 11: Tanque para almacenamiento de amoniaco CYTSA PT227000TP



| Capacidad nominal agua |         | A<br>Diámetro |        | B<br>Longitud |       | C<br>Distancia entre bases |     | D<br>Ancho de bases |       | Peso   |         |
|------------------------|---------|---------------|--------|---------------|-------|----------------------------|-----|---------------------|-------|--------|---------|
| Litros                 | Galones | m             | in     | m             | in    | m                          | in  | m                   | in    | kg     | lb      |
| 12,600                 | 3,329   | 2.22          | 87.55  | 4.05          | 159   | 1.5                        | 59  | 0.25                | 9.84  | 2,381  | 5,249   |
| 17,200                 | 4,544   | 2.22          | 87.55  | 5.27          | 207   | 1.98                       | 78  | 0.25                | 9.84  | 3,203  | 7,061   |
| 19,700                 | 5,204   | 2.36          | 92.73  | 5.4           | 213   | 1.98                       | 78  | 0.30                | 11.81 | 3,748  | 8,263   |
| 32,700                 | 8,638   | 2.36          | 92.73  | 8.45          | 333   | 3.9                        | 154 | 0.60                | 23.62 | 6,174  | 13,611  |
| 45,700                 | 12,073  | 2.36          | 92.73  | 11.5          | 453   | 5.85                       | 230 | 0.60                | 23.62 | 8,600  | 18,960  |
| 66,000                 | 17,435  | 3.38          | 133.14 | 8.63          | 340   | 3.4                        | 134 | 0.60                | 23.62 | 11,890 | 26,213  |
| 89,000                 | 23,511  | 3.38          | 133.14 | 11.25         | 443   | 5.1                        | 201 | 0.60                | 23.62 | 16,069 | 35,426  |
| 112,000                | 29,587  | 3.38          | 133.14 | 13.87         | 546   | 6.6                        | 260 | 0.60                | 23.62 | 20,246 | 44,635  |
| 125,000                | 33,022  | 3.38          | 133.14 | 15.35         | 604   | 8.07                       | 318 | 0.60                | 23.62 | 22,592 | 49,807  |
| 135,000                | 35,663  | 3.38          | 133.14 | 16.49         | 649   | 8.2                        | 323 | 0.60                | 23.62 | 24,424 | 53,846  |
| 158,200                | 41,792  | 3.38          | 133.14 | 19.12         | 753   | 10.2                       | 402 | 0.80                | 31.5  | 28,745 | 63,372  |
| 181,200                | 47,868  | 3.38          | 133.14 | 21.74         | 856   | 11.9                       | 469 | 0.80                | 31.5  | 32,922 | 72,581  |
| 227,300                | 60,000  | 3.38          | 133.14 | 26.98         | 1,062 | 15.3                       | 602 | 0.80                | 31.5  | 41,278 | 91,002  |
| 250,000                | 66,043  | 3.38          | 133.14 | 29.61         | 1,166 | 17                         | 669 | 0.80                | 31.5  | 45,456 | 100,213 |
| 350,000                | 92,460  | 3.7           | 145.69 | 34.15         | 1,344 | 20.42                      | 804 | 1.00                | 39.37 | 66,000 | 145,505 |

**Apéndice 12: Torre de enfriamiento SINAX EWB 2875 SP**

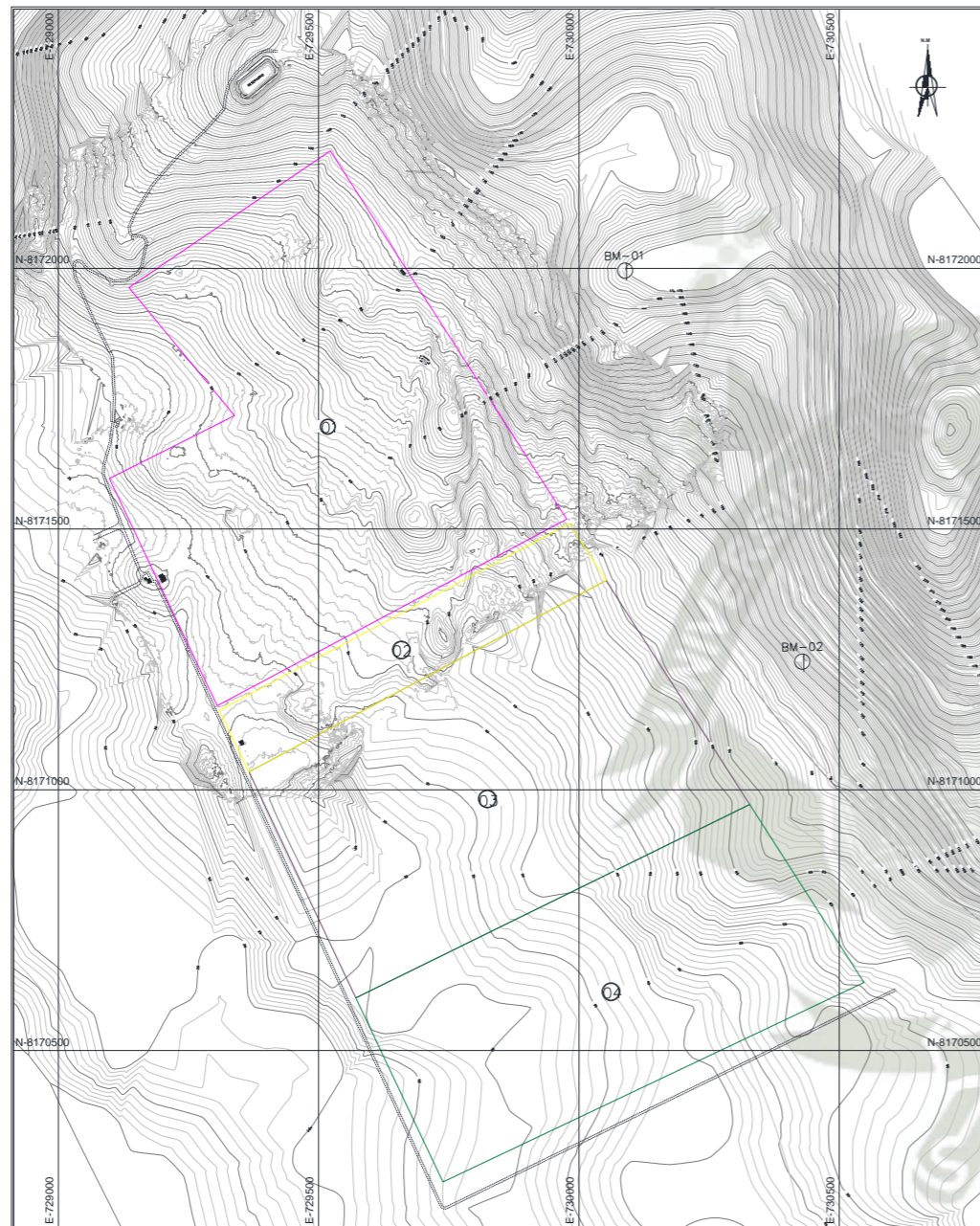


| Modelo<br>↓        | Capacidad<br>máx. (m3/h) | Dimensiones (mm) |             |             | Potencia<br>ventilador (HP) | Peso<br>vacío (kg) | Peso<br>servicio (kg) |
|--------------------|--------------------------|------------------|-------------|-------------|-----------------------------|--------------------|-----------------------|
|                    |                          | Largo            | Ancho       | Altura      |                             |                    |                       |
| EWB 580            | 155                      | 2480             | 2480        | 4470        | 10                          | 1260               | 4350                  |
| EWB 870/E          | 235                      | 3680             | 2480        | 4470        | 15                          | 1600               | 6200                  |
| EWB 1300           | 345                      | 3680             | 3680        | 4470        | 20                          | 2450               | 9950                  |
| EWB 1700           | 460                      | 4880             | 3680        | 4470        | 25                          | 2960               | 10530                 |
| EWB 2300 SP        | 620                      | 4940             | 4940        | 4700        | 30                          | 4700               | 6600                  |
| <b>EWB 2875 SP</b> | <b>776</b>               | <b>6140</b>      | <b>4940</b> | <b>4825</b> | <b>40</b>                   | <b>6800</b>        | <b>9200</b>           |

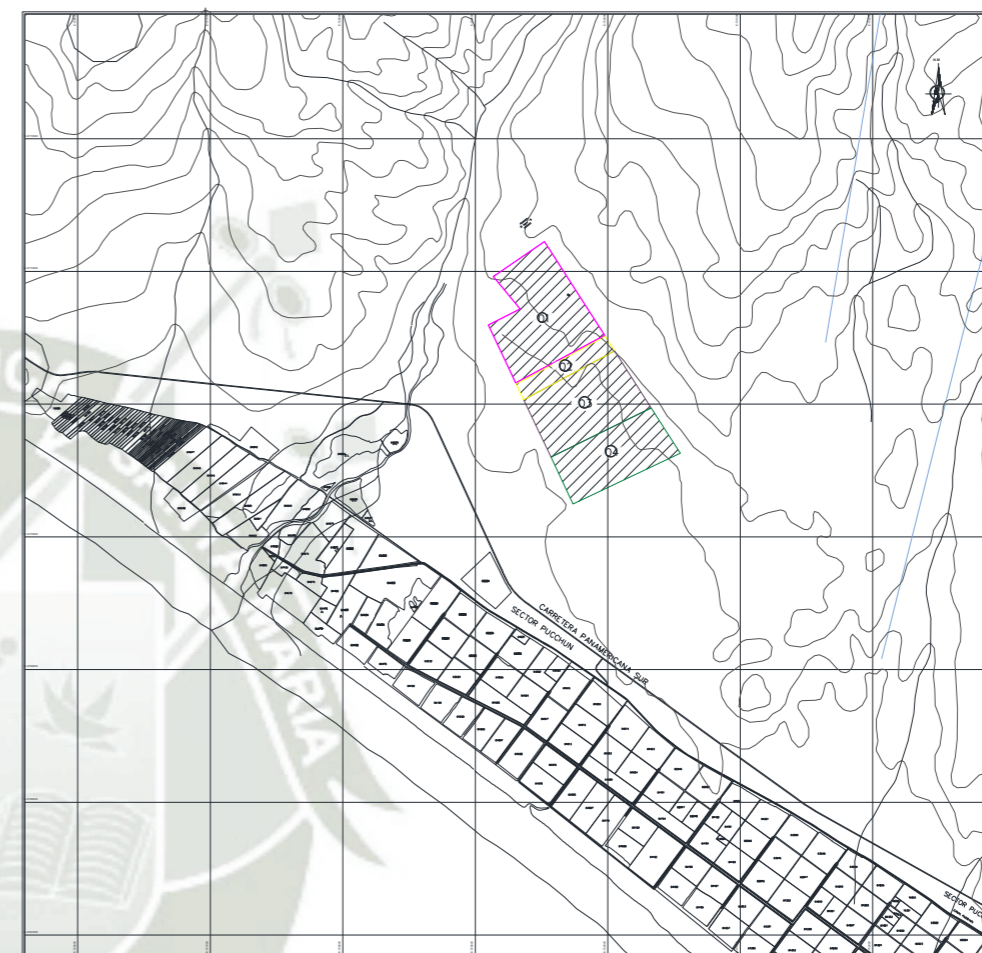
[28]

## Planos





|  |  |  |  |
|--|--|--|--|
| <b>PREDIO 01</b><br>AREA = 50.0000 has<br>PERIMETRO = 3.137.24 ml. | <b>PREDIO 02</b><br>AREA = 10.0000 has<br>PERIMETRO = 1.800.27 ml. | <b>PREDIO 03</b><br>AREA = 40.0000 has<br>PERIMETRO = 2.610.85 ml. | <b>PREDIO 04</b><br>AREA = 34.4948 has<br>PERIMETRO = 2.535.75 ml. |
|--|--|--|--|



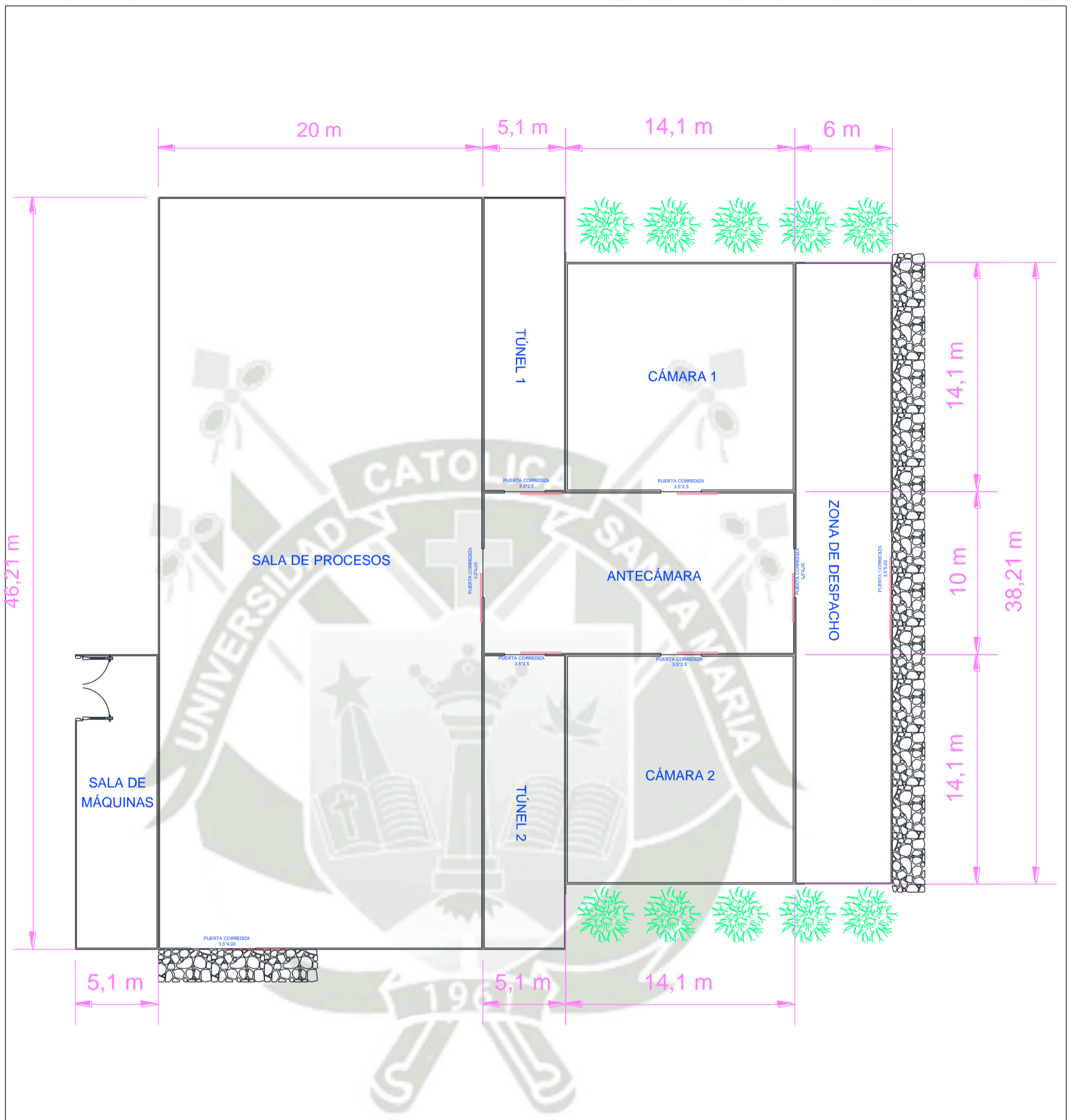
| LEYENDA |                                 |
|---------|---------------------------------|
| CAPA    | CODIGO                          |
|         | CURVAS MAYORES                  |
|         | CURVAS MENORES                  |
|         | PERIMETRO DE PROYECTO           |
|         | LOTES EXISTENTES                |
|         | MUROS MATERIAL RURAL            |
|         | VEGETACION EXISTENTE            |
|         | VIA INTEGRACION                 |
|         | CUADRICULA                      |
|         | PUNTO DE APOYO                  |
|         | 1600 ACOTAMIENTO DE CURVA MAYOR |

**UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA**  
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS FÍSICAS Y FORMALES  
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA

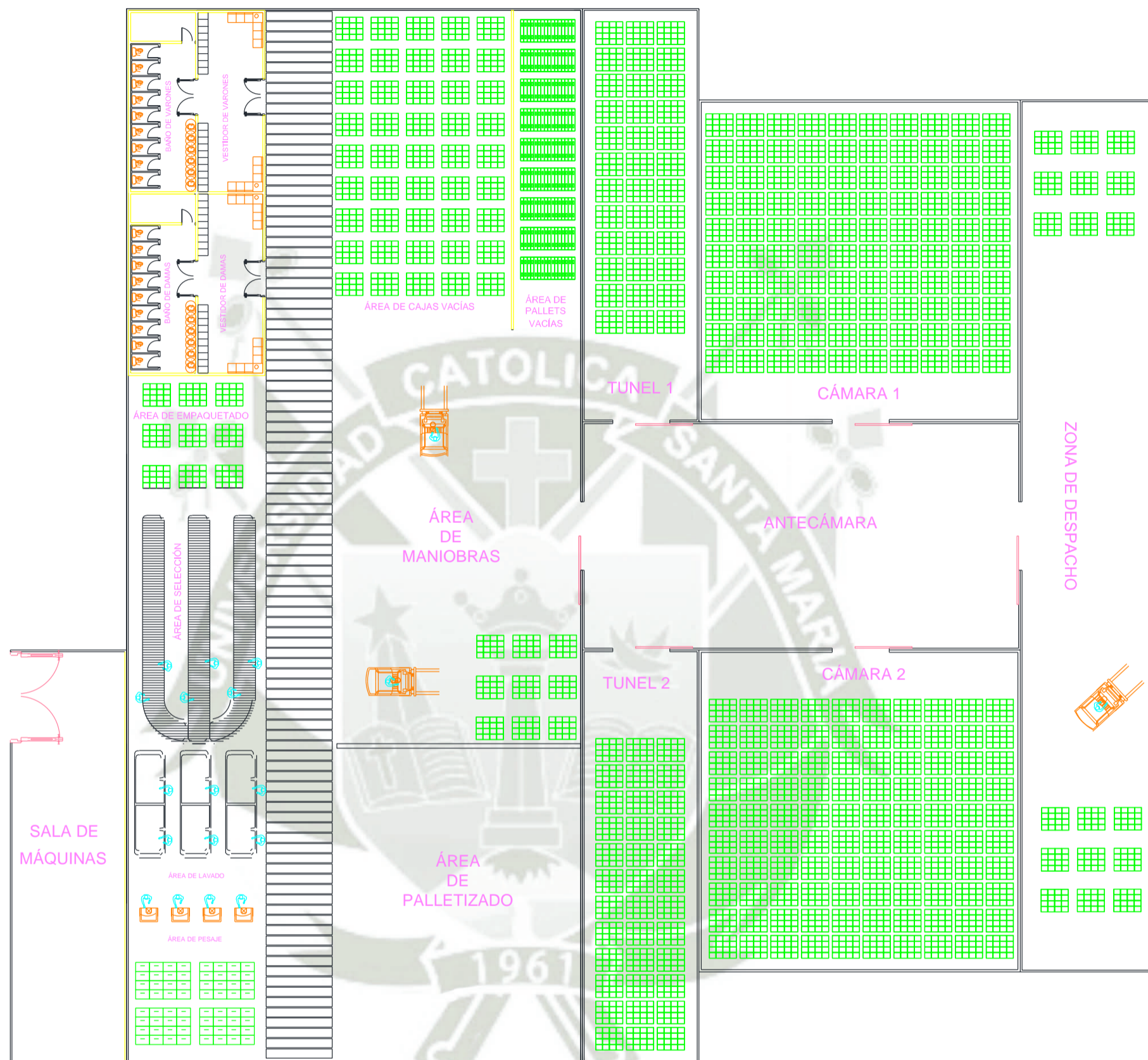
PLANO N°  
**01**

NOMBRE DE LA TESIS: **“ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL PARA PITAHAYA EN EL FUNDO PACHACUTEC UBICADO EN EL DISTRITO DE MARISCAL CÁCERES - CAMANÁ”**

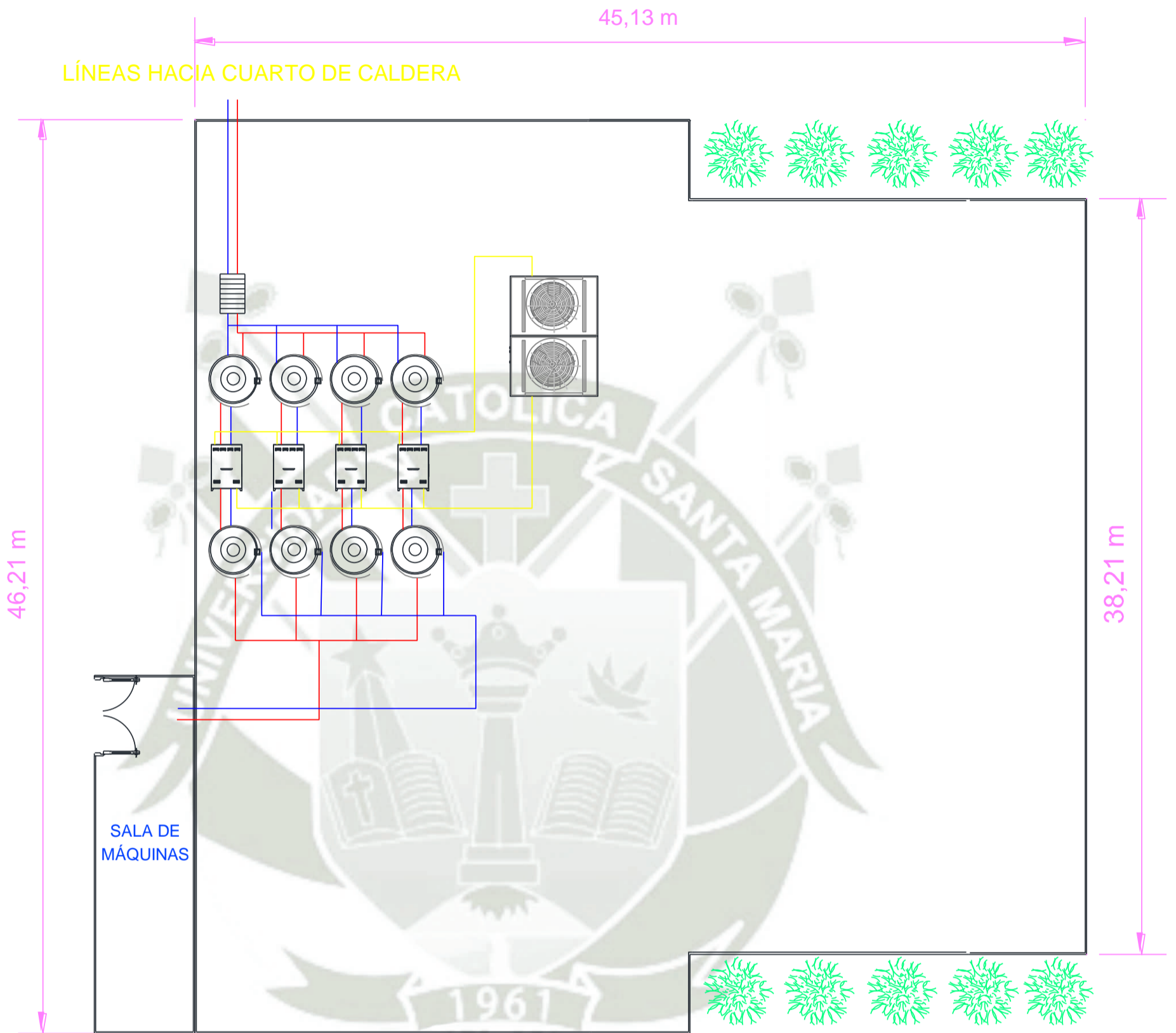
|   |  |                    |               |
|---|--|--------------------|---------------|
| DIBUJÓ: Bach. Eduardo Mogrovejo Calachahuín | NOMBRE DEL PLANO: UBICACIÓN DEL PROYECTO | FECHA: AGOSTO 2022 | ESCALA: _____ |
| REVISÓ: Ing. Juan Carlos Valdez Loaiza      |  |                    |               |
| APROBÓ:                                     |  |                    |               |



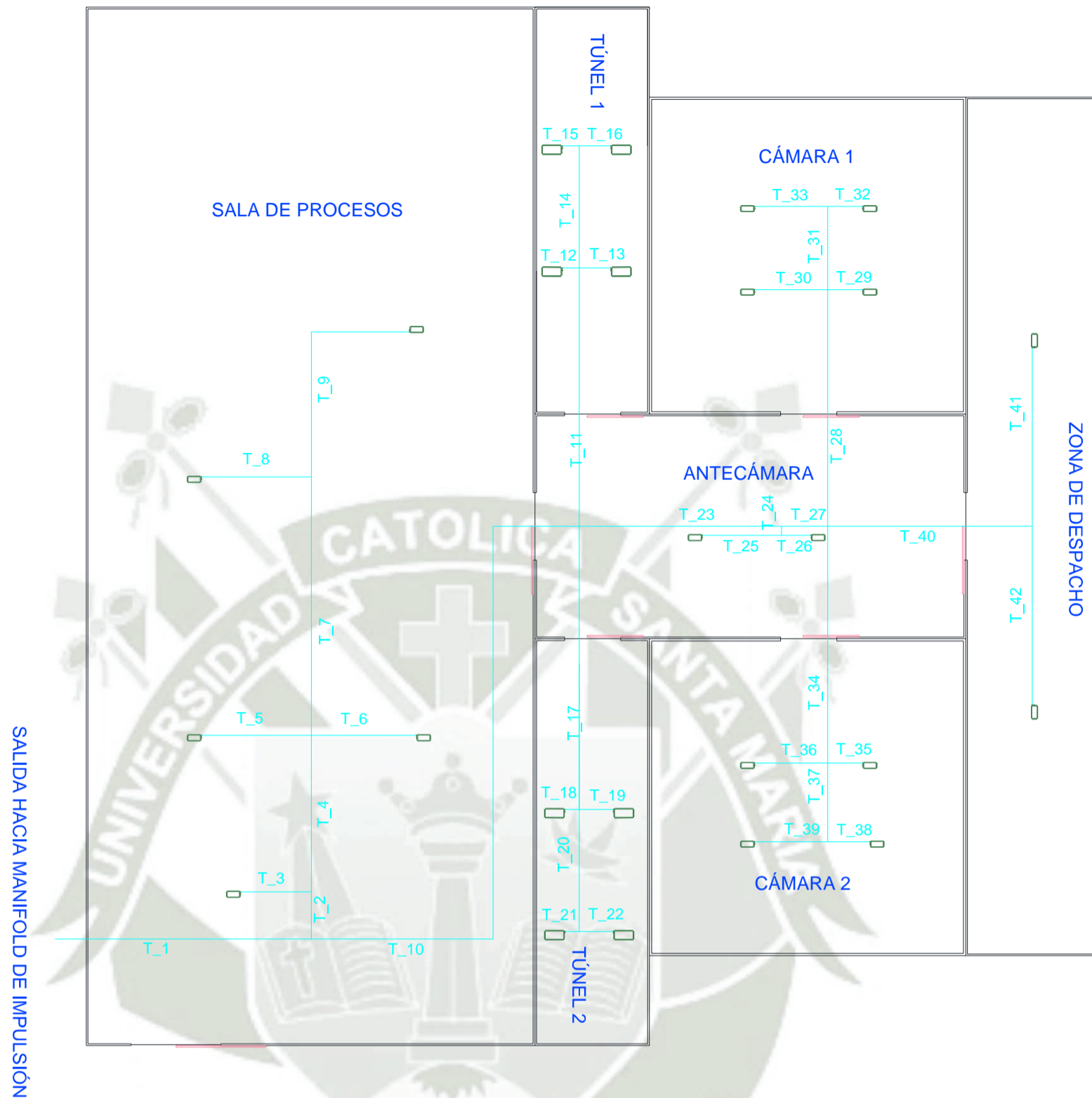
|   |   |  |  |
|---|---|--|--|
| <p align="center"><b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b><br/>                 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS FÍSICAS Y FORMALES<br/>                 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA</p> |   |  | PLANO N°<br><br><h1 align="center">02</h1> |
| NOMBRE DE LA TESIS: <b>“ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL PARA PITAHAYA EN EL FUNDO PACHACUTEC UBICADO EN EL DISTRITO DE MARISCAL CÁCERES - CAMANÁ”</b>                             |   |  |  |
| DIBUJÓ: Bach. Eduardo Mogrovejo Calachauin<br>REVISÓ: Ing. Juan Carlos Valdez Loaiza<br>APROBÓ:   | NOMBRE DEL PLANO:<br><p align="center"><b>PLANO GENERAL DE PLANTA</b></p> | FECHA:<br><p align="center"><b>AGOSTO 2022</b></p> | ESCALA:<br><p align="center">—</p>         |



|   |                                     |                   |   |
|---|-------------------------------------|-------------------|---|
| <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b><br>FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS FÍSICAS Y FORMALES<br>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA                               |                                     |                   | PLANO N°<br><h1 style="font-size: 2em;">03</h1> |
| NOMBRE DE LA TESIS: <b>“ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL PARA PITAHAYA EN EL FUNDO PACHACUTEC UBICADO EN EL DISTRITO DE MARISCAL CÁCERES - CAMANÁ”</b> |                                     |                   |   |
| DIBUJÓ:   | Bach. Eduardo Mogrovejo Calachahuin | NOMBRE DEL PLANO: | VISTA DE PLANTA                                 |
| REVISÓ:   | Ing. Juan Carlos Valdez Loaiza      | FECHA:            | AGOSTO 2022                                     |
| APROBÓ:   |                                     | ESCALA:           | —   |

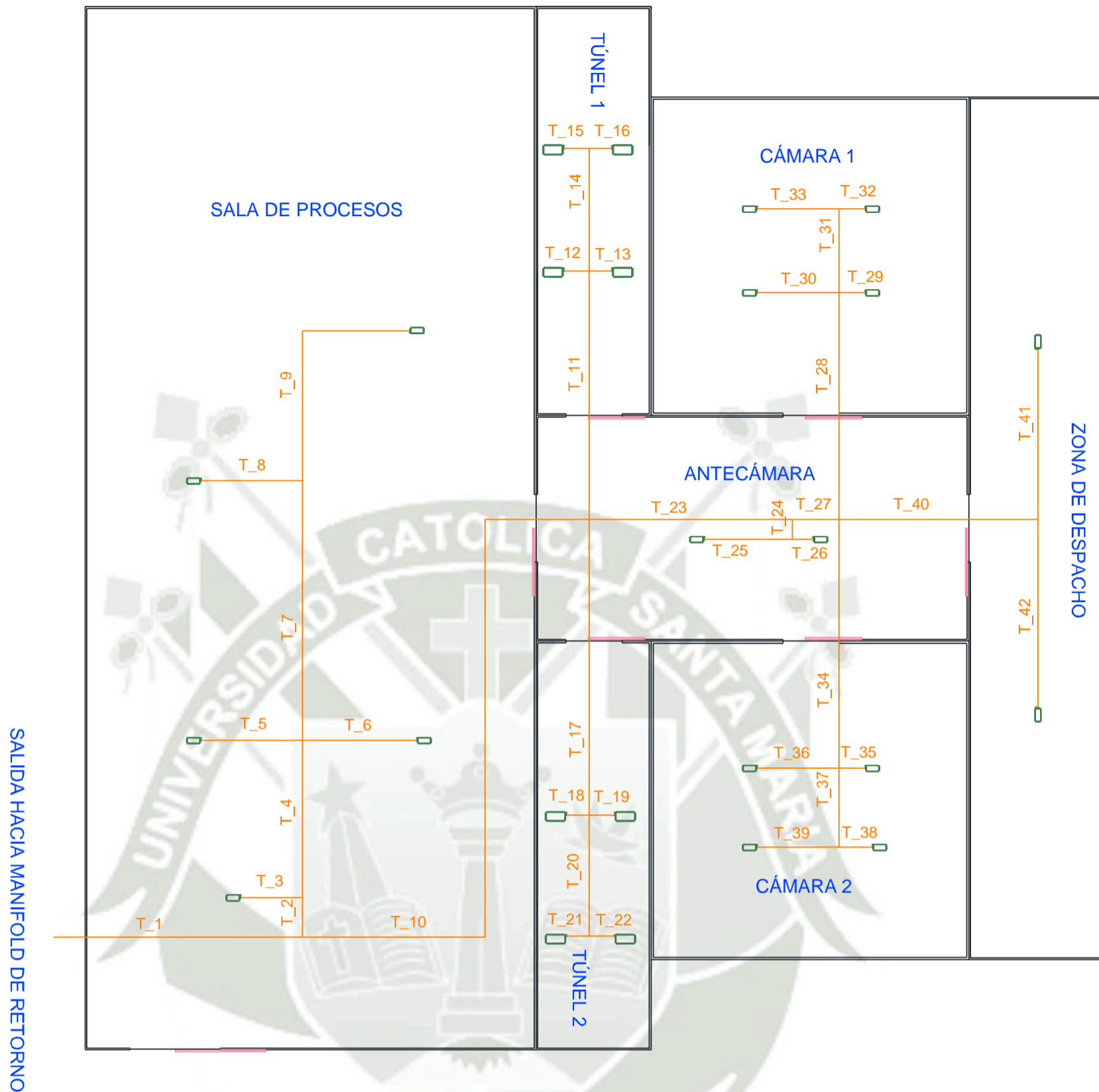


|   |  |                       |                         |
|---|--|-----------------------|-------------------------|
| <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b><br>FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS FÍSICAS Y FORMALES<br>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA                               |  |                       | PLANO N°<br><h1>04</h1> |
| NOMBRE DE LA TESIS: <b>“ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL PARA PITAHAYA EN EL FUNDO PACHACUTEC UBICADO EN EL DISTRITO DE MARISCAL CÁCERES - CAMANÁ”</b> |  |                       |                         |
| DIBUJÓ: Bach. Eduardo Mogrovejo Calachahuin<br>REVISÓ: Ing. Juan Carlos Valdez Loaiza<br>APROBÓ:  | NOMBRE DEL PLANO:<br><b>PLANO SUPERIOR DE PLANTA</b> | FECHA:<br>AGOSTO 2022 | ESCALA:<br>—            |



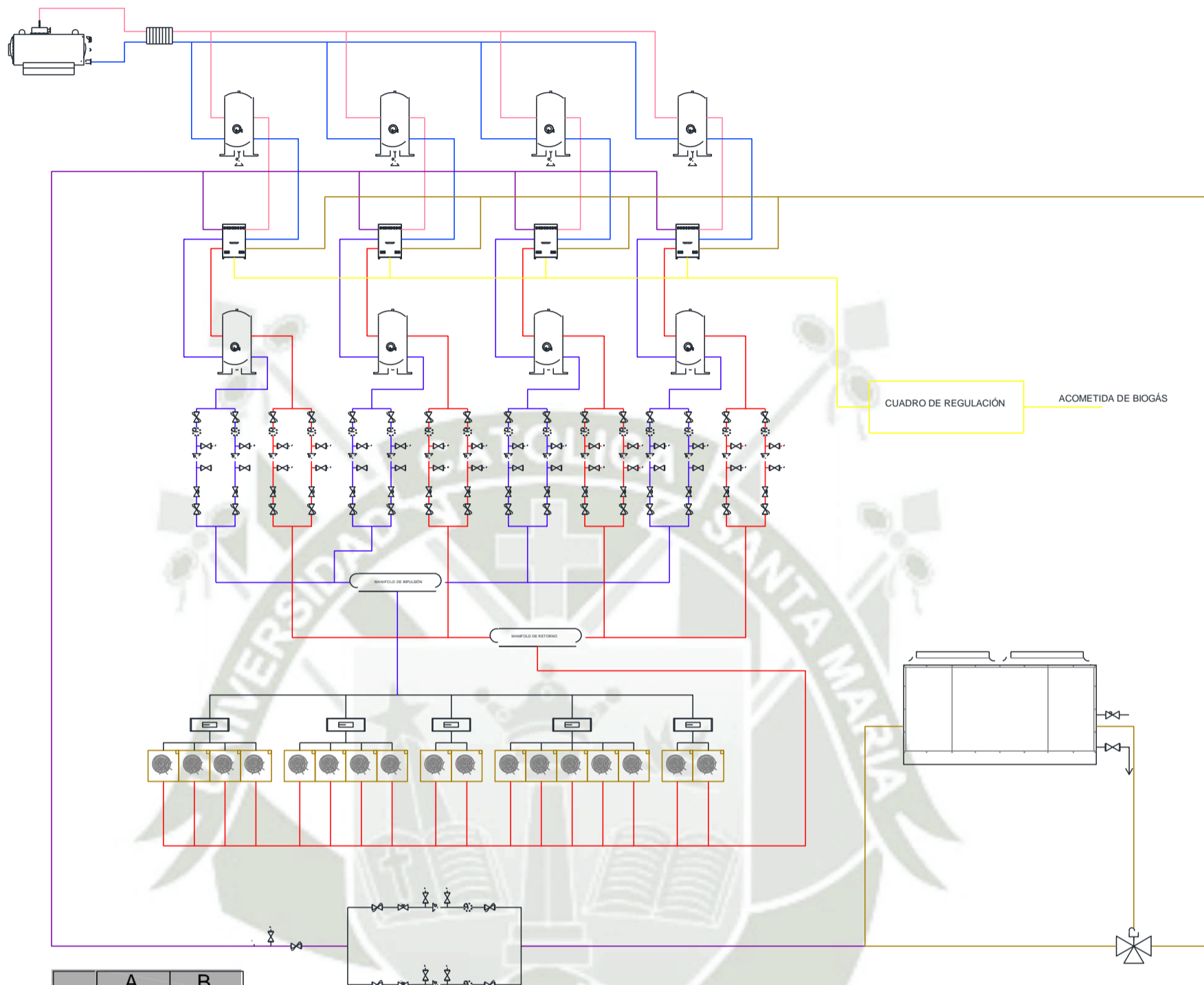
| TUBERÍAS DE IMPULSIÓN |              |                             |                 |                        |
|-----------------------|--------------|-----------------------------|-----------------|------------------------|
| Nombre de tubería     | Longitud (m) | Caudal (m <sup>3</sup> /hr) | Diámetro (pulg) | Caída de presión (kPa) |
| T_1                   | 10.04        | 40.247                      | 4               | 1.41373                |
| T_2                   | 2.10         | 5.795                       | 1 1/2           | 0.735856               |
| T_3                   | 3.14         | 1.159                       | 3/4             | 1.48189                |
| T_4                   | 6.96         | 4.636                       | 1 1/4           | 3.35534                |
| T_5                   | 4.89         | 1.159                       | 3/4             | 2.30779                |
| T_6                   | 4.68         | 1.159                       | 3/4             | 2.20868                |
| T_7                   | 11.50        | 2.318                       | 1               | 5.76441                |
| T_8                   | 4.89         | 1.159                       | 3/4             | 2.30779                |
| T_9                   | 10.82        | 1.159                       | 3/4             | 5.1064                 |
| T_10                  | 30.31        | 34.452                      | 4               | 3.18606                |
| T_11                  | 11.50        | 11.620                      | 2               | 4.59262                |
| T_12                  | 0.73         | 2.905                       | 1               | 0.557613               |
| T_13                  | 1.39         | 2.905                       | 1               | 1.06176                |
| T_14                  | 5.43         | 5.810                       | 1 1/4           | 4.00113                |
| T_15                  | 0.73         | 2.905                       | 1               | 0.557613               |
| T_16                  | 1.39         | 2.905                       | 1               | 1.06176                |
| T_17                  | 12.60        | 11.620                      | 2               | 5.03191                |
| T_18                  | 0.62         | 2.905                       | 1               | 0.473589               |
| T_19                  | 1.51         | 2.905                       | 1               | 1.15342                |
| T_20                  | 5.43         | 5.810                       | 1 1/4           | 4.00113                |
| T_21                  | 0.62         | 2.905                       | 1               | 0.473589               |
| T_22                  | 1.51         | 2.905                       | 1               | 1.15342                |
| T_23                  | 9.02         | 11.212                      | 2               | 3.36756                |
| T_24                  | 0.40         | 2.318                       | 3/4             | 0.687737               |
| T_25                  | 3.52         | 1.159                       | 1/2             | 5.91796                |
| T_26                  | 1.30         | 1.159                       | 1/2             | 2.18561                |
| T_27                  | 2.06         | 8.894                       | 1 1/2           | 1.61699                |
| T_28                  | 10.53        | 3.288                       | 1 1/4           | 2.67826                |
| T_29                  | 1.54         | 0.822                       | 1/2             | 1.36588                |
| T_30                  | 3.24         | 0.822                       | 1/2             | 2.87368                |
| T_31                  | 3.71         | 1.644                       | 3/4             | 3.34676                |
| T_32                  | 1.54         | 0.822                       | 1/2             | 1.36588                |
| T_33                  | 3.25         | 0.822                       | 1/2             | 2.88255                |
| T_34                  | 10.53        | 3.288                       | 1 1/4           | 2.67826                |
| T_35                  | 1.54         | 0.822                       | 1/2             | 1.36588                |
| T_36                  | 3.25         | 0.822                       | 1/2             | 2.88255                |
| T_37                  | 3.50         | 1.644                       | 3/4             | 3.15732                |
| T_38                  | 1.87         | 0.822                       | 1/2             | 1.65857                |
| T_39                  | 3.25         | 0.822                       | 1/2             | 2.88255                |
| T_40                  | 9.12         | 2.318                       | 1               | 4.67143                |
| T_41                  | 7.93         | 1.159                       | 3/4             | 3.74249                |
| T_42                  | 7.93         | 1.159                       | 3/4             | 3.74249                |

|   |   |  |
|---|---|--|
| <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b><br>FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS FÍSICAS Y FORMALES<br>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA                               |   | PLANO N°<br><h1 style="margin: 0;">05</h1> |
| NOMBRE DE LA TESIS: <b>“ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL PARA PITAHAYA EN EL FUNDO PACHACUTEC UBICADO EN EL DISTRITO DE MARISCAL CÁCERES - CAMANÁ”</b> |   |  |
| DIBUJÓ: Bach. Eduardo Mogrovejo Calachahuin   | NOMBRE DEL PLANO:<br><b>DISTRIBUCIÓN DE TUBERÍAS DE IMPULSIÓN</b> | FECHA:<br><b>AGOSTO 2022</b>               |
| REVISÓ: Ing. Juan Carlos Valdez Loaiza  |   | ESCALA: _____                              |
| APROBÓ:   |   |  |



| TUBERÍAS DE RETORNO |              |                             |                 |                        |
|---------------------|--------------|-----------------------------|-----------------|------------------------|
| Nombre de tubería   | Longitud (m) | Caudal (m <sup>3</sup> /hr) | Diámetro (pulg) | Caída de presión (kPa) |
| T_1                 | 9.57         | 40,247                      | 4               | 1,34755                |
| T_2                 | 1.75         | 5,795                       | 1               | 4,94849                |
| T_3                 | 2.76         | 1,159                       | 3/4             | 1,30256                |
| T_4                 | 6.87         | 4,636                       | 1 1/4           | 3,31195                |
| T_5                 | 4.53         | 1,159                       | 3/4             | 2,13789                |
| T_6                 | 4.68         | 1,159                       | 3/4             | 2,20868                |
| T_7                 | 11.41        | 2,318                       | 1               | 5,7193                 |
| T_8                 | 4.53         | 1,159                       | 3/4             | 2,13789                |
| T_9                 | 11.38        | 1,159                       | 3/4             | 5,37069                |
| T_10                | 31.22        | 34,452                      | 4               | 3,28172                |
| T_11                | 11.00        | 11,620                      | 2               | 4,39294                |
| T_12                | 1.12         | 2,905                       | 1               | 0,855516               |
| T_13                | 1.00         | 2,905                       | 1               | 0,763854               |
| T_14                | 5.43         | 5,810                       | 1 1/4           | 3,76877                |
| T_15                | 1.12         | 2,905                       | 1               | 0,855516               |
| T_16                | 1.00         | 2,905                       | 1               | 0,763854               |
| T_17                | 13.09        | 11,620                      | 2               | 5,81163                |
| T_18                | 1.00         | 2,905                       | 1               | 0,763854               |
| T_19                | 1.12         | 2,905                       | 1               | 0,855516               |
| T_20                | 5.37         | 5,810                       | 1 1/4           | 3,95692                |
| T_21                | 1.00         | 2,905                       | 1               | 0,763854               |
| T_22                | 1.12         | 2,905                       | 1               | 0,855516               |
| T_23                | 9.02         | 11,212                      | 2               | 3,36756                |
| T_24                | 0.88         | 2,318                       | 3/4             | 1,51302                |
| T_25                | 3.90         | 1,159                       | 1/2             | 6,55683                |
| T_26                | 0.92         | 1,159                       | 1/2             | 1,54674                |
| T_27                | 2.06         | 8,894                       | 1 1/2           | 1,61699                |
| T_28                | 10.05        | 3,288                       | 1 1/4           | 2,55617                |
| T_29                | 1.16         | 0,822                       | 1/2             | 1,02885                |
| T_30                | 3.63         | 0,822                       | 1/2             | 3,21958                |
| T_31                | 3.71         | 1,644                       | 3/4             | 3,34676                |
| T_32                | 1.16         | 0,822                       | 1/2             | 1,02885                |
| T_33                | 3.63         | 0,822                       | 1/2             | 3,21958                |
| T_34                | 11.00        | 3,288                       | 1 1/4           | 2,7978                 |
| T_35                | 1.16         | 0,822                       | 1/2             | 1,02885                |
| T_36                | 3.67         | 0,822                       | 1/2             | 3,25506                |
| T_37                | 3.50         | 1,644                       | 3/4             | 3,15732                |
| T_38                | 1.48         | 0,822                       | 1/2             | 1,312617               |
| T_39                | 3.63         | 0,822                       | 1/2             | 3,21958                |
| T_40                | 8.82         | 2,318                       | 1               | 4,42105                |
| T_41                | 7.54         | 1,159                       | 3/4             | 3,55844                |
| T_42                | 8.32         | 1,159                       | 3/4             | 3,92655                |

|   |   |  |
|---|---|--|
| <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b><br>FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS FÍSICAS Y FORMALES<br>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA                               |   | PLANO N°<br><br><h1 style="font-size: 48px;">06</h1> |
| NOMBRE DE LA TESIS: <b>“ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL PARA PITAHAYA EN EL FUNDO PACHACUTEC UBICADO EN EL DISTRITO DE MARISCAL CÁCERES - CAMANÁ”</b> |   |  |
| DIBUJÓ: Bach. Eduardo Mogrovejo Calachahuin<br>REVISÓ: Ing. Juan Carlos Valdez Loaiza<br>APROBÓ:  | NOMBRE DEL PLANO:<br><b>DISTRIBUCIÓN DE TUBERÍAS DE RETORNO</b> | FECHA:<br>AGOSTO 2022<br><br>ESCALA:                 |



|    | A              | B                          |
|----|----------------|----------------------------|
| 1  | <b>LEYENDA</b> |                            |
| 2  | SÍMBOLO        | NOMBRE                     |
| 3  |                | Caldera                    |
| 4  |                | Intercambiador de calor    |
| 5  |                | Tanque acumulador          |
| 6  |                | Máquina de absorción       |
| 7  |                | Válvula mariposa           |
| 8  |                | Filtro                     |
| 9  |                | Válvula solenoide          |
| 10 |                | Controlador de temperatura |
| 11 |                | Bomba de circulación       |
| 12 |                | Válvula de regulación      |
| 13 |                | Válvula de bola            |
| 14 |                | Torre de refrigeración     |
| 15 |                | Termómetro                 |
| 16 |                | Manómetro                  |
| 17 |                | Fancoil                    |

|   |  |                       |  |
|---|--|-----------------------|--|
| <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b><br>FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS FÍSICAS Y FORMALES<br>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA                               |  |                       | PLANO N°<br><br><h1 style="font-size: 48px;">07</h1> |
| NOMBRE DE LA TESIS: <b>“ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL PARA PITAHAYA EN EL FUNDO PACHACUTEC UBICADO EN EL DISTRITO DE MARISCAL CÁCERES - CAMANÁ”</b> |  |                       |  |
| DIBUJÓ: Bach. Eduardo Mogrojejo Calachahuin<br>REVISÓ: Ing. Juan Carlos Valdez Loiza<br>APROBÓ:   | NOMBRE DEL PLANO:<br><b>ESQUEMA DE CONEXIÓN DE EQUIPOS</b> | FECHA:<br>AGOSTO 2022 | ESCALA:<br>_____                                     |