

TEC | Tecnológico de Costa Rica

Escuela de Ingeniería Electromecánica

Ingeniería en Mantenimiento Industrial

Informe de práctica de especialidad para optar por el título de
Licenciatura en Mantenimiento Industrial



REDISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE R-22 A AMONIACO (R-717) EN UNA EMPRESA DE LA INDUSTRIA PIÑERA

Luis Andrés Tencio Piedra

Cartago, Junio 2019



Carrera evaluada y acreditada por:

Canadian Engineering Accreditation Board

Bureau Canadien d'Accréditation des Programmes d'Ingénierie

CARTA DE ENTENDIMIENTO

Fecha: 05/06/19

Señores
Instituto Tecnológico de Costa Rica
Sistema de Bibliotecas del Tecnológico

Yo Luis Andrés Tencio Piedra

carne No. 201281607 si autorizo no autorizo, al Sistema de Bibliotecas del Tecnológico (SIBITEC), disponer del Trabajo Final de graduación, del cual soy autor, para optar por el grado de Licenciatura en la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Industrial presentado en la fecha 05/06/19 con el título Rediseño de un sistema de refrigeración de R-22 a amoníaco (R-717) en una empresa de la industria piñera

para ser ubicado en el Repositorio Institucional y Catálogo SIBITEC, con el objetivo de ser visualizado a través de la red Interna

Firma de estudiante:

Luis

Correo electrónico:

latp14@gmail.com

Cédula No.:

304640102

Profesor tutor:
Ing. Rodolfo Elizondo Hernández

Asesor industrial:
Ing. Maklin Madrigal Ruíz

Tribunal Examinador:
Ing. Óscar Monge Ruíz
Ing. Sebastián Mata

Hoja de información

Datos personales

Nombre completo: Luis Andrés Tencio Piedra

Número de cédula: 3-464-102

Número de carné: 201281607

Residencia en tiempo lectivo: Desamparados, Alajuela.

Residencia en tiempo no lectivo: Quebradilla, Cartago.

Números de teléfono: 89676382/25737257

Correos electrónicos: latep14@gmail.com/land_t14@hotmail.com

Información del proyecto

Nombre del proyecto: Rediseño de un sistema de refrigeración de R-22 a amoniaco (R-717) en una empresa de la industria piñera.

Profesor Asesor: Ing. Rodolfo Elizondo Hernández.

Horario de trabajo del estudiante: de lunes a viernes, de 8:00 am a 5:00 pm.

Datos de la empresa:

Nombre: Refrigeración y Soluciones de Frío (RSF).

Zona: Alajuela.

Actividad principal: Consultoría en Refrigeración Industrial.

Dirección: Condominio Comercial Terrum, Bodega #13, Río Segundo, Alajuela.

Contacto: Ing. Maklin Madrigal Ruíz

Teléfono: 2441-8162

Dedicatoria

A mis padres, Luis Enrique Tencio Camacho y Elizabeth Piedra Hidalgo porque sin su ayuda y apoyo durante toda la carrera no hubiera sido posible alcanzar cada una de las metas que me llevaron a la realización de la práctica profesional. Además, a mis hermanas Tatiana Tencio Piedra, Elisa Tencio Piedra y Natalia Tencio Piedra que me acompañaron y me dieron el apoyo durante la universidad para salir adelante y tener éxito en cada uno de los trabajos y proyectos de las asignaturas cursadas.

Y finalmente a Dios por darme la salud y la oportunidad de poder estudiar y llegar al final de la carrera.

Agradecimiento

A mis papás por insistir siempre en mi educación y formación profesional y su incansable soporte para que no me faltara nada durante todo este proceso. Además, a mis hermanas por su apoyo incondicional que me fue vital para la finalización de la carrera y sus enseñanzas.

A Dios por darme la oportunidad de estudiar y ayudarme en los momentos más difíciles que tuve que pasar durante la carrera para poder cumplir mis objetivos fijados en el transcurso de cada uno de los semestres.

Al Tecnológico de Costa Rica por ser una casa de enseñanza ejemplar, que me ayudó a forjar cada uno de los conocimientos obtenidos durante la carrera, así como a los profesores de la Escuela de Ingeniería Electromecánica que a partir de su experiencia y conocimiento me fueron de gran ayuda para entender los contenidos respectivos de los cursos, en especial al profesor Rodolfo Elizondo Hernández, por su ayuda durante el proceso de realización de la práctica profesional y sus consejos profesionales y al profesor Greivin Barahona Guzmán por la ayuda durante toda la carrera y su constante apoyo para lograr hacerme salir adelante con cada uno de los retos que se presentaron.

A la empresa RSF por la confianza y la ayuda brindada para poder realizar el proyecto, a sus empleados por ayudarme siempre de manera atenta ante cada una de las dudas e inconvenientes que surgieron de camino, en especial al Ing. Lisandro Salas por todas las enseñanzas que me aportó durante la estancia en la empresa y al Ing. Maklin Madrigal Ruíz por la orientación y conocimiento que me brindó para desarrollar el proyecto de la mejor manera.

Índice general

Abstract	2
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	3
1.1 Reseña de la empresa.....	3
1.2 Misión.....	4
1.3 Visión	4
1.4 Proceso productivo en la empresa	5
CAPÍTULO 2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	7
2.1 Descripción del problema.....	7
2.2 Justificación.....	7
CAPÍTULO 3. OBJETIVOS.	8
3.1 Objetivo general	8
3.2 Objetivos específicos.....	8
CAPÍTULO 4. METODOLOGÍA	9
4.1 Metodología a seguir	9
4.2 Alcance	11
4.3 Limitaciones	11
CAPÍTULO 5. MARCO TEÓRICO.....	12
5.1 Termodinámica y transferencia de calor	12
5.2 Sistemas de refrigeración	13
5.2.1. Sistemas de una etapa.....	14
5.2.2. Sistemas con economía	15
5.2.3. Sistemas multi-etapas.....	16
5.3 Equipos básicos dentro de un ciclo de refrigeración:	17
5.3.1 Compresor	18
5.3.2 Condensador.....	21
5.3.3 Válvula de expansión térmica	23
5.3.4 Evaporador	24
5.4 Cadena de frío.....	27
5.5 Cuartos de refrigeración y congelado.....	27
5.6 Cargas de refrigeración.....	28

5.6.1	Transmisión a través de paredes y techo.....	29
5.6.2	Aire exterior entrante a la cámara.....	29
5.6.3	Calor liberado por la iluminación interior.....	30
5.6.4	Calor liberado por las personas.....	31
5.6.5	Calor liberado por los ventiladores.....	31
5.6.6	Carga debida a los alimentos.....	31
5.6.7	Calor de congelación.....	32
5.6.8	Calor de respiración del género.....	32
5.6.9	Otras cargas.....	32
5.6.10	Carga de refrigeración total.....	33
5.7	Modelo de cálculo dentro del ciclo de refrigeración.....	33
5.8	Refrigerantes y las regulaciones nacionales e internacionales.....	35
5.8.1	Fluido refrigerante.....	35
5.8.2	Regulaciones del uso de los refrigerantes.....	38
5.8.3	Normas para los sistemas de amoniaco.....	39
5.9	Conceptos básicos.....	41
CAPITULO 6. RECOPIACIÓN DE DATOS PREVIOS AL DISEÑO.....		45
6.1.	Ubicación geográfica.....	45
6.2.	Distribución de la planta y etiquetado de zonas a refrigerar.....	46
6.3.	Temperaturas por sección.....	46
6.4.	Datos del producto a refrigerar.....	47
CAPITULO 7. DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....		48
7.1.	Cálculo de carga térmica.....	49
7.1.1.	Techos y paredes.....	49
7.1.2.	Calor liberado por personas.....	51
7.1.3.	Aire exterior entrante a la cámara.....	51
7.1.4.	Calor liberado por la iluminación interior.....	52
7.1.5.	Calor liberado por equipos.....	53
7.1.6.	Carga térmica por refrigeración de alimentos.....	54
7.1.7.	Carga térmica por calor de respiración.....	55
7.1.8.	Carga térmica total.....	56
7.2.	Selección del refrigerante principal.....	

7.2.1.	Criterio medio ambiental.....	57
7.2.2.	Criterio de ahorro energético	58
7.2.3.	Criterio de seguridad	61
7.2.4.	Criterio económico.....	63
7.2.5.	Selección final.....	63
7.3.	Sistema de refrigeración a emplear.	65
7.4.	Selección del refrigerante secundario.....	67
7.4.1.	Selección de la mezcla del refrigerante secundario	70
7.5.	Diseño del sistema de refrigeración en propilenglicol.	71
7.5.1.	Unidades enfriadoras de aire.....	72
7.5.2.	Red de tuberías del refrigerante.	82
7.5.3.	Bombeo del propilenglicol.....	86
7.5.4.	Cámaras de expansión.....	89
7.5.5.	Sistema de enfriamiento del glicol con amoniaco.....	93
7.5.6.	Accesorios de la red.	95
7.6.	Diseño del sistema de refrigeración en amoniaco.	102
7.6.1.	Sistema de compresión.....	102
7.6.1.1.	Selección del compresor.....	103
7.6.1.2.	Tratamiento del aceite	108
7.6.2.	Sistema de condensación.....	110
7.6.3.	Red de tuberías del refrigerante.	112
7.6.4.	Tanques a presión.....	118
7.6.5.	Válvulas y accesorios	120
7.7.	Aislamiento de las tuberías.....	126
7.8.	Aspectos de seguridad para las instalaciones con amoniaco	128
7.8.1.	Rotulación en sala de máquinas	128
7.8.2.	Equipo de protección personal (EPP)	130
7.8.3.	Distribución de los detectores de amoniaco.....	131
7.9.	Recopilación de datos para mantenimiento.....	136
CAPÍTULO 8. ESTUDIO FINANCIERO		138
8.1.	Costo total del proyecto.....	138
CAPÍTULO 9. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....		139

9.1. Conclusiones.....	139
9.2. Recomendaciones.....	139
BIBLIOGRAFÍA	140
APÉNDICES	142
Apéndice 1. Tabla de las dimensiones de cada una de las zonas.....	143
Apéndice 2. Tabla de las dimensiones de cada una de las zonas.....	143
Apéndice 3. Capacidad máxima de almacenamiento de piñas para las zonas de pre enfriado y no pre enfriado.	143
Apéndice 4. Cantidad aproximada de personas por zona	144
Apéndice 5. Costo de las tuberías en la red de propilenglicol.	144
Apéndice 6. Costo de las válvulas y accesorios en las enfriadoras de aire.....	144
Apéndice 7. Costo de las válvulas y accesorios en el sistema de bombeo y expansión de glicol.	145
Apéndice 8. Costo de las tuberías en la red de amoníaco para cédula 80.	145
Apéndice 9. Costo de las tuberías en la red de amoníaco para cédula 40.	146
Apéndice 10. Costo de las unidades manejadoras de aire.	146
Apéndice 11. Costo de las bombas centrífugas	146
Apéndice 12. Costo de los tanques de expansión de propilenglicol.....	146
Apéndice 13. Costo de los equipos y tanques del circuito de amoníaco.	147
Apéndice 14. Costo del sistema de detección de amoníaco	147
Apéndice 15. Costo del sistema de válvulas del condensador evaporativo.....	147
Apéndice 16. Costo de válvulas del sistema de compresores y termosifón.	148
Apéndice 17. Costo de válvulas del sistema de enfriamiento de glicol y separador de líquido.	149
Apéndice 18. Plano de la distribución de las manejadoras de aire	150
Apéndice 19. Diagrama unifilar de las enfriadoras de aire del sistema A.....	151
Apéndice 20. Diagrama unifilar de las enfriadoras de aire del sistema B	152
Apéndice 21. Diagrama unifilar de todo el sistema de refrigeración	153
Apéndice 22. Diagrama unifilar del circuito de amoníaco y sistema de bombeo y chillers.	154
ANEXOS	155
Anexo 1. Plano arquitectónico de la planta	156
Anexo 2. Diagrama unifilar del circuito de Amoníaco en los túneles.	157
Anexo 3. Carta psicométrica del aire.....	158

Anexo 4. Cotización de refrigerantes	159
Anexo 5. Cotización del amoniaco	160
Anexo 6. Características requisito para almacenar frutas y melones	161
Anexo 7. Coeficiente de transmisión calórica K para materiales usuales, en W/m ² · K....	162
Anexo 8. Renovación de aire diario por las aberturas de puertas para las condiciones normales de explotación (cámaras negativas y cámaras por encima de 0 °C)	162
Anexo 9. Calor del aire (kJ/m ³) para el aire exterior que penetra en la cámara fría.....	163
Anexo 10. Potencia calorífica aportada por las personas	163
Anexo 11. Calor equivalente de motores eléctricos.	164
Anexo 12. Calor equivalente de los montacargas eléctricos según su capacidad de carga.	164
Anexo 13. Especificaciones de la unidad enfriadora de aire del aposento SET	165
Anexo 14. Especificaciones de la bomba seleccionada para el sistema A.	166
Anexo 15. Especificaciones de la bomba seleccionada para el sistema B.	167
Anexo 16. Especificaciones del tanque de expansión seleccionado para el sistema A.	168
Anexo 17. Especificaciones del tanque de expansión seleccionado para el sistema B.	169
Anexo 18. Especificaciones del chiller seleccionado para el sistema A.....	170
Anexo 19. Especificaciones del chiller seleccionado para el sistema B.....	171
Anexo 20. Tabla para dimensionamiento del diámetro en la línea de líquido para amoniaco.	172
Anexo 21. Tabla para dimensionamiento del diámetro en la succión y descarga del compresor para amoniaco.	173
Anexo 22. Tabla para dimensionamiento del diámetro en las líneas del sistema de alimentación inundado y del termosifón para amoniaco.	174
Anexo 23. Espesores de aislamientos recomendados según el diámetro nominal de la tubería y la temperatura de funcionamiento.....	175

Índice de figuras

Figura 1. Logo de la empresa RSF	5
Figura 2. Proceso productivo de la empresa RSF.....	6
Figura 3. Diagrama de la metodología a seguir	9
Figura 4. Temperatura según crecimiento de bacterias	14

Figura 5. Ciclo básico de refrigeración.....	15
Figura 6. Disposición de envolvente y serpentín economizador.	16
Figura 7. Sistema compuesto de dos etapas.....	17
Figura 8. Sistema básico de refrigeración.....	17
Figura 9. Diagrama de Molliere y circuito de refrigeración.....	18
Figura 10. Compresor de tornillo Frick con su sistema de enfriamiento de aceite e interfaz de control Quantum.	21
Figura 11. Condensador evaporativo.....	23
Figura 12. Válvula de expansión térmica.	24
Figura 13. Esquema de evaporador de expansión directa.....	25
Figura 14. Evaporador del tipo inundado	26
Figura 15. Evaporador recirculado.	26
Figura 16. Diagrama de presión-entalpía aplicado a un proceso de refrigeración.	34
Figura 17. Logo del Protocolo de Montreal.....	38
Figura 18. Evolución de los tipos de refrigerantes más utilizados a través del tiempo.	39
Figura 19. Norma ANSI/IIAR2	40
Figura 20. Norma para la instalación de sistemas de refrigeración por amoníaco de circuito cerrado INTEW68:2019	41
Figura 21. Diagrama de Molliere del refrigerante R-717.....	58
Figura 22. Diagrama de Molliere del refrigerante R-507A	59
Figura 23. Diagrama de Molliere del refrigerante R-22	60
Figura 24. Diagrama simplificado de un sistema de refrigeración con amoníaco, utilizando propilenglicol recirculado como refrigerante secundario.	66
Figura 25. Representación de una unidad enfriadora de aire.....	72
Figura 26. Congelador con uno o dos evaporadores.....	77
Figura 27. Arreglo para congeladores grandes en donde no es posible acomodar todos los evaporadores en un solo lado o donde la distancia del tiro de aire debe tomarse en cuenta. ...	78
Figura 28. Distancia recomendada por el fabricante Güntner para la parte trasera de la unidad.	

Figura 29. Distancias recomendadas por el fabricante Gntner para la instalaci3n de las unidades.	79
Figura 30. Distribuci3n de tramos de tubería en el circuito de propilenglicol para el sistema A.	83
Figura 31. Distribuci3n de tramos de tubería en el circuito de propilenglicol para la secci3n B.	85
Figura 32. Representaci3n de las válvulas a instalar en la enfriadora de aire de SET.	97
Figura 33. Curva de rendimiento para válvulas de balance de 3 [in] o 80 [mm] para el área de “APE (E)”.	98
Figura 34. Diagrama del sistema de bombeo con las válvulas a utilizar.	100
Figura 35. Estimaci3n del diámetro a utilizar a un aproximado de 20% de apertura de la válvula bypass del sistema A y B respectivamente.	101
Figura 36. Representaci3n de un compresor de tornillo y sus partes del fabricante Frick. ...	106
Figura 37. Eficiencia volumétrica según el tipo de compresor en funci3n de su relaci3n de compresi3n.	107
Figura 38. Sistema de enfriamiento del aceite de un compresor rotativo (Booster).....	109
Figura 39. Alternativas de conexi3n en paralelo de condensadores evaporativos con uno o más compresores	111
Figura 40. Selecci3n del diámetro para la succi3n de uno de los compresores del sistema B.	114
Figura 41. Diagrama de conexi3n de válvulas para el chiller del sistema A.....	124
Figura 42. Letreros en la puerta principal de la sala de máquinas.....	129
Figura 43. Letreros en la puerta auxiliar de la sala de máquinas.....	130
Figura 44. Mala colocaci3n de los detectores de amoniac con respecto a la direcci3n del viento.	133
Figura 45. Colocaci3n ideal de los detectores de amoniac en una instalaci3n de refrigeraci3n industrial.	134
Figura 46. Calendario de mantenimiento preventivo para los compresores RXF recomendado por fabricante.	

Índice de tablas

Tabla 1. Tipos de compresores y sus características más importantes.	19
Tabla 2. Tabla comparativa entre las ventajas y desventajas que presenta el utilizar un compresor recíprocante con respecto a uno de tornillo.	20
Tabla 3. Tipos de condensadores de calor sensible.	22
Tabla 4. Tipos de condensadores de calor latente	22
Tabla 5. Tabla comparativa de los refrigerantes orgánicos.	36
Tabla 6. Ventajas y desventajas del uso del amoníaco en un sistema de refrigeración.....	37
Tabla 7. Condiciones climatológicas promedio anuales de la zona de Guápiles, Limón.....	45
Tabla 8. Condiciones del aire según la carta psicrométrica.	45
Tabla 9. Distribución de zonas a refrigerar.....	46
Tabla 10. Temperatura por secciones en las zonas a refrigerar.	46
Tabla 11. Continuación de la tabla anterior.....	47
Tabla 12. Información para el almacenamiento y conservación de la piña tropical.....	47
Tabla 13. Datos del poliuretano para el cálculo del coeficiente de transmisión K.....	49
Tabla 14. Carga térmica en las paredes	49
Tabla 15. Continuación de la tabla anterior.....	49
Tabla 16. Carga térmica en el techo	50
Tabla 17. Continuación de la tabla anterior.....	51
Tabla 18. Calor liberado por las personas.....	51
Tabla 19. Calor liberado por el aire exterior entrante a la cámara.....	52
Tabla 20. Calor liberado por la iluminación.....	52
Tabla 21. Continuación de la tabla anterior.....	53
Tabla 22. Calor liberado por los ventiladores de las unidades enfriadoras de aire.....	53
Tabla 23. Calor liberado por los motores dentro de la planta.....	54
Tabla 24. Calor liberado por los montacargas	54
Tabla 25. Carga térmica por la refrigeración de la piña	55
Tabla 26. Carga térmica debida a la respiración de la piña	55
Tabla 27. Carga final de refrigeración con los factores de corrección aplicados.	56
Tabla 28. Refrigerantes según su valor de GWP y de ODP.	58

Tabla 29. Tabla resumen de los resultados obtenidos para el refrigerante R-717	59
Tabla 30. Tabla resumen de los resultados obtenidos para el refrigerante R-507A	60
Tabla 31. Tabla resumen de los resultados obtenidos para el refrigerante R-22	60
Tabla 32. Resumen de los resultados obtenidos en los cálculos a partir de los diagramas de Molliere para cada refrigerante.....	61
Tabla 33. Comparación para la concentración de gas refrigerante para LC ₅₀ y el TWA.....	62
Tabla 34. Temperatura de auto ignición y efectos fisiológicos de los refrigerantes bajo estudio.	62
Tabla 35. Precio estimado de los refrigerantes en el mercado.....	63
Tabla 36. Características de algunos refrigerantes secundarios	67
Tabla 37. Continuación de la tabla anterior.....	68
Tabla 38. Comparación entre los refrigerantes secundarios propilenglicol y etilenglicol a partir de sus ventajas y desventajas.	69
Tabla 39. Porcentaje en volumen de propilenglicol a diferentes concentraciones y su punto de congelación.	70
Tabla 40. Sistemas para cada circuito según la concentración de propilenglicol y los aposentos que abarcan.	71
Tabla 41. Salto térmico (DT) de diseño según la humedad relativa.....	75
Tabla 42. Rangos de temperatura ambiente recomendados para diferentes tipos de descongelamiento.....	76
Tabla 43. Número de cambios de aire por hora según la aplicación.	80
Tabla 44. Caudal máximo y mínimo de aire según la zona.	81
Tabla 45. Modelo seleccionado para cada una de las unidades enfriadoras de aire para cada zona.....	81
Tabla 46. Datos de la tubería del sistema A, a partir de cada uno de los tramos.....	84
Tabla 47. Presiones de ariete y de trabajo según su SDR a una velocidad de 1,76 [m/s].	84
Tabla 48. Datos de la tubería del sistema B, a partir de cada uno de los tramos.....	86
Tabla 49. Presiones de ariete y de trabajo según su SDR a una velocidad de 1,87 [m/s].	86
Tabla 50. Cabezal de presión obtenido según los diferentes componentes en el sistema A. ..	87

Tabla 51. Continuación de la tabla anterior	88
Tabla 52. Modelo y datos de la bomba seleccionada para el sistema A.....	88
Tabla 53. Cabezal de presión obtenido según los diferentes componentes en el sistema B....	88
Tabla 54. Continuación de la tabla anterior	89
Tabla 55. Modelo y datos de la bomba seleccionada para el sistema B.	89
Tabla 56. Volumen por tramo de tubería en el sistema A.	90
Tabla 57. Volumen por equipo para el sistema A.....	90
Tabla 58. Volumen total del sistema A.....	91
Tabla 59. Especificaciones del tanque de expansión seleccionado para el sistema A.....	91
Tabla 60. Volumen por tramo de tubería en el sistema B.....	91
Tabla 61. Continuación de la tabla anterior.....	92
Tabla 62. Volumen por equipo para el sistema B.....	92
Tabla 63. Volumen total del sistema B.....	93
Tabla 64. Especificaciones del tanque de expansión seleccionado para el sistema B.....	93
Tabla 65. Datos de temperaturas a manejar en el chiller del sistema A.	94
Tabla 66. Datos y modelo del chiller seleccionado para el sistema A.....	94
Tabla 67. Datos de temperaturas a manejar en el chiller del sistema B.	95
Tabla 68. Datos y modelo del chiller seleccionado para el sistema B.....	95
Tabla 69. Detalles de las válvulas seleccionadas para las unidades enfriadoras de aire.	99
Tabla 70. Resumen de datos para cálculo del Cv de las válvulas Bypass y su respectivo diámetro	101
Tabla 71. Válvulas y accesorios a colocar en el sistema de bombeo.....	101
Tabla 72. Continuación de la tabla anterior	102
Tabla 73. Índice de compresión para cada uno de los sistemas del diseño.	104
Tabla 74. Solución utilizando dos compresores de tornillo para manejar la carga térmica de los chillers.....	108
Tabla 75. Calor de rechazo generado por los compresores.	111
Tabla 76. Continuación de la tabla anterior.....	112
Tabla 77. Condensador evaporativo seleccionado.....	112

Tabla 78. Espesores recomendados según el diámetro para tuberías de acero al carbono. ...	113
Tabla 79. Nomenclatura estandarizada por IIAR para la identificación de las tuberías de amoniaco.....	113
Tabla 80. Continuación de la tabla anterior	114
Tabla 81. Selección del diámetro para el sistema de los compresores y termosifón.....	115
Tabla 82. Selección del diámetro para el sistema de los condensadores.....	116
Tabla 83. Selección del diámetro para el sistema del tanque receptor termosifón.....	116
Tabla 84. Selección del diámetro para el sistema de receptor de amoniaco.	117
Tabla 85. Selección del diámetro para el sistema de intercambiadores de calor.....	117
Tabla 86. Carga de refrigerante aproximada según la tubería de líquido alimentada.	118
Tabla 87. Carga de refrigerante por cada equipo	119
Tabla 88. Modelo seleccionado para el tanque receptor de amoniaco.	119
Tabla 89. Modelo seleccionado para el tanque receptor de termosifón.	120
Tabla 90. Tipos de válvulas a instalar en los compresores.....	120
Tabla 91. Tipos de válvulas a instalar en los termosifones	121
Tabla 92. Tipos de válvulas a instalar en el chiller del sistema A.....	122
Tabla 93. Tipos de válvulas a instalar en el separador de líquidos del sistema A.....	122
Tabla 94. Continuación de la tabla anterior	123
Tabla 95. Tipos de válvulas a instalar en el chiller del sistema B.....	123
Tabla 96. Tipos de válvulas a instalar en el separador de líquidos del sistema B.....	123
Tabla 97. Tipos de válvulas a instalar en el condensador evaporativo seleccionado.	124
Tabla 98. Valores de capacidad de descarga mínima de los dispositivos de desfogue de los tanques sometidos a presión.	125
Tabla 99. Modelos seleccionados de las válvulas de desfogue según los equipos.....	126
Tabla 100. Aislamiento seleccionado para las líneas de tubería de amoniaco.	127
Tabla 101. Aislamiento seleccionado para las líneas de tubería de amoniaco.	127
Tabla 102. EPP adecuado para utilizar según el tipo de fuga.....	131
Tabla 103. Valores límites de alarma recomendados para cada zona según IIAR.....	132
Tabla 104. Tipos de sensores adecuados para detección de fugas de amoniaco.	135
Tabla 105. Sistema de control de monitoreo de detección de amoniaco.....	136

Tabla 106. Costo total del proyecto..... 138

Resumen

En este proyecto se propone un rediseño de un sistema de refrigeración en amoníaco, en el que se trabaja bajo cuatro importantes pilares para lograr el sistema ideal: desempeño energético, costo económico, seguridad e impacto ambiental. Se busca que no solo vaya a responder a la carga solicitada por el sistema sino que vaya a tener un impacto positivo a nivel ambiental, al contribuir al proceso de descarbonización del país y la utilización de refrigerantes que no dañen la capa de ozono ni tengan repercusiones negativas en el efecto invernadero; además que sea un sistema que responda a la carga térmica obtenida, que logre mediante la escogencia de los diferentes equipos y configuraciones un importante nivel de optimización de la energía, seleccionados bajo un sustento ingenieril, apoyado en recomendaciones brindadas por fabricantes y los manuales de diseño de ASHRAE e IIAR. Todo esto, acatando las buenas prácticas de diseño en refrigeración en amoníaco desde el punto de vista de seguridad, según recomendaciones de la Norma Nacional para el Uso de Amoníaco y de la IIAR.

La planta en la que se va a emplear el proyecto se dedica a la recolección, almacenamiento y distribución de piña; actualmente se trabaja con dos sistemas de refrigeración: el primero está compuesto por la Sala de Empaque y Trazabilidad (SET), Cámara de No Pre Enfriado (NPE), Almacén de Pre Enfriado (APE) y Andén de Despacho (AD) trabajando con refrigerante R22. El segundo sistema está compuesto por seis túneles de enfriamiento de aire forzado, que operan con refrigerante amoníaco. Por lo que en este proyecto se propone utilizar un solo circuito de refrigeración con amoníaco y un refrigerante secundario para las zonas por donde circulen personas y a partir de un estudio de carga térmica se determine la capacidad y los modelos de los equipos ideales para el nuevo sistema. Además hacer un estudio sustentado a partir de cálculos, para analizar la forma y la factibilidad de incorporar a los equipos ya instalados los nuevos equipos para el sistema a proponer y el costo que tendría ejecutar este rediseño según un análisis financiero.

Palabras clave:

Refrigeración, amoníaco, propilenglicol, aposento, carga térmica

Abstract

This project is about a redesign of an ammonia refrigeration system, in which there are four important standards model to achieve the ideal system: energetic performance, economic costs, security and environmental impact. This system is going to be designed not only to cool the pineapple, but only to be a part of the worldwide changes to promote the decarbonization of Costa Rica and the use of green refrigerants; also, it is going to be made in a way where it can achieve an important level of energy optimization, choosing the best equipment to get that, and all these under the recommendations given by important institutions on the industrial refrigeration field as ASHRAE and IAR. All these applying good practices of ammonia refrigeration design, in terms of security according to the Norma Nacional para el Uso de Amoniaco and IAR.

The pineapple company in wich the project is going to be applied, works with the 2 following separated refrigeration systems; the first one is composed by the room of packaging, Non Pre-cooling Chamber, Pre-cooling Chamber and the dispatch platform; using R-22 refrigerant. The second system is composed of 6 forced air cooling channels, where it is used ammonia refrigerant to cool the channels. This is the main reason, to propose in this project to use one hall system of ammonia refrigerant, with a coolant fluid that will be passing through the pipes where the people in the enterprise are going to be working, in which according to a thermal analysis of the area, there will be chosen the ideal equipment for this new system and the cost of it, according to a financial analysis.

Keywords:

Refrigeration, ammonia, propylen glicol, chamber, thermal load.

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1 Reseña de la empresa

La empresa Refrigeración y Soluciones de Frío (RSF) fue fundada en el año 2011, se ubica en la zona de Río Segundo de Alajuela dentro del Condominio Comercial Terrum, bodega N°13.

Esta empresa se dedica a trabajar para sistemas de refrigeración industrial y comercial, entre las que destacan las siguientes:

- Industria cárnica.
- Industria pesquera.
- Industria láctea.
- Industria hortícola.
- Industria avícola.
- Plantas embotelladoras.
- Plantas procesadoras de frutas y vegetales.
- Industria alimenticia en general.

RSF incluye dentro de su ejecución desde la ingeniería de proyectos hasta el desarrollo de éstos bajo el concepto “llave en mano”. Por lo que su línea de negocio se compone de las siguientes áreas:

- **Diseño e ingeniería:** asesoría y diseño de proyectos según la necesidad específica de cada cliente.
- **Suministro de equipos, partes y repuestos:** equipos y repuestos de las más reconocidas marcas: compresores, evaporadores, condensadores evaporativos, unidades

condensadoras, unidades recirculadoras, panelería, puertas, niveladores de andén y, en general, todos los elementos necesarios para la puesta en operación de un Sistema de Refrigeración Industrial.

- **Desarrollo de proyectos:** se desarrolla desde el diseño e ingeniería de un proyecto, suministro de equipos, montaje y supervisión del mismo hasta proyectos integrales bajo el concepto “llave en mano”.
- **Servicio técnico:** mantenimiento preventivo, predictivo y correctivo, así como programas anuales de mantenimientos.
- **Capacitación del personal:** capacitación técnica de personal para el mantenimiento y operación de sistemas.

1.2 Misión

“Consolidar un mercado de refrigeración industrial sostenible en el tiempo, basados en nuestras habilidades y liderazgo, promoviendo la innovación y mejora continua, desarrollando proyectos y prestando servicios de primer nivel ejecutados con calidad y confiabilidad, respetando las leyes y el medio ambiente.”

1.3 Visión

“Ser la mejor empresa en refrigeración industrial, siendo un referente de calidad, ética, éxito y profesionalismo, apoyados por un equipo de profesionales altamente calificado, motivado y proactivo, que desarrolle su trabajo, con base en habilidades, experiencia y conocimientos.”



Figura 1. Logo de la empresa RSF

Fuente: Refrigeración y Soluciones de Frío

1.4 Proceso productivo en la empresa

RSF a través de los pocos años que tiene de operación ha logrado hacer importantes alianzas comerciales que les ha permitido brindar servicios como los siguientes:

- Panelería térmica.
- Túneles de congelamiento Rápido (IQF).
- Sistemas industriales de amoníaco y Freón.
- Sistemas de preenfriamiento de frutas y de productos alimenticios en general.
- Cámaras para productos congelados y frescos.
- Refrigeración de salas de proceso.
- Racks de almacenamiento.
- Sistemas de Humidificación.
- Paralelas para supermercados y sistemas centralizados.

A partir de un sistema establecido para brindar un servicio integral y completo desde las especificaciones brindadas por el cliente hasta la logística y construcción del proyecto a ejecutar,

es que RSF opera con su personal de ingeniería, técnico y administrativo. En el siguiente diagrama se representa cada una de las etapas seguidas para culminar un proyecto de alguno de sus clientes.



Figura 2. Proceso productivo de la empresa RSF

Fuente: elaboración propia

CAPÍTULO 2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

2.1 Descripción del problema

Esta empresa requiere que su producto se mantenga a una determinada temperatura, además de un debido sistema para asegurar una exitosa cadena de frío en la que el objetivo final es que el consumidor reciba su producto en las mejores de las condiciones y poder así ofrecer un servicio y producto de calidad. Para llegar a esto se necesita de todo un sistema integral e ingenieril, que le vaya a asegurar al cliente que su producto va a ser de alta calidad.

Además, quiere contribuir con emitir la menor cantidad de carbono al medio ambiente y a la vez contar con un sistema eficiente que vaya a generarle un buen producto final y también le vaya a optimizar el consumo de energía.

2.2 Justificación

Sin el sistema de refrigeración ideal para este tipo de industria, esta empresa no podría generar su producto o al menos no lo podría hacer de la manera más eficiente. Por lo que tiene que asegurarse un buen sistema de refrigeración que pueda optimizar las condiciones del sistema adaptándose de la mejor manera a las primeras etapas de la cadena de frío, y de esta manera evitar la descomposición o crecimiento de bacterias por permitirle al sistema entrar a la zona peligrosa de temperaturas.

Además, con el fin de cumplir con los requerimientos de la empresa en cuanto a emisiones de carbono y según el Protocolo de Montreal y Protocolo de Kyoto es que se propone el uso de un refrigerante de la serie 700 o inorgánicos como es el R717 (amoníaco).

CAPÍTULO 3. OBJETIVOS.

3.1 Objetivo general

1. Rediseñar un sistema de refrigeración con amoníaco a una empresa de la industria piñera a partir de lo estipulado por ASHRAE y IIR.

3.2 Objetivos específicos

1. Plantear un rediseño que contemple dentro de sus requerimientos, un uso eficiente de la energía según el sistema propuesto a partir de la selección de diferentes configuraciones de los equipos y sistemas que aseguren mediante la obtención del COP el caso ideal.
2. Cumplir con lo establecido en los Protocolos de Montreal y Kyoto respecto a la selección de un refrigerante adecuado en función de su impacto medio ambiental, según las propiedades típicas de los refrigerantes en estudio y de indicadores como el ODP y GWP.
3. Realizar un estudio financiero de todos los equipos a instalar en el rediseño para conocer el costo final del proyecto.

CAPÍTULO 4. METODOLOGÍA

4.1 Metodología a seguir

La metodología a seguir se especificará por etapas, que se consideran suficientes para poder llegar a cumplir el objetivo de la práctica. En una primera etapa se realizará un análisis del sistema presentado y de las variables a buscar según las especificaciones que requiere el cliente, posteriormente se realizará en base a esto los cálculos de carga térmica y lo respectivo para poder dimensionar los equipos, la tercera etapa es la ingeniería propia a aplicar para diseñar el tipo de sistema de refrigeración a requerir según las recomendaciones de ASHRAE y IIAR, la cuarta etapa consiste en selección y dimensionamiento de los equipos, la quinta etapa es la creación de los planos y diagramas importantes a resaltar para poder construir el sistema y la sexta etapa son las conclusiones y recomendaciones respectivas al sistema propuesto de diseño. El contenido y desarrollo de estas etapas se especificará a continuación.

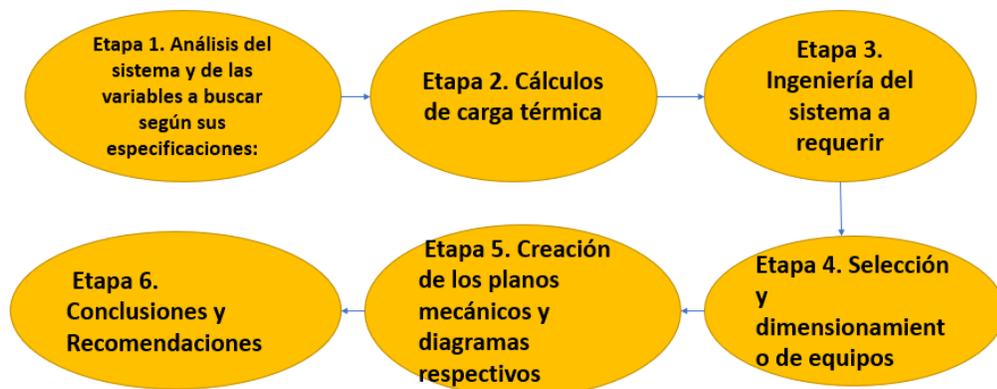


Figura 3. Diagrama de la metodología a seguir

Fuente: elaboración propia

- **Etapa 1. Análisis del sistema y de las variables a buscar según sus especificaciones:**

Esta primera etapa abarca todo lo correspondiente al estudio de factibilidad de los requerimientos del cliente y la búsqueda de todas las variables necesarias para poder realizar los cálculos de la segunda etapa. Además conocer la infraestructura y realizar el análisis de los cambios prudentes que van a requerirse para este rediseño como ampliaciones en el cuarto de máquinas, reutilización de algunos de los equipos de la instalación presente, corroborar temperaturas y condiciones de operación.

- **Etapa 2. Cálculos de carga térmica**

En esta etapa se cuantificarán las respectivas pérdidas de calor que tendría que extraerse de este sistema para poder llevar al determinado producto a un estado ideal de temperatura y humedad, de manera tal que se cumpla según lo esperado por el cliente y lo recomendado por ASHRAE y IAR.

- **Etapa 3. Ingeniería del sistema a requerir**

Se diseñará en esta etapa el sistema bajo el que se plantea sería el ideal según lo analizado en las etapas anteriores, previendo la cantidad y el tipo de equipos a requerir, detalles generales para el tipo de cuarto frío según los productos a refrigerar, tipo de evaporador según su alimentación, tipo de condensadores, tipo de condensador evaporativo, tipo de compresor, entre otros.

- **Etapa 4. Selección y dimensionamiento de equipos**

Se realizarán el dimensionamiento y la debida selección de la red de tuberías, compresor o compresores, unidades condensadoras, unidades evaporadoras, accesorios, etc. Esto según las recomendaciones de ASHRAE y criterio ingenieril propio a partir del sistema presentado.

- **Etapa 5. Creación de los planos mecánicos y diagramas respectivos**

Una vez teniéndose los cálculos realizados y la debida selección de equipos, se realizará los planos y diagramas que ayuden a construir y conocer las conexiones debidas junto con la distribución del fluido refrigerante a través del sistema.

- **Etapa 6. Conclusiones y Recomendaciones**

Habiendo terminado con cada una de las etapas anteriores, se generan las conclusiones del proyecto realizado y las recomendaciones a tomar en cuenta según el criterio propio como diseñador para la empresa.

4.2 Alcance

Para este proyecto se realizará el diseño desde el punto de vista electromecánico, por lo que a partir de los cálculos de carga térmica efectuados se realizará el dimensionamiento de los equipos y del sistema electromecánico en general, sin meterse a fondo en temas propios de control eléctrico ni del sistema de alimentación y distribución eléctrica de potencia que llevan estos sistemas.

4.3 Limitaciones

El conocimiento en específico que se debe tener y falta de experiencia en el diseño de sistemas de refrigeración son las limitaciones más importantes para la realización de este proyecto, que se esperan solventar con la ayuda del equipo experimentado bajo el que se estará a cargo durante la elaboración de este diseño.

CAPÍTULO 5. MARCO TEÓRICO

5.1 Termodinámica y transferencia de calor

La termodinámica trata de la cantidad de transferencia de calor que un sistema a medida que pasa por un proceso de un estado de equilibrio a otro y no hace referencia a cuánto durará ese proceso. Pero en la ingeniería a menudo estamos interesados en la rapidez o razón de esa transferencia, la cual constituye el tema de la ciencia de la transferencia de calor. Uno de los términos importantes a analizar dentro del estudio de la termodinámica y la transferencia de calor es el del calor, que es la forma de la energía que se puede transferir de un sistema a otro como resultado de la diferencia en la temperatura. La ciencia que trata de la determinación de las razones de esa transferencia es la transferencia de calor. (Cengel, 2011)

Aunque exista cierta familiaridad con la temperatura como medida de lo caliente y de lo frío, no es fácil definirla con exactitud. De acuerdo con las expresiones fisiológicas, el nivel de temperatura se expresa en un sentido cualitativo con palabras como congelado, frío, caliente, ardiente, por lo que fue necesario establecer un patrón para medir ese nivel de calor de un cuerpo (Ruiz, 2018). Es de aquí que nace el concepto de temperatura, y a partir de este los diferentes métodos y escalas para ser medida según el sistema de unidades utilizado. Para el sistema internacional de unidades (SI) se utiliza comúnmente la escala Kelvin o los grados Celsius, mientras que para el sistema inglés de unidades se suele utilizar los grados Fahrenheit o Rankine. Según (Zambrano, 2017), la temperatura de un punto determinado de la Tierra depende del calor almacenado que, al mismo tiempo, depende de las salidas y entradas de calor por radiación solar y terrestre, respectivamente. El calor es energía. Cuando dos cuerpos están en contacto, el calor fluye desde el cuerpo de mayor temperatura o energía al de menor temperatura o de menor energía. Entonces, el cuerpo más frío se calienta y el más caliente se enfría hasta que alcanzan el equilibrio térmico. Y cuando estos dos tienen igualdad con un tercer cuerpo, tienen a la vez igualdad de temperatura entre sí, a esto es lo que dentro de la Termodinámica se le conoce como la Ley Cero de la Termodinámica.

Según lo dicho anteriormente, la temperatura de un cuerpo es una medida que va de la mano con la de su energía en forma de calor, y este como un tipo de energía que es, tiene diferentes

formas de transferirse entre un cuerpo y otro, o entre un cuerpo y el sistema que le rodea; la convección, conducción y radiación. El autor Yunus Cengel, en su obra *Transferencia de Calor*, define convección como el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Mientras que la conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. Por su parte, la radiación se define como la energía emitida por la materia de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas.

5.2 Sistemas de refrigeración

La refrigeración a través de la historia ha venido tomando un papel protagónico en la vida de los seres humanos, a tal punto que hoy en día es vital hasta en nuestras propias casas, para mantener los alimentos frescos y para desacelerar su descomposición. Se han inventado muchas formas de mantener productos a baja temperatura, y esto siempre con un enfoque comercial, en donde se llegó hasta tener pozos profundos en los que se iba echando la nieve o el hielo, se rociaban con agua helada y una vez llenos, se cubrían su boca con paja y tablas que aislaban el hielo del calor exterior; así conservaban hielo preparado en invierno (Aguirre, 2013); hasta los sistemas actuales en donde se logra controlar la temperatura a partir de un ciclo definido y cerrado, de los diferentes productos a partir de sus características y las del lugar que le rodea, llevándolo a un estado ideal de temperatura para su conservación, de humedad relativa entre otras importantes variables.

La importancia de controlar las temperaturas tiene una relación directa con el control del crecimiento de las bacterias en el producto a refrigerar, en donde hay una llamada zona peligrosa entre los 45 °F y los 140 °F en el que hay un importante desarrollo y crecimiento de bacterias, en la figura a continuación se muestra el comportamiento de las bacterias según la temperatura.

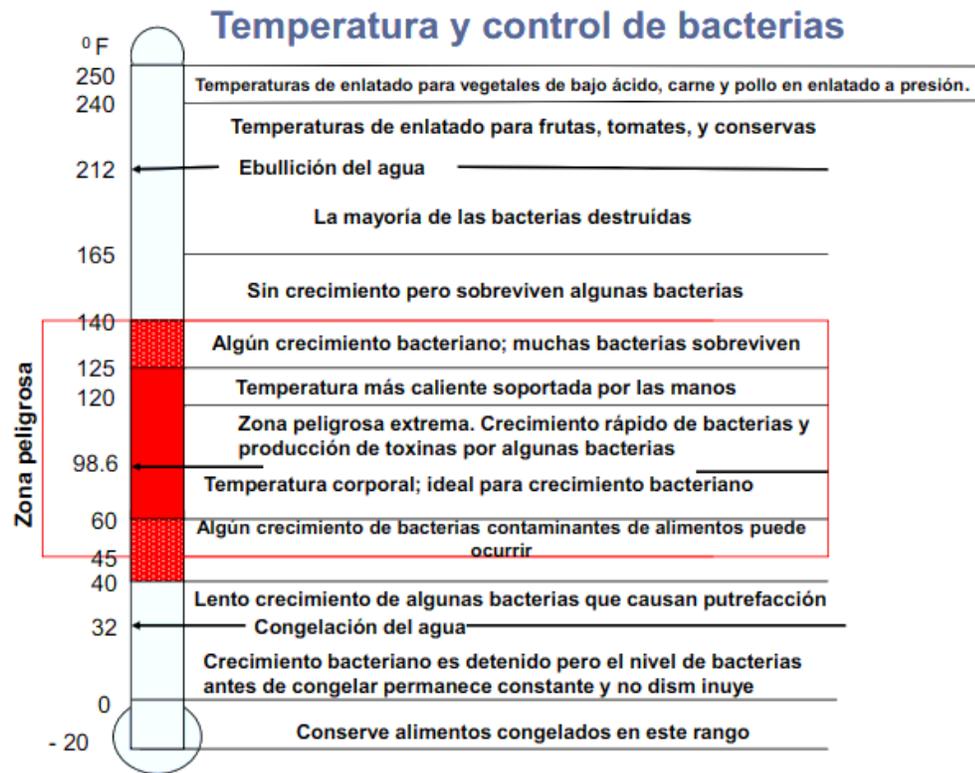


Figura 4. Temperatura según crecimiento de bacterias

Fuente: Material de las presentaciones del profesor Ing. Óscar Monge

Según (ASHRAE, 1990) los sistemas de refrigeración se dividen en los siguientes:

- Sistemas de una etapa
- Sistemas con economía
- Sistemas multi-etapas (sistemas compuestos, sistemas en cascada, etc)

La selección de cada tipo de sistema depende de factores como compresión en una etapa, compresión con economía, compresión compuesta, sistema en cascada, alimentación por expansión seca, alimentación por inundación, alimentación por recirculación de líquido y refrigerantes secundarios (ASHRAE, 1990).

5.2.1. Sistemas de una etapa

Este es el sistema básico de refrigeración, compuesto por evaporadores, un sistema de expansión capaz de generar la caída de presión necesaria, un compresor que eleve la presión del

refrigerante y finalmente un condensador que realice la función de intercambiar calor entre el refrigerante y el ambiente.

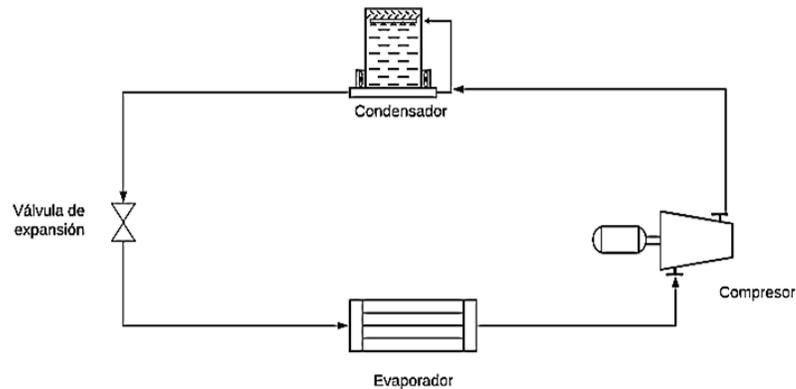


Figura 5. Ciclo básico de refrigeración.
Fuente: elaboración propia

5.2.2. Sistemas con economía

Un sistema con economía es un sistema de refrigeración en el que se incluyen dispositivos para hacer que se mejoren las condiciones de operación, de manera que se tenga un proceso termodinámicamente y operacional, más eficiente.

Una de las maneras en las que se logra obtener un sistema con economía es interviniendo en el proceso termodinámico en la entrada de la válvula de expansión donde se puede obtener en lugar de líquido saturado, líquido subenfriado lo que como se verá más adelante, va a implicar un aumento en su efecto refrigerante por lo que en su Coeficiente de Rendimiento, según (ASHRAE, 1990), subenfriando el refrigerante líquido antes de que llegue al evaporador, se reduce su entalpía, consiguiéndose un mayor efecto refrigerante neto. Esta economía es beneficiosa, porque el vapor generado durante el subenfriamiento es aspirado por el compresor a medio camino de su ciclo de compresión y sólo debe comprimirse desde la presión en la lumbrera de admisión (que es mayor que la presión de aspiración) hasta la presión de descarga.

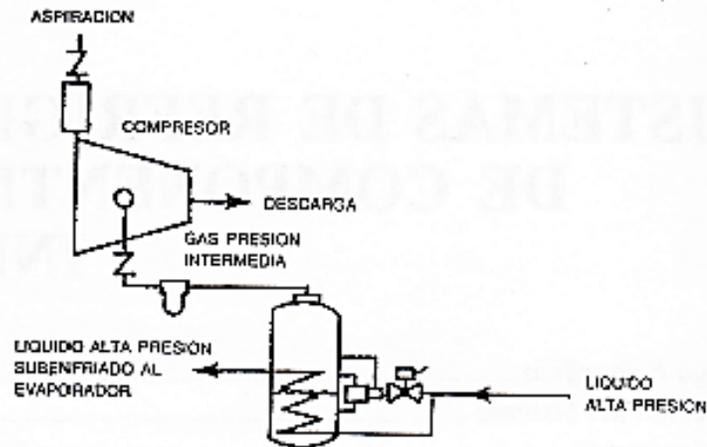


Figura 6. Disposición de envolvente y serpentín economizador.
Fuente: ASHRAE, 1990

5.2.3. Sistemas multi-etapas

Estos sistemas, como su nombre lo dice, son sistemas con varias etapas de compresión, según (ASHRAE, 1990) un sistema de dos etapas correctamente proyectado somete cada uno de los dos compresores a una relación de compresión igual aproximadamente a la raíz cuadrada de la relación de compresión global. En un sistema de tres etapas, cada compresor se somete a una relación de compresión aproximadamente igual a la raíz cúbica de la relación global.

Un sistema multi-etapa puede ser un sistema compuesto o un sistema en cascada, en donde la diferencia entre estos es la disposición de los compresores; un sistema compuesto es un sistema en el que los compresores están interconectados en serie en el mismo sistema, mientras que un sistema cascada es un sistema en el que las diversas etapas se utilizan refrigerantes diferentes.

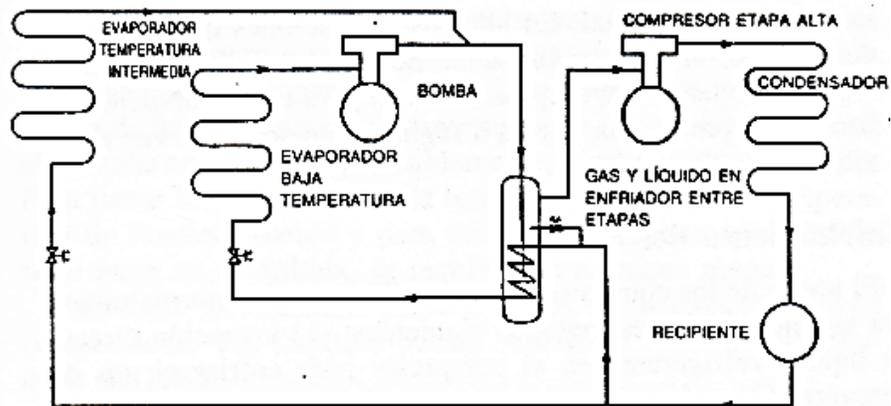


Figura 7. Sistema compuesto de dos etapas.
Fuente: ASHRAE, 1990

5.3 Equipos básicos dentro de un ciclo de refrigeración:

En un sistema de refrigeración es indispensable contar con al menos un compresor, una unidad evaporadora, una unidad condensadora y sistema de expansión térmica (válvula de expansión térmica) para poder llevar a cabo el ciclo de refrigeración. En la siguiente figura se muestra la forma en que estaría conformado un sistema como el que se describe.

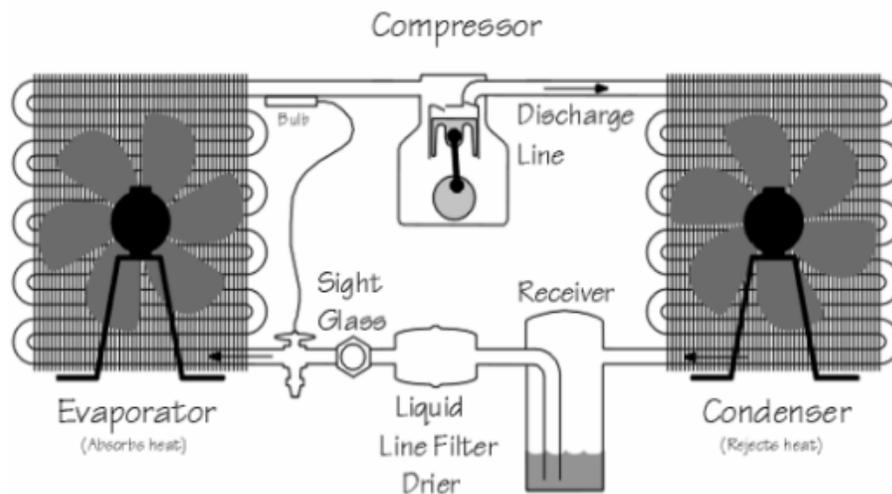


Figura 8. Sistema básico de refrigeración

Fuente: Material de las presentaciones del profesor Ing. Óscar Monge

Este sistema dentro de su proceso termodinámico debe tener un comportamiento explicado a partir de un diagrama conocido como el diagrama de Molliere que explica a partir de variables como la entalpía, presión y temperatura; el cambio de estado del fluido bajo análisis.

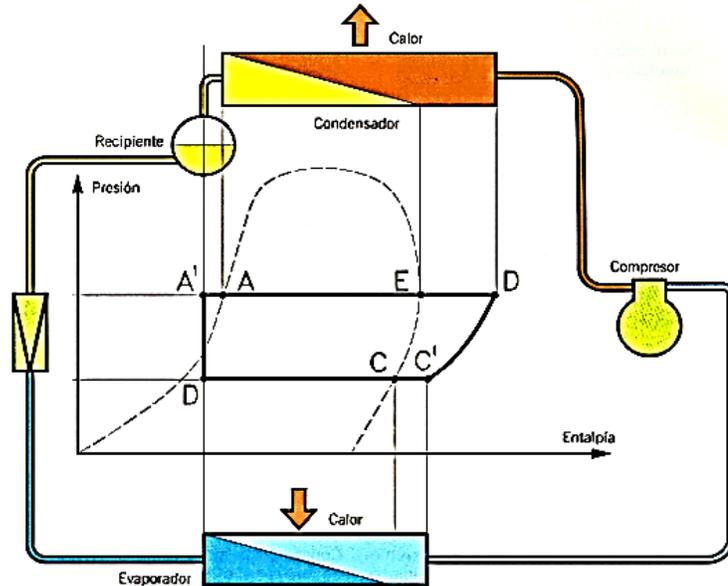


Figura 9. Diagrama de Molliere y circuito de refrigeración

Fuente: Material de las presentaciones del profesor Ing. Óscar Monge

A continuación se describe de manera breve la función de cada uno de los principales equipos dentro de un sistema de refrigeración.

5.3.1 Compresor

Es un equipo electromecánico, encargado de elevar la presión y por ende la temperatura del fluido refrigerante en forma de gas. Tiene como objetivo aspirar el vapor del evaporador y ayudarlo a entrar al condensador.

En la tabla a continuación, se muestran los diferentes tipos de compresores que se pueden encontrar en distintas aplicaciones de refrigeración, y algunas de sus características más importantes:

Tabla 1. Tipos de compresores y sus características más importantes.

Tipo de compresor	Características
Reciprocante (de pistón)	<ul style="list-style-type: none">• Se dividen en herméticos, semi herméticos y abiertos.• Son de desplazamiento positivo.
Scroll hermético	<ul style="list-style-type: none">• No tiene pistones.• Uniones soldadas.
De tornillo	<ul style="list-style-type: none">• Son más eficientes y silenciosos.• Usados en chillers y plantas frigoríficas.
Centrífugo	<ul style="list-style-type: none">• Funciona por medio de empuje.

Fuente: Material de las presentaciones del profesor Ing. Rodolfo Elizondo

Cuando un líquido refrigerante se ha transformado total o parcialmente en vapor debido a la absorción de calor en el evaporador, es necesario tomar esos gases y llevarlos a una presión elevada que permita de nuevo su licuefacción, para iniciar otra vez el ciclo (Ramírez).

En el área de refrigeración industrial, los dos tipos de compresores más utilizados son los de tornillo y los de tipo reciprocante, estos van a presentar una serie de ventajas y desventajas según sea el sistema para el que se les requiere, por lo que no se puede decir que un tipo de compresor es mejor que otro, ni que el compresor de tornillo es el tipo de compresor ideal para todo tipo de aplicación de tipo industrial. Es por esto por lo que a continuación se muestra una tabla comparativa entre las ventajas y las desventajas entre estos dos tipos de compresores para lograr diferenciar en qué casos es mejor utilizar un tipo de compresor sobre otro y por qué razones es esto válido.

Tabla 2. Tabla comparativa entre las ventajas y desventajas que presenta el utilizar un compresor recíprocante con respecto a uno de tornillo.

Tipo de compresor	Ventajas	Desventajas
Recíprocante	Muy alta eficiencia en aplicaciones de alta y media temperatura, costo mucho menor, mantenimiento muy sencillo, requiere menor cantidad de aceite, requiere menor energía para enfriar el aceite por lo que emplea sistemas de enfriamiento más sencillos (agua), puede utilizar sistemas de control muy básicos, etc.	Regulación de capacidad por etapas, mayor frecuencia de mantenimientos, para altos volúmenes se emplean muchos pistones, mayor número de partes móviles, uso limitado a relaciones de compresión menores de 8 a 1, no puede trabajar a bajas temperaturas de evaporación (menores a -25 [°C]) a menos de que sea un sistema de doble etapa, etc.
De tornillo	Permite el desplazamiento y compresión a altos volúmenes con una cabeza relativamente compacta, puede comprimir 25 veces a 1 el gas, posee un control de capacidad con válvula deslizante, su diseño permite aprovechar el puerto lateral para trabajar cargas pequeñas combinadas, etc.	Mayor inversión inicial, requiere mano de obra especializada para su mantenimiento, utiliza mayor cantidad de aceite que un recíprocante, tiene una baja eficiencia a bajas cargas (menores a un 65%), tiene un mayor requerimiento para el enfriamiento del aceite, etc.

Fuente: Campos

Parte de la gran funcionalidad que tiene un compresor de tornillo es que le da sobre el compresor reciprocante algunas ventajas de gran importancia de tipo operacional, esto implica que muchas veces, dependiendo del fabricante, se va a tener una máquina con muchos componentes que van a requerir especial cuidado a la hora de monitorear este equipo y llevarle sus rutinas de mantenimiento.



Figura 10. Compresor de tornillo Frick con su sistema de enfriamiento de aceite e interfaz de control Quantum.
Fuente: Frick

5.3.2 Condensador

Es el encargado de realizar el intercambio de energía, en donde entra al sistema gas caliente a alta presión y sale como líquido a alta presión. En este equipo se le extrae el calor al refrigerante. Los condensadores se clasifican en condensadores de calor sensible y de calor latente, los de calor sensible por su parte se subdividen en los que son enfriados por aire y por agua, tal como se muestra a continuación.

Tabla 3. Tipos de condensadores de calor sensible.

Tipo de enfriamiento	Tipo de condensador
Por aire	Circulación de aire natural y circulación por aire forzado.
Por agua	De inmersión, de doble tubo contracorriente y multitubulares horizontales.

Fuente: Ramírez

Mientras que los condensadores de calor latente se subdividen en atmosféricos y de evaporación forzada, a continuación, se muestra una tabla con la división de estos tipos de condensadores.

Tabla 4. Tipos de condensadores de calor latente

Tipo de enfriamiento	Tipo de condensador
Atmosféricos	Multitubulares verticales, de lluvia y de lluvia contracorrientes.
De evaporación forzada	Condensadores evaporativos de tubos lisos y de tubos aleteados.

Fuente: Ramírez

Dentro de todos estos tipos de condensadores, el condensador evaporativo es de los más usados en la industria ya que permite ahorrar grandes cantidades de agua. Según Ramírez en el condensador evaporativo el intercambio de calor se realiza entre el agua que cae en forma de lluvia y el aire que circula contracorriente, el cual facilita la evaporación del agua absorbiendo calor del refrigerante durante el cambio de estado. Proporciona un gran ahorro del consumo de agua entre el 90% y el 95%.

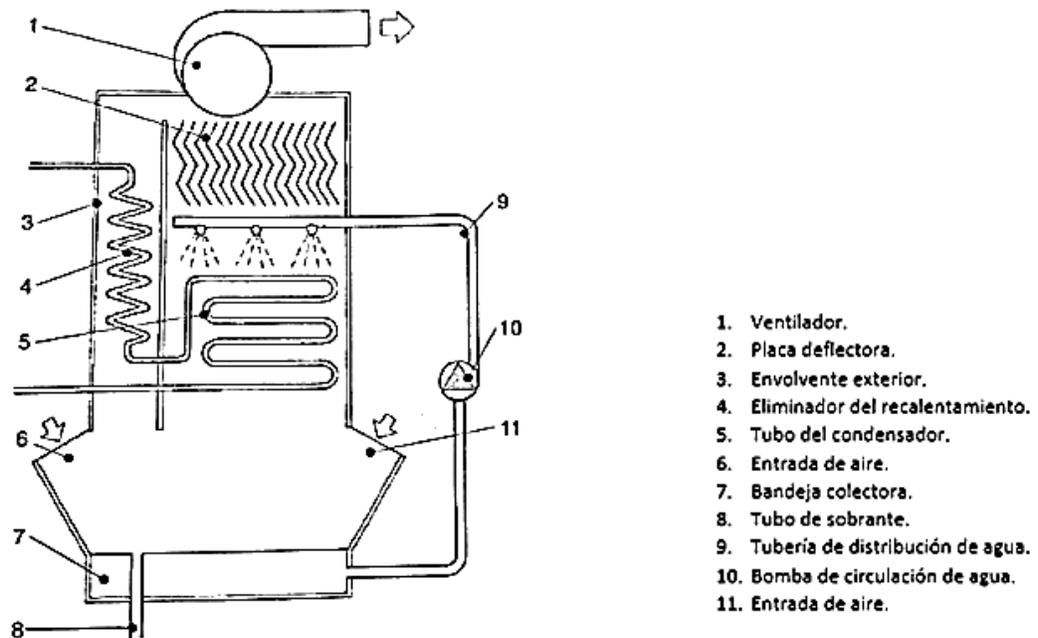


Figura 11. Condensador evaporativo.

Fuente: Ramírez

5.3.3 Válvula de expansión térmica

Es donde se genera una caída de presión en el sistema porque recibe líquido a alta presión de la salida del condensador y a partir de la caída de presión que genera, sale como líquido a baja presión y temperatura.

La forma más simple para lograrlo es mediante la utilización de un tubo capilar entre el condensador y el evaporador. Esta solución, si bien puede ser válida en pequeñas instalaciones, no resulta suficiente cuando se trata de regular grandes cantidades de refrigerante. En este caso se utilizan válvulas de regulación de expansión tipo termostático, dotadas de un bulbo que se coloca a la salida del evaporador que contiene una pequeña cantidad de líquido. El resto del bulbo, el tubo delgado capilar y la parte superior de la membrana de la válvula, está lleno de vapor saturado a la presión que corresponda a la temperatura del bulbo (Ramírez).

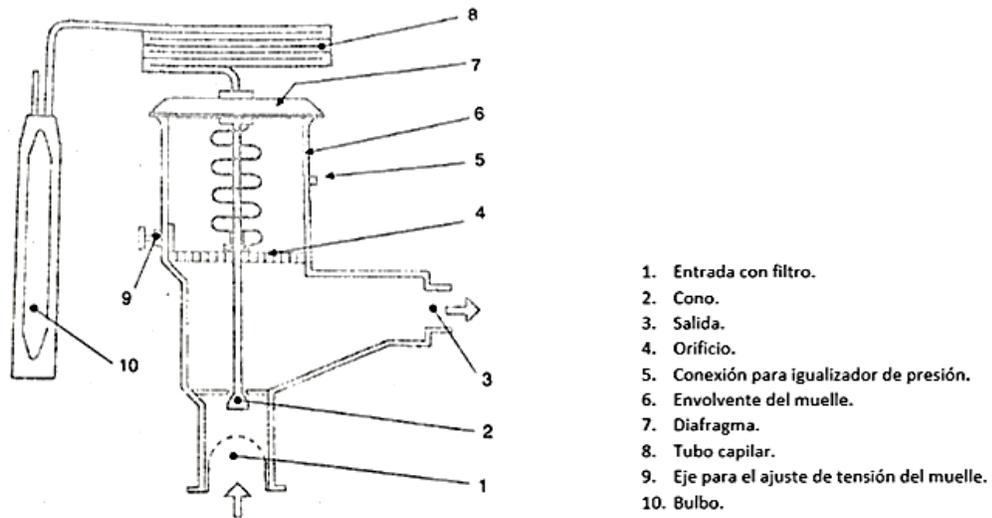


Figura 12. Válvula de expansión térmica.

Fuente: Ramírez

5.3.4 Evaporador

Es el encargado de absorber el calor y lo evapora. Normalmente es de ventilación forzada y se utilizan tubos de aletas para aumentar la superficie de intercambio.

Se clasifican según su tipo de construcción y según su alimentación, en los siguientes:

- Tipos de evaporadores según su construcción: de tubo descubierto, de superficie de placa y aleteados.

Según Evaporadores en Refrigeración (s.f.), los evaporadores de tubo descubierto son los que están constituidos por un tubo y se utilizan en las aplicaciones en donde sea fundamental la limpieza y el fácil descarche.

Los evaporadores de superficie de placa se dividen en dos, los de chapas estampadas y los de tubo entre chapas. El evaporador de tubos circulares entre placas estampadas está formado por una tubería plana embutida entre dos chapas metálicas soldadas entre sí en los extremos. Mientras que el evaporador de placa de chapas es una variante del tipo de placa de tubo, se conforman de dos placas metálicas acanaladas, unidas mediante soldadura.

Los evaporadores aleteados son sistemas que se utilizan en casos en los que se dispone de poco espacio. La adición de aletas al tubo desnudo aumenta la superficie efectiva total del evaporador, lo que genera un aumento del calor transmitido por unidad de longitud del tubo.

- Tipos de evaporadores según su alimentación: de expansión directa, evaporador inundado, recirculado por bombas centrífugas.

Según Evaporadores en Refrigeración (s.f.) en los evaporadores de expansión directa, como su nombre lo dice, la alimentación se realiza a partir de un dispositivo de expansión de manera tal que el líquido se evapora totalmente a lo largo del evaporador del que sale con un sobrecalentamiento ligero.

Este tipo de evaporadores representan una significativa reducción de carga de refrigerante en comparación con el recirculado y el inundado.

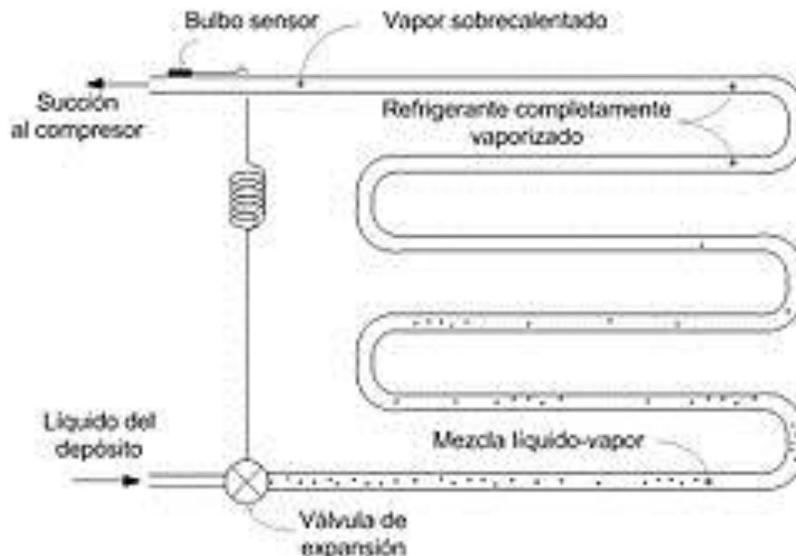


Figura 13. Esquema de evaporador de expansión directa

Fuente: Evaporadores en Refrigeración (s.f.)

Los evaporadores del tipo inundado son los que, en su interior, siempre se encuentran completamente llenos de refrigerante líquido. Su alimentación se regula por medio de una válvula de flotador que se encarga de mantener un nivel constante de líquido en el evaporador.

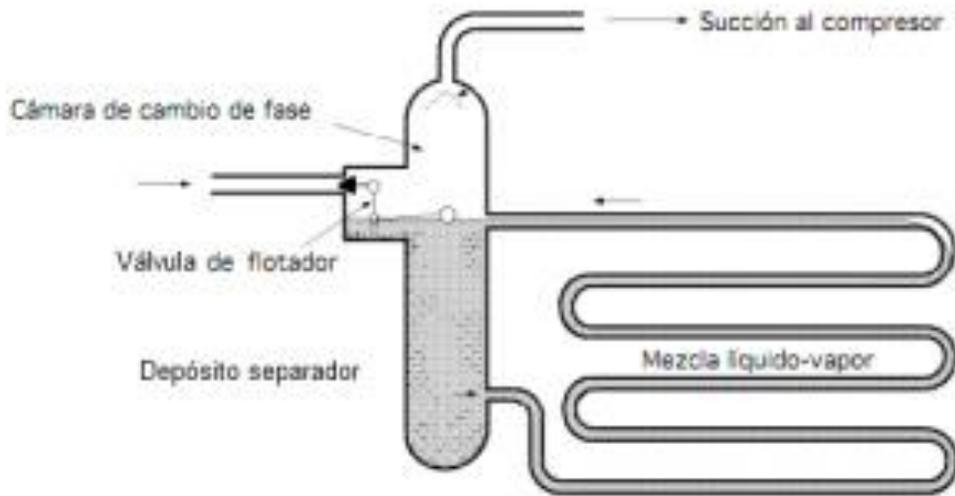


Figura 14. Evaporador del tipo inundado

Fuente: Evaporadores en Refrigeración (s.f.)

Los evaporadores del tipo recirculado se identifican porque ocupan de bombas centrífugas para realizar el recirculado. Es un método en el que el refrigerante líquido en exceso se fuerza a circular por el evaporador, a través de una válvula de expansión. Según Gutiérrez (2018) este tipo de evaporadores requiere un orificio en cada alimentación del circuito. Cuando la alimentación es por arriba, se prefiere deshielo por aire, agua o resistencias eléctricas.

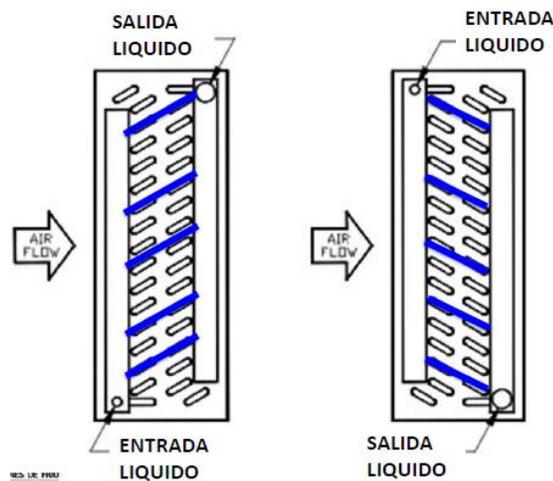


Figura 15. Evaporador recirculado.

Fuente: Gutiérrez (2018)

5.4 Cadena de frío

La cadena de frío es un término utilizado en la refrigeración industrial o comercial para referirse al recorrido de un producto desde su abastecimiento en la planta de producción de la empresa, hasta la venta al consumidor final. Es uno de los aspectos más importantes a tomar en cuenta para entregar un producto de altos estándares de calidad. Cada uno de los eslabones de la cadena de frío deben ser minuciosamente tomados en cuenta tanto para el diseño como para la logística que deben llevar las condiciones de transporte y almacenamiento del producto, estos eslabones son los siguientes:

- Refrigeración o congelación
- Almacenamiento in situ
- Transporte
- Almacenamiento mayorista
- Transporte
- Almacenamiento minorista
- Exhibición de venta
- Transporte y almacenamiento por el consumidor.

5.5 Cuartos de refrigeración y congelado

Dentro de la realización de un proyecto de Refrigeración, uno de los detalles más importantes para poder mantener las condiciones de temperatura y humedad ideales para el producto que se quiere refrigerar y evitar el crecimiento y desarrollo de bacterias, es el cuarto o almacenamiento de la red de frío, éstos están contruidos a partir de diferentes materiales que aseguran de manera óptima las condiciones que se buscan para mantener un producto de calidad. Existen cuartos para mantener los productos congelados como: helados, mariscos y comida del mar, alimentos congelados y cuartos para mantener los productos frescos como: productos cárnicos, verduras y vegetales. Dependiendo del tipo de cuarto según los dos anteriores mencionados, así van a ser sus componentes y materiales utilizados para su construcción y composición. Según Ruiz (2018) los siguientes componentes deben ser parte de un cuarto de refrigeración:

- La estructura en si compuesta por paneles selladores y elementos de sujeción como angulares curvos asépticos
- Puerta especial para refrigeración (de batir o corrediza, dependiendo del tamaño y del espacio con que se cuente)
- Cortina plástica para ahorrar energía, mantener la temperatura y reducir la entrada de humedad
- Termómetro, digital o análogo
- Iluminación interna especial para refrigeración (a prueba de vapor)
- Control de temperatura (termostato)
- Difusor interno de refrigeración (evaporador). Puede ser de varios tipos: de centro de techo y de fondo de pared dependiendo del producto que se almacene
- Drenaje tanto para el cuarto como para el condensado del difusor
- Para los cuartos bajo cero grados se requiere, además: resistencias anti-condensantes en la puerta, marco de la puerta, el tubo de drenaje, válvula compensadora de presión, aislamiento en el piso con la adecuada barrera de vapor y ventilación bajo el piso.

5.6 Cargas de refrigeración

El análisis de la carga es una parte vital para la selección del equipo adecuado y para un funcionamiento satisfactorio del sistema. Hay que considerar todos los componentes de la carga, y, a menudo, también el perfil temporal de los componentes (ASHRAE, 1990).

El objetivo principal de una instalación frigorífica es extraer el calor y brindar las condiciones óptimas de humedad para el producto que se va a refrigerar o congelar, todas esas fuentes de calor se deben prever y tomar en cuenta en los cálculos para las posteriores selecciones de equipos y diseño de la instalación. Estas fuentes son las siguientes: conducción a través de las paredes, radiación que llega al espacio, aire caliente infiltrado, calor cedido del producto almacenado, calor cedido por las personas y calor cedido por los equipos.

Según Ramírez las siguientes son las cargas de refrigeración más importantes para tener un cálculo preciso a partir del espacio a trabajar, sus componentes y además el producto.

5.6.1 Transmisión a través de paredes y techo

Para calcular el calor a través de cada una de las paredes y el techo según las secciones, se usa la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_c = K \cdot A \cdot \Delta T \quad (1)$$

Donde:

A: Área de las paredes o techo [m²]

K: Coeficiente total de transmisión de calor [W/ (m² · K)] o [kcal/ (h · m² · °C)]

ΔT : Diferencial de temperatura a través de las paredes [°C] o [K]

El coeficiente total de transición de calor (K) es la medida de rapidez con la que fluye el calor por la pared o techo, depende del espesor y del material usado para construirlo. Este puede calcularse a partir de la siguiente expresión:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{1}{h'}} \cdot \Delta T \quad (2)$$

Donde:

h: Coeficiente de convección interior. [W/ m²]

h': Coeficiente de convección exterior. [W/ m²]

e_i: Espesores de diferentes elementos de pared (o techo). [mm]

λ_i : Conductividades térmicas. [W/m · K]

ΔT : Diferencia temperatura externa e interna [K]

Otra forma de obtener este dato es a través de tablas a partir del espesor del material, el tipo de material, su masa volumétrica, entre otros datos.

5.6.2 Aire exterior entrante a la cámara

La carga por cambio de aire es la correspondiente a la del aire que se intercambia cuando se abre la puerta, la relación entre esta carga a la carga total de enfriamiento es variable

dependiendo de cada aplicación. La manera de obtener este dato a partir de cálculo es la siguiente:

$$\dot{Q}r = V \cdot \Delta h \cdot n \quad (3)$$

Donde:

V: Volumen de la cámara [m³]

Δh : Calor del aire [kJ/m³]

n: Número de renovaciones de aire por día

El calor del aire es posible obtenerlo a partir del diagrama psicométrico y también de tablas, tabla 4 (Ramírez, pp. 70). El número de renovaciones de aire por día se puede obtener de la tabla 3 (Ramírez, pp. 69).

De no tenerse este valor, esta carga se encuentra tabulada en el manual de la ASHRAE.

5.6.3 Calor liberado por la iluminación interior

Según ASHRAE (1990) para el alumbrado el calor cedido es de 3,42 Btu / W h. Sin embargo, este puede ser calculado de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = \frac{P \cdot t}{24} \quad (4)$$

Donde:

P: Potencia de todas las lámparas [W]

t: Duración o tiempo de funcionamiento [h/día]

Según Ramírez si son lámparas del tipo fluorescentes se debe multiplicar por 1,25 debido al consumo complementario de reactancias.

5.6.4 Calor liberado por las personas

Este es el calor que cada una de las personas intercambia con el entorno y el producto y que el sistema de refrigeración debe estar diseñado para extraer, la ecuación para obtener este dato es la siguiente:

$$\dot{Q}_p = \frac{q \cdot n \cdot t}{24} \quad (5)$$

Donde:

q: Calor por persona [W].

n: Número de personas en la cámara.

t: tiempo de permanencia [h/día]

5.6.5 Calor liberado por los ventiladores

Este calor es el liberado por los motores de los ventiladores pertenecientes a los evaporadores a disponer en cada uno de los aposentos. La ecuación para calcular esta carga se tiene a continuación:

$$\dot{Q}_v = \frac{P \cdot t}{24} \quad (6)$$

Donde:

P: Potencia global de todos los ventiladores [W].

t: Duración de funcionamiento [h/día]

5.6.6 Carga debida a los alimentos

Esta es la carga que se tiene por el producto a refrigerar está basada en la masa diaria de los alimentos introducidos a la planta. Se calcula de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_r = m \cdot C_e \cdot \Delta T \quad (7)$$

Donde:

m: masa diaria de alimentos introducidos [kg/día]

Ce: Calor específico másico [kJ/kg·K]

ΔT : Diferencia de temperatura exterior e interior [K]

Según (Ramírez), puede añadirse hasta un 10% a cámaras grandes, y un 20% a cámaras pequeñas.

5.6.7 Calor de congelación

Esta carga de igual manera a la anterior se evalúa según el género del alimento y se calcula de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_f = m \cdot q_f \quad (8)$$

Donde:

m: Masa del producto [kg/día]

qf: Calor de congelación [kJ/kg]

5.6.8 Calor de respiración del género

Es la carga que calcula el calor que la fruta o verdura libera a partir de su respiración, proceso natural común después de separar el alimento de su fuente de nacimiento. Esta carga se calcula de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_s = m \cdot C_s \quad (9)$$

Donde:

m: Masa del producto [kg/día]

Cs: Calor de respiración [kJ/kg]

5.6.9 Otras cargas

Se deben de tomar en cuenta otros tipos de cargas, según el tipo de instalación que se tenga y de los componentes presentes dentro de la misma. Componentes como motores de bandas transportadoras, motores de los montacargas y demás fuentes posibles de calor importantes dentro del comportamiento térmico e intercambio de calor dentro de la planta.

5.6.10 Carga de refrigeración total

La carga de refrigeración total (\dot{Q}_t) es la suma de todas las cargas obtenidas. Según ASHRAE (1990) se debe multiplicar un factor de seguridad (FS) que debe estar entre 5% y 10%, según la confiabilidad del sistema y añadirle el run-time o tiempo de operación del equipo; a continuación, se muestra la fórmula del valor con el factor de corrección:

$$\dot{Q}_t = \sum \dot{Q}_l + (\sum \dot{Q}_l \cdot FS) \quad (10)$$

A esto se le añade la corrección especificada anteriormente debida al run-time, de manera que se tiene de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{t\text{corregido}} = \dot{Q}_t \cdot \left(\frac{24 \text{ h}}{\text{run time}} \right) \quad (11)$$

Muchos de los datos que se necesitan para obtener estos datos se obtendrán del capítulo 27, “La Carga Frigorífica” del manual de ASHRAE, para tener una alta confiabilidad en los resultados y la carga final de refrigeración total.

5.7 Modelo de cálculo dentro del ciclo de refrigeración

A partir de un diagrama de Molliere o de presión-entalpía, se puede conocer importante información del sistema bajo el que se está trabajando, esto para que la selección de los equipos sea la adecuada según las características expresadas por el diagrama y para estudiar posibilidades de hacer más eficiente el sistema, buscando siempre un diseño que cumpla con los requerimientos.

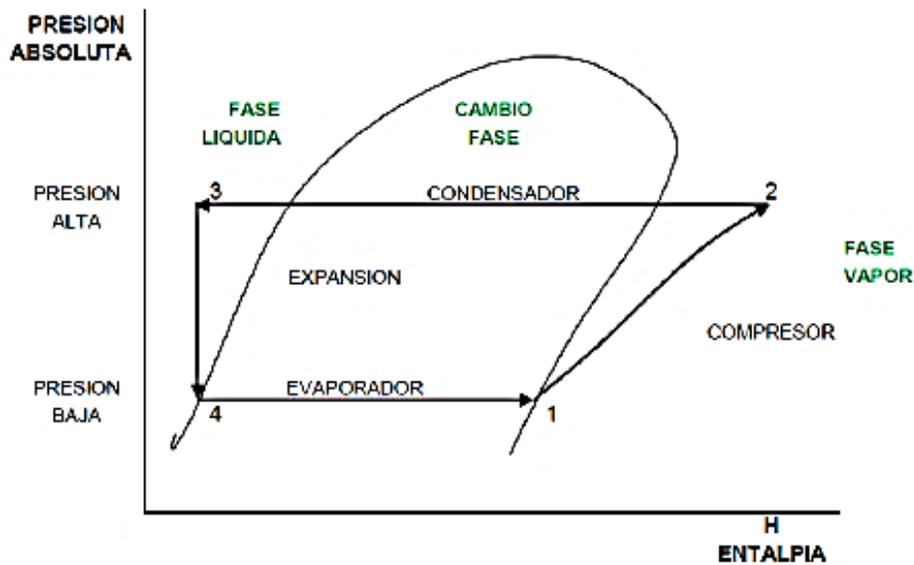


Figura 16. Diagrama de presión-entalpía aplicado a un proceso de refrigeración.

Fuente: Material de las presentaciones del profesor Ing. Óscar Monge

A continuación se muestran algunas variables importantes y las fórmulas que se pueden obtener de este diagrama mostrado en la figura anterior:

- Calor absorbido en el evaporador (q_e), también conocido como Efecto Refrigerante (ER), en kcal/h:

$$q_e = h_1 - h_4 \quad (12)$$

Donde:

h_1 : Entalpía en la salida del evaporador [kcal/kg]

h_4 : Entalpía en la entrada del evaporador [kcal/kg]

- Flujo másico del fluido frigorífico (\dot{m}) en kg/h:

$$\dot{m} = \frac{N_F}{q_e} \quad (13)$$

Donde:

N_F : Potencia frigorífica de la instalación [kcal/h]

- Producción frigorífica volumétrica (q_v) en kcal/m³:

$$q_v = \frac{q_e}{v_e} \quad (14)$$

Donde:

v_e : Volumen específico del refrigerante (vapor) en el evaporador [m³/kg].

- Flujo Volumétrico (\dot{V}), en m³/kg:

$$\dot{V} = \frac{N_F}{q_v} \quad (15)$$

- Trabajo específico de compresión (q_w), en kcal/kg:

$$q_w = h_2 - h_1 \quad (16)$$

Donde:

h_2 : Entalpía en la descarga del compresor [kcal/kg]

- Potencia del compresor (P_c), en kcal/h:

$$P_c = \dot{m} \cdot q_w \quad (17)$$

- Coeficiente de rendimiento frigorífico (COP):

$$\text{COP} = \frac{q_e}{q_w} \quad (18)$$

- Potencia calorífica desprendida del condensador (Q_c), en kcal/h:

$$Q_c = \dot{m} (h_2 - h_3) \quad (19)$$

Donde:

h_3 : Entalpía en la salida del condensador [kcal/kg]

5.8 Refrigerantes y las regulaciones nacionales e internacionales

5.8.1 Fluido refrigerante

Un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúa como agente transmisor de calor entre dos o más medios (Ruiz, 2018). Este fluido es vital para el funcionamiento de un sistema de refrigeración, y de los que se le tiene que poner especial cuidado a la hora de su selección, ya que el solo hecho de seleccionar algún refrigerante en específico, por sus características, puede implicar diferentes sistemas y equipos de refrigeración, por temas de seguridad, regulaciones medio ambientales o por características propias termodinámicas del fluido.

Para la identificación de los refrigerantes, se creó una nomenclatura en donde se ha estandarizado por el ASHRAE, esta nomenclatura tiene la siguiente forma: R-ABC y cada una de las letras significa lo siguiente:

- R= Refrigerante

- $A+1$ = Átomos de Carbono
- $B-1$ = Átomos de Hidrógeno
- C = Átomos de Fluor

Según Ruiz (2018) a menos de que se indique lo contrario, el resto de las valencias quedan cubiertas con cloro. Y cuando sólo aparezcan dos cifras, se entiende que la primera cifra es cero, de esta manera se tendría 1 átomo de carbono.

Los refrigerantes se dividen según su composición y origen en inorgánicos (como el agua o el amoníaco), orgánicos (Clorofluorocarbonos (CFC), Hidroclorofluorocarbonos (HCFC), Hidrofluorocarbonos (HFC) y refrigerantes Blendz o mezclas (azeotrópicos y zeotrópicos).) A continuación, se muestra una tabla comparativa de los diferentes tipos de refrigerantes orgánicos:

Tabla 5. Tabla comparativa de los refrigerantes orgánicos.

CFC	HCFC	HFC
Compuesto por Flúor, Carbono y Cloro.	Compuesto por Hidrógeno, Flúor, Carbono y Cloro.	Compuesto por Hidrógeno, Flúor y Carbono.
No contiene hidrógeno en su molécula química.	Contienen metano o etano en combinación con halógeno.	Es un fluorocarbono sin cloro con átomos de hidrógeno.
Afecta a la capa de ozono por su estabilidad.	Posee un potencial reducido de destrucción de la capa de ozono.	Refrigerante sin potencial destructor del ozono al no tener cloro.
Ejemplos: R-11, R-12, R-113, R-114 y R-115.	Ejemplos: R-22, E-123.	Ejemplos: R-134a y R-141b.

Fuente: Ruiz

En cuanto a los refrigerantes Blendz o mezcla, se dividen en mezclas no azeotrópicas y azeotrópicas. Las mezclas azeotrópicas están conformadas por tres componentes y se comportan como una molécula de refrigerante puro. No cambian o separan su composición cuando son usados en sistemas de refrigeración (Ruiz, 2018). Algunos ejemplos de este tipo de refrigerante son: R-404A y el R-407B. Por su parte las mezclas no azeotrópicas son las que están conformadas por varios componentes, pero con la diferencia de que la mezcla no se comporta como una molécula de refrigerante puro; en este tipo de refrigerante se empieza por el número 4, algunos ejemplos son: R-404, R-408 y R-409. Este tipo de mezclas tiene la peculiaridad de tener deslizamiento, esto quiere decir que, a una misma presión, la temperatura es diferente si está en estado gaseoso o líquido, esta diferencia puede ser desde 1° C hasta 7 °C.

Por su parte los refrigerantes inorgánicos empiezan por el número 7 y tienen la característica de que no tienen carbono, con excepción del CO₂. Algunos ejemplos de éstos son el amoníaco (R-717, el anhídrico carbónico (R-744) y el anhídrico sulfuroso (R-764).

El amoníaco es el refrigerante por excelencia usado en la industria. Siendo un refrigerante natural, es de muy bajo costo comparado con otros refrigerantes (Marulanda, 2018). A continuación, se muestra una tabla con las ventajas y desventajas que presenta el amoníaco como refrigerante en un sistema de refrigeración:

Tabla 6. Ventajas y desventajas del uso del amoníaco en un sistema de refrigeración

Ventajas	Desventajas
Refrigerante natural, bajo costo, fuerte olor y tiene un efecto de alarma.	En altas concentraciones es tóxico, lo que indica requerimientos de diseño y operación especiales.
Buenas propiedades térmicas comparado con otros refrigerantes.	En ciertas condiciones poco probables puede llegar a ser inflamable.
Menos denso que el aire, lo que contribuye en caso de una fuga.	

Fuente: Marulanda

5.8.2 Regulaciones del uso de los refrigerantes

Un número de productos químicos de uso común han resultado ser extremadamente dañinos a la capa de ozono. Los halocarbonos son compuestos químicos en los que uno o más átomos de carbono están unidos a uno o más átomos de halógenos (flúor, cloro, bromo o yodo). Los halocarbonos que contienen bromo por lo general tienen mucho mayor potencial de agotamiento del ozono (PAO) que aquellos que contienen cloro. Los productos químicos sintéticos que han proporcionado la mayor parte del cloro y bromo para el agotamiento del ozono son el bromuro de metilo, el metilcloroformo, el tetracloruro de carbono y las familias de productos químicos conocidos como los halones, los clorofluorocarbonos (CFC) y el hidroclofluorocarbonos (HCFC). (Naciones Unidas, s.f.).

Es por esto por lo que se crearon diferentes instituciones y regulaciones para controlar a nivel internacional el uso de los diferentes tipos de refrigerantes y regular o prohibir aquellos que más daño le están haciendo a la capa de ozono. Esto evidenciado a partir de la confirmación científica, que llevó a la comunidad internacional a realizar el primer mecanismo de cooperación para la protección de la capa de ozono, el Convenio de Viena, firmado por 28 países el 22 de marzo de 1985; esto condujo para septiembre de 1987 a la redacción del Protocolo de Montreal, que iba a tener el objetivo principal de proteger la capa de ozono a partir de distintas medidas, que vayan a erradicar las prácticas y productos que lo generan. (Naciones Unidas, s.f.)



Figura 17. Logo del Protocolo de Montreal.

Fuente: Nunes

La atención se centró inicialmente en los productos químicos con mayor potencial de agotamiento del ozono, incluidos los CFC y halones. El calendario de eliminación de los HCFC

era más relajado, debido a su menor potencial de agotamiento de la capa de ozono y porque también se han utilizado como sustitutos de transición de los CFC. (Naciones Unidas, s.f.)

Otro importante tratado internacional que ha venido a aportar a la protección de la capa de ozono y el cambio climático es el Protocolo de Kioto. Según Estévez (2015), el Protocolo de Kioto sobre Cambio Climático es el resultado más significativo del esfuerzo colectivo y global para buscar un marco conjunto que permita luchar contra el cambio climático. De esta manera se establecen unos límites cuantificados y obligatorios de emisión de Gases de Efecto Invernadero (GEI) para los países que lo ratifican y que son jurídicamente vinculantes para éstos.

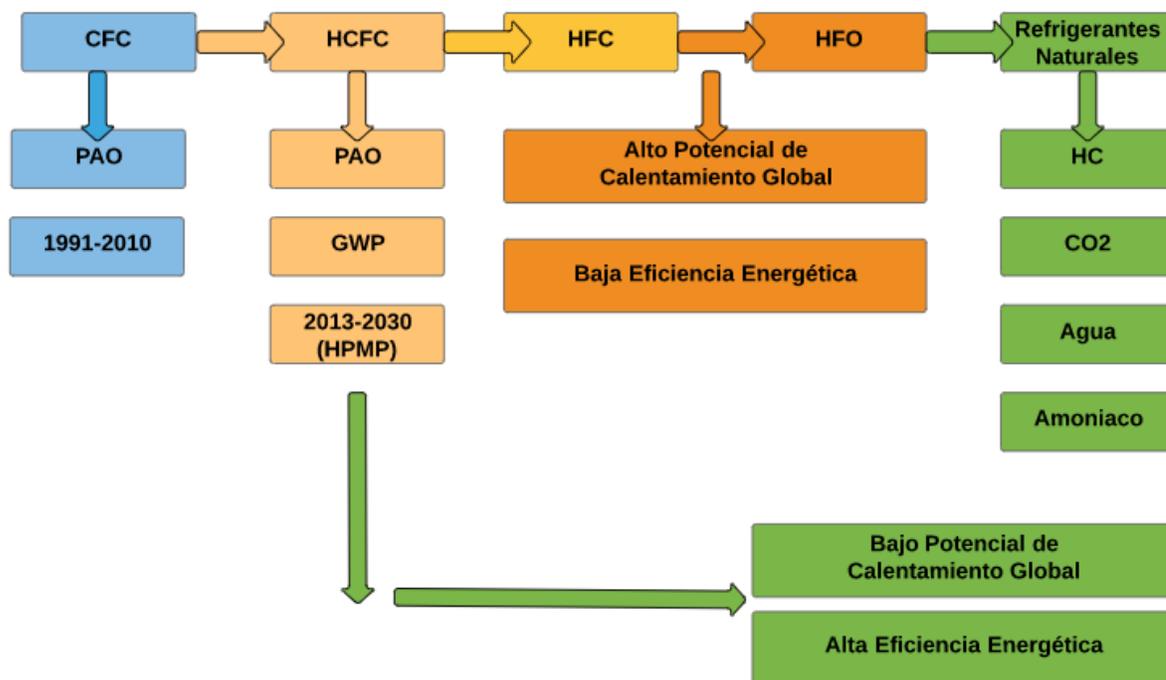


Figura 18. Evolución de los tipos de refrigerantes más utilizados a través del tiempo.
Fuente: Programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo (PNUD)

5.8.3 Normas para los sistemas de amoníaco

El refrigerante amoníaco o R-717 es una de las mejores alternativas para un sistema de refrigeración debido a las múltiples ventajas vistas en las secciones anteriores, pero con la

peculiaridad de que presenta un latente peligro para las personas que están trabajando en la planta por una posible fuga; es por esto que se crearon normas para la instalación, diseño, mantenimiento y desincorporación de un sistema de refrigeración con amoníaco.

Un instituto internacional que se ha encargado de elaborar estas normas y asegurarse de que se apliquen buenas prácticas en la aplicación de estas, es el Instituto Internacional de Refrigeración en Amoníaco (IIAR) con la creación de la norma ANSI/IIAR, que establece los requisitos para el diseño, fabricación, instalación y uso de los sistemas mecánicos de refrigeración de amoníaco en instalaciones industriales, está armonizada con la norma ASHRAE 15.

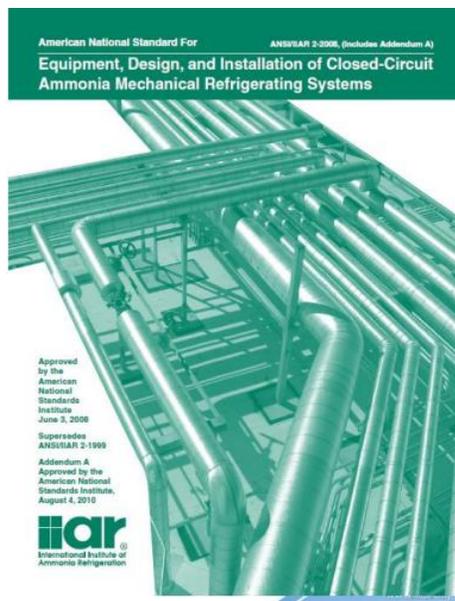


Figura 19. Norma ANSI/IIAR2
Fuente: Solís

A partir de esta norma se asegura que el sistema de refrigeración va a cumplir con los estándares de seguridad requeridos tanto para los colaboradores que formen parte de la planta, como para la estructura y los equipos seleccionados o a seleccionar del sistema.

A nivel nacional el Instituto de Normas Técnicas de Costa Rica (INTECO) creó un comité conformado por 17 expertos en el área de refrigeración industrial y crearon la Norma Nacional para el Uso de Amoníaco. Esta norma está basada en la anteriormente mencionada, la

ANSI/IIAR 2, e incorpora tres puntos: INTE W 68:2019 (el proceso de instalación); INTE W 69:2019 (retiro de servicio) y la INTE W 70:2019 (diseño). Esta norma tiene una gran importancia a nivel país, ya que según (Navarrete, 2019), se espera que, en el plazo de un año, el Poder Ejecutivo la firme y la convierta en reglamento nacional; esto contribuiría además en que Costa Rica cumpla con el Protocolo de Montreal para recuperar la capa de ozono en el 2050.



Figura 20. Norma para la instalación de sistemas de refrigeración por amoníaco de circuito cerrado
INTEW68:2019
Fuente: INTECO, 2019

5.9 Conceptos básicos

Algunos de los conceptos básicos, para comprender la teoría de la refrigeración definidos por ASHRAE se explican a continuación:

- a) **Energía calorífica:** este tipo de energía es referente al estado cinético de las partículas que componen un cuerpo y se manifiesta en la transferencia de energía en forma de calor.

- b) Temperatura: es la cuantificación de la energía cinética producto de la vibración de partículas componentes de un cuerpo.
- c) Calor específico: este es una relación entre la magnitud por unidad de energía que se ha de aplicar a un cuerpo para incrementar una unidad de temperatura en este.
- d) Cambio de fase: es el proceso en el que ocurre un cambio energético que varía las características de equilibrio físico y térmico de un cuerpo, es decir, se ordena la estructura según el estado cinético molecular del mismo.
- e) Cambio de estado: en este tipo de fenómeno, ocurre un cambio energético en el cuerpo, pero no existe una variación en la estructura molecular de este.
- f) Calor latente: es la magnitud de energía a aplicar a un cuerpo para causar un cambio fase en este.
- g) Calor sensible: es la magnitud de energía a aplicar a un cuerpo para causar un cambio de temperatura sin generar un cambio de estado.
- h) Punto de ebullición: representa la magnitud encontrada en la curva de presión contra temperatura para el fluido en análisis, al ocurrir una igualdad entre la presión de vapor del líquido con la presión del medio circundante, y ocurre un cambio de fase de líquido a gas.
- i) Punto de condensación: representa la magnitud encontrada en la curva de presión contra temperatura para el fluido en análisis, cuando la presión del medio supera a la del gas y ocurre la licuefacción que provoca la transformación al estado líquido.
- j) Estado de Saturación: representa el rango delimitado según la relación entre presión y temperatura de un fluido en el cual estas condiciones se mantienen constantes y la energía es consumida en la transición entre las fases líquida y gaseosa.
- k) Mezcla de saturación: durante el estado de saturación existe una relación entre la cantidad de masa de un fluido en estado líquido y gaseoso, en función del nivel energético que se posee. Es usual representar a las mezclas de forma numérica como la relación entre la masa líquida entre la gaseosa.
- l) Entalpía: representa la magnitud energética presente en un cuerpo al sufrir cambios en su estado termodinámico, como lo es una variación en la temperatura, presión ó volumen.

- m) Líquido, vapor saturado: estos dos estados de los fluidos existen al presentarse una condición antes justo antes de la saturación, donde se la presencia de una sola fase del fluido ya sea líquida o gaseosa.
- n) Vapor sobrecalentado: corresponde al estado energético de un fluido en estado gaseoso con una cantidad de energía que sobrepasa su punto de saturación, por lo su temperatura y presión aumenta drásticamente.
- o) Conservación de productos: hace mención a la manutención de productos por lapsos de tiempos fuera de la capacidad a temperatura ambiente, por medio de la reducción de la temperatura a magnitudes ya sea de congelamiento (menos de 0°C) ó refrigeración (menos de temperatura ambiente, pero más de 0°C).
- p) Inocuidad: consiste en el control de la proliferación bacteriana en espacios de alta sensibilidad al efecto de estas.
- q) Refrigerante: este es un fluido con facilidad para ceder y ganar energía térmica (bajo punto de evaporación y condensación) y se emplea como un medio de transporte de calor entre un sistema de mayor temperatura y el medio con deseo de refrigerar.
- r) Unidades de potencia térmica: la cuantificación de la energía térmica se da a través de los watts (W) según el sistema internacional de medidas, en [BTUh] según el sistema inglés.
- s) Tonelada de refrigeración: esta es una unidad específica para el dimensionamiento de sistemas de refrigeración, la cual equivale a 12000 [BTUh] y se utiliza mayoritariamente por los fabricantes de equipos y componentes en refrigeración.

Los siguientes, según Ramírez, son conceptos importantes para conocer un sistema de refrigeración:

- a) Carga de refrigerante: es la cantidad total de refrigerante contenido en una instalación, expresada en kilogramos.
- b) Equipo frigorífico de absorción: es un equipo en el que la elevación de presión del refrigerante gaseoso se efectúa mediante absorbedor y generador.

- c) Equipo frigorífico de compresión: en estos equipos la elevación de presión del refrigerante gaseoso se efectúa mediante compresor.
- d) Sector de alta presión: toda la parte del circuito frigorífico que está sometida a la misma presión que el condensador, denominada de presión alta.
- e) Sector de baja presión: toda la parte del circuito frigorífico que está sometida a la misma presión que el evaporador, denominada de presión baja.
- f) Válvula de seguridad: dispositivo que se inserta en algún punto del circuito frigorífico y que está provisto de un orificio que se mantiene cerrado por la acción de un resorte u otro medio similar. Cuando la presión del refrigerante alcanza hasta un valor determinado, denominado presión de tarado o de regulación, el citado orificio se abre automáticamente en virtud del esfuerzo ejercido por la presión del refrigerante, evitando así el que se produzcan sobrepresiones.
- g) Serpentin: es un enfriador o evaporador tubular, con o sin aletas exteriores, formando uno o varios circuitos sin uniones mecánicas entre sus partes.
- h) Presión de trabajo: la máxima presión efectiva de trabajo a la temperatura de servicio.
- i) Recipiente para líquido: Es aquel recipiente que está permanentemente conectado a un equipo frigorífico por tubos de entrada y salida, formando parte de este, para regulación y almacenamiento del refrigerante comprimido en estado líquido.
- j) Sala de máquinas: local donde se halla instalada permanentemente la maquinaria frigorífica. Los locales anexos, comunicados a través de la sala de máquinas, se consideran parte de este.
- k) Elementos de seguridad contra sobrepresiones: bajo esta denominación se incluyen los dispositivos de seguridad contra sobrepresiones, tales como la válvula de seguridad, el disco de rotura y el tapón fusible.

CAPITULO 6. RECOPIACIÓN DE DATOS PREVIOS AL DISEÑO

6.1. Ubicación geográfica.

Conocer la ubicación geográfica y sus características climáticas es de gran importancia para poder iniciar con el diseño de un proyecto de refrigeración. Este proyecto está ubicado en la zona de Guápiles en Limón, en donde según el Instituto Meteorológico Nacional (IMN) se tienen las siguientes características:

Tabla 7. Condiciones climatológicas promedio anuales de la zona de Guápiles, Limón

Temperatura promedio Guápiles (°C)	Temperatura de rocío (°C)	Humedad Relativa Guápiles (%)
29	18	78

Fuente: Instituto Meteorológico Nacional (IMN)

Esta zona es conocida por ser una de las más calientes del país y de las más húmedas, esto evidenciado en los datos mostrados en la tabla de datos registrados por el IMN en la Estación Meteorológica Finca Diamantes ubicada en Guápiles. Es por esto por lo que se le debe prestar especial atención a estas variables a la hora de realizar el diseño del sistema de refrigeración.

A partir de estos datos, es posible determinar otros importantes parámetros para el diseño a partir de la carta psicométrica del aire, los cuales se muestran a continuación:

Tabla 8. Condiciones del aire según la carta psicométrica.

Temperatura de bulbo húmedo (°C)	Temperatura de bulbo seco (°C)	Humedad específica (g/kg)	Entalpía del aire seco (kJ/kg)
26	22,2	14	75,45

Fuente: elaboración propia

A pesar de haberse obtenido un valor de temperatura de bulbo húmedo de 26 [°C], se va a utilizar para efectos de cálculos un valor de 27,78 [°C], porque en la visita a la planta se midió este valor y ese fue el dato que se obtuvo.

La carta psicométrica que se utilizó para obtener los datos anteriores se adjunta en la sección de anexos, en el anexo 3.

6.2. Distribución de la planta y etiquetado de zonas a refrigerar.

En la siguiente tabla se muestra la distribución de las zonas a las cuales se les debe extraer calor, y además del área y la altura que presentan estos aposentos:

Tabla 9. Distribución de zonas a refrigerar.

Zona	Área (m²)	Altura (m)
Andén de despacho (AD)	116,05	5,37
Almacén de pre-enfriado (APE)	583,04	5,37
Cámara de no pre-enfriado (NPE)	344,95	5,43
Sala de empaque y trazabilidad (SET)	985,95	3,94

Fuente: Información brindada por el cliente.

6.3. Temperaturas por sección.

Un dato muy importante que se debe conocer dentro de un diseño en refrigeración es la temperatura de cada uno de los aposentos que van a ser refrigerados y del resto del sistema para hacer un diseño que se ajuste a estos parámetros y lograr de esta manera asegurar la cadena de frío. A continuación, se muestra una tabla en la que se indica la temperatura recomendada según ASHRAE y la temperatura que el cliente solicita para la refrigeración de la piña, de tal manera que se logre hacer un diseño que asegure que se va a mantener en buen estado la piña durante su almacenamiento y empaçado, hasta su distribución.

Tabla 10. Temperatura por secciones en las zonas a refrigerar.

Zona	Temperatura recomendada según ASHRAE (°C)	Temperatura solicitada por el cliente (°C)
AD	7-13	7
APE	7-13	6 (extremo oeste) y 6,4 (extremo este)
NPE	7-13	9,4
T1	7-13	7

Fuente: ASHRAE, 1990

Tabla 11. Continuación de la tabla anterior.

T2	7-13	7
T3	7-13	7
T4	7-13	7
T5	7-13	7
T6	7-13	7
SET	7-13	15

Fuente: ASHRAE, 1990

En referencia a las buenas prácticas para la conservación de la piña, en el manual de ASHRAE capítulo 17: Frutas Típicas, Plátanos y Frutas Subtropicales se indica que las piñas cogidas en un estado de semi-maduración pueden conservarse durante 2 semanas en un rango de 7 a 13 [°C] y todavía pueden tener una semana de vida en almacenamiento. El mantenimiento continuo de la temperatura es tan importante como la temperatura de almacenamiento específica. La fruta madura debe conservarse entre los 7 y los 8 [°C]. La fruta madura-verde es especialmente sensible a los daños por enfriamiento a temperaturas por debajo de los 10 [°C].

6.4. Datos del producto a refrigerar

Otros datos que son de gran importancia conocer son los del producto a refrigerar porque a partir de distintas variables y recomendaciones realizadas por expertos se puede asegurar brindar las mejores condiciones para todo el sistema de refrigeración que va a encargarse de que el almacenamiento de la fruta sea el más adecuado desde el punto de vista termodinámico.

A continuación, se muestra una tabla con datos sobre la piña, recomendados a seguir según el Manual de Refrigeración de la ASHRAE.

Tabla 12. Información para el almacenamiento y conservación de la piña tropical.

--	--	--	--	--	--	--

Temperatura de almacenamiento (°C)	Humedad Relativa (%)	Contenido de Agua (%)	Principio Congelación (°C)	Calor específico por encima del punto de congelación (kJ/kg K)	Calor específico por debajo del punto de congelación (kJ/kg K)	Calor latente (kJ/kg)
7	85% a 90%	85	-1	3,68	1,9	284

Fuente: ASHRAE, 1990

CAPITULO 7. DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

7.1. Cálculo de carga térmica.

El cálculo de la carga térmica para este diseño se realizó a partir de las ecuaciones mostradas en la sección 5.6 y según las recomendaciones de ASHRAE, según las condiciones presentadas en la planta para el adecuado almacenamiento de la piña. En las secciones a continuación se muestran los resultados de los cálculos de carga térmica hechos para el diseño y cada una de las consideraciones tomadas en cuenta para llegar al valor expresado en las tablas.

7.1.1. Techos y paredes

Para el área de los techos y paredes: lo primero es conocer el material de cada uno de estos, para poder realizar los cálculos. Primero se calculó para las paredes siguiendo la ecuación 3 anteriormente vista, sabiendo que los paneles son de material poliuretano y tienen un espesor de 60 mm, en la tabla a continuación se muestran los datos para calcular K:

Tabla 13. Datos del poliuretano para el cálculo del coeficiente de transmisión K.

Material	e (mm)	λ (W/Mk)	1/K (m ² K/W)	K (W/m ² K)
Poliuretano	60	0,026	2,31	0,43

Fuente: elaboración propia

Teniendo estos datos se calcula para cada uno de los aposentos o recintos fríos y según la posición de cada panel para poder analizar la temperatura en el exterior y el interior de este. Los resultados se muestran a continuación.

Tabla 14. Carga térmica en las paredes

NORTE									
Aposento	K	H(m)	L(m)	A (m ²)	Ti (°C)	Te (°C)	ΔT (°C)	ΔT (K)	\dot{Q}_{cp} (W)
AD	0,43	5,37	14,52	77,97	7	31	24	24	810,91
APE (Oeste)	0,43	5,37	27,91	149,88	6	31	25	25	1623,66

Fuente: elaboración propia

Tabla 15. Continuación de la tabla anterior

APE (Este)	0,43	5,37	27,91	149,88	6,4	31	24,6	24,6	1597,69
NPE	0,43	5,43	10,52	57,12	9,4	6	3,4	3,4	84,16

SET	0,43	3,94	19	74,86	15	15	0	0	0
SUR									
Aposento	K	H(m)	L(m)	A (m2)	Ti (°C)	Te (°C)	ΔT (°C)	ΔT (K)	Q_{cp} (W)
AD	0,43	5,37	14,52	77,9724	7	31	24	24	810,91
APE (Oeste)	0,43	5,37	7,05	37,8585	6	9,4	3,4	3,4	55,78
APE (Este)	0,43	5,37	17,38	93,3306	6,4	7	0,6	0,6	24,27
NPE	0,43	5,43	10,52	57,1236	9,4	31	21,6	21,6	534,68
SET	0,43	3,94	19	74,86	15	31	16	16	519,03
ESTE									
Aposento	K	H(m)	L(m)	A (m2)	Ti (°C)	Te (°C)	ΔT (°C)	ΔT (K)	Q_{cp} (W)
AD	0,43	5,37	8,65	46,45	7	6	1	1	20,13
APE	0,43	5,37	21,09	113,25	6	9,4	3,4	3,4	166,86
NPE	0,43	5,43	33	179,19	9,4	7	2,4	2,4	186,36
SET (Sur)	0,43	3,94	37,84	149,09	15	31	16	16	1033,69
SET (Norte)	0,43	3,94	13,58	53,51	15	7	8	8	185,48
OESTE									
Aposento	K	H(m)	L(m)	A (m2)	Ti (°C)	Te (°C)	ΔT (°C)	ΔT (K)	Q_{cp} (W)
AD	0,43	5,37	8,65	46,45	7	31	24	24	483,09
APE	0,43	5,37	21,09	113,25	6	9,4	3,4	3,4	166,86
NPE	0,43	5,43	33	179,19	9,4	31	21,6	21,6	1677,22
SET	0,43	3,94	51,41	202,56	15	31	16	16	1404,38

Fuente: elaboración propia

De una manera similar se calcula para la carga térmica que se genera en el área de los techos, que de igual manera son de poliuretano. A continuación, se muestran los datos y el resultado del cálculo para esta razón de transferencia de calor.

Tabla 16. Carga térmica en el techo

Aposento	K (W/m2 K)	A (m2)	Ti (°C)	Te (°C)	ΔT (°C)	ΔT (K)	Q_{ct} (W)
AD	0,43	116,05	7	31	24	24	1206,92
APE(Oeste)	0,43	223,87	6	31	25	25	2425,26

Fuente: elaboración propia

Tabla 17. Continuación de la tabla anterior

APE(Este)	0,43	366,72	6,4	31	24,6	24,6	3909,24
NPE	0,43	344,95	9,4	31	21,6	21,6	3228,73
SET	0,43	985,95	15	31	16	16	6835,92

Fuente: elaboración propia

7.1.2. Calor liberado por personas

Es importante tomar en cuenta el calor emitido por las personas que van a estar siempre trabajando en las áreas frías, debido a que en algunos lugares van a haber momentos en que van a haber muchas personas concentradas en una misma zona, por lo que va a influir temperatura promedio de esta. Hay zonas como en SET, en las que por ser de carácter de empaclado y procesos, van a estar siempre con una cierta cantidad de personas trabajando. Es por esto por lo que se hizo un aproximado del número de la cantidad de personas (n) por área, según el movimiento normal diario de la distribución de los colaboradores en cada uno de sus puestos de trabajo. Estos datos, y además el obtenido de la carga térmica por este rubro se muestra en la tabla siguiente, según la ecuación 5 y el anexo 10 para obtener el valor de la potencia calorífica generada por las personas:

Tabla 18. Calor liberado por las personas

Aposento	T (°C)	q (W)	n	t (h)	\dot{Q}_p (W)
AD	7	230	2	16	306,67
APE(Oeste)	6	236	4	16	629,33
APE(Este)	6,4	233,6	5	16	778,67
NPE	9,4	215,6	12	16	1724,80
SET	15	182	40	16	4853,33

Fuente: elaboración propia

7.1.3. Aire exterior entrante a la cámara

Siempre es necesario proceder en mayor o menor medida a una aireación de la cámara fría. En ocasiones esta ventilación se produce por la frecuencia de apertura de las puertas para la entrada y salida de género, pero si esto no fuera suficiente debería procederse a la utilización de sistemas de ventilación forzada complementarios (Ramírez).

Los datos para el cálculo de esta carga se tomaron de las tablas en el apartado de anexos, los anexos A8 para la renovación del aire por las aberturas de puertas y A9 para el calor del aire para el aire exterior que penetra en la cámara fría. Además, el cálculo se realizó con la ecuación 3. A continuación, se muestra una tabla con los resultados obtenidos.

Tabla 19. Calor liberado por el aire exterior entrante a la cámara

Aposento	V (m3)	Δh (KJ/m3)	n	\dot{Q}_r (kJ/dia)	\dot{Q}_r (W)
AD	623,19	65,24	3,15	128068,98	1482,28
APE(Oeste)	1202,18	67,92	2,22	181267,87	2098,01
APE(Este)	1969,29	66,85	1,67	219850,15	2544,56
NPE	1873,08	58,81	1,73	190569,44	2205,66
SET	3884,64	42,7	1,25	207342,82	2399,80

Fuente: elaboración propia

7.1.4. Calor liberado por la iluminación interior

Otro de los aspectos a tomar en cuenta para el cálculo de la carga térmica total es el calor liberado por la iluminación interior, este calor se da por el efecto Joule, que es una generación de calor a través de un conductor, que en este caso son las luminarias, las cuales debido al choque entre los electrones generan energía en forma de calor, que como cuerpo caliente incide en el estado térmico del aposento, y se da un intercambio de calor según lo estipulado por la segunda ley de la termodinámica.

El cálculo de esta carga térmica se realizó con la ecuación 4, a partir de la cantidad de luminarias por cada aposento, la cantidad “t” en horas, la potencia eléctrica de funcionamiento y el factor multiplicativo debido a la recomendación de (Ramírez) en su libro Enciclopedia de la Climatización para Refrigeración, para las luminarias que son del tipo fluorescente. Estos datos junto al cálculo de la carga térmica para la iluminación interior, se muestra en la tabla que se muestra a continuación:

Tabla 20. Calor liberado por la iluminación

Aposento	Cantidad	P (W)	t (h)	Factor	\dot{Q} (W)
AD	3	330	24	1,25	412,5

Fuente: elaboración propia

Tabla 21. Continuación de la tabla anterior.

APE(Oeste)	6	660	24	1,25	825
APE(Este)	7	770	24	1,25	962,5
NPE	8	880	24	1,25	1100
SET	22	2420	24	1,25	3025

Fuente: elaboración propia

7.1.5. Calor liberado por equipos

De igual manera que las luminarias, los equipos impulsados por motores generan además de energía mecánica y eléctrica, energía en forma de calor debida al flujo de electrones a través sus bobinas y conductores, además de la producida por el rozamiento mecánico, entre otras. Esto a partir de la potencia eléctrica de alimentación de estos equipos, la cantidad y la hora aproximada de uso diario.

El primero de los equipos a calcular su razón de transferencia de calor o carga térmica, hacia el aposento, son los ventiladores presentes en las unidades manejadoras de aire a colocar. Como aún no se han seleccionado estos equipos, se aproxima una cantidad de ventiladores por aposento según el espacio, utilizando una potencia de 1 HP y para 16 horas de uso.

Tabla 22. Calor liberado por los ventiladores de las unidades enfriadoras de aire.

Aposento	Cantidad	P (HP)	P (W)	t (h)	\dot{Q}_v (W)
AD	4	1	745,7	16	1988,53
APE(Oeste)	8	1	745,7	16	3977,07
APE(Este)	8	1	745,7	16	3977,07
NPE	12	1	745,7	16	5965,60
SET	12	1	745,7	16	5965,60

Fuente: elaboración propia

De manera similar se trabaja para los motores que se encuentran dentro de la planta, que se encuentran dentro del aposento SET, que son los encargados de movilizar las bandas transportadoras y los demás procesos. A partir de una recolección de datos en esta sección, se contabilizaron los motores presentes en la planta y la potencia eléctrica de cada uno de estos.

En la tabla a continuación se muestran los datos calculados de carga térmica para los motores en SET.

Tabla 23. Calor liberado por los motores dentro de la planta

Aposento	P (HP)	P (W)	t (h)	Cantidad	\dot{Q}_{me} (W)
SET	0,75	559,275	16	4	1491,4
	1	745,7	16	3	1491,4
	1,5	1118,55	16	1	745,7
	2	1491,4	16	3	2982,8
	3	2237,1	16	5	7457
	20	14914	16	1	9942,67

Fuente: elaboración propia

Finalmente, se calcula para conocer la carga térmica de los motores de los montacargas presentes en la planta piñera. Hay un total de 4 montacargas eléctricos trabajando en la movilización de las piñas por los diferentes cuartos de proceso y túneles, estos montacargas tienen una capacidad de carga 1600 lb, a partir de este dato se selecciona un valor de razón de transferencia de calor por hora según la tabla del anexo 2. En la siguiente tabla se muestra el cálculo realizado, a partir de una hora aproximada efectiva de circulación de los montacargas por día en cada uno de los aposentos.

Tabla 24. Calor liberado por los montacargas

Aposento	\dot{Q}_m (BTU/h)	t (h)	\dot{Q}_m (BTU/h)	\dot{Q}_m (W)
AD	23000	3	69000	20221,90
APE(Oeste)	23000	5	115000	33703,17
APE(Este)	23000	5	115000	33703,17
NPE	23000	12	276000	80887,62
SET	23000	5	115000	33703,17

Fuente: elaboración propia

7.1.6. Carga térmica por refrigeración de alimentos

La última parte del cálculo de la carga térmica se hace en el análisis del producto y del calor que este genera a partir de que este es removido de su siembro, y a través del proceso de almacenamiento dentro de cada una de las cámaras y cuartos fríos.

El primero de este tipo de carga es la de refrigeración de la piña, esta se hace a partir del calor específico de la piña, de la masa diaria por aposento introducido y el diferencial de temperatura desde la temperatura exterior de entrada a la cámara hasta la temperatura de almacenamiento. Esto se hace según la ecuación 7 y se muestran los resultados en la siguiente tabla.

Tabla 25. Carga térmica por la refrigeración de la piña

Aposento	m (kg día)	Ce (kJ/kg K)	ΔT (°C)	ΔT (K)	\dot{Q}_a (W)
AD	0	3,68	1	1	0
APE(Oeste)	112500	3,68	1	1	5270,83
APE(Este)	409500	3,68	0,6	0,6	11511,5
NPE	247500	3,68	5,6	5,6	64936,67
SET	99000	3,68	14	14	59033,33

Fuente: elaboración propia

El valor obtenido, para poder pasar las unidades a Watts, se dividió entre 86,4 y además a este resultado, según Ramírez, se le debe añadir un 10% de factor de incremento por concepto de pérdidas y embalaje. El valor de 86,4 se obtiene de la siguiente expresión:

$$\text{Factor de conversión} = \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{24 \text{ h}}{1000} = 86,4 \text{ s}$$

7.1.7. Carga térmica por calor de respiración

La otra carga con respecto al producto a tomar en cuenta para estos cálculos es la del calor de respiración, que es la una característica propia de las frutas y las verduras. Este valor depende del calor de respiración, la masa en [kg día] de piña estimada que pasa por cada uno de los aposentos. Este cálculo se hace según la ecuación 9 y los resultados se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 26. Carga térmica debida a la respiración de la piña

Aposento	m (kg día)	cs (kJ/kg día)	\dot{Q}_s (W)
AD	0	1,5	0
APE(Oeste)	112500	1,5	1953,13
APE(Este)	409500	1,5	7109,38
NPE	247500	1,5	4296,88
SET	99000	1,5	1718,75

Fuente: elaboración propia

El resultado obtenido también fue multiplicado por el factor de conversión de 86,4 para obtener el valor final en Watts.

7.1.8. Carga térmica total

Finalmente se hace la suma por cada uno de los aposentos para tener la carga térmica final, este valor se pasa a toneladas de refrigeración (TR), al valor final se le añade un 10% de factor de seguridad, esto según recomendaciones de ASHRAE para tener en cuenta posibles discrepancias entre los criterios de diseño y el funcionamiento real. A este valor corregido se le añade además la corrección debido al funcionamiento diario del sistema o el run-time, como se mostró en las ecuaciones 9 y 10. En la tabla a continuación se muestra el resultado de estos cálculos y la carga final en TR.

Tabla 27. Carga final de refrigeración con los factores de corrección aplicados.

\dot{Q}	AD	APE Oeste	APE Este	NPE	SET	Totales
\dot{Q} (W)	27743,84	52894,96	66118,03	166828,37	144788,46	458373,67
\dot{Q} (TR)	7,89	15,04	18,80	47,44	41,17	130,34
\dot{Q} (TR) con F.S.=10%	8,68	16,54	20,68	52,18	45,29	143,37
\dot{Q} (TR) horaria promedio	11,57	22,06	27,57	69,58	60,38	191,16

Fuente: elaboración propia

7.2. Selección del refrigerante principal

Uno de los componentes más importantes en un sistema de refrigeración es el fluido refrigerante a utilizar, su importancia radica no solo desde un punto de vista operacional, de seguridad y de eficiencia energética, sino también medio ambiental. Es vital hacer una selección equilibrada, tomando en cuenta estos aspectos, para poder cumplir con los requerimientos del diseño.

Según el manual de ASHRAE (2010), en el capítulo 1 del tomo de Refrigeración, otros factores que deben considerarse al seleccionar un refrigerante en particular están las presiones de funcionamiento y de estado de reserva, los rendimientos de funcionamiento, el tamaño del

sistema, el tamaño de los compresores disponibles, la toxicidad, la inflamabilidad, el coste y las calificaciones del personal de explotación y mantenimiento.

Al tenerse 2 sistemas de refrigeración trabajando en la planta, uno en R-717 y el otro en R-22, se va a analizar la forma en que se logra configurar este nuevo sistema para tenerlo trabajando como uno solo. Se van a estudiar diferentes refrigerantes que tengan las mejores e ideales propiedades, además de que cumplan con el Protocolo de Kyoto y de Montreal, por lo que de manera comparativa se comprobará cuál de los analizados es el ideal y sus razones. Es por esto que se planteará primero la utilización de un sistema manteniendo el R-717 y se comparará con respecto a las mezclas no azeotrópicas de hidrofluorocarbonos, el R-507, que es de las más comunes utilizadas en la industria de refrigeración.

7.2.1. Criterio medio ambiental

Para controlar el efecto de los refrigerantes en especial en la destrucción del ozono y el calentamiento global, se crearon dos indicadores: el ODP (Ozone Depletion Potencial o Potencial de Destrucción del Ozono) y el GWP (Global Warming Potencial = Potencial de Calentamiento Global). Estos datos surgieron a partir de la importancia que venía tomando a principios de la última década del siglo pasado, el hacer conciencia y generar un plan de acción para reducir el daño sustancial que se le estaba haciendo a la capa de ozono, en especial a partir de los Gases de Efecto Invernadero (GEI).

Según el Protocolo de Montreal el uso del refrigerante R-22 y su producción tendrá que estar reducido al 100% en enero del 2030 (Ruiz, 2018). Esto desde el punto de vista medio ambiental tiene una gran importancia entre la selección de un refrigerante y otro, y muestra la relevancia que han vuelto a tener los refrigerantes naturales (inorgánicos) en un sistema de refrigeración con respecto a un CFC o un HCFC. Según (INAC, s.f.) el tiempo medio bajo el que pasaría en la atmósfera el refrigerante son, 0,01 año para el caso del amoníaco y 12 años para el R-22.

En la siguiente tabla se muestra un comparativo con el GWP y el ODP de los refrigerantes bajo análisis, para mostrar el efecto de cada refrigerante seleccionado en la capa de ozono y en el calentamiento global.

Tabla 28. Refrigerantes según su valor de GWP y de ODP.

Refrigerante	GWP	ODP
R-717	0	0
R-507A	3300	0
R-22	1810	0,055

Fuente: Sanguinetti, 2016

7.2.2. Criterio de ahorro energético

El segundo de los criterios para la selección del refrigerante es el de ahorro energético, en el que de igual manera que el criterio anterior se van a comparar a partir de sus valores de efecto refrigerante (ER o q_e), la potencia de compresión (P_c) y el coeficiente de rendimiento (COP). Todos estos bajo las mismas condiciones de operación, para poder ser comparados y que a partir del diagrama de Molliere de cada refrigerante que se obtiene con el software para diseño de refrigeración Coolpack. Las condiciones fijadas para este análisis se van a realizar para el caso del Almacén de Pre enfriado (este), en donde la temperatura de condensación y de evaporación son de 35 [°C] y de 0,9 [°C] respectivamente, además de que se analizará para una carga térmica de 27,57 [TR] (349054,67 [kJ/h]). El valor de evaporación corresponde a la diferencia de 10 [°F] recomendados por ASHRAE, con respecto a la temperatura del aire en el aposento.

Para el caso del refrigerante de amoníaco (R-717) trabajando a estos valores de operación, se obtiene el siguiente diagrama de Molliere:

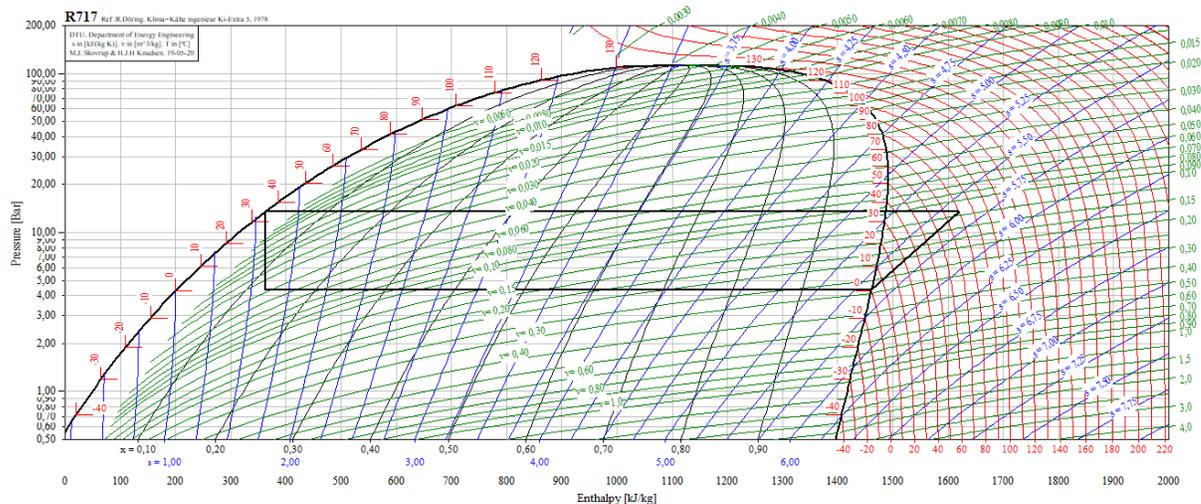


Figura 21. Diagrama de Molliere del refrigerante R-717.

Fuente: Coolpack

Del diagrama anterior se procede a calcular los siguientes valores:

$$q_e = ER = h_1 - h_4 = 1450 \frac{kJ}{kg} - 350 \frac{kJ}{kg} = 1100 \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{m} = \frac{N_F}{q_e} = \frac{349054,67 \frac{kJ}{h}}{1100 \frac{kJ}{kg}} = 317,32 \frac{kg}{h}$$

$$q_w = h_2 - h_1 = 1630 \frac{kJ}{kg} - 1450 \frac{kJ}{kg} = 180 \frac{kJ}{kg}$$

$$P_c = \dot{m} \cdot q_w = 317,32 \frac{kg}{h} \cdot 180 \frac{kJ}{kg} = 57118,04 \frac{kJ}{h}$$

$$COP = \frac{q_e}{q_w} = \frac{1100 \frac{kJ}{kg}}{180 \frac{kJ}{kg}} = 6,11$$

Tabla 29. Tabla resumen de los resultados obtenidos para el refrigerante R-717

$h_1 \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$h_2 \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$h_3 \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$h_4 \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$q_e \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$\dot{m} \left(\frac{kg}{h}\right)$	$q_w \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$P_c \left(\frac{kJ}{h}\right)$	COP
1450,00	1630,00	350,00	350,00	1100,00	317,32	180,00	57118,04	6,11

Fuente: elaboración propia

De la misma manera se calcula para los otros dos refrigerantes, para el caso del refrigerante R-507A se obtuvo el siguiente diagrama de Molliere:

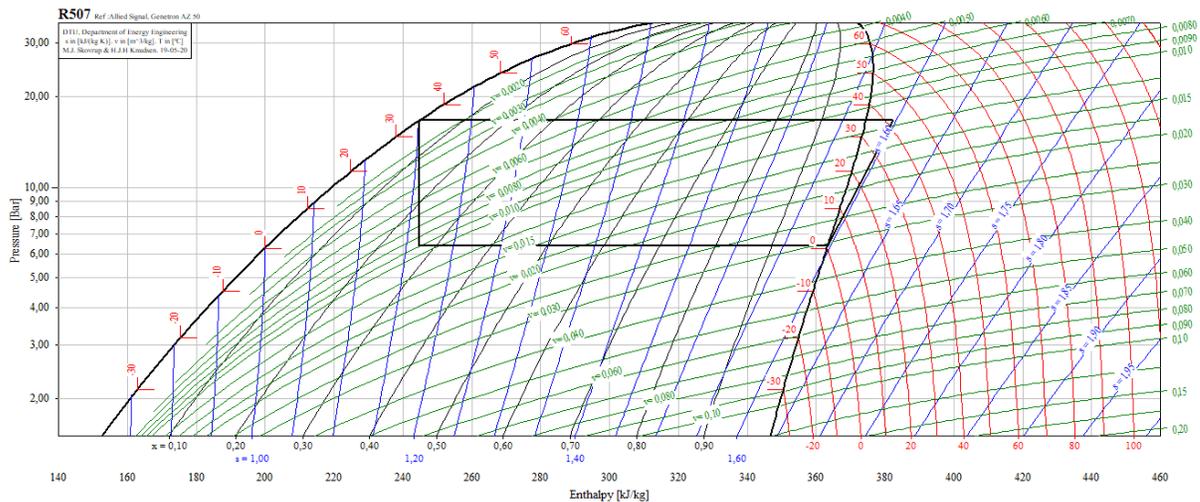


Figura 22. Diagrama de Molliere del refrigerante R-507A

Fuente: Coolpack

Del diagrama anterior se procede a calcular los valores, que se encuentran resumidos en la siguiente tabla:

Tabla 30. Tabla resumen de los resultados obtenidos para el refrigerante R-507A

$h_1 \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$h_2 \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$h_3 \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$h_4 \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$q_e \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$\dot{m} \left(\frac{kg}{h}\right)$	$q_w \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$P_c \left(\frac{kJ}{h}\right)$	COP
360,00	380,00	245,00	245,00	115,00	3035,26	20,00	60705,16	5,75

Fuente: elaboración propia

Finalmente, para el refrigerante actualmente instalado, el R-22, se obtuvo el siguiente diagrama de Molliere:

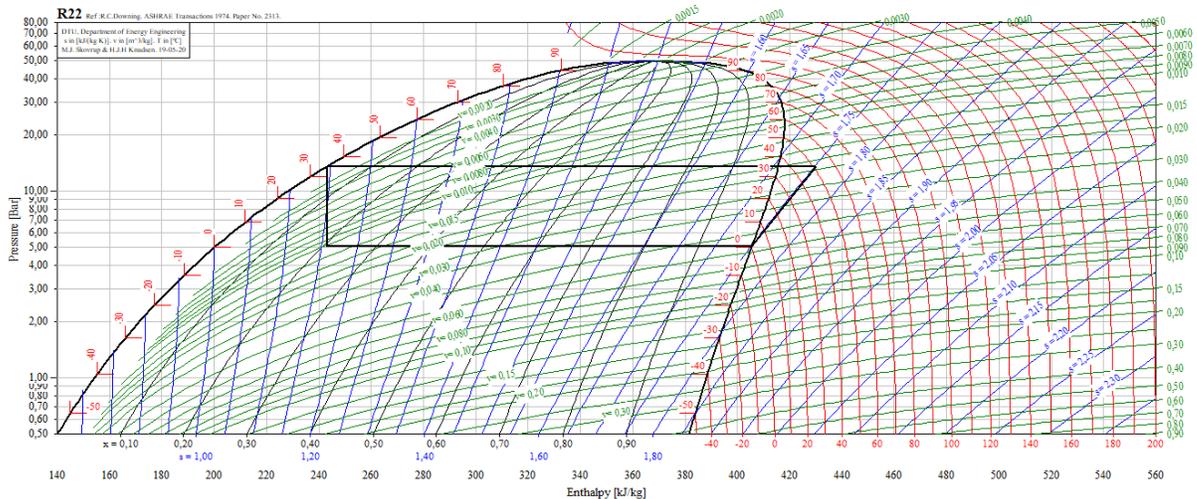


Figura 23. Diagrama de Molliere del refrigerante R-22

Fuente: Coolpack

Del diagrama obtenido, se resumen los valores calculados en la siguiente tabla:

Tabla 31. Tabla resumen de los resultados obtenidos para el refrigerante R-22

$h_1 \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$h_2 \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$h_3 \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$h_4 \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$q_e \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$\dot{m} \left(\frac{kg}{h}\right)$	$q_w \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$P_c \left(\frac{kJ}{h}\right)$	COP
405,00	430,00	245,00	245,00	160,00	2181,59	25,00	54539,79	6,40

Fuente: elaboración propia

A manera de resumen de todos los cálculos realizados anteriormente, se muestra la siguiente tabla para comparar y posteriormente analizar los resultados.

Tabla 32. Resumen de los resultados obtenidos en los cálculos a partir de los diagramas de Molliere para cada refrigerante.

Refrigerante	$q_e (\frac{kJ}{kg})$	$\dot{m} (\frac{kg}{h})$	$q_w (\frac{kJ}{kg})$	$P_c (\frac{kJ}{h})$	COP
R-717	1100,00	317,32	180,00	57118,04	6,11
R-507A	115,00	3035,26	20,00	60705,16	5,75
R22	160,00	2181,59	25,00	54539,79	6,40

Fuente: elaboración propia

Según lo que se muestra en la tabla anterior, el refrigerante que, bajo las mismas condiciones operativas, tendría un mayor COP es el R-22. Sin embargo, los otros 2 refrigerantes aún logran tener un COP alto y bastante parecido entre sí. En cuanto a los valores de Efecto Refrigerante (ER o q_e), el que tiene un mayor valor y por mucha diferencia es el amoniaco.

7.2.3. Criterio de seguridad

El criterio de seguridad es de igual forma de mucha importancia tal como los dos anteriores, en este es donde se toma en cuenta la salud y el buen estado de las personas que van a estar en constante contacto con el sistema de refrigeración, ya sea como operadores y parte del proceso de producción, o como operarios de mantenimiento. Generalmente, en refrigeración el criterio de seguridad y el criterio medio ambiental van en contraste, ya que es difícil encontrar un refrigerante que sea seguro ante el contacto o la exposición a las personas, y que a la vez no dañe la capa de ozono ni contribuya al calentamiento global. Es por esto por lo que no se puede solamente guiarse a partir de un solo criterio, debe ser una decisión integral y que asegure a partir del diseño, contrarrestar la deficiencia del fluido refrigerante en alguno de los criterios en los que no cumple según lo esperado.

Para poder analizar de manera comparativa desde el punto de vista de seguridad cada uno de los refrigerantes elegidos, se va a estudiar la cantidad bajo la cual podrían ser tóxicos y letales para cuando sea inhalado por el ser humano, a partir de la concentración necesaria de partes por millón (ppm) en el espacio donde ocurra la fuga o escape del fluido refrigerante para una dosis

letal media (LC₅₀) y además el Time Weighted Average (TWA), que es el límite de concentración de exposición de este refrigerante en donde comienza a tener efectos fisiológicos sobre las personas. A continuación, se muestra una tabla comparativa de esa información:

Tabla 33. Comparación para la concentración de gas refrigerante para LC₅₀ y el TWA.

Refrigerante	LC₅₀ para 4h en ratas (ppm)	TWA (ppm)
R-717	2000	25
R-507A	>800000	1000
R-22	300000	1000

Fuente: ficha de datos de National Refrigerants de cada refrigerante.

Por lo que acá se evidencia la gran diferencia entre el refrigerante R-717 con respecto al resto, en lo que se tomaría para ser letal a una dosis media y lo peligroso que es si se tiene una fuga, de ahí que su instalación y equipos que forman parte del sistema deben ser totalmente seguros además de contar con dispositivos dentro de las instalaciones como detectores de gas para evitar algún tipo de tragedia.

Algunas otras propiedades de interés dentro del ámbito de seguridad como la temperatura de auto ignición y algunos efectos fisiológicos que puede generar el contacto con el fluido refrigerante se mencionan a continuación:

Tabla 34. Temperatura de auto ignición y efectos fisiológicos de los refrigerantes bajo estudio.

Refrigerante	Temperatura de auto ignición (°C)	Efectos Fisiológicos
R-717	630	Es tóxico si es inhalado, puede causar serios daños a los ojos y en la piel.
R-507A	No determinada	Prácticamente no es tóxico, puede afectar al corazón si hay sobreexposición.
R-22	No determinada	A altos niveles de exposición puede ocurrir una arritmia cardiaca, si se reduce el oxígeno entre 12% y 14% puede causar mareos.

Fuente: ficha de datos de National Refrigerants de cada refrigerante.

7.2.4. Criterio económico

El criterio económico es de igual manera a los anteriores un criterio importante para seleccionar el refrigerante, porque se busca tener un sistema lo más rentable posible. Los precios de estos refrigerantes se obtuvieron de cotizaciones en tres lugares diferentes con distribuidores nacionales para así tener datos con la suficiente credibilidad posible. A continuación, se muestra una tabla comparativa del valor en el mercado de cada uno de los refrigerantes que se seleccionaron para el análisis:

Tabla 35. Precio estimado de los refrigerantes en el mercado.

Refrigerante	Marca y presentación	Precio (₡)	Precio aproximado por libra (₡)
R-717	NH3 Anidro, 45 [kg] (99 [lb]). Flete incluido.	168450	1701,5
R-507A	Honeywell, 11,34 [kg] (25 [lb])	62150	2486
R-22	ST, 13,61 [kg] (30 [lb])	36160	1205
Propilenglicol	3,79 [L] (1 [gal])	9600	1200

Fuente: elaboración propia.

Según los resultados obtenidos en la tabla anterior, el refrigerante que tiene un mayor costo aproximado por libra es el R-507A, mientras que por su parte el R-22 y el propilenglicol son los que tiene los valores más bajos según las cotizaciones realizadas para cada uno de los refrigerantes analizados. En este caso se incluye el propilenglicol como parte del análisis, ya que es un refrigerante secundario que se usa comúnmente en conjunto con el amoniaco, así que es importante analizarlo si se va a comparar el costo del amoniaco en comparación con el costo de los demás refrigerantes.

7.2.5. Selección final

Según el análisis sustentado en los criterios anteriores, se justifica al menos desde el punto de vista económico y ambiental la decisión de cambiar el refrigerante R-22 por un sistema donde

se utilice amoníaco como refrigerante primario y propilenglicol como refrigerante secundario. En un momento tanto en el país como en el mundo en donde se quiere aplicar medidas para recuperar la capa de ozono y disminuir las emisiones de carbono, el criterio ambiental toma una gran importancia, tanto como para ser probablemente el criterio de mayor peso para el diseño de un sistema, de refrigeración, aire acondicionado o cualquiera donde se vaya a ver afectado el medio ambiente. La ventaja que tiene en este criterio el amoníaco sobre los otros refrigerantes se evidencia en los valores de GWP y de ODP, que son de 0, lo que quiere decir, según lo que miden estos indicadores, que este refrigerante tiene un efecto nulo sobre la destrucción de la capa de ozono y sobre el calentamiento global.

En cuanto a los otros dos criterios, hay un poco de varianza entre sus resultados, ya que el refrigerante que es el ideal dentro del criterio ambiental, no lo es en el criterio de seguridad, este refrigerante es el amoníaco. Según lo investigado requiere de apenas de un TWA 25 ppm para poder empezar a tener algún tipo de efecto fisiológico sobre las personas que trabajan o circulan en esa área, mientras que para R-507A y R-22 va a requerir de un TWA de 1000 [ppm]. A partir de esto es que se tiene que pensar en un sistema más seguro, robusto y totalmente preparado en sus instalaciones y capacitación del personal, si se quiere diseñar un sistema con características tan peligrosas para el ser humano. Finalmente, el criterio de ahorro energético, que es el que va a indicar con cual refrigerante se va a tener un sistema más eficiente desde el punto de vista de uso adecuado de la energía, indicó que a partir del COP el R-717, R-22 y R-510A tienen valores relativamente altos y similares entre ellos; de 7,47, 8,25 y 9 respectivamente.

Por todas las razones anteriormente mencionadas, es que se elige el sistema con amoníaco como refrigerante principal. A partir de esta selección se debe proponer un diseño que no solo cumpla con los requerimientos especificados por el cliente para almacenar de la mejor manera el producto, sino que vaya a mejorar algunos de los puntos específicos según los criterios anteriormente vistos, en donde este refrigerante presenta una debilidad. Para el caso del amoníaco es en el criterio de seguridad.

7.3. Sistema de refrigeración a emplear.

Actualmente en la planta se tienen dos sistemas trabajando por separado, el de los túneles de aire forzado que trabajan con el refrigerante R-717 y el del resto de la planta, que trabaja con el refrigerante R-22. A partir de esto fue que surgió la necesidad por parte de la empresa piñera en requerir de un sistema unificado a partir de un solo refrigerante.

Basados en lo anterior, se procedió a hacer un análisis de refrigerantes para seleccionar el refrigerante que vaya a unificar a este sistema. Por los criterios vistos y analizados se seleccionó el amoníaco, además de que como ya se tiene el sistema de túneles de aire forzado funcionando con amoníaco, resulta más factible dejar este sistema tal como está funcionando y modificar únicamente el circuito hacia las unidades enfriadoras de aire. Tal como se indicó en la sección de selección de refrigerantes, a la hora de hacer el diseño, se debe poner especial cuidado en mejorar las debilidades que presenta el fluido, es por esto que al ser el amoníaco peligroso para el ser humano por todas las razones que se vieron anteriormente, es que se recomienda utilizar un sistema de refrigerante secundario para las zonas en donde vayan a haber personas circulando normalmente, esto para no exponerlas directamente a las tuberías y equipos con amoníaco, y ponerles en peligro en caso de haber alguna fuga.

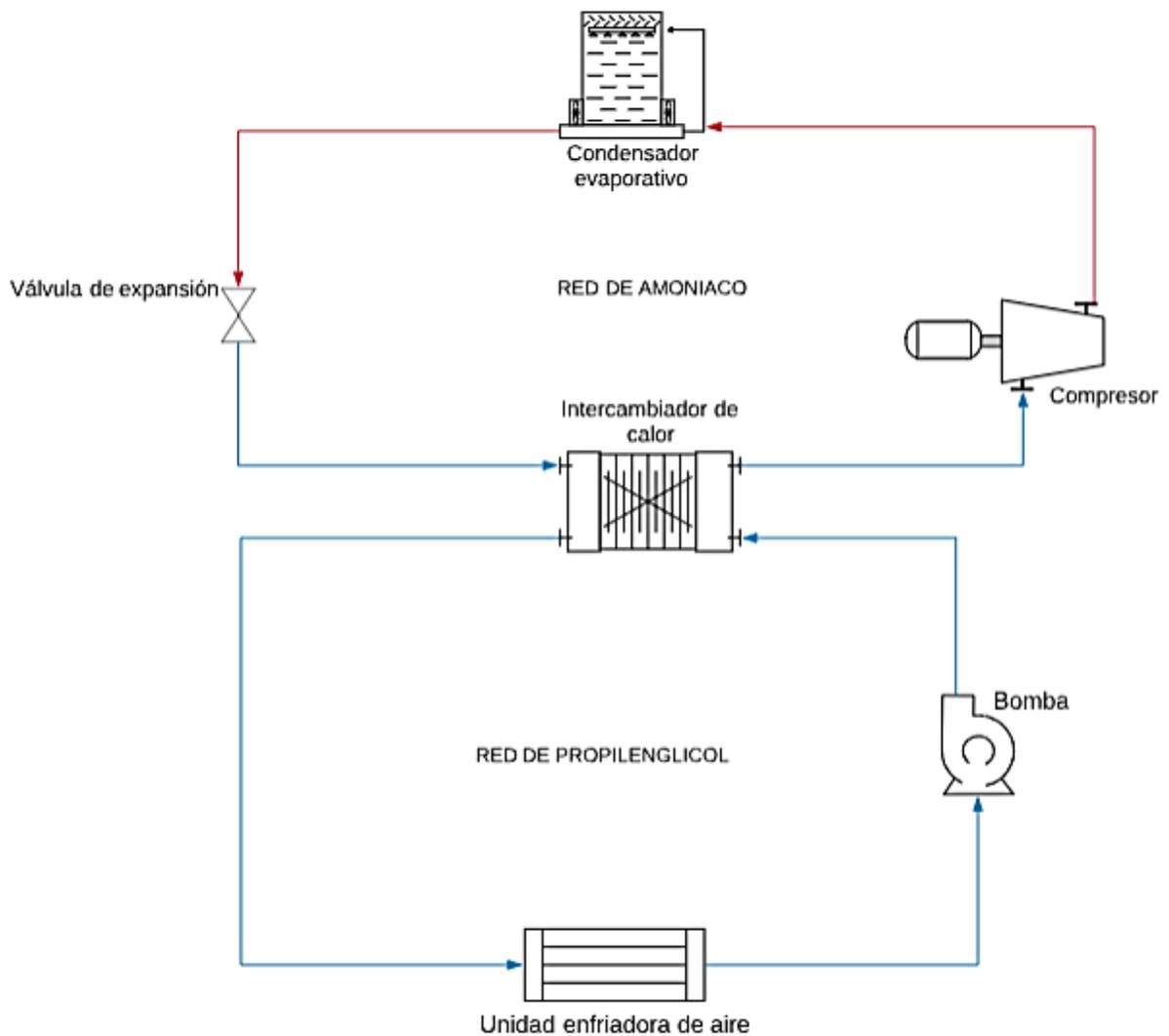


Figura 24. Diagrama simplificado de un sistema de refrigeración con amoníaco, utilizando propilenglicol recirculado como refrigerante secundario.
Fuente: elaboración propia (Lucidchart)

Los lugares por donde va a estar la red de amoníaco instalada deben cumplir con ciertos requerimientos específicos y cumplir con normas de seguridad rigurosas, para evitar algún tipo de problema que vaya a afectar la seguridad o la salud de los colaboradores de la empresa. Además, debe cumplir con normas igualmente rigurosas para cuando se va a intervenir en un equipo o un circuito de amoníaco, estas regulaciones están debidamente establecidas por el IIR y en la nueva Norma Nacional para el Uso de Amoníaco.

7.4. Selección del refrigerante secundario.

Un refrigerante secundario es un líquido que se emplea como fluido transmisor de calor y que cambia de temperatura al ganar o perder energía calorífica sin cambio de fase (ASHRAE, 1990). La necesidad en este caso de la utilización de un refrigerante secundario se da porque es una alternativa que ayuda a disminuir la cantidad de amoníaco empleado en el sistema, teniendo aun así los parámetros de la operación esperados, lo que implica un ahorro económico. Además, al ser el R-717 es un refrigerante peligroso para los seres humanos, tal como se analizó en la sección anterior, es preferible que las tuberías que trasiegan amoníaco estén lejos de donde haya personas circulando y en lugar de éste utilizar un fluido que cumpla con algunas características.

El refrigerante debe tener un punto de congelación mínimo unos 3 [K] y preferiblemente unos 8 [K] por debajo de la temperatura inferior a que se pueda exponer (ASHRAE, 1990). Es por esto por lo que debe seleccionarse un refrigerante secundario que cumpla de una forma primordial con esta característica, además otras como la relación entre la carga y el caudal, el coste de bombeo, caída de presión, corrosión, efecto refrigerante secundario, límites de explosividad de los vapores del refrigerante secundario, entre otros.

Tabla 36. Características de algunos refrigerantes secundarios

Refrigerante	Concentración en peso (%)	Punto de Congelación (°C)	L/(s·kW)	Caída de Presión (kPa)	Coef. de Transmisión de Calor (h/m²·K)
Propilenglicol	39	-20,6	0,0459	20,064	1164
Etilenglicol	38	-21,6	0,0495	16,410	2305

Fuente: ASHRAE, 1990

Tabla 37. Continuación de la tabla anterior.

Metanol	26	-20,7	0,0468	14,134	2686
Cloruro Sódico	23	-20,6	0,0459	15,858	3169
Cloruro Cálcico	22	-22,1	0,0500	16,685	3214
Agua-Amoniaco	14	-21,7	0,0445	16,823	3072

Fuente: ASHRAE, 1990

Es importante revisar las propiedades físicas y químicas de un refrigerante, porque características importantes como la capacidad de bombeo, van a tener mucho que ver con propiedades como la capacidad térmica y la viscosidad, que determinan la cantidad de energía de bombeo necesaria. Un fluido con baja viscosidad y alto calor específico es más fácil de bombear ya que fluye más fácilmente y transporta más calor. El refrigerante secundario ideal requiere de una buena conductividad térmica, alto calor específico, baja viscosidad, no ser inflamable, baja toxicidad y compatible con la mayoría de los materiales presentes en las instalaciones (Gasservei, 2018).

Según el catálogo de refrigerantes de la Gasservei, los refrigerantes secundarios más usados en la industria son de bases con agua, propilenglicol o etilenglicol. Entre el propilenglicol y el etilenglicol existen algunas diferencias claves, que dependiendo de lo que se busque en el diseño y la perspectiva del diseñador, es preferible uno sobre el otro. Según Romero (2018) en el caso del etilenglicol tiene una viscosidad menor a la del propilenglicol, se comporta estable hasta los 15 [°C] y genera un riesgo ambiental debido a su alta toxicidad, por lo que su uso se encuentra restringido a industrias donde existen riesgos similares y que las mismas cuenten con sistemas que permitan contrarrestar los riesgos de explosión; por su parte el propilenglicol es un fluido considerado seguro para usar en alimentos, medicamentos y cosméticos. Una diferencia importante que tiene éste con el etilenglicol es que tiene una alta viscosidad lo que dificulta el bombeo, aumentando la potencia en la bomba y disminuyendo el caudal. A continuación, se

muestra una tabla resumen entre las ventajas y desventajas más importantes entre estos dos fluidos:

Tabla 38. Comparación entre los refrigerantes secundarios propilenglicol y etilenglicol a partir de sus ventajas y desventajas.

Refrigerante secundario	Ventajas	Desventajas
Propilenglicol	<ul style="list-style-type: none"> • Bajo nivel de toxicidad. • Buen comportamiento a temperaturas de hasta -15°C. • La Administración de Alimentos y Medicamentos (FDA) lo clasifica como seguro para su uso en alimentos. 	<ul style="list-style-type: none"> • Alta viscosidad por lo que necesita mayor capacidad de bombeo.
Etilenglicol	<ul style="list-style-type: none"> • Menos viscoso. • Buen comportamiento a temperaturas de hasta -15°C. 	<ul style="list-style-type: none"> • Alta toxicidad con la polución ambiental. • Poco seguro (por sus características de no coloro y no olor).

Fuente: Romero, 2018)

Es por esto por lo que se toma la decisión de elegir el propilenglicol como refrigerante secundario, porque, en el caso de este sistema de refrigeración, va a ser para una planta donde se procesa piña y las tuberías de refrigerante secundario van a estar instaladas en las zonas donde van a haber personas circulando, por lo que se prefiere elegir la alternativa que no vaya a poner

en riesgo estas dos variables a pesar de que esto implique colocar bombas de mayor capacidad, debido a que tiene una mayor viscosidad que el etilenglicol.

7.4.1. Selección de la mezcla del refrigerante secundario

En el capítulo 4 del manual de ASHRAE del tomo de refrigeración, se dice que, con respecto a los refrigerantes secundarios, se debe poseer un punto de congelación por debajo de la temperatura de aire internos de los recintos en el rango de 5 y 15 [°F] o 2,78 y 5,56 [°C] y la presión del vapor del refrigerante secundario no debe exceder la presión referente a la temperatura máxima del sistema. La selección de la mezcla del propilenglicol es una característica importante para tomar en cuenta a la hora de elegir un refrigerante secundario, ya que a partir de esta se va a asegurar que el refrigerante vaya a poder operar en el estado requerido por el sistema para poder refrigerar los aposentos de la manera en que se requiere para tener una piña siempre en buen estado de calidad y en las condiciones que esta requiere para tal estado.

A continuación, se muestra una tabla en la que se tiene el porcentaje en v/v de propilenglicol, y su respectiva temperatura para alcanzar el punto de congelación.

Tabla 39. Porcentaje en volumen de propilenglicol a diferentes concentraciones y su punto de congelación.

Porcentaje en v/v de propilenglicol (%)	Punto de Congelación (°C)
0	0
10	-3
20	-8
30	-14
40	-22
50	-34
60	-48
100	-59

Fuente: ArQuimi, 2018

A partir de esta tabla, sabiendo que el aposento con la menor temperatura es en el almacén de pre-enfriado (6 °C), por lo que según lo que dice ASHRAE el porcentaje adecuado de propilenglicol debe ser entre 10% y 20%, respetando el diferencial de temperatura. Sin embargo, según el fabricante de unidades enfriadoras de aire Gûntner, al tenerse un porcentaje menor al

25% de concentración de propilenglicol, el fluido adquiere propiedades importantes corrosivas, de tal manera que teniendo todo el sistema a un 20% de concentración encarecería los costos, ya que se tendrían que usar tubos de acero inoxidable para evitar la corrosión, lo cual por ejemplo haría que la unidad aumente su precio en un 30% aproximadamente según las cotizaciones realizadas para un equipo de una capacidad de 40,7 [kW]. Por esta razón, se elige usar una concentración de un 20% solamente para el aposento SET, mientras que para el resto del sistema se utilizará una concentración del 30% para disminuir costos. De tal manera que se tienen 2 circuitos separados de propilenglicol, el primero al cual se le va a llamar Sistema A es el que va a estar compuesto por el aposento SET, y que va a estar compuesto por propilenglicol al 20%. Mientras que el segundo circuito de propilenglicol es el que va a estar compuesto por los aposentos NPE, APE y AD; en los que va a recircular propilenglicol al 30% de concentración y a este se le va a denominar para este proyecto como el sistema B, teniéndose de esta manera lo siguiente:

Tabla 40. Sistemas para cada circuito según la concentración de propilenglicol y los aposentos que abarcan.

Sistema	Concentración de propilenglicol	Aposentos
A	20%	SET
B	30%	APE, NPE y AD

Fuente: elaboración propia.

7.5. Diseño del sistema de refrigeración en propilenglicol.

En esta sección se analizará el sistema por donde se utilizará el refrigerante secundario de propilenglicol, las consideraciones necesarias para el diseño ideal según recomendaciones de fabricantes de los equipos y por el manual de Refrigeración de ASHRAE; para finalmente realizar la selección de todos los equipos necesarios para que este circuito pueda funcionar de la manera esperada según los requerimientos y condiciones térmicas que el sistema necesita para operar.

7.5.1. Unidades enfriadoras de aire.

Para hablar de un sistema de enfriamiento de aire es vital irse a la primera y la segunda ley de la termodinámica, la incidencia que tienen estas para comprender el funcionamiento y el respectivo diseño de este equipo es muy importante. Una unidad enfriadora de aire es un equipo en el que, a partir de la transferencia de calor entre dos fluidos, se enfría uno de ellos a una temperatura específica para el proceso y producto, a una determinada humedad relativa, que en este caso se trata del aire del recinto frío, y tal como lo dice la Segunda Ley de la Termodinámica, fluyendo del cuerpo de mayor temperatura al de menor temperatura. Siendo la de mayor temperatura la del aire a enfriar (T_c), y la de menor temperatura el fluido enfriado que circula por los serpentines (T_f). De tal manera que, se tienen 4 temperaturas importantes dentro de todo este sistema que son de gran importancia para la selección del modelo en específico según los requerimientos recomendados y calculados para el recinto frío y el producto a almacenar dentro de este.

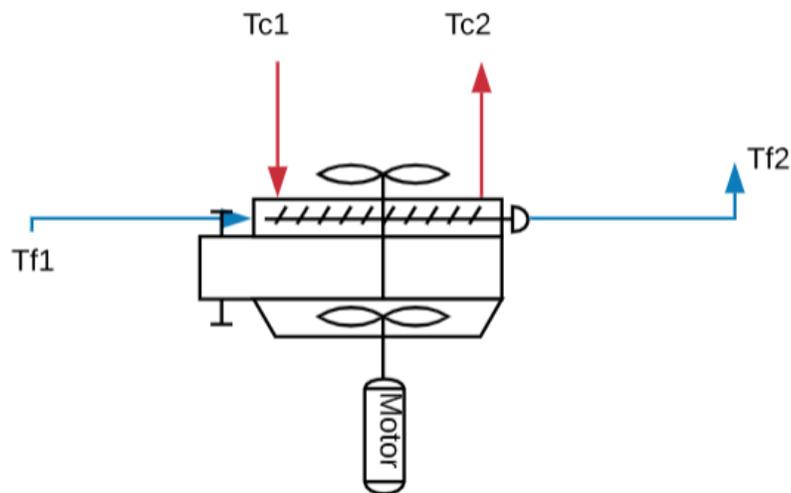


Figura 25. Representación de una unidad enfriadora de aire.
Fuente: elaboración Propia (Lucidchart)

Este equipo es vital para poder cumplir la función de refrigerar los recintos fríos, ya que es donde se hace directamente esta transferencia de energía en forma de calor, la expresión termodinámica para estudiar este sistema es la siguiente:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (20)$$

En donde:

\dot{Q} : Razón de transferencia de calor [kJ/h]

\dot{m} : Flujo másico del fluido [kg/h]

c_p : Calor específico del fluido [kJ/kg °C]

ΔT : Diferencia de temperatura inicial y final [°C]

A partir de la expresión anterior, se puede analizar desde ya algunos aspectos relacionados al diseño y selección de los equipos enfriadores de aire, ya que al ser datos como el calor específico y la razón de transferencia de calor valores constantes e invariables, es con el flujo másico y el diferencial de temperatura con los que se deben hacer las respectivas valoraciones para que a partir de sus valores ajustar la selección de los equipos, ya que estos dos datos son variables, por lo que con un diferencial de temperatura bajo, el flujo másico debe ser alto para mantener la razón de transferencia de calor requerida y viceversa. En este sistema donde, según la primera ley de la termodinámica, la velocidad de transferencia de calor desde el fluido caliente (\dot{Q}_c) debe ser igual a la velocidad de transferencia de calor hacia el frío (\dot{Q}_f):

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_c \quad (21)$$

Según Cengel (2011) la razón de transferencia de calor también se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton del enfriamiento, que se muestra a continuación:

$$\dot{Q} = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{ml} \quad (22)$$

Donde:

U: Coeficiente de calor [W/m² °C]

A_s : Área de transferencia de calor [m²]

ΔT_{ml} : Diferencia promedio logarítmica de temperatura entre los 2 fluidos [°C]

Para obtener la diferencia promedio logarítmica de temperatura entre los 2 fluidos se utiliza la siguiente expresión:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (23)$$

Donde:

$\Delta T_{1,2}$: Diferencia de temperatura entre la entrada y la salida de los 2 fluidos [°C]

Según Cengel (2011), la diferencia de temperatura entre los dos fluidos disminuye desde ΔT_1 a la entrada hasta ΔT_2 a la salida. Por lo tanto, resulta tentador usar la diferencia de temperatura media aritmética (ΔT_{ma}), que es la expresión:

$$\Delta T_{ma} = 1/2 (\Delta T_1 + \Delta T_2) \quad (24)$$

La diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} se obtiene siguiendo el perfil real de temperaturas de los fluidos a lo largo del intercambiador y es una representación exacta de la diferencia de temperatura promedio entre los fluidos caliente y frío. En verdad refleja el decaimiento exponencial de la diferencia de temperatura local. Nótese que ΔT_{ml} siempre es menor que ΔT_{ma} . Por lo tanto, si se usa ΔT_{ma} en los cálculos, en lugar de ΔT_{ml} , se sobreestimarán la razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos en un intercambiador. Cuando ΔT_1 difiere de ΔT_2 en no más de 40%, el error al usar la diferencia de temperatura media aritmética es menor que 1%. Pero el error se incrementa hasta niveles indeseables cuando ΔT_1 difiere de ΔT_2 en cantidades mayores. Por lo tanto, al determinar la razón de la transferencia de calor en un intercambiador, siempre se debe usar la diferencia de temperatura media logarítmica. (Cengel, 2011)

Para poder obtener un valor adecuado de cada una de las temperaturas de este sistema, es necesario primero conocer el concepto de salto térmico. Según Ramírez el salto térmico es la diferencia entre la temperatura deseada de refrigeración en la cámara o recinto refrigerado y la temperatura de vaporización del refrigerante, como se muestra a continuación:

$$DT = T_{recinto} - T_{vapor\ refriger} \quad (25)$$

En donde:

DT: Salto térmico o diferencial de temperatura. [°C]

$T_{recinto}$: Temperatura del recinto a refrigerar. [°C]

$T_{vapor\ refriger}$: Temperatura de vaporización del refrigerante (del fluido refrigerante secundario en la entrada del serpentín). [°C]

Este dato tiene una gran relevancia dentro del diseño, ya que con él no solamente se selecciona el evaporador a partir de la $T_{vapor\ refriger}$, sino que también sirve para condicionar el resto del sistema. Este valor depende de la temperatura deseada y de la humedad relativa del recinto frío. A continuación, se muestra una tabla en donde se tiene el salto térmico dependiendo de si se trata de convección natural o forzada, y según el porcentaje de humedad relativa del recinto frío:

Tabla 41. Salto térmico (DT) de diseño según la humedad relativa.

Humedad relativa recinto frío (%)	Salto térmico DT de diseño (°C)	
	Convección Natural	Convección forzada
95-91	6,6-7,7	4,4-5,5
90-86	7,7-8,8	5,5-6,6
85-81	8,8-10,0	6,5-7,7
80-76	10,0-11,0	7,7-8,8
75-70	11,0-12,0	8,9-10,0

Fuente: Ramírez

Tal como se logra ver en la tabla anterior, a mayor humedad relativa menor diferencial de temperatura entre temperatura de la unidad enfriadora y de aire del recinto. Tal como lo dice el Manual de Refrigeración de ASHRAE, para el almacenamiento de piñas es ideal mantener valores de entre 85% y 90% de humedad relativa, por lo que, según la tabla anterior, DT de entre 6,5 y 5,5 [°C] para convección forzada. Para los recintos fríos NPE, APE y AD donde se tendría una humedad relativa de un 90% por lo que un DT de 5,5 [°C] con respecto a la temperatura del aire más baja del sistema; para SET que tendría un 85% de humedad relativa, por lo que un DT de 6,5 [°C]. Para este diferencial, lo recomendado para diseño según ASHRAE

es de 10 [°F] que son aproximadamente 5,56 [°C], por lo que se estaría trabajando a valores similares según lo recomendados.

En las unidades enfriadoras de aire a instalar dentro de los aposentos que deben ser refrigerados, se deben de tomar en cuenta además otros aspectos para poder realizarlo de la manera adecuada, como lo son el tipo de descongelamiento de los serpentines disposición a la hora de su instalación, el tipo de evaporador, material ideal, peso, dirección del flujo, entre otros.

Para escoger el tipo de descongelamiento, el fabricante de unidades enfriadoras de aire Guntner recomienda que este sea escogido según el rango de temperatura bajo el cual esté trabajando este, a continuación, se muestra una tabla en donde se especifica el tipo de descongelamiento ideal según el rango de temperatura:

Tabla 42. Rangos de temperatura ambiente recomendados para diferentes tipos de descongelamiento.

Rango de temperatura	Descongelamiento por aire	Descongelamiento por agua	Descongelamiento eléctrico	Descongelamiento por gas caliente
Temp Muy Baja (<-40°C)	No	No	Sí	Sí
Temp. Baja (<-6,7°C)	No	Sí	Sí	Sí
Temp Media (4,4 °C-6,7 °C)	No	Sí	Sí	Sí
Temp. Alta (>4,4 °C)	Sí	No	No	No

Fuente: Guntner

Sin embargo, por recomendaciones de profesionales en el área de diseño en refrigeración industrial se opta por no utilizar ningún método de descongelamiento, ya que para manejadoras de aire en sistemas de propilenglicol normalmente no se usa según las tendencias en diseño, por considerarse una inversión innecesaria para este tipo de sistemas.

En cuanto a las buenas prácticas de instalación de las unidades enfriadoras de aire, el Manual de Ingeniería de Frigus Bohn recomienda, evitar colocarlas directamente arriba de las puertas o cerca de las aberturas de las puertas en donde la baja temperatura se está manteniendo y en

cualquier parte que sea posible para mantener una temperatura normal. Además de dar el espacio necesario entre la parte posterior del enfriador de aire y la pared que permitan el retorno de aire libre.

La distancia y la cantidad de unidades enfriadoras van a depender de las dimensiones del aposento donde vayan a ser estas instaladas, de manera tal que para cuartos pequeños lo ideal sea según se muestra en la figura siguiente, en donde se busca distribuir de la mejor manera el aire refrigerado.

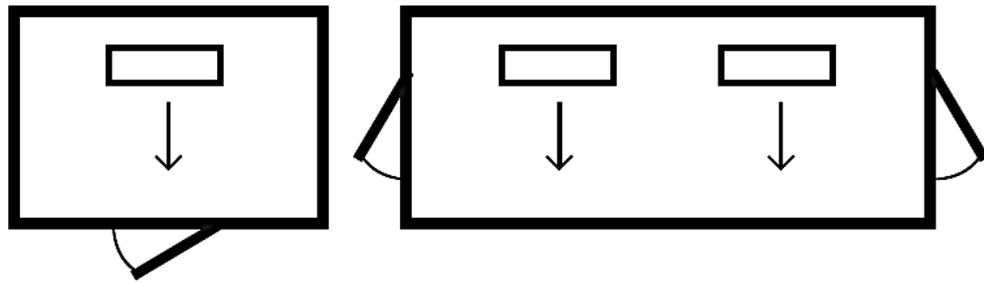


Figura 26. Congelador con uno o dos evaporadores.
Fuente: BOHN, 2005

Para arreglos en aposentos de mayor área, se recomiendan las dos opciones que se presentan en la siguiente figura, en donde de igual manera se distribuye el aire de manera equitativa en el espacio a refrigerar, sin que el dardo de aire se cruce entre las unidades y que además este sea capaz de cubrir a los productos a la velocidad adecuada.

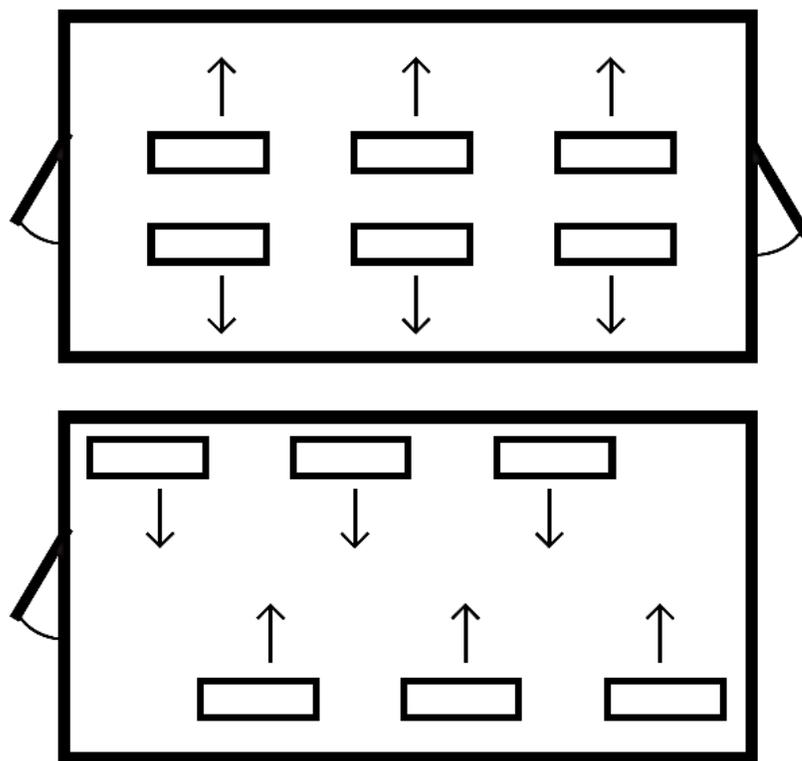


Figura 27. Arreglo para congeladores grandes en donde no es posible acomodar todos los evaporadores en un solo lado o donde la distancia del tiro de aire debe tomarse en cuenta.
Fuente: BOHN, 2005

Además, según el manual del fabricante de unidades enfriadoras de aire Güntner, se recomienda instalarlas a una distancia mínima de 1 metro en cada uno de sus lados y el frente. Tal como se muestra en la siguiente figura:

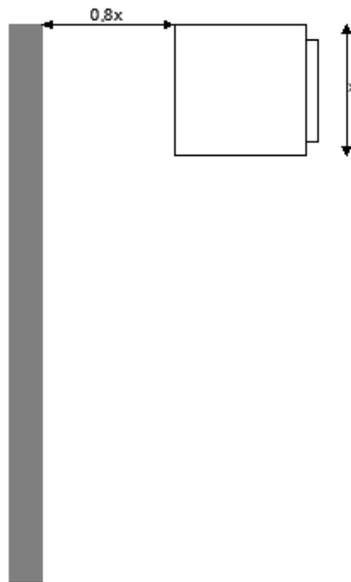


Figura 28. Distancia recomendada por el fabricante Gntner para la parte trasera de la unidad.
Fuente: elaboración propia

Además, a una distancia de 0,8 veces la altura de la unidad para la parte trasera, esto para dejar espacio para trabajos de mantenimiento y la parte de abajo debe tener una altura como mínimo del ancho de la unidad enfriadora, para poder de esta manera. Tal como se muestra en la figura a continuación:

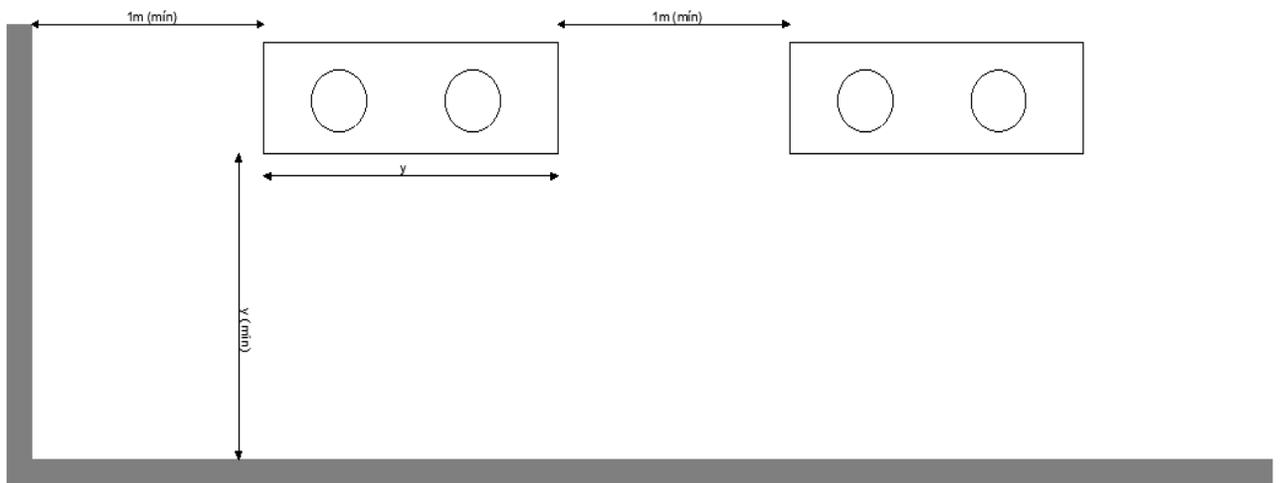


Figura 29. Distancias recomendadas por el fabricante Gntner para la instalación de las unidades.
Fuente: elaboración propia

Otro de los aspectos que se deben de tomar en cuenta para la selección del evaporador es el número de cambios de aire recomendados por hora, en donde según el tipo de aplicación se recomienda un mínimo y un máximo, a continuación, se muestra esta información en la siguiente tabla:

Tabla 43. Número de cambios de aire por hora según la aplicación.

Tipo de aplicación	Número de cambios de aire recomendados /h	
	Mínimo	Máximo
Conservación en Congelación.	40	80
Conservación en Refrigeración.	40	80
Cámaras de corte.	20	30
Cámara de enfriamiento de carnes.	80	120
Maduración de bananos empacados.	120	200
Almacenamiento de frutas y vegetales.	30	60
Túneles de congelación rápida.	150	300
Salas de proceso.	20	30
Almacenamiento de carne sin empacar.	30	60

Fuente: Paranjpey, 2013

A partir de esta información se procede a calcular el volumen aproximado para el que cada unidad enfriadora de aire va a intercambiar calor, para poder calcular de esta manera valores de caudales máximos y mínimos de aire, para hacer una selección más precisa de las unidades, con el caudal ideal que esté dentro del rango. A continuación, se muestra una tabla con todos estos datos obtenidos para cada aposento:

Tabla 44. Caudal máximo y mínimo de aire según la zona.

Zona	Volumen (m ³)	Número de cambios por hora mínimo	Número de cambios por hora máximo	Caudal mínimo (m ³ /h)	Caudal máximo (m ³ /h)	Caudal mínimo (cfm)	Caudal máximo (cfm)
AD	623,19	30	60	18695,70	37391,40	11003,88	22007,77
APE (Oeste)	499,41	30	60	14982,30	29964,60	8818,26	17636,51
APE (Este)	912,9	30	60	27387,00	54774,00	16119,39	32238,79
NPE	434,4	30	60	13032,00	26064,00	7670,35	15340,71
SET	721,02	30	60	21630,60	43261,20	12731,30	25462,60

Fuente: elaboración propia.

Finalmente, a partir de estos datos escogidos y calculados, se buscará a partir del software Güntner Product Calculator versión 2018 (GPC.EU 2018) del fabricante de unidades enfriadoras de aire Güntner el modelo ideal según los requerimientos, que junto con otros valores se dan a continuación:

Tabla 45. Modelo seleccionado para cada una de las unidades enfriadoras de aire para cada zona.

Zona	Carga térmica unitaria (TR)	T alimentación (°C)	Temperatura de salida (°C)	Temperatura del aire (°C)	Flujo volumétrico de propilenglicol (m ³ /h)	Flujo másico (kg/h)	Modelo
AD	11,57	1,5	5,5	7	9,16	9565,0552	GGHN 080.2H/37-ANJ50/12P.E
APE (Oeste)	11,03	1,5	5,5	6	8,73	9116,0406	GGHN 080.2H/37-ANJ50/12P.E
APE (Este)	13,79	1,5	3,5	6,4	21,84	22805,7648	GGHN 080.2F/37-ANJ50/6P.E
NPE	17,4	1,5	5,5	9,4	13,77	14378,9094	GGHN 080.2E/24-ANJ51/10P.E
SET	10,06	8,5	12,5	15	8,17	8412,7307	GGHN 080.2F/34-ANJ50/8P.E

Fuente: elaboración propia.

Según Ureña (2017), en algunos enfriadores de aire, dependiendo de las condiciones de temperatura del aire de diseño, el uso de un mayor diferencial de temperatura no sólo aumentará la densidad de aleta, sino también en el número de filas del serpentín, lo que incrementa los costos iniciales y la caída de presión del equipo. Es por esta razón, y a partir del análisis realizado en las opciones que manejan los fabricantes, es que se selecciona un diferencial entre la alimentación y la salida del refrigerante de 4 °C. Para el caso de APE(Este) se seleccionó un diferencial menor entre entrada y salida de refrigerante, por recomendaciones del fabricante según las unidades disponibles.

El material de los tubos de las unidades enfriadoras de aire se seleccionó a partir de la concentración de propilenglicol, ya que por debajo de un 25% no es recomendable utilizar tubos de cobre porque se corroe, es por esto por lo que para SET se seleccionan unidades con tubos de acero inoxidable, y para el resto del sistema se utilizan unidades con tubos de cobre, ya que en estos equipos se trasiega propilenglicol al 30% de concentración. El resto de la información sobre las unidades escogidas brindada por el fabricante se muestra en la zona de anexos, en el anexo 13 en donde se adjuntó la de las utilizadas en la Sala de Empaque y Trazabilidad.

7.5.2. Red de tuberías del refrigerante.

Para poder trasegar el fluido refrigerante secundario se debe crear un circuito cerrado de tuberías, para hacerle llegar este a las unidades enfriadoras de aire. Al ser este fluido una mezcla entre agua y propilenglicol, se considera este como un sistema hidrónico; según Nieto (2013), un sistema hidrónico está compuesto por una fuente generadora de agua caliente o fría (boiler o chiller), un sistema de tuberías, bombas para la recirculación de agua, una consola o unidad terminal (donde el agua va a enfriar o calentar) y diversos accesorios como válvulas reguladoras.

Para poder diseñar este sistema se debe obtener las dimensiones y tipos de tuberías a utilizar para trasegar el fluido, determinar velocidades y coeficientes de fricción provocados a partir del diámetro utilizado y definir el material ideal para las tuberías.

Según Dossat (1986), los materiales ideales a utilizar son de acero de peso estándar, tubos de plástico, o tubería de cobre tipo “L”; de esta manera para el sistema A, se elige el acero

inoxidable como material para las tuberías, debido a que como se especificó anteriormente, el propilenglicol a un 20% provocaría importantes niveles de corrosión en materiales con un bajo valor de electronegatividad como el hierro y el cobre.

A continuación, se muestra la disposición de las líneas de tuberías por las que se va a hacer llegar el fluido refrigerante secundario a cada una de las unidades enfriadoras de aire. De color amarillo se muestran las líneas de suministro de propilenglicol, mientras que las que están en color azul son las de retorno.

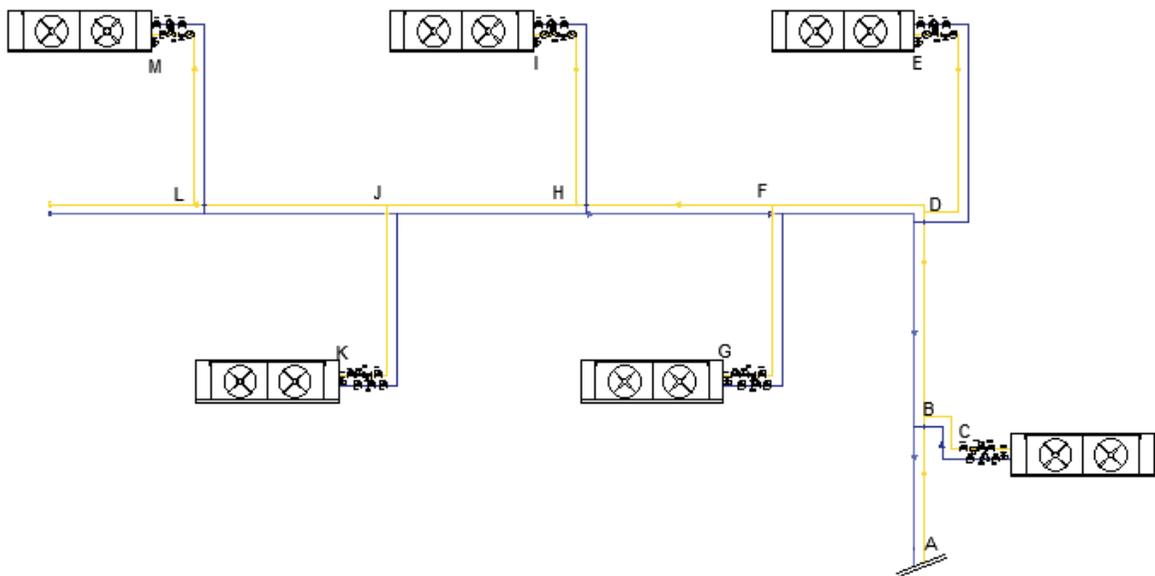


Figura 30. Distribución de tramos de tubería en el circuito de propilenglicol para el sistema A.

Fuente: elaboración propia

Una vez representadas las rutas de las tuberías, se estima la longitud que va a tener cada uno de los tramos en el software de dibujo autocad en donde se tiene el plano arquitectónico con sus medidas reales, y para obtener los datos de la pérdida por fricción y la velocidad, se utiliza el software System Syzer del fabricante Bell & Gosset, en donde tanto en el sistema A como el sistema B, se debe escoger un diámetro de tal forma que la velocidad esté entre los 1,5 [m/s] y los 2,4 [m/s], y la pérdida por fricción entre 1 [m/100m] y los 4 [m/100m]. A continuación, se tienen los resultados obtenidos para el sistema A:

Tabla 46. Datos de la tubería del sistema A, a partir de cada uno de los tramos.

Tramo	Flujo másico (kg/h)	Flujo Volumétrico (m ³ /h)	L (m)	Ø (mm)	Ø (in)	Pérdida por fricción (m/100m)	Velocidad (m/s)	Caída de presión (m)
A-B	95325	49,02	6	100	4	2,66	1,76	0,1596
B-C	15887,5	8,17	3,86	50	2	2,79	1,15	0,107694
B-D	79437,5	40,85	9,13	100	4	1,91	1,47	0,174383
D-E	15887,5	8,17	8,9	50	2	2,79	1,15	0,24831
D-F	63550	32,68	8,6	100	4	1,28	1,18	0,11008
F-G	15887,5	8,17	8,33	50	2	2,79	1,15	0,232407
F-H	47662,5	24,51	8,5	80	3	2,98	1,56	0,2533
H-I	15887,5	8,17	8,26	50	2	2,79	1,15	0,230454
H-J	31775	16,34	8,63	80	3	1,44	1,04	0,124272
J-K	15887,5	8,17	8,33	50	2	2,79	1,15	0,232407
J-L	15887,5	8,17	8,37	50	2	2,79	1,15	0,233523
L-M	15887,5	8,17	8,26	50	2	2,79	1,15	0,230454

Fuente: elaboración propia.

Se tiene una velocidad de 1,76 m/s como máxima dentro del sistema, por lo que se escoge un SDR 17 para la tubería por la gran disponibilidad de diámetros que posee, y sus presiones de ariete y de trabajo serían las siguientes:

Tabla 47. Presiones de ariete y de trabajo según su SDR a una velocidad de 1,76 [m/s].

Pariete (bar)	Pariete (kPa)	P _{trabajo} (bar)	P _{trabajo} (kPa)
7,08	707,52	17,60	1760

Fuente: elaboración propia.

De manera análoga al sistema A, en el sistema B se hizo el debido estudio para el diseño de las tuberías, y a diferencia del caso anterior, se elige acero o hierro galvanizado como material para las tuberías ya que si se compara con el acero inoxidable, el costo económico es mucho menor, y en este caso no se van a tener los problemas que se tiene en el sistema A, ya que la concentración de propilenglicol es de un 30% para este sistema B, por lo que no se tendrían los problemas de corrosión. A continuación, se muestra la disposición para las tuberías del sistema B para abastecer las unidades manejadoras de aire de los aposentos pertenecientes a esta zona.

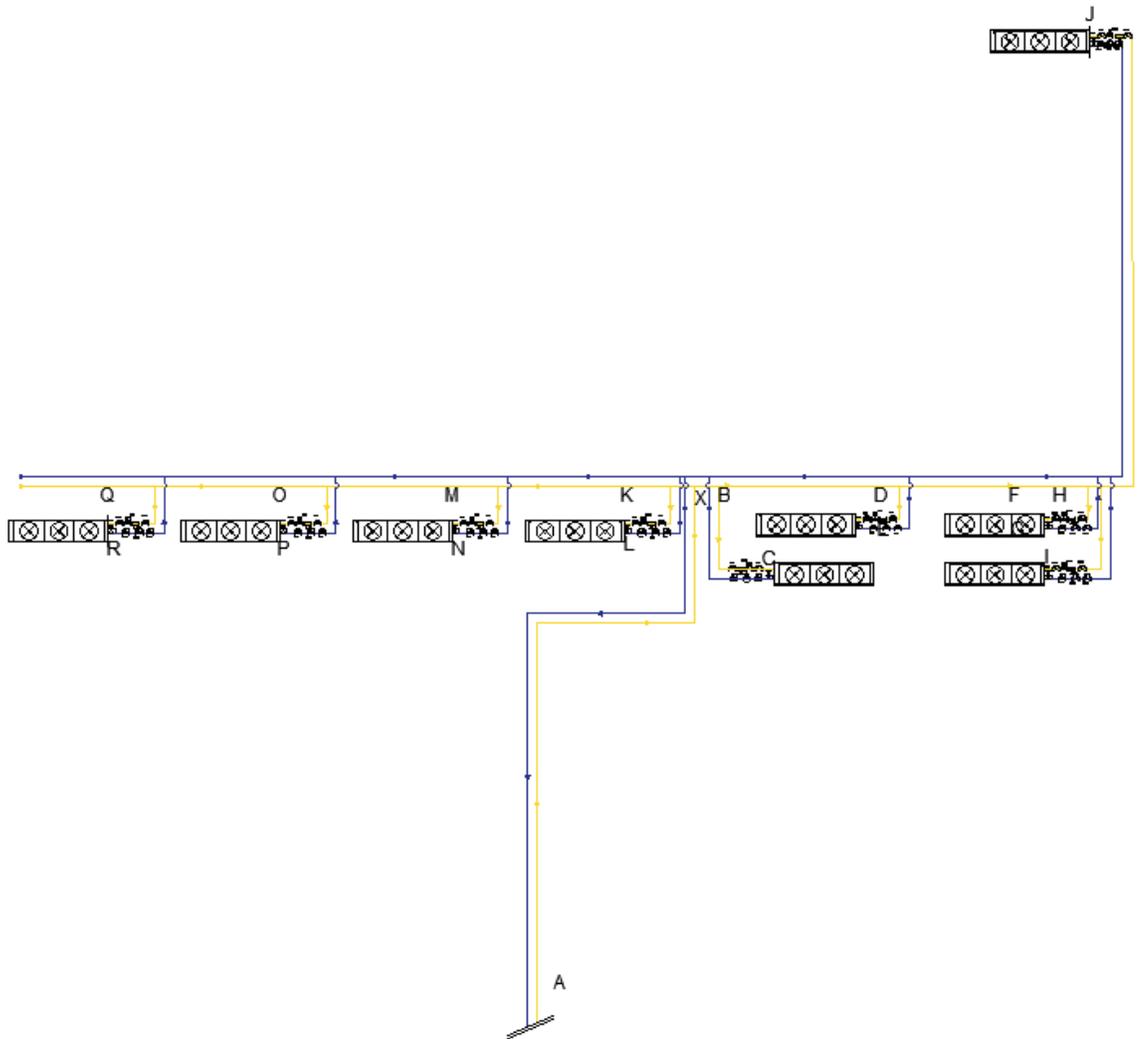


Figura 31. Distribución de tramos de tubería en el circuito de propilenglicol para la sección B.

Fuente: elaboración propia

Por medio del software System Syzer, se obtuvo los valores de pérdidas por fricción y velocidad según el diámetro seleccionado para las tuberías de hierro galvanizado, a continuación, se muestra la información obtenida:

Tabla 48. Datos de la tubería del sistema B, a partir de cada uno de los tramos.

Tramo	Flujo másico (kg/h)	Flujo volumétrico (m ³ /h)	L (m)	Ø (mm)	Ø (in)	Pérdida por fricción (m/100m)	Velocidad (m/s)	Caída de presión (m)
A-X	130924,30	125,38	31,46	150	6	1,99	1,87	0,626054
X-B	73408,67	70,3	1,12	125	5	1,67	1,51	0,018704
B-C	22805,76	21,84	6,51	80	3	2,22	1,27	0,144522
B-D	50602,90	48,46	7,93	100	4	2,56	1,64	0,203008
D-E	9116,04	8,73	2,05	50	2	2,85	1,12	0,058425
D-F	41486,86	39,73	6,21	100	4	1,76	1,34	0,109296
F-G	9116,04	8,73	2,05	50	2	2,85	1,12	0,058425
F-H	32370,82	31	2,13	100	4	1,11	1,05	0,023643
H-I	22805,76	21,84	6,51	80	3	2,22	1,27	0,144522
H-J	9565,06	9,16	23,93	50	2	3,12	1,17	0,746616
X-K	57515,64	55,08	2,78	125	5	1,06	1,18	0,029468
K-L	14378,91	13,77	3,67	65	2 1/2	2,76	1,24	0,101292
K-M	43136,73	41,31	8	100	4	1,9	1,4	0,152
M-N	14378,91	13,77	3,67	65	2 1/2	2,76	1,24	0,101292
M-O	28757,82	27,54	8	80	3	3,43	1,6	0,2744
O-P	14378,91	13,77	3,67	65	2 1/2	2,76	1,24	0,101292
O-Q	14378,91	13,77	8	65	2 1/2	2,76	1,24	0,2208
Q-R	14378,91	13,77	3,67	65	2 1/2	2,76	1,24	0,101292

Fuente: elaboración propia.

Para este sistema se escoge también un SDR 17 por disponibilidad de diámetros, y basado en la velocidad máxima dentro de todo el sistema de 1,87 [m/s], y se tienen los siguientes valores de presiones de ariete y de trabajo:

Tabla 49. Presiones de ariete y de trabajo según su SDR a una velocidad de 1,87 [m/s].

Pariete (bar)	Pariete (kPa)	P _{trabajo} (bar)	P _{trabajo} (kPa)
7,5174	751,74	17,60	1760

Fuente: elaboración propia.

7.5.3. Bombeo del propilenglicol

La forma de alimentación del propilenglicol a las unidades enfriadoras de aire es a partir de un sistema de recirculado de este, por lo que a partir de bombas centrífugas que logren vencer todas

las pérdidas debidas a diferentes fuentes, y además consiga hacer llegar a cada una de las unidades manejadoras de aire el fluido refrigerante para que se realice el intercambio de calor.

Lo primero realizado para seleccionar el equipo de bombeo adecuado es hacer un estudio de la ruta crítica, dentro de todos los tramos del sistema hidrónico. Y a partir de esta obtener los valores respectivos de caída de presión neta a vencer, en donde los tipos de carga son del tipo estático y dinámico; en el tipo estático se analizó la ruta crítica en la que se tomó en cuenta la pérdida por fricción a través de toda la tubería, la altura geométrica a vencer y las pérdidas por accesorios; adicional a esto, dentro de las cargas de tipo estática se sumaron las pérdidas generadas por los equipos como el chiller y la unidad enfriadora de aire. Mientras que en el tipo de carga dinámica se calculó la carga respectiva a la velocidad de la descarga del fluido, que se obtuvo a partir de la siguiente ecuación:

$$h_v = \frac{v_{fluido}^2}{2g} \quad (26)$$

En donde:

h_v : Pérdida de carga dinámica por la velocidad [mca]

v_{fluido} : Velocidad del fluido refrigerante [m/s]

g : Gravedad [m/s^2]

Para el sistema A, la ruta crítica es la del tramo L-M con un total de 20,29 [mca] de pérdidas debidas a la caída de presión por la fricción por longitud de la tubería, altura geométrica y la presión mínima de funcionamiento de las unidades enfriadoras de aire. Tomando en cuenta todos los aspectos anteriores, se tienen los siguientes resultados:

Tabla 50. Cabezal de presión obtenido según los diferentes componentes en el sistema A.

Tipo de carga	Fuente	Caída de presión
Estática	Ruta crítica (mca)	20,29
	Chiller (mca)	3,31
	Enfriadora de aire (mca)	5,92
Dinámica	Velocidad (mca)	0,07

Fuente: elaboración propia.

Tabla 51. Continuación de la tabla anterior

Total (mca)	29,57
Total (psi)	42,62

Fuente: elaboración propia.

Por lo que, en términos de presión, se requiere una bomba que vaya a vencer un cabezal de presión de al menos 42,42 [psi] y un caudal de 215,8 [GPM]. De manera que utilizando el software de selección ESP systemwize del fabricante Bell & Gosset, se llenaron los datos requeridos para obtener una lista de bombas recomendadas, y a partir de las curvas características de las bombas, se escogió la que se muestra en la siguiente tabla con sus especificaciones:

Tabla 52. Modelo y datos de la bomba seleccionada para el sistema A.

Fabricante	Modelo	Caudal (GPM)	Presión (psi)	Motor (HP)
Bell & Gosset	BG-E1510-2EB	216,00	42,70	10,00

Fuente: ESP systemwize

La razón por la que se seleccionó fue porque además de cumplir la bomba con todas las especificaciones obligatorias según las condiciones del sistema y los cálculos previos que se realizaron, esta bomba era la que ofrecía una potencia menor por lo que un costo no tan elevado además de tener la mejor eficiencia, de un 73 %. En la sección de anexos, en el anexo 14, se muestran las demás especificaciones brindadas por el fabricante de la bomba que se seleccionó para este sistema. De manera análoga con el sistema B, se realizó el estudio para determinar cuál de los tramos corresponde al de la ruta crítica, que en este caso es el del tramo H-J con un valor de caída de presión por ruta crítica de 22,71 [mca], los demás datos calculados y obtenidos a partir de fabricantes se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 53. Cabezal de presión obtenido según los diferentes componentes en el sistema B.

Tipo de carga	Fuente	Caída de presión
Estática	Ruta crítica (mca)	22,71
	Chiller (mca)	6,26
	Enfriadora de aire (mca)	8,57
Dinámica	Velocidad (mca)	0,07

Fuente: elaboración propia.

Tabla 54. Continuación de la tabla anterior

Total (mca)	37,61
Total (psi)	54,20

Fuente: elaboración propia.

Esta bomba por su parte debe vencer una presión mínima de 54,20 [psi] para poder operar el sistema B y generar un caudal de 552 [GPM]. La bomba que se seleccionó para este sistema tiene una potencia de 25 [HP] y una eficiencia de un 83%, a continuación, se muestra el resto de la información respectiva de esta bomba:

Tabla 55. Modelo y datos de la bomba seleccionada para el sistema B.

Fabricante	Modelo	Caudal (GPM)	Presión (psi)	Motor (HP)
Bell & Gosset	BG-E1510-3AD	552,00	54,20	25,00

Fuente: ESP systemwize

Tanto en el sistema A como en el sistema B se van a colocar dos bombas por sistema, conectadas en paralelo de manera tal que en el momento que alguna de las dos falle o se deba intervenir por mantenimiento de algún tipo, no se vaya a tener que parar el sistema y poner esto en peligro el estado ideal de los productos.

7.5.4. Cámaras de expansión.

Otro de los elementos necesarios para seleccionar dentro de un sistema hidrónico son las cámaras de expansión; según ASHRAE (1990), una cámara de expansión, también llamado como tanque de expansión o compresión, es empleada en sistemas térmicos e hidráulicos. En su función térmica, la cámara proporciona un espacio en el que el líquido incompresible puede expandirse o desde el que puede contraerse a medida que el líquido experimenta cambios volumétricos debido a cambios de temperatura. Para permitir esta expansión o contracción, la cámara de expansión proporciona un punto de interfaz entre el fluido del sistema y un gas compresible. Por definición, un sistema cerrado puede tener sólo una de dichas interfaces, por lo tanto, un sistema diseñado para funcionar como un sistema cerrado puede tener sólo una cámara de expansión. Según Pita (2005), si el sistema de tubería se llena por completo y no hay espacio para que expanda el agua, se podría romper la tubería o dañar alguno de los equipos.

Lo primero a realizar para seleccionar este equipo es calcular la cantidad total de volumen de todo el sistema, para esto se calculó el total por cada tramo de tubería y posteriormente el respectivo a los equipos de unidades enfriadoras de aire. A continuación, se muestra la tabla con los valores de volumen por cada tramo de tubería:

Tabla 56. Volumen por tramo de tubería en el sistema A.

Tramo	L (m)	Diámetro (m)	Espesor de SDR 17	Volumen (m3)
A-B	6	0,1	0,007	0,1629472
B-C	3,86	0,05	0,0032	0,0265466
B-D	9,13	0,1	0,007	0,2479513
D-E	8,9	0,05	0,0032	0,0612084
D-F	8,6	0,1	0,007	0,2335576
F-G	8,33	0,05	0,0032	0,0572884
F-H	8,5	0,08	0,0058	0,1469455
H-I	8,26	0,05	0,0032	0,0568069
H-J	8,63	0,08	0,0058	0,1491929
J-K	8,33	0,05	0,0032	0,0572884
J-L	8,37	0,05	0,0032	0,0575634
L-M	8,26	0,05	0,0032	0,0568069
TOTAL				1,3141036

Fuente: elaboración propia.

Para las unidades enfriadoras del sistema A, se calcula el volumen total que abarcarían a partir de los datos que brinda el fabricante en el catálogo de estos equipos. A continuación, se muestra una tabla con este valor de volumen obtenido:

Tabla 57. Volumen por equipo para el sistema A.

Equipo	Aposento	Cantidad	Volumen unitario (m3)	Volumen total (m3)
Unidad enfriadora de aire	SET	6	0,072	0,43

Fuente: elaboración propia.

Finalmente tomándose los dos valores de volumen, se suman para saber el valor total del sistema para poder seleccionar el modelo ideal. A continuación, se muestra una tabla con los datos obtenidos de volumen.

Tabla 58. Volumen total del sistema A.

Volumen	Dato
Volumen total (m3)	1,75
Volumen total (US gal)	461,75
Volumen requerido según fabricante (US gal)	9,68

Fuente: elaboración propia.

Con la ayuda del software ESP systemwize del fabricante Bell & Gosset, se busca a partir de los datos obtenidos de volumen y se selecciona el modelo B-35LA con capacidad de 10 [US gal] de tipo vejiga. Ya que se obtuvo un total de 461,75 [US gal], que con la ayuda del software, recomienda el utilizar un valor mínimo de 9,68 [US gal]. A continuación, se muestra una tabla resumen con los datos según el fabricante de este modelo seleccionado.

Tabla 59. Especificaciones del tanque de expansión seleccionado para el sistema A.

Fabricante	Modelo	Tipo	Volumen (US gal)
Bell & Gosset	B-35LA	Vejiga	10

Fuente: elaboración propia.

En el anexo 15 se muestran los demás datos brindados por el fabricante para este modelo seleccionado. De manera similar se selecciona el tanque para el sistema B, por lo que en la siguiente tabla se muestra el volumen respectivo por cada uno de los tramos pertenecientes al sistema:

Tabla 60. Volumen por tramo de tubería en el sistema B.

Tramo	L (m)	Diámetro (m)	Espesor de SDR 17	Volumen (m3)
A-X	31,46	0,15	0,0095	1,951017835
X-B	1,12	0,125	0,0079	0,048248263

Fuente: elaboración propia.

Tabla 61. Continuación de la tabla anterior.

B-C	6,51	0,08	0,0058	0,112600073
B-D	7,93	0,1	0,007	0,215471064
D-E	2,05	0,05	0,0032	0,014105726
D-F	6,21	0,1	0,007	0,168735853
F-G	2,05	0,05	0,0032	0,014105726
F-H	2,13	0,1	0,007	0,057875582
H-I	6,51	0,08	0,0058	0,112600073
H-J	23,93	0,05	0,0032	0,164658547
X-K	2,78	0,125	0,0079	0,119759082
K-L	3,67	0,065	0,0045	0,042201383
K-M	8	0,1	0,007	0,217373079
M-N	3,67	0,065	0,0045	0,042201383
M-O	8	0,08	0,0058	0,138371825
O-P	3,67	0,065	0,0045	0,042201383
O-Q	8	0,065	0,0045	0,091992116
Q-R	3,67	0,065	0,0045	0,042201383
TOTAL				3,595720378

Fuente: elaboración propia.

Para las unidades enfriadoras de aire ubicadas en los diferentes aposentos se tienen los siguientes datos mostrados en la tabla:

Tabla 62. Volumen por equipo para el sistema B.

Equipo	Aposento	Cantidad	Volumen unitario (m3)	Volumen total (m3)
Unidad enfriadora de aire	AD	1	0,1704	0,1704
	APE (O)	2	0,1704	0,3408
	APE (E)	2	0,1398	0,2796
	NPE	4	0,1339	0,5356
TOTAL				1,3264

Fuente: elaboración propia.

Finalmente se tiene en la siguiente tabla el total de volumen por todo el sistema, para seleccionar a partir de este el tanque ideal.

Tabla 63. Volumen total del sistema B.

Volumen	Dato
Volumen total (m3)	4,92
Volumen total (US gal)	1300,29
Volumen requerido (según fabricante) (US gal)	27,26

Fuente: elaboración propia.

Según la tabla anterior, el valor neto obtenido es de 1300,29 [US gal], a partir de esto lo recomendado por el software utilizado como mínimo para la capacidad del tanque de expansión es de 27,26 [US gal]. Por esta razón se selecciona uno del tipo vejiga, con una capacidad de 34 [US gal]. A continuación, se muestra una tabla resumen de algunos de los datos brindados por el fabricante para este modelo seleccionado.

Tabla 64. Especificaciones del tanque de expansión seleccionado para el sistema B.

Fabricante	Modelo	Tipo	Volumen (US gal)
Bell & Gosset	B-130V	Vejiga	34

Fuente: elaboración propia.

7.5.5. Sistema de enfriamiento del glicol con amoníaco.

Seleccionados los equipos anteriores, se procede a seleccionar los últimos para el circuito de propilenglicol, el intercambiador de calor o también comúnmente conocido como chiller, que es precisamente donde interactúan los 2 refrigerantes de manera indirecta al intercambiar calor entre ellos, de manera tal que se enfríe el propilenglicol y llegue a las unidades enfriadoras de aire a la temperatura adecuada.

Estos equipos al trasegar los dos fluidos simultáneamente necesitan información y parámetros de ambos para una adecuada selección, además de las condiciones de operación y requerimientos del sistema. Para el sistema A se tiene la siguiente información:

Tabla 65. Datos de temperaturas a manejar en el chiller del sistema A.

Unidades	T entrada chiller (Propilenglicol)	T salida chiller (Propilenglicol)	T entrada chiller (Amoniaco)
°C	12,50	8,50	2,94
°F	54,50	47,30	37,30

Fuente: elaboración propia.

Teniendo la anterior información, con la ayuda del software Coolware, se selecciona el equipo que cumpla y más se ajuste a los requerimientos obtenidos del diseño, y que además pueda suplir la capacidad térmica de 60,38 [TR]. El criterio para utilizar una temperatura de 2,94 [°C] como temperatura de entrada del amoniaco en el chiller, es que según ASHRAE, un valor adecuado de diferencial entre la temperatura de salida del chiller del lado de propilenglicol y la temperatura de entrada del chiller del lado de amoniaco, es de 10 [°F]. En la tabla a continuación, se muestra una tabla con la información del modelo seleccionado.

Tabla 66. Datos y modelo del chiller seleccionado para el sistema A.

Dato	Especificación
Fabricante	Frick
Modelo	PLW-1100-200
Tsalida chiller (Amoniaco)	47,1 [°F] (8,39 [°C])
Capacidad térmica	62,1 [TR]
Tasa de recirculación	1,3

Fuente: elaboración propia.

La información mostrada en la tabla anterior es la principal del equipo seleccionado, en la sección de anexos se adjunta la especificación brindada por el fabricante con el resto de los datos.

De la misma manera se obtiene para el sistema B el chiller a seleccionar, en la siguiente tabla se muestra un resumen de las temperaturas que se pretende que los equipos sean capaces de generar a partir del intercambio de calor de los refrigerantes primario y secundario:

Tabla 67. Datos de temperaturas a manejar en el chiller del sistema B.

Unidades	T entrada chiller (Propilenglicol)	T salida chiller (Propilenglicol)	T entrada chiller (Amoniaco)
°C	5,50	1,50	-4,06
°F	41,90	34,70	24,70

Fuente: elaboración propia.

Bajo los mismos criterios que en el sistema A, se seleccionó una temperatura de entrada en el chiller del lado del amoniaco de -4,06 [°C], que tiene un diferencial de 10 [°F] o 5,55 [°C] con respecto a la temperatura de salida del chiller en el lado del propilenglicol.

Teniéndose lo anterior se selecciona un modelo el cual además pueda cubrir la capacidad de 130,78 [TR], por lo que se selecciona el modelo PLW-360-20 del fabricante Frick, del que se muestra una tabla resumen de la información brindada por el fabricante.

Tabla 68. Datos y modelo del chiller seleccionado para el sistema B.

Dato	Especificación
Fabricante	Frick
Modelo	PLW-360-20
Tsalida chiller (Amoniaco)	36,6 [°F] (2,56[°C])
Capacidad térmica	132,7 [TR]
Tasa de recirculación	1,3

Fuente: elaboración propia.

7.5.6. Accesorios de la red.

Para el debido funcionamiento de este sistema hidráulico, los equipos de mayor importancia fueron los anteriormente seleccionados, que van a ser los responsables por un lado de realizar la función térmica de intercambiar calor con el aire de los recintos fríos buscando las condiciones de temperatura y humedad relativa adecuados; y además hacerle llegar el refrigerante a cada uno de esos equipos, y que pueda retornar sin problema alguno para completar el ciclo del circuito cerrado. Según (Ramírez), en todo circuito existe un determinado número de dispositivos sin los cuales sería prácticamente imposible que toda instalación

trabajara de forma exacta y precisa en la concatenación de los ciclos de parada y marcha, dentro de los límites de funcionamiento, para mantener de forma automática una determinada temperatura uniforme en el interior del recinto.

Es por esto por lo que toma una gran importancia la inclusión dentro de las tuberías los accesorios que van a ayudar a controlar las variables buscadas para el sistema, además de ayudar en la intervención en diferentes tramos como válvulas de servicio por motivos de mantenimiento.

El primero de los equipos al que se le debe poner especial cuidado a la colocación de las válvulas es a las unidades enfriadoras de aire, ya que a estas debe llegar una temperatura y caudal específicos para funcionar de la manera para la que se diseñó el sistema. A estas unidades se les va a colocar en su línea de suministro (línea amarilla) un par de válvulas de globo, una válvula solenoide con su filtro y una válvula de bola. Las válvulas tipo globo que van a ser piloteadas eléctricamente por solenoide, estas tienen la función de mantener el equilibrio térmico según los requerimientos del sistema para cuando sea necesario interrumpir el flujo de propilenglicol. La válvula de bola se instala en esta misma línea para que cumpla la función de drenaje de la unidad enfriadora para trabajos de intervención directa que se le vayan a este sistema. Por su parte en la línea de retorno se colocan dos válvulas de globo, y una válvula de balanceo la cual tiene la importante función de controlar el caudal bajo el cual el propilenglicol sale de las unidades enfriadoras de aire, y este proceso es vital para que el chiller reciba el caudal que se requiere para que se dé el intercambio de calor que el sistema requiere para refrigerar las piñas.

En la figura a continuación se muestra el diagrama detallado de la conexión de cada una de estas válvulas en las líneas de suministro y de retorno de una de las unidades enfriadoras de aire del aposento “SET”.

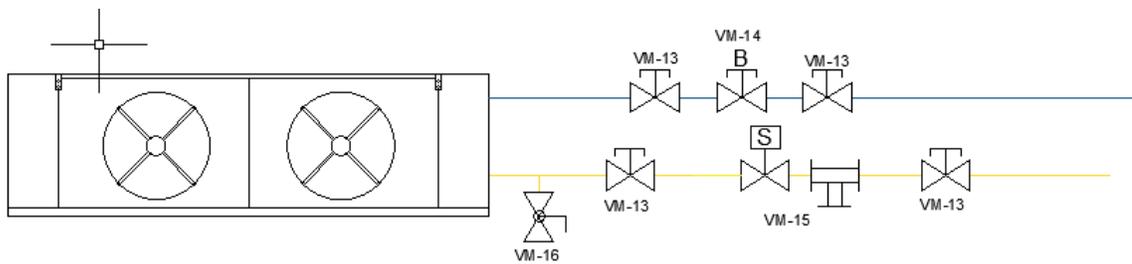


Figura 32. Representación de las válvulas a instalar en la enfriadora de aire de SET.

Fuente: elaboración propia

La selección de las válvulas se va a realizar a partir de las dimensiones de las tuberías de suministro y retorno, con excepción para el caso de la válvula de balanceo la cual debe ser seleccionada y dimensionada a partir del caudal de cada unidad. Es por esto que, para el dimensionamiento de cada una de las válvulas de balanceo, se utiliza las curvas de rendimiento de válvulas de balance suministradas por Bell & Gosset, en donde a partir del caudal que pasa por cada una de las unidades enfriadoras de aire se verifica si para un determinado diámetro, a un 0% de apertura de la válvula, se puede modular el caudal ideal que la unidad entregaría al a proceso de intercambio de calor a partir de la línea de retorno. Lo ideal es que se pueda seleccionar la válvula de menor tamaño, que pueda cumplir con estos requerimientos. A continuación, se va a mostrar la curva utilizada para una de las unidades enfriadoras de aire del aposento “APE (E)”.

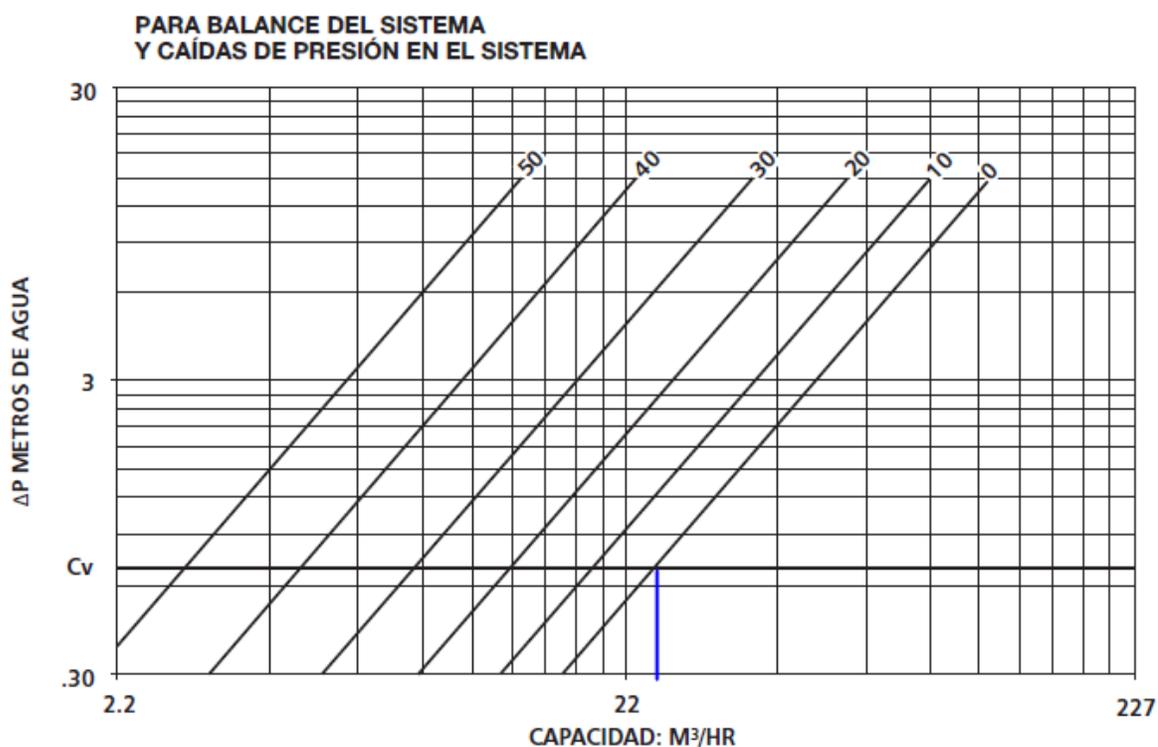


Figura 33. Curva de rendimiento para válvulas de balance de 3 [in] o 80 [mm] para el área de “APE (E)”.
Fuente: Bell & Gosset

Según la gráfica para el aposento “APE (E)”, el diámetro ideal para la válvula de balance a colocar en la línea de retorno de las unidades enfriadoras es de 3 [in] o 80 [mm], ya que para las unidades de este aposento se tiene una capacidad de 21,84 [m³/h] y según la gráfica, es a un caudal aproximado de 22,2 [m³/h] que se tiene un “CV” de dicha válvula para una estrangulación del 0% (totalmente abierta). De la misma manera se realizó este procedimiento para el resto de las válvulas de balance de las otras líneas de retorno de cada una de las unidades enfriadoras de aire.

En la siguiente tabla se muestran los tamaños seleccionados para cada una de las válvulas seleccionadas para las unidades enfriadoras de aire, a partir de las características anteriormente mencionadas.

Tabla 69. Detalles de las válvulas seleccionadas para las unidades enfriadoras de aire.

Zona	Válvula	Designación	Cantidad	Tamaño (in)	Tamaño (mm)
AD	Globo	VM-1	4	2	50
	Balance	VM-2	1	2	50
	Solenoides y filtro	VM-3	1	2	50
APE(O)	Globo	VM-4	8	2	50
	Balance	VM-5	2	2	50
	Solenoides y filtro	VM-6	2	2	50
APE(E)	Globo	VM-7	8	3	80
	Balance	VM-8	2	3	80
	Solenoides y filtro	VM-9	2	3	80
NPE	Globo	VM-10	16	2 1/2	65
	Balance	VM-11	4	2 1/2	65
	Solenoides y filtro	VM-12	4	2 1/2	65
SET	Globo	VM-13	24	2	50
	Balance	VM-14	6	2	50
	Solenoides y filtro	VM-15	6	2	50
Drenaje	Bola	VM-16	15	1/2	15

Fuente: elaboración propia

Para el sistema del bombeo, tanto en la línea de succión como en la de descarga de la bomba se colocará una válvula de mariposa, del diámetro de la tubería; en succión además se colocará un filtro y un difusor o reducción excéntrica, esto debido a que la tubería del tramo de succión es de mayor tamaño que la succión de la bomba, además de que es importante incluir este accesorio para eliminar formación de vórtices en la succión de la bomba. En cuanto a la descarga se colocará además de la válvula de mariposa descrita anteriormente, una válvula tipo “check” o antirretorno para que el líquido no se devuelva hacia su descarga de nuevo en caso de que haya una parada por motivos operacionales, falla o de mantenimiento. Además, para cada sistema de bombeo, se colocará una válvula “bypass” que tiene como función simular una caída de presión del sistema de bombas colocadas en paralelo tanto para el “sistema A” como para el “sistema B”, que sea capaz de manejar todo el caudal que va a entrar en cada uno de los sistemas. En la

siguiente figura se muestra la disposición de las válvulas en la línea de succión y de descarga de la bomba:

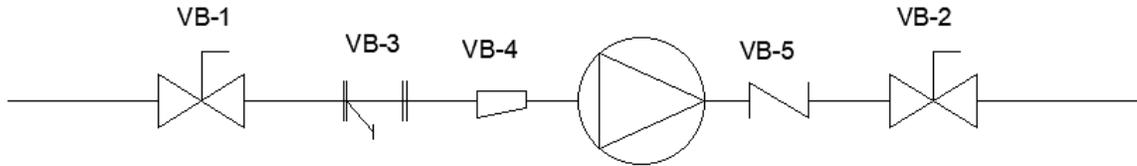


Figura 34. Diagrama del sistema de bombeo con las válvulas a utilizar.
Fuente: elaboración propia

Para esta válvula “bypass” se calculará su “CV”, el cual se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$Cv = \frac{Q}{\sqrt{\frac{\Delta P}{GE}}} \quad (27)$$

Donde:

Cv: Coeficiente de caudal.

Q: Caudal (GPM).

ΔP : Caída de presión (psi).

GE: Gravedad o peso específico.

Posteriormente con la ayuda del software de dimensionamiento de tuberías y válvulas System Syzer, se selecciona el diámetro ideal de la válvula a partir del “Cv” calculado y de las condiciones de operación de cada uno de los sistemas a los que se les va a colocar la válvula. Buscándose, además, que se logre un aproximado de un 20% de apertura de la válvula, esto según Ureña (2017) para tener una buena vida útil del sistema. A continuación, se muestra una figura donde se tienen los resultados obtenidos en este software para seleccionar el diámetro ideal para estas válvulas.

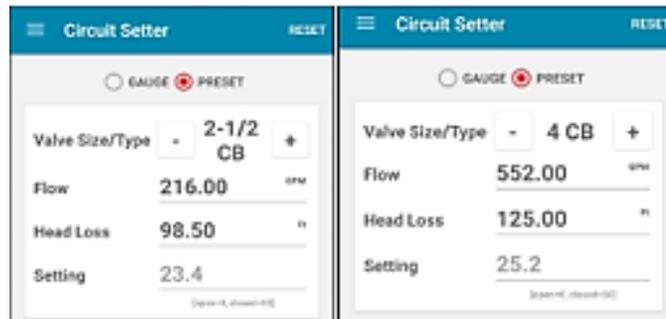


Figura 35. Estimación del diámetro a utilizar a un aproximado de 20% de apertura de la válvula bypass del sistema A y B respectivamente.

Fuente: System Syzer

De manera tal que se tienen los siguientes datos recolectados y obtenidos para el dimensionamiento de las válvulas de cada sistema:

Tabla 70. Resumen de datos para cálculo del Cv de las válvulas Bypass y su respectivo diámetro

Sistema	Q (GPM)	Caída de presión (psi)	GE	CV	Diámetro (in)	Diámetro (mm)
A	216	42,70	1,03	33,54	2 1/2	75
B	552	54,20	1,04	76,62	4	110

Fuente: elaboración propia.

Una vez teniéndose dimensionadas estas válvulas, el sistema en paralelo de bombeo para cada uno de los sistemas tendría seleccionadas cada una de las válvulas que necesita para poder operar de la manera que se espera a partir del diseño realizado en este proyecto. En la siguiente tabla se muestran los valores de diámetro elegidos para cada una de las válvulas, además de la designación que se le creó a cada una de las válvulas del sistema de bombeo:

Tabla 71. Válvulas y accesorios a colocar en el sistema de bombeo.

Sistema	Válvula	Designación	Cantidad	Tamaño (in)	Tamaño (mm)
A	Mariposa (succión)	VB-1	2	4	100
	Mariposa (descarga)	VB-2	2	4	100
	Filtros	VB-3	2	4	100
	Difusor excéntrico	VB-4	2	4x3	100x90
	Check	VB-5	2	4	100
	Bypass	VB-6	1	2 1/2	75

Fuente: elaboración propia.

Tabla 72. Continuación de la tabla anterior

B	Mariposa (succión)	VB-7	2	6	150
	Mariposa (descarga)	VB-8	2	6	150
	Filtros	VB-9	2	6	150
	Difusor excéntrico	VB-10	2	6x4	150x110
	Check	VB-11	2	6	150
	Bypass	VB-12	1	4	110

Fuente: elaboración propia.

7.6. Diseño del sistema de refrigeración en amoníaco.

Teniendo el circuito de propilenglicol totalmente diseñado, se procederá a diseñar el sistema por donde va a trasegar el refrigerante primario, el amoníaco. Además, se estudiarán las consideraciones necesarias para el diseño ideal según recomendaciones de fabricantes de los equipos, por el manual de Refrigeración de ASHRAE, normas de IIAR y la Norma Nacional para el Uso de Amoníaco; en donde no solamente se van a seleccionar los equipos ideales según las condiciones de operación que requiere el sistema, sino los que ofrezcan las mejores opciones en términos de ahorro de energía, costo económico y seguridad para el usuario.

7.6.1. Sistema de compresión.

El primero de los equipos que se va a seleccionar dentro de la red de amoníaco es el compresor que va a aumentar la presión a la que se requiere para alcanzar el ciclo de refrigeración esperado, esto según el estudio realizado para este sistema a diseñar, y para lograr esto hay una gran serie de alternativas, por lo que en esta sección también se va a explicar la razón de la selección de la alternativa elegida como la ideal para hacer que este equipo cumpla los alcances esperados para lo que se le seleccionó y que además vaya a generar una serie de ventajas a nivel energético, funcional y económico.

Como se analizó en la sección del marco teórico, existen muchos tipos de compresores según la aplicación para los que se les requiera, pero dentro de los más utilizados en el plano industrial se encuentran los compresores de tornillo y los compresores recíprocos. Estos compresores, se han venido prefiriendo en un plano industrial debido a las ventajas en términos de eficiencia

que presentan dependiendo de las condiciones del sistema bajo el cual estos equipos vayan a ser instalados, no se puede decir de manera general que haya uno mejor que otro, tanto los de tornillo como los recíprocos presentan una serie de ventajas y desventajas, dependiendo de las condiciones del sistema al que se van a aplicar y del enfoque que el diseñador le quiera dar a su proyecto, ya que esto depende mucho a la hora de hacer la selección final del sistema a operar. Una de las diferencias más importantes entre estos dos compresores, es que cuando se trabaje a una carga alta el compresor de tornillo va a ser el indicado ya que tendrá mejores niveles de eficiencia, mientras que, si se trabaja con cargas parciales, la mejor opción será el compresor recíproco, porque a partir del uso de un variador de frecuencia para controlar este cambio de cargas, el compresor va a funcionar a una mejor eficiencia en comparación con un compresor de tornillo. Otra de las diferencias mostradas en la sección del marco teórico hace referencia a que el tipo de temperatura a trabajar en estos sistemas va a tener importantes implicaciones en esta selección.

En esta sección se analizará además un sistema ideal de enfriamiento del aceite que le llega al compresor, para que este siempre mantenga niveles de temperatura y viscosidad adecuados para su debido funcionamiento, y una mayor optimización de su ciclo de vida útil.

7.6.1.1. Selección del compresor

Debido a que el compresor es uno de los equipos y procesos más importantes dentro del ciclo de refrigeración, a tal punto que se le llegue a considerar como el corazón del sistema de refrigeración; es que su selección debe de realizarse de una manera detallada, y bajo diferentes criterios que lleguen a respaldar la decisión del porqué el modelo escogido sea el ideal.

Según Campos, los criterios de selección del compresor son los siguientes:

- Fiabilidad mecánica.
- Rendimiento energético.
- Inversión inicial.
- Impacto ambiental.

Estos criterios de selección evidencian la importancia que tiene este equipo dentro del sistema de refrigeración, ya que según Campos tienen una alta cuota de responsabilidad en la eficiencia del sistema, concentra el mayor requerimiento de energía, es el que lleva las presiones de baja y alta y es uno de los equipos de mayor impacto económico dentro de un proyecto de refrigeración.

Tropicalizando lo descrito con anterioridad al sistema que se está diseñando en este proyecto, se va a comparar entre qué tipo o tipos de compresores se van a utilizar entre el compresor de tornillo y el reciprocante para poder suplir la carga que se requiere, y bajo que concepto o sistema se van a instalar estos en el sistema A y el sistema B. Dentro de los primeros datos a conocer al momento de seleccionar el compresor a utilizar, es el índice de compresión, que es la relación de compresión que va a ejercer el equipo, y esto es una relación entre la presión de descarga y la presión de succión:

$$IC = \frac{P_{descarga}}{P_{succión}} \quad (28)$$

Donde:

IC: Índice o relación de compresión.

$P_{descarga}$: Presión absoluta en la descarga del compresor (kPa)

$P_{succión}$: Presión absoluta en la succión del compresor (kPa)

En el sistema A para una temperatura de condensación de 35 [°C], se tiene una presión absoluta ($P_{descarga}$) de 1349 [kPa] y para la temperatura de evaporación proveniente de la salida del chiller que es de 8,39 [°C], se tiene una presión absoluta de succión ($P_{succión}$) de 582 [kPa]. De la misma manera se tiene para el sistema B una presión de descarga de 1349 [kPa], mientras que una presión de succión de 453 [kPa]. Para esto se tienen los valores respectivos de índice de compresión, los cuales se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 73. Índice de compresión para cada uno de los sistemas del diseño.

Sistema	$P_{descarga}$ (kPa)	$P_{succión}$ (kPa)	IC
A	1349	582	2,32
B	1349	453	2,98

Fuente: elaboración propia

Realizados los cálculos para los dos sistemas, se obtienen índices de compresión relativamente bajos, esto según lo dicho en la sección 5.3.1 del marco teórico, en donde se especifica que los compresores recíprocos tienen una relación de compresión limitada de 8 a 1, mientras que los de tornillo en una sola etapa son capaces de alcanzar relaciones de 25 a 1; así que bajo este criterio, ambos tipos de compresores estarían totalmente en condiciones de comprimir el fluido refrigerante a los niveles para los que se les necesita en una sola etapa.

Según (ASHRAE, 2010), en la industria para manejar potencias de 75[kW] o menos en sistemas de simple o múltiple etapa, lo comúnmente usado son los compresores de tipo recíproco; mientras que para sistemas donde se requieran potencias mayores a 75 [kW], el compresor de tipo tornillo es el más predominante. Sin embargo, en el mercado, a una igualdad de condiciones de operación el compresor recíproco, al menos en su inversión inicial sin contemplar el costo de operación, es la opción más económica. Para el sistema que se está diseñando, acatando lo dicho por el manual de ASHRAE, lo ideal es utilizar compresores de tipo tornillo, ya que en el sistema A la carga térmica a manejar es de 60,38 [TR] o 212,35 [kW], mientras que en el sistema B es de 130,78 [TR] o 459,93 [kW]; por lo que son 2 sistemas que exceden los 75 [kW] recomendados por el ASHRAE, como límite según la tendencia industrial del uso de compresores recíprocos.

En cuanto a temperaturas a trabajar, como se ha especificado a través de todo el proyecto, se tienen niveles de media y alta temperatura, no se trabajan bajas temperaturas en este sistema, esto según la escala ya anteriormente establecida; por lo que se podría usar desde esta perspectiva, tanto los compresores recíprocos como los de tornillo. En cuanto a costo de operación, según Nunes (2018), el compresor que generalmente presenta menores costos de operación es el de tornillo, esto básicamente porque requiere menos intervención por mantenimiento, y esto a pesar de que ocupe una mayor cantidad de aceite para operar.

Un último aspecto a analizar antes de seleccionar los modelos y tipos adecuados de compresores, es su rendimiento energético, que es un aspecto importante a valorar en especial para casos como el que se tiene en este proyecto, que se trata de un rediseño en donde se busca siempre además de seleccionar un sistema que brinde una solución que responda a la operación que el

sistema requiere, que busque ser energéticamente y económicamente viable, según el diseño actual de la planta. Por lo que, en términos de mayor aprovechamiento de energía, el compresor de tornillo es el que presenta mayores ventajas con respecto al de pistones, ya que solo para manejar diferentes cargas, el compresor de tornillo tiene una mayor cantidad de soluciones, además del uso de un variador de frecuencia, aprovecha su principio mecánico de funcionamiento para modular la carga, a partir del sistema de la válvula de corredera (o “slide valve” mostrada en la figura a continuación) en donde se regula la capacidad de descarga del compresor, según sean los requerimientos de la demanda, a partir de su apertura, lo que a su vez significa que regula la velocidad del compresor y por ende el flujo de volumen a comprimir.

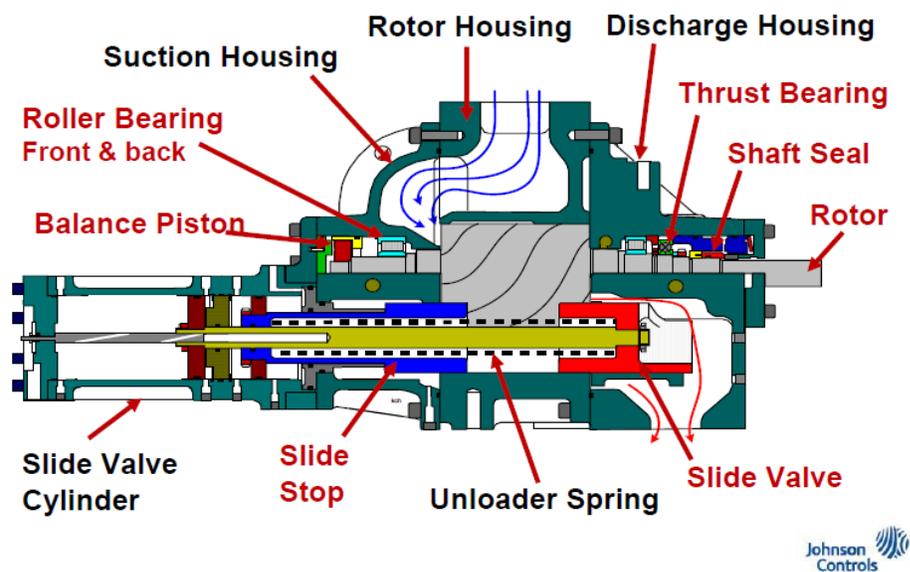


Figura 36. Representación de un compresor de tornillo y sus partes del fabricante Frick.

Fuente: Nunes, 2018

Siempre bajo el concepto de eficiencia, otro aspecto de importancia a analizar previo a una selección de un compresor es su eficiencia volumétrica; según Robledo (2012), la eficiencia volumétrica puede describirse como el cociente entre el rendimiento real del compresor ($\text{ft}^3/\text{min.}$) comparado con el desplazamiento de barrido ($\text{ft}^3/\text{min.}$ teóricos). Este factor en los compresores de tornillo y los compresores de tipo recíprocante, van a variar, dependiendo de factores como la relación de compresión, velocidad y temperaturas de compresión. En la figura siguiente que fue extraída de un papel técnico en una convención de la IIAR realizada en Kansas

City, Missouri de los Estados Unidos, se muestra el comportamiento típico de la eficiencia volumétrica de cada uno de estos compresores según la relación de compresión:

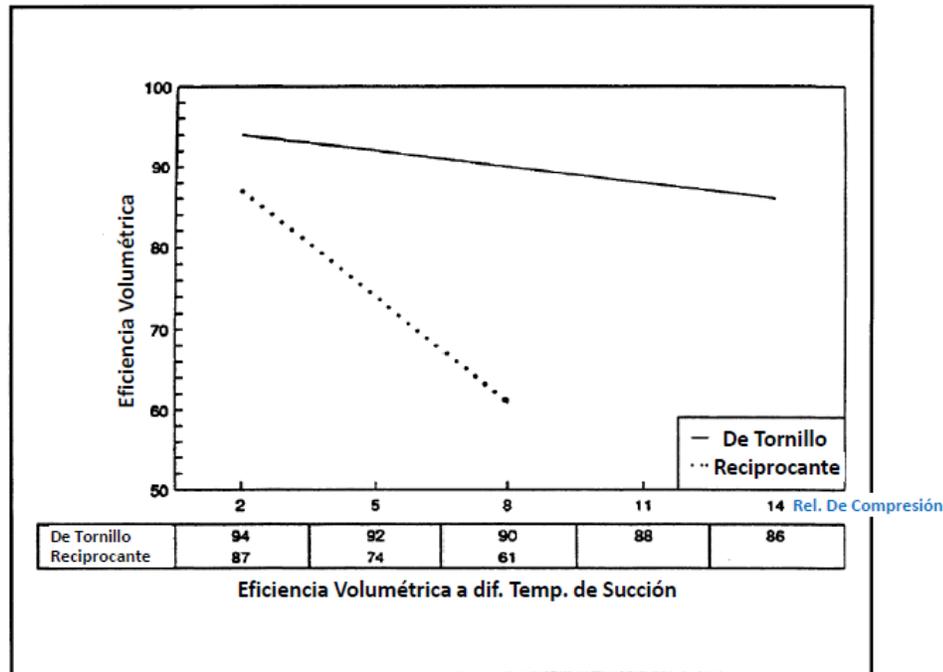


Figura 37. Eficiencia volumétrica según el tipo de compresor en función de su relación de compresión.
Fuente: Quiroga, 2002

En la figura se evidencia de una manera gráfica la razón por la que los compresores de tipo recíprocante no se utilizan para razones de compresión mayores a 8, tal como se ha especificado a lo largo de este diseño. Además, de que aún, estando a una relación de compresión de 2, el compresor de tornillo sigue siendo la mejor opción desde este punto de vista. Para el interés de este diseño, en donde las relaciones de compresión del sistema A y B son de 2,32 y de 2,98, se tendrían valores de eficiencia volumétrica de un 82 [%] si se selecciona un compresor recíprocante; en cambio, si se selecciona un compresor de tornillo, el valor de eficiencia volumétrica sería de aproximadamente un 92 [%], lo que significa una diferencia importante de eficiencia, por lo que un mayor aprovechamiento del rendimiento real del compresor según el desplazamiento de barrido.

Un aspecto importante para tomar en cuenta en un sistema de refrigeración en el área de compresión es si va a disponerse de un sistema de simple etapa o doble etapa. Según

recomendaciones tanto de ASHRAE como de IIR, un sistema de doble etapa se debe empezar a considerar en caso de tenerse temperaturas de evaporación menores a -32 [°C] por razones económicas comparándose con un sistema de simple etapa. Debido a que la temperatura de evaporación más baja que se tiene en este sistema es de $1,44$ [°C], y que las relaciones de compresión son relativamente bajas, es que se diseñará este sistema utilizando una configuración de simple etapa en la compresión del refrigerante.

Teniéndose las condiciones anteriormente planteadas que se presentan para el sistema en cuestión, se procede a seleccionar los compresores a utilizar para este rediseño. Para ambos sistemas se utilizará compresores de tornillo, ya que, en todos los aspectos analizados, con excepción al de la inversión inicial, el compresor de tornillo es el ideal para el sistema que se tiene. Además de que se respetaría lo recomendado por un ente especializado en refrigeración como lo es ASHRAE; y que como se mostró en la figura del gráfico del comportamiento de la eficiencia volumétrica, se tendrían valores más favorables según las relaciones de compresión que se obtuvieron. Los compresores se seleccionarán utilizando el software Coolware del fabricante Frick, en la siguiente tabla se muestran los datos y el modelo elegido:

Tabla 74. Solución utilizando dos compresores de tornillo para manejar la carga térmica de los chillers.

Sistema	Tipo	Fabricante	Modelo	Capacidad térmica requerida (TR)	Capacidad térmica nominal (TR)	Potencial nominal (hp)	Potencial nominal (kW)
A	Tornillo	Frick	RXF 50	60,38	60,4	150	111,86
B	Tornillo	Frick	RXF 50	65,4	65,4	150	111,86
			RXF 50	65,4	65,4	150	111,86

Fuente: Coolware

7.6.1.2. Tratamiento del aceite

Un tema muy importante a la hora de seleccionar el equipo de compresión del refrigerante es el del tratamiento del aceite que se le va a hacer, ya que es un equipo que por sus condiciones mecánicas va a requerir siempre tener un buen nivel de lubricación entre sus partes. A medida que el aceite mantenga una temperatura y cantidad adecuada, el desempeño del equipo va a presentar un nivel de confiabilidad alto, por ende, su vida útil se va a optimizar y no va a requerir

muchas intervenciones inesperadas de mantenimiento que vayan a afectar el proceso de producción de la planta.

En la siguiente figura se muestra un diagrama de una solución para el enfriamiento del aceite de un compresor tipo “Booster”¹, en el que se envía el aceite hacia un depósito de enfriamiento de aceite que es enfriado a partir de agua, en donde el aceite en la salida de ese depósito se va a bombear y a redirigir hacia el compresor, completando de esta manera un circuito cerrado de un sistema de enfriamiento de aceite. La solución de este sistema va a depender mucho del tipo de compresor elegido, y de las configuraciones bajo las cuales esté diseñado para poder enfriar el aceite que lubrica sus partes.

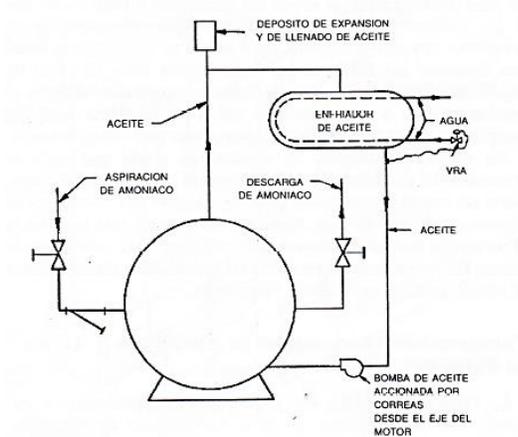


Figura 38. Sistema de enfriamiento del aceite de un compresor rotativo (Booster)
Fuente: ASHRAE, 1990

Al tratarse en este sistema de compresores de tornillo, el tratamiento de aceite se vuelve un aspecto todavía más crítico e importante, ya que la cantidad utilizada de aceite en comparación con el compresor recíprocante es mucho mayor. Es por esto por lo que muchos de los compresores de tornillo ya traen consigo todo un sistema de enfriamiento del aceite, para mantener siempre en las condiciones idóneas la lubricación y el sello de este equipo. Para el sistema de compresores que se seleccionó, se enfriará el aceite por medio de un termosifón ubicado en la parte inferior de los compresores, se utiliza este método de enfriamiento ya que,

¹ Nombre que se le da al compresor que trabaja una presión positiva de aspiración en un sistema de tipo cascada. Se usa en combinación con un compresor tradicional para elevar la presión de este.

según Robledo (2013), es el más eficiente y el que menos daño le hace a un compresor en comparación con métodos como por inyección de líquido.

En los sistemas de refrigeración, el aceite va a estar circulando por las tuberías de la descarga del compresor junto al refrigerante, es por esto que cuando se habla del tratamiento y hasta de la selección del aceite, es indispensable considerar el tipo de refrigerante que se tiene. En el caso de este sistema, se tiene como refrigerante principal el amoniaco, este refrigerante tiene la característica de no ser miscible con el aceite, por lo que se debe utilizar separadores de aceite en el sistema, ya que se debe evitar que el aceite alcance a llegar a otros equipos, y que más bien retorne al cárter del compresor. El aceite al mezclarse con el amoniaco se asienta en el fondo, ya que el aceite tiene una densidad mayor a la del amoniaco líquido, por lo que es más pesado, esto facilita a que haya una separación rápida con la que, al poner válvulas en la parte baja de los sistemas a través del circuito de amoniaco, se puede drenar el aceite que llegó hasta esa sección.

7.6.2. Sistema de condensación.

Debido a que el sistema de refrigeración en amoniaco de los túneles ya contaba con un condensador evaporativo para realizar la etapa de condensación, se le debe añadir otro condensador evaporativo que sea capaz de abastecer las nuevas cargas debidas a los intercambiadores de calor y los compresores nuevos, que se colocaron para poder enfriar el propilenglicol y de esta manera poder enfriar los aposentos para el almacenamiento y proceso de la piña.

La manera de conectar estos condensadores evaporativos es en paralelo y según ASHRAE, se puede utilizar alguna de las tres diferentes alternativas que se presentan en la figura a continuación para realizarlo.

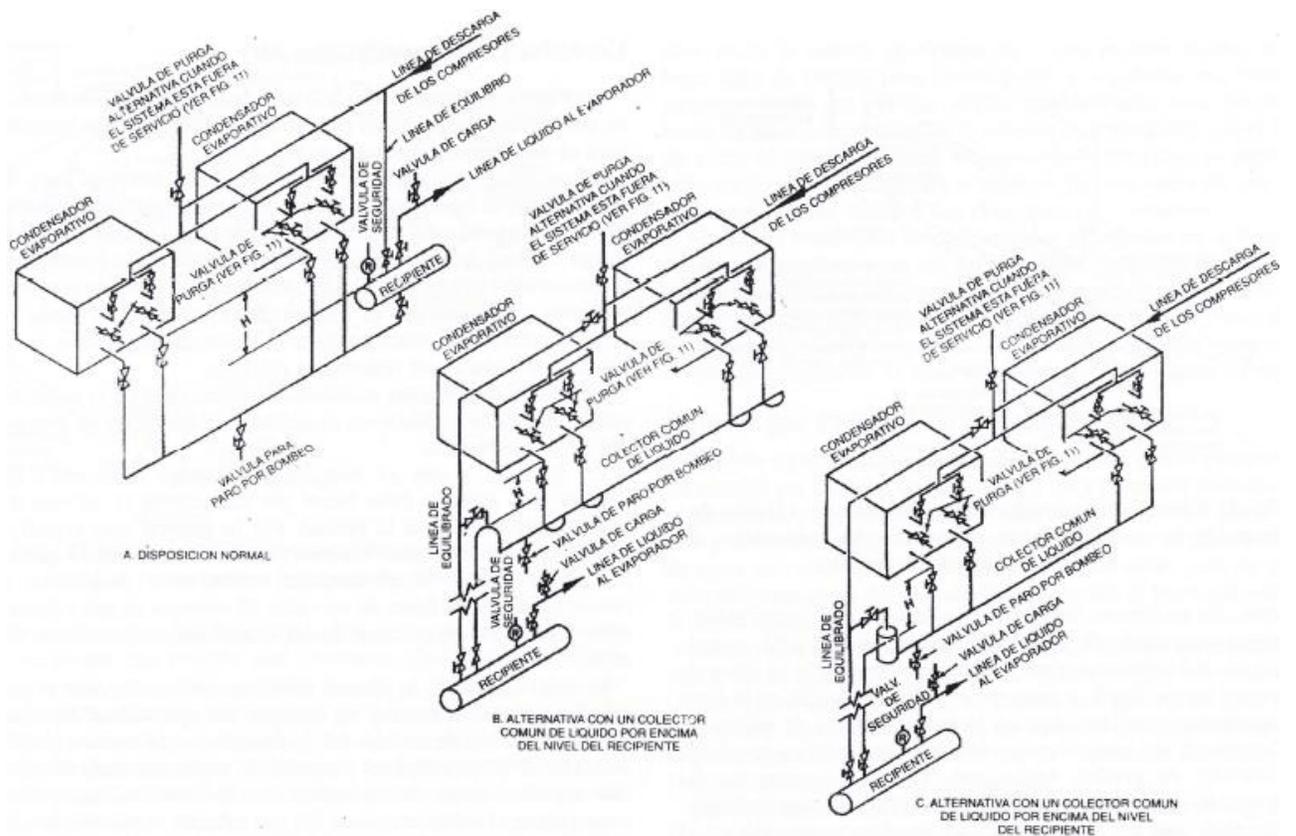


Figura 39. Alternativas de conexión en paralelo de condensadores evaporativos con uno o más compresores
Fuente: ASHRAE, 1990

Para obtener el condensador evaporativo que va a intercambiar el calor del refrigerante proveniente de los compresores y de los “chiller” y por ende enfriar, se necesita de tres importantes datos. El primero de ellos es la carga térmica del condensador, conocido esto también como el calor de rechazo, esto es la energía en forma de calor que el refrigerante obtuvo al intercambiar su temperatura con el compresor. Estos datos se obtuvieron directamente del fabricante de los compresores, y se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 75. Calor de rechazo generado por los compresores.

Fuente de calor de rechazo	Calor de rechazo (MBH)	Calor de rechazo (kW)
RXF 50 (Sistema A)	872	255,55
RXF 50 (Sistema B)	964	282,52

Fuente: Coolware

Tabla 76. Continuación de la tabla anterior.

RXF 50 (Sistema B)	964	282,52
Total	2800	820,59

Fuente: Coolware

Según lo obtenido, se ocuparía un condensador evaporativo que tenga la capacidad mínima para un calor de rechazo de 820,59 [kW] (2800 [MBH]). Los otros dos datos de importancia para la selección de este equipo son la temperatura de condensación y la temperatura de bulbo húmedo del ambiente², que son 35 [°C] y 27, 78[°C] (95 [°F] y 82 [°F]) respectivamente. La selección se realizó a partir del software de selección de equipos de refrigeración del fabricante Frick, Coolware. A continuación, se muestra una tabla con el modelo y especificaciones del equipo seleccionado:

Tabla 77. Condensador evaporativo seleccionado

Fabricante	Modelo	Calor de rechazo nominal (MBH)	Calor de rechazo nominal (kW)
Frick	XLP2-1012-387	2886	845,80

Fuente: Coolware

7.6.3. Red de tuberías del refrigerante.

Estando seleccionados los equipos dentro del circuito de amoniaco, se procede a dimensionar y escoger el medio por el cual estará trasegando este fluido, las tuberías. Lo primero a determinar en esta sección es el material de estas, ante lo cual según lo especifica el artículo 10.3.3 de la INTE W68:2019, no se permite usar tuberías ASTM A120, A53/A120 o A53 de tipo F, así como de hierro fundido o hierro forjado. Acatando lo dicho por esta norma, se procede a seleccionar entre tuberías de tipo acero al carbono y de acero inoxidable; considerando el factor económico, se elige como material para las tuberías el acero al carbono, ya que esto significaría un importante ahorro en los costos finales del proyecto, debido al alto costo que tienen las tuberías de acero inoxidable.

² La temperatura de bulbo húmedo es la temperatura límite de enfriamiento que alcanza una pequeña masa de líquido en contacto con una masa mayor de aire.

Un segundo aspecto importante a la hora de seleccionar las tuberías es seguir las recomendaciones del espesor mínimo recomendado, según el diámetro seleccionado. En la siguiente tabla se detalla esta información.

Tabla 78. Espesores recomendados según el diámetro para tuberías de acero al carbono.

Rango de diámetros (in)	Rango de diámetros (mm)	Cédula (SCH)
1 ½ y menores	40 o menores	80
2 hasta 6	50 hasta 150	40
8 hasta 12	200 hasta 300	20
14 y mayores	350 y mayores	10
Para todos los tamaños, si es acero al carbono roscado		80

Fuente: Solís

Teniéndose los aspectos anteriores aclarados, se procede a la selección del diámetro para cada uno de los tramos y cabezales que conforman a este nuevo sistema de refrigeración, que se va a hacer mediante el uso de las tablas de selección de diámetros del manual de dimensionamiento de tuberías para amoníaco de la IIAR. Para que se elige un diámetro a partir de la capacidad térmica en [TR] de cada uno de los equipos, y su temperatura de operación; en este manual, según Ureña (2017), se basa la selección del diámetro de las tuberías en un factor económico, ya que según un flujo y la condición de operación, se propone un tamaño óptimo que logra un balance entre costos de operación y costos de instalación. Además de que bajo esta metodología de selección se proyecta a 15 años de vida útil en la red de amoníaco. Para identificar cada una de las tuberías, se utilizará una nomenclatura estandarizada por la IIAR que permite conocer a partir de las siglas en inglés el estado del fluido que está trasegando cada tramo, en la siguiente tabla se muestra esta nomenclatura y su significado correspondiente:

Tabla 79. Nomenclatura estandarizada por IIAR para la identificación de las tuberías de amoníaco.

Nomenclatura	Descripción	Significado
HPL	High pressure liquid	Líquido a alta presión
HSS	High stage suction	Succión de etapa alta
HSD	High stage discharge	Descarga de etapa alta
TSS	Thermosyphon liquid supply	Suministro de termosifón
TSR	Thermosyphon liquid return	Retorno de termosifón

Fuente: IIAR

Tabla 80. Continuación de la tabla anterior

TSV	Thermosyphon vent	Venteo de termosifón
EQ	Equalizer	Ecuación
CD	Condensed drain	Drenaje de condensado

Fuente: IIAR

A manera demostrativa, se va a seleccionar la tubería de succión uno de los compresores del sistema B, en donde se tiene como condiciones de operación una temperatura de 2,56 [°C] (36,6 [°F]) y una capacidad térmica de 230 kW (65,39 [TR]); por lo que en la siguiente figura se muestra la tabla utilizada para la selección de este tramo:

Tables 1-2A to 1-5A
Suction and Discharge Line Capacity (tons)

Service	Temp. (°F)	Press. psig or (in. Hg)	Pipe Size (NPS)																
			Pipe Schedule																
			1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	24
Table 1-2A Suction Line Low Stage	-10	9.0	4.8	6.9	12.5	24.6	35.8	58.3	191	182	239	433	667	1009	1240	1660	2160	2700	4010
	-20	3.5	4.0	7.4	19.4	20.6	30.9	47.5	84.3	138	200	365	576	840	1000	1500	1810	2280	3380
	-30 (1.7)	3.0	6.1	6.9	17.1	24.2	28.4	69.9	113	196	300	477	666	957	1100	1500	1970	2730	
	-40 (4.4)	2.7	5.6	7.1	14.0	20.4	22.0	57.4	92.4	136	248	391	572	794	946	1200	1540	2030	
	-50 (14.4)	2.2	4.2	6.8	11.5	16.3	20.6	47.3	79.2	112	204	323	471	580	779	1010	1270	1630	
Table 1-3A Discharge Line Low Stage	-60 (18.7)	1.8	3.5	4.7	6.3	13.3	21.4	36.9	61.2	90.2	164	259	379	466	676	815	1050	1510	
	150	33.4	4.7	9.6	12.3	24.4	35.5	66.2	99.8	161	237	430	601	804	1220	1640	2140	2680	3380
Table 1-4A Suction Line High Stage	40	58.4	9.0	16.8	23.3	48.0	67.3	100	169	304	447	815	1260	1880	2310	3100	4040	5000	7510
	30	44.9	7.8	14.4	20.2	49.0	59.2	92.2	164	264	389	738	1120	1550	2010	2700	3610	4300	6320
	20	35.4	6.7	12.3	17.3	34.3	49.9	79.0	140	220	330	607	907	1400	1720	2310	3010	3760	5520
	10	23.7	5.7	10.6	14.9	29.4	42.8	67.7	100	164	240	380	620	920	1200	1470	1980	2580	3230
Table 1-5A Discharge High Stage	0	12.6	4.9	9.0	12.6	25.0	36.4	67.8	102	165	240	442	697	1020	1290	1680	2190	2740	4070
	175	161	10.7	19.6	27.8	54.8	79.9	127	225	362	500	971	1600	2240	2700	3700	4810	6030	8650

NOTES:

1. The basis for each of the above tables is defined in Table 1-1 on page 1-2, and stated in the text on page 1-4. The table values must be adjusted for actual conditions.
2. To adjust for pipe cost, power cost, hours of use, and years of life, use Equation 1-1 in the text, page 1-4.
3. For line capacity in pounds per minute and the associated temperature loss and pressure loss, see the corresponding tables (e.g., for Table 1-2A, see Tables 1-2B, 1-2C, and 1-2D).

Figura 40. Selección del diámetro para la succión de uno de los compresores del sistema B.
Fuente: IIAR, 2004

Por lo que para un compresor del modelo RXF 50 de los encargados de manejar la carga del sistema B, se tiene que va a ocupar una tubería de acero al carbono de 65 [mm] (2 ½ [in]) de diámetro y cédula 40. Para el resto del sistema de compresores, se muestra en la siguiente tabla la selección realizada:

Tabla 81. Selección del diámetro para el sistema de los compresores y termosifón.

Equipo	Simbología tubería	Descripción tubería	Diámetro (in)	Diámetro (mm)	SCH
Compresor RXF50 (Sistema A)	HSS	Succión compresor	2 1/2	65	40
	HSD	Descarga compresor	2 1/2	65	40
Termosifón RXF 50 (Sistema A)	TSS	Suministro de termosifón	1 1/4	32	80
	TSR	Retorno de termosifón	1 1/4	32	80
Compresor RXF50 (Sistema B)	HSS	Succión compresor	2 1/2	65	40
	HSD	Descarga compresor	2 1/2	65	40
Termosifón RXF 50 (Sistema B)	TSS	Suministro de termosifón	1 1/4	32	80
	TSR	Retorno de termosifón	1 1/4	32	80
Compresor RXF58 (Sistema B)	HSS	Succión compresor	2 1/2	65	40
	HSD	Descarga compresor	2 1/2	65	40
Termosifón RXF 58 (Sistema B)	TSS	Suministro de termosifón	1 1/4	32	80
	TSR	Retorno de termosifón	1 1/4	32	80
Cabezal de succión (Sistema A)	HSS	Succión compresor	2 1/2	65	40
Cabezal de descarga	HSD	Descarga compresor	6	150	40
Cabezal de succión (Sistema B)	HSS	Succión compresor	4	100	40
Línea de termosifón	TSS	Suministro de termosifón	1 1/2	40	80
Línea de termosifón	TSR	Retorno de termosifón	2	50	40

Fuente: elaboración propia

Para la línea de los condensadores, se va a tener una entrada general desde donde viene el refrigerante en estado de vapor desde las descargas de todos los compresores, además de una entrada por cada condensador, y un drenaje de condensado tanto del condensador como de la línea general de drenaje de condensador que va hacia el tanque receptor de termosifón. En la siguiente tabla se muestra los diámetros seleccionados, utilizando la tabla del anexo 21:

Tabla 82. Selección del diámetro para el sistema de los condensadores.

Equipo	Simbología tubería	Descripción tubería	Diámetro (in)	Diámetro (mm)	SCH
Condensador evaporativo	HSD	Alimentación	6	150	40
	CD	Salida	2 1/2	65	40
Línea de alimentación	HSD	Alimentación	6	150	40
Línea de salida	CD	Salida	4	100	40

Fuente: elaboración propia

Como se especificó anteriormente, el aceite de los compresores va a ser enfriado por el método de termosifón, ante esto se debe contemplar dentro del diseño el dimensionamiento de este sistema, y del que va a conectarlo con el de un tanque receptor de termosifón que se encarga de evitar que el aceite proveniente del cárter del compresor recircule por el resto de los equipos en el sistema. En este tanque se va a tener una salida a equalización (TSV) y una conexión con el drenaje de condensado que viene del sistema de condensación, y una salida hacia el tanque receptor; además va a estar conectado a las líneas de retorno y suministro del termosifón de cada compresor. Para seleccionar los diámetros de las tuberías de todo este sistema, se utilizó la tabla del anexo 22; en la siguiente tabla se muestra los valores seleccionados para cada tramo:

Tabla 83. Selección del diámetro para el sistema del tanque receptor termosifón.

Equipo	Simbología tubería	Descripción tubería	Diámetro (in)	Diámetro (mm)	SCH
Receptor de termosifón	TSR	Alimentación	2	50	40
	TSS	Salida	1 1/2	40	80
	TSV	Salida a equalización	1 1/2	40	80
	CD	Drenaje de condensado	4	100	40

Fuente: elaboración propia

La siguiente red de tuberías a dimensionar es la del tanque receptor de amoníaco, este tanque es el encargado de abastecer de refrigerante a todos los equipos conectados en el sistema y va a

tener tres conexiones hacia los demás sistemas. La primera es la de salida hacia la línea de HPL, y las otras dos son una salida hacia ecualización y una alimentación desde el drenaje de condensado proveniente del tanque receptor de termosifón. Este sistema de tuberías se dimensionó con el anexo 20, y se muestra en la siguiente tabla los valores de diámetros a utilizar:

Tabla 84. Selección del diámetro para el sistema de receptor de amoníaco.

Equipo	Simbología tubería	Descripción tubería	Diámetro (in)	Diámetro (mm)	SCH
Receptor de amoníaco	HPL	Salida	1 1/2	40	80
	EQ	Salida	2 1/2	65	40
	CD	Alimentación	4	100	40

Fuente: elaboración propia

La última línea de tuberías a dimensionar son las que vienen del sistema de los chiller, estas tuberías no van a ir conectadas directamente a las salidas de las placas de los intercambiadores, sino que a un tanque separador de líquido y gas que se conecta directamente a los chiller. De estos tanques salen las tuberías que conectan directamente con el resto de circuito de amoníaco. Por lo que se tiene para este sistema una salida hacia el sistema con el fluido refrigerante en estado de vapor seco a baja presión, en dirección hacia la succión de los compresores a abastecer de cada sistema (A o B según corresponda), y una entrada en forma de líquido a alta presión. Para dimensionar estas tuberías se utilizaron los anexos 20 y 21, de los que se obtuvieron los siguientes diámetros por cada tramo:

Tabla 85. Selección del diámetro para el sistema de intercambiadores de calor.

Equipo	Simbología tubería	Descripción tubería	Diámetro (in)	Diámetro (mm)	SCH
Chiller (Sistema A)	HSS	Salida	2 1/2	65	40
	HPL	Entrada	1	25	80
Chiller (Sistema B)	HSS	Salida	4	100	40
	HPL	Entrada	1 1/4	32	80

Fuente: elaboración propia

7.6.4. Tanques a presión.

Para un diseño del circuito de amoníaco es vital tener tanques a presión, los que, dependiendo cada uno de estos de su función, van a hacer que el sistema pueda trabajar en complemento con los equipos ya seleccionados. Dentro de estos tanques, uno de los más importantes a instalar es un tanque que vaya a permitir el almacenaje del amoníaco líquido de todo el sistema y que además vaya a encargarse de manejar los cambios de volumen que se van a presentar; este tanque se conoce como tanque receptor de amoníaco. Otro tanque de gran importancia es un tanque que vaya a capturar todo el aceite proveniente del cárter del compresor, este aceite se conoce como tanque receptor de termosifón, funciona en conjunto con el termosifón instalado en cada uno de los compresores, por lo que son vitales si se va a trabajar con compresores de tornillo.

Para la selección de cada uno de estos tanques, se debe estimar la cantidad máxima de carga de amoníaco que va a trasegar por todos los sistemas que estos tanques van a abastecer, para esto se calcula, a partir de valores de densidad según la temperatura de cada sección o equipo, la carga en [kg] que se tendría para cada sistema. A continuación, se presenta la carga obtenida para las tuberías:

Tabla 86. Carga de refrigerante aproximada según la tubería de líquido alimentada.

Descripción	Longitud (m)	Diámetro real (m)	Volumen (m ³)	Carga (kg)
Suministro de termosifón	2,98	0,027	0,007	4,71
Suministro de termosifón	2,98	0,027	0,007	4,71
Suministro de termosifón	2,98	0,027	0,007	4,71
Suministro de termosifón	15,86	0,035	0,061	41,48
Salida del condensador	2,04	0,060	0,023	15,67
Líquido a alta presión	2,68	0,035	0,010	7,01
Líquido a alta presión	5,80	0,020	0,008	5,20
Líquido a alta presión	33,34	0,027	0,077	52,71

Fuente: elaboración propia

Para los equipos que van a trasegar de este fluido, se obtiene el valor de carga brindado por el fabricante, según la selección realizada anteriormente. Los valores obtenidos se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 87. Carga de refrigerante por cada equipo

Equipo	Carga (kg)
Condensador evaporativo	415
Chiller Sistema A	68,95
Chiller Sistema B	31,75

Fuente: Coolware.

Teniéndose estos valores, se procede a seleccionar los tanques. El primero de estos será el tanque receptor de amoníaco, este tanque como se especificó anteriormente, es el que va a abastecer de amoníaco líquido a todo el sistema de refrigeración, por lo que lo primero que se debe obtener es la carga total, según se presentó en las dos tablas anteriores; este valor es de 651,89 [kg]. Ahora, según Ureña (2017) y recomendaciones de la ASHRAE, del valor total de carga obtenido se debe aumentar un 20% debido al efecto de expansión volumétrica que va a experimentar el fluido refrigerante. Ante esto se procede a seleccionar un tanque receptor de amoníaco, que tenga la capacidad mínima para una carga de refrigerante de 782,27 [kg]. Dentro de las opciones que presentan los fabricantes, se puede encontrar tanques receptores horizontales y verticales, para este proyecto se seleccionará uno de tipo horizontal debido a que el cuarto de máquinas presenta mayor espacio a sus lados, que de altura. En la siguiente tabla se muestran los datos del modelo seleccionado:

Tabla 88. Modelo seleccionado para el tanque receptor de amoníaco.

Fabricante	Modelo	Carga calculada de refrigerante (kg)	Capacidad nominal (kg)
Frick	HR-30-163	782,27	919,43

Fuente: Frick

De manera similar se procede a seleccionar el tanque receptor de termosifón, este tanque al igual que el anterior se puede seleccionar en disposición vertical u horizontal; para este diseño

se elegirá también horizontal por razones de espacio. La carga de refrigerante que se obtuvo anteriormente para la sección de suministro de termosifón, sumada es de 55,91 [kg]; por lo que utilizando el catálogo de selección de equipos del fabricante Frick, se selecciona el modelo que se presenta en la siguiente tabla:

Tabla 89. Modelo seleccionado para el tanque receptor de termosifón.

Fabricante	Modelo	Carga calculada de refrigerante (kg)	Capacidad nominal (kg)
Frick	HTSR-12-60	55,91	68,80

Fuente: Frick

7.6.5. Válvulas y accesorios

Teniéndose elegidos los equipos y tanques a presión, y dimensionadas todas las líneas de las tuberías en el sistema, se procede a seleccionar los dispositivos de control de temperatura, presión y caudal que van a permitir que el fluido refrigerante opere dentro de los valores establecidos para los que se diseñaron todos los componentes de este sistema. Los primeros equipos a los que se les selecciona el sistema de válvulas es a los compresores, estos sistemas ya traen de fábrica su propio sistema de válvulas automatizadas para controlar el equipo según los requerimientos y características a las que se le configure en su sistema de control eléctrico. Sin embargo, se coloca tanto en las líneas de descarga y de succión válvulas de tipo mariposa de cierre. En la siguiente tabla se muestran las válvulas y su tamaño seleccionado:

Tabla 90. Tipos de válvulas a instalar en los compresores.

Sección	Nomenclatura	Tipo	Diámetro (in)	Diámetro (mm)
Succión (sistema A)	VC-1	Mariposa	2 ½	65
Descarga (sistema A)	VC-2	Mariposa	2 ½	65
Succión (sistema B)	VC-3	Mariposa	2 ½	65
Descarga (sistema B)	VC-4	Mariposa	2 ½	65
Succión (sistema B)	VC-5	Mariposa	2 ½	65
Descarga (sistema B)	VC-6	Mariposa	2 ½	65

Fuente: elaboración propia

Para el sistema correspondiente al enfriamiento del aceite de cada uno de los compresores, se colocan válvulas de globo tanto en la línea de suministro, como de retorno. Y una válvula de expansión manual en la línea de suministro, esto para poder controlar la caída de presión o nivel de temperatura que se requiere en el termosifón. En la siguiente tabla se muestran las válvulas seleccionadas para este sistema:

Tabla 91. Tipos de válvulas a instalar en los termosifones

Sección	Nomenclatura	Tipo	Diámetro (in)	Diámetro (mm)
Suministro de termosifón (sistema A)	VC-7	Globo	1 ¼	32
	VC-8	Expansión Manual	1 ¼	32
Retorno de termosifón (sistema A)	VC-9	Globo	1 ¼	32
Suministro de termosifón (sistema B)	VC-10	Globo	1 ¼	32
	VC-11	Expansión Manual	1 ¼	32
Retorno de termosifón (sistema B)	VC-12	Globo	1 ¼	32
Suministro de termosifón (sistema B)	VC-13	Globo	1 ¼	32
	VC-14	Expansión Manual	1 ¼	32
Retorno de termosifón (sistema B)	VC-15	Globo	1 ¼	32

Fuente: elaboración propia

El siguiente sistema a analizar es el de los chiller, en estos se colocó del lado de suministro y retorno del lado de propilenglicol válvulas de drenaje de tipo globo y mariposa. Mientras que del lado del amoniaco, en la sección del líquido entrando al intercambiador se seleccionó una válvula de globo para drenaje de este sistema. En la siguiente tabla se muestra las válvulas seleccionadas para el chiller del sistema A:

Tabla 92. Tipos de válvulas a instalar en el chiller del sistema A.

Sección	Nomenclatura	Tipo	Diámetro (in)	Diámetro (mm)
Suministro (propilenglicol)	VCH-1	Globo Drenaje	3/4	20
	VCH-2	Mariposa	4	100
Retorno (propilenglicol)	VCH-3	Globo Drenaje	3/4	20
	VCH-4	Mariposa	4	100
Líquido entrando (amoníaco)	VCH-5	Globo Drenaje	3/4	20

Fuente: elaboración propia

En el tanque separador de líquido del chiller del sistema A, se debe hacer una minuciosa selección de un juego de válvulas que van a permitir controlar la temperatura a la que ingresa a los chillers y sale de los chillers el amoníaco. Para la línea de succión seca, que va hacia el compresor del sistema A se instala una válvula angular, un filtro, una reguladora de presión y una mariposa de cierre. Mientras que para la línea de líquido de alta presión, en donde el amoníaco entrará al separador de líquidos y posteriormente al chiller del sistema A, se tiene una configuración de válvulas que permite controlar la temperatura de ingreso a partir de una válvula que va a pilotear este sistema, la válvula solenoide, y una válvula de expansión que generará esa caída de presión requerida según el comportamiento del sistema. Además de esto se colocará un filtro para la válvula solenoide y las válvulas de servicio o de cierre de tipo mariposa. Esta selección de válvulas se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 93. Tipos de válvulas a instalar en el separador de líquidos del sistema A.

Sección	Nomenclatura	Tipo	Diámetro (in)	Diámetro (mm)
Línea de succión seca	VCH-6	Angular	2 1/2	65
	VCH-7	Filtro	2 1/2	65
	VCH-8	Reguladora de presión	2 1/2	65
	VCH-9	Mariposa	2 1/2	65
Línea de líquido de alta presión	VCH-10	Mariposa	1	25
	VCH-11	Expansión Manual	1	25
	VCH-12	Solenoide	3/4	20

Tabla 94. Continuación de la tabla anterior

VCH-13	Filtro	1	25
VCH-14	Mariposa	1	25

Fuente: elaboración propia

De una manera homóloga a la del sistema A, se hace la selección para el sistema B del sistema de enfriamiento del propilenglicol. Para el chiller del sistema B se tiene la siguiente selección de válvulas:

Tabla 95. Tipos de válvulas a instalar en el chiller del sistema B.

Sección	Nomenclatura	Tipo	Diámetro (in)	Diámetro (mm)
Suministro (propilenglicol)	VCH-15	Globo Drenaje	3/4	20
	VCH-16	Mariposa	4	100
Retorno (propilenglicol)	VCH-17	Globo Drenaje	3/4	20
	VCH-18	Mariposa	4	100
Líquido entrando (amoníaco)	VCH-19	Globo Drenaje	3/4	20

Fuente: elaboración propia

De igual manera se hace para el tanque separador de líquidos del sistema de enfriamiento de propilenglicol del sistema B, a continuación se muestra la selección realizada del paquete de válvulas:

Tabla 96. Tipos de válvulas a instalar en el separador de líquidos del sistema B.

Sección	Nomenclatura	Tipo	Diámetro (in)	Diámetro (mm)
Línea de succión seca	VCH-20	Angular	4	100
	VCH-21	Filtro	4	100
	VCH-22	Reguladora de presión	4	100
	VCH-23	Mariposa	4	100
Línea de líquido de alta presión	VCH-24	Mariposa	1 ¼	32
	VCH-25	Expansión Manual	1 ¼	32
	VCH-26	Solenoide	¾	20
	VCH-27	Filtro	1 ¼	32
	VCH-28	Mariposa	1 ¼	32

Fuente: elaboración propia.

Para observar la configuración realizada de válvulas para este sistema, se muestra para el caso chiller del sistema A en la siguiente figura:

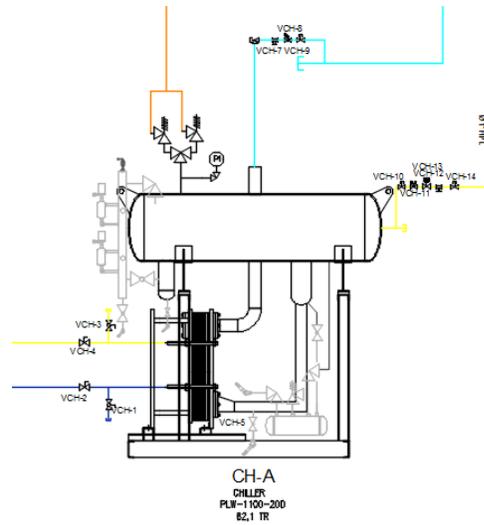


Figura 41. Diagrama de conexión de válvulas para el chiller del sistema A
Fuente: elaboración propia

Finalmente, para el condensador evaporativo se hace la selección de las válvulas, para que se tiene en la línea de entrada de vapor de descarga una válvula de globo para drenaje en cada una de las dos entradas. Mientras que para la sección de drenaje de condensado se coloca una válvula de tipo globo recto para cada una de las dos salidas de este sistema. En la siguiente tabla se muestra la selección y el tamaño de cada una de estas válvulas:

Tabla 97. Tipos de válvulas a instalar en el condensador evaporativo seleccionado.

Sección	Nomenclatura	Tipo	Diámetro (in)	Diámetro (mm)
Línea de entrada vapor de descarga	VCE-1	Globo drenaje	½	15
	VCE-2	Globo drenaje	½	15
Línea de salida de drenaje de condensado	VCE-3	Globo	2 ½	65
	VCE-4	Globo	2 ½	65

Fuente: elaboración propia.

Finalmente, como parte de la seguridad de una instalación de sistemas con amoníaco, se debe colocar en cada uno de los recipientes sometidos a presión, condensadores, compresores y en líneas de tuberías en las que puede quedar fluido refrigerante confinado y sometido a presión, válvulas de alivio o de seguridad contra sobrepresión, para evitar que los equipos o tuberías se

vayan a dañar por valores de presión por encima de la presión máxima de diseño de estos dispositivos. Estas válvulas de alivio deben ir todas hacia una línea de tubería de venteo, la cual descargará en algún tanque, contenedor u otro sistema definido por IIAR, en la sección 15.5 de la norma ANSI/IIAR2; en el apéndice E de esta misma norma se encuentra el procedimiento para realizar el cálculo de la capacidad de desfogue requerida que debe tener la válvula de sobrepresión o de alivio, para el caso de este proyecto, los valores de la capacidad de las válvulas de alivio fueron tomados según lo que recomienda el fabricante para cada uno de estos equipos, para los tanques a presión se calculó de la siguiente manera:

$$c = f \cdot D \cdot L \quad (29)$$

Donde:

c: Capacidad de descarga mínima requerida por el dispositivo de desfogue (kg/s o lbm aire/min)

f: factor según el refrigerante (0,5 para sistema inglés y 0,041 para sistema métrico; para amoniaco)

D: Diámetro externo del recipiente (m o ft)

L: Largo del recipiente (m o ft)

Teniéndose esta ecuación, se calcula para el recibidor de termosifón y el recibidor de amoniaco, teniéndose los siguientes valores de “c”

Tabla 98. Valores de capacidad de descarga mínima de los dispositivos de desfogue de los tanques sometidos a presión.

Tanque	f	D (m)	L (m)	c (kg/s)	C (lbm/min)
Recibidor de amoniaco	0,041	0,76	3,66	0,11	15
Recibidor de termosifón	0,041	0,32	1,22	0,016	2,12

Fuente: elaboración propia.

Teniéndose estos valores, y los obtenidos a partir de los valores recomendados de capacidad de descarga mínima de los dispositivos de desfogue de los equipos dentro del sistema de amoniaco, se elige a partir de las opciones que presenta el fabricante Parker, los modelos a utilizar y sus dimensiones, los cuales se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 99. Modelos seleccionados de las válvulas de desfogue según los equipos.

Equipo	Modelo	C de la válvula (lbm/min)	C de la válvula (kg/s)	Nomenclatura	Diámetro (in)	Diámetro (mm)
Condensador evaporativo	SR2	31,83	0,24	VSP-1	1/2x1	15x25
Manifold CE-2	SR2	31,83	0,24	VSP-2	1/2x1/2	15x15
Tanque receptor de amoníaco	SR1	16	0,12	VSP-3	1/2x3/4	15x20
Manifold RL-2	SR1	16	0,12	VSP-4	1/2x1/2	15x15
Tanque receptor de termosifón	SR1	10	0,076	VSP-5	1/2x3/4	15x20
Manifold RT	SR1	10	0,076	VSP-6	1/2x1/2	15x15
Tanque chiller (Sistema A)	SR2	36	0,27	VSP-7	1/2x1	15x25
Manifold CH-A	SR2	36	0,27	VSP-8	1/2x1/2	15x15
Tanque chiller (Sistema B)	SR1	16	0,12	VSP-9	1/2x3/4	15x20
Manifold CH-B	SR1	16	0,12	VSP-10	1/2x1/2	15x15

Fuente: Parker

7.7. Aislamiento de las tuberías

Una práctica importante por implementar no sólo en los diseños de sistemas de refrigeración, sino en sistemas de intercambio de calor como calderas, es la del aislamiento de tuberías. Hay secciones en las cuales, la pérdida mínima de calor genera que el sistema pierda eficiencia, y se exija a los compresores abastecer esa energía en forma de calor perdida. Es por esto, que, a partir de la instalación y selección de aislamientos de tuberías o como se les conoce popularmente, las cañuelas, se logra disminuir esta pérdida de calor, y mantener importantes niveles de eficiencia. En la sección de análisis de aislamiento de tuberías del manual de refrigeración de ASHRAE, se especifica que la implementación de aislamiento de tuberías va a limitar la ganancia de calor a 25 [W/m²], y que estos deben colocarse en las tuberías del sistema en donde la temperatura del fluido sea menor a la temperatura ambiente. Ante esto, ASHRAE (2010), brinda una tabla en la que a partir del uso del programa “NAIMA 3E plus” se presenta un espesor según el diámetro de la tubería y la temperatura de operación. En la siguiente tabla se muestra los valores de aislamientos seleccionados para el sistema A del circuito de propilenglicol:

Tabla 100. Aislamiento seleccionado para las líneas de tubería de amoníaco.

Sistema	Tramo	Ø (mm)	Diámetro (in)	Diámetro (mm)	Aislamiento (mm)
Sistema A	A-B	100	4	4	40
	B-D	100	4	4	49
	D-F	100	4	4	40
	F-H	80	3	3	40
	H-J	80	3	3	40
	J-L	50	2	2	40
Sistema B	A-X	150	6	6	50
	X-B	125	5	5	40
	B-D	100	4	4	49
	D-F	100	4	4	40
	F-H	100	4	4	40
	H-J	50	2	2	40
	X-K	125	5	5	40
	K-M	100	4	4	40
	M-O	80	3	3	40
	O-Q	65	2 1/2	2 1/2	40

Fuente: ASHRAE, 2010

De manera similar se hace para el circuito de amoníaco, en donde se seleccionan los tramos de tubería donde se debe aislar. En la siguiente tabla se muestran estos tramos y el aislamiento seleccionado:

Tabla 101. Aislamiento seleccionado para las líneas de tubería de amoníaco.

Tubería	Descripción	Diámetro (in)	Diámetro (mm)	Aislamiento (mm)
Succión compresor (Sistema A)	Succión compresor	2 1/2	65	40
Succión compresor (Sistema B)	Succión compresor	2 1/2	65	40
Succión compresor (Sistema B)	Succión compresor	2 1/2	65	40
Cabezal de succión (Sistema A)	Succión compresor	2,5	65	40
Cabezal de succión (Sistema B)	Succión compresor	4	100	50
Recibidor de amoníaco	Salida líquido alta presión	1 ½	40	40
Entrada chiller A	Entrada	1	25	40
Entrada chiller B	Entrada	1 ¼	32	40

Fuente: ASHRAE, 2010

La tabla utilizada para la selección del aislamiento tanto para el sistema de propilenglicol como de amoniaco se adjunta en la sección de anexos, en el anexo 22.

7.8.Aspectos de seguridad para las instalaciones con amoniaco

Como se ha especificado a lo largo de este proyecto, la elección del amoniaco como refrigerante principal implica implementar varias medidas de seguridad para evitar que vaya a haber alguna afectación o daño a la salud de los colaboradores. Es por esto que en esta sección se va a especificar algunos aspectos que se deben implementar dentro de las instalaciones para poder operar e intervenir en los equipos de la manera más segura.

7.8.1. Rotulación en sala de máquinas

Como parte de las medidas a implementar dentro de un proyecto con amoniaco como fluido refrigerante, la Norma Nacional para el Uso de Amoniaco recomienda en la norma INTE W70:2019 que en las instalaciones debe haber algunos criterios a cumplir para operar en condiciones seguras. El Anexo J de esta norma indica que se debe colocar algunos rótulos para el ingreso a la sala de máquinas, que es por donde circulará gran parte del amoniaco, en los que debe indicarse lo siguiente:

- a. Para la sala de máquinas incluir un rótulo que indique que solo debe ingresar personal autorizado. El texto debe ser negro y el fondo amarillo, debe colocarse en todas las entradas de la sala de máquinas.
- b. Se debe indicar un rótulo de precaución por presencia de amoniaco, en donde el texto sea de color negro y el fondo amarillo. Esto en todas las entradas a la sala de máquinas.
- c. Se debe indicar el apagado de las máquinas de refrigeración que son de uso exclusivo para casos de emergencia. En donde el texto debe ser en negro y el fondo en naranja. Este rótulo debe ir únicamente en la puerta principal exterior designada de la sala de máquinas.
- d. Rotulación para indicar que es la sala de máquinas de refrigeración y sobre la ventilación de refrigeración. Esto debe indicarse con un texto negro y un fondo naranja.

- e. Cumplir con la norma NFPA 704 que describe mediante el uso del diamante de fuego las condiciones del amoniaco. Esta debe ser con texto negro, fondo en blanco, azul, rojo y amarillo. Y la numeración debe ser 3-3-0 si es advertencia para el equipo de refrigeración por amoniaco en interiores, esta se debe incluir en todas las entradas a sala de máquinas. Mientras que se utiliza 3-1-0 para advertencia para el equipo por amoniaco al aire libre, por lo que esto es solo para equipos que se encuentran completamente al aire libre.

Para el caso de los letreros a colocar en la puerta principal para ingresar a la sala de máquinas, se muestra en la siguiente figura la forma adecuada de realizarlo según lo que se describió anteriormente:

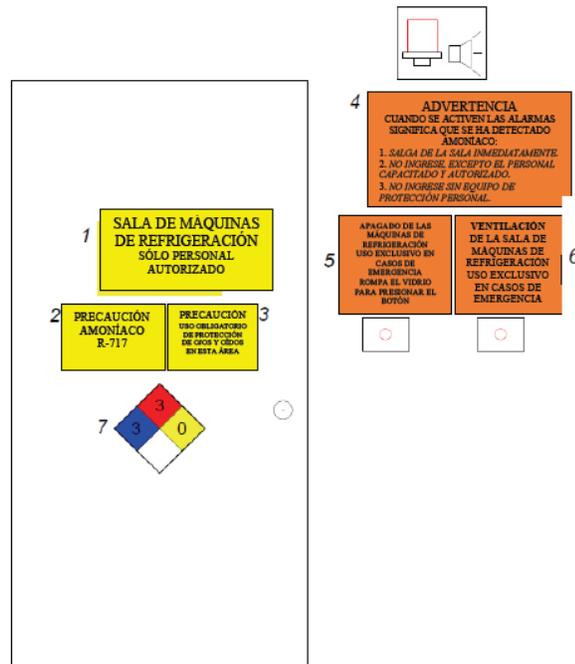


Figura 42. Letreros en la puerta principal de la sala de máquinas.
Fuente: INTECO, 2019

Para el caso de la puerta auxiliar a sala de máquinas, la rotulación adecuada a realizar tal como se describió anteriormente debe ser diferente a la de la puerta principal. A continuación, se muestra una figura ejemplificando la manera adecuada de rotularla:

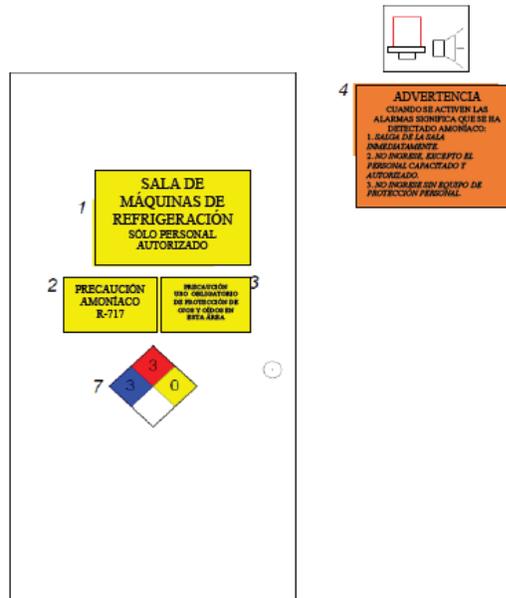


Figura 43. Letreros en la puerta auxiliar de la sala de máquinas.

Fuente: INTECO, 2019

7.8.2. Equipo de protección personal (EPP)

Dentro de una instalación de refrigeración por amoníaco, por más que se diseñe el sistema de la manera más segura para evitar todo tipo de inconveniente, siempre va a existir el riesgo de fuga. Y por los efectos fisiológicos que se analizaron en secciones previas de este proyecto, que van a hacer de este refrigerante como uno de los más peligrosos en caso de ser inhalado a pequeñas concentraciones con respecto al resto. Es a partir de esto que surge la importancia y la necesidad de utilizar EPP para poder intervenir en caso de fugas dentro de la sala de máquinas, o algún aposento dentro del cual el refrigerante está circulando.

Según Marulanda (2018), se debe utilizar equipo especial para fugas moderadas el cual debería estar compuesto por una máscara facial, un cartucho para amoníaco y un traje de protección química. Mientras que para el control de fugas de alta concentración se tiene que usar trajes y equipos de autocontenido, en la tabla ilustrada a continuación se muestran los elementos ideales según el tipo de fuga que se presente en la planta:

Tabla 102. EPP adecuado para utilizar según el tipo de fuga.

Tipo de fuga	Equipo	Ilustración
Moderada	Máscara facial	
	Cartucho para amoníaco	
	Traje de protección química	
Alta Concentración	Trajes y equipos de autocontenido	

Fuente: Marulanda, 2018

7.8.3. Distribución de los detectores de amoníaco.

Uno de los puntos más importantes a trabajar cuando se tiene una instalación con amoníaco como refrigerante es en los dispositivos de seguridad en caso de haber una fuga, es por esto por lo que en esta sección se va a presentar un plan de colocación de los detectores de amoníaco

dependiendo de diferentes factores, se va a recomendar la cantidad, el tipo y la ubicación ideal según esos diferentes factores. No se va a profundizar en el control eléctrico, conexiones eléctricas o en la lógica de programación para estos sistemas, ya que se sale del alcance del proyecto. Lo que se pretende es brindar una guía para saber en qué lugares deberían instalarse las alarmas para cubrir una emergencia de fuga.

La norma ANSI/IIAR 2-2014 da una serie de recomendaciones guía para poder colocar de la manera más adecuada según la naturaleza de cada uno de los cuartos fríos, para poder localizar de la mejor manera posible una emergencia de fuga y que ninguno de los colaboradores sufra algún tipo de daño a su salud. En la siguiente tabla se muestran los valores límites que recomienda por cada zona la IIAR

Tabla 103. Valores límites de alarma recomendados para cada zona según IIAR

Zona	Punto de activación de alarma (ppm)
Señal de alarma hacia la central de monitoreo.	25
Cuarto de máquinas: Para desenergizar compresores, bombas y válvulas.	40000 (o por arriba del detector)
Cuarto de máquinas: Alarmas audiovisuales dentro del cuarto y afuera de cada entrada	25
Cuarto de máquinas: Activación de la ventilación de emergencia.	150
Áreas refrigeradas	25
Sistemas y Equipos de refrigeración	25
Máquinas con potencia menor a 100 [HP] fuera de la sala de máquinas	25

Fuente: ANSI/IIAR 2-2014

Como detalle a añadir a la tabla anterior, la norma ANSI/IIAR 2-2014 indica que para el caso de la alarma por fuga en áreas refrigeradas se debe activar la alarma hacia la central de monitoreo; para el caso de los sistemas y equipos de refrigeración la alarma debe activarse en los dispositivos audiovisuales dentro del cuarto y hacia la central de monitoreo; mientras que para las máquinas con potencia menor a 100 [HP] fuera de la sala de máquinas, las alarmas que se deben activar deben ser las de la central de monitoreo, válvulas solenoide de gas caliente,

dispositivos audiovisuales dentro del área, además activar el sistema de extracción de emergencia, desenergizar todas las bombas, motores y ventiladores de emergencia.

El sistema de alarmas de detección de amoníaco, por su nivel de importancia es un sistema que debe estar siempre trabajando, por lo que esto implica que también debe hacerlo aun cuando haya un fallo en la red de alimentación eléctrica de la planta, por eso, la norma INTE W 70:2019 en el apartado 17.2 indica que este sistema debe estar alimentado por una batería de respaldo (UPS) o algún otro sistema de generación de corriente de emergencia.

Según Marulanda (2018) uno de los aspectos más importantes a tomar en cuenta cuando se están instalando los detectores de gas, es que se deben colocar en la dirección hacia la que va el viento, ya que si se coloca en la otra dirección, el sensor no va a poder detectar la fuga y el sistema no va a prevenir este incidente. En la figura a continuación, se muestra un ejemplo ilustrado de la manera incorrecta de instalar un detector de amoníaco y la incidencia que tiene la dirección del viento sobre su instalación:



Figura 44. Mala colocación de los detectores de amoníaco con respecto a la dirección del viento.
Fuente: Marulanda, 2018

En la siguiente figura se muestra un diagrama del fabricante Danfoss, en el que se muestra lo que sería una colocación ideal de los detectores de amoníaco en una planta de refrigeración en amoníaco.

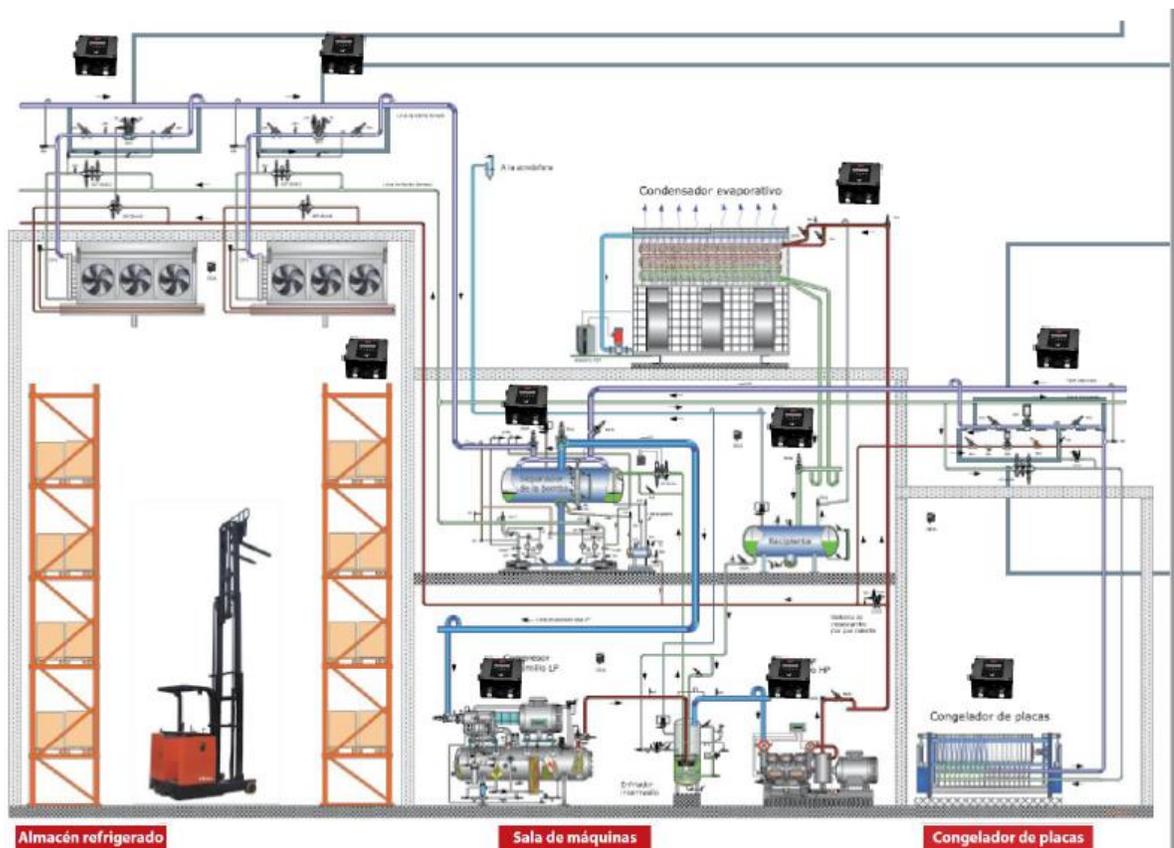


Figura 45. Colocación ideal de los detectores de amoníaco en una instalación de refrigeración industrial.
Fuente: Marulanda, 2018

Para el caso en específico de este proyecto, no se va a colocar detectores de amoníaco en las salas de proceso ya que estas van a ser enfriadas a partir del refrigerante secundario, por lo que el uso de estos detectores se va a restringir a los equipos que van a estar dentro de la sala de máquinas que son por los cuales se va a trasegar amoníaco y por ende donde va a haber alerta por posible fuga de amoníaco, y en las unidades evaporadoras dentro de los cuartos de aire forzado.

En la siguiente tabla se muestra los tipos de sensores, y la cantidad recomendada a instalarse para este sistema, de manera tal que se cubra una emergencia para una detección de posibles fugas de amoníaco en alguno de los equipos o tuberías, según lo recomendado por la norma ANSI/IIAR 2-2014:

Tabla 104. Tipos de sensores adecuados para detección de fugas de amoníaco.

Zona	Función	Cantidad de sensores	Tipo de sensor	Modelo
Cuarto de máquinas	Fuga en túneles de aire forzado	6	Para 25 [ppm]	GG-NH3-100
Cuarto de máquinas	Detectar fuga en compresores	5	Para 25 [ppm]	GG-NH3-100
Cuarto de máquinas	Apagado de emergencia compresores	1	Para 40000 [ppm]	GG-NH3-2%
Cuarto de máquinas	Fuga en los chillers	2	Para 25 [ppm]	GG-NH3-100
Exterior	Fuga en condensador evaporativo	1	Para 25 [ppm]	GG-NH3-100
Cuarto de máquinas	Fuga en tanque receptor	1	Para 25 [ppm]	GG-NH3-100
Cuarto de máquinas	Fuga en los surge drum	2	Para 25 [ppm]	GG-NH3-100
Cuarto de máquinas	Para activar ventilación	4	Para 150 [ppm]	GG-NH3-250

Fuente: elaboración propia

Al sistema de sensores que se presentó en la tabla, se le debe añadir su módulo de expansión que va a permitir que todo el sistema esté intercomunicado, además de un controlador que es desde donde se van a administrar todas las señales recibidas por parte de los sensores y a activar lo que corresponda según la fuga que se detecte; y además tres displays o pantallas remotas. Estos accesorios, son una parte indispensable del sistema de detección de amoníaco ya que corresponden a la parte de la lógica programada para la administración de las señales detectadas, y la visualización y activación de alarmas del sistema a través de toda la planta. En el siguiente cuadro se resumen estos accesorios seleccionados y su función.

Tabla 105. Sistema de control de monitoreo de detección de amoníaco

Equipo	Función	Lugar a instalar	Cantidad	Modelo
Módulo de expansión	Comunicar todos los sensores con el controlador.	Cuarto de máquinas	1	GG-XM
Controlador	Administrar las señales recibidas hacia los equipos.	Cuarto de máquinas	1	GG-6
Display del controlador	Visualizar las señales emitidas por los sensores.	Cuarto de máquinas; entrada y salida de cuarto de máquinas	3	GG-RD

Fuente: elaboración propia

Este sistema propuesto correspondería a un sistema de detección de amoníaco y alarmas nivel 3, según lo estipulado por la norma INTE W 70:2019 en la sección 17.7.

7.9. Recopilación de datos para mantenimiento.

Dentro de los datos recopilados, se adjunta el calendario de mantenimiento preventivo a aplicar a los compresores de tornillo de los modelos RXF50, en los que según la frecuencia de operación del equipo, se le recomienda ejecutar tareas de mantenimiento preventivo para asegurar que el equipo opere de la mejor manera. A continuación, se muestra una figura con estos datos:

HORARIO DE MANTENIMIENTO
 Calendario recomendado para Frick tornillo operaciones de mantenimiento preventivo paquete compresor.

MANTENIMIENTO	FRECUENCIA U HORAS DE OPERACIÓN (MÁXIMO)																					
	200	1000	5000	8000	10,000	15,000	20,000	25,000	30,000	35,000	40,000	45,000	50,000	55,000	60,000	65,000	70,000	75,000	80,000	85,000	90,000	95,000
Cambie el aceite	Según las indicaciones de Análisis de Aceite																					
Análisis del aceite		n	Cada 6 meses																			
Reemplace los filtros del aceite ^(g)	n	Según las indicaciones de Análisis de Aceite																				
Limpie los filtros del aceite	n		n		n		n		n		n		n		n		n		n		n	
Limpie los filtros de líquidos	n		n		n		n		n		n		n		n		n		n		n	
Reemplace los coalescentes								n							n							n
Verificar y limpiar la succión	n		n		n		n		n		n		n		n		n		n		n	
Verifique el acoplamiento ^(a)	n	Anualmente independientemente de horas de servicio																				
Succión & Descarga de pernos de brida ^(b)	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n
Unidades VFD Verificar saltar frec. ^(c)	Verificar anualmente																					
Verificar conexiones eléctricas ^(d)	n		n		n		n		n		n		n		n		n		n		n	
Verifique la calibración del sensor ^(e)	n	n	n		n	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n
Análisis de la vibración ^(f)	Cada 6 meses, con más frecuencia si aumenta los niveles																					
Reemplace el sello del eje	Cuando la tasa de fugas supera 7-8 gotas por minuto																					

- a. Compruebe los pernos, los paquetes de la calza, insertos centro, llaves y todos los pares de apriete de los tornillos.
 b. Verifique que los pernos en las bridas de succión y descarga. Consulte la tabla siguiente para conocer los requisitos de par.
 c. Las unidades con motores de velocidad variable - detectan el exceso de vibración y frecuencias saltar cualquier momento las condiciones de funcionamiento del cambio. d. Revise y apriete todas las terminales en el panel de procesador y de arranque por la especificación publicada en el recinto.
 e. Examine la calibración de la válvula de dispositivos, Slide parada, presiones y temperaturas. La calibración debe llevarse a cabo con los dispositivos con certificación NIST.
 f. Se requiere el análisis de vibraciones de línea de base durante la primera puesta en marcha. Medición de vibraciones debe llevarse a cabo de forma continua para obtener el control preventivo óptima sobre rodamientos. Si no se controla de forma continua, luego cada 6 meses, con más frecuencia si los niveles aumentan. Ver notas adicionales en la sección "Programa de Mantenimiento Recomendado" por encima.
 g. Puede que sea necesario cambiar con mayor frecuencia sobre la base de la presión diferencial o como lo indique el análisis de aceite El filtro.

Figura 46. Calendario de mantenimiento preventivo para los compresores RXF recomendado por fabricante.
 Fuente: Frick, 2014

Otros detalles importantes para el mantenimiento preventivo de este sistema, son los siguientes:

- La fábrica recomienda, además, que se le debe hacer al compresor un “overhaul” cada 100000 [h] (de 15 a 20 [años]).
- Es importante como parte de otras actividades de mantenimiento preventivo, evitar que se forme sarro dentro de las tuberías, ya que cada [mm] de sarro implica un total de 18 [%] de pérdidas de calor. En cuanto al condensador evaporativo, es importante que se le realice tratamiento al agua con la que opera, esto para no dañar la bomba o las tuberías por las cuales el agua de este sistema fluye.
- El sistema de detectores de amoniaco debe probarse al menos 1 vez al año, esto según recomendaciones del fabricante, para evitar algún tipo de fallo en este sistema en el momento que se presente alguna emergencia.

CAPÍTULO 8. ESTUDIO FINANCIERO

8.1. Costo total del proyecto

Para llevar todo este análisis realizado a través del informe a términos económicos se procede a realizar el cálculo aproximado del total del proyecto. El costo rubro por rubro de este sistema, se adjunta en la sección de apéndices (del apéndice 5 al apéndice 17). De lo que se tuvo como resultado final, lo mostrado en la siguiente tabla:

Tabla 106. Costo total del proyecto.

Dato	Costo (dólares)
Sistema de propilenglicol	331 394
Sistema de amoniaco	434 605
Mano de obra	76 600
Total	842 600

Fuente: elaboración propia

Los datos de los precios fijados fueron tomados de distintas fuentes, en algunos casos estas fuentes fueron tomados de software de selección de equipos, en los que el precio está establecido para comprarlo directamente en el país donde se fabrica; por lo tanto, se aclara que este dato obtenido es un valor aproximado en el que podría subir o bajar el precio real de implementación de este sistema.

CAPÍTULO 9. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

9.1. Conclusiones

1. Se realizó el rediseño en amoníaco de un sistema de refrigeración industrial para la planta piñera, a partir de una selección de equipos y sistemas basado en recomendaciones para una efectiva operación y sus debidas normas de seguridad de la IIAR y ASHRAE.
2. Se determinó a partir de un estudio de análisis energético con cuales configuraciones se tendrían mejores eficiencias y se implementó la ideal según este y otros criterios de selección.
3. Se cumplió a partir de la selección del refrigerante amoníaco, el plantear un diseño mediante el cual no se generen emisiones de carbono ni se produzcan gases de efecto invernadero.
4. Se realizó un estudio financiero, mediante el que se muestra el costo total del proyecto contemplando desde la instalación y mano de obra, hasta cada uno de los equipos y accesorios.

9.2.Recomendaciones

1. Como parte de una práctica responsable dentro de la operación de los equipos, se recomienda implementar un plan de mantenimiento preventivo para evitar que se llegue a tener paros inesperados en horarios de producción.
2. Como algo vital dentro de una instalación de refrigeración industrial, con amoníaco como refrigerante, se recomienda brindar capacitación a todos los colaboradores de la planta para que conozcan sobre la importancia de acatar las normas de seguridad en caso de fuga de amoníaco, para evitar que alguno de los empleados vea perjudicada su salud.

BIBLIOGRAFÍA

- Aguirre, J. J. (24 de Febrero de 2013). *Refrigeración y Climatización*. Obtenido de <https://aireacondicionadojr.blogspot.com/2013/02/historia-de-la-refrigeracion-frio-el.html>
- Arnabat, I. (22 de Agosto de 2018). *Calor y Frío*. Obtenido de <https://www.caloryfrio.com/refrigeracion-frio/los-gases-refrigerantes.html>
- ArQuimi. (31 de Julio de 2018). *Propilenglicol, ¿Que es y cuales son sus usos?* Obtenido de <http://senigrup.blogspot.com/2008/10/tabla-congelacin-propilenglicol.html>
- ASHRAE. (1990). *Manual ASHRAE: Refrigeración, Sistemas y Aplicaciones*.
- ASHRAE. (2010). *Manual: Refrigeración*.
- BOHN. (2005). *Manual de Ingeniería*.
- Campos, M. (s.f.). *¿Compresores de tornillo o compresores recíprocos? Mayekawa. CIEMI*.
- Carpemar. (2016). Documentación Técnica. *Propilenglicol Industrial*.
- Cengel, Y. (2011). *Transferencia de Calor y Masa*. México DF: McGraw Hill.
- Colmac Coil. (2014). Instalación, funcionamiento y mantenimiento. *Manual de Evaporadores A+ Series*.
- Dossat, R. (1986). *Principios de Refrigeración*. Cecsa.
- Estévez, R. (23 de Junio de 2015). *Protocolo de Kioto*. Obtenido de Eco Inteligencia: <https://www.ecointeligencia.com/2015/06/protocolo-kioto/>
- Evaporadores en Refrigeración*. (s.f.). Obtenido de Grupo SIMEC: <http://www.blog.simec.biz/evaporadoresen-refrigeracion-parte-ix/>
- Frick. (2014). Manual de Instalación-Funcionamiento-Mantenimiento. *Unidades de compresor de tornillo rotativo RXF*.
- Gasservei. (2018). *Catálogo General*.
- Güntner. (s.f.). Evaporadores Enfriadores de Aire. *Manual de Instalación y Operación*.
- Gutiérrez, G. (2018). Material de Congreso RSF-TEC. *Selección, tipos y fabricación de Evaporadores de Refrigeración Industrial (Colmac Coil)*.
- IIAR. (2004). Ammonia Piping Handbook.
- INAC. (s.f.). *Refrigerantes*. Obtenido de https://www.inac.uy/innovaportal/file/6276/1/refrigerantes_amoniacos_como_refrigerante.pdf
- INTECO. (2019). INTEW68:2019. *Instalación de sistemas de refrigeración por amoníaco de circuito cerrado*.
- INTECO. (2019). INTEW70:2019. *Diseño seguro de sistemas de refrigeración por amoníaco de circuito cerrado*.
- International Institute of Ammonia Refrigeration (IIAR). (2014). Normas para el diseño seguro de refrigeración por amoníaco de circuito cerrado. *ANSI/IIAR2. Manual de Buenas Prácticas de Refrigeración*. (2014). Ministerio de Ambiente y Energía (MINAE).

- Marulanda, C. (2018). Material de Congreso RSF-TEC. *Buenas prácticas de seguridad en sistemas de refrigeración con amoníaco (Danfoss)*.
- Mycom. (s.f.). *Criterios para la selección del refrigerante en sistemas de refrigeración y aire acondicionado*. Obtenido de <http://mayekawa.es/150-criterios-para-la-selecci%C3%B3n-del-refrigerante-en-sistemas-de-refrigeraci%C3%B3n-y-aire-acondicionado.html>
- Naciones Unidas. (s.f.). Obtenido de <http://www.un.org/es/events/ozoneday/background.shtml>
- Navarrete, I. G. (8 de Febrero de 2019). *Tecnológico de Costa Rica*. Obtenido de Hoy en el TEC: <https://www.tec.ac.cr/hoyeneltec/2019/02/08/tec-participa-creacion-norma-pais-reducir-calentamiento-global>
- Nieto, A. (2013). *Tendencias en sistemas hidrónicos*. Obtenido de Mundo HVAC&R: <https://www.mundohvacr.com.mx/2013/08/tendencias-en-sistemas-hidronicos/>
- Nunes, C. (2018). Material de Congreso RSF-TEC. *Tendencias en la Industria de Refrigeración(Johnson Controls)*.
- Paranjpey, R. (2013). *Cold Storage Design*.
- Pita, E. (2005). *Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas*. México: CECSA.
- Programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo (PNUD) . (s.f.). Protocolo de Montreal en Costa Rica.
- Quiroga, M. (2002). Consideraciones de una eficiencia en sistemas de una etapa vs dos etapas de compresión. *Papel Técnico Convención IJAR*.
- Ramírez, J. A. (s.f.). *Enciclopedia de la Climatización: Refrigeración*. Barcelona: Ediciones Ceac.
- Robledo, G. (9 de Mayo de 2012). Obtenido de <https://www.acrlatinoamerica.com/201205094761/articulos/refrigeracion-comercial-e-industrial/rendimiento-y-aplicaciones-de-los-compresores.html>
- Robledo, G. (16 de Marzo de 2012). Obtenido de <http://www.acrlatinoamerica.com/201203164710/articulos/refrigeracion-comercial-e-industrial/componentes-del-compresor-de-tornillo.html>
- Robledo, G. (2013). Logrando Ahorros de Costos Energéticos para Sistemas de Refrigeración por Amoníaco. *Seminario IJAR de Refrigeración Industrial Centro América y el Caribe*.
- Romero, T. M. (2018). Análisis comparativo de la utilización de refrigerantes alternativos en un chiller. *Ciencias técnicas y aplicadas*.
- Ruiz, Ó. M. (2018). *Documentos del curso de Refrigeración*.
- Sanguinetti, E. (20 de Abril de 2016). *ACR Latinoamerica*. Obtenido de <https://www.acrlatinoamerica.com/201604206424/articulos/refrigeracion-comercial-e-industrial/evolucion-de-los-fluidos-refrigerantes-ii.html>
- Solís, D. (s.f.). “ANSI/IJAR -2” Norma Nacional Americana para Equipos, Diseño e Instalación de Sistemas Mecánicos de Circuito Cerrado con Refrigerante Amoníaco. *Seminario de refrigeración industrial IJAR “La refrigeración industrial con amoníaco, asunto estratégico para el planeta”*.
- Ureña, F. (2017). Diseño de un sistema de refrigeración por amoníaco para una empresa de industria cárnica . *Informe de Práctica de Especialidad para optar por el título de Ingeniero en Mantenimiento Industrial*.
- Zambrano, P. (2017). Temperatura: definición, medición y escalas. *Atmósfera*.

APÉNDICES

Apéndice 1. Tabla de las dimensiones de cada una de las zonas

Aposento	T (°C)	T(K)	h (m)	A (m2)	V (m3)
AD	7	280,15	5,37	116,05	623,1885
APE(Oeste)	6	279,15	5,37	223,87	1202,1819
APE(Este)	6,4	279,55	5,37	366,72	1969,2864
NPE	9,4	282,55	5,43	344,95	1873,0785
SET	15	288,15	3,94	985,95	3884,643

Fuente: elaboración propia

Apéndice 2. Tabla de las dimensiones de cada una de las zonas

Equipo	Capacidad	Cantidad
Montacargas eléctricos (capacidad de carga en lb)	6000	4
Montacargas gas (capacidad de carga en lb)	NA	0
Motores (HP)	0,75	4
	1	3
	1,5	1
	2	3
	3	5
	20	1

Fuente: elaboración propia

Apéndice 3. Capacidad máxima de almacenamiento de piñas para las zonas de pre enfriado y no pre enfriado.

Zona	Capacidad máxima (kg de piña)
APE (Oeste)	112500
APE(Este)	409500
NPE	247500

Fuente: elaboración propia

Nota: La cantidad total de piñas producidas por día en la planta es de 22 contenedores, por lo que aproximadamente 660000 kg de piña.

Apéndice 4. Cantidad aproximada de personas por zona

Zona	Cantidad aproximada
AD	3
APE	9
NPE	12
SET	40
Túneles de Aire Forzado	6
Casa de Máquinas	6
Montacargas	4

Fuente: elaboración propia

Apéndice 5. Costo de las tuberías en la red de propilenglicol.

Sistema	Diámetro (mm)	Longitud (m)	Costo unitario (dólares)	Costo total (dólares)
A	100	24	278	6672
	80	55	198,4	10912
	50	9	92,6	833,4
B	150	32	281,2	8998,4
	125	4	204,2	816,8
	100	25	165,3	4132,5
	80	22	117,8	2591,6
	65	15	83,6	1254
	50	29	55,1	1597,9

Fuente: elaboración propia

Apéndice 6. Costo de las válvulas y accesorios en las enfriadoras de aire.

Tipo	Cantidad	Costo unitario (dólares)	Costo total (dólares)
Globo	44	50	2200
Balance	15	62	930
Solenoide y filtro	15	112	1680
Bola (drenaje)	15	32	480

Fuente: elaboración propia

Apéndice 7. Costo de las válvulas y accesorios en el sistema de bombeo y expansión de glicol.

Tipo	Tamaño (mm)	Cantidad	Costo unitario (dólares)	Costo total (dólares)
Mariposa	100	5	47,1744	235,872
Filtros	100	2	42,6816	85,3632
Difusor excéntrico	100x90	2	280,8	561,6
Check	100	2	35,9424	71,8848
Bypass	75	1	44,928	44,928
Mariposa	150	5	71,8848	359,424
Filtros	150	2	61,776	123,552
Difusor excéntrico	150x110	2	449,28	898,56
Check	150	2	44,928	89,856
Bypass	110	1	56,16	56,16

Fuente: elaboración propia

Apéndice 8. Costo de las tuberías en la red de amoniaco para cédula 80.

Díámetro (mm)	Longitud (m)	Costo unitario (dólares)	Costo unitario (dólares)
25	6	35	210
32	52	47	2444
40	24	73	1752

Fuente: elaboración propia

Apéndice 9. Costo de las tuberías en la red de amoniaco para cédula 40.

Diámetro (mm)	Longitud (m)	Costo unitario (dólares)	Costo total (dólares)
50	16	50	800
65	10	77	770
100	10	134	1340
150	8	250	2000

Fuente: elaboración propia

Apéndice 10. Costo de las unidades manejadoras de aire.

Zona	Cantidad	Costo unitario (dólares)	Costo total (dólares)
AD	1	23164,8768	23164,8768
APE (Oeste)	2	23164,8768	46329,7536
APE (Este)	2	19377,4464	38754,8928
NPE	4	21253,1904	85012,7616
SET	6	14684,7168	88108,3008

Fuente: elaboración propia

Apéndice 11. Costo de las bombas centrífugas

Sistema	Cantidad	Costo unitario (dólares)
A	2	998
B	2	2100

Fuente: elaboración propia

Apéndice 12. Costo de los tanques de expansión de propilenglicol

Sistema	Costo unitario (dólares)
A	800
B	500

Fuente: elaboración propia

Apéndice 13. Costo de los equipos y tanques del circuito de amoniaco.

Equipo	Costo (dólares)
Condensador Evaporativo	50200
Compresores	217500
Chillers	92658
Recibidor de amoniaco	17650
Recibidor de termosifón	3000

Fuente: elaboración propia

Apéndice 14. Costo del sistema de detección de amoniaco

Modelo	Cantidad	Costo unitario (dólares)	Costo unitario (colones)	Costo total (colones)
GG-NH3-100	17	1030	612530,7	10413021,9
GG-NH3-250	4	1030	612530,7	2450122,8
GG-NH3-2%	1	1060	630371,4	630371,4
GG-XM	1	1695	1007999,55	1007999,55
GG-6	1	3095	1840565,55	1840565,55
GG-RD	3	1295	770123,55	2310370,65

Fuente: elaboración propia

Apéndice 15. Costo del sistema de válvulas del condensador evaporativo

Nomenclatura	Tipo	Diámetro (in)	Diámetro (mm)	Costo unitario (dolares)
VCE-1	Globo drenaje	1/2	15	100
VCE-2	Globo drenaje	1/2	15	100
VCE-3	Globo	2 1/2	65	400
VCE-4	Globo	2 1/2	65	400

Fuente: elaboración propia

Apéndice 16. Costo de válvulas del sistema de compresores y termosifón.

Nomenclatura	Tipo	Diámetro (in)	Diámetro (mm)	Costo unitario (dolares)
VC-1	Mariposa	2 1/2	65	360
VC-2	Mariposa	2 1/2	65	360
VC-3	Mariposa	2 1/2	65	360
VC-4	Mariposa	2 1/2	65	360
VC-5	Mariposa	2 1/2	65	360
VC-6	Mariposa	2 1/2	65	360
VC-7	Globo	1 1/4	32	184
VC-8	Expansión Manual	1 1/4	32	200
VC-9	Globo	1 1/4	32	184
VC-10	Globo	1 1/4	32	184
VC-11	Expansión Manual	1 1/4	32	200
VC-12	Globo	1 1/4	32	184
VC-13	Globo	1 1/4	32	184
VC-14	Expansión Manual	1 1/4	32	200
VC-15	Globo	1 1/4	32	184

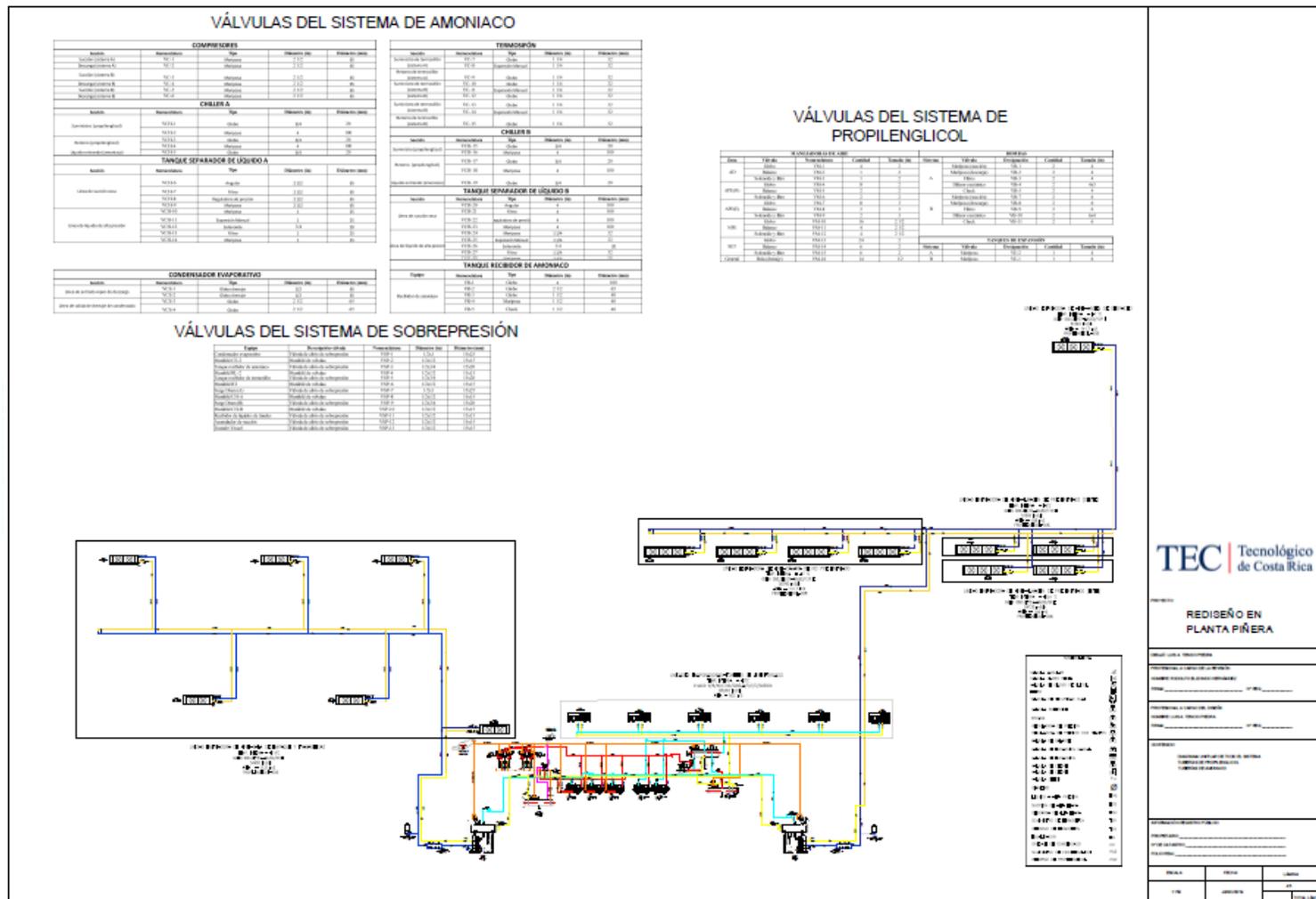
Fuente: elaboración propia

Apéndice 17. Costo de válvulas del sistema de enfriamiento de glicol y separador de líquido.

Nomenclatura	Tipo	Diámetro (in)	Diámetro (mm)	Costo unitario (dolares)
VCH-1	Globo	3/4	20	119
VCH-2	Mariposa	4	100	500
VCH-3	Globo	3/4	20	119
VCH-4	Mariposa	4	100	500
VCH-5	Globo	3/4	20	119
VCH-6	Angular	2 1/2	65	260
VCH-7	Filtro	2 1/2	65	150
VCH-8	Reguladora de presión	2 1/2	65	220
VCH-9	Mariposa	2 1/2	65	360
VCH-10	Mariposa	1	25	112
VCH-11	Expansión Manual	1	25	180
	Solenoide y filtro	3/4	20	590
VCH-14	Mariposa	1	25	112
VCH-15	Globo	3/4	20	120
VCH-16	Mariposa	4	100	500
VCH-17	Globo	3/4	20	120
VCH-18	Mariposa	4	100	500
VCH-19	Globo	3/4	20	120
VCH-20	Angular	4	100	450
VCH-21	Filtro	4	100	300
VCH-22	Reguladora de presión	4	100	500
VCH-23	Mariposa	4	100	600
VCH-24	Mariposa	1 1/4	32	152
VCH-25	Expansión Manual	1 1/4	32	193
VCH-26 y VCH-27	Solenoide y filtro	3/4	20	1004
VCH-28	Mariposa	1 1/4	32	152

Fuente: elaboración propia

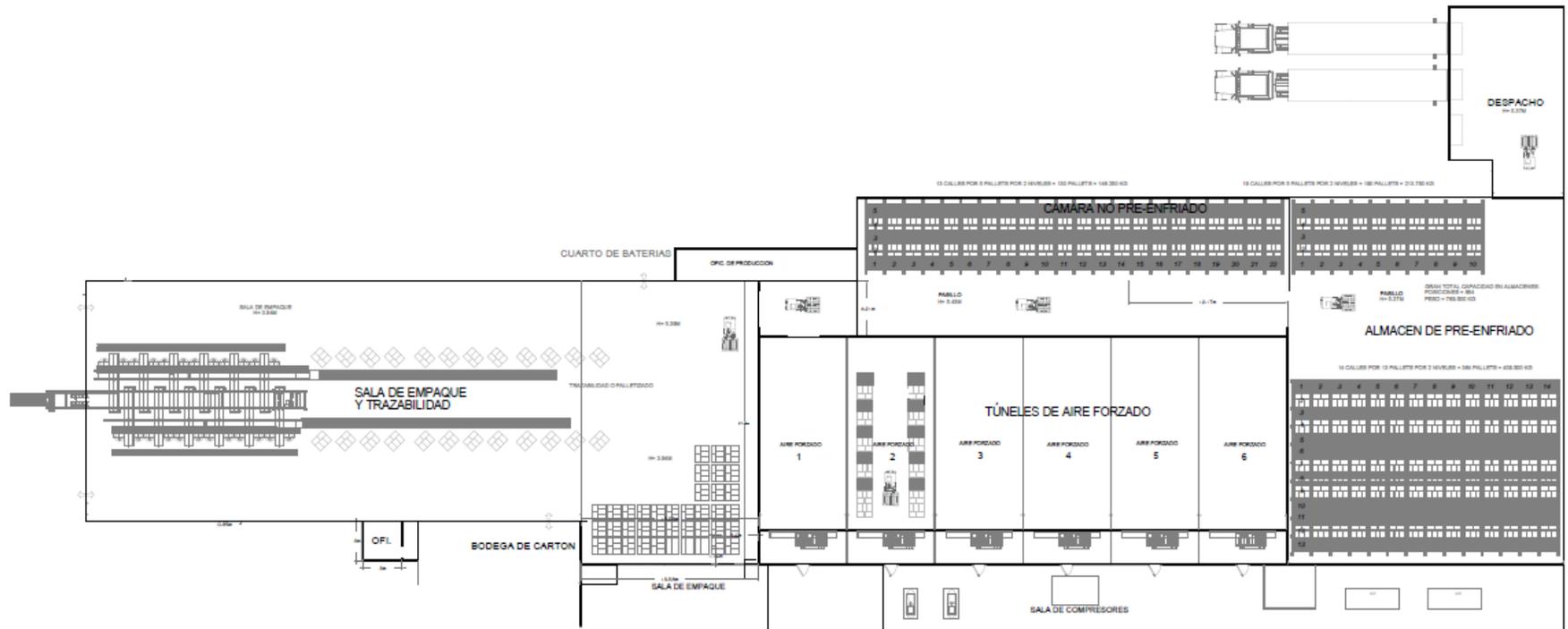
Apéndice 21. Diagrama unifilar de todo el sistema de refrigeración



Fuente: elaboración propia (autocad 2019)

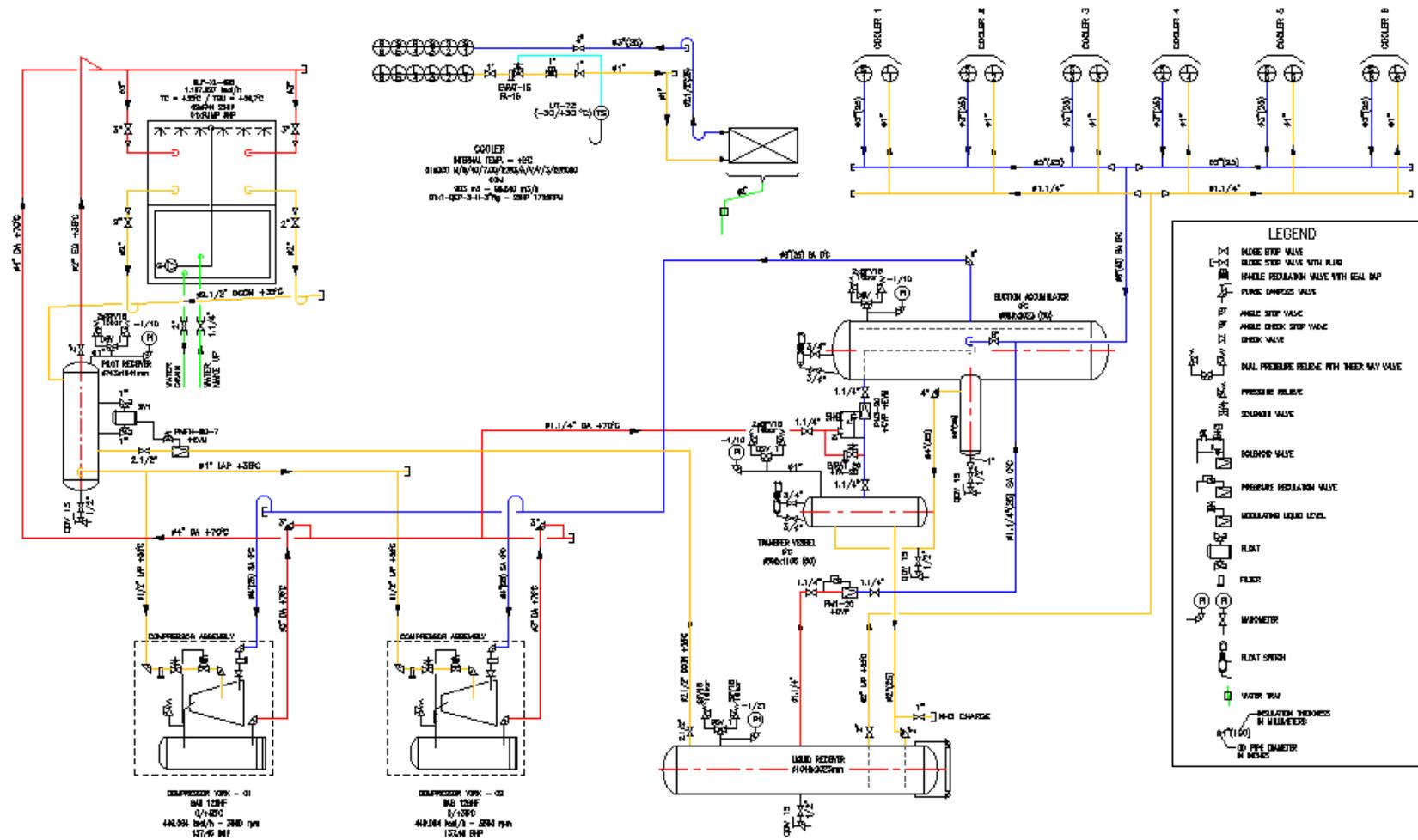
ANEXOS

Anexo 1. Plano arquitectónico de la planta



Fuente: Información brindada por el cliente.

Anexo 2. Diagrama unifilar del circuito de Amoniaco en los túneles.

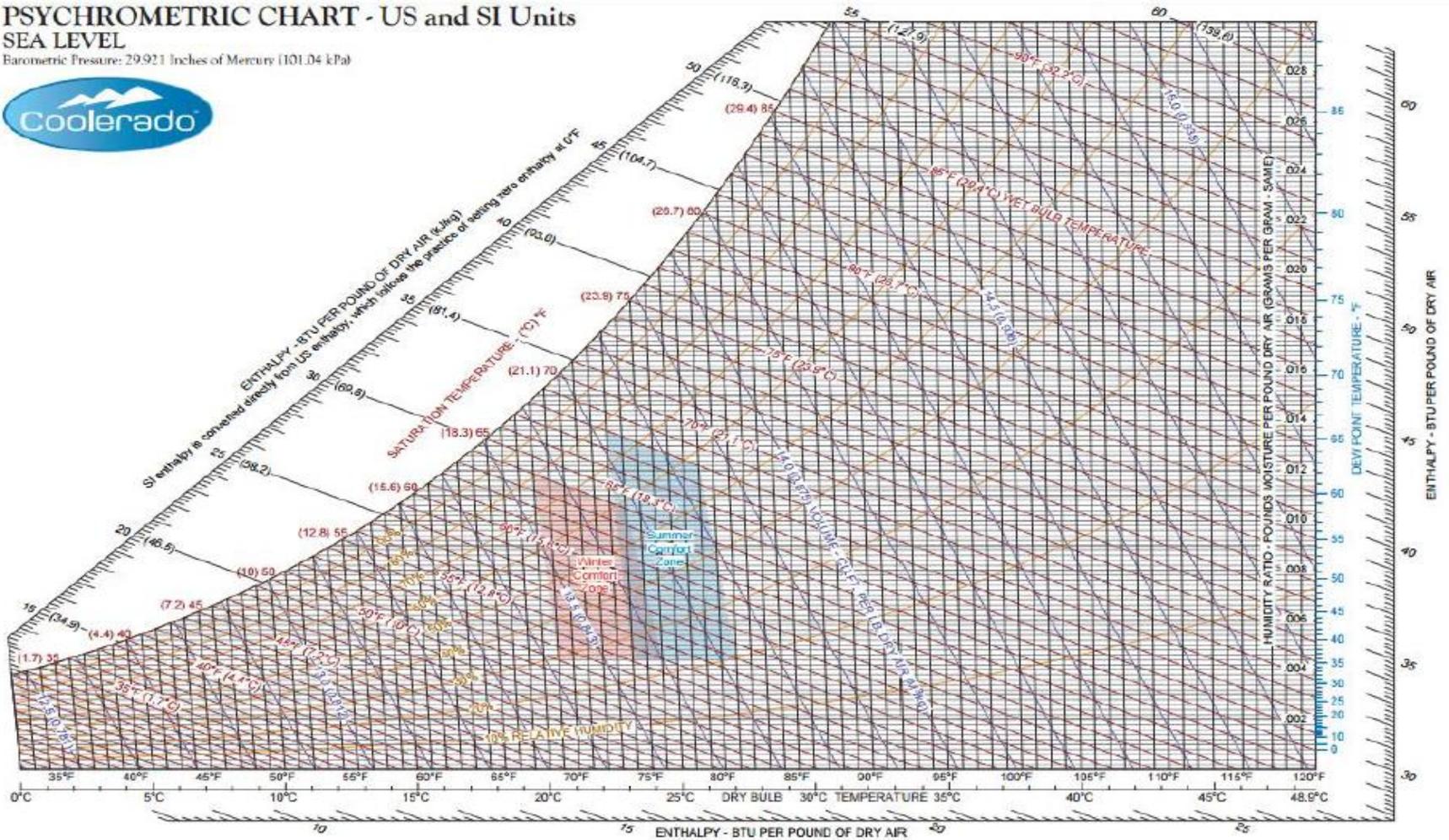


Fuente: Información brindada por el cliente.

Anexo 3. Carta psicrométrica del aire.

PSYCHROMETRIC CHART - US and SI Units SEA LEVEL

Barometric Pressure: 29.921 Inches of Mercury (101.04 kPa)



Fuente: Coolerado

Anexo 4. Cotización de refrigerantes

	RESOCO Costa Rica S.A. Cédula Jurídica 3-101-007434 FR-PGC-05, versión 5 14-sep-18	Oferta de venta No. 5515
		Fecha 26/2/2019

Cliente

Refrigeración y Soluciones de Frío

Estimada Sra. Karen Montoya O

En RESOCO nos complace presentarle nuestra oferta para la entrega local de:

Código	Descripción	Cantidad	Unidad	Precio unitario	I.V.%	Precio total
RFRG02002001	Gas refrigerante R22 30lb ST (13.60 kg)	1	unid	₡32 000,00	13%	₡32 000,00
RFRG02003004	Gas refrigerante R410A 25lb ST (11.30 kg)	1	unid	₡45 000,00	13%	₡45 000,00
RFRG02003011	Gas refrigerante R507 25lb Honeywell (11.30 kg)	1	unid	₡55 000,00	13%	₡55 000,00

Subtotal	₡ 132 000,00
Imp. Ventas	₡ 17 160,00
Total	₡ 149 160,00

Fuente: RESOCO

Anexo 5. Cotización del amoniaco



11 febrero 2019

Sra. Karen Montoya.
Compras y Logística
RSFCR-Refrigeración Industrial.

Estimada Karen, en un placer saludarle, de acuerdo a nuestra conversación de la semana pasada le presentamos la siguiente cotización, esperando que sea de su agrado.

Tipo de Cilindro	Descripcion de Producto	Compras de 5 o Menores	Compras Mayores a 6
45 kilos	Amoniaco Anidro	\$ 277.00	\$ 263.15
68 kilos	Amoniaco Anidro	\$ 303.10	\$ 287.95

Transporte- flete incluido

Presentacion:
En cilindros de 45 kilos
En Cilindros de 68 kilos
Precios Mas iva-



Condiciones:

- Tiempo de entrega: 24 horas una vez recibida la orden de compra- previa coordinación.
- Términos: Credito 15 días, previa autorización.
- Precio+IV.
- Alquiler de cilindros: no aplica.
- Deposito por cilindro: no aplica.

Fuente: INSAGRI

Anexo 6. Características requisito para almacenar frutas y melones

Table 1 Storage Requirements of Vegetables, Fresh Fruits, and Melons (Continued)

Common Name (Other Common Name)	Scientific Name	Storage Temp., °C	Relative Humidity, %	Highest Freezing Temp., °C	Ethylene Production Rate ^a	Ethylene Sensitivity ^b	Respiration Rate ^c	Approximate Postharvest Life	Observations and Beneficial CA ^d Conditions
Parsnips	<i>Pastinaca sativa</i>	0	95 to 100	-0.9	Very low	High	Low	4 to 6 months	Ethylene causes bitterness
Passionfruit	<i>Passiflora</i> spp.	10	85 to 90		Very high	Moderate	Very high	3 to 4 weeks	
Peach	<i>Prunus persica</i>	-0.5 to 0	90 to 95	-0.9	High	Moderate	Low	2 to 4 weeks	1 to 2% O ₂ 3 to 5% CO ₂ Internal breakdown at 3 to 10°C
Pear, American ^e	<i>Pyrus communis</i>	-1.5 to -0.5	90 to 95	-1.7	High	High	Low	2 to 7 months	Cultivar variations 1 to 3% O ₂ 0 to 5% CO ₂
Peas									
In pods (snow, snap, and sugar peas)	<i>Pisum sativum</i>	0 to 1	90 to 98	-0.6	Very low	Moderate	Very high	1 to 2 weeks	2 to 3% O ₂ 2 to 3% CO ₂
Southern peas (cowpeas)	<i>Vigna stenosia</i> = <i>V. unguiculata</i>	4 to 5	95					6 to 8 days	
Pepino (melon pear)	<i>Solanum muricatum</i>	5 to 10	95		Low	Moderate		4 weeks	
Peppers									
Bell pepper or paprika	<i>Capsicum annuum</i>	7 to 10	95 to 98	-0.7	Low	Low	Low	2 to 3 weeks	2 to 5% O ₂ 2 to 5% CO ₂
Hot peppers (chiles)	<i>Capsicum annuum</i> and <i>C. frutescens</i>	5 to 10	85 to 95	-0.7	Low	Moderate		2 to 3 weeks	3 to 5% O ₂ 5 to 10% CO ₂
Persimmon (kaki)	<i>Diospyros kaki</i>								3 to 5% O ₂ 5 to 8% CO ₂
Fuyu	<i>Diospyros kaki</i> var. <i>Fuyu</i>	0	90 to 95	-2.2	Low	High	Low	1 to 3 months	
Hachiya	<i>Diospyros kaki</i> var. <i>Hachiya</i>	0	90 to 95	-2.2	Low	High	Low	2 to 3 months	
Pineapple	<i>Ananas comosus</i>	7 to 13	85 to 90	-1.1	Low	Low	Low	2 to 4 weeks	2 to 5% O ₂ 5 to 10% CO ₂
Plantain	<i>Musa paradisiaca</i> var. <i>paradisiaca</i>	13 to 15	90 to 95	-0.8	Low	High		1 to 5 weeks	
Plums and prunes	<i>Prunus domestica</i>	-0.5 to 0	90 to 95	-0.8	Moderate	Moderate	Low	2 to 5 weeks	1 to 2% O ₂ 0 to 5% CO ₂
Pomegranate	<i>Punica granatum</i>	5	90 to 95	-3.0			Low	2 to 3 months	3 to 5% O ₂ 5 to 10% CO ₂
Potato									
Early crop	<i>Solanum tuberosum</i>	10 to 15	90 to 95	-0.8	Very low	Moderate	Low	10 to 14 days	No CA benefit
Late crop	<i>Solanum tuberosum</i>	4 to 12	95 to 98	-0.8	Very low	Moderate	Low	5 to 10 months	No CA benefit
Pumpkin	<i>Cucurbita maxima</i>	12 to 15	50 to 70	-0.8	Very low	Moderate	Low	2 to 3 months	
Quince	<i>Cydonia oblonga</i>	-0.5 to 0	90	-2.0	Low	High		2 to 3 months	
Raddichio	<i>Cichorium intybus</i>	0 to 1	95 to 100					4 to 8 weeks	
Radish	<i>Raphanus sativus</i>	0	95 to 100	-0.7	Very low	Low	Low	1 to 2 months	1 to 2% O ₂ 2 to 3% CO ₂
Rambutan	<i>Nephelium lappaceum</i>	12	90 to 95		High	High		1 to 3 weeks	3 to 5% O ₂ 7 to 12% CO ₂
Rhubarb	<i>Rheum rhabarbarum</i>	0	95 to 100	-0.9	Very low	Low	Low	2 to 4 weeks	
Rutabaga	<i>Brassica napus</i> var. <i>Napobrassica</i>	0	98 to 100	-1.1	Very low	Low	Low	4 to 6 months	
Sage	see Herbs								

Fuente: ASHRAE, 1990

Anexo 7. Coeficiente de transmisión calórica K para materiales usuales, en W/m² · K

Materiales aislantes	Masa Volúmica (kg/m ²)	Espesor del aislante mm							
		20	40	60	80	100	120	140	160
Placas de corcho aglomerado	112	1,8	0,92	0,62	0,48	0,37	0,31	0,26	0,23
	144	2,1	1,05	0,70	0,52	0,42	0,35	0,30	0,26
Placas de corcho aglomerado húmedo	192	2,45	1,22	0,82	0,61	0,49	0,41	0,35	0,31
Corcho granulado con granulación gruesa	80-112	2,45	1,22	0,82	0,61	0,49	0,41	0,35	0,31
Placas de corcho expandido	80-96	1,95	0,97	0,65	0,49	0,39	0,32	0,28	0,24
Lana de vidrio	80	1,65	0,82	0,55	0,41	0,33	0,27	0,24	0,21
Lana de vidrio con capa bituminosa	48-80	1,65	0,82	0,55	0,41	0,33	0,27	0,24	0,21
Poliestireno	24	1,65	0,82	0,55	0,41	0,33	0,27	0,24	0,21
	32	1,50	0,75	0,50	0,37	0,30	0,25	0,21	0,19
	64	1,65	0,82	0,53	0,41	0,33	0,27	0,24	0,21
	88	1,75	0,87	0,58	0,44	0,35	0,29	0,25	0,22
Espuma de poliestireno	40	0,95	0,47	0,32	0,24	0,19	0,16	0,14	0,12
Placas de poliestireno	48	1,90	0,95	0,63	0,47	0,38	0,32	0,27	0,24
Lana de escoria	136	1,68	0,84	0,56	0,42	0,34	0,28	0,24	0,21
Lana de escoria a granel	176	1,82	0,91	0,61	0,45	0,36	0,30	0,26	0,23

Fuente: Ramírez

Anexo 8. Renovación de aire diario por las aberturas de puertas para las condiciones normales de explotación (cámaras negativas y cámaras por encima de 0 °C)

Volumen de la cámara (m ³)	Renovación de aire diario n/d		Volumen de la cámara (m ³)	Renovación de aire diario n/d		Volumen de la cámara (m ³)	Renovación de aire diario n/d		Volumen de la cámara (m ³)	Renovación de aire diario n/d	
	-	+		-	+		+	-		-	+
2,5	52	70	20	16,5	22	100	6,8	9	600	2,5	3,2
3,0	47	63	25	14,5	19,5	150	5,4	7	800	2,1	2,8
4,0	40	53	30	13,0	17,5	200	4,6	6	1.000	1,9	2,4
5,0	35	47	40	11,5	15,0	250	4,1	5,3	1.500	1,5	1,95
7,5	28	38	50	10,0	13,0	300	3,7	4,8	2.000	1,3	1,65
10,0	24	32	60	9,0	12,0	400	3,1	4,1	2.500	1,1	1,45
15,0	19	26	80	7,7	10,0	500	2,8	3,6	3.000	1,05	1,30

Fuente: Ramírez

Anexo 9. Calor del aire (kJ/m³) para el aire exterior que penetra en la cámara fría.

	+ 5 °C		+ 10 °C		+ 15 °C		+ 20 °C		+ 25 °C		+ 30 °C		+ 35 °C	
	70% H.R	80% H.R	70% H.R	80% H.R	70% H.R	80% H.R	50% H.R	60% H.R	50% H.R	60% H.R	50% H.R	60% H.R	50% H.R	60% H.R
15 °C	—	—	-	—	—	—	2,77	7,0	16,8	23,3	34,5	42,7	56,4	66,4
10 °C	—	—	—	—	105,5	13,8	16,6	20,9	30,9	37,5	48,8	57,2	70,1	81,3
5 °C	—	—	9,6	12,0	22,8	26,2	29,0	33,5	43,7	50,5	62,1	70,6	83,9	95,4
0 °C	9,1	10,9	20,8	23,3	34,4	37,9	40,8	45,4	55,9	62,9	74,9	83,7	97,4	109
-5 °C	19,2	20,9	31,0	33,5	44,6	48,2	51,2	55,8	66,4	73,5	85,5	94,4	108	120
-10 °C	28,7	30,5	40,8	43,4	54,8	58,4	61,4	66,1	77,0	84,2	96,6	106	120	132
-15 °C	37,8	39,7	50,2	52,8	64,5	68,2	71,3	76,1	87,2	94,6	107	116	131	143
-20 °C	46,1	48,0	58,8	61,5	73,4	77,1	80,4	85,3	96,6	104	117	127	141	154
-25 °C	55,1	57,1	68,0	70,8	82,9	86,8	90,1	95,1	107	114	127	137	152	165
-30 °C	64,2	66,2	77,5	80,1	92,6	96,5	99,8	105	117	125	138	148	163	177
-35 °C	73,3	75,3	86,7	89,6	102	106	110	115	127	135	149	159	174	188
-40 °C	83,3	85,4	97,1	100	113	117	121	126	138	147	161	171	187	201

Fuente: Ramírez

Anexo 10. Potencia calorífica aportada por las personas

<i>Temperatura de la cámara (°C)</i>	<i>Potencia liberada por persona (W)</i>
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390
-25	420

Fuente: Ramírez

Anexo 11. Calor equivalente de motores eléctricos.

Motor hp	Btu/hp-h		
	Carga conectada en Espacio ¹	Pérdidas exteriores por motor Espacio ²	Carga conectada exterior Espacio ³
	Ref.	Ref.	Ref.
1/8 a 1/2	4 250	2 545	1 700
1/2 a 3	3 700	2 545	1 150
3 a 20	2 950	2 545	400

Fuente: Dossat, 1986

Anexo 12. Calor equivalente de los montacargas eléctricos según su capacidad de carga.

Capacidad de Carga lb.	Ganancia de Calor por Hora de Funcionamiento del Montacargas BTU/hr.*	Peso Total Aprox. del Montacargas lb.
2,000	14,000	6,000
4,000	21,000	8,000
6,000	23,000	12,000
8,000	26,000	14,000

* **Nota:** La ganancia del calor del montacarga con motor de combustión interna puede ser aproximado multiplicando la potencia del motor x 2,545. por el número de horas de operación (BTU / 24 hrs.)

Fuente: BOHN, 2005

Anexo 13. Especificaciones de la unidad enfriadora de aire del aposento SET

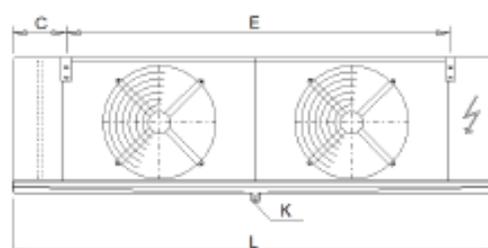
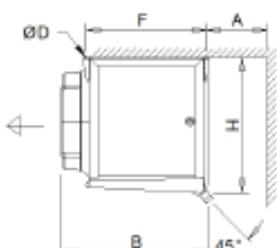


Fecha: 2019-04-25
 Solicitud del:
 Proyecto:
 No. de oferta:
 Posición:
 Responsable:

Enfriador de aire		GGHN 080.2E/24-ANJ51/10P.E ¡Sólo para el cálculo!	
Capacidad:	37.3 kW ⁽¹⁾	Medio:	Propilenoglicol 20 Vol. % ⁽²⁾
Superficie de reserva:	10.8 %	Entrada:	8.5 °C
Caudal de aire:	34680 m³/h	Salida:	12.5 °C
Entrada del aire:	15.0 °C	Pérdida de presión:	0.58 bar
Salida del aire:	12.7 °C	Caudal:	8.17 m³/h
Presión atmosf.:	1015 mbar		
Ventiladores (AC):	2 Unidad(es) 3~400V 60HzY/(-)	Contacto térmico:	externo
Datos por motor (datos nominales):		Nivel de presión sonora:	67 dB(A) en 3.0 m ⁽³⁾
Revoluciones:	1050 min-1 / (-)	Nivel de potencia acústica:	90 dB(A)
Capacidad (mec./el.):	0.81 kW/1.15 kW	Tiro de aire:	aprox. 42 m ⁽⁴⁾
Corriente:	2.20 A ⁽⁵⁾	Hielo:	0.0 mm
ErP:	Compliant ⁽⁶⁾		
Caja: Acero galvanizado, Pintada en polvo RAL 9003		Tubos intercambiador:	Acero inox. AISI 304 ⁽⁷⁾
Superf. de intercambio:	461.3 m²	Aletas:	Aluminio ⁽⁷⁾
Volumen de tubos:	72.3 l	Conexiones por cada aparato:	
Paso de aleta:	4.00 mm	Entrada:	60.3 * 2.90 mm
Peso vacío:	500 kg ⁽⁸⁾	Salida:	60.3 * 2.90 mm
Presión de servicio máxima:	16.0 bar	PED classification:	Art. 4, par. 3 ⁽⁹⁾

Dimensiones:

L = 3950 mm
 B = 835 mm
 H = 1250 mm
 E = 3200 mm
 F = 715 mm
 C = 380 mm
 A = 700 mm
 ØD = 18 mm
 K = G2



Descarga según DIN ISO 228-1 con rosca G (junta plana).

Atención: ¡Dibujo y dimensiones pueden variar dependiendo de los accesorios incluidos!

Fuente: Software de selección de equipos GPC.EU 2018 de Güntner.

Anexo 14. Especificaciones de la bomba seleccionada para el sistema A.



Submittal

Job/Project:	Representative: Cummins-Wagner		
ESP-Systemwise: WIZZ-7AGE58	Created On: 05/03/2019	Phone: (301) 490-9007	
Location/Tag:	Email: info@cummins-wagner.com		
Engineer:	Submitted By:	Date:	
Contractor:	Approved By:	Date:	

Base Mounted End Suction Pump

Series: e-1510

Model: 2EB

Features & Design

- ANSI/CSMA Coupling Guard
- Center Drop Out Spacer Coupling
- Fabricated Heavy Duty Baseplate
- Intensely Self-Flushing Mechanical Seal



*The Bell & Gossett Series e-1510 is available in 28 sizes and a variety of configuration options that enable customization and flexibility to fit a broad range of operating conditions.

<http://bellgossett.com/pumps-cms/series/end-suction-pumps/e-1510/>

Pump Selection Summary

Pump Capacity	215.8 US gpm
Pump Head	42.62 psi
Control Head	12.79 psi
Duty Point Pump Efficiency	73 %
Pump PLEVs Efficiency	68.4 %
Impeller Diameter	10.625 in
Motor HP	10 hp
Duty Point Power	7.3 bhp
Motor Speed	1800 rpm
RPM @ Duty Point	1677 rpm
NPSHr	6.95 ft
Minimum Shutoff Head	49.1 psi
Minimum Flow at RPM	45.3 US gpm
Flow @ BEP	227 US gpm
Fluid Temperature	54.5 °F
Fluid Type	20% Propylene glycol
Weight (approx. - consult rpm for exact)	413 lbs
Pump Floor Space Calculation	5.53 ft²

Performance Curve

Energy Efficiency Ratings:

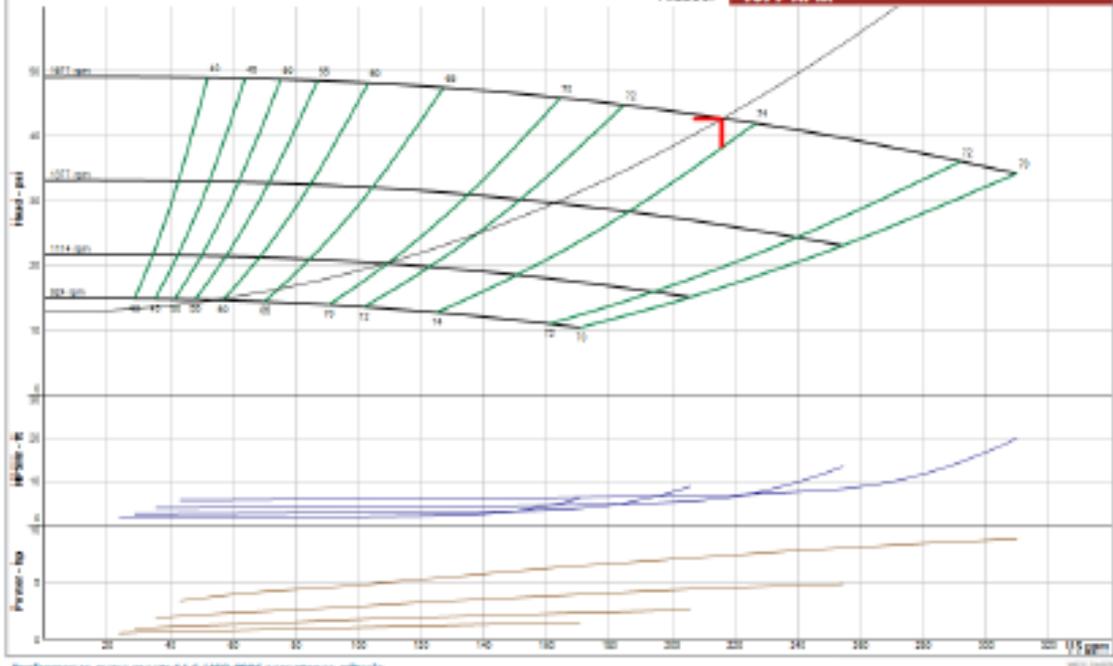
Pump & Motor PEIc: 0.86 EItc: 14
Pump, Motor & Drive: PEIc: 0.43 EItc: 57



e-1510

2EB

1677 RPM



Fuente: Software de selección de equipos System wise de Bell & Gossett

Anexo 15. Especificaciones de la bomba seleccionada para el sistema B.



Submittal

Job/Project:	Representative: Cummins-Wagner		
ESP-Systemwide: WIZS-96209A	Created On: 05/03/2019	Phone: (301) 490-9007	
Location/Tag:	Email: info@cummins-wagner.com		
Engineer:	Submitted By:	Date:	
Contractor:	Approved By:	Date:	

Base Mounted End Suction Pump

Series: e-1510

Model: 3AD

Features & Design

- ANSI/OSHA Coupling Guard
- Center Drop Out Spacer Coupling
- Fabricated Heavy Duty Baseplate
- Internally Self-Flushing Mechanical Seal



*The Bell & Gossett Series e-1510 is available in 20 sizes and a variety of configuration options that enable customization and flexibility to fit a broad range of operating conditions.

<http://bellgossett.com/pumps-cm/standard-end-suction-curve-1510/>

Pump Selection Summary

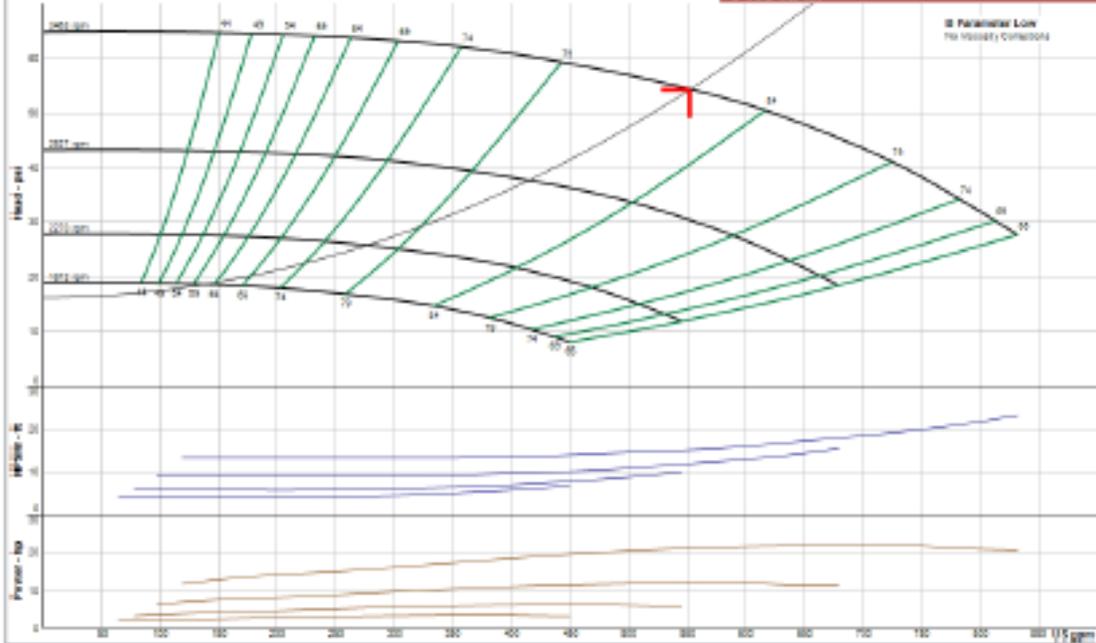
Pump Capacity	552.0 US gpm
Pump Head	54.2 psi
Control Head	16.26 psi
Duty Point Pump Efficiency	83 %
Pump PLE/Vv Efficiency	76.5 %
Impeller Diameter	6.375 in
Motor HP	25 hp
Duty Point Power	21 bhp
Motor Speed	3600 rpm
RPM @ Duty Point	3463 rpm
NPSHr	15.2 ft
Minimum Shutoff Head	64.8 psi
Minimum Flow at RPM	123 US gpm
Flow @ BEP	616 US gpm
Fluid Temperature	41.9 °F
Fluid Type	30% Propylene glycol
Weight (approx. - result: rmp for exact)	467 lbs
Pump Floor Space Calculation	6.39 ft ²

Performance Curve

Energy Efficiency Ratings:
 Pump & Motor PE1c: 0.91 ER1c: 9
 Pump, Motor & Drive: PEM: 0.45 ER1c: 55



e-1510
3AD
3463 RPM



Performance curve meets ULB / ISO 9906 acceptance criteria

Fuente: Software de selección de equipos System wize de Bell & Gosset

Anexo 16. Especificaciones del tanque de expansión seleccionado para el sistema A.

Expansion Tanks : Pressurized (Air Elimination)
Bell & Gossett Series : B-LA ASME
Model: B-35LA

Series "B-LA" expansion tanks are ASME rated precharged bladder-type pressure vessels. The Series "B-LA" tank is designed to absorb the expansion forces of heating/cooling system water while maintaining proper system pressurization under varying operating conditions. The replaceable heavy duty bladder contains system water thereby eliminating tank corrosion and waterlogging problems.

Designed and constructed per ASME Section VIII, Division 1



Tank Selection

Model	B-35LA
Required Tank Volume	9.68 gal
Required Acceptance	7.62 gal
Actual Tank Volume	10.0 gal
Actual Acceptance Volume	10.0 gal
Orientation	Vertical
Type	Bladder
ASME Rate	true
Fill Temperature	40 °F
Max Temperature	100 °F
System Volume	461.75 gal
System Medium	Propylene Glycol 20%

Tank Details:

- Increases System Performance
- Reduces Oxygen Corrosion
- Prevents Waterlogging
- Replaceable Bladder
- Meets ASME Section VIII, Division 1 Standards
- 125 PSI Working Pressure Standard
- High Maximum Operating Temperature 240°F
- Seismic Restraints Available
- Sight Glass Available

Not For Potable Water Systems

B-35LA

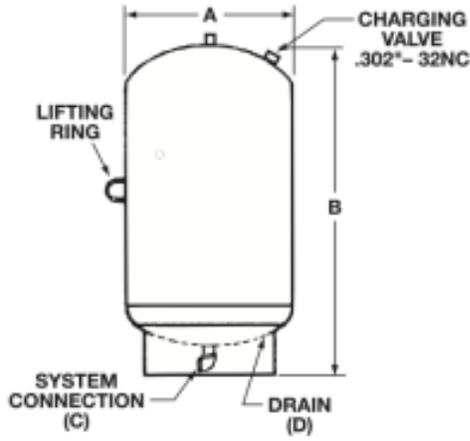
Operating Data

Max Design Temperature	240.0 °F
Max Working Pressure	125.0 psig
Shipping Weight	65.0 lbs

Dimensional Data:
Dimensions are subject to change. Not to be used for construction purposes unless certified.

Materials of construction	
Shell	Carbon Steel
Diaphragm	Replaceable Heavy Duty Butyl Rubber
System Connection	Malleable Iron

Tanks are factory pre-charged at 12 psi (83 kPa)
Tanks can be installed in the vertical position only.
System Connection 1" NPT. Drain Plug 3/4"



DIMENSIONS: GALLONS (Ltrs) INCHES (mm), WEIGHTS: LBS. (KG) *Approximate weight 100% full occurs if bag fails or if air charge is lost.

MODEL NUMBER	TANK VOLUME GAL (LTRS)	ACCEPTANCE VOLUME GAL (LTRS)	A IN. (MM)	B IN. (MM)	APPROX. SHPG. WT. LBS. (KG)	APPROX. WT* 100% FULL LBS. (KG)
B-35LA	10 (38)	10 (38)	10 (254)	37-5/16 (948)	65 (29)	144 (67)

Fuente: Software de selección de equipos System wize de Bell & Gosset

Anexo 17. Especificaciones del tanque de expansión seleccionado para el sistema B.

Expansion Tanks : Pressurized (Air Elimination)

Bell & Gossett Series : B-LA ASME
Model: B-130LA

Series "B-LA" expansion tanks are ASME rated precharged bladder-type pressure vessels. The Series "B-LA" tank is designed to absorb the expansion forces of heating/cooling system water while maintaining proper system pressurization under varying operating conditions. The replaceable heavy duty bladder contains system water thereby eliminating tank corrosion and waterlogging problems.

Designed and constructed per ASME Section VIII, Division 1



Tank Selection

Model	B-130LA
Required Tank Volume	27.26 gal
Required Acceptance	21.45 gal
Actual Tank Volume	24.0 gal
Actual Acceptance Volume	27.0 gal
Orientation	Vertical
Type	Bladder
ASME Rate	true
Fill Temperature	50 °F
Max Temperature	100 °F
System Volume	1300.29 gal
System Medium	Propylene Glycol 50%

Tank Details:

Not For Potable Water Systems

- Increases System Performance
- Reduces Oxygen Corrosion
- Prevents Waterlogging
- Replaceable Bladder
- Meets ASME Section VIII, Division 1 Standards
- 125 PSI Working Pressure Standard
- High Maximum Operating Temperature 240°F
- Seismic Restraints Available
- Sight Glass Available

B-130LA

Operating Data

Max Design Temperature	240.0 °F
Max Working Pressure	125.0 psig
Shipping Weight	130.0 lbs

Dimensional Data:

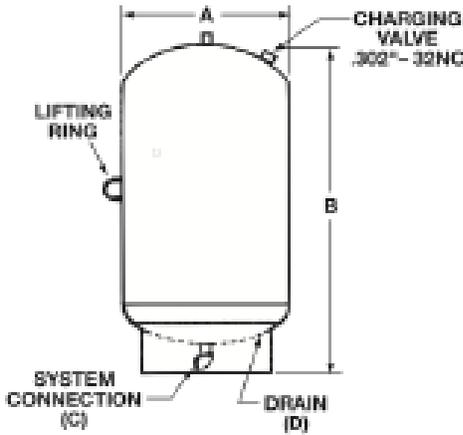
Dimensions are subject to change. Not to be used for construction purposes unless certified.

Materials of construction	
Shell	Carbon Steel
Diaphragm	Replaceable Heavy Duty Butyl Rubber
System Connection	Malleable Iron

Tanks are factory pre-charged at 12 psi (83 kPa)

Tanks can be installed in the vertical position only.

System Connection 1" NPT, Drain Plug 3/4"



DIMENSIONS: GALLONS (Ltrs) INCHES (mm) WEIGHTS: LBS. (KG) *Approximate weight 100% full occurs if bag filled or full charge is lost.

MODEL NUMBER	TANK VOLUME GAL (LTRS)	ACCEPTANCE VOLUME GAL (LTRS)	A IN. (MM)	B IN. (MM)	APPROX. SHPG. WT. LBS. (KG)	APPROX. WT* 100% FULL LBS. (KG)
B-130LA	34 (130)	27 (100)	20 (508)	34-11/16 (881)	130 (59)	410 (186)

Fuente: Software de selección de equipos System wize de Bell & Gosset

Anexo 18. Especificaciones del chiller seleccionado para el sistema A.



PLW-1100-20



Luis Tencio (Práctica Profesional TEC)
PLW-1100-20 (sist A)

Maklin Madrigal
Date: **May 02, 2019**
Gauge Ref: **14.7 psi**

HEAT EXCHANGER DESIGN AND PERFORMANCE			
Model	PLW-1100-20	Mass Empty	6610 lbm
Length	93,1 in	Mass Flooded	6652 lbm
Width	40,7 in	Plate Area	142,4 ft ²
Height	74,3 in	Refrig Charge	41,9 lbm
Plate Angle	60/29	Liq Interior Vol	7,9 gal
Flow Direction	Co-Current	Refrig Pres Drop	0,2 psi
		Refrig Liq Head	0,6 ft
		dp	
		Recirc Ratio	1,3
		VESSEL DESIGN AND PERFORMANCE	
Max Sep Velocity	93,1 ft/min	Liq Out Flow	30,0 lbm/min
		Sep Velocity	39,9 ft/min
		Sep Velocity %	42,8 %
		Max	
		NOZZLES (INTERNAL CONNECTIONS)	
	Dia	Mass Flow	Pres Drop
	(in)	(lbm/min)	(psi/100ft)
Wet Return	10,0	30,0	0,00
Liquid Outlet	8,0	30,0	0,00
Relief	1,5		
Oil Pot Relief	0,5		
Level Column	1,5		
Drain	2,0		
		RELIEF VALVES	
		Main (Vessel)	Oil Pot
f Constant		0,5 lbm/ft ² -min	0,5 lbm/ft ² -min
Specific Volume Va		13,100 ft ³ /lbm	13,100 ft ³ /lbm
Relief Valve Size		Shank 813	Shank 800
Blowdown Bd		34,0 %	12,0 %
Allowed Pressure Drop = DWP x Bd		85,0 psi	30,0 psi
System Pressure Drop		35,7 psi	1,1 psi
Valve Cv		3,4	0,7
System Cvs		4,8	7,3
Required Flow=f x D x L x Va		421,4 scfm	10,9 scfm
Relief Book Flow Q		576,2 scfm	121,7 scfm
Adjusted Capacity=Qb x Cvs / Cv		470,6 scfm	121,1 scfm
Adjusted Capacity (Mass Flow)		35,9 lbm/min	9,2 lbm/min

Fuente: Software de selección Coolware de Frick

Anexo 19. Especificaciones del chiller seleccionado para el sistema B.



PLW-360-20



Luis Tencio (Práctica Profesional TEC)
PLW-360-20 (sist B)

Maklin Medrigal
Date: **May 02, 2019**
Gauge Ref: **14.7 psi**

HEAT EXCHANGER DESIGN AND PERFORMANCE			
Model	PLW-360-20	Mass Empty	1673 lbm
Length	39,1 in	Mass Flooded	1716 lbm
Width	18,6 in	Plate Area	251,0 ft²
Height	55,4 in	Refrig Charge	42,4 lbm
Plate Angle	52/52	Liq Interior Vol	7,9 gal
Flow Direction	Co-Current	Refrig Pres Drop	0,3 psi
		Refrig Liq Head	1,0 ft
		dp	
		Recirc Ratio	1,3
		VESSEL DESIGN AND PERFORMANCE	
Max Sep Velocity	106,4 ft/min	Liq Out Flow	62,9 lbm/min
		Sep Velocity	101,7 ft/min
		Sep Velocity %	95,6 %
		Max	
		NOZZLES (INTERNAL CONNECTIONS)	
	Dia	Mass Flow	Pres Drop
	(in)	(lbm/min)	(psi/100ft)
Wet Return	4,0	62,9	0,47
Liquid Outlet	2,5	62,9	0,03
Relief	1,5		
Oil Pot Relief	0,5		
Level Column	1,5		
Drain	2,0		
		RELIEF VALVES	
		Main (Vessel)	Oil Pot
f Constant		0,5 lbm/ft²-min	0,5 lbm/ft²-min
Specific Volume Va		13,100 ft³/lbm	13,100 ft³/lbm
Relief Valve Size		Shank 801	Shank 800
Blowdown Bd		16,0 %	12,0 %
Allowed Pressure Drop = DWP x Bd		40,0 psi	30,0 psi
System Pressure Drop		4,0 psi	1,1 psi
Valve Cvv		1,3	0,7
System Cvs		6,5	7,3
Required Flow=f x D x L x Va		187,4 scfm	10,9 scfm
Relief Book Flow Q		211,5 scfm	121,7 scfm
Adjusted Capacity=Qb x Cvs / Cvv		207,8 scfm	121,1 scfm
Adjusted Capacity (Mass Flow)		15,9 lbm/min	9,2 lbm/min

Fuente: Software de selección Coolware de Frick

Anexo 20. Tabla para dimensionamiento del diámetro en la línea de líquido para amoníaco.

Tables 1-7A to 1-13
Liquid Piping Capacities (tons and gpm)

Service		Pipe Size (NPS)													
		Pipe Schedule													
		½	¾	1	1¼	1½	2	2½	3	4	5	6	8	10	12
		80	80	80	80	80	40	40	40	40	40	40	40	40	Std
Table 1-7A Condenser Drain, Open Channel Flow	tons	6.0	14.5	24.0	50.0	77.0	140	220	375	740	1,320	2,030	4,200	6,960	11,000
Table 1-7B Condenser Drain, Full Liquid Flow	tons	8.0	21.8	36.0	75.0	116	210	330	563	1,110	1,890	3,040	6,300	10,500	16,500
Table 1-8 High Pressure Liquid Main	tons	31.6	58.4	97.1	179	254	496	729	1,160	2,050	3,300	4,890	8,690	14,000	20,600
Table 1-9A Pump Discharge	gpm	4.0	7.3	12.7	23.4	33.0	65.4	95.3	150	266	429	630	1,130	1,810	2,650
Table 1-9B Pump Discharge	tons ^a	15.3	29.4	51.1	94.2	133	264	384	604	1,070	1,730	2,540	4,560	7,280	10,700
Table 1-10 High Pressure Liquid to a Single Device	tons	31.7	55.8	92.8	171	244	479	705	1,120	1,990	3,220	4,790	8,510	13,800	20,300
Table 1-11A Pumped Liquid Line to a Single Device	gpm	2.2	4.0	6.7	12.0	18.0	34.0	50.0	80.0	141	227	335	505	960	1,410
Table 1-11B Pumped Liquid Line to a Single Device	tons ^b	8.8	16.3	27.0	50.0	70.0	138	202	320	565	911	1,350	2,390	3,860	5,670
Table 1-12A Pump Suction	gpm	2.1	4.0	6.9	12.8	18.1	35.8	52.2	82.0	146	235	345	619	889	1,450
Table 1-12B Pump Suction	tons ^a	8.4	16.1	28.0	51.6	72.9	144	210	331	588	948	1,390	2,500	3,990	5,850
Table 1-13 Defrost Relief Line	tons ^{b,c}	10.7	19.8	33.0	59.0	81.0	154	220	339	564	910	1,320	2,300	3,620	5,190

NOTES:

- Circulating n=4, with -10°F liquid; for n=5, table tons*0.8; for n=3, table tons*1.33; for n=2, table tons*2.0.
- Based on a velocity of 4 FPS and a nominal coil capacity based on a 10° T.D.
- Line sizing applies to section from coil to regulator. Downstream of the regulator, specify piping two sizes larger than the inlet pipe.

NOTE: The basis for each of the above tables is detailed on pages 1-8 and 1-9.

Fuente: IAR, 2004

Anexo 21. Tabla para dimensionamiento del diámetro en la succión y descarga del compresor para amoniaco.

Tables 1-2A to 1-5A
Suction and Discharge Line Capacity (tons)

Service	Temp. (°F)	Press. psig or (vs. Hg)	Pipe Size (NPS)																
			Pipe Schedule																
			1 80	1 1/4 80	1 1/2 80	2 40	2 1/2 40	3 40	4 40	5 40	6 40	8 40	10 40	12 Std.	14 Std.	16 Std.	18 Std.	20 Std.	24 Std.
Table 1-2A Suction Line Low Stage	-10	9.0	4.8	6.9	12.5	24.6	35.8	56.8	101	162	239	433	667	1009	1240	1660	2180	2706	4016
	-20	5.5	4.0	7.4	10.4	20.6	30.6	47.5	84.3	136	200	365	576	840	1090	1360	1810	2260	3380
	-30	(1.7°)	3.3	6.1	8.6	17.1	24.6	38.4	69.9	113	166	302	477	666	857	1150	1500	1970	2790
	-40	(8.8°)	2.7	5.0	7.1	14.0	20.4	32.3	57.4	92.4	136	248	391	572	704	946	1290	1540	2296
	-50	(14.4°)	2.2	4.2	5.8	11.5	16.6	26.6	47.3	79.2	112	204	323	471	580	779	1010	1270	1936
Table 1-3A Discharge Low Stage	150	33.4	4.7	8.6	12.3	24.4	35.5	56.2	99.8	161	237	432	681	954	1220	1640	2140	2680	3990
Table 1-4A Suction Line High Stage	40	58.4	9.0	16.6	23.3	46.0	67.1	106	189	304	447	815	1290	1880	2310	3100	4040	5000	7510
	30	44.9	7.8	14.4	20.2	40.0	59.2	92.2	164	264	389	708	1120	1630	2010	2700	3610	4500	6320
	20	33.4	6.7	12.3	17.3	34.3	49.9	79.0	140	226	330	607	957	1460	1720	2310	3010	3760	5500
	10	23.7	5.7	10.6	14.9	29.4	42.8	67.7	120	194	285	520	820	1200	1470	1980	2580	3230	4760
	0	15.6	4.9	9.0	12.6	25.0	36.4	57.6	102	165	243	442	697	1020	1250	1680	2190	2740	4070
Table 1-5A Discharge High Stage	175	161	10.7	19.6	27.6	54.8	79.9	127	225	362	533	971	1530	2240	2750	3700	4810	6030	8950

NOTES:

1. The basis for each of the above tables is detailed in Table 1-1 on page 1-2, and stated in the text on page 1-4. The table values must be adjusted for actual conditions.
2. To adjust for pipe cost, power cost, hours of use, and years of life, use Equation 1-1 in the text, page 1-4.
3. For line capacity in pounds per minute and the associated temperature loss and pressure loss, see the corresponding tables (e.g., for Table 1-2A, see Tables 1-2B, 1-2C, and 1-2D).

Fuente: IIAR, 2004

Anexo 22. Tabla para dimensionamiento del diámetro en las líneas del sistema de alimentación inundado y del termosifón para amoniaco.

**Table 1-16
Gravity-Flooded Liquid Leg & Return Riser Capacity (tons)**

Pipe Size (NPS)	Liquid Leg (tons)	Tons @ Gravity Return Riser (Temperature in °F)									
		40°	30°	20°	10°	0°	-10°	-20°	-30°	-40°	-50°
1½	4.7	8.2	7.2	6.3	5.6	4.9	4.3	3.6	3.3	2.9	2.5
1½	7.2	12	10	8.9	7.9	6.9	6.1	5.3	4.7	4.1	3.6
2	13.1	23	20	18	16	14	12	11	9.3	8.2	7.2
2½	20.6	34	30	26	23	20	18	16	14	12	11
3	37.5	53	47	41	36	32	28	24	21	19	17
4	60.4	85	83	73	64	56	50	44	38	34	29
5	124	153	134	118	103	91	80	70	62	54	47
6	190	224	197	173	152	133	117	103	90	79	70
8	394	396	348	305	268	235	207	181	159	140	123
10	653	636	558	490	430	378	331	291	255	224	197
12	1030	923	810	711	624	548	481	422	371	326	286

NOTE: The figures in this table are intended to provide appropriate gravity-induced recirculation rates for flooded evaporators when the surge drum is a short distance in elevation above the evaporator. The basis for the above table is detailed on page 1-9.

**Table 1-17
Thermosiphon Oil Cooling Line Capacity (thousands of BTU/hr)**

Pipe Size (NPS)	Liquid (HPL) ^a	Supply (TSS) ^b	Return (TSR) ^c	Vent Line (TSV) ^d
¾	262	—	—	—
1	432	—	—	—
1¼	900	228	116	—
1½	1,390	322	164	—
2	2,520	594	310	445
2½	3,860	927	565	745
3	5,760	1,460	882	1,210
4	13,300	2,590	1,940	2,150
5	—	4,170	3,400	3,800
6	—	6,120	5,400	5,500
8	—	11,000	10,700	10,700

NOTES:

- Makeup to level-controlled thermosiphon receiver. Values based on liquid velocity of 1.5 to 2.5 ft/s.
- Values based on pressure drop in pipe of 0.25 psi per 1000 pipe diameters.
- Values based on 10 feet of pipe, one angle valve, one elbow and negligible pressure drop through the heat exchanger.
- Values based on maximum allowable total pressure drop of 0.25 psi, including losses in 50 feet of pipe, one globe valve, three elbows, one branch tee, and the exit of the thermosiphon receiver. TSV piping should be no smaller than 2".
- The basis of the above table is detailed on page 1-9. Refer to Figures 4-35 to 4-38 for schematics of typical thermosiphon oil cooler designs.

Fuente: IIAR, 2004

Anexo 23. Espesores de aislamientos recomendados según el diámetro nominal de la tubería y la temperatura de funcionamiento.

(Temperatura Ambiente de 38°C, Humedad Relativa del 90%, Emitancia de 0,4, Velocidad del Viento de 12 km/h)

Diámetro Nominal de la Tubería, mm	Temperatura de Funcionamiento de la Tubería, °C							
	+5	-7	-20	-30	-40	-50	-60	-70
15	25	40	40	50	50	65	65	65
20	25	40	50	50	65	65	65	75
25	25	40	50	50	65	65	75	90
40	40	40	50	50	65	65	75	90
50	40	40	50	65	75	75	90	100
65	40	40	50	65	75	75	90	100
75	40	50	65	75	75	90	100	115
100	40	50	65	75	90	90	100	115
125	40	50	65	75	90	100	115	125
150	50	65	75	75	90	100	115	125
200	50	65	75	90	100	115	125	140
250	50	65	75	90	100	115	125	150
300	50	65	75	90	115	125	140	150
350	50	65	90	100	115	125	140	150
400	50	75	90	100	115	125	150	165
450	50	75	90	100	115	140	150	165
500	50	75	90	100	115	140	150	165
600	50	75	90	100	125	140	150	180
700	50	75	90	100	125	140	150	180
750	65	75	90	100	125	140	165	180
900	65	75	90	100	125	140	165	180

Notas:

1. El espesor del aislamiento se selecciona ya sea para prevenir, o minimizar, la condensación en la superficie de la camisa exterior, como para limitar la ganancia de calor a 25 W/m², el espesor que sea mayor.
2. Todos los espesores son en milímetros.
3. Los valores no incluyen factores de seguridad o de envejecimiento. Las condiciones reales de funcionamiento pueden variar. Consulte a un ingeniero proyectista para recomendaciones adecuadas para su sistema específico.
4. Datos calculados utilizando el programa NAIMA 3E Plus.

Fuente: ASHRAE, 2010