



Departamento de Ingeniería Eléctrica
Departamento de Ingeniería Mecánica

ANÁLISIS TERMOMECAÁNICO DE INSTALACIÓN FRIGORÍFICA INDUSTRIAL

Nombre y Apellidos: Rodrigo Gonzalo Segovia

DNI: 39850250 Nro. Legajo Alumno: 11376

Mail de contacto: segoviarodrigo@gmail.com

Carrera Ingeniería Electromecánica

Nombre y Apellidos: Federico Nicolás Pérez Alarcón

DNI: 40.235.242 Nro. Legajo Alumno: 11619

Mail de contacto: fnicolasperezalarcon@gmail.com

Carrera Ingeniería Mecánica

Director: Ing. Alberto Sedrani

Mar del Plata, 20 de mayo de 2022



RINFI se desarrolla en forma conjunta entre el INTEMA y la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución-
NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).



Departamento de Ingeniería Eléctrica
Departamento de Ingeniería Mecánica

ANÁLISIS TERMOMECAÁNICO DE INSTALACIÓN FRIGORÍFICA INDUSTRIAL

Nombre y Apellidos: Rodrigo Gonzalo Segovia

DNI: 39850250 Nro. Legajo Alumno: 11376

Mail de contacto: segoviarodrigo@gmail.com

Carrera Ingeniería Electromecánica

Nombre y Apellidos: Federico Nicolás Pérez Alarcón

DNI: 40.235.242 Nro. Legajo Alumno: 11619

Mail de contacto: fnicolasperezalarcon@gmail.com

Carrera Ingeniería Mecánica

Director: Ing. Alberto Sedrani

Mar del Plata, 20 de mayo de 2022

ÍNDICE

1. AGREDECIMIENTOS	1
2. INTRODUCCIÓN	2
2.1. PROYECTO	2
2.2. EMPRESA.....	2
2.3. MARCO TEÓRICO	3
2.3.1. Conceptos básicos de refrigeración.....	3
2.3.2. Mejoras al ciclo simple de refrigeración	5
2.4. ORGANIZACIÓN	7
3. RELEVAMIENTO	8
3.1. INTRODUCCIÓN	8
3.2. ASPECTOS EDIFICIOS	8
3.2.1. Introducción	8
3.2.2. Descripción de las plantas.....	9
3.2.3. Descripción de las cámaras y túneles	21
3.3. COMPRESORES.....	33
3.3.1. Introducción	33
3.3.2. Datos relevados.....	35
3.4. Sistema de refrigeración de compresores	36
3.4.1. Introducción	36
3.4.2. Datos relevados.....	38
3.5. EVAPORADORES.....	40
3.5.1. INTRODUCCIÓN.....	40
3.5.2. DATOS RELEVADOS	42
3.6. CONDENSADORES.....	46
3.6.1. INTRODUCCIÓN.....	46
3.6.2. DATOS RELEVADOS	47
3.7. RECIPIENTES	49
3.7.1. INTRODUCCIÓN.....	49
3.7.2. DATOS RELEVADOS	57
3.8. CAÑERÍAS.....	60
3.8.1. INTRODUCCIÓN.....	60
3.8.2. DATOS RELEVADOS	60
3.9. VÁLVULAS Y AUTOMATISMOS	61
3.9.1. INTRODUCCIÓN.....	61
3.9.2. Válvulas	61
3.9.3. DATOS RELEVADOS	71
4. ANÁLISIS DE DATOS.....	74
4.1. Ciclos frigoríficos.....	74
4.1.1. Introducción	74

4.1.2.	Clasificación de los servicios	74
4.1.3.	Diagramas y características correspondientes	74
4.2.	Evaporadores.....	79
4.2.1.	Introducción al cálculo de capacidades	79
4.2.2.	Capacidad frigorífica de los evaporadores	79
4.3.	Consumo de potencia frigorífica de los servicios.....	80
4.4.	Balance térmico	81
4.4.1.	Carga de transmisión.....	81
4.4.2.	Carga del producto	81
4.4.3.	Carga interna.....	81
4.4.4.	Carga por infiltración de aire.....	81
4.4.5.	Factor de seguridad.....	81
4.4.6.	Régimen de carga y régimen de mantenimiento	82
4.4.7.	Resultados obtenidos	82
4.5.	Compresores.....	84
4.5.1.	Introducción	84
4.5.2.	Análisis de los parámetros de los compresores.....	84
4.5.3.	Resumen	91
4.5.4.	Análisis	91
4.6.	Condensadores.....	95
4.6.1.	Caso 1: Condición nominal sin fabricación de hielo.....	95
4.6.2.	Caso 2: Condición nominal con fabricación de hielo	95
4.7.	Verificación de recipientes en servicio	96
4.7.1.	Separadores de líquido horizontales	96
4.7.2.	Separadores de líquido verticales.....	100
4.7.3.	Recibidor de líquido y tanque de maniobras (<i>R-TR-G</i> y <i>R-DP-G</i>)	102
4.8.	Válvulas y cañerías.....	104
4.8.1.	Introducción	104
4.8.2.	Cañerías	104
4.8.3.	Capacidad de las válvulas	111
5.	LEYES DE APLICACIÓN	113
5.1.	Resolución 231/96: Aparatos sometidos a presión, Secretaría de Política Ambiental de la Provincia de Buenos Aires	113
5.1.1.	Introducción	113
5.1.2.	Artículos pertinentes	113
5.1.3.	Adecuaciones a realizar	115
5.2.	ANSI/ASHRAE Standard 15-2007.....	121
5.2.1.	Introducción	121
5.2.2.	Válvulas de seguridad para aparatos sometidos a presión.....	121
5.2.3.	Válvulas de seguridad para compresores de desplazamiento positivo.....	123
5.2.4.	Tanque reactor de agua	125
5.2.5.	Ventilación de la sala de máquinas	125

6.	CONCLUSIONES	127
6.1.	Introducción.....	127
6.2.	Mejoras en la producción de hielo.....	¡Error! Marcador no definido.
6.2.1.	Análisis inicial	127
6.2.2.	Propuesta	127
6.3.	Observaciones del receptor de líquido (<i>R-TR-G</i>) y tanque de maniobras (<i>R-DP-G</i>) 131	
6.4.	Servicios que funcionan sin subenfriamiento de líquido	¡Error! Marcador no definido.
6.5.	Análisis del balance térmico	135
6.6.	Recomendación para el servicio de antecámara (<i>S-AC</i>).....	136
6.7.	Recomendaciones acerca de los túneles de congelamiento	¡Error! Marcador no definido.
6.8.	Recomendaciones sobre el enfriador intermedio (<i>R-EI-G</i>).....	141
6.8.1.	Dimensionamiento	141
6.8.2.	Recomendaciones del conexionado	142

1. AGREDECIMIENTOS

Los autores de este trabajo queremos agradecer al Ing. Alberto Sedrani por ser nuestro director de tesis, por elegirnos, acompañarnos y guiarnos en todo momento. Luego, queremos agradecer al Ing. Roberto Spicacci por darnos la posibilidad de realizar este trabajo final a raíz del proyecto que ideó y que tuvimos la oportunidad de realizar. Agradecer también a la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar Del Plata.

De forma personal, el autor Rodrigo Segovia, le dedica principalmente este trabajo de fin de grado a su familia. A sus padres Ana Almeida y Juan Carlos Segovia y a su hermana Candela Segovia. Ellos son a quienes debe todo, sostén durante sus 25 años de vida y principalmente la base sólida para la realización de sus sueños y la finalización de la carrera. También un agradecimiento personal a si mismo por el esfuerzo, el compromiso y la dedicación que ejerció durante los años de estudio.

Nicolás Pérez Alarcón le agradece el acompañamiento en estos años de carrera a sus hermanos, abuelas y novia. Por último, un agradecimiento especial a sus padres Walter Pérez Alarcón y Ana Carmen Manzo, quienes estuvieron presentes en todo momento aconsejando y ayudando para poder concluir la carrera.

Por último, ambos autores se agradecen mutuamente por haberse elegido para realizar este proyecto, por la confianza y los momentos compartidos que hicieron ameno este trabajo final de grado.

2. INTRODUCCIÓN

2.1. PROYECTO

Toda instalación frigorífica industrial de amoniaco anhidro es factible de mejoras que conduzcan a un manejo más seguro para el personal técnico que las opera, tener un menor impacto ambiental sobre el medio ambiente en caso de siniestros y lograr un mejor consumo energético para la realización de la producción proyectada.

Este trabajo desarrolla el análisis del funcionamiento y las posibles mejoras de una instalación frigorífica existente instalada en el puerto de la ciudad de Mar del Plata. Esto se efectúa a partir de la realización del relevamiento completo de sus equipos, accionamientos y componentes, donde toda la información relevada se vuelca en informes técnicos y diagramas para el posterior análisis.

2.2. EMPRESA

La empresa cuenta con instalaciones propias para el procesado y almacenamiento de langostino y peces varios. Las instalaciones se encuentran en la ciudad de Mar del Plata, en la calle Ayolas 3075.

La instalación frigorífica cuenta con una capacidad instalada del orden de $1.000.000\text{kcal/h}$ y se compone por las instalaciones mencionadas en la *Tabla 2.1*, y los equipos mencionados en *Tabla 2.2*.

Instalación	Detalle
Cámaras de mantenimiento de producto congelado	5 cámaras que representan una capacidad de almacenamiento total de 4600 toneladas.
Túneles de congelado	4 túneles que representan una capacidad de congelamiento total de 32 toneladas por día.
Cámaras de mantenimiento de producto fresco	2 cámaras que representan una capacidad de almacenamiento total de 70 toneladas.
Silo de hielo	Capacidad de almacenamiento de 40 toneladas.

Tabla 2.1 - Capacidad de almacenamiento de la instalación

Equipos	Detalle
Evaporadores	31 unidades distribuidas en las 7 cámaras de mantenimiento y los 4 túneles de congelado.
Congeladoras de placas	3 unidades con capacidad de producción total de 50 toneladas diarias.
Máquinas de producción de hielo en escamas	2 unidades.
Compresores a tornillo	3 unidades.
Compresores a pistón	3 unidades.
Condensadores evaporativos	6 unidades.
Recipientes	2 separadores de recirculado, 5 separadores de líquido, 2 enfriadores intermediarios, recibidor de líquido, 6 separadores de aceite, 3 enfriadores de aceite, separador de succión.

Tabla 2.2 - Equipos que componen la instalación

2.3. MARCO TEÓRICO

2.3.1. Conceptos básicos de refrigeración

Un circuito simple de refrigeración se compone de cuatro componentes principales: el evaporador, el compresor, el condensador y la válvula de expansión, *Figura 2.1*.

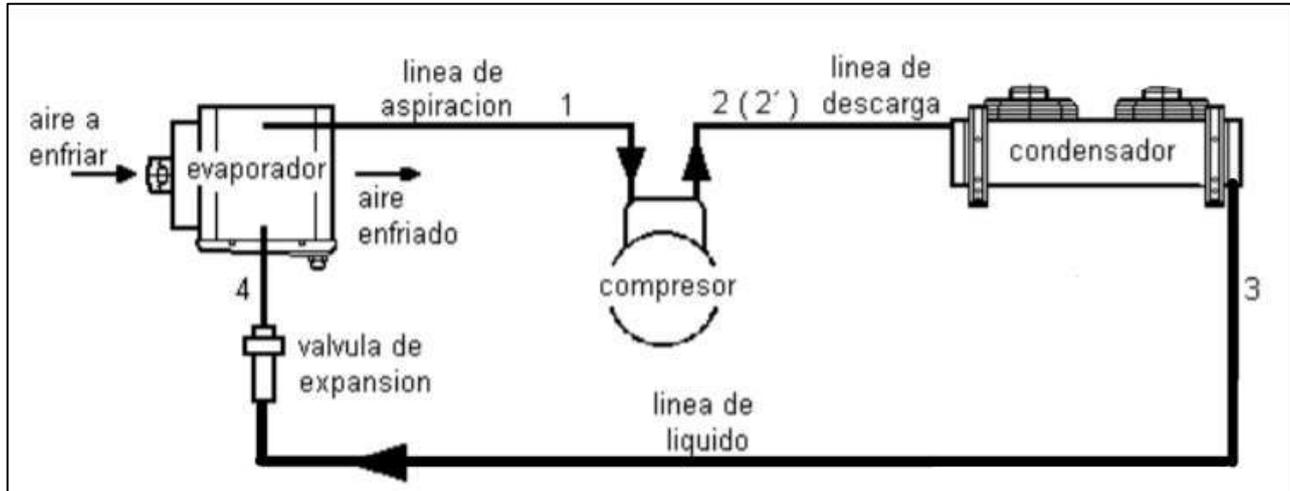


Figura 2.1 - Circuito simple de refrigeración

El evaporador recibe refrigerante a una determinada presión y temperatura como líquido saturado o con título bajo. El refrigerante absorbe calor del ambiente que lo rodea a medida que se evapora y produce el enfriamiento que se genera en el proceso de refrigeración. La temperatura de evaporación del fluido depende de la presión a la salida del evaporador. Una vez que el refrigerante es evaporado es necesario devolverlo a su condición original para volver a ser utilizado. Aquí entran en juego los demás componentes de la instalación: el compresor, el condensador y la válvula de expansión.

El compresor se encarga de hacer circular los vapores en el circuito del refrigerante y comprimirlos para llevarlos a una condición adecuada para condensarlos. En este proceso, se le transfiere una energía extra al refrigerante que le produce un fuerte recalentamiento.

Luego de ser comprimido, el condensador se encarga de que el refrigerante libere el calor que absorbe en el evaporador y el recalentamiento producido en la etapa de compresión. El calor que se extrae, se transfiere a un medio que puede ser aire o agua. De esta forma se obtiene fluido en estado líquido saturado a alta presión que, generalmente, es acumulado en un recipiente denominado recibidor de líquido. Este tanque, se encarga de abastecer a los evaporadores del sistema, aunque no es un elemento indispensable para el funcionamiento de un ciclo de refrigeración.

Para que el refrigerante regrese al evaporador en las condiciones necesarias para repetir el ciclo, la presión se disminuye hasta la que corresponde a la temperatura de evaporación. Este proceso se realiza con un dispositivo de estrangulación o expansión, normalmente una válvula de expansión.

En la práctica, los ciclos frigoríficos se analizan mediante diagramas presión-entalpía (p-h). En la *Figura 2.2* se observa el diagrama p-h de un ciclo simple, como el que se describió anteriormente, a partir del cual se pueden obtener los siguientes parámetros significativos:

- Capacidad frigorífica a extraer:

$$\dot{Q} = \text{Dato del proyecto} \quad (2.1)$$

- Entalpías:

$$h_1, h_2, h_3, h_4 \quad (2.2)$$

- Masa de refrigerante:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}}{h_1 - h_4} \quad (2.3)$$

- Trabajo de compresión por unidad de masa de refrigerante:

$$L_c = h_2 - h_1 \quad (2.4)$$

- Potencia de compresión necesaria:

$$\dot{P}_c = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (2.5)$$

- Efecto frigorífico por unidad de masa de refrigerante:

$$h_1 - h_4 \quad (2.6)$$

- Potencia frigorífica suministrada:

$$\dot{q}_f = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \quad (2.7)$$

- Potencia cedida al condensador:

$$\dot{q}_c = \dot{m}_r(h_2 - h_3) \quad (2.8)$$

- Coeficiente de eficiencia energética (C.O.P.):

$$(C.O.P) = \frac{\dot{q}_f}{\dot{P}_c} \quad (2.9)$$

El COP de un ciclo de refrigeración es un coeficiente que indica cuanta energía calórica se extrae por unidad de energía consumida en la compresión.

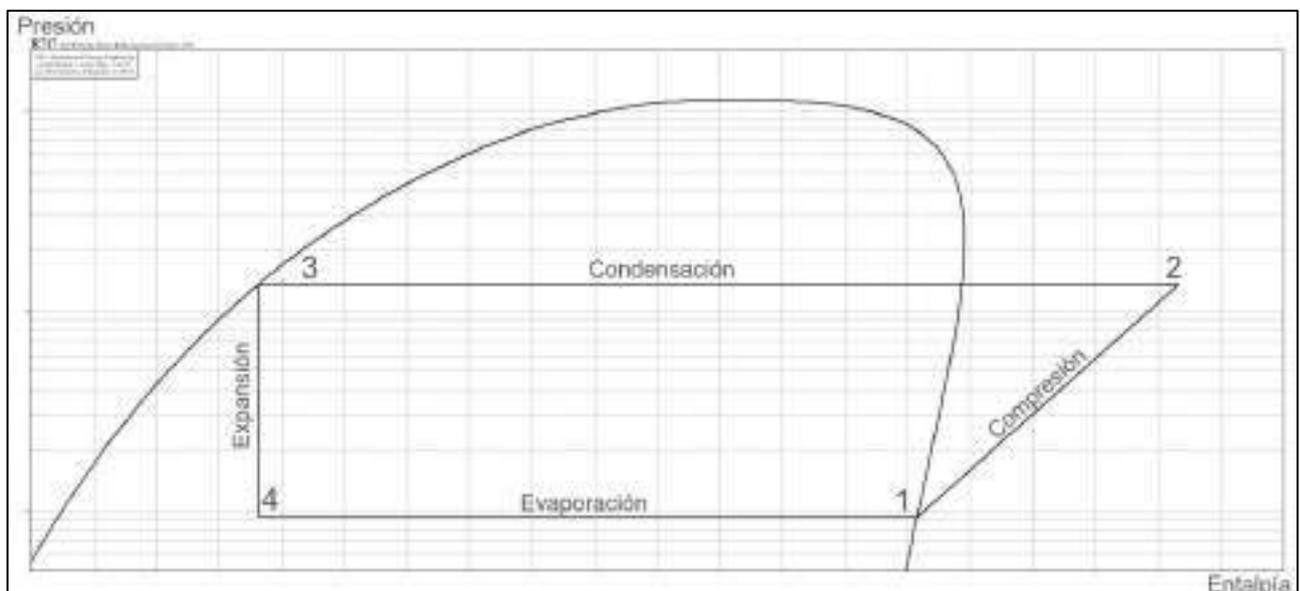


Figura 2.2 - Diagrama p-h de un ciclo simple de refrigeración

2.3.2. Mejoras al ciclo simple de refrigeración

El ciclo simple de refrigeración puede ser sometido a variantes que mejoren el sistema y permitan obtener una mejora en el aprovechamiento de la energía.

2.3.2.1. Subenfriamiento de líquido

Una mejora es el subenfriamiento del líquido, *Figura 2.3*. Subenfriar el líquido consiste en aplicar un salto térmico a la línea de líquido a alta presión. De esta manera, el punto 3 del diagrama p-h se desplaza hacia la izquierda, y por ende también el punto 4, obteniéndose un aumento en el salto entálpico considerado al producirse la evaporación, que implica un aumento de la potencia frigorífica que puede suministrar el sistema y, por lo tanto, un aumento del COP.

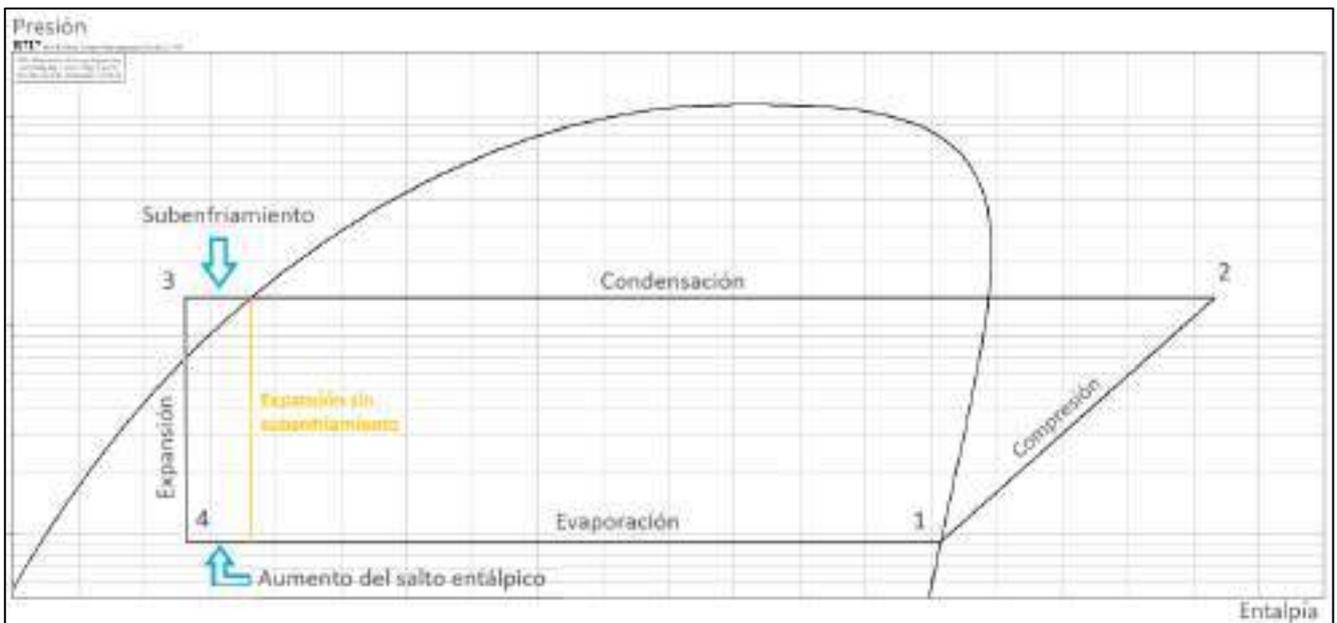


Figura 2.3 - Diagrama p-h de un ciclo de refrigeración con subenfriamiento de líquido.

2.3.2.2. Compresión en etapas

Otra mejora al ciclo es trabajar con un sistema de compresión en doble etapa, *Figura 2.5*. Cuando se necesitan temperaturas de evaporación muy bajas para los requerimientos del sistema, la diferencia entre las presiones de condensación y de evaporación es alta. Para todos los refrigerantes, y especialmente para el amoníaco, la temperatura de descarga del compresor aumenta cuanto menor es la temperatura de evaporación. Esto sucede debido a que la compresión ocurre a entropía constante, en el ciclo ideal, o hacia mayor entropía en un ciclo real, lo cual implica un desplazamiento hacia mayores temperaturas en un diagrama p - h, *Figura 2.5*. Altas temperaturas de descarga pueden generar la descomposición del aceite y la dilatación térmica de los elementos que componen al compresor. Además, al aumentar la relación de compresión disminuye el rendimiento volumétrico y el COP del sistema.

En la compresión en doble etapa, se trabaja con dos compresores en serie para poder lograr la presión final. De este modo, se pueden enfriar los vapores de descarga de la primera etapa de compresión, que se encuentran a una presión intermedia entre la presión de condensación y la presión de evaporación. En este caso, se agrega un nuevo equipo a la instalación denominado enfriador intermediario, que se encarga de enfriar los vapores de descarga del compresor de baja presión y, a su vez, subenfriar el refrigerante líquido proveniente del condensador.

En la práctica, es conveniente plantearse la compresión en dos etapas cuando la relación de compresión es mayor a 8. Esto se alcanza generalmente cuando la temperatura de evaporación es menor a los -25°C .

Usualmente, la presión intermedia se elige como la media geométrica de las presiones de evaporación y condensación que garantiza que ambos compresores trabajen con la misma relación de compresión.

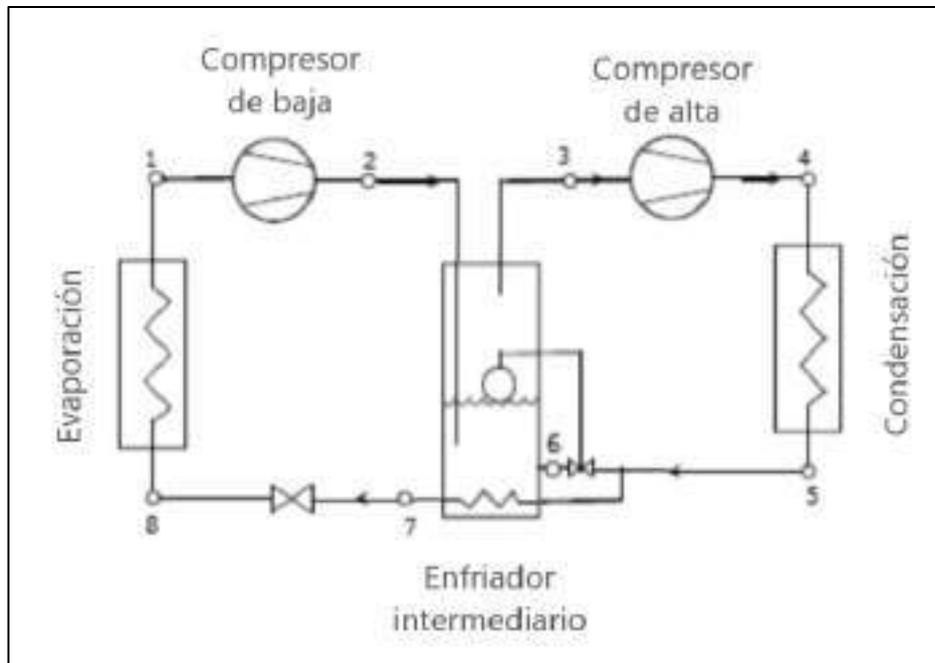


Figura 2.4 - Circuito de refrigeración de doble etapa

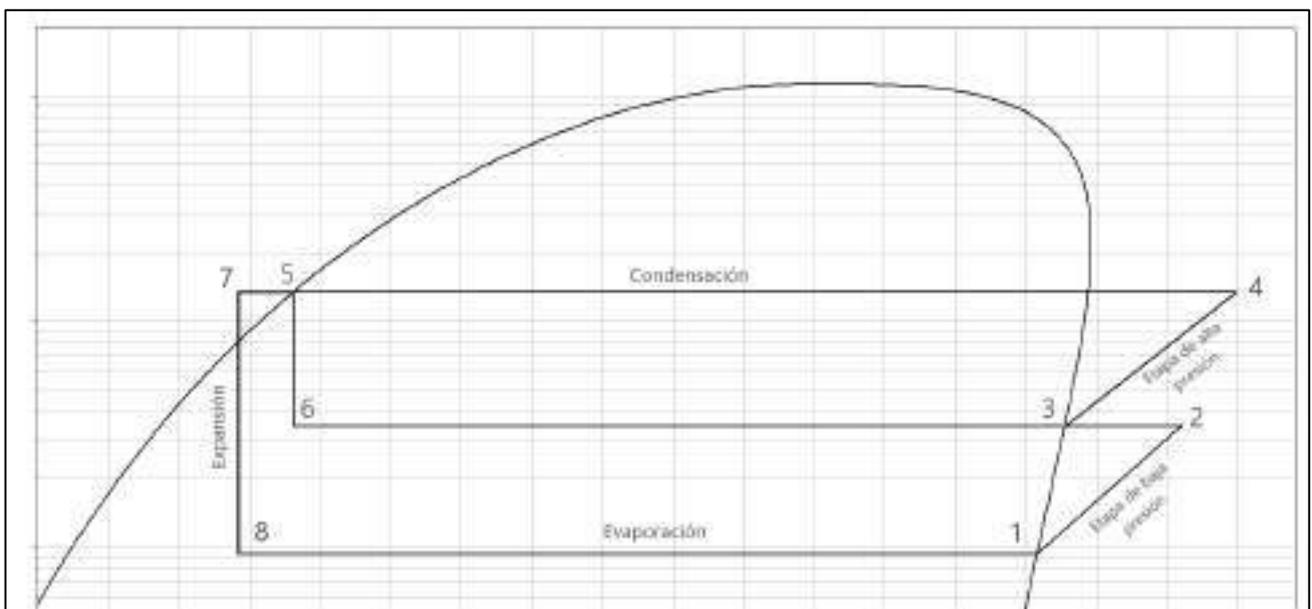


Figura 2.5 - Diagrama p-h de un ciclo de refrigeración de doble etapa con subenfriamiento de líquido

2.4. ORGANIZACIÓN

El informe, se separa en distintas secciones que desarrollan los aspectos y etapas de la realización del proyecto. Luego, se presentan cinco anexos que complementan el trabajo.

En primer lugar, en la *Sección 3*, se desarrollan los resultados del relevamiento de la instalación frigorífica en cuestión. En este capítulo, se exponen todos los datos recolectados in situ en la planta y se resumen en diversas tablas y gráficos, con el objetivo de realizar una caracterización completa de todos los equipos, recipientes, cañerías, válvulas y aspectos edilicios de la planta. Dicha caracterización, se acompaña de explicaciones breves acerca del funcionamiento de los equipos y dispositivos relevados.

En la *Sección 4*, se realiza un análisis exhaustivo de la operatividad de la planta en base a los datos relevados. Dicho análisis, consta del planteo de todos los ciclos teóricos de refrigeración existentes en la instalación, y el cálculo de capacidades frigoríficas, potencias y otros aspectos energéticos que contrastan los datos relevados de funcionamiento de cada equipo con los parámetros teóricos de cálculo. Además, se evalúa la adecuación de los equipos, recipientes cañerías, válvulas y otros respecto a la función que deben cumplir en la instalación.

En la *Sección 5* se analizan leyes y normas aplicables a refrigeración y la adecuación de los elementos que componen a la instalación a las mismas, exponiendo discrepancias y realizando recomendaciones. Se desarrollan aspectos como sistema de seguridad (válvulas, ventilación, alarmas, etc.) y se profundiza en la adecuación de aparatos sometidos a presión a las distintas normativas analizadas.

En la *Sección 6* se realizan conclusiones generales de aspectos analizados en todas las secciones anteriores. Se realizan recomendaciones para mejorar el funcionamiento de algunos componentes instalados que quedaron en otras secciones con algún aspecto que llama la atención y sea factible de mejoras como, por ejemplo, conexiones nuevas entre componentes, adición o redimensionamiento de equipos y cañerías, recomendaciones operativas de algún servicio y otros.

Por último, luego del informe se presentan, como se dijo cinco anexos. El primero, *Anexo A- 1*, presenta todos los cálculos complementarios a los que se hace referencia en el desarrollo del trabajo y que complementan y justifican diversos valores presentados en los capítulos del informe. En el *Anexo A-2*, se realiza un diagrama unifilar de la instalación frigorífica completa que muestra todos los equipos, recipientes, válvulas y cañerías que conectan a los anteriores. El diagrama, presenta también, capacidades y diversos valores calculados en el trabajo y que se plasman en un único elemento gráfico que resume gran parte del proyecto. En el *Anexo A- 3* se presentan imágenes del modelo en 3D realizado de la fachada completa de la planta y todos los componentes, equipos y cañerías instalados. En el *Anexo A-4* se presentan planos de chapas de aletas relevadas de todos los modelos de evaporadores de la instalación. Por último, en el *Anexo A-5* se presentan hojas de datos técnicos que resumen datos relevados y operativos de todos los equipos y recipientes de la planta.

3. RELEVAMIENTO

3.1. INTRODUCCIÓN

El relevamiento de la instalación frigorífica se realiza mediante visitas a la planta, *Figura 3.1*. En cada una de las visitas se realizan inspecciones exhaustivas de los elementos que componen a la instalación con el objetivo de obtener los datos necesarios para el análisis posterior.



Figura 3.1 - Vista frente de planta

Inicialmente se recopila la información disponible en formato de planos, manuales y diagramas. Una vez organizada la información disponible se procede a tomar datos in situ de aquellos componentes de los que no se dispone de información.

En este capítulo se menciona cada uno de los datos obtenidos sobre los componentes instalados y la disposición de los mismos en la planta.

3.2. ASPECTOS EDILICIOS

3.2.1. Introducción

El terreno donde se encuentra instalada la planta tiene las dimensiones que se observan en la *Figura 3.2*. La edificación se divide en sectores productivos, administrativos y de personal. Los sectores correspondientes a la instalación frigorífica de la planta se encuentran distribuidos en tres niveles: entepiso (cota de altura de calle), planta baja (cota de 1m de altura sobre nivel de calle), planta alta (cota de 6,7m de altura sobre nivel de calle) y terraza (cota de 11,4m de altura sobre nivel de calle).



Figura 3.2 - Vista aérea del terreno de la planta con sus dimensiones generales

3.2.2. Descripción de las plantas

3.2.2.1. Sala de máquinas

En el entrepiso se encuentra instalada la sala de máquinas. En la *Figura 3.3* se observa un esquema con las dimensiones de la misma y en la 3.4 y 3.5 se observan imágenes reales.

En la sala de máquinas se ubican los siguientes componentes de la instalación:

- Compresores a tornillo (*C1-T*, *C2-T* y *C6-T*) y compresores a pistón (*C3-P*, *C4-P* y *C5-P*), con sus respectivos sistemas de enfriamiento (enfriadores de aceite por termosifón para los compresores a tornillo, bombas de agua para los compresores a pistón y separadores de aceite para cada uno de los seis compresores).
- Uno de los sistemas de bombeo de amoníaco, separador de recirculado (*R-SR-01*) y estación de bombeo compuesta por tres bombas (*B-SR01-01*, *B-SR01-02* y *B-SR01-03*).
- Tanque enfriador intermediario general (*R-EI-G*) y tanque enfriador intermediario tipo economizador (*R-EI-C6*), este último asociado al compresor *C6-T*.
- Separador de succión (*R-SS-H*).



Figura 3.3 - Plano dimensional de sala de máquinas, dimensiones en metros.



Figura 3.4 - Imagen real de la Sala de Máquinas, foto 1.



Figura 3.5 - Imagen real de la Sala de Máquinas, foto 2.

3.2.2.2. Planta baja

En planta baja se encuentra el sector productivo de la planta, el sector de descarga del silo de hielo en escamas, los túneles de congelamiento (*S-T01*, *S-T02*, *S-T03* y *S-T04*), dos cámaras de mantenimiento de producto fresco (*S-CF1* y *S-CF2*), tres máquinas congeladoras de placas (*S-CP1*, *S-CG2* y *S-CP3*), tres cámaras de mantenimiento de producto congelado (*S-C1*, *S-C4*, *S-C5*) con su antecámara (*S-AC*). En la *Figura 3.6* y la *3.7* se observan esquemas dimensionales del sector planta baja. En la *3.8* se observa una imagen real de la planta baja.

Como aclaración, la cota de altura del techo de las cámaras *S-C4* y *S-C5* superan la cota de la planta baja y ésta alcanza los 10m de altura.

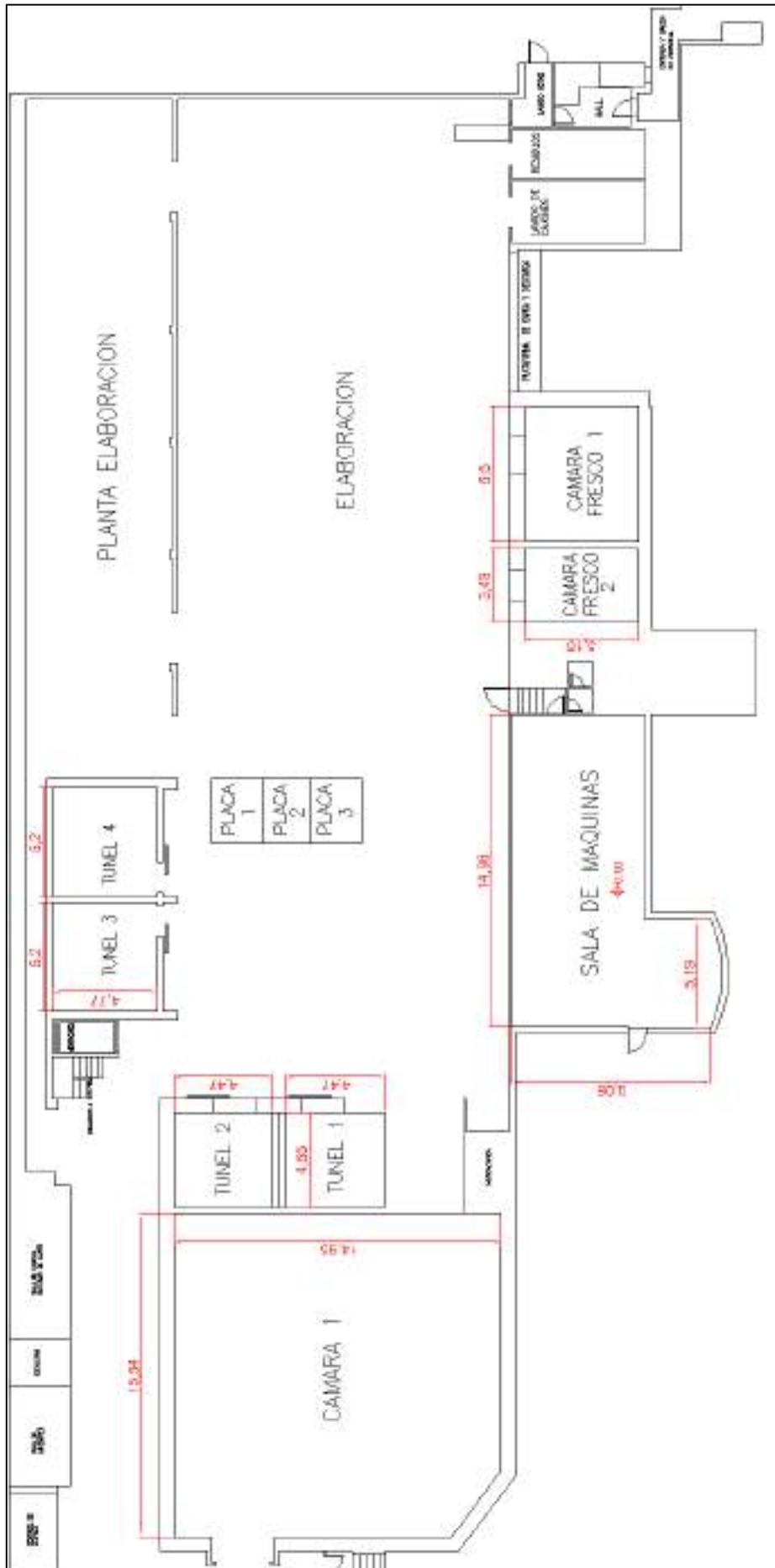


Figura 3.6 – Planta baja, dimensiones en metros, parte 1.

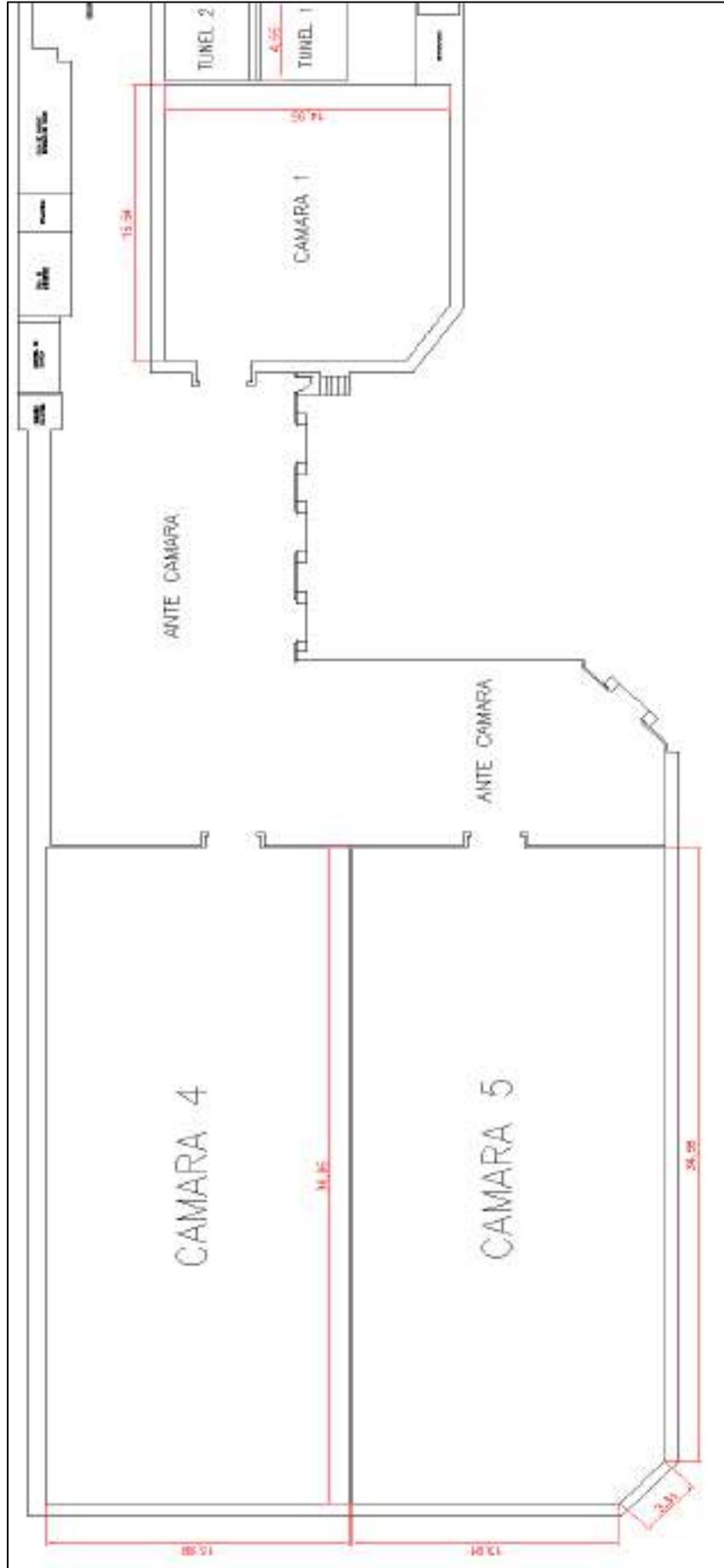


Figura 3.7 – Planta baja, dimensiones en metros, parte 2.



Figura 3.8 - Imagen real de la Planta Baja.

3.2.2.3. Planta alta

En la planta alta se encuentran ubicadas dos cámaras de mantenimiento de producto congelado (*S-C2* y *S-C3*), el segundo de los sistemas de bombeo de amoníaco, separador de recirculado (*R-SR-02*) y estación de bombeo compuesta por dos bombas (*B-SR02-0* y *B-SR02-02*) y la cámara de enfriamiento del silo de hielo (*S-SH*). En la *Figura 3.9* y *3.10* se observan esquemas dimensionales del sector planta alta. En la *Figura 3.11* y *3.12* se observan imágenes reales de este sector.

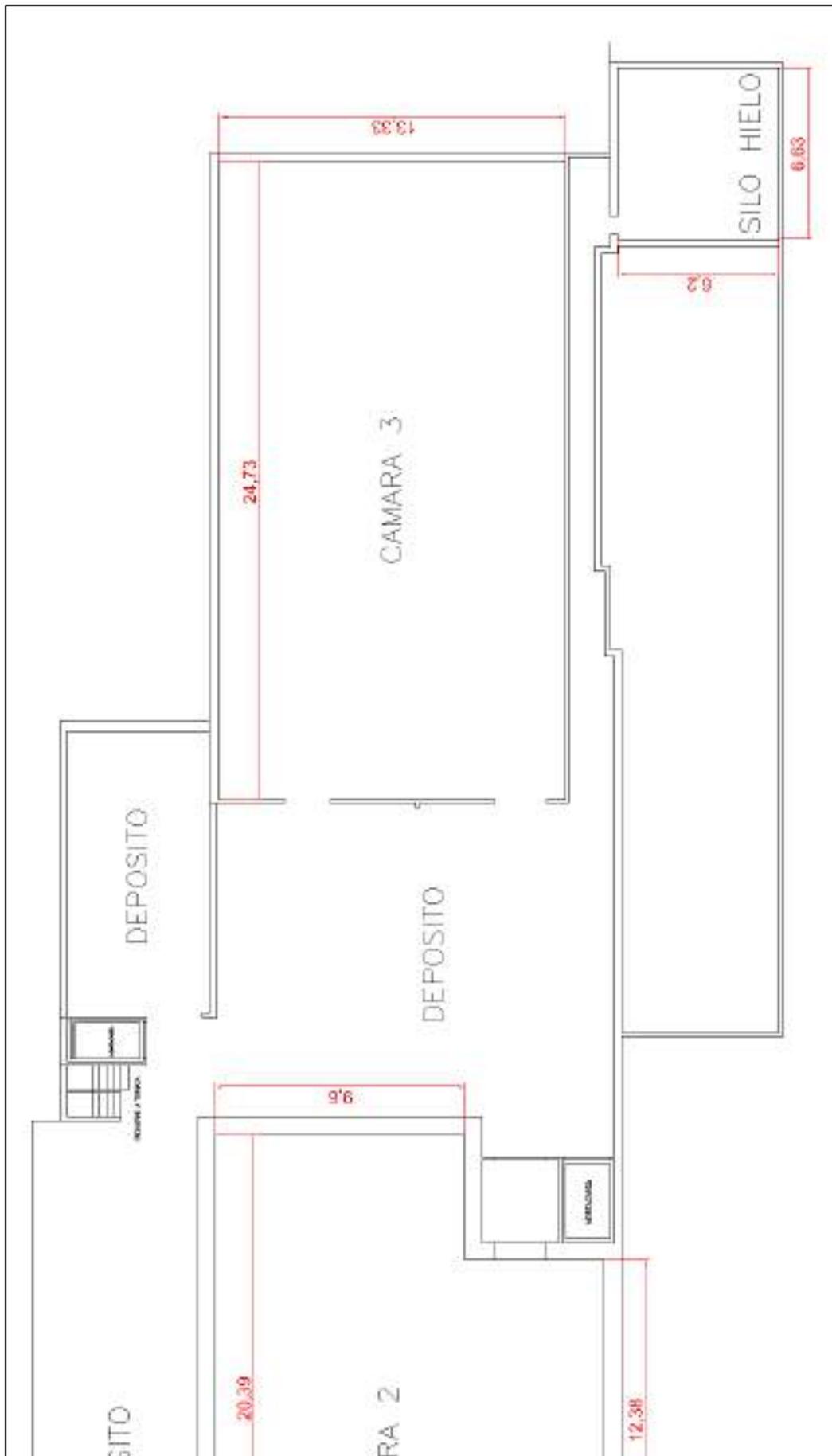


Figura 3.9 – Planta alta, dimensiones en metros, parte 1.

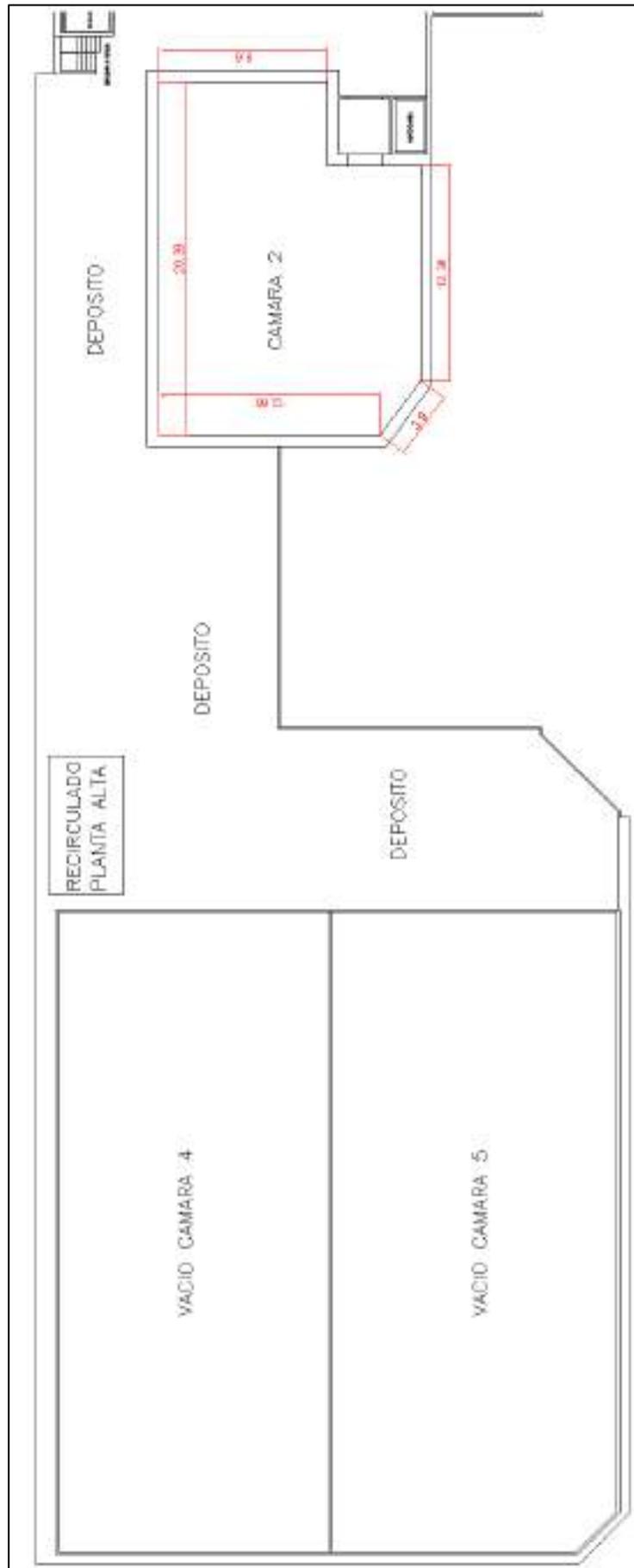


Figura 3.10– Planta alta, dimensiones en metros, parte 2.



Figura 3.11 - Planta alta, pasillo exterior a cámaras



Figura 3.12 - Planta alta, zona de entrada a Cámaras 2 y 3

3.2.2.4. Terraza

En la terraza se encuentra ubicado el sistema de condensación, compuesto por seis condensadores evaporativos (*CE-1, CE-2, CE-3, CE-4, CE-5* y *CE6*), un tanque receptor de líquido (*R-TR-G*) junto con el tanque de maniobras (*R-DP-G*) por encima y las máquinas de hielo (*S-MH1* y *S-MH2*). En la *Figura 3.13, 3.14* y *3.15* se observa un esquema de la terraza e imágenes reales de este sector.



Figura 3.13 – Terraza, foto 1.

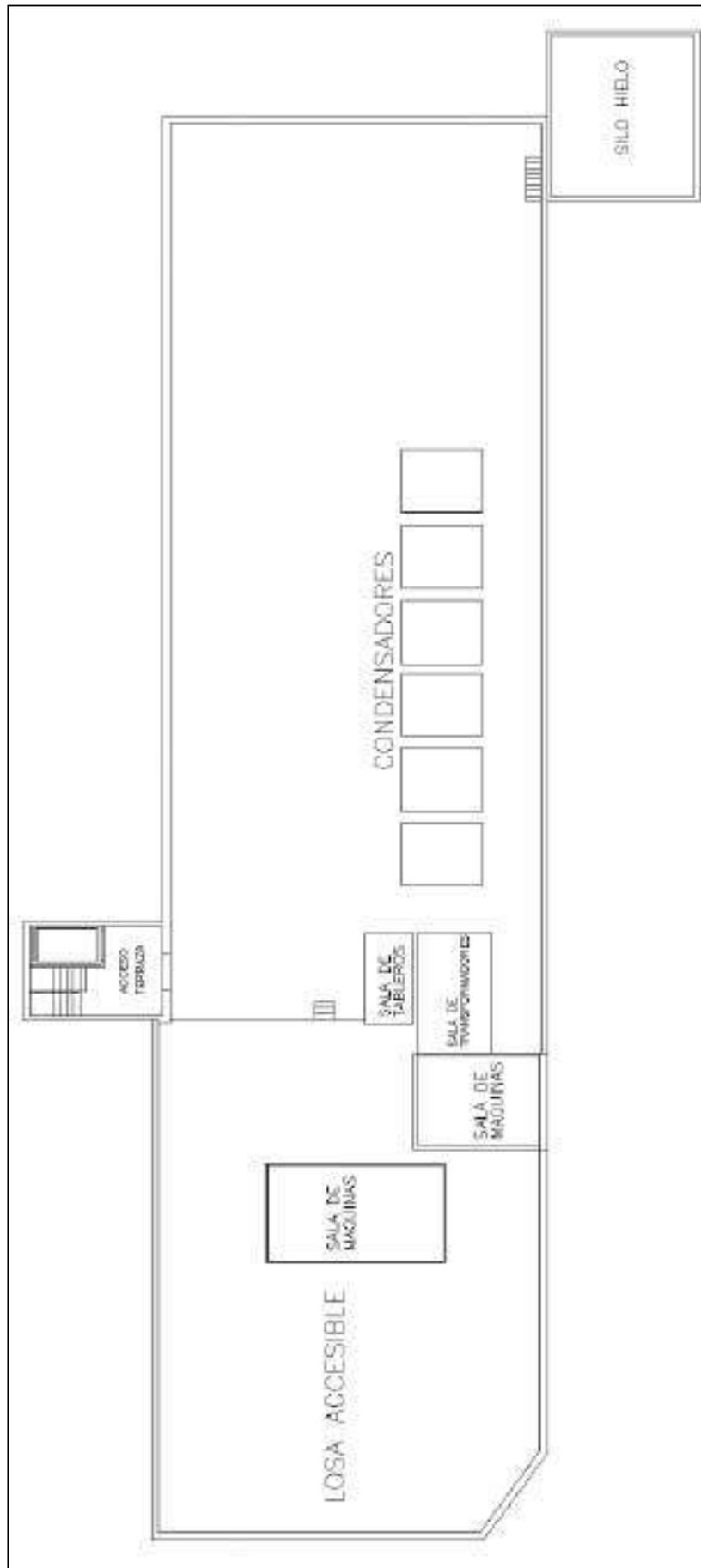


Figura 3.14 – Terraza



Figura 3.15 – Terraza, foto 2.

3.2.3. Descripción de las cámaras y túneles

Cada una de las cámaras cumple con fines determinados que pueden ser mantenimiento de producto congelado, almacenamiento de producto fresco, congelamiento de producto o enfriamiento de algún servicio particular, como lo es el silo de almacenamiento de hielo en escamas. Esto, implica que cada cámara cuente con una disposición determinada de evaporadores y una cantidad específica de estos dispositivos, de forma tal que se cumpla con los requerimientos frigoríficos necesarios para llevar a cabo su operación. Por lo tanto, a continuación, se detalla la disposición de cada una de los servicios de la instalación.

3.2.3.1. Cámara 1 de mantenimiento de producto fresco (S-CF1)

Esta cámara tiene $5,2m$ de largo, $6,5m$ de ancho y $2,7m$ de alto, totalizando un volumen del recinto de $90m^3$. En la *Figura 3.16* se observa una foto real del recinto.

Al ser una cámara de mantenimiento de producto fresco trabaja a la temperatura de evaporación correspondiente a la presión intermedia, $-10^{\circ}C$, y se establece la temperatura del recinto en $-3^{\circ}C$.

El piso, las paredes y el techo están contruidos con cemento y ladrillos. Las paredes y el techo se encuentran aisladas con poliestireno más una barrera de vapor de pintura aislante sobre una estructura de madera.



Figura 3.16 - Foto real cámara de mantenimiento de producto fresco 1 (S-CF1)

3.2.3.2. Cámara 2 de mantenimiento de producto fresco (S-CF2)

Esta cámara tiene 5,2m de largo, 3,5m de ancho y 2,7m de alto, totalizando un volumen del recinto de 48m³. En la *Figura 3.17* se observa una imagen real del evaporador que contiene la cámara.

Al ser una cámara de mantenimiento de producto fresco trabaja a la temperatura de evaporación correspondiente a la presión intermedia, -10°C, y se establece la temperatura del recinto en -1,8°C.

El piso, las paredes y el techo están contruidos con cemento. Las paredes y el techo se encuentran aisladas con poliestireno más una barrera de vapor de pintura aislante sobre una estructura de madera.



Figura 3.17 - Foto real evaporador cámara de mantenimiento de producto fresco 2, (S-CF2).

3.2.3.3. Cámaras 1 y 2 de mantenimiento de producto congelado (S-C1 y S-C2)

Esta cámara tiene 15m de largo, 13,1m de ancho y 4,9m de alto, totalizando un volumen del recinto de 951m³. En la *Figura 3.18*, 3.19, 3.20 y 3.21 se observan fotos reales de los recintos.

Al ser cámaras de mantenimiento de producto congelado, trabajan a la temperatura de evaporación correspondiente a la presión de baja, -35°C, y se regulan, ambas, a una temperatura de cámara de -27°C.

El piso, las paredes y el techo están contruidos con cemento. Las paredes y el techo se encuentran aisladas con poliestireno más una barrera de vapor de chapa galvanizada.



Figura 3.18 - Foto evaporador cámara mantenimiento de producto congelado 1 (S-C1)



Figura 3.19 - Foto panorámica cámara mantenimiento de producto congelado 1 (S-C1)



Figura 3.20 - Foto evaporador cámara mantenimiento de producto congelado 2 (S-C2).



Figura 3.21 - Foto cámara de mantenimiento de producto congelado 2, (S-C2).

3.2.3.4. Cámara 3 de mantenimiento de producto congelado (S-C3)

Esta cámara tiene 25m de largo, 13m de ancho y 4,9m de alto, totalizando un volumen del recinto de 1588m³. En la *Figura 3.22* se observa una foto real del recinto.

Al ser una cámara de mantenimiento de producto congelado trabaja a la temperatura de evaporación correspondiente a la baja presión, -35°C, y se regula la temperatura de la cámara en -27°C.

El piso, las paredes y el techo están contruidos con cemento. Las paredes y el techo se encuentran aisladas con poliestireno más una barrera de vapor de chapa galvanizada.



Figura 3.22 - Foto real cámara de mantenimiento de producto congelado 3, (S-C3)

3.2.3.5. Cámaras 4 y 5 de mantenimiento de producto congelado (S-C4 y S-C5)

Esta cámara tiene 37m de largo, 15,4m de ancho y 10,5m de alto, totalizando un volumen del recinto de 6009m³. En la *Figura 3.23* se observa una imagen real de una de las cámaras.

Al ser cámaras de mantenimiento de producto congelado, trabajan a la temperatura de evaporación correspondiente a la baja presión, -35°C, y se regulan, ambas, a una temperatura de cámara de -25°C.

El piso, las paredes y el techo están contruidos con cemento. Las paredes y el techo se encuentran aisladas con poliestireno más una barrera de vapor de chapa galvanizada.



Figura 3.23 - Foto real cámara mantenimiento de producto congelado 4 y 5 (S-C4 y S-C5).

3.2.3.6. Cámara del silo de hielo (S-SH)

Esta cámara tiene 6,6m de largo, 6,2m de ancho y 10,1m de alto, totalizando un volumen del recinto de 415m³. En la *Figura 3.24* se observa una foto real del evaporador del recinto y a la izquierda parte de uno de los silos de hielo.

Como el propósito de esta cámara es almacenar hielo en escamas, su temperatura se establece en -16°C y trabaja en la presión del sistema de hielo, a la cual le corresponde una temperatura de evaporación de -22°C.

El piso, las paredes y el techo están contruidos con cemento. Las paredes y el techo se encuentran aisladas con poliestireno más una barrera de vapor de chapa galvanizada.



Figura 3.24 - Foto real cámara del silo de hielo (S-SH).

3.2.3.7. Túneles de congelamiento 1 y 2 (S-T01 y S-T02)

Esta cámara tiene 4,6m de largo, 4,7m de ancho y 4,5m de alto, totalizando un volumen del recinto de 95m³.

Al ser túneles de congelamiento de producto trabajan a la temperatura de evaporación correspondiente a la presión baja, -35°C, y se regula la temperatura de ambos en - 27°C.

El piso, las paredes y el techo están contruidos con cemento. Las paredes y el techo se encuentran aisladas con poliestireno más una barrera de vapor de pintura aislante sobre una estructura de madera. En la *Figura 3.25* se observa una foto real del evaporador correspondiente a este servicio.



Figura 3.25 - Evaporador de túnel de congelamiento 1 (S-T01), ídem túnel 2 (S-T02)

3.2.3.8. Túneles de congelamiento 3 y 4 (S-T03 y S-T04)

Esta cámara tiene 4,9m de largo, 5,2m de ancho y 4,7m de alto, totalizando un volumen del recinto de 120m³.

Al ser túneles de congelamiento de producto trabajan a la temperatura de evaporación correspondiente a la presión baja, -35°C, y se regula la temperatura de ambos en -27°C.

El piso, las paredes y el techo están contruidos con cemento. Las paredes y el techo se encuentran aisladas con poliestireno más una barrera de vapor de chapa galvanizada. En la *Figura 3.26* se observa una foto real del túnel en servicio.



Figura 3.26 - Túnel 3 (S-T03) en servicio, ídem túnel 4 (S-T04)

3.2.3.9. Máquinas de hielo en escamas 1 y 2 (S-MH1 y S-MH2)

Las máquinas de hielo en escamas tienen una capacidad de producción de 20 Tn por día cada una. Presentan un consumo energético de 90.000kcal/h, cada una. En la *Figura 3.27 y 3.28* 3.283.283.28se observan fotos reales de estos equipos.



Figura 3.27 – Foto máquina de hielo 1 (S-MH1).



Figura 3.28 - Foto máquina de hielo 2 (S-MH2).

3.2.3.10. Congeladora de placas 1 (S-CP1)

La congeladora de placas S-CP1 se encuentra en el sector de planta baja. Tiene una capacidad de producción de 1000kg cada dos horas. Presenta un consumo energético de 70.000kcal/h.

3.2.3.11. Congeladora de placas 2 (S-CP2)

La congeladora de placas S-CP2 se encuentra en el sector de planta baja. Tiene una capacidad de producción de 1800kg cada dos horas. Presenta un consumo energético de 50.000kcal/h.

3.2.3.12. Congeladora de placas 3 (S-CP3)

La congeladora de placas S-CP3 se encuentra en el sector de planta baja. Tiene una capacidad de producción de 1800kg cada dos horas. Presenta un consumo energético de 90.000kcal/h. En la *Figura 3.29* se observa una foto real de uno de estos equipos.



Figura 3.29 - Foto real congeladora de placas (S-CP3).

3.3. COMPRESORES

3.3.1. Introducción

En esta sección se trata todo lo relativo al relevamiento de los compresores de amoníaco. Aquí, el objetivo es describir los datos obtenidos de estos equipos para su posterior evaluación en la *Sección 4.5*, junto con la elaboración de los informes técnicos correspondientes.

Los compresores frigoríficos se pueden dividir en diferentes grupos de acuerdo a su funcionamiento. Se analizan, por un lado, compresores alternativos (de los cuales se estudian los compresores de pistón) y, por otro lado, compresores rotativos (de los cuales se estudian los compresores a tornillo).

Un compresor de pistón se compone, en esencia, de un cárter con biela-cigüeñal, un émbolo de pistón, un pistón y un cilindro, *Figura 3.30*. Este último, lleva válvulas de aspiración y descarga. Los compresores de pistón pueden tener uno o más pistones. Un compresor de dos etapas se puede considerar como dos compresores de una etapa. En la primera etapa, el refrigerante se comprime hasta una presión intermedia y en la segunda etapa se alcanza la presión final absoluta.

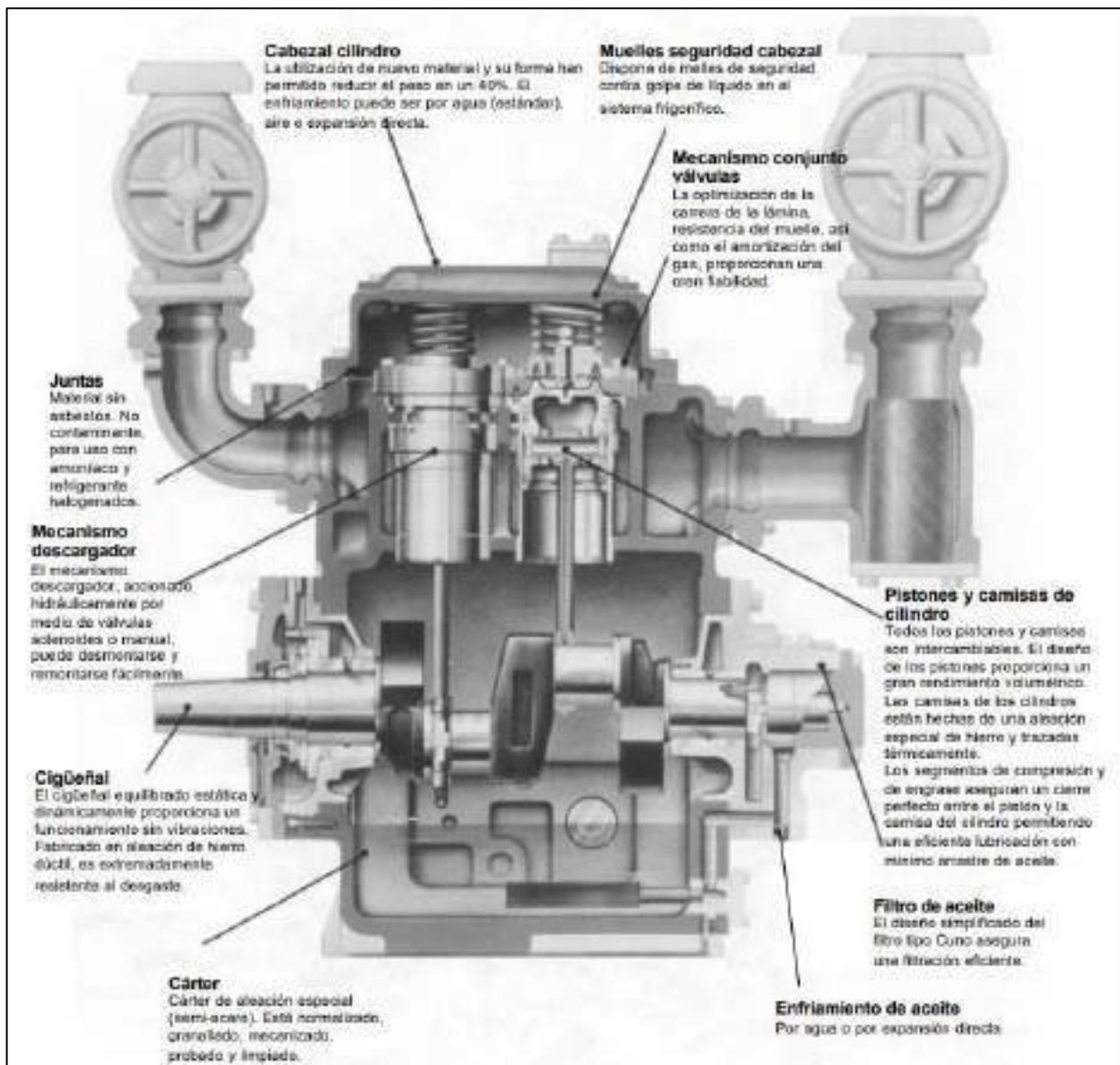


Figura 3.30 – Vista seccional de compresor a pistón.

Los compresores a tornillo se conocen como compresores de doble rotor o de doble impulsor ya que trabajan con dos rotores acoplados, montados sobre ejes paralelos, para una misma etapa de compresión. La compresión por rotores paralelos se produce en el sentido axial con el uso de lóbulos en espira a la manera de un tornillo sinfín. Las revoluciones sucesivas de los lóbulos reducen progresivamente el volumen de gas atrapado y por consiguiente su presión. El refrigerante así comprimido es forzado axialmente por la rotación de los lóbulos helicoidales hasta su descarga. En la Figura 3.31 y 3.32 se observan esquemas representativos de un compresor a tornillo típico.

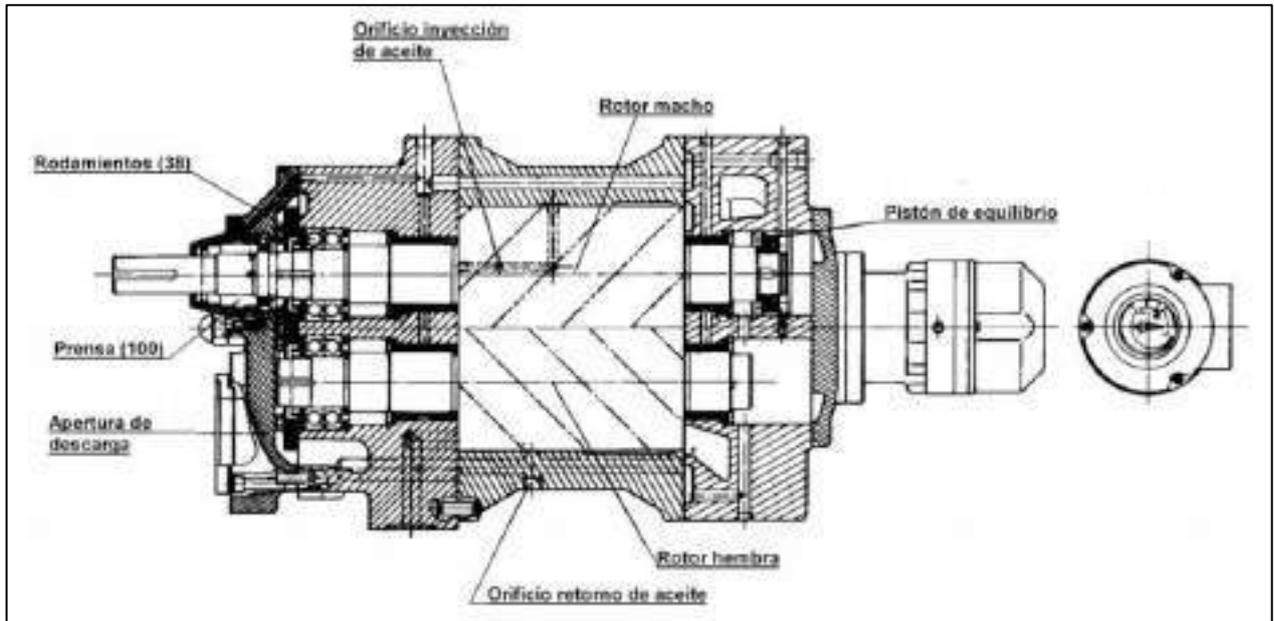


Figura 3.31 – Vista transversal de compresor a tornillo.

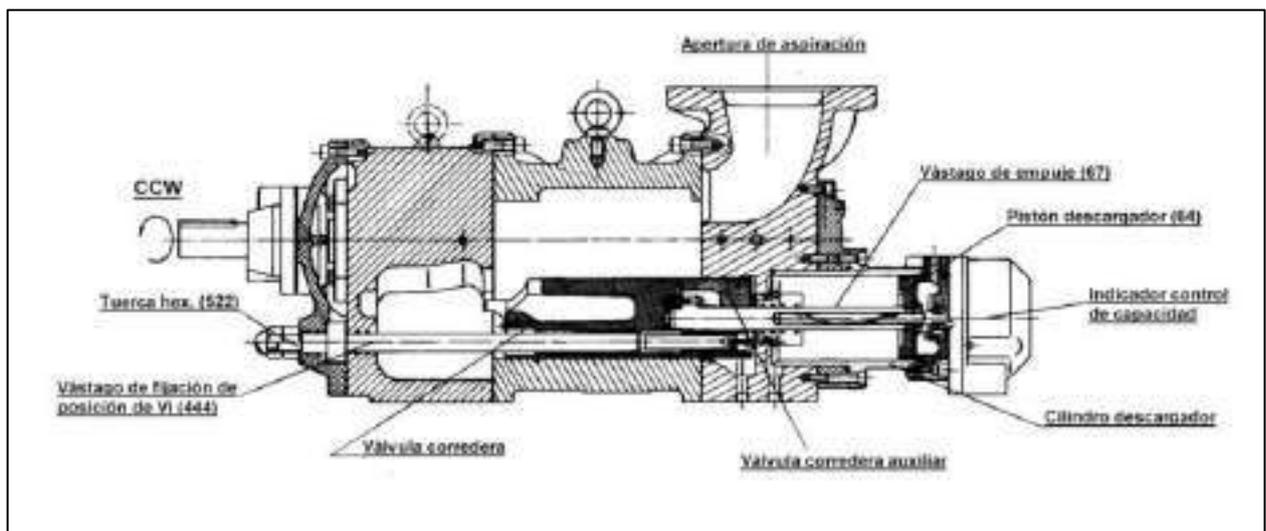


Figura 3.32 – Vista seccional de compresor a tornillo.

En la *Figura 3.4* y *3.5* se observan fotos reales de todos los compresores instalados en la planta.

3.3.2. Datos relevados

En la planta se cuenta con seis compresores instalados: tres del tipo pistón y tres del tipo a tornillo. En la *Tabla 3.1* se detallan los datos relevados de cada uno de los equipos instalados y en la *Figura 3.33* se ilustra su disposición en la planta, dentro de la sala de máquinas. Además, en la *Tabla 3.2* se informan datos operativos que hacen al funcionamiento.

N° interno	Marca	Tipo	Modelo	Serie	N.º serie	Etapas
C1-T	Mycom	Tornillo	N200LUD-ME	UD	2012643	Baja
C2-T	Mycom	Tornillo	200VSD	V	2055830	Alta
C3-P	Mycom	Pistón	N8WB	W	M-83113	Alta/Hielo
C4-P	Mycom	Pistón	N8BM	W	16407	Baja
C5-P	Mycom	Pistón	N8BM	W	16498	Baja
C6-T	Mycom	Tornillo doble etapa	N2016C-51	-	2021357	Doble

Tabla 3.1 - Datos de compresores relevados

N° interno	Potencia del motor [kW]	Velocidad del motor [RPM]	Tipo de acoplamiento	Φ Corona [mm]	Φ Polea [mm]	Tipo de enfriamiento
1	110	2940	Directo	-	-	Termosifón
2	201.34	2980	Directo	-	-	Termosifón
3	110	1470	Correa	320	460	Agua
4	45	1470	Correa	280	440	Agua
5	45	1485	Correa	320	460	Agua
6	200	2950	Directo	-	-	Termosifón

Tabla 3.2 - Datos constructivos de los compresores en planta

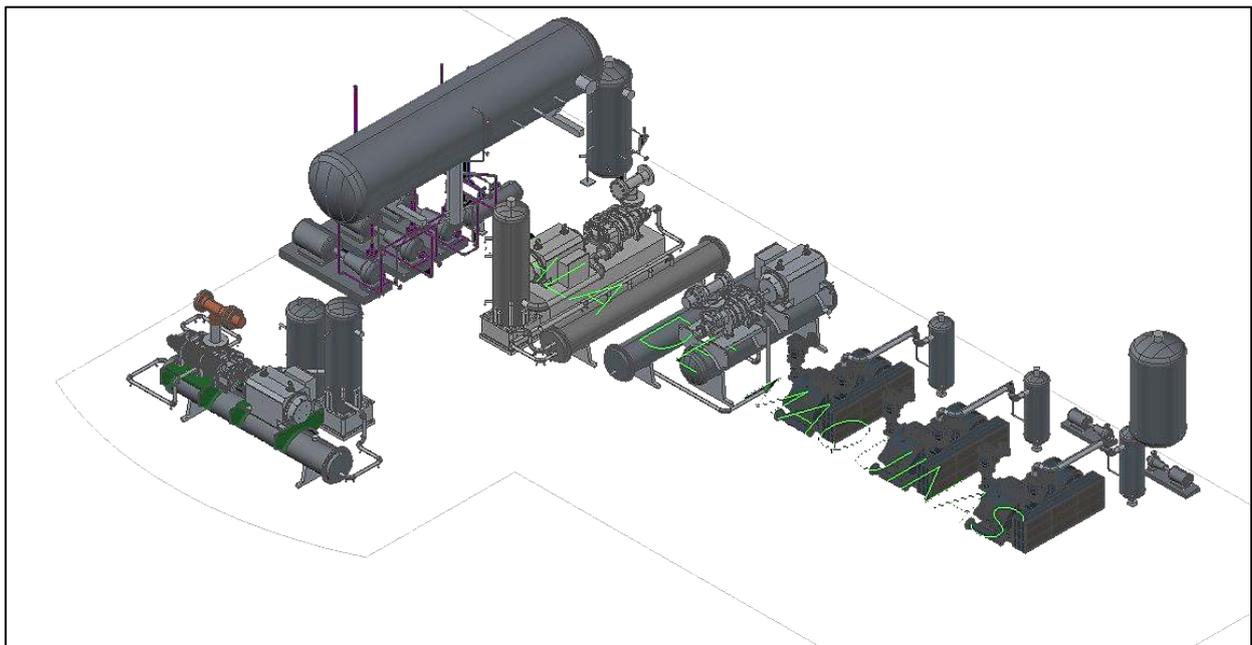


Figura 3.33 - Distribución de equipos en sala de máquinas.

3.4. Sistema de refrigeración de compresores

3.4.1. Introducción

Cada compresor debe acompañarse de un sistema de enfriamiento debido a las altas temperaturas que alcanza el refrigerante al ser comprimido. En función del tipo de compresor se utiliza un sistema particular de refrigeración cuyo objetivo principal es mantener el equipo dentro de regímenes térmicos admisibles.

En el caso de los compresores a tornillo, la refrigeración se produce por medio de la recirculación de aceite. Inicialmente, el aceite es inyectado a temperatura óptima en los rotores y se comprime junto con el refrigerante succionado. Esto produce que en la descarga del compresor convivan ambos a la misma temperatura, la cual depende de la presión de descarga del compresor y la fricción de los mecanismos de compresión.

Cabe destacar que, en este tipo de aparato, el aceite cumple funciones adicionales como lubricación de las partes móviles. Es este tipo de mecanismos, donde se produce contacto entre metales, es imprescindible mantener un flujo constante y determinado de aceite a fin de evitar daños mecánicos, ya sean debido a exigencias térmicas o mecánicas. En el caso de los compresores a tornillo el caudal de aceite que se inyecta a los rotores es notablemente superior al que se inyecta en un compresor a pistón dado que además de cumplir funciones como refrigeración y lubricación, también debe asegurar estanquidad entre los rotores y entre rotores y el cárter, de forma tal que el rendimiento del compresor no disminuya por fugas entre las partes mencionadas.

En la cañería de descarga del equipo se conecta un tanque separador de aceite, *Figura 3.34*, con el objetivo de separar al aceite del refrigerante que se retira por la tubería de media o alta presión. La función de este recipiente se detalla en la *Sección 3.7.1.2*. Una vez separado, es indispensable que el aceite se enfríe para llevarlo al estado térmico óptimo y luego sea nuevamente inyectado en el compresor.

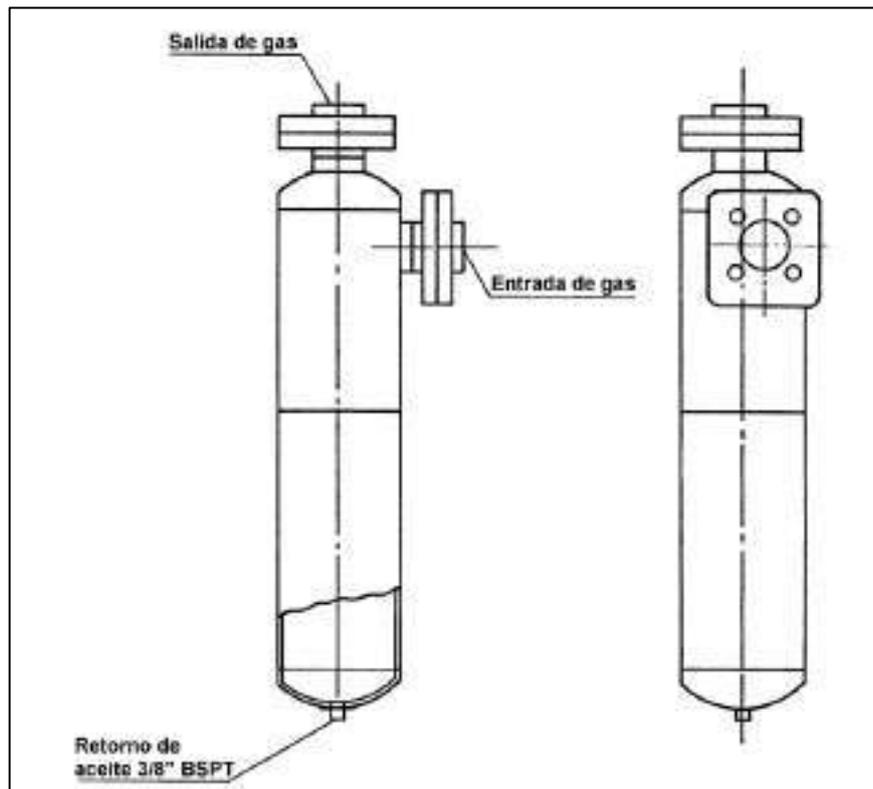


Figura 3.34 - Esquema recipiente separador de aceite.

En los compresores a tornillo, en el caso particular de los equipos relevados, el enfriamiento se realiza por medio de un intercambiador de calor de casco y tubos, *Figura 3.35*. Este recipiente es un tanque por el cual se hace circular dos fluidos, uno por dentro del arreglo de tubos interno y el otro por fuera del arreglo. Uno de los fluidos actúa como refrigerante absorbiendo el calor disipado por el otro. En este caso, el fluido a refrigerar es el aceite. En estos compresores los intercambiadores de calor son aparatos que se evalúan de manera separada, como dispositivos individuales.

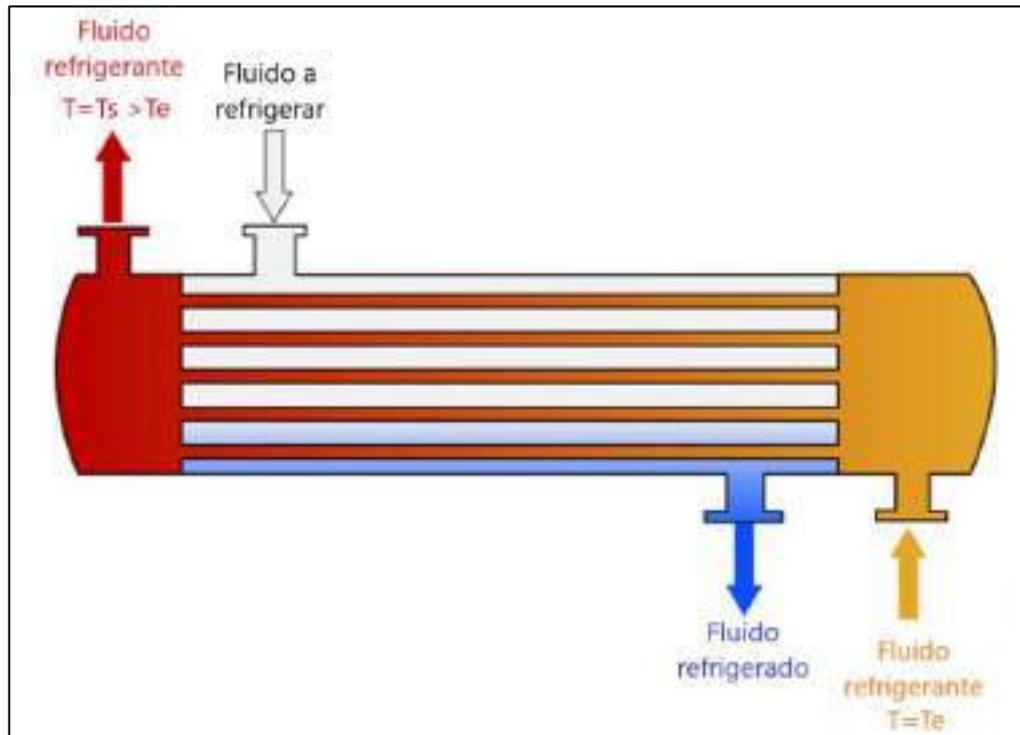


Figura 3.35 - Esquema recipiente intercambiador de calor.

El aceite, en este caso, es refrigerado por medio de amoníaco con un sistema de recirculación denominado por termosifón. En este caso, el aceite puede circular por tubos o por coraza, cuestión meramente de diseño del intercambiador. El amoníaco proviene desde los condensadores evaporativos, cuyo funcionamiento se detalla en la *Sección 3.6*, e ingresa al intercambiador en estado líquido saturado a presión y temperatura de condensación. El aceite, al entregarle calor al amoníaco, provoca su evaporación a presión constante y, el refrigerante abandona el intercambiador en estado de vapor saturado que es dirigido hacia la entrada del condensador donde se le devuelve su estado de líquido saturado a alta presión.

En el caso de los compresores a pistón, circula por su cárter y cavidades aceite que se refrigera constantemente. La refrigeración se realiza mediante un pequeño intercambiador de calor con la recirculación de agua. El agua que sale caliente del compresor, luego de haberlo refrigerado, se hace pasar por unas serpentinas que se alojan en la pileta de los condensadores donde intercambian calor con el agua de la pileta y, mediante un sistema de impulsión por bombas que es compartido por los tres compresores a pistón, se retorna el agua fresca nuevamente a los compresores para refrigerarlos. El pequeño intercambiador de calor viene instalado en conjunto con el equipo y no se analiza por separado.

3.4.2. Datos relevados

Las características relevadas de los enfriadores de aceite instalados junto a los compresores a tornillo se describen en la *Tabla 3.3*. Estos componentes usan amoníaco como fluido refrigerante y el aceite es el fluido a refrigerar.

N.º interno	Equipo asociado	Marca	Tipo equipo	Longitud [mm]	∅ [mm]	Bomba de aceite asociada	N.º serie de la bomba
R-EA-C1	C1-T	Mycom	Horizontal	2500	457.2	M60P	N601605
R-EA-C2	C2-T	Mycom	Horizontal	2500	325	M50PM	H127501
R-EA-C3	C6-T	Mycom	Horizontal	3000	457.2	M60P	M60599

Tabla 3.3 - Datos relevados de sistema de refrigeración de compresores

En el caso de los compresores a pistón, el sistema de enfriamiento se compone por dos bombas de agua que la hacen circular por tres grupos de serpentinas ubicadas en la pileta de los condensadores evaporativos donde se produce el enfriamiento del agua que se calienta al refrigerar los compresores a pistón. Las bombas son de la marca Ebara y sus características se muestran en la *Tabla 3.4*.

Marca	Modelo	Potencia [kW]	Caudal min. [l/min]	Caudal máx. [l/min]
Ebara	CMD/I 3,00 T IE3 ROTOR	2,55 – 2,2	250	1000
Ebara	CMD/I 3,00 T IE3 ROTOR	2,55 – 2,2	250	1000

Tabla 3.4 - Datos relevados de bombas utilizadas para refrigeración de compresores a pistón

En cuanto a las serpentinas que se utilizan para enfriar el agua, cada una de las tres que involucran al sistema se compone por un arreglo de dos hileras de diez tubos de acero de una longitud de 2 metros cada uno. Se encuentran sumergidas en las piletas de los condensadores *CE-01*, *CE-03*, *CE-04* y *CE-05* (ver diagrama unifilar de la instalación, *Anexo A-2*). En la *Figura 3.36* se observa una foto real de una de las serpentinas instaladas. Cada tubo presenta un diámetro de una pulgada, de manera tal que cada una de las tres serpentinas presentan $4,2m^2$ de superficie de intercambio térmico.

Las serpentinas están interconectadas entre sí y a su vez se conectan a un tanque de expansión. El tanque de expansión se utiliza para compensar las variaciones en la densidad del agua presentes en el circuito cerrado de refrigeración. Estas variaciones son producto de los cambios de temperatura y presión a medida que circula por el sistema. Este tanque se encarga de mantener la presión entre límites preestablecidos e impide pérdidas y reposiciones de agua. En la *Figura 3.37* puede observarse una foto real del tanque de expansión.



Figura 3.36 - Foto real serpentina de refrigeración (en contacto con el agua de la pileta).



Figura 3.37 - Foto real tanque de expansión.

3.5. EVAPORADORES

3.5.1. INTRODUCCIÓN

En esta sección se trata todo lo relativo al relevamiento de los enfriadores de aire o evaporadores. El objetivo es obtener datos detallados de estos equipos para la elaboración de informes técnicos y calcular a partir de estos datos parámetros relevantes para el posterior análisis operativo de la planta.

Un evaporador consiste en un panel de intercambio térmico encerrado en un gabinete metálico, forzadores de aire, soportes para su fijación, pileta de recolección con cañería de drenaje de agua debida al descongelamiento y conexiones de entrada y salida del fluido refrigerante. El propósito de este equipo es refrigerar el aire de un recinto por medio del intercambio de calor entre el refrigerante, que circula por el interior de los tubos, y el aire, que circula a través de la superficie del equipo impulsado por los forzadores. En la *Figura 3.38* y *3.39* se observan imágenes reales de uno de los evaporadores instalados en la planta.



Figura 3.38 - Foto real de evaporador, frente.

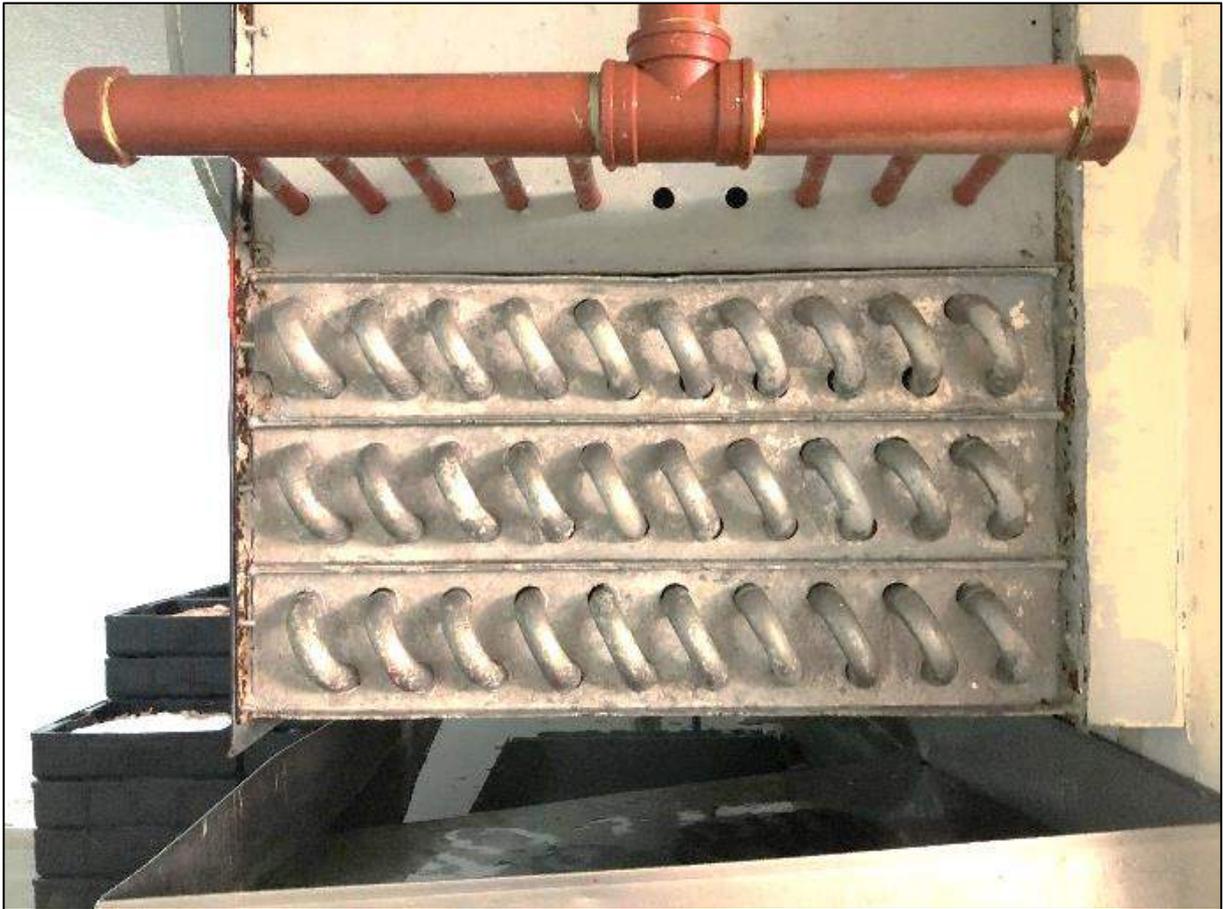


Figura 3.39 - Foto real de evaporador, lateral.

El panel de intercambio térmico se conforma por un arreglo de tubos que atraviesa numerosas superficies aletadas. Por el interior de los tubos circula el refrigerante que se evapora en su paso por el equipo. Este panel compone el área de transferencia del equipo por el cual circula el aire que se enfría en su paso por el evaporador.

Para mejorar la transferencia de calor se utilizan los forzadores de aire, que provocan el flujo forzado del aire a través de la superficie de intercambio del equipo. Esto se realiza para aumentar la transferencia de calor entre el refrigerante y el aire. El diseño geométrico del arreglo de tubos y superficies aletadas del panel de intercambio térmico y la selección de los forzadores de aire son factores determinantes en cuanto a la mejora de la transferencia de calor del equipo. Este aspecto es explicado en detalle en el cálculo de las capacidades de los equipos en la *Sección 4.2*.

En cuanto a los materiales que conforman el panel de intercambio térmico, es usual encontrarse con Acero o Aluminio para los tubos y las aletas.

3.5.2. DATOS RELEVADOS

En la planta hay nueve modelos distintos de evaporadores ubicados en las distintas cámaras y túneles. La distribución de los equipos en los distintos servicios se detalla en la *Tabla 3.5*.

Servicio correspondiente	Cantidad de equipos	Código de equipo
S-CF1	1	E-01
S-CF2	1	E-02
S-C1	3	E-03
S-C2	3	E-03
S-C3	4	E-04
S-C4	7	E-05
S-C5	7	E-05
S-T01	1	E-06
S-T02	1	E-06
S-T03	1	E-07
S-T04	1	E-07
S-AC	4	E-08
S-SH	1	E-09

Tabla 3.5 - Distribución de evaporadores en la planta y códigos de los modelos.

Una vez que se reconocen los distintos modelos instalados en la planta, se procede a su relevamiento. Todos los datos son tomados in situ y se resumen en la *Tabla 3.6*, *3.7* y *3.8*

Equipo	E-01	E-02	E-03
Longitud aletada (<i>mm</i>)	1950	1100	1920
Diámetro nominal de caño (<i>in</i>)	3/4	1	3/4
Material tubos	Acero	Acero	Aluminio
Cantidad de tubos de alto	6	4	10
Cantidad de tubos de profundidad	10	10	8
Distancia (x) entre tubos (<i>mm</i>)	43,3	36,6	43,3
Distancia (y) entre tubos (<i>mm</i>)	43,3	36,6	43,3
Tipo de arreglo de tubos	Tresbolillo	Tresbolillo	Tresbolillo
Orientación de la aleta	Horizontal	Horizontal	Vertical
Cantidad de paquetes de aleta	3	2	4
Dimensión horizontal paquete (<i>mm</i>)	735	735	130
Dimensión vertical paquete (<i>mm</i>)	130	130	735
Espesor aleta (<i>mm</i>)	0,8	0,6	0,3
Material de las aletas	Acero	Acero	Aluminio
Cantidad de aletas por metro	80	90	80
Cantidad de forzadores de aire	2	1	2
Modelo forzador de aire	Ercolle Marelli VA57-56-A-E	Ercolle Marelli VA57-56-A-E	Ercolle Marelli VA57-56-A-E

Tabla 3.6 - Datos relevados de modelos de evaporadores.

Equipo	E-04	E-05	E-06
Longitud aletada (<i>mm</i>)	1400	2400	3400
Diámetro nominal de caño (<i>in</i>)	1/2	1/2	3/4
Material tubos	Aluminio	Aluminio	Acero
Cantidad de tubos de alto	12	12	24
Cantidad de tubos de profundidad	6	8	10
Distancia (x) entre tubos (<i>mm</i>)	48,7	48,7	43,3
Distancia (y) entre tubos (<i>mm</i>)	48,7	48,7	43,3
Tipo de arreglo de tubos	Tresbolillo	Tresbolillo	Tresbolillo
Orientación de la aleta	Vertical	Vertical	Vertical
Cantidad de paquetes de aleta	4	4	5
Dimensión horizontal paquete (<i>mm</i>)	130	130	130
Dimensión vertical paquete (<i>mm</i>)	850	850	450
Espesor aleta (<i>mm</i>)	0,3	0,3	0,6
Material de las aletas	Aluminio	Aluminio	Acero
Cantidad de aletas por metro	90	80	85
Cantidad de forzadores de aire	1	2	5
Modelo forzador de aire	Gatti K-750	Gatti K-650	Ercolle Marelli VA57-56-A-E

Tabla 3.7- Datos relevados de modelos de evaporadores.

Equipo	E-07	E-08	E-09
Longitud aletada (<i>mm</i>)	3400	2400	1350
Diámetro nominal de caño (<i>in</i>)	3/4	1/2	3/4
Material tubos	Acero	Aluminio	Acero
Cantidad de tubos de alto	24	12	12
Cantidad de tubos de profundidad	10	4	4
Distancia (x) entre tubos (<i>mm</i>)	43,3	48,7	43,3
Distancia (y) entre tubos (<i>mm</i>)	43,3	48,7	43,3
Tipo de arreglo de tubos	Tresbolillo	Tresbolillo	Tresbolillo
Orientación de la aleta	Vertical	Vertical	Horizontal
Cantidad de paquetes de aleta	5	2	2
Dimensión horizontal paquete (<i>mm</i>)	130	130	880
Dimensión vertical paquete (<i>mm</i>)	870	850	130
Espesor aleta (<i>mm</i>)	0,6	0,3	0,8
Material de las aletas	Acero	Aluminio	Acero
Cantidad de aletas por metro	70	100	65
Cantidad de forzadores de aire	5	1	2
Modelo forzador de aire	Gatti K-750	Gatti K-750	Ercolle Marelli VA57-56-A-E

Tabla 3.8- Datos relevados de modelos de evaporadores.

Aclaraciones respecto a la *Tabla 3.6, 3.7 y 3.8*:

- Las longitudes x e y mencionadas se refieren a las que se ilustran en la *Figura 3.40*, medida entre extremos de tubos. Estas distancias se utilizan para caracterizar el arreglo. Las longitudes S_i y S_t de la *Figura 3.40* sirven para caracterizar el arreglo y quedan definidas para ser utilizadas en cálculos en adelante.

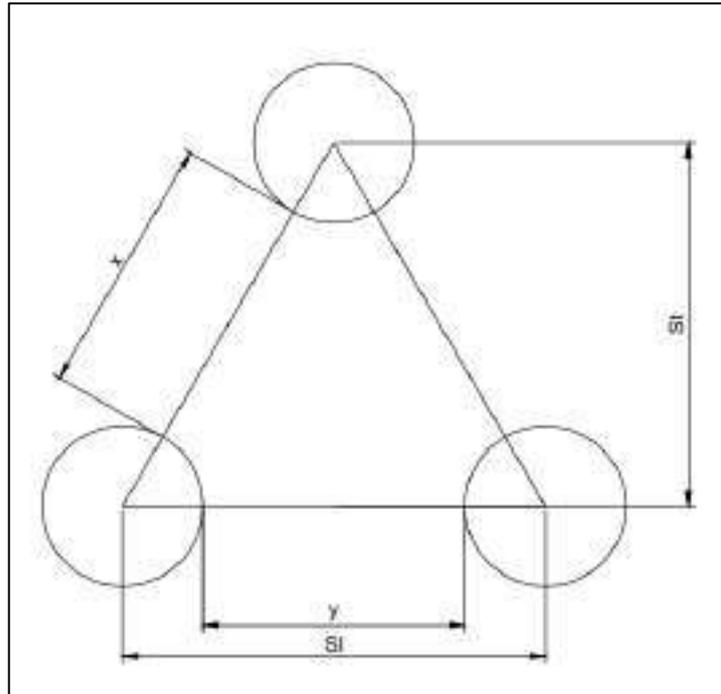


Figura 3.40 - Geometría de arreglo de tubos en un evaporador

- Todos los caños están normalizados por su diámetro exterior (nominal) y sus dimensiones corresponden a SCHEDULE 40.
- En el *Anexo A-4* se adjuntan planos constructivos de los paquetes de aleta de los distintos modelos.

Conocidos los modelos de los forzadores de aire es necesario consultar los catálogos de los fabricantes Ercolle Marelli y Gatti para obtener los caudales de aire que impulsan estos equipos y así poder calcular las velocidades del aire. Las ecuaciones utilizadas para obtener el caudal de aire en el equipo se informan en el *Anexo A-1.1* y los datos obtenidos del relevamiento y los cálculos se informan en la *Tabla 3.9*.

Modelo Forzador	Gatti K-650	Gatti K-750	Ercolle Marelli VA57-56-A-E
Potencia del motor (CV)	1,5	3	1
Velocidad del motor (RPM)	1450	1430	1415
Caudal de aire impulsado (m^3/s)	9.000	10.800	7.200
Velocidad del aire en el equipo (m/s)	2,5	3	2

Tabla 3.9 - Datos relevados de forzadores de aire.

Una vez relevados los datos in situ, se procede a calcular e informar características de los evaporadores que serán utilizadas para cálculos en adelante. En el *Anexo A-1.1.2* se describen las ecuaciones utilizadas para obtener los datos especificados en *Tabla 3.10, 3.11 y 3.12*.

Equipo	E-01	E-02	E-03
Volumen interno del equipo (L)	32,76	20,41	72,41
Superficie total de intercambio térmico del equipo (m ²)	92,26	36,13	117,48

Tabla 3.10 - Parámetros útiles calculables a partir de los datos relevados.

Equipo	E-04	E-05	E-06
Volumen interno del equipo (L)	28,88	66,01	228,45
Superficie total de intercambio térmico del equipo (m ²)	83,21	174,14	667,04

Tabla 3.11 - Parámetros útiles calculables a partir de los datos relevados.

Equipo	E-07	E-08	E-09
Volumen interno del equipo (L)	228,45	18,57	26,20
Superficie total de intercambio térmico del equipo (m ²)	542,84	58,95	85,07

Tabla 3.12 - Parámetros útiles calculables a partir de los datos relevados.

3.6. CONDENSADORES

3.6.1. INTRODUCCIÓN

En esta sección se trata todo lo relativo al relevamiento de condensadores. En la *Figura 3.41* se muestra un esquema de un condensador evaporativo típico.

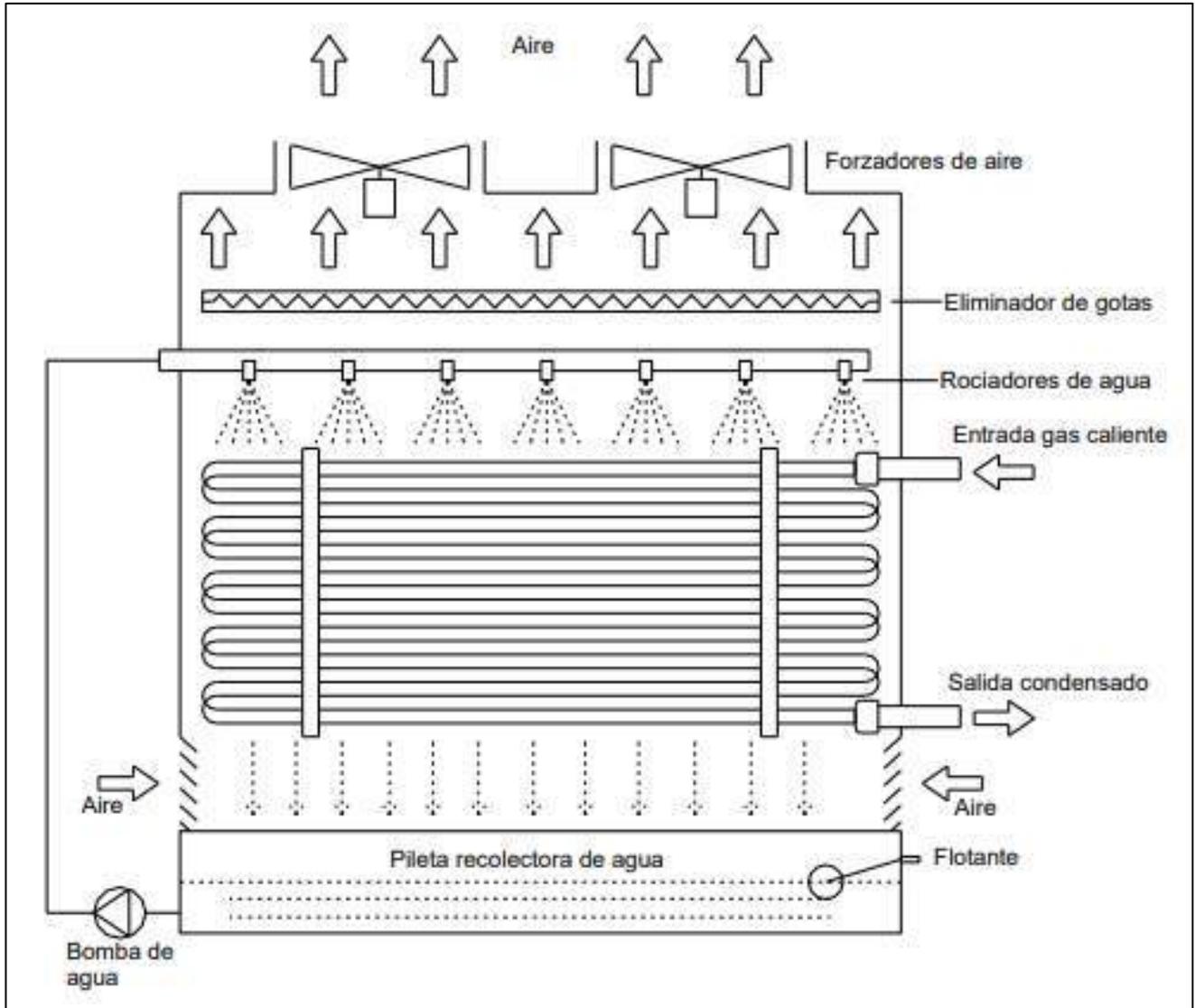


Figura 3.41 - Esquema constructivo de condensador evaporativo.

En este tipo de equipo, el agua se rocía sobre unas filas de serpentinas que están situadas en paralelo y por cuyo interior circula refrigerante. El agua se recoge en una piletta a la cual se conecta una bomba de recirculación. Los serpentines están situados en el interior de una envolvente y el aire se impulsa a contracorriente respecto del flujo de agua por medio de forzadores.

Una parte de la carga de condensación se disipa en forma de calor latente del agua que es absorbida por el aire y otra parte en forma de calor sensible del aire, esto en una proporción aproximada de 80/20.

El agua se utiliza en un circuito abierto y una pequeña parte de la misma se evapora, enfriando el resto de idéntica manera que en una torre de enfriamiento de agua. La cantidad evaporada se reemplaza añadiendo agua de la red mediante una válvula de flotador situada dentro del tanque de agua.

3.6.2. DATOS RELEVADOS

En la planta se cuenta con seis condensadores evaporativos y dos modelos distintos. En la *Tabla 3.13* se indican la cantidad de cada modelo de condensador instalado y la capacidad nominal de chapa de cada modelo. En la *Tabla 3.14* se indican los datos relevados in situ de los equipos y en la *3.15* se indican valores de interés calculados a partir de los datos relevados.

Condensador	Cantidad	Capacidad del modelo (kcal/h)
CE-01, CE-02, CE-03, CE-04, CE-05	5	250000
CE-06	1	150000

Tabla 3.13 - Modelos y capacidades de condensador evaporativo.

Modelo	CE-01, CE-02, CE-03, CE-04, CE-05	CE-06
Dimensiones cuerpo (m)	3,2x1,8x1,7	3,25x1,8x1,6
Longitud de tubos (m)	3,2	1,6
Diámetro nominal tubos (in)	3/4	3/4
Material de tubos	Acero	Acero
Cantidad de tubos de alto	20	10
Cantidad de tubos de profundidad	24	50
Cantidad de forzadores	3	3

Tabla 3.14 - Datos relevados de condensador evaporativo.

Modelo	CE-01, CE-02, CE-03, CE-04, CE-05	CE-06
Superficie de intercambio del equipo (m ²)	128,8	67,1
Volumen interno del equipo (L)	430	220

Tabla 3.15 - Datos calculados a partir de lo relevado de condensador evaporativo.

La superficie de intercambio y el volumen interno de los equipos se informan en la *Tabla 3.15* y se calculan según lo informado en el *Anexo A-1.1.3*.

Todos los modelos de condensadores cuentan con el mismo modelo de bomba elevadora para impulsar el agua desde la pileta de recolección hacia los rociadores. Los datos técnicos de las bombas se muestran en la *Tabla 3.16*.

Modelo Bomba	CZERWENY EB 65-50-125-3	
Altura máxima	17	m
Altura mínima	13	m
Caudal mínimo	200	L/min
Caudal máximo	400	L/min
Temperatura máxima	60	°C

Tabla 3.16 - Bombas elevadoras de condensador evaporativo

En la *Figura 3.42* y *3.43* se muestran fotos de los equipos reales instalados en la planta.



Figura 3.42 - Condensadores evaporativos instalados en la planta



Figura 3.43 - Foto del sistema de recirculación de agua por bombas de los condensadores evaporativos

3.7. RECIPIENTES

3.7.1. INTRODUCCIÓN

Además de los cuatro componentes básicos que todo sistema de refrigeración debe poseer, existen ciertos recipientes que son indispensables para un correcto funcionamiento del sistema.

Los recipientes de una instalación frigorífica industrial se pueden clasificar según su ubicación con respecto al ciclo frigorífico en componentes de baja y alta presión y de acuerdo a su función. Todos aquellos recipientes que se encuentren entre la válvula de descarga del compresor de alta y el elemento de expansión, son componentes de alta presión. Todos aquellos recipientes que se encuentren entre el elemento de expansión y la válvula de succión del compresor de alta, son componentes de baja presión. Además, según su función se pueden distinguir en recipientes para almacenar líquido, separar gotas de líquido del vapor, atrapar gotas de líquido del vapor, separar gotas de aceite del vapor sobrecalentado, etc.

En la *Tabla 3.17* se listan todos los recipientes instalados en la planta. Se les asigna un código de identificación que es usado en adelante para referirse a los mismos. Puede verse su ubicación en el diagrama unifilar de la instalación, *Anexo A-2*.

Recipiente	Asociado a	Código
Separador de aceite	Compresor 1	<i>R-SA-C1</i>
	Compresor 2	<i>R-SA-C2</i>
	Compresor 3	<i>R-SA-C3</i>
	Compresor 4	<i>R-SA-C4</i>
	Compresor 5	<i>R-SA-C5</i>
	Compresor 6	<i>R-SA-C6</i>
Enfriador de aceite	Compresor 1	<i>R-EA-C1</i>
	Compresor 2	<i>R-EA-C2</i>
	Compresor 6	<i>R-EA-C6</i>
Separador de líquido	Cámara de fresco 1	<i>R-SL-SCF1</i>
	Cámara de fresco 2	<i>R-SL-SCF2</i>
	Silo de hielo	<i>R-SL-S</i>
	Máquina de Hielo 1	<i>R-SL-MH1</i>
	Máquina de Hielo 2	<i>R-SL-MH2</i>
Separador de recirculado	Sala de máquinas	<i>R-SR-01</i>
	Planta alta	<i>R-SR-02</i>
Recibidor de líquido	General	<i>R-TR-G</i>
Doble propósito	General	<i>R-DP-G</i>
Separador de succión	Sistema de Hielo	<i>R-SS-H</i>
Enfriador intermediario	General	<i>R-EI-G</i>
Enfriador intermediario economizador	Compresor 6	<i>R-EI-C6</i>

Tabla 3.17 - Recipientes instalados en planta y códigos internos asignados

A continuación, se describen las funciones de cada uno de estos recipientes utilizados en la instalación:

3.7.1.1. Recibidor de líquido y tanque de maniobras (*R-TR-G* y *R-DP-G*)

Se utiliza para almacenar el fluido refrigerante procedente de los condensadores. También sirve para almacenar el refrigerante líquido que no está siendo utilizado en los servicios de la instalación. En la *Figura 3.44* se observa el recibidor de líquido y tanque de maniobras instalados en la planta.



Figura 3.44 - Tanque recibidor de líquido (abajo) y tanque de maniobras (arriba) instalados en planta

3.7.1.2. Separador de aceite (*R-SA-C1*, *R-SA-C2*, *R-SA-C3*, *R-SA-C4*, *R-SA-C5*, *R-SA-C6*)

Estos recipientes se instalan en la línea de descarga de cada compresor. Internamente poseen una malla metálica que atraviesa el fluido que descarga el compresor y en la cual se separan las gotas de líquido de aceite del refrigerante que luego sigue su camino hacia la línea de vapor de alta presión. En el caso de compresores a pistón, la función de estos tanques es atrapar las posibles gotas de aceite que salen del compresor junto con el refrigerante, devolverlas de nuevo hacia el cárter del compresor y evitar que las gotas de aceite viajen por toda la línea de alta presión. En el caso de compresores a tornillo, en los cuales circula un importante caudal de aceite por dentro de los rotores junto con el refrigerante por la necesidad de mantener lubricadas las partes móviles del equipo, estos recipientes resultan más grandes en tamaño debido a que deben separar grandes cantidades de aceite del refrigerante. En la *Figura 3.45* y *3.46* se observan separadores de aceite instalados en la planta.



Figura 3.45 - Separador de aceite de compresor a tornillo instalado en planta.



Figura 3.46 - Separador de aceite de compresor a pistón instalado en planta.

3.7.1.3. Enfriador intermediario (R-EI-G)

Este recipiente se utiliza en plantas de refrigeración de dos etapas para el enfriamiento del gas de descarga de la etapa de baja presión y, además, para el subenfriamiento del refrigerante líquido de alta presión. El subenfriamiento del refrigerante líquido toma lugar en una serpentina de enfriamiento, la cual está sumergida en el refrigerante líquido expandido en la parte inferior del recipiente. En la instalación, el refrigerante líquido subenfriado es conducido hacia el separador de recirculado. Las conexiones con las que cuenta este tanque son:

- Ingreso de líquido de alta presión a la serpentina.
- Salida de líquido subenfriado de la serpentina.
- Ingreso de líquido refrigerante expandido para llenado del tanque, regulado por control de nivel.
- Ingreso de gases a presión de intermedia provenientes de los compresores de baja.
- Salida de los gases a presión de intermedia hacia la succión de los compresores de alta.
- Ingreso de línea de succión de servicios de media temperatura que descargan en el tanque.
- Cañería de rebalse unida al separador de recirculado.
- Purga de aceite.

En la *Figura 3.47* puede observarse el enfriador intermediario instalado en la planta.



Figura 3.47 - Enfriador intermediario general instalado en planta.

3.7.1.4. Enfriador intermediario economizador (*R-EI-C6*)

Este recipiente cumple una función similar al enfriador intermediario explicado, pero varía sus conexiones y se utiliza para mejorar el rendimiento del compresor de doble etapa, *C6-T*. En este caso, llega líquido de alta presión que se divide en dos ramas. Una se expande e inunda el tanque hasta un nivel determinado y otra pasa por una serpentina donde el refrigerante es subenfriado y enviado hacia el separador de recirculado. El interior del tanque contiene amoníaco líquido y vapor saturado. El vapor saturado que se genera para subenfriar el líquido se inyecta en la tubería que conecta la descarga de la etapa de baja con la succión de la etapa de alta y subenfriaría los gases de descarga de la etapa de baja del compresor. En la *Figura 3.48* y *3.49* se observa el enfriador intermediario economizador instalado en la planta.



Figura 3.48 - Enfriador intermediario economizador perteneciente a compresor doble etapa instalado en planta.



Figura 3.49 - Vista superior del enfriador intermediario economizador instalado en planta.

3.7.1.5. Separador de líquido (*R-SL-SCF1*, *R-SL-SCF2*, *R-SL-S*, *R-SL-MH1*, *R-SL-MH2*)

Estos recipientes se encuentran ubicados junto a los evaporadores. En la planta, todos estos recipientes instalados son de construcción horizontal. El propósito de este tanque es separar las partículas de líquido refrigerante de los vapores de succión, en sistemas de trabajo inundados. Por medio de este procedimiento, se optimiza las condiciones de trabajo para el compresor y el evaporador, manteniendo las paredes interiores del evaporador mojadas y protegiendo al compresor contra golpes de líquido. Además, el separador contiene un volumen de reserva de líquido refrigerante, el cual asegura un correcto suministro de líquido al evaporador. El nivel de líquido en el separador es controlado automáticamente por un control de nivel. En la *Figura 3.50* y *3.51* se observan separadores de líquido instalados en la planta.



Figura 3.50 - Separador de líquido que alimenta S-MH1.



Figura 3.51 - Separador de líquido de evaporador de S-CF1.

3.7.1.6. Separador de recirculado y estación de bombeo (*R-SR-01*, *R-SR-02*)

El recipiente denominado separador de recirculado, se utiliza en sistemas donde la alimentación de refrigerante líquido a los evaporadores se realiza por medio de bombas, retornando el exceso de líquido al separador para recircularlo junto con el nuevo líquido inyectado. El propósito del separador es similar a un separador de líquido. Además, debe poseer el volumen necesario para acumular la carga de refrigerante de los evaporadores durante el período de descongelamiento por gas caliente o cuando no están en servicio. De esta manera, puede reducirse el volumen necesario del receptor de líquido. Posee un separador de aceite independiente con conexión de gas caliente para poder purgar el aceite que se acumula.

La estación de bombeo se encarga de tomar el refrigerante del separador e impulsarlo hacia los servicios de la planta. Está compuesta por las bombas necesarias para lograr cuatro veces el caudal de líquido requerido para los servicios que alimenta, más una bomba auxiliar para el caso de fallas de la bomba principal. Este aspecto será analizado en las secciones 4.7.1.1 y 4.7.1.2. En la *Figura 3.52* y 3.53 se observan el tanque separador de recirculado (*R-SR-01*) y la estación de bombeo respectivamente instalados en planta.



Figura 3.52 - Tanque separador de recirculado 1 (*R-SR-01*).



Figura 3.53 - Estación de bombeo asociada a R-SR-01.

3.7.1.7. Separador de succión (R-SS-H)

El propósito de este recipiente es proteger al compresor ante posibles golpes de líquido ocasionados por desperfectos en los controles de nivel de los evaporadores o arrastre de gotas en las tuberías de succión, evitando la llegada de refrigerante líquido a la succión del compresor. Se coloca en la línea de succión antes de las conexiones a los compresores. Debe contar con conexiones para evacuar el líquido en caso de producirse algún rebalse en la instalación.

En la planta, este recipiente se utiliza en la conexión del sistema para la producción de hielo, en la succión del colector general de hielo que alimenta a uno de los compresores que se encuentra en ese momento en servicio para tal fin. En la *Figura 3.54* se puede observar una foto real del separador de succión instalado.



Figura 3.54 - Separador de succión (R-SS-H).

3.7.2. DATOS RELEVADOS

Para el caso de algunos recipientes, se cuenta con informes técnicos de ASP realizados en el año 2019. En los casos donde no se cuenta con información técnica del recipiente se toman medidas de perímetro, longitud, dimensiones de los casquetes y espesores de aislante en los que corresponde.

Los resultados del relevamiento de recipientes se informan en la *Tabla 3.18, 3.19, 3.20, 3.21* y *3.22*. Se aclara que el guion en la fila de aislación significa que ese recipiente no posee este elemento. Las ecuaciones utilizadas para el cálculo del volumen interno de los recipientes se informan en el *Anexo A-1.1.4*.

Recipiente	R-TR-G	R-DP-G	R-SS-H
Orientación	Horizontal	Horizontal	Vertical
Longitud envuelta (mm)	4970	4970	1250
Diámetro envuelta (mm)	711,2	609,6	609,6
Material envuelta	SAE 1010	SAE 1010	SAE 1010
Tipo de cabezal	Semiéptico	Semiéptico	Semiéptico
Diámetro casquete (mm)	711,2	609,6	609,6
Altura casquete (mm)	222	195	152,4
Material casquete	SAE 1010	SAE 1010	SAE 1010
Espesor aislación (in)	-	-	3
Volumen interno (L)	1850	1340	300

Tabla 3.18 - Datos relevados de los recipientes de la instalación.

Recipiente	R-SA-C1	R-SA-C2	R-SA-C6
Orientación	Vertical	Horizontal	Vertical
Longitud envuelta (mm)	1720	2400	1520
Diámetro envuelta (mm)	508	508	508
Material envuelta	SAE 1010	SAE 1010	SAE 1010
Tipo de cabezal	Semiéptico	Toroidal	Semiéptico
Diámetro casquete (mm)	508	508	508
Altura casquete (mm)	215	170	140
Material casquete	SAE 1010	SAE 1010	SAE 1010
Espesor aislación (in)	-	-	-
Volumen interno (L)	330	450	290

Tabla 3.19 - Datos relevados de los recipientes de la instalación.

Recipiente	R-SA-C3/C4/C5	R-SR-01	R-SR-02
Orientación	Vertical	Horizontal	Horizontal
Longitud envuelta (mm)	900	4500	3000
Diámetro envuelta (mm)	355,6	1080	782
Material envuelta	SAE 1010	SAE 1010	SAE 1010
Tipo de cabezal	Semiéptico	Semiéptico	Semiéptico
Diámetro casquete (mm)	355,6	1080	782
Altura casquete (mm)	125	270	195,5
Material casquete	SAE 1010	SAE 1010	SAE 1010
Espesor aislación (in)	-	4	3
Volumen interno (L)	80	3930	1350

Tabla 3.20 - Datos relevados de los recipientes de la instalación.

Recipiente	R-EI-G	R-EI-C6	R-SL-S
Orientación	Vertical	Vertical	Horizontal
Longitud envuelta (mm)	1430	1250	610
Diámetro envuelta (mm)	609,6	609,6	355,6
Material envuelta	SAE 1010	SAE 1010	SAE 1010
Tipo de cabezal	Semielíptico	Semielíptico	Semielíptico
Diámetro casquete (mm)	609,6	609,6	355,6
Altura casquete (mm)	152,4	152,4	130
Material casquete	SAE 1010	SAE 1010	SAE 1010
Espesor aislación (in)	3	3	1
Volumen interno (L)	350	300	50

Tabla 3.21 - Datos relevados de los recipientes de la instalación.

Recipiente	R-SL-SCF1	R-SL-SCF2	R-SL-MH1/MH2
Orientación	Horizontal	Horizontal	Horizontal
Longitud envuelta (mm)	610	500	2200
Diámetro envuelta (mm)	355,6	273	457,2
Material envuelta	SAE 1010	SAE 1010	SAE 1010
Tipo de cabezal	Semielíptico	Semielíptico	Semielíptico
Diámetro casquete (mm)	355,6	273	457,2
Altura casquete (mm)	130	110	114,3
Material casquete	SAE 1010	SAE 1010	SAE 1010
Espesor aislación (in)	-	-	3
Volumen interno (L)	50	30	320

Tabla 3.22 - Datos relevados de los recipientes de la instalación.

Por último, se relevan los datos de las estaciones de bombeo. El recipiente *R-SR-01* cuenta, en su estación de bombeo, con tres bombas idénticas (*B-SR01-1*, *B-SR01-2* y *B-SR01-3*). El recipiente *R-SR-02* cuenta con dos bombas idénticas (*B-SR-02-1* y *B-SR-02-2*). Los datos relevados provienen de los datos de la chapa con que cuenta cada una de las bombas. Además, se cuenta con curvas del fabricante que son usadas para cálculos posteriores y se encuentran en el anexo A-1.5.3.

Equipos	B-SR01-1/B-SR01-2/B-SR01-3	B-SR02-1/B-SR02-2
Fluido	Amoníaco	Amoníaco
Marca/Fabricante	Bombadur	Bombadur
Modelo	ZM2	ZM2
Potencia [HP]	4	4
Caudal nominal [L/h]	10.000	10.000
Velocidad [RPM]	2.900	2.900

Tabla 3.23 - Datos relevados de las bombas de amoníaco del sistema de recirculado.

3.8. CAÑERÍAS

3.8.1. INTRODUCCIÓN

En todo sistema de refrigeración de amoníaco el material adecuado para la fabricación de cañerías es el acero, con su adecuada calificación de presión. En la planta todas las cañerías instaladas son de este material, con una clasificación de presión Schedule 40.

Dado que las cañerías conectan los distintos componentes del circuito de refrigeración, podemos identificarlas según lazos por los que circula el refrigerante en una determinada condición representada en el diagrama p-h. Así, podemos identificar lazos de:

- Líquido de alta presión: por este lazo circula el refrigerante líquido desde que sale de los condensadores hasta el elemento de expansión.
- Líquido de baja presión: por este lazo circula el refrigerante expandido que alimenta a los distintos servicios de la instalación.
- Succión de baja presión: por este lazo circula el refrigerante evaporado que sale de los servicios y se dirige a los compresores o recipientes de baja presión. También circula líquido de baja presión junto con el refrigerante evaporado en las líneas que funcionan por sistema de recirculación.
- Succión de hielo: cumple la misma función que el lazo de succión de baja presión, pero en este caso el sistema de producción de hielo trabaja con una línea propia e independiente por lo tanto se encuentra a otra presión.
- Succión de presión de intermedia: por este lazo circula el refrigerante como vapor de intermedia que se dirige desde el enfriador intermediario general a la succión de los compresores de alta presión.
- Descarga de presión intermedia. Por este lazo circula el refrigerante como vapor de intermedia que se dirige desde la descarga de los compresores de baja presión hacia el enfriador intermediario.
- Descarga de alta presión. Por este lazo circula el refrigerante como vapor a alta presión desde la descarga de los compresores de alta hacia los condensadores.
- Seguridad. Por este lazo circulan las descargas de las válvulas de seguridad instaladas en los distintos elementos de la instalación.
- Vaciamiento. Por este lazo se descarga el refrigerante líquido que sale del evaporador en maniobras de descongelamiento por gas caliente.
- Agua.
- Descongelamiento de agua.

3.8.2. DATOS RELEVADOS

Para realizar el relevamiento de las cañerías se identificaron en planta los distintos lazos y se midieron los diámetros de cada uno de ellos. Todas las medidas relevadas y las conexiones de los lazos se muestran en el diagrama unifilar de la instalación, Anexo A-2

3.9. VÁLVULAS Y AUTOMATISMOS

3.9.1. INTRODUCCIÓN

Las válvulas y automatismos de toda instalación frigorífica son una parte fundamental en aspectos de control del refrigerante, protección de los componentes e incluso mantenimiento del sistema. Se puede encontrar una gran variedad de controles en relación al tipo y tamaño de equipo sobre los que operan. En esta sección se trata todo lo relativo a los automatismos y válvulas presentes en la instalación. El objetivo de esta sección es describir los dispositivos e informar los datos obtenidos de los existentes en la instalación para su posterior evaluación en la *Sección 4*.

3.9.2. Válvulas

3.9.2.1. Válvulas de cierre manual

Se utilizan para bloquear cañerías o independizar controles de las líneas generales, así como también para sacar de servicio tramos de cañerías o equipos a los que deban realizárseles tareas de mantenimiento. En general todas las válvulas de servicio cierran en sentido horario de rotación de su volante. El diseño debe ser tal que el eje del vástago no tenga ningún movimiento axial, esto es muy eficiente para disminuir al máximo el riesgo de pérdidas por sus cierres. Además, el cierre de la válvula debe estar asegurado contra auto apertura. En la *Figura 3.55* se puede observar un esquema de una válvula de cierre manual típica.

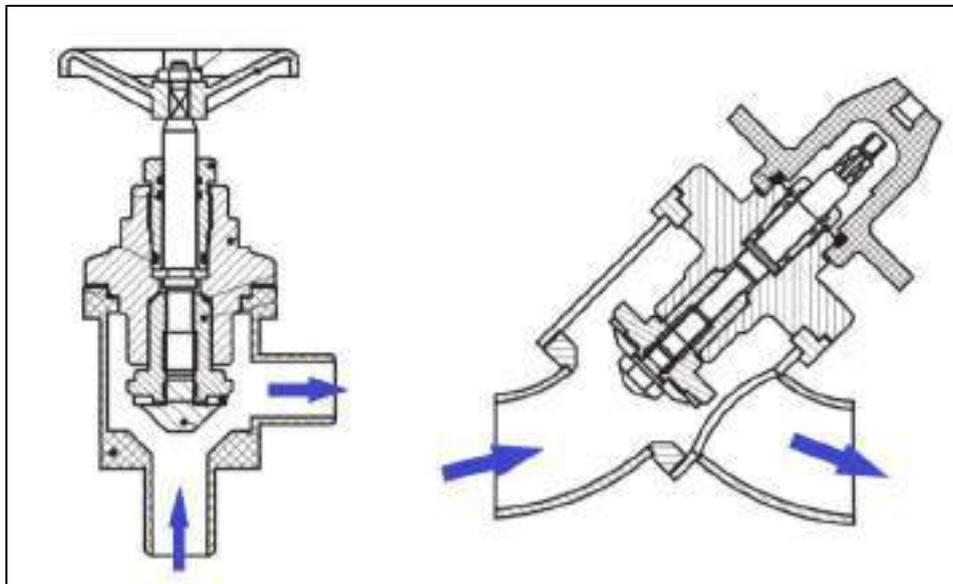


Figura 3.55 - Esquema de válvula de cierre manual.

3.9.2.2. Válvulas solenoide

Las válvulas de solenoide son válvulas servo controladas, pueden estar dotadas de un servoelemento constituido por un diafragma o un pistón. Son controladas por impulsos eléctricos y se encargan de permitir o bloquear el paso de refrigerante cuando sea necesario. En la *Figura 3.56* se observa un esquema de una válvula solenoide.

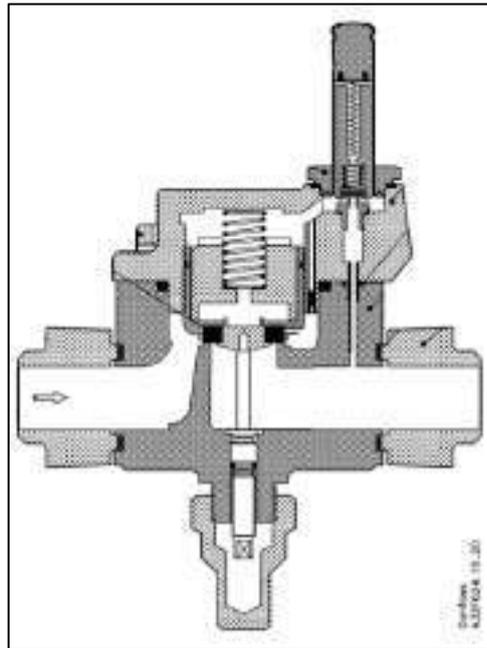


Figura 3.56 - Esquema de válvula solenoide.

Su principio de funcionamiento se basa en que cuando la bobina no recibe corriente, el orificio principal y el orificio piloto están cerrados. El orificio piloto y el orificio principal se mantienen cerrados por el peso de la armadura, la fuerza del muelle y la presión diferencial entre el lado de entrada y el de salida. Cuando se aplica corriente a la bobina, la armadura es atraída hacia arriba por el campo magnético y abre el orificio piloto, aliviando de esta manera la presión reinante sobre el diafragma, es decir, el espacio encima del diafragma se conecta al lado de salida de la válvula. Entonces, la diferencia de presión entre los lados de entrada y de salida aparta el diafragma del orificio principal, lo que abre la válvula y se permite el paso de fluido. Por lo tanto, será necesaria una diferencia de presión mínima para abrir la válvula y mantenerla abierta.

Al margen del dispositivo de mando eléctrico, las válvulas solenoides pueden estar provistas de un eje que permita la apertura manual en prioridad. Así mismo, otros diseños de válvulas pueden ser accionados por un servo pistón en lugar de un diafragma.

Normalmente las válvulas solenoides son montadas con un filtro, *Figura 3.57*, de manera de impedir que pequeñas partículas de suciedad puedan alojarse en el asiento del diafragma e impedir el correcto cierre de la misma. En la *Figura 3.58* se observa una foto real de una válvula solenoide instalada en la planta.

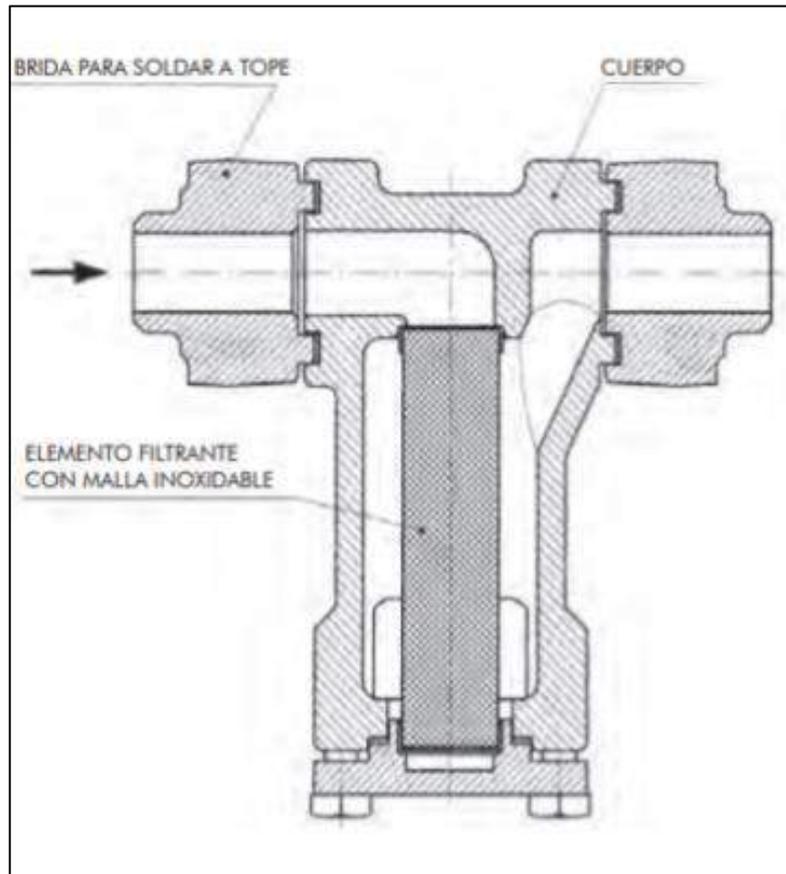


Figura 3.57 - Esquema de filtro para válvula.



Figura 3.58 - Foto real válvula solenoide instalada en planta.

3.9.2.3. Válvula de expansión

Luego de condensarse, el refrigerante se encuentra como líquido saturado a la presión de alta del sistema. La evaporación en los servicios ocurre a una presión menor que la de alta. Por lo tanto, se necesita un dispositivo que reduzca la presión del refrigerante antes de que ingrese a los servicios y este dispositivo es la válvula de expansión. En la *Figura 3.59* puede observarse este proceso de reducción de la presión entre los puntos 3 y 4.

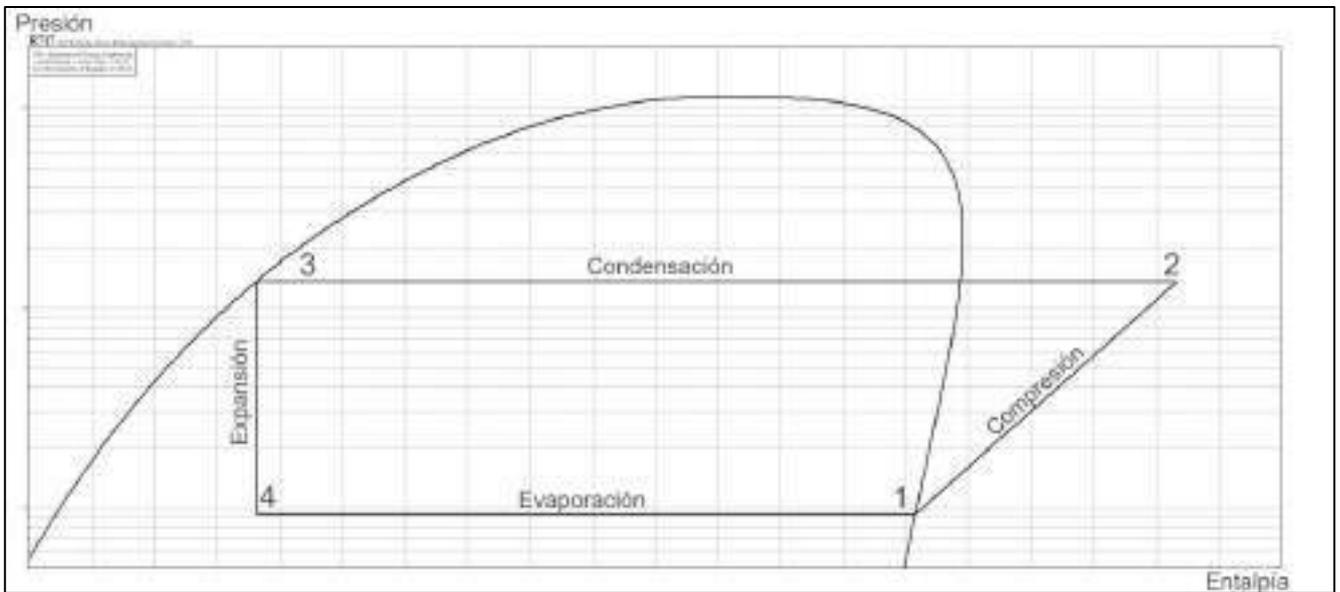


Figura 3.59 - Ciclo frigorífico elemental.

Las válvulas de expansión pueden agruparse de acuerdo al sistema con el cual regulan el pasaje según sean del tipo manual o del tipo termostáticas. En este caso, solo evaluaremos las válvulas de expansión manual, *Figura 3.60*.

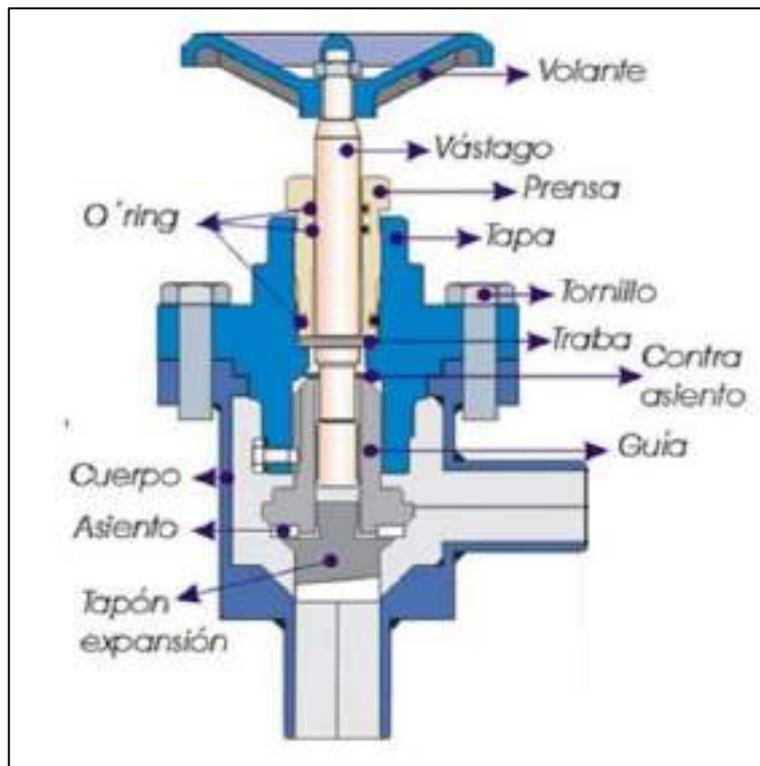


Figura 3.60 - Esquema de válvula de expansión.

Las válvulas de expansión manual regulan el ingreso a los evaporadores permitiendo o no el paso de refrigerante a través un orificio calibrado. La calibración del orificio, es decir la elección del diámetro del orificio, se da en función de la presión de evaporación a la que se requiera que ingrese el refrigerante a los servicios.

Además de clasificar las válvulas de expansión según el mecanismo de regulación del paso del refrigerante, tenemos que destacar el formato en el que se presenta según el sistema de refrigeración, es decir, inundado o recirculado. Las mencionadas anteriormente corresponden al sistema de recirculado. En los sistemas que trabajan inundados con separador de líquido, puede aplicarse una válvula flotadora de nivel, la cual se explica en la *Sección 3.9.2.4*.

3.9.2.4. Válvula flotadora de baja presión

En el caso del sistema inundado, los evaporadores son abastecidos de refrigerante por un tanque separador de líquido al mismo que descargan el amoníaco evaporado, función que se detalla en la *Sección 3.7.1.5*. Este tipo de sistemas utilizan un elemento de expansión incorporado en una válvula flotadora que regula el nivel de refrigerante que tiene que haber en el separador de líquido, *Figura 3.61*. Cuando el nivel de líquido cae, el flotante (A) se mueve hacia abajo. Esto hace retroceder la tobera (B) abriendo el paso de líquido hacia el interior de la carcasa del flotante. Dos conexiones (D y E) ubicadas en la parte superior e inferior del cuerpo de la válvula permiten balancear los flujos de vapor y refrigerante líquido que se producen en la expansión. La expansión, en estos dispositivos, se da en la tobera de ingreso de refrigerante hacia el interior de la carcasa del flotante, donde se ubica el orificio (C) de expansión. En la *Figura 3.62* se observa una foto real de una válvula flotadora de nivel instalada en la planta.

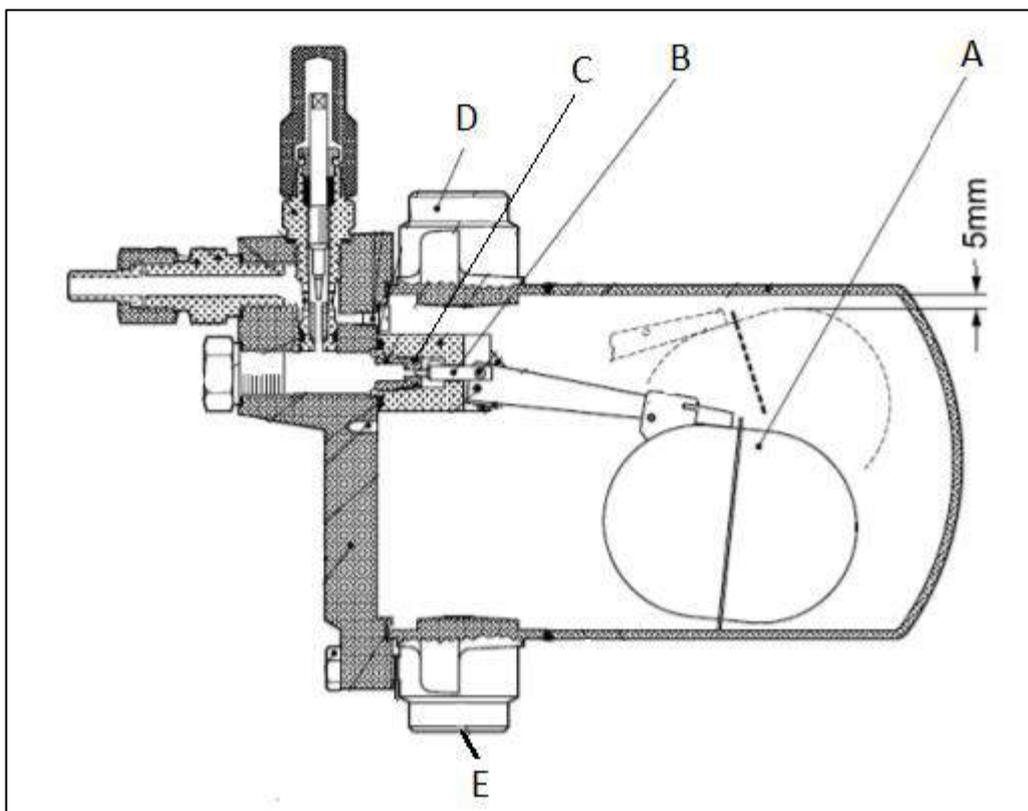


Figura 3.61 - Esquema de válvula flotadora de nivel.



Figura 3.62 - Foto real válvula flotadora de nivel instalada en planta.

3.9.2.5. Válvula reguladora de presión constante

Estas válvulas regulan la presión a la que evapora el refrigerante en cada servicio de forma tal que se mantenga la temperatura de evaporación en un valor determinado según lo que se requiera.

Este tipo de válvulas consisten en una principal que es comandada por otras que se denominan pilotos y son responsables del accionamiento de la válvula principal, *Figura 3.63*. Estos pilotos se constituyen por mecanismos de regulación de presión constante y válvulas solenoides. Cada reguladora de presión presenta una determinada cantidad, tipo y disposición de pilotos en función de la regulación que se pretenda lograr.

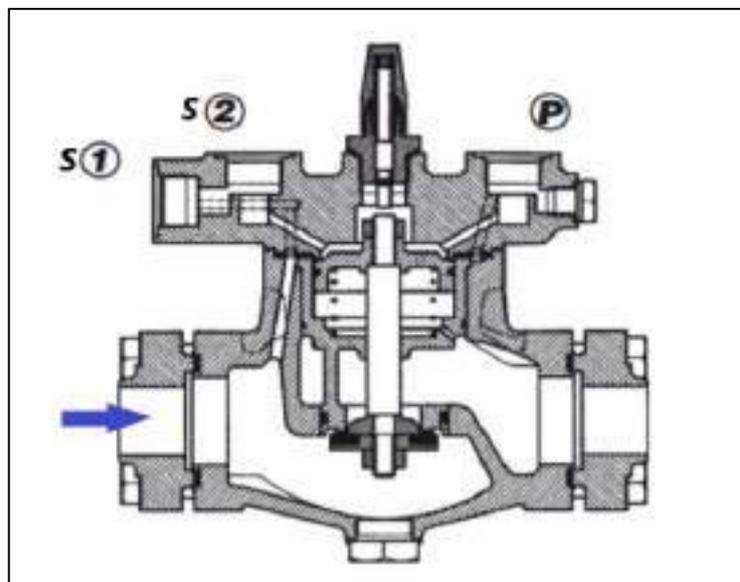


Figura 3.63 - Esquema de válvula reguladora de presión.

Existen tres maneras de conectar las válvulas piloto con la tapa superior: dos en serie, S1 y S2, y una en paralelo, P. Si se considera una válvula de presión constante conectada en S2, y una válvula solenoide conectada en S1. Cuando se abren estas dos válvulas pilotos conectadas en serie, la válvula principal se abre también. La válvula principal se cierra al cerrarse sólo una de las válvulas piloto. En la *Figura 3.64* se observa una foto real de una válvula reguladora de presión instalada en planta, con un piloto de presión en uno de sus puertos.



Figura 3.64 - Foto de válvula reguladora de presión instalada en planta

El piloto de presión constante, *Figura 3.65*, asegura la protección contra una presión de evaporación baja. Se cierra cuando la presión disminuye hasta el punto de permitir que el muelle aplique el diafragma contra el asiento de válvula. Haciendo girar el eje de reglaje en el sentido horario o en el sentido antihorario, se ajusta la válvula para obtener una presión de evaporación más alta o más baja, respectivamente. De esta manera, la válvula puede ser ajustada para limitar la diferencial de temperatura máxima entre el aire y la superficie del evaporador, es decir, limitar la deshumidificación del aire e impedir una excesiva formación de hielo sobre el evaporador, manteniendo la temperatura de evaporación en el valor requerido por nosotros.

La electroválvula conectada en S1 permite habilitar el funcionamiento del piloto de presión.

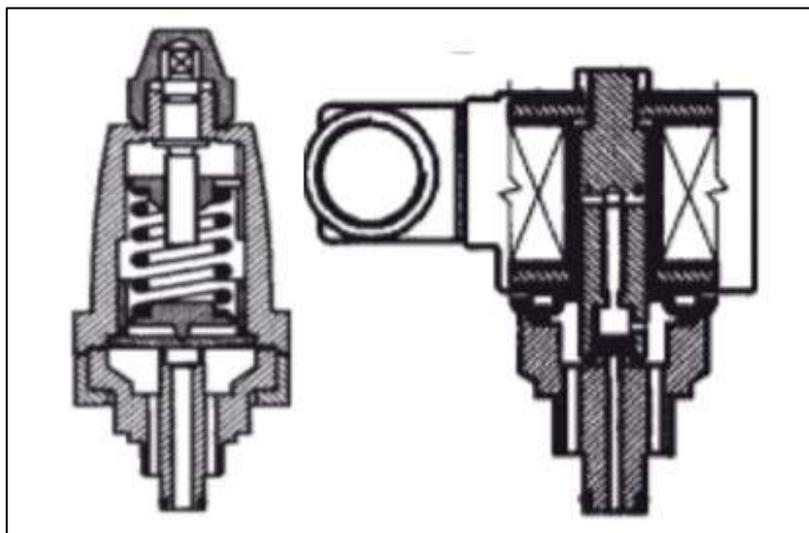


Figura 3.65 - Esquema de piloto de presión (izquierda) y electroválvula (derecha).

3.9.2.6. Válvula de retención

La función de esta válvula es permitir el pasaje de fluido en un solo sentido, impidiendo la circulación en el contrario. En una instalación frigorífica se encuentran en la descarga de los compresores, para impedir que las posibles condensaciones que se producen en la línea de descarga cuando los compresores se encuentran inactivos ingresen al equipo. También pueden encontrarse en la descarga de bombas de líquido, tanto amoníaco como agua. En la *Figura 3.66* y *3.67* puede observarse un esquema de una válvula de retención y una foto real instalada en la planta respectivamente.

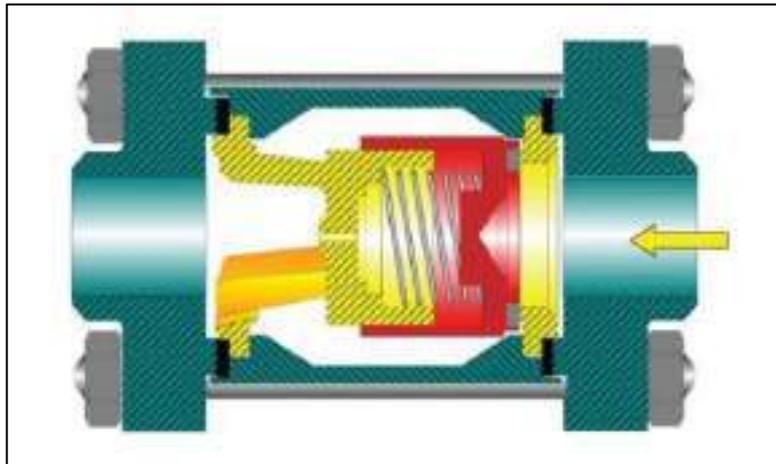


Figura 3.66 - Esquema de válvula de retención.



Figura 3.67 - Válvula de retención instalada en la planta.

3.9.2.7. Válvulas de seguridad

Las válvulas de seguridad, o válvulas de alivio de presión, son un dispositivo que está diseñado para evitar sobrepresiones en un recipiente evacuando el caudal necesario para mantener el elemento protegido. Su funcionamiento se basa en que, cuando la presión aumente por encima de la presión de ajuste, la válvula comenzará a abrir suavemente para minimizar la salida de refrigerante. Si la presión continúa aumentando, la válvula abrirá completamente. La válvula de seguridad estará completamente abierta antes de que la presión sea un 10% más alta que la presión de ajuste, y estará completamente cerrada cuando la presión este un 10% por debajo de la presión de ajuste.

La válvula de seguridad debe tener una capacidad de evacuación del fluido refrigerante en función de la capacidad de generación del recipiente al cual está instalado. En la *Figura 3.68* se observa una foto real de una válvula de seguridad instalada en planta.



Figura 3.68 - Foto real válvula de seguridad instalada en planta en un separador de aceite.

3.9.2.8. Visor de líquido

Los visores permiten observar el nivel de líquido en el interior de tanques que acumulan refrigerante líquido. Sus conexiones deben estar provistas por válvulas de cierre y, además, éstas deben incluir dispositivos de cierre automático en caso de rotura de los vidrios. En la *Figura 3.69* puede observarse un visor de líquido.



Figura 3.69 - Visor de líquido.

3.9.3. DATOS RELEVADOS

Para el relevamiento se identifican todas las válvulas y automatismos instalados en la planta. Los datos de interés son:

- Tipo de válvula o automatismo.
- Ubicación en la instalación.
- Marca y modelo.

Los datos del tipo de válvula o automatismo y su ubicación en la instalación se vuelcan en el diagrama unifilar de la instalación, *Anexo A-2*. En cuanto a marca y modelo, se registran estos datos de las válvulas de tipo solenoide, pilotos, reguladoras de presión y seguridad para su posterior análisis en la *Sección 4*. Estos datos se resumen en la *Tabla 3.24*.

Equipo o sector donde se instala	Tipo de válvula	Lazo de tubería perteneciente	Marca	Modelo
S-C1	Solenoide	Líquido baja	Danfoss	EVRA 10
		Gas caliente	Danfoss	EVRA 20
	Reguladora de presión	Succión baja	EICA	CPS 300
		Vaciamiento	EICA	-
S-C2	Solenoide	Líquido baja	Danfoss	EVRA 10
		Gas caliente	Danfoss	EVRA 20
	Reguladora de presión	Succión baja	EICA	CPS 300
	Reguladora de presión	Vaciamiento	Danfoss	OFV 20
S-C3	Solenoide	Líquido baja	Danfoss	EVRA 10
		Gas caliente	Danfoss	EVRA 10
	Reguladora de presión	Succión baja	Danfoss	PM 3-32
	Reguladora de presión	Vaciamiento	Danfoss	OFV 20
S-C4 / S-C5 (1)	Solenoide	Líquido baja	Jefferson	1343 AT4F
		Gas caliente	Jefferson	1344 AT08
	Reguladora de presión	Succión baja	Jefferson	2054-50
S-CF1	Solenoide	Líquido alta	Danfoss	EVRA 10
		Succión intermedia	Danfoss	EVRA 15
	Piloto de presión	Vaciamiento	Jefferson	1353PC7
S-CF2	Solenoide	Líquido alta	Danfoss	EVRA 10
		Succión intermedia	Danfoss	EVRA 15
S-T01 / S-T02 / S-T03 / S-T04 (2)	Piloto de presión	Vaciamiento	EICA (5)	-
CP1 / CP2 / CP3 (3)	Reguladora de presión	Vaciamiento	EICA (5)	-
S-SH	Solenoide	Líquido alta	Danfoss	EVRA 10
		Succión hielo	Jefferson	1343 AT6/7
	Piloto de presión	Succión hielo	Jefferson	1353PC7
S-MH1 / S-MH2 (4)	Solenoide	Líquido de alta	Danfoss	EVRA 10
	Reguladora de presión	Succión hielo	Danfoss	PM 3-40
S-AC	Solenoide	Líquido baja	Jefferson	1343 AT5
	Reguladora de presión	Succión baja	Jefferson	2054 M40
R-SR-01	Solenoide	Líquido baja	Danfoss	EVRA 32
R-SR-02	Solenoide	Líquido baja	Danfoss	EVRA 25
R-EI-G	Solenoide	Líquido de intermedia	Jefferson	1343 AT4
R-EI-C6	Solenoide	Líquido de intermedia	Jefferson	1344 AT06

Tabla 3.24 - Datos relevados de válvulas de la planta

Aclaraciones de la Tabla 3.24:

1. En las cámaras de mantenimiento 4 y 5 (C4 y C5), en cada una de ellas hay dos estaciones de válvulas, una que alimenta a tres evaporadores y otra a cuatro. Debido a esto, las válvulas que se mencionan en la tabla están instaladas en cada una de esas estaciones tanto para la cámara 4 como la 5.
2. Hay un piloto de presión asociado al evaporador de cada uno de los túneles de congelamiento.
3. Hay una válvula reguladora de presión asociada a cada una de las congeladoras de placas.
4. Hay una válvula solenoide de líquido y una válvula reguladora de presión asociada a cada máquina de hielo.
5. Debido a la antigüedad de las válvulas de la marca EICA no se pudo identificar el modelo de las mismas ni sus características.

En cuanto a las válvulas de seguridad, en la *Tabla 3.25* se indican las mismas y los recipientes a los que corresponden. En la sección 5.2.2 se analizan sus características.

Recipiente	Marca/Modelo de válvula	Observaciones	Diámetro interno de pasaje de la válvula (mm)	Presión ajustada (kg/cm²)
R-TR-G	-	No posee válvula de seguridad instalada	-	-
R-DP-G	Luciano Hermanos – D=3/4"	-	21	17
R-EI-G	-	No posee válvula de seguridad instalada	-	-
R-EI-C6	-	No posee válvula de seguridad instalada	-	-
R-SR-01	-	No posee válvula de seguridad instalada	-	-
R-SR-02	VMC D=1"	-	19	15
R-SL-SCF1		No posee válvula de seguridad instalada	-	-
S-SL-SCF2		No posee válvula de seguridad instalada	-	-
R-SL-MH1/2	Vard/Filucho Modelo P20	-	20	15
R-SL-S	-	No posee válvula de seguridad instalada	-	-
R-SS-H	-	No posee válvula de seguridad instalada	-	-
R-SA-C3/4/5	-	No posee válvula de seguridad instalada	-	-
R-SA-C1	Desconocido	No se pudo obtener información durante el relevamiento	-	-
R-EA-C1	-	No posee válvula de seguridad instalada	-	-
R-EA-C2	-	No posee válvula de seguridad instalada	-	-
R-SA-C2	Desconocido	No se pudo obtener información durante el relevamiento	-	-
R-SA-C6	Desconocido	No se pudo obtener información durante el relevamiento	-	-
R-EA-C6	-	No posee válvula de seguridad instalada	-	-

Tabla 3.25 - Válvulas de seguridad existentes en la instalación

4. ANÁLISIS DE DATOS

4.1. Ciclos frigoríficos

4.1.1. Introducción

La instalación cuenta con servicios que trabajan a distinta temperatura, tal como se menciona en la *Sección 3.2.3* del relevamiento de datos, y esto significa que se tengan ciclos frigoríficos específicos para cada uno de ellos y que, en cada caso, se presentan distintos estados del refrigerante. Dichos estados se describen en un diagrama p-h donde se observa el ciclo frigorífico según los requerimientos a satisfacer.

Además de poseer distintas características debido a la temperatura de evaporación del refrigerante y temperatura de cámara requerida en cada servicio, el ciclo en sí se describe según el sistema de compresión que genere la potencia frigorífica requerida. Cabe destacar que la temperatura de condensación es la misma para todos los servicios y es de 35°C.

La planta posee dos ciclos determinados que son el ciclo de doble etapa y el ciclo de generación de hielo en escamas. Además, el ciclo de doble etapa se lleva a cabo de dos maneras distintas en las cuales, en un caso se cuenta con tres compresores en la etapa de baja y dos compresores en la etapa de alta y, en el otro, se tiene un solo compresor que genera las dos etapas, alta y baja, por sí mismo e independiente a los demás compresores.

A continuación, se presentan las características que describen al refrigerante según el servicio que alimentan y el ciclo frigorífico al que es sometido.

4.1.2. Clasificación de los servicios

Los servicios se clasifican según la temperatura a la que evapora el amoníaco. En la instalación se cuentan con los que se denominan de baja temperatura, de media temperatura y de temperatura para formación de hielo en escamas.

En el caso de los servicios de baja temperatura, el amoníaco evapora idealmente a -35°C y en los servicios de media temperatura a -10°C. En el caso de formación de hielo en escamas, el refrigerante evapora a una temperatura entre los servicios de baja y media temperatura y que corresponde a -22°C.

A cada temperatura de evaporación le corresponde una presión de evaporación y, además, en función del estado en el que se encuentra el amoníaco (líquido saturado o con algún título, vapor saturado o recalentado) le corresponden también determinadas características de entalpía y volumen específico. Todas estas características se obtienen del diagrama p-h para el refrigerante amoníaco (R-717).

4.1.3. Diagramas y características correspondientes

Para desarrollar los modelos de refrigeración empleados en la planta y obtener las características del fluido refrigerante en cada etapa del ciclo frigorífico se utiliza el software CoolPack®. A partir de este software, en función de la temperatura de evaporación, la de condensación y el tipo de ciclo, doble etapa o simple etapa para formación de hielo en escamas, se obtienen los distintos parámetros.

4.1.3.1. Ciclo doble etapa, variante 1

La *Figura 4.1* muestra el ciclo de doble etapa con subenfriamiento que se lleva a cabo con los compresores *C1-T*, *C2-T*, *C3-P*, *C4-P* y *C5-P*, y que denominamos “Ciclo frigorífico N^o1”. Este ciclo de doble etapa genera capacidad frigorífica que se utiliza en servicios de baja, y media temperatura. Los servicios de baja temperatura que desarrollan este ciclo son aquellos que se alimentan desde el tanque de recirculado ubicado en sala de máquinas, *R-SR-01*.

La posibilidad de aprovechar potencia frigorífica en servicios de media temperatura se debe a que está involucrado un enfriador intermediario como nexo entre los compresores las etapas de baja y alta presión, siendo que al enfriador intermediario se descargan los servicios de media temperatura. La *Tabla 4.1* muestra las características de los puntos representativos de este ciclo, referenciados en la *Figura 4.1*.

Punto en el diagrama	Temperatura [°C]	Presión absoluta [kg/cm ²]	Volumen específico [m ³ /kg]	Entalpía específica [kcal/kg]
1	-35,0	0,95	1,215	337,96
2	50,8	2,97	0,531	380,56
3	-10,0	2,97	0,418	346,16
4	163,3	13,77	0,153	437,70
5	35,0	13,77	0,002	86,60
6	-10,0	2,97	0,067	86,60
7	-3,0	13,77	0,002	44,50
8	-35,0	0,95	0,129	44,50

Tabla 4.1 - Características del amoníaco en los puntos representativos del diagrama p-h (Figura 4.1)

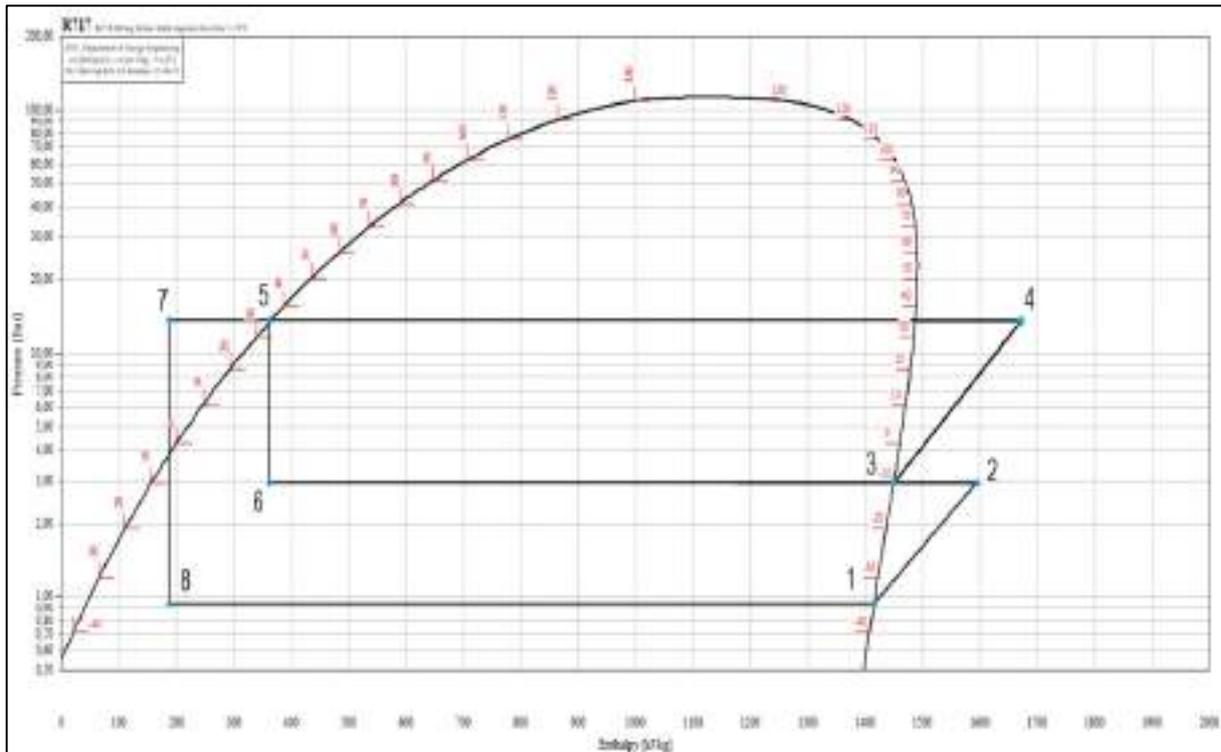


Figura 4.1 - Ciclo N^o1 (doble etapa con subenfriamiento; *C1-T*, *C2-T*, *C3-P*, *C4-P* y *C5-P*).

4.1.3.1. Ciclo doble etapa, variante 2

La *Figura 4.1* muestra el ciclo de doble etapa sin subenfriamiento que se lleva a cabo con los compresores *C1-T*, *C2-T*, *C3-P*, *C4-P* y *C5-P*, y que denominamos “Ciclo frigorífico N°2”. Este ciclo de doble etapa genera capacidad frigorífica que se utiliza en servicios de baja, servicios que se alimentan desde el tanque de recirculado ubicado en planta alta, *R-SR-02*.

Este ciclo ocurre dado que no se tiene un tanque intermediario conectado al *R-SR-02*, y esto implica que, para los servicios abastecidos por este tanque de recirculado, se tiene un salto entálpico menor que para los que se abastecen con el *R-SR-01* y cuentan con un subenfriamiento.

La *Tabla 4.2* muestra las características de los puntos representativos de este ciclo, referenciados en la *Figura 4.2*.

Punto en el diagrama	Temperatura [°C]	Presión absoluta [kg/cm ²]	Volumen específico [m ³ /kg]	Entalpia específica [kcal/kg]
1	-35,0	0,95	1,215	337,96
2	50,8	2,97	0,531	380,56
3	-10,0	2,97	0,418	346,16
4	163,3	13,77	0,153	437,70
5	35,0	13,77	0,002	86,60
6	-35,0	0,95	0,284	86,60

Tabla 4.2 - Características del amoníaco en los puntos representativos del diagrama p-h (*Figura 4.2*).

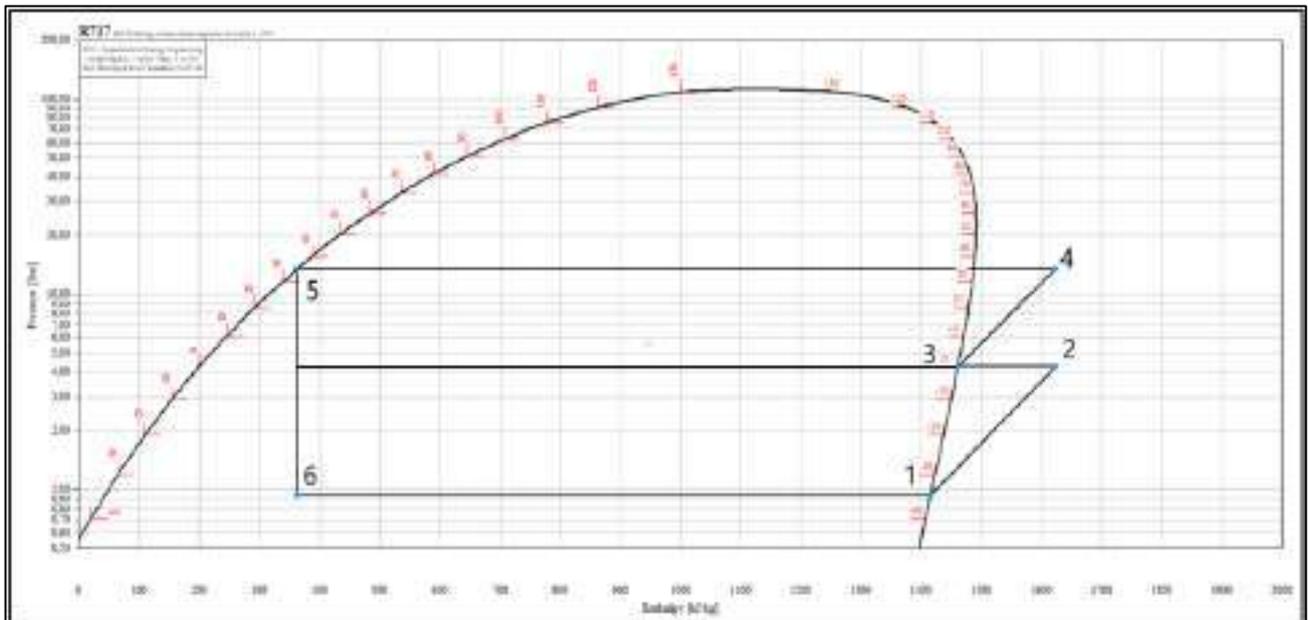


Figura 4.2 - Ciclo N°2 (doble etapa sin subenfriamiento; *C1-T*, *C2-T*, *C3-P*, *C4-P* y *C5-P*).

4.1.3.2. Ciclo doble etapa, variante 3

La *Figura 4.3* muestra el ciclo de doble etapa que se lleva a cabo con el compresor *C6-T*, y que denominamos “Ciclo frigorífico N°3”. Este ciclo de doble etapa genera únicamente capacidad frigorífica que se utiliza en servicios de baja temperatura. Si bien interviene un enfriador intermediario en este ciclo, solamente lo hace para subenfriar los gases en la descarga de la etapa de baja presión, como se explica en la *Sección 3.7.1.4*. La *Tabla 4.3* muestra las características de los puntos representativos de este ciclo, referenciados en la *Figura 4.3*.

Punto en el diagrama	Temperatura [°C]	Presión absoluta [kg/cm ²]	Volumen específico [m ³ /kg]	Entalpia específica [kcal/kg]
1	-35,0	0,95	1,215	337,96
2	51,8	3,62	0,435	380,48
3	-5,0	3,62	0,346	347,52
4	90,3	13,77	0,123	393,38
5	35,0	13,504	0,002	86,60
6	-5,0	3,77	0,522	86,60
7	-3,0	13,77	0,002	44,53
8	-35,0	0,95	0,129	44,53

Tabla 4.3 - Características del amoníaco en los puntos representativos del diagrama p-h (Figura 4.3).

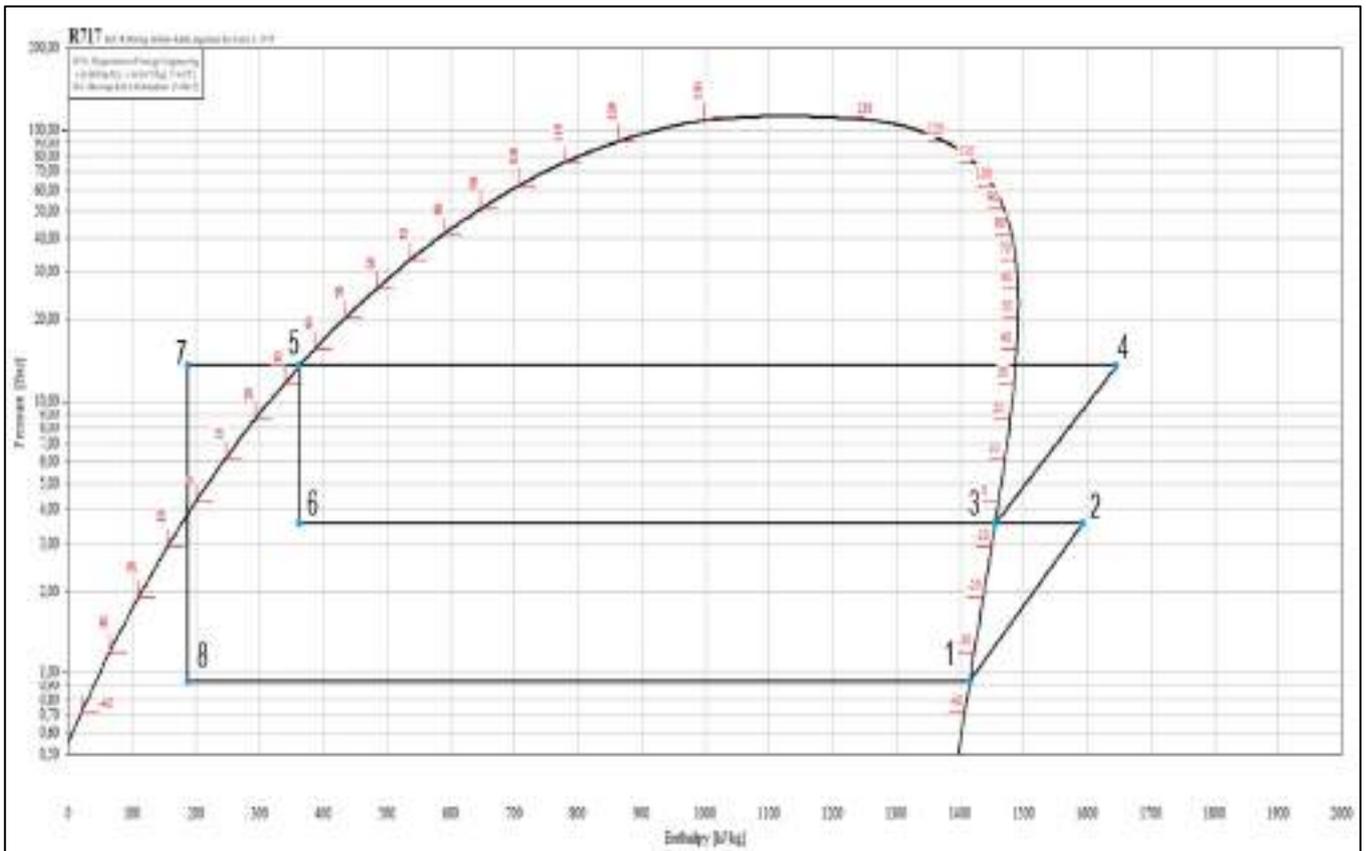


Figura 4.3 - Ciclo N°3 (doble etapa, C6-T).

4.1.3.1. Ciclo simple etapa

La Figura 4.4 muestra el ciclo de simple etapa que se lleva a cabo con el compresor C3-P cuando se genera únicamente potencia frigorífica que se utiliza en los servicios del sistema de hielo, y que denominamos “Ciclo frigorífico N°4”. La Tabla 4.4 muestra las características de los puntos representativos de este ciclo, referenciados en la Figura 4.4.

Punto en el diagrama	Temperatura [°C]	Presión absoluta [kg/cm ²]	Volumen específico [m ³ /kg]	Entalpia específica [kcal/kg]
1	-22,0	1,77	0,677	342,46
2	127,1	13,77	0,138	415,95
3	35,0	13,77	0,002	86,60
4	-22,0	1,77	0,135	86,60

Tabla 4.4 - Características del amoníaco en los puntos representativos del diagrama p-h (Figura 4.4).

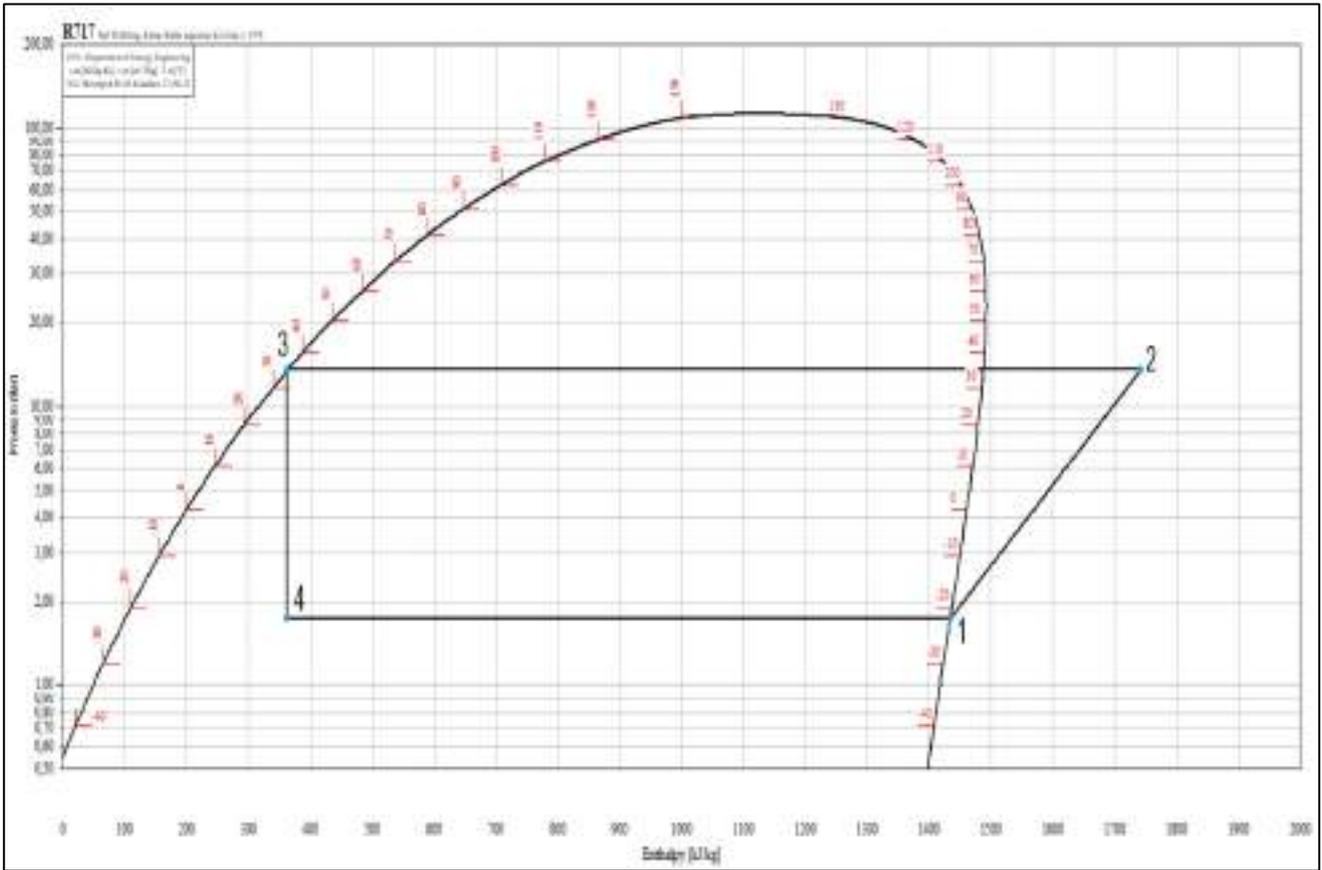


Figura 4.4 - Ciclo N°4 (simple etapa para fabricación de hielo en escamas, C3-P).

4.1.3.2. Resumen

A partir de los datos de cada uno de los ciclos se elabora la *Tabla 4.5* donde se pueden observar los saltos entálpicos (diferencias de entalpía), que serán útiles para los cálculos que se realizan en las siguientes secciones.

Ciclo frigorífico	etapa del ciclo	Δh [kcal/kg]
N°1	evaporación	293,47
	condensación	306,73
	compresión baja	42,45
	compresión alta	42,60
N°2	evaporación	251,36
	condensación	306,76
	compresión baja	42,45
	compresión alta	42,60
N°3	evaporación	293,47
	condensación	306,73
	compresión baja	42,45
	compresión alta	45,78
N°4	evaporación	255,86
	condensación	329,35
	compresión	73,50

Tabla 4.5 - Saltos entálpicos a utilizar a lo largo del análisis en cada ciclo, según cada etapa.

En cuanto a la antecámara, se tiene que tener en cuenta que el ciclo frigorífico que describe presenta una variante respecto a los ciclos que se mencionan en estos apartados. Si bien no

es un ciclo distinto, presenta variantes en su aplicación y se desarrolla en la *Sección 6.6* junto con la recomendación que se realiza para mejorar su funcionamiento.

4.2. Evaporadores

4.2.1. Introducción al cálculo de capacidades

La capacidad nominal “C” de un evaporador representa el flujo de calor por grado centígrado que puede extraerle al medio que lo rodea. Este es un dato comúnmente suministrado por los fabricantes para realizar la selección del dispositivo. Esto implica que un evaporador extraiga diferentes cantidades de calor según la diferencia de temperatura entre la temperatura del refrigerante y la de la cámara donde se instala el evaporador. Por ello es que no existe una capacidad nominal del equipo, sino que el dispositivo brinda una única capacidad en función del salto térmico que se produzca.

4.2.2. Capacidad frigorífica de los evaporadores

En el *Anexo A-1.2* se procede a calcular, a partir de los datos relevados, la capacidad “C” que caracteriza a cada equipo y permite obtener los datos de potencia frigorífica nominal, informados en *Tabla 4.6*.

Modelo de equipo	Capacidad nominal (kcal/h°C)	ΔT nominal (°C)	Capacidad frigorífica nominal (kcal/h)
E-01	1.579,7	7,0	11.058
E-02	537,1	8,2	4.404
E-03	2.161,2	5,0	10.806
E-04	1.543,7	5,0	7.719
E-05	2.894,5	5,0	14.473
E-06	10.613,1	5,0	53.066
E-07	9.648,3	5,0	48.242
E-08	898,4	5,0	4.492
E-09	1.394,2	6,0	8.365

Tabla 4.6 - Capacidad nominal de los evaporadores.

4.3. Consumo de potencia frigorífica de los servicios

En esta sección se realiza el análisis de la potencia frigorífica que consume nominalmente cada uno de los servicios instalados en la planta. Un servicio corresponde a una unidad que consume potencia y se compone por uno o más equipos que funcionan en conjunto. Por ejemplo, el servicio Cámara de Mantenimiento de Producto Congelado 1 (S-C1), es un servicio que se compone de 3 evaporadores del modelo E-03. Por lo tanto, tener en servicio S-C1 implica el uso de una potencia frigorífica equivalente al consumo de los tres equipos que la componen. Los distintos servicios instalados en la planta son de distintos tipos:

- Cámaras de mantenimiento de producto congelado
- Cámaras de mantenimiento de producto fresco.
- Túneles de congelamiento.
- Congeladoras de placas.
- Máquinas de hielo.
- Silo de hielo.

En la Tabla 4.7 se resumen los servicios y su consumo correspondiente.

Servicio	Cantidad de equipos	Modelo de equipo	Consumo potencia frigorífica (kcal/h)
S-C1	3	E-03	32.418
S-C2	3	E-03	32.418
S-C3	4	E-04	30.874
S-C4	7	E-05	101.307
S-C5	7	E-05	101.307
S-T01	1	E-06	53.066
S-T02	1	E-06	53.066
S-T03	1	E-07	48.242
S-T04	1	E-07	48.242
S-CF1	1	E-01	11.058
S-CF2	1	E-02	4.404
S-CP1	1	CP-01	70.000
S-CP2	1	CP-02	50.000
S-CP3	1	CP-03	90.000
S-MH1	1	MH-01	90.000
S-MH2	1	MH-02	90.000
S-AC	4	E-08	17.967
S-SH	1	E-08	8.365

Tabla 4.7 - Consumo de potencia frigorífica de los servicios.

4.4. Balance térmico

El objetivo de realizar un balance térmico es poder determinar el calor a extraer de un ambiente refrigerado. La carga frigorífica total se compone de distintas partes que se listan a continuación.

4.4.1. Carga de transmisión

La carga de transmisión es la ganancia de calor sensible a través de las paredes, suelo y techo. Depende del tipo de aislamiento, de los materiales utilizados para su construcción, de la superficie del recinto, los espesores existentes y las temperaturas del espacio refrigerado y el ambiente.

4.4.2. Carga del producto

La carga del producto incluye el calor que se debe extraer para reducir la temperatura del producto desde la que presenta al ingresar a la cámara hasta la que debe tener en el almacenamiento. Esto puede calcularse conociendo el tipo de producto, el estado al entrar en el espacio refrigerado, el estado final que debe alcanzar, la masa del producto, el calor específico por encima y por debajo de la temperatura de congelación y el calor latente de solidificación.

4.4.3. Carga interna

La carga interna incluye toda la energía eléctrica disipada en forma de calor dentro del espacio refrigerado. Esto incluye luces, motores y otros equipos. En el caso de la instalación considerada se incluyen los motores de los forzadores de aire y la iluminación.

Otro componente de esta carga es el calor que emiten las personas si permanecen adentro función de la temperatura del recinto, *Figura 4.5*.

Equivalente calorífico de los ocupantes	
Temperatura del espacio refrigerado, °C	Equivalente calorífico por persona, W
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390

Figura 4.5 - Carga infiltrada por las personas al ambiente refrigerado.

4.4.4. Carga por infiltración de aire

La carga por infiltración de aire es uno de los componentes más grandes de la carga total y el tipo más común de esta componente se debe al intercambio de aire en puertas del recinto o grandes aberturas. Se puede considerar que en función del volumen de la cámara ocurrirán una cantidad de renovaciones de aire diarias y estimar la carga de infiltración en base a este parámetro.

4.4.5. Factor de seguridad

A los resultados del balance térmico desarrollado se adiciona un factor de seguridad del 10% a la carga de calor para poder tener en cuenta posibles discrepancias entre los criterios tomados y el funcionamiento real.

4.4.6. Régimen de carga y régimen de mantenimiento

Cuando se informan los resultados del balance térmico se distinguen dos valores que son el calor total para régimen de carga y el calor total para régimen de mantenimiento. El régimen de carga corresponde a tener en cuenta todas las cargas mencionadas hasta el momento. El régimen de mantenimiento corresponde a tener en cuenta únicamente las cargas de transmisión, electroventiladores e infiltración.

4.4.7. Resultados obtenidos

Se realiza el balance térmico a todas las cámaras de mantenimiento de producto congelado, fresco, silo de hielo y túneles instalados. En la *Sección 4.3* se calcula la potencia frigorífica de los distintos servicios de la planta. Con esa información, se calculan las distintas componentes de las cargas del balance térmico y se ajusta las entradas de producto diario para que coincida la carga del balance térmico con la potencia del servicio correspondiente con el objetivo de realizar recomendaciones de carga diaria de producto en función de la capacidad calculada en el presente trabajo en la *Sección 6.5*. Los resultados del balance se muestran en la *Tabla 4.8* y *4.9*. Todo el detalle de los cálculos realizados para todos los componentes del balance se detalla en el *Anexo A-1.3*.

Servicio	S-C1	S-C2	S-C3	S-C4	S-C5
	Régimen de carga				
Carga de transmisión (kcal/h)	6.283	6.283	9.699	20.425	20425
Carga de producto antes de congelar (kcal/h)	0	0	0	0	0
Carga de producto congelación (kcal/h)	0	0	0	0	0
Carga de producto después de congelar (kcal/h)	12.384	12.384	2.516	43.043	43.043
Carga total del producto (kcal/h)	12.384	12.384	2.516	43.043	43.043
Carga por infiltración de aire (kcal/h)	3.994	3.994	5.077	13.212	13.212
Carga por iluminación (kcal/h)	232	232	232	619	619
Carga por personas trabajando (kcal/h)	120	120	120	240	240
Carga de embalaje (kcal/h)	83	83	139	526	526
Carga de forzadores de aire (kcal/h)	3.798	3.798	7.704	8.862	8.862
Calor total de carga (kcal/h)	32.413	32.413	30.865	101.279	101.279
	Régimen de mantenimiento				
Carga de transmisión (kcal/h)	6.283	6.283	9.699	20.425	20.425
Carga de forzadores de aire (kcal/h)	3.798	3.798	7.704	8.862	8.862
Carga por infiltración de aire (kcal/h)	3.994	3.994	5.077	13.212	13.212
Calor total de mantenimiento (kcal/h)	15.482	15.482	24.728	46.748	46.748

Tabla 4.8 - Resultados del balance térmico.

Servicio	S-CF1	S-CF2	S-T01/02	S-T03/04
	Régimen de carga			
Carga de transmisión (kcal/h)	721	447	1.209	1.040
Carga de producto antes de congelar (kcal/h)	5.974	835	4.411	3.868
Carga de producto congelación (kcal/h)	0	0	27.227	23.877
Carga de producto después de congelar (kcal/h)	0	0	4.376	3.838
Carga total del producto (kcal/h)	5.974	835	36.014	31.583
Carga por infiltración de aire (kcal/h)	2.497	1.959	1.471	1.610
Carga por iluminación (kcal/h)	194	97	0	0
Carga por personas trabajando (kcal/h)	0	0	0	0
Carga de embalaje (kcal/h)	34	18	41	38
Carga de forzadores de aire (kcal/h)	633	633	9.498	9.498
Calor total de carga (kcal/h)	11.057	4.389	53.056	48.145
	Régimen de mantenimiento			
Carga de transmisión (kcal/h)	721	447	1.209	1.040
Carga de forzadores de aire (kcal/h)	633	633	9.498	9.498
Carga por infiltración de aire (kcal/h)	2.497	1.959	1.471	1.610
Calor total de mantenimiento (kcal/h)	4.236	3.343	13.396	13.362

Tabla 4.9 - Resultados del balance térmico.

4.5. Compresores

4.5.1. Introducción

Una vez realizado el análisis de consumo de potencia frigorífica de cada uno de los servicios en función a los equipos que se encuentran instalados en cada uno de ellos, y la mercadería que pueden enfriar o congelar según corresponda, hay que comprobar si se cuenta con la potencia de compresores suficiente para satisfacer dicha demanda. En esta sección se obtienen las características de los compresores y se determina la condición de funcionamiento de cada uno de ellos.

4.5.2. Análisis de los parámetros de los compresores

En la sala de máquinas de la planta se cuenta con seis compresores instalados cuyos modelos se detallan en la sección del relevamiento de datos. Conocidos los equipos, mediante software proporcionado por la marca, Mycom®, y los puntos característicos de cada uno de los ciclos, mencionados en la *Sección 4.1*, al que se somete cada uno, *Tabla 4.10*, el fabricante informa los parámetros operativos del compresor analizado cuando funciona en las condiciones introducidas por el usuario.

Compresor	Etapas	Temperatura de evaporación del refrigerante [°C]	Temperatura de condensación del refrigerante [°C]
C1-T	Baja	-35	-10
C2-T	Alta	-10	35
C3-P	Hielo		
C4-P	Baja	-35	-10
C5-P	Baja		
C6-T	Doble	-35	35

Tabla 4.10 - Datos ingresados al software para la obtención de las características de cada compresor.

4.5.2.1. Compresor 1 (C1-T)

El *C1-T* es un compresor a tornillo que trabaja en etapa simple de baja presión (booster), cuyas características operativas, en función de las condiciones indicadas en la *Tabla 4.10*, se indican en *Figura 4.6*. Estos datos son proporcionados por el fabricante Mycom®.

En el Anexo A-5 se presenta una hoja de datos del equipo con el agregado de datos relevantes del compresor informados por el fabricante pero que no hacen al análisis que se lleva a cabo en este proyecto.

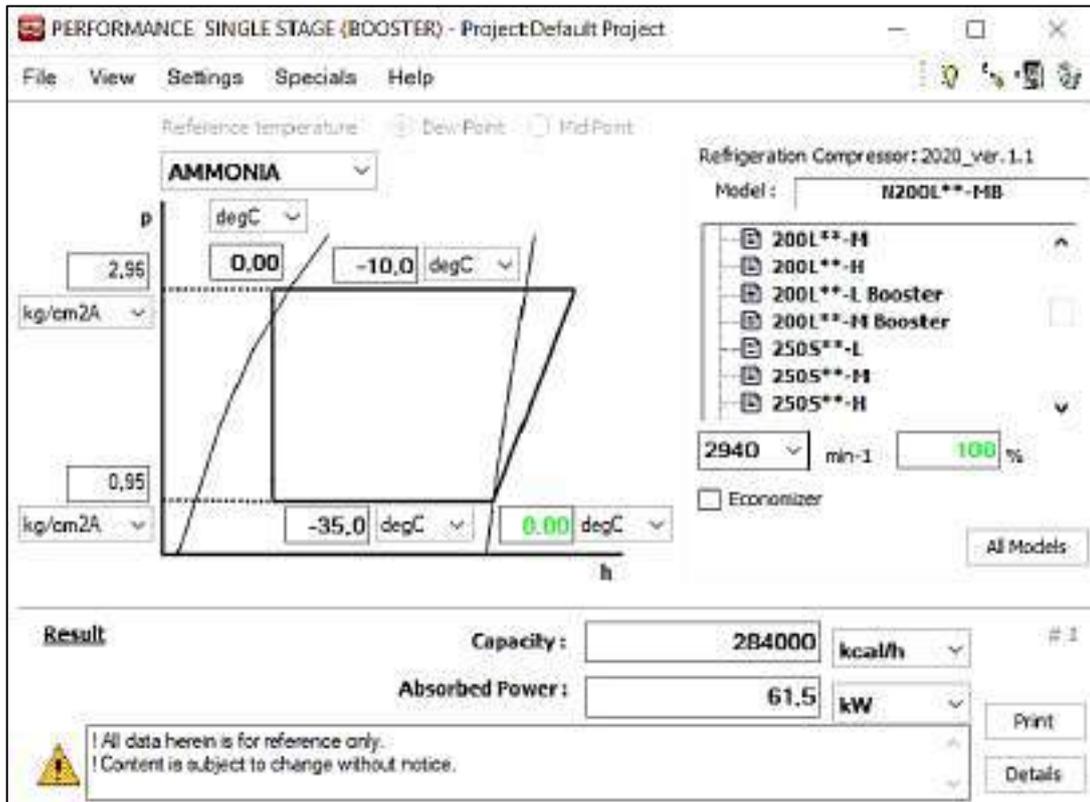


Figura 4.6 - Reporte del software Mycom para compresor 1 (C1-T)

4.5.2.2. Compresor 2 (C2-T)

El C2-T es un compresor a tornillo que trabaja en etapa simple de alta presión cuyas características, en función de las condiciones indicadas en la *Tabla 4.10*, se indican en *Figura 4.7*. Estos datos son proporcionados por el fabricante Mycom®.

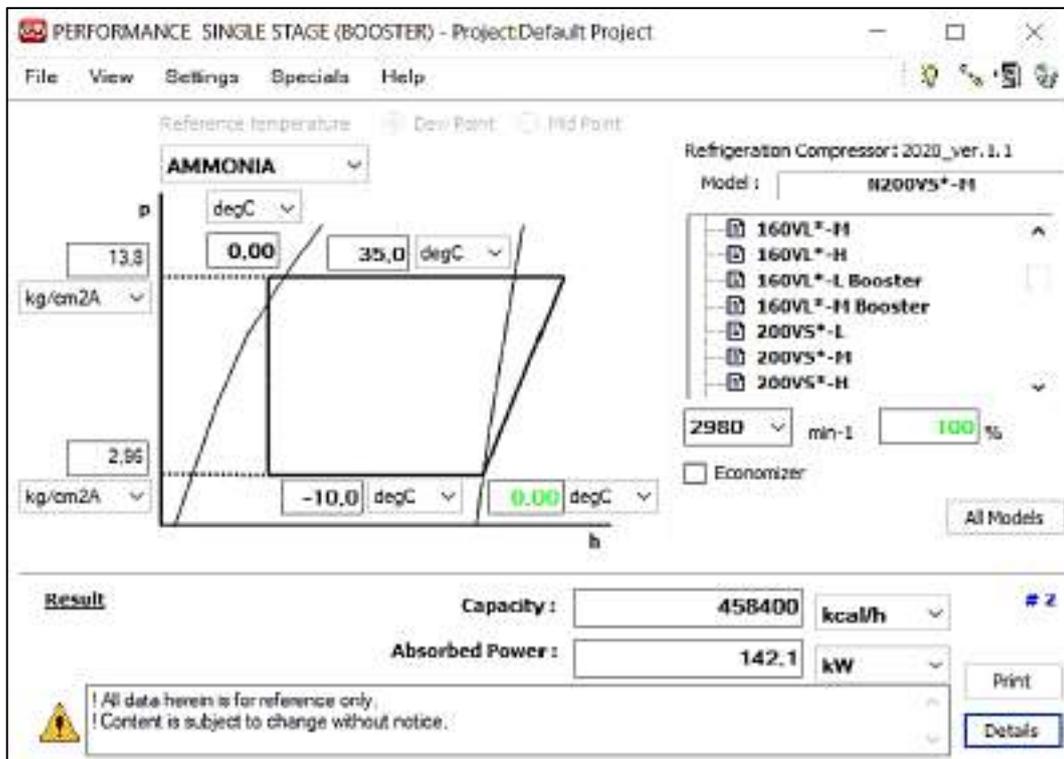


Figura 4.7 - Reporte del software Mycom para compresor 2 (C2-T)

En el Anexo A-5 se presenta una hoja de datos del equipo con el agregado de datos relevantes del compresor informados por el fabricante pero que no hacen al análisis que se lleva a cabo en este proyecto.

4.5.2.3. Compresor 3 (C3-P)

El C3-P es un compresor a pistón de simple etapa de ocho cilindros. Este equipo cuenta con conexiones para varias condiciones según la situación en la que se encuentra trabajando. Las dos condiciones principales, se caracterizan según esté trabajando con la finalidad de hacer hielo o si está trabajando como uno de los compresores de etapa de alta, en conjunto con el C2-T. En ambos casos puede considerarse al compresor con sus ocho cilindros trabajando, o sus variables en las que trabajan seis o cuatro de ellos. A medida que disminuimos la cantidad de cilindros que trabajan, menor es la potencia frigorífica que se puede producir en el ciclo, y por ende menor consumo energético. Esto puede ser útil en caso que no se requiera con toda la potencia frigorífica que puede entregar el equipo en una dada condición de funcionamiento.

Para el caso en el que el compresor trabaja en la etapa de alta, comprimiendo desde presión intermedia hasta alta presión, las características proporcionadas por el software se indican en la *Figura 4.8* para el compresor trabajando con ocho cilindros. En la *Figura 4.9* se muestran las características para el compresor trabajando con seis cilindros, y en la *Figura 4.10* para el compresor trabajando con cuatro cilindros.

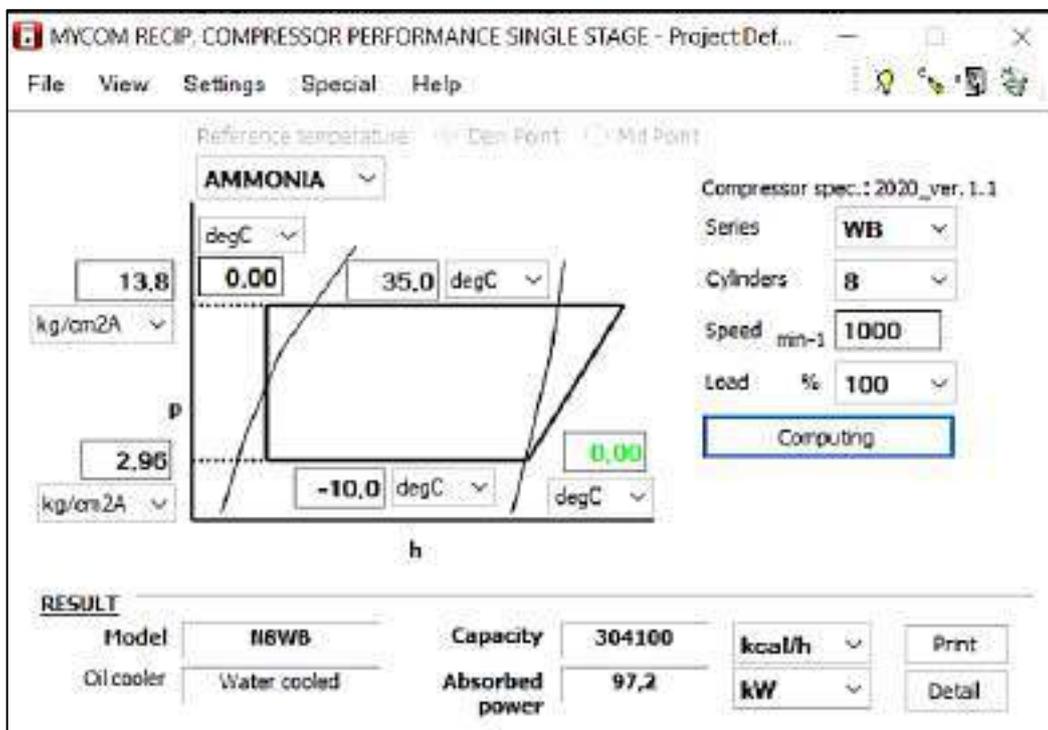


Figura 4.8 - Reporte del software Mycom para compresor 3 (C3-P), trabajando con 8 cilindros en etapa de alta

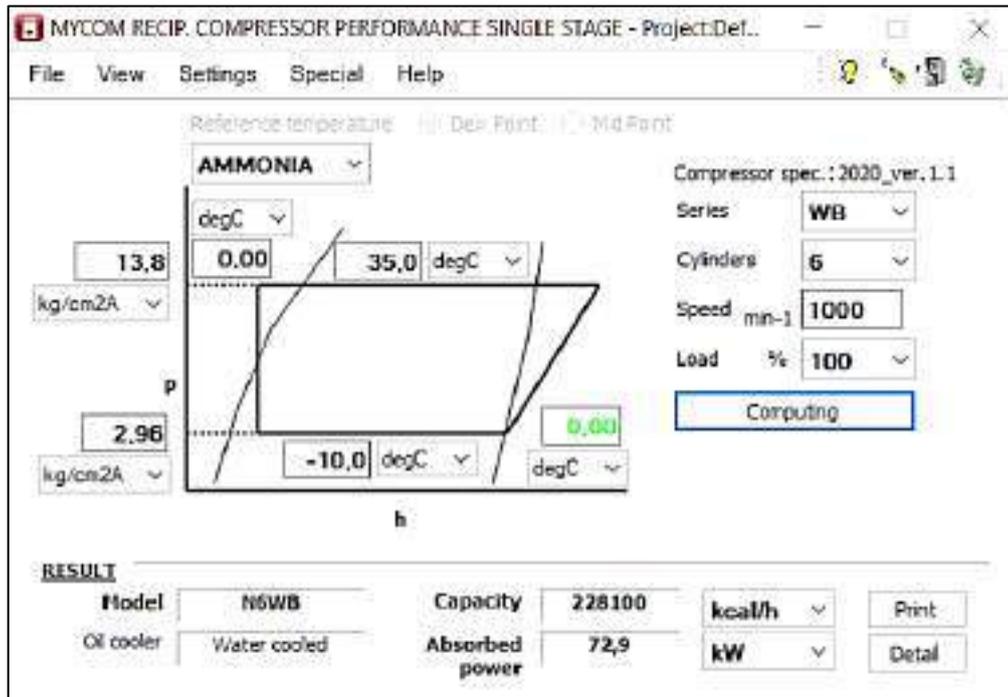


Figura 4.9 - Reporte del software Mycom para compresor 3 (C3-P), trabajando con 6 cilindros en etapa de alta.

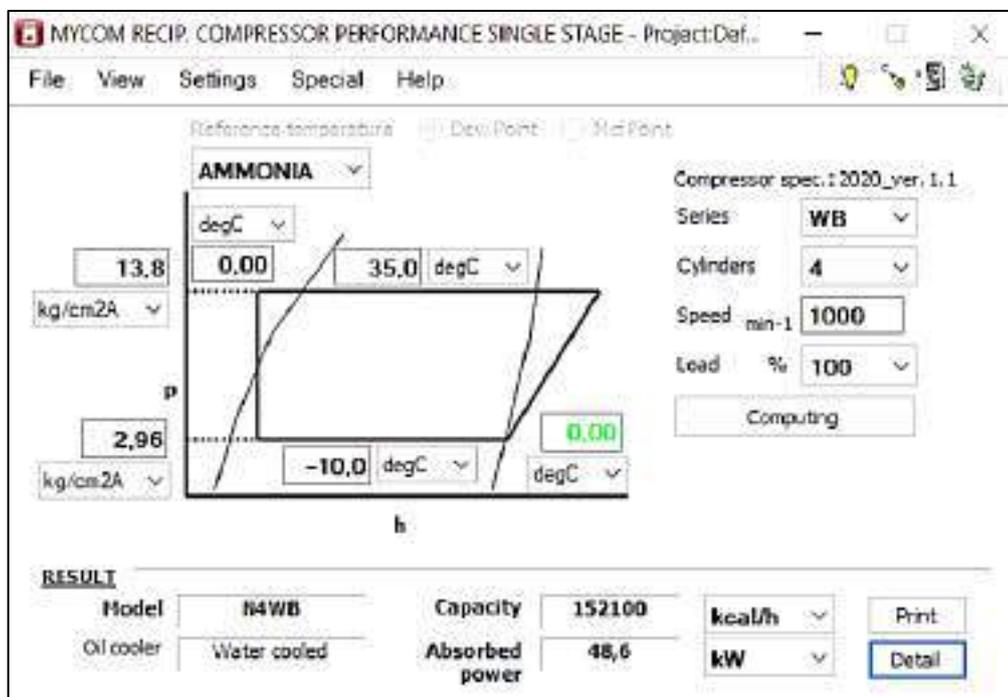


Figura 4.10 - Reporte del software Mycom para compresor 3 (C3-P), trabajando con 4 cilindros en alta.

Para el caso en el que el compresor trabaja alimentando a los servicios de producción de hielo en escamas, comprimiendo desde presión correspondiente a la temperatura de evaporación para formación de hielo hasta alta presión, las características proporcionadas por el software se indican en la *Figura 4.11* para el compresor trabajando con ocho cilindros, en la *Figura 4.12* para el compresor trabajando con seis cilindros, y en la *Figura 4.13* para el compresor trabajando con cuatro cilindros.

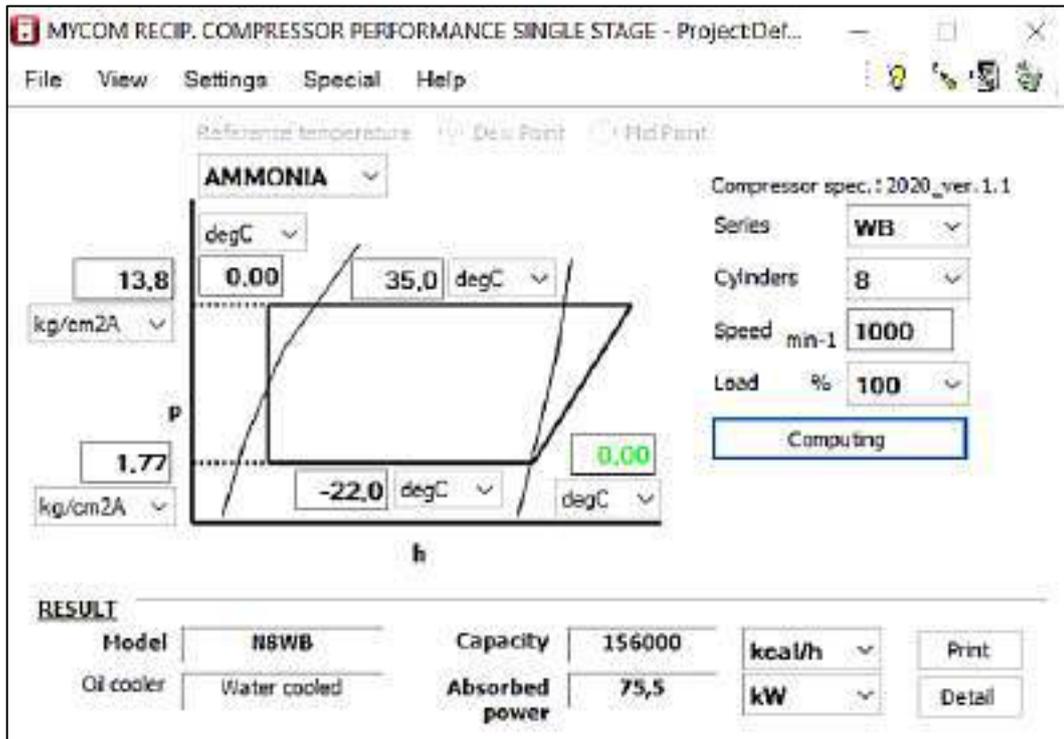


Figura 4.11 - Reporte del software Mycom para compresor 3 (C3-P), trabajando con 8 cilindros en ciclo de fabricación de hielo.

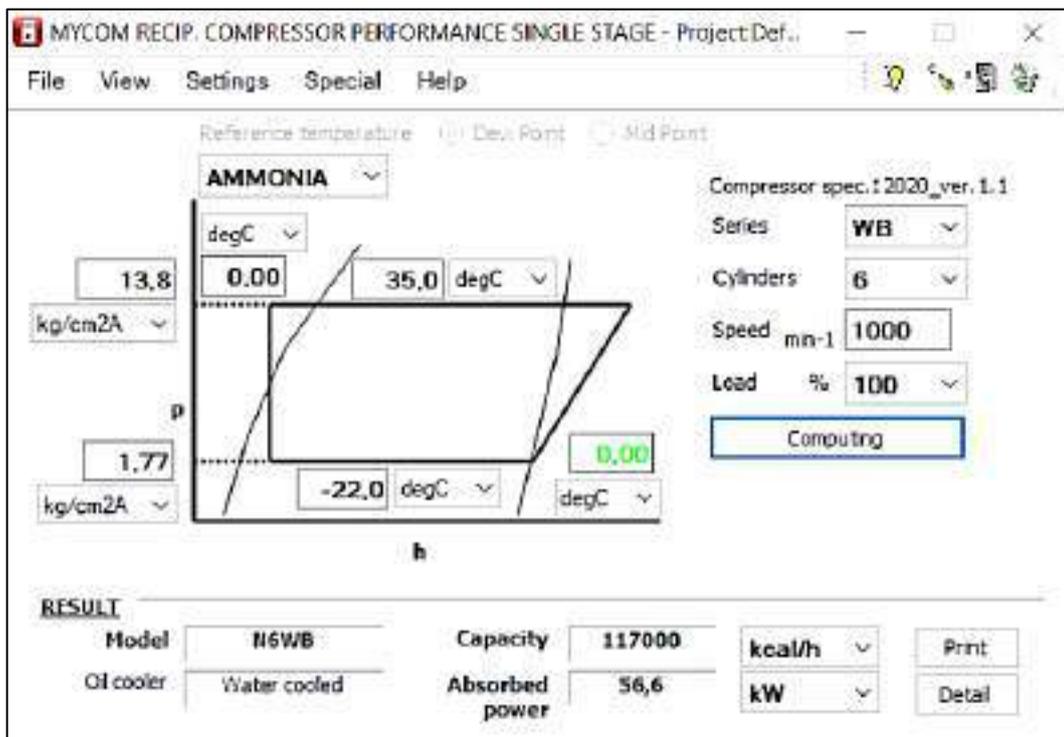


Figura 4.12 - Reporte del software Mycom para compresor 3 (C3-P), trabajando con 6 cilindros en ciclo de fabricación de hielo.

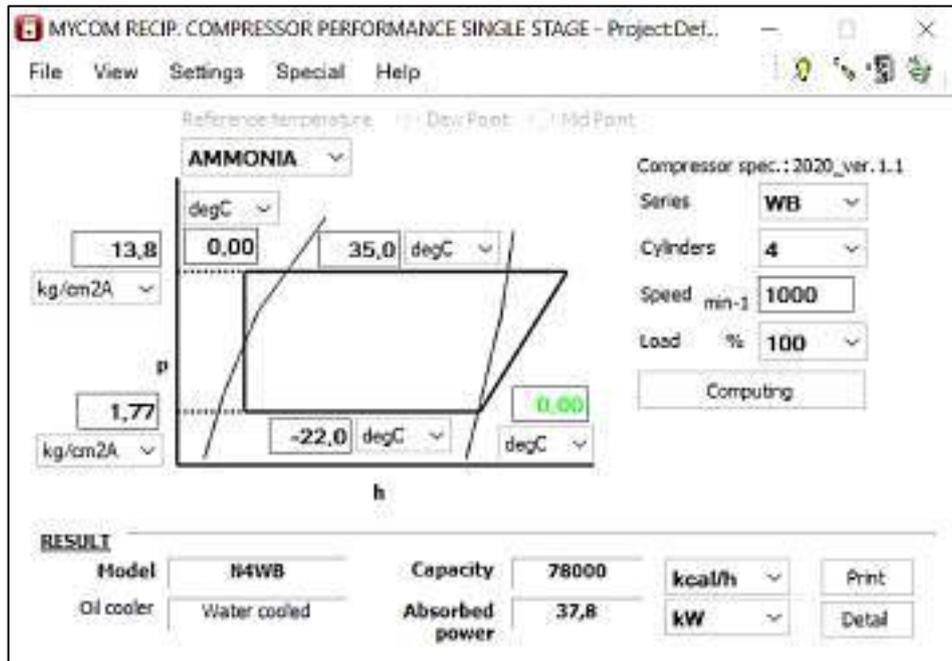


Figura 4.13 - Reporte del software Mycom para compresor 3 (C3-P), trabajando con 4 cilindros en ciclo de fabricación de hielo.

En el Anexo A-5 se presenta una hoja de datos del equipo con el agregado de datos relevantes del compresor informados por el fabricante pero que no hacen al análisis que se lleva a cabo en este proyecto.

4.5.2.4. Compresor 4 y compresor 5 (C4-P y C5-P)

El C4-P es un compresor a pistón de simple etapa de ocho cilindros cuyas características, en función de las condiciones indicadas en la *Tabla 4.10*, se indican en la *Figura 4.14*. Estos datos son proporcionados por el fabricante Mycom®.

El C5-P es idéntico al compresor C4-P, por lo tanto, aplican las mismas características detalladas anteriormente.

En el Anexo A-5 se presenta una hoja de datos del equipo con el agregado de datos relevantes del compresor informados por el fabricante pero que no hacen al análisis que se lleva a cabo en este proyecto.

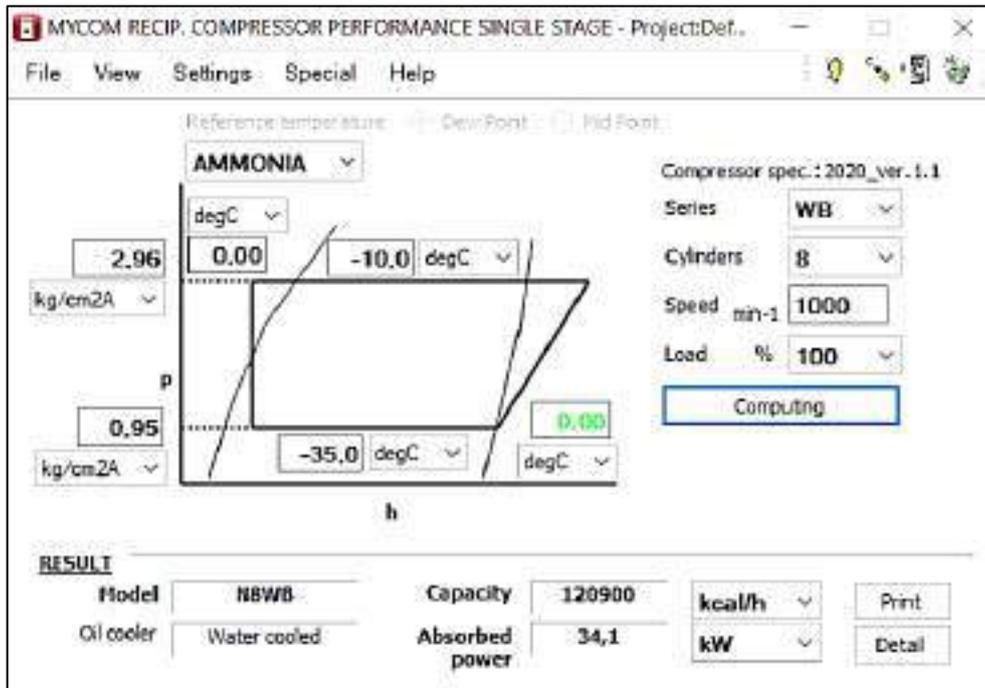


Figura 4.14 - Reporte del software Mycom para compresor 4 (C4-P).

4.5.2.5. Compresor 6 (C6-T)

El C6-T es un compresor a tornillo de doble etapa, cuyas características, en función de las condiciones indicadas en la *Tabla 4.10*, se indican en la *Figura 4.15*. Estos datos son proporcionados por el fabricante Mycom®.

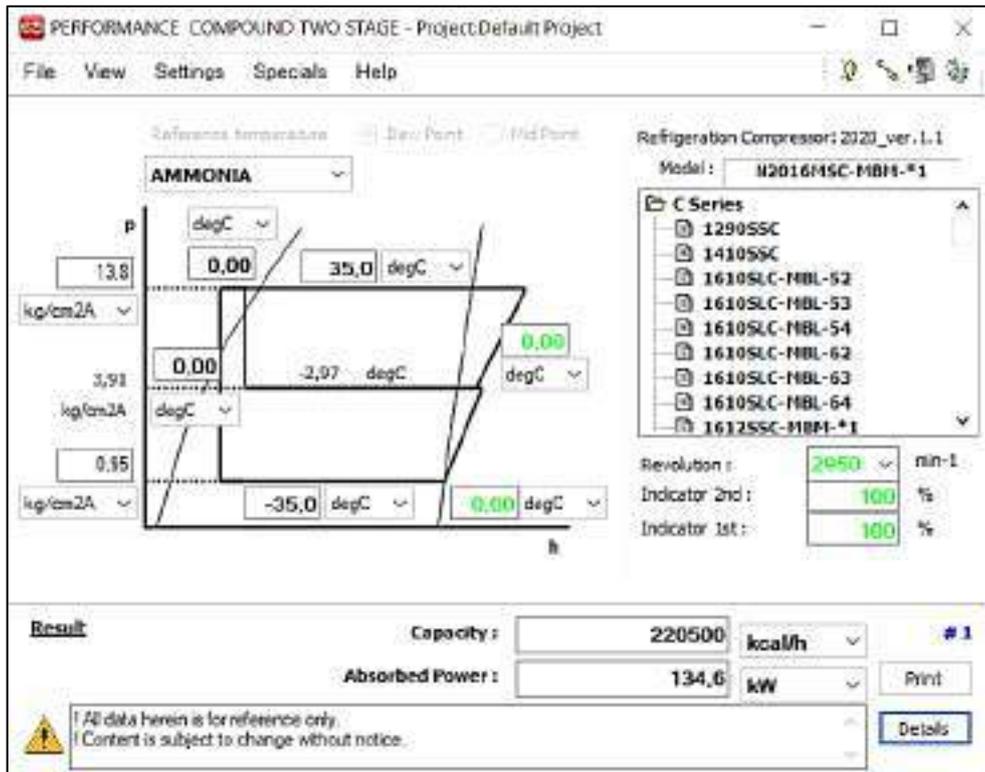


Figura 4.15 - Reporte del software Mycom para compresor 6 (C6-T).

En el Anexo A-5 se presenta una hoja de datos del equipo con el agregado de datos relevantes del compresor informados por el fabricante pero que no hacen al análisis que se lleva a cabo en este proyecto.

4.5.3. Resumen

A partir de los datos obtenidos del software, se resumen las principales características de los compresores en la *Tabla 4.11*. Las características del compresor *C6-T* se dividen en sus etapas de baja y de alta presión.

Compresor	C1-T	C2-T	C3-P		C3-P			C4-P	C5-P	C6-T	
Modelo	N200LUD-ME	N200VSD	N8WB		N8WB			N8BM	N8BM	N2016MSC-51	
Etapas	Baja	Alta	Alta		Hielo			Baja	Baja	Baja	Alta
Velocidad Compresor (RPM)	2.940	2.980	1.000	1.000	1.000			1.000	1.000	2.950	
Potencia del motor (kcal/h)	94.582	171.970	94.582	94.582	94.582			38.693	38.693	171.970	
Temperatura de baja (°C)	-35	-10	-10	-10	-22			-35	-35	-35	
Temperatura de alta (°C)	-10	35	35	-35	35			-10	-10	35	
Presión abs. de baja (kg/cm ²)	0,95	2,96	2,96	2,96	1,77			0,95	0,95	0,95	
Presión abs. de alta (kg/cm ²)	2,96	13,8	13,8	13,8	13,8			2,96	2,96	13,8	
Tipo de enfriamiento	Amoníaco termosifón	Amoníaco termosifón	Agua	Agua	Agua			Agua	Agua	Amoníaco termosifón	
Cilindros Trabajando	-	-	8	4	8	6	4	8	8	-	
Capacidad (kcal/h)	284.000	458.400	304.100	152.100	156.000	117.000	78.000	120.900	120.900	220.500	
Potencia absorbida (kcal/h)	52.880	122.184	83.576	41.788	64.918	48.667	32.502	29.320	29.320	50.215	65.520
Volumen desplazado (m ³ /h)	1210	819	637	319	637	478	319	637	637	1020	415
Temperatura de descarga (°C)	55,4	71,3	109	109	137	137	137	51,2	51,2	55	72,7
Flujo vol. succión (m ³ /h)	1150	743	493	246	415	311	207	489	489	915	-
Flujo volumétrico descarga (m ³ /h)	512	200	152	76,1	86	64,5	43	215	215	-	99,3
Flujo másico (kg/h)	942,7	1770	1174	587,2	610,9	458,2	305,5	401,4	401,4	751,5	874,4
Calor rejección aceite (kcal/h)	10.318	62.253	2.003	1.522	2.003	1.780	1.754	2.003	2.003	79.535	
Calor reyección camisa (kcal/h)	-	-	12.898	6.363	14.961	11.092	7.300	9.200	9.200	-	
COP	5,37	3,75	3,64	3,64	2,40	2,40	2,40	4,12	4,12	1,90	

Tabla 4.11- Resumen de características principales de los compresores analizados.

4.5.4. Análisis

En función de las potencias frigoríficas que se pueden obtener con las distintas configuraciones posibles con las conexiones existentes de los compresores, se analiza que configuración darle al compresor *C3-P*, tanto trabajando como compresor de etapa de alta o como compresor destinado a la fabricación de hielo.

4.5.4.1. Con fabricación de hielo

En el caso del compresor *C3-P* destinado a la fabricación de hielo, hay que tener en cuenta que cada máquina de hielo requiere una potencia frigorífica de 90.000kcal/h y que se debe proveer la potencia frigorífica para la cámara del silo de hielo, 8.300kcal/h . Esto significa que ninguna configuración de este compresor podría alimentar ambas máquinas al mismo tiempo, ya que se requeriría una potencia de 188.300kcal/h y la potencia máxima que puede entregar el *C3-P* es 156.000kcal/h en ocho cilindros. Por lo tanto, la configuración que se adopta es la de 6 cilindros, funcionando una máquina por vez, siendo que en cuatro cilindros no se alcanza a satisfacer ni siquiera la potencia frigorífica de una sola máquina. En esta condición, el compresor entrega 117.000kcal/h y el consumo de una sola máquina de hielo con la cámara del silo en funcionamiento suma 98.300kcal/h .

Esto indica también que, si la planta se encuentra produciendo hielo, el ciclo de doble etapa utilizado en las cámaras de baja y media temperatura solo tiene un compresor a disposición en la etapa de alta, el compresor *C2-T*. Por lo tanto, hay que verificar si todos los servicios pueden ser alimentados.

En la *Tabla 4.12* se indica qué compresores deben trabajar y bajo qué régimen de trabajo cuando la condición de trabajo es con fabricación de hielo.

Compresor	Régimen de trabajo	Capacidad [kcal/h]
<i>C1-T</i>	BAJA	284.000
<i>C2-T</i>	ALTA	458.400
<i>C3-P</i>	HIELO	117.000
<i>C4-P</i> o <i>C5-P</i>	BAJA	120.900
<i>C6-T</i>	DIRECTA	220.500

Tabla 4.12 - Combinación de compresores correspondiente a los momentos en que se realice la fabricación de hielo.

En cuanto a los servicios que se alimentan, en todos los casos se priorizan las cámaras de mantenimiento de producto congelado, las cámaras de fresco y los túneles de congelamiento. En la medida de lo posible, a estos consumos se agregan la antecámara y las congeladoras de placas. En la *Tabla 4.13* se muestran los servicios que se pueden alimentar bajo esta condición de funcionamiento, para el cual se suma una potencia total de 588.907kcal/h en servicios de baja temperatura (o 568.907kcal/h en caso de alimentar *CP2* en lugar de *CP1*), 15.462kcal/h en servicios de media temperatura y 98.365kcal/h en servicios de temperatura de hielo.

Servicio	Consumo potencia frigorífica [kcal/h]
C1	32.418
C2	32.418
C3	30.874
C4	101.307
C5	101.307
T1	53.065
T2	53.065
T3	48.241
T4	48.241
CP1 (o CP2)	70.000 (50.000)
AC	17.967
Consumo total en baja	588.907 (568.907) [kcal/h]
CF1	11.058
CF2	4.403
Consumo total en media	15.462 [kcal/h]
MH1 (o MH2)	90.000 (90.000)
SH	8.365
Consumo total en hielo	98.365 [kcal/h]

Tabla 4.13 - Potencias frigoríficas consumidas por los servicios de baja, media temperatura y temperatura de hielo, y los correspondientes totales.

De esta forma, en la *Tabla 4.13* y *4.14* se pueden observar las potencias disponibles en el caso que se tenga al compresor C3-P suministrando la potencia para fabricar hielo. Cabe destacar que la capacidad disponible en la etapa de alta presión debe satisfacer toda la potencia de los compresores que descargan a presión intermedia, C1-T y C4-P o C5-P, más la potencia requerida en los servicios de media temperatura. La potencia disponible para los servicios de media temperatura la podemos calcular según la ecuación (4.1).

$$P_{\text{disponible media}} = P_{\text{succión media}} - P_{\text{descarga baja inter}} \quad (4.1)$$

Donde:

- $P_{\text{disponible media}}$ la potencia frigorífica disponible para los servicios de media temperatura.
- $P_{\text{succión media}}$ la potencia frigorífica de succión en los compresores de alta presión.
- $P_{\text{descarga baja inter}}$ la potencia frigorífica que los compresores de baja presión descargan en la intermedia.

	[kcal/h]
Capacidad disponible para servicios de baja temperatura en directa	220.500
Capacidad disponible para servicios de baja temperatura en doble etapa	404.900
Capacidad disponible total para servicios de baja temperatura	625.400
Capacidad disponible en la etapa de alta presión	458.400
Capacidad disponible para fabricación de hielo	117.000
Capacidad disponible para servicios de media temperatura	53.500

Tabla 4.14 - Capacidades disponibles en la condición de C3-P conectado en la fabricación de hielo.

4.5.4.2. Sin fabricación de hielo

En el caso de la condición donde no se necesita producir hielo, C3-P puede ser utilizado en la etapa de alta para adicionar servicios. Además, debe analizarse si el mismo se utiliza en seis u ocho cilindros según convenga. En la *Tabla 4.15* se indica que compresores deben trabajar y bajo qué régimen de trabajo cuando no se produce hielo, donde el compresor C3-P se encuentra trabajando como compresor de la etapa de alta presión.

	[kcal/h]
Capacidad disponible para servicios de baja temperatura en directa	220.500
Capacidad disponible para servicios de baja temperatura en doble etapa	525.800
Capacidad disponible total para servicios de baja temperatura	746.300
Capacidad disponible en la etapa de alta presión	575.400
Capacidad disponible para servicios de media temperatura	49.600

Tabla 4.15 - Capacidades disponibles en la condición de C3-P conectado en la etapa de alta presión.

Para verificar qué servicios pueden alimentarse bajo esta condición, nuevamente se priorizan las cámaras de mantenimiento de producto congelado, las cámaras de fresco y los túneles de congelamiento, y se agregan todas las congeladoras de placas y la antecámara. De esta forma se obtienen los requerimientos de la *Tabla 4.16*, para el cual se suma una potencia total de 728.907kcal/h en servicios de baja temperatura y 15.462kcal/h en servicios de media temperatura.

Servicio	Consumo potencia frigorífica [kcal/h]
S-C1	32.418
S-C2	32.418
S-C3	30.874
S-C4	101.307
S-C5	101.307
S-T1	53.065
S-T2	53.065
S-T3	48.241
S-T4	48.241
S-CP1	70.000
S-CP2	50.000
S-CP3	90.000
S-AC	17.967
Consumo total en baja	728.907 [kcal/h]
S-CF1	11.058
S-CF2	4.403
Consumo total en media	15.462 [kcal/h]

Tabla 4.16 - Potencias frigoríficas consumidas por los servicios de baja y media temperatura, y los correspondientes totales.

4.6. Condensadores

Se procede a calcular la capacidad a condensar de la planta en régimen de operación nominal y se compara este resultado con la capacidad disponible de los condensadores evaporativos. Una vez realizado el cálculo debe verificarse la condición de la ecuación (4.2).

$$\dot{Q}_{instalada} \geq \dot{Q}_{operativa} \quad (4.2)$$

En la *Tabla 3.13* se listaron las capacidades de los condensadores evaporativos instalados con la que se contrasta los valores obtenidos de calor a condensar, $\dot{Q}_{operativa}$.

4.6.1. Caso 1: Condición nominal sin fabricación de hielo

Todos los datos de esta condición de funcionamiento se encuentran en la *Sección 4.5.4.2*. En la *Tabla 4.17* se resume el valor de cada una de las componentes del calor a condensar y se presenta el calor total a condensar en la condición operativa.

Componente de la carga a condensar	kcal/h
Q1	220.500
Q2	610.500
Q3	0
Q4	332.547
Q5	152107
Calor a condensar	1.315.654

Tabla 4.17 - Componentes de la carga operativa en condición sin fabricación de hielo.

Se observa que en este caso la carga a condensar resulta de $1.315.654 \text{ kcal/h}$, menor que $1.400.000 \text{ kcal/h}$, lo que significa que los equipos instalados son adecuados para este régimen de operación.

4.6.2. Caso 2: Condición nominal con fabricación de hielo

Todos los datos de esta condición de funcionamiento se encuentran en la *Sección 4.5.4.1*. En la *Tabla 4.18* se resume el valor de cada una de las componentes del calor a condensar y se presenta el calor total a condensar en la condición operativa.

Componente de la carga a condensar	kcal/h
Q1	220.500
Q2	458.400
Q3	78.000
Q4	299.731
Q5	152.107
Calor total a condensar	1.208.738

Tabla 4.18 - Componentes de la carga operativa en condición con fabricación de hielo.

Se observa que en este caso la carga a condensar resulta de $1.208.738 \text{ kcal/h}$, menor que $1.400.000 \text{ kcal/h}$, lo que significa que los equipos instalados son adecuados para este régimen de operación.

4.7. Verificación de recipientes en servicio

Todos los recipientes de la instalación cumplen una función particular como se explicó en la *Sección 3.7*. En esta sección se verifica si en el régimen de operación nominal tratado en este capítulo los recipientes instalados son capaces de cumplir su cometido.

4.7.1. Separadores de líquido horizontales

Todos los recipientes instalados en la planta para separar líquido son de orientación horizontal. Debe verificarse que el tanque provea suficiente tiempo a fin de que la mayoría de las gotas que ingresan alcancen la superficie de líquido para que a la salida haya un vapor saturado sin presencia de gotas, *Figura 4.16*.

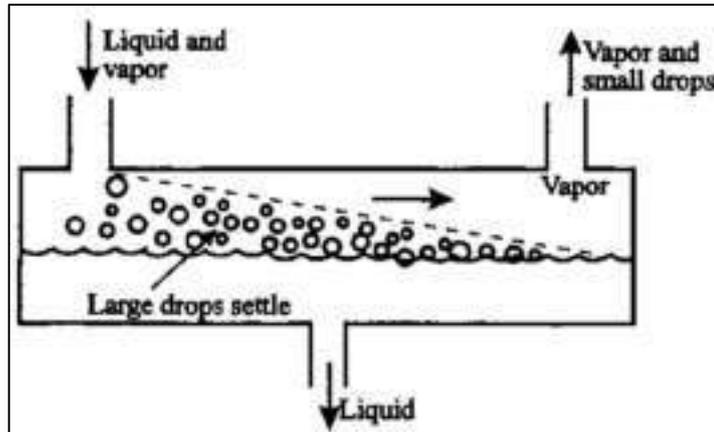


Figura 4.16 - Esquema de separación de líquido en recipiente horizontal.

En el anexo *A-1.5.1* se exponen las ecuaciones y criterios utilizados para la verificación de este tipo de recipientes.

A continuación, se procede a la verificación de los separadores horizontales instalados en la planta. Éstos corresponden a los recipientes *R-SR-01* y *R-SR-02*, *R-SL-CF1*, *R-SL-CF2*, *R-SL-S*, *R-SL-MH1* y *R-SL-MH2*.

En el caso de los separadores de líquido que funcionan instalados junto a evaporadores inundados se verifica si el tiempo de residencia de refrigerante en el interior del recipiente verifica las condiciones que se exponen en el *Anexo A-1.5.1*, lo que corresponde a realizar una adecuada separación de líquido. En el caso de los separadores de recirculado, además, se verifica si la estación de bombeo instalada es capaz de impulsar la carga de amoníaco necesaria.

Para verificar la estación de bombeo, se calcula el caudal de refrigerante que debe alimentar la misma hacia los servicios conectados al separador de recirculado asociado. Conocido el caudal necesario, se verifica si el caudal proporcionado por la estación de bombeo es mayor que el requerido por los servicios. Se cuenta con las curvas altura-caudal brindadas por el fabricante de las bombas. El detalle del cálculo se expone en el *Anexo A-1.5.3*.

4.7.1.1. Separador de recirculado ubicado en sala de máquinas (R-SR-01)

Este recipiente alimenta los servicios S-C1, S-C2, S-T1, S-T2, S-T3, S-T4, S-CP1, S-CP2 y S-CP3. Las conexiones de los servicios con el tanque pueden observarse en el diagrama unifilar de la instalación, Anexo A-2. Todos los cálculos y consideraciones realizadas para la verificación del separador de recirculado se pueden encontrar en el Anexo A-1.5.2. Los resultados obtenidos se informan en la *Tabla 4.19*.

Servicio	S-C1	S-C3	S-T1 + S-T2	S-T3 + S-T4	S-CP1	S-CP2	S-CP3
Capacidad frigorífica (kcal/h)	32.418	10.875	10.6131	96.483	70.000	50.000	90.000
Caudal másico a evaporar (kg/h)	107,61	36,10	352,29	320,26	232,36	165,97	298,75
Caudal másico de líquido a bombear (kg/h)	430,44	144,39	1.409,17	1.281,06	929,43	663,88	1.194,98
Caudal volumétrico a evaporar (m ³ /h)	130,74	43,86	428,03	389,12	282,31	201,65	362,98
Caudal volumétrico de líquido a bombear (m ³ /h)	0,63	0,21	2,06	1,87	1,36	0,97	1,74

Tabla 4.19 - Caudales que ingresan a R-SR-01.

En la *Tabla 4.20* se muestran la suma de los valores informados en la *Tabla 4.19*, utilizados para verificar el recipiente y la estación de bombeo.

Recipiente	R-SR-01
Caudal másico evaporado que ingresa (kg/h)	1.513
Caudal másico de líquido a bombear (kg/h)	6.053
Caudal volumétrico evaporado que ingresa (m ³ /h)	1.839
Caudal volumétrico de líquido a bombear (m ³ /h)	8,84
Caudal volumétrico evaporado que ingresa (m ³ /s)	0,51

Tabla 4.20 - Caudal total en R-SR-01.

Para verificar el tiempo de residencia se calcula en base al planteo indicado en el Anexo A-1.5.1. Se utilizan los parámetros de las ecuaciones (4.3), (4.4) y (4.5) a partir de los datos del equipo, *Tabla 3.20*.

$$L_{sep} = 4 [m] \quad (4.3)$$

$$\text{Área flujo} = \frac{\pi * (1,08 [m])^2}{8} = 0,458 [m^2] \quad (4.4)$$

$$\dot{m}' = 0,51 \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (4.5)$$

Con los datos del tanque se obtiene un tiempo de residencia de T=3,59s. De la *Figura A. 8* se desprende que para una distancia de caída de 600mm y temperatura de evaporación de - 40°C, caso tabulado más crítico que el real, el tiempo de residencia mínimo es de 0,5s. Por lo tanto, el recipiente verifica la separación de líquido.

En cuanto a la estación de bombeo, el caudal volumétrico a bombear en servicio es de 9,08m³/h. La estación de bombeo instalada cuenta con tres bombas iguales, B - SR01-01, B - SR01-02 y B - SR01-03. Los datos se encuentran en la *Tabla 3.23*. Cabe aclarar que en las estaciones de bombeo siempre se reserva una bomba para auxiliar en caso de avería de las bombas que funcionan comúnmente. En el caso de esta estación de bombeo, B-SR01-01 y B-SR01-02 son las bombas principales que deben verificar el caudal volumétrico de líquido a bombear, y B-SR01-03 es la bomba auxiliar.

La presión de trabajo se releva de los manómetros instalados en la propia estación. Se determina un valor de presión de 2 kg/cm^2 . Con el ábaco del Anexo A-1.5.3 se pasa de presión (*bar*) a altura en columna de agua (*metros*) a partir de la recta de refrigerante R-717 a -60°C (caso tabulado más crítico al real).

Del ábaco se obtiene que la presión de trabajo corresponde a 28 metros de columna de agua. Con este valor se ingresa a la curva del fabricante de la bomba, también en el Anexo A-1.5.3 y se obtiene que cada bomba suministra $14 \text{ m}^3/\text{h}$. Esto verifica en exceso el caudal necesario de $9,08 \text{ m}^3/\text{h}$ requerido para alimentar a los servicios que alimenta esta estación de bombeo.

4.7.1.2. Separador de recirculado ubicado en planta alta (R-SR-02)

El cálculo de este recipiente es análogo al caso anterior con la salvedad de las capacidades de los servicios que alimenta. Como se puede observar en el diagrama unifilar de la instalación, AnexoA-2, éste tanque alimenta los servicios S-C2, S-C4, S- C5 y S-AC.

En la tabla *Tabla 4.21* se resumen las capacidades y caudales de cada servicio a alimentar y en la 4.22 se muestra la suma de los caudales utilizada para verificar el recipiente.

Servicio	S-C2	S-C4	S-C5	S-AC
Capacidad frigorífica (<i>kcal/h</i>)	12.418	101.307	101.307	17.967
Caudal másico a evaporar (<i>kg/h</i>)	41,22	336,28	336,28	68,85
Caudal másico de líquido a bombear (<i>kg/h</i>)	164,88	1.345,11	1.345,11	275,40
Caudal volumétrico a evaporar (<i>m³/h</i>)	50,08	408,58	408,58	23,83
Caudal volumétrico de líquido a bombear (<i>m³/h</i>)	0,24	1,96	1,96	0,43

Tabla 4.21 - Caudales que ingresan a R-SR-02.

Recipiente	R-SR-02
Caudal másico evaporado que ingresa (<i>kg/h</i>)	446,35
Caudal másico de líquido a bombear (<i>kg/h</i>)	3.130,52
Caudal volumétrico evaporado que ingresa (<i>m³/h</i>)	482,50
Caudal volumétrico de líquido a bombear (<i>m³/h</i>)	4,60
Caudal volumétrico evaporado que ingresa (<i>m³/s</i>)	0,13

Tabla 4.22 - Caudal total en R-SR-02.

En este caso, los valores informados en la *Tabla 4.22*, corresponden a la suma de los servicios de S-C2, S-C4 y S-AC, excluyendo S-C5 debido a que el recipiente contiene dos entradas de succión proveniente de los servicios, una por la que ingresa el refrigerante proveniente de S- C2, S-C4 y S-AC y por otra el S-C5. Además, como la tubería de succión que abandona el recipiente se encuentra ubicada en la mitad de su longitud, se utiliza la mitad de la longitud de envuelta como L_{sep} .

Para verificar el tiempo de residencia se utiliza el planteo indicado en el Anexo A-1.5.1. Se utilizan los parámetros de las ecuaciones (4.6), (4.7) y (4.8) a partir de los datos del equipo, *Tabla 3.20*.

$$L_{sep} = 1,5 \text{ [m]} \quad (4.6)$$

$$\text{Área flujo} = \frac{\pi * (0,782 \text{ [m]})^2}{8} = 0,24 \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.7)$$

$$\dot{m}' = 0,13 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \quad (4.8)$$

Con los datos utilizados se obtiene un tiempo de residencia de $T=2,69\text{s}$. Del procedimiento expuesto en el Anexo A-1.5.1, se desprende que para una distancia de caída de 600mm y

temperatura de evaporación de -40°C , caso tabulado más crítico que el real, el tiempo de residencia mínimo es de 0,5s. Por lo tanto, el recipiente verifica la separación de líquido.

En cuanto a la estación de bombeo, el caudal volumétrico a bombear en servicio es de $5,4\text{m}^3/\text{h}$. La estación de bombeo instalada cuenta con dos bombas iguales, *B-SR02-01*, *B-SR02-02*. Los datos se encuentran en la *Tabla 3.23*. Los modelos de las bombas son las mismas que las de la estación de bombeo del *R-SR-01*, así que se utiliza el mismo ábaco para obtener la presión en metros de columna de agua y el mismo gráfico del fabricante para obtener el caudal de trabajo, expuestos en el *Anexo A-1.5.3*. La presión de trabajo es relevada del manómetro instalado que resulta de $2,0\text{kg}/\text{cm}^2$.

Del ábaco se obtiene que la presión de trabajo corresponde a 28 metros de columna de agua. Con este valor se ingresa a la curva del fabricante de la bomba y se obtiene que cada bomba suministra $14\text{m}^3/\text{h}$ que es el total de caudal que bombea la estación debido a que la segunda bomba es auxiliar. Esto verifica el caudal necesario de $5,4\text{m}^3/\text{h}$ requerido para alimentar a los servicios que alimenta esta estación de bombeo.

4.7.1.3. Separadores de líquido horizontales que alimentan evaporadores inundados (*R-SL-CF1*, *R-SL-CF2*, *R-SL-S*, *R-SL-MH1* y *R-SL-MH2*).

En este caso se verifican los separadores de líquidos que alimentan a los servicios que funcionan con alimentación inundada de refrigerante. El cálculo es el mismo para todos los casos. Se considera la potencia frigorífica a evaporar en cada uno de los servicios que alimenta cada recipiente: *S-CF1*, *S-CF2*, *S-SH*, *S-MH1* y *S-MH2*, *Tabla 4.7*. La diferencia de entalpía depende de la ubicación en el ciclo de cada servicio. Las cámaras de fresco son servicios que evaporan a presión de intermedia. El silo de hielo y las máquinas de hielo evaporan a la presión de evaporación del ciclo de hielo. Estas diferencias son informadas en la *Sección 4.8*, al igual que los volúmenes específicos de vapor saturado.

Los caudales máxicos a evaporar, el caudal volumétrico, el tiempo de residencia y los criterios de verificación se calculan según el procedimiento expuesto en el *Anexo A-1.5.1*. Los parámetros de longitud y sección se informan a partir de los datos relevados en *Tabla 3.18* a *3.22*. Todos los datos utilizados y los resultados obtenidos se muestran en la *Tabla 4.23*.

Recipiente	<i>R-SL-CF1</i>	<i>R-SL-CF2</i>	<i>R-SL-S</i>	<i>R-SL-MH1</i>	<i>R-SL-MH2</i>
Capacidad frigorífica (<i>kcal/h</i>)	11.058	4.404	6.971	90.000	90.000
Δh (<i>kcal/h.kg</i>)	259,73	259,73	256,03	256,03	256,03
ve vapor saturado (m^3/kg)	0,42	0,42	0,68	0,68	0,68
Caudal máxico a evaporar (<i>kg/h</i>)	42,6	17,0	27,2	351,5	351,5
Caudal volumétrico a evaporar (m^3/s)	0,004967	0,001978	0,005100	0,066399	0,066399
<i>L</i> _{sep} (<i>m</i>)	0,6	0,5	0,6	2,2	2,2
Área flujo (m^2)	0,05	0,03	0,05	0,08	0,08
<i>T</i> (<i>s</i>)	6,04	7,58	5,83	2,65	2,65
<i>T</i> mínimo (<i>s</i>)	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3

Tabla 4.23 - Cálculo de los parámetros de separadores de líquido horizontales.

Como puede observarse en la *Tabla 4.23*, los tiempos de residencia de todos los recipientes separadores de líquido analizados son mayores que el mínimo recomendado por lo que los recipientes analizados verifican su función.

4.7.2. Separadores de líquido verticales

En el caso de recipientes de orientación vertical, la velocidad del vapor debe ser lo suficientemente baja para evitar el arrastre de gotas de refrigerante y permitir que caigan hacia el fondo del tanque. Se verifican los enfriadores intermediarios y separador de succión (*R-EI-G*, *R-EI-C6* y *R-SS-H*). En estos recipientes, la separación de líquido es fundamental porque el vapor que sale de ellos se dirige directamente a la succión de los compresores y la presencia de gotas en esta tubería puede significar en golpes de líquido en los compresores.

Dependiendo del funcionamiento del recipiente es como se realiza el cálculo de la velocidad de pasaje. En este caso, el área de pasaje es igual a la sección transversal del recipiente. En el *Anexo A-1.6* se exponen los criterios y ecuaciones utilizadas para los cálculos en esta sección.

4.7.2.1. Enfriador intermediario general (*R-EI-G*)

En este recipiente descargan los compresores de baja (*C1-T*, *C4-T* y *C5-T*). Además, recibe la línea de succión de servicios de media temperatura (*S-CF1* y *S-CF2*).

Todo el caudal másico que ingresa al recipiente no debe tener gotas de líquido en su salida hacia los compresores de alta. Dentro del tanque instalado hay tres caudales másicos que deben ser considerados:

- El de la descarga de los compresores de baja.
- El de la succión de los servicios de media temperatura.
- El del líquido evaporado debido al subenfriamiento de líquido en la serpentina y de vapores de descarga del compresor.

Todos los datos y ecuaciones realizadas en el cálculo pueden observarse con detalle en el *Anexo A-1.6.1*. En la *Tabla 4.24* se informan los datos relevantes utilizados y los resultados obtenidos.

Servicio	CF1	CF2
Capacidad frigorífica (<i>kcal/h</i>)	11.058	4.404
Δh (<i>kcal/h.kg</i>)	259,73	259,73
ve vapor saturado (<i>m³/kg</i>)	0,42	0,42
Caudal másico a evaporar (<i>kg/h</i>)	42,58	16,96
Caudal volumétrico a evaporar (<i>m³/s</i>)	0,004967	0,001978

Tabla 4.24 - Caudal que ingresa a enfriador intermediario de servicios de media temperatura.

El caudal másico total considerado para la verificación del recipiente es la suma del caudal másico de alta, y los correspondientes a los dos servicios de media temperatura informados en la *Tabla 4.24*. Esto resulta en un caudal másico total igual a $2327,36\text{kg/h}$. Considerando el volumen específico del vapor saturado a presión de intermedia $0,42\text{m}^3/\text{kg}$, resulta un caudal volumétrico de $0,2715\text{m}^3/\text{s}$.

Considerando el diámetro del recipiente, de *Tabla 3.21*, $0,609\text{m}$, el área de pasaje resulta $0,291\text{m}^2$.

A partir de la ecuación (4.9) puede calcularse la velocidad de pasaje de refrigerante en el recipiente.

$$V = \frac{m'_{total}}{A} \quad (4.9)$$

Donde:

- V es la velocidad (m/s)
- m'_{total} es el caudal volumétrico considerado de $0,2715m^3/s$.
- A es el área de pasaje (m^2).

Así, resulta una velocidad de pasaje de $0,933m/s$. Del procedimiento expuesto en el *Anexo A-1.6*, se desprende que para una temperatura de evaporación de $-7^{\circ}C$, caso más cercano al real de $-10^{\circ}C$ y una separación H de $250mm$ (caso más crítico y cercano al real), la velocidad máxima es de $0,21m/s$. Por lo tanto, se concluye que este recipiente se encuentra exigido respecto de sus capacidades para la separación de líquido. Se retoma el análisis de propuestas a soluciones en la *Sección 6.8*.

4.7.2.2. Enfriador intermediario economizador (*R-EI-C6*)

La verificación de este recipiente es análoga al caso anterior. Este tanque se usa exclusivamente con el compresor *C6-T* de doble etapa y su funcionamiento se da subenfriando líquido a través de la inyección de una parte del amoníaco que se transporta por la serpentina dentro del tanque donde se la sumerge. El amoníaco inyectado se expande en el recipiente y, al tener una temperatura menor a la del amoníaco dentro de la serpentina, se produce un intercambio de calor donde el amoníaco dentro del recipiente se evapora y los vapores que se generan en el interior del tanque se inyectan a través de un caño a la conexión entre la descarga de la etapa de baja del compresor y la succión de la etapa de alta. De esta forma, como el amoníaco que se evapora está a una temperatura menor a la que descarga la etapa de baja, va a subenfriar el amoníaco comprimido en la etapa de baja, previo a la segunda etapa de compresión. Por lo tanto, el caudal a considerar será el de líquido evaporado dentro del tanque que se dirige hacia la tubería mencionada.

Según el dato del fabricante, la capacidad de subenfriamiento del recipiente es de $32.158kcal/h$, que dividido por la diferencia de entalpías correspondiente a la evaporación del líquido dentro del tanque (línea 6-3, del ciclo de la *Figura 4.3*), permite calcular el caudal másico evaporado en el recipiente.

La diferencia de entalpías es de $259,73kcal/h.kg$. Por lo tanto, el caudal másico a considerar para la verificación del recipiente es de $123,81kg/h$. Considerando el volumen específico del vapor saturado a la presión de intermedia, $0,42m^3/kg$, el caudal volumétrico resulta $0,01444m^3/s$.

Considerando el diámetro del recipiente, según *Tabla 3.21*, $0,609m$, el área de pasaje resulta $0,291m^2$.

Con la ecuación (4.9), se obtiene una velocidad de pasaje de $0,0496m/s$. La cota de altura H relevada es de $500mm$. Del procedimiento expuesto en el *Anexo A-1.6*, se desprende que para una temperatura de evaporación de $-7^{\circ}C$, caso más cercano al real de $-10^{\circ}C$ y una separación H de $250mm$ (caso más crítico), la velocidad máxima es de $0,21m/s$. Por lo tanto, este recipiente es adecuado para la separación de líquido.

4.7.2.3. Separador de succión de hielo (*R-SS-H*)

Este caso se calcula análogamente a los dos anteriores. Se presenta en la *Figura 4.17*, un esquema donde se observa la cota H considerada como separación vertical. Este valor se releva y corresponde a $600mm$.

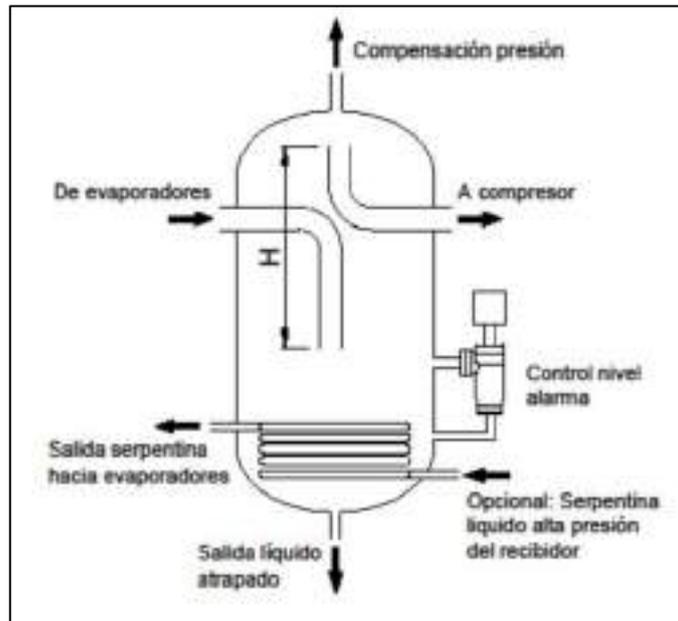


Figura 4.17 - Esquema orientativo de separador de succión. Se observa la cota H.

En este caso, el tanque recibe el caudal másico de todos los servicios que se alimentan del sistema de hielo, *S-SH*, *S-MH1* y *S-MH2*. En la *Tabla 4.25* se muestra la información relevante para el cálculo del caudal considerado en este tanque.

Servicio	<i>S-SH</i>	<i>S-MH1</i>	<i>S-MH2</i>
Capacidad frigorífica (kcal/h)	6.971	90.000	90.000
Δh (kcal/h.kg)	256,03	256,03	256,03
ve vapor saturado (m^3/kg)	0,68	0,68	0,68
Caudal másico a evaporar (kg/h)	27,23	351,52	351,52
Caudal volumétrico a evaporar (m^3/s)	0,005143	0,066398	0,066398

Tabla 4.25 - Caudal que ingresa a separador de succión sistema hielo.

El caudal volumétrico total a considerar para la verificación de este tanque resulta igual a $0,138m^3/s$. Considerando el diámetro del recipiente, según *Tabla 3.18*, $0,609m$, el área de pasaje resulta $0,291m^2$.

Con la ecuación (4.9), se obtiene una velocidad de pasaje de $0,474m/s$. Del procedimiento expuesto en el *Anexo A-1.6*, se desprende que para una temperatura de evaporación de $-23^\circ C$, caso más cercano al real de $-22^\circ C$ y una separación H de $610mm$, la velocidad máxima es de $1,29m/s$. Por lo tanto, este recipiente es adecuado para la separación de líquido.

4.7.3. Recibidor de líquido y tanque de maniobras (*R-TR-G* y *R-DP-G*)

El propósito de ambos recipientes es alojar refrigerante. Por lo tanto, es necesario calcular todas las componentes de la carga de refrigerante de todos los servicios, las cañerías de líquido y los recipientes de la instalación. La carga calculada debe ser almacenada por el receptor para el correcto funcionamiento de la instalación.

Para las distintas componentes de la carga de amoníaco se realizan las siguientes consideraciones:

- Servicios con evaporadores: De la *Tabla 3.10* a la *3.12*, se conocen los volúmenes internos de cada evaporador. Debe considerarse que la densidad del refrigerante dentro de los evaporadores no es constante, sino que se reduce a medida que el amoníaco evoluciona en su paso por el equipo debido a su evaporación. Como se explicó anteriormente, los servicios que funcionan con recirculación trabajan en un

régimen 4 a 1, y puede considerarse que el refrigerante sale con un título cercano a 0,25, lo que significa que el 25% del caudal evaporado en el equipo sale como vapor saturado y el resto como líquido saturado. Esto implica que, si se considerara el evaporador como lleno de líquido, se sobreestimaría demasiado la carga que realmente almacena el equipo. Para solventar esta consideración, puede dividirse el volumen del equipo en porciones y considerar que cada una de ellas tiene un título que varía entre 0 (líquido saturado) y 0,25 a la salida. Sumando la carga de cada uno de los tramos del equipo y multiplicando por la cantidad de evaporadores que contiene el servicio considerado se obtiene la carga almacenada por el mismo. En la práctica, se divide el volumen interno del equipo en once tramos y se considera títulos de refrigerante entre 0 y 0,25, realizando saltos de a 0,025 para cada tramo.

- Para las congeladoras de placas y las máquinas de hielo, se cuenta con el dato del fabricante de la carga de refrigerante necesaria en operación.
- Se consideran las tuberías que transportan líquido tanto en alta como en baja presión. Los diámetros de las cañerías consideradas se encuentran informados en el diagrama unifilar de la instalación, Anexo A-2.
- Se considera el volumen de refrigerante contenido en operación de los recipientes de la instalación, el cual corresponde a un 15% del volumen interno para los tanques de recirculado (*R-SR-01* y *R-SR-02*), de un 20% del volumen interno para los tanques separadores de líquido (*R-SL-CF1* y *R-SL-CF2*) y de un 40% del volumen interno para enfriador intermediario y economizador (*R- EI-G* y *R-EI-C6*).
- Solo se calcula la carga de amoníaco sumando recipientes y servicios de la instalación correspondiente al funcionamiento sin producción de hielo (ver *Sección 4.5.4*), ya que conforman una carga más crítica que la que se consume cuando la planta se encuentra con producción de hielo.
- Se considera una carga mínima en operación del receptor del 20% de su volumen interno.

En la *Tabla 4.26* se informan las cargas de amoníaco de todos los servicios con todas las consideraciones realizadas. Lo mismo se realiza para las tuberías en la *Tabla 4.27* y en la *4.28* para los recipientes. En el *Anexo A-1.7* puede observarse el detalle de cálculo de la carga en operación de los evaporadores de la instalación.

Componente	Carga (kg)
Carga total evaporadores	180,0
Congeladora de placas 1 (<i>S-CP1</i>)	489,0
Congeladora de placas 2 (<i>S-CP2</i>)	328,8
Congeladora de placas 3 (<i>S-CP3</i>)	468,5
TOTAL SERVICIOS	1.466,3

Tabla 4.26 - Cargas de amoníaco de los servicios de la instalación.

Líquido de baja				
Diámetro (in)	Diámetro interno (mm)	Longitud (m)	Volumen (m ³)	Carga (kg)
3/4"	18,88	180	0,0498	34,1
1	24,3	110	0,0523	35,8
1 1/4	32,5	50	0,0407	27,8
1 1/2	38,14	60	0,0666	45,6
2	49,22	115	0,2154	147,5
Total lazo líquido de baja			0,42	290
Líquido de alta				
Diámetro (in)	Diámetro interno (mm)	Longitud (m)	Volumen (m ³)	Carga (kg)
3/4	18,88	10	0,0027	1,6
1 1/4	32,5	130	0,1060	62,3
1 1/2	38,14	35	0,0381	22,4
2	49,22	85	0,1607	94,5
4	97,18	20	0,1620	95,3
Total lazo líquido de alta			0,47	280
TOTAL CAÑERÍAS			0,89	570

Tabla 4.27 - Cargas de amoníaco de las cañerías de la instalación.

Carga Recipientes		
	Volumen (m ³)	Carga (kg)
R-SR-01	0,590	403,8
R-SR-02	0,203	138,7
R-SL-SCF1	0,026	17,0
R-SL-SCF2	0,022	14,4
R-EI-G	0,140	91,5
R-EI-C6	0,120	78,4
Total	1,100	743,8

Tabla 4.28 - Cargas de amoníaco de los recipientes de la instalación.

Por último, se sabe que el receptor de líquido posee un volumen interno de $1,85m^3$. Se considera un nivel en operación del 20%, lo que representa $0,37m^3$ que expresado en kg mediante la densidad del refrigerante líquido saturado a alta presión ($0,0017kg/m^3$), representa $217,6kg$ de carga adicional.

Sumando todos los componentes de carga de la instalación en operación se llega al valor final de $3.000kg$ ($5,1m^3$) de carga, la cual debe ser contenida en su totalidad por el tanque receptor de líquido. El recipiente posee un volumen interno de $1,85m^3$, o lo que es lo mismo, $1.090kg$, ya que el refrigerante se almacena como líquido saturado a alta presión. Puede observarse que el recipiente no se encuentra apto para cumplir su función de almacenar líquido. Este tema es retomado en la *Sección 6.3*.

4.8. Válvulas y cañerías

4.8.1. Introducción

Una vez realizado el análisis de la instalación hay que verificar si se cuenta con válvulas y cañerías correctamente instaladas y seleccionadas. En esta sección, se realiza el análisis de las características de las válvulas y cañerías y se determina si las válvulas y cañerías son las adecuadas para condición de funcionamiento.

4.8.2. Cañerías

Sobredimensionar las cañerías con respecto a la capacidad frigorífica que deben transportar beneficia la economía operativa, pero incrementa el costo debido al aumento de material,

instalación y aislación de las mismas. Subdimensionar las cañerías trae naturalmente un beneficio económico, pero ocasiona dificultades en la operación, económicas y técnicas, debido a una mayor caída de presión.

En el *Anexo A-1.8.1* se pueden encontrar recomendaciones utilizadas para la verificación de los distintos lazos de cañerías instalados en la planta. A partir de estas recomendaciones, se analiza cada tramo de cañería instalado según el tipo de línea:

- Líquido a baja presión: *Tabla 4.29*
- Líquido a alta presión: *Tabla 4.30*
- Succión de presión intermedia: *Tabla 4.31*
- Succión de baja presión: *Tabla 4.32*
- Succión de presión de hielo: *Tabla 4.33*
- Vaciamiento: *Tabla 4.34*
- Descarga de presión intermedia: *Tabla 4.35*
- Descarga de alta presión (gas caliente): *Tabla 4.36*

En el *Anexo A-1.8.2* se presenta el procedimiento de cálculo realizado para la verificación de las cañerías, junto con los parámetros utilizados y ejemplos de cálculo particulares para cada una de las líneas.

Realizando este procedimiento para cada una de las cañerías y contemplando las condiciones en las que se presenta el refrigerante, se obtienen las velocidades correspondientes que se contrastan con las presentadas en el *Anexo A-1.8.1*, para luego informar un diámetro nominal recomendado estándar en cada caso.

Existe un caso particular, que es el cálculo de la capacidad en cañerías que transportan gas caliente para descongelamiento. El cálculo de la capacidad de descongelamiento que deben transportar estas cañerías se presenta en el *Anexo A-1.8.3*.

Por lo tanto, en función de las capacidades calefactoras, el salto y el volumen específico del líquido saturado en la etapa de descongelamiento, se calculan las velocidades y se determinan los diámetros nominales estándar recomendados, siguiendo el mismo procedimiento para todas las cañerías. Los resultados se presentan desde la *Tabla 4.29* hasta la *4.36* para todos los lazos de cañería existentes. Las cañerías indicadas en color rojo, cuya velocidad de flujo es mayor que lo recomendado, conllevan el problema de pérdida de carga y afectan el ciclo de refrigeración. Por lo tanto, se recomienda el diámetro que deberían tener dichas cañerías para evitar el inconveniente de pérdida de carga.

Colector principal	Rama	Subrama	Bajada individual	Diámetro nominal relevado (in)	Capacidad de la línea (kcal/h)	Caudal másico a enviar por la línea (kg/s)	Caudal volumétrico a enviar por la línea (m ³ /h)	Velocidad en el ducto (m/s)	Diámetro nominal recomendado (in)
Salida R-SR-01	-	-	-	2,00	475.907	1,80	9,47	1,38	2,50
	S-CP1/2/3	-	-	1,50	210.000	0,80	4,18	1,02	2,00
		S-CP1	-	1,25	70.000	0,27	1,39	0,47	-
		S-CP2	-	1,25	50.000	0,19	1,00	0,33	-
		S-CP3	-	1,25	90.000	0,34	1,79	0,60	-
	S-T1/2/3/4 y S-C1	-	-	2,00	235.033	0,89	4,68	0,68	-
		S-C1	-	0,75	32.418	0,12	0,65	0,64	-
			Evaporador individual	0,50	10.806	0,04	0,22	0,40	-
		S-T1	-	2,00	53.066	0,20	1,06	0,15	-
		S-T2	-	2,00	53.066	0,20	1,06	0,15	-
		S-T3	-	2,00	48.242	0,18	0,96	0,14	-
		S-T4	-	2,00	48.242	0,18	0,96	0,14	-
	S-C3	-	-	1,00	30.874	0,12	0,61	0,37	-
		Alimentación a par de evaporadores	-	0,50	15.437	0,06	0,31	0,57	-
			Evaporador individual	0,50	7.719	0,03	0,15	0,28	-
		Alimentación a par de evaporadores	-	0,50	15.437	0,06	0,31	0,57	-
			Evaporador individual	0,50	7.719	0,03	0,15	0,28	-
Salida R-SR-02	-	-	-	2,00	253.000	1,12	5,88	0,86	-
	S-C2	-	-	0,75	32.418	0,14	0,75	0,75	-
		Evaporador individual	-	0,50	10.806	0,05	0,25	0,46	-
	S-C4 y S-C5	-	-	2,00	202.615	0,89	4,71	0,69	-
		S-C4 línea de 4 evaporadores	-	0,75	57.890	0,26	1,35	1,33	1
		S-C4 línea de 3 evaporadores	-	0,75	43.418	0,19	1,01	1,00	-
		S-C5 línea de 4 evaporadores	-	0,75	57.890	0,26	1,35	1,33	1
		S-C5 línea de 3 evaporadores	-	0,75	43.418	0,19	1,01	1,00	-
			Evaporador individual	0,50	14.473	0,06	0,34	0,62	-
	S-AC	-	-	1,00	17.967	0,08	0,44	0,27	-
		Evaporador individual	-	0,75	4.492	0,02	0,11	0,11	-

Tabla 4.29 - Cálculo de velocidades del refrigerante en los ductos y determinación del diámetro nominal recomendado para líneas de líquido a baja presión.

Colector principal	Rama	Subrama	Diámetro (in)	Capacidad involucrada en la línea (kcal/h)	Caudal másico por la línea (kg/h)	Caudal volumétrico por la línea (m ³ /h)	Velocidad en el ducto (m/s)	Diámetro nominal recomendado (in)
Condensadores a R-TR-G	-	-	4,00	1.400.000	4.478,10	7,61	0,29	-
	CE-01	-	2,00	250.000	799,66	1,36	0,20	-
	CE-02	-	2,00	250.000	799,66	1,36	0,20	-
	CE-03	-	2,00	250.000	799,66	1,36	0,20	-
	CE-04	-	2,00	250.000	799,66	1,36	0,20	-
	CE-05	-	2,00	250.000	799,66	1,36	0,20	-
	CE-06	-	2,00	150.000	479,80	0,82	0,12	-
R-TR-G a R-SR-02	-	-	1,50	253.000	1,007	1,711	0,42	-
R-TR-G a PB	-	-	1,50	831.960	3.003,88	5,11	1,24	-
	R-TI-G	A recipiente	0,75	123.895	477,34	0,81	0,81	-
	A R-TI-C6	A recipiente	0,50	29.725	114,52	0,19	0,36	-
	R-TI-C6 + R-TI-G a R-TR-G	-	1,25	475.907	1.621,69	2,76	0,92	-
	S-CF1/2 y S-SH	-	1,25	202.433	790,34	1,34	0,45	-
		S-CF1	0,50	4.403	16,97	0,03	0,05	-
		S-CF2	1,50	11.058	42,60	0,07	0,02	-
		S-SH	0,50	6.971	27,25	0,05	0,09	-
		S-MH1	1,00	90.000	351,76	0,60	0,36	-
		S-MH2	1,00	90.000	351,76	0,60	0,36	-
R-TR-G a R-EA-C1	-	-	1,50	10.318	38,40	0,07	0,02	-
R-TR-G a R-EA-C2	-	-	1,50	76.096	283,18	0,48	0,12	-
R-TR-G a R-EA-C6	-	-	1,25	79.535	295,98	0,50	0,17	-

Tabla 4.30 - Cálculo de velocidades del refrigerante en los ductos y determinación del diámetro nominal recomendado para líneas de líquido a alta presión.

Colector principal	Rama	Diámetro (in)	Capacidad involucrada en la línea (kcal/h)	Caudal másico por la línea (kg/h)	Caudal volumétrico por la línea (m ³ /h)	Velocidad en el ducto (m/s)	Diámetro nominal recomendado (in)
R-TI-G a Compresores de etapa de alta	-	5,00	-	2.944,00	1.230,59	29,12	6
	C1-T	5,00	-	1.770,00	739,86	17,51	-
	C3-P	4,00	-	1.174,00	490,73	18,38	-
R-TI-C6 + R-TI-G a R-TR-G	-	1,25	15.462	59,57	24,90	8,34	-
	S-CF1	1,25	11.058	42,60	17,81	5,96	-
	S-CF2	1,25	4.404	16,97	7,09	2,37	-

Tabla 4.31 - Cálculo de velocidades del refrigerante en los ductos y determinación del diámetro nominal recomendado para líneas de succión a presión intermedia.

Proyecto Final de Grado – Análisis termomecánico de instalación frigorífica
F.N. Pérez Alarcón, R.G. Segovia

Colector principal	Rama	Subrama	Bajada individual	Diámetro (in)	Capacidad involucrada en la línea (kcal/h)	Caudal másico por la línea (kg/s)	Caudal volumétrico por la línea (m³/h)	Velocidad en el ducto (m/s)	Diámetro nominal recomendado (in)
Retorno a R-SR-01	-	-	-	8,00	486.965	0,46	2.016,15	19,01	-
	S-CP1/2/3	-	-	3,00	210.000	0,20	869,45	56,67	5,00
		S-CP1	-	3,00	70.000	0,07	289,82	18,89	-
		S-CP2	-	3,00	50.000	0,05	207,01	13,49	-
		S-CP3	-	3,00	90.000	0,09	372,62	24,29	4,00
	S-T1/2/3/4 y S-C1	-	-	4,00	235.033	0,22	973,09	36,44	5,00
		S-C1	-	4,00	32.418	0,03	134,22	5,03	-
			Evaporador individual	1,25	10.806	0,01	44,74	14,98	-
		S-T1	-	4,00	53.066	0,05	219,70	8,23	-
		S-T2	-	4,00	53.066	0,05	219,70	8,23	-
		S-T3	-	4,00	48.242	0,05	199,73	7,48	-
		S-T4	-	4,00	48.242	0,05	199,73	7,48	-
	S-C3	-	-	4,00	30.874	0,03	127,83	4,79	-
		Alimentación a par de evaporadores	-	1,50	15.437	0,01	63,91	15,54	-
			Evaporador individual	1,25	7.719	0,01	31,96	10,70	-
		Alimentación a par de evaporadores	-	1,50	15.437	0,01	63,91	15,54	-
			Evaporador individual	1,25	7.719	0,01	31,96	10,70	-
	S-CF1	-	-	1,50	11.058	0,01	45,78	11,13	-
	C1-T	-	-	6,00	284.000	0,27	1.175,83	19,41	-
	C4-P	-	-	4,00	120.900	0,11	500,55	18,75	-
	C5-P	-	-	4,00	120.900	0,11	500,55	18,75	-
	C6-T	-	-	6,00	220.500	0,21	912,92	15,07	-
Retorno a R-SR-02	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	S-C2	-	-	4,00	32.418	0,036	156,70	5,87	-
		Evaporador individual	-	1,25	10.806	0,012	52,23	17,49	-
	S-C4	-	-	5,00	101.308	0,112	489,69	11,59	-
		Línea de 4	-	2,00	57.890	0,064	279,82	40,85	3,00
		Línea de 3	-	2,00	43.418	0,048	209,87	30,64	3,00
	S-C5	-	-	5,00	101.308	0,112	489,69	11,59	-
		Línea de 4	-	2,00	57.890	0,064	279,82	40,85	3,00
		Línea de 3	-	2,00	43.418	0,048	209,87	30,64	3,00
			Evaporador individual	2,00	14.472	0,016	69,96	10,21	-
	S-AC	-	-	2,00	17.967	0,020	48,41	4,92	-
		Evaporador individual	-	1,00	4.492	0,005	12,10	7,25	-

Tabla 4.32 - Cálculo de velocidades del refrigerante en los ductos y determinación del diámetro nominal recomendado para líneas de succión a baja presión.

Colector principal	Rama	Diámetro (in)	Capacidad involucrada en la línea (kcal/h)	Caudal másico por la línea (kg/h)	Caudal volumétrico por la línea (m ³ /h)	Velocidad en el ducto (m/s)	Diámetro nominal recomendado (in)
Colector Gral. desde sala de máquinas hasta R-SS-H		5,00	186971,00	730,77	494,97	11,71	-
	S-MH1	2,00	90000,00	351,76	238,26	34,78	3,00
	S-MH2	2,00	90000,00	351,76	238,26	34,78	3,00
	S-SH	1,25	6971,00	27,25	18,45	6,18	-

Tabla 4.33 - Cálculo de velocidades del refrigerante en los ductos y determinación del diámetro nominal recomendado para líneas de succión a presión de hielo.

Colector principal	Rama	Diámetro (in)	Capacidad involucrada en la línea (kcal/h)	Caudal másico por la línea (kg/h)	Caudal volumétrico por la línea (m ³ /h)	Velocidad en el ducto (m/s)	Diámetro nominal recomendado (in)
S-C1	-	1,00	51.585	161,66	0,26	0,16	-
S-C2	-	1,00	51.585	161,66	0,26	0,16	-
	Evaporador individual	0,75	17.195	53,89	0,09	0,09	-
S-C3 grupo de 2 evaporadores	-	0,75	24.358	76,33	0,12	0,12	-
	Evaporador individual	0,75	12.179	38,17	0,06	0,06	-
S-T1	-	1,00	97.630	305,96	0,50	0,30	-
S-T2	-	1,00	97.630	305,96	0,50	0,30	-
S-T3	-	1,00	97.630	305,96	0,50	0,30	-
S-T4	-	1,00	97.630	305,96	0,50	0,30	-
S-CP1	-	1,00	146	0,459	0,00075	0,00045	-
S-CP2	-	1,00	88	0,277	0,00045	0,00027	-
S-CP3	-	1,00	138	0,433	0,00071	0,00042	-
S-CF1	-	0,75	13.503	42,32	0,07	0,07	-

Tabla 4.34 - Cálculo de velocidades del refrigerante en los ductos y determinación del diámetro nominal recomendado para líneas de vaciamiento.

Colector principal	Rama	Diámetro (in)	Capacidad involucrada en la línea (kcal/h)	Caudal másico por la línea (kg/h)	Caudal volumétrico por la línea (m ³ /h)	Velocidad en el ducto (m/s)	Diámetro nominal recomendado (in)
Descarga de compresores de etapa de baja a R-TI-G	-	5,00	-	1.745,50	729,62	17,26	-
	C1-T	4,00	-	942,70	394,05	14,76	-
	C4-P	3,00	-	401,40	167,79	10,94	-
	C5-P	3,00	-	401,40	167,79	10,94	-

Tabla 4.35 - Cálculo de velocidades del refrigerante en los ductos y determinación del diámetro nominal recomendado para líneas de descarga a presión intermedia.

Proyecto Final de Grado – Análisis termomecánico de instalación frigorífica
F.N. Pérez Alarcón, R.G. Segovia

Colector principal	Rama	Subrama	Subrama 2	Bajada individual	Diámetro (in)	Capacidad involucrada en la línea (kcal/h)	Caudal másico por la línea (kg/h)	Caudal volumétrico por la línea (m³/h)	Velocidad en el ducto (m/s)	Diámetro nominal recomendado (in)
Línea general compresores a condensadores	-	-	-	-	5,00	-	3.818,40	450,57	10,66	4,00
	C6-T	-	-	-	3,00	-	874,40	103,18	6,73	2,50
	C3-P	-	-	-	3,00	-	1.174,00	138,53	9,03	-
	C2-T	-	-	-	3,00	-	1.770,00	208,86	13,61	-
	S-CF1	-	-	-	1,00	13.503	42,32	4,99	2,99	0,75
	S-CF1 y S-T1/2/3/4	-	-	-	1,25	442.105	1.385,48	163,49	54,74	3,00
		S-C1	-	-	1,00	51.585	161,66	19,08	11,43	-
		S-T1/2/3/4	-	-	1,25	97.630	305,96	36,10	12,09	-
	Línea a Planta Alta	-	-	-	2,00	408.417	1.279,91	151,03	22,05	3,00
		S-C2	-	-	1,50	51.585	161,66	19,08	4,64	1,00
			Línea después de solenoide	-	1,00	51.585	161,66	19,08	11,43	-
		S-C4 y S-C5	-	-	2,00	356.832	1.118,25	131,95	19,26	2,50
			Alimentación a grupo de 3 evaporadores	-	1,25	76.464	239,63	28,28	9,47	-
			Alimentación a grupo de 4 evaporadores	-	1,25	101.952	319,50	37,70	12,62	-
				Evaporador individual	1,00	25.488	79,88	9,43	5,65	0,75
	S-C3	-	-	-	1,00	24.358	76,33	9,01	5,40	-
		Alimentación a par de evaporadores	-	-	0,75	24.358	76,33	9,01	8,94	0,50
			Alimentación a evaporadores	-	0,75	12.179	38,17	4,50	4,47	0,50
	R-EA-C1	-	-	-	3,00	10.318	38,40	3,69	0,24	1,50
	R-EA-C2	-	-	-	3,00	76.096	283,18	27,19	1,77	1,25
	R-EA-C2	-	-	-	3,00	79.536	295,98	28,41	1,85	1,25
	A condensador 6	-	-	-	2,00	150.000	479,80	56,62	8,27	1,00
	A cada condensador (de 1 a 5)	-	-	-	2,00	250.000	799,66	94,36	13,78	1,25

Tabla 4.36 - Cálculo de velocidades del refrigerante en los ductos y determinación del diámetro nominal recomendado para líneas de descarga a alta presión.

En la *Tabla 4.29* a la *4.36* se señalaron tanto velocidades bajas como altas con las que el refrigerante circula por la cañería. En los casos en la que velocidad resultó demasiado baja, se recomendó el diámetro al que se debería reducir la cañería para alcanzar velocidades convenientes. En caso contrario, donde la velocidad era elevada, se recomendó el diámetro al que se debería agrandar la cañería para que la velocidad se reduzca a un valor conveniente.

4.8.3. Capacidad de las válvulas

Una vez verificadas las cañerías, se debe analizar si las válvulas instaladas se encuentran correctamente seleccionadas. Esto se realiza contrastando la capacidad en cada línea y la capacidad admisible por la válvula para una determinada caída de presión. Es importante que la caída de presión en la válvula sea la menor posible, de forma tal de minimizar la pérdida de carga.

Los fabricantes de válvulas brindan las características de cada una en función del estado en el que el refrigerante circula a través de ellas y con características determinadas. En función de las características bajo las que se las hace funcionar en la instalación, hay que aplicar factores de corrección que nos permitan hacer una comparación y verificar que cada válvula se encuentra correctamente utilizada.

En el caso del fabricante Jefersson, se conoce según el modelo, la caída de presión en la válvula y la temperatura de evaporación, cuál es la capacidad admisible para la línea donde se instale la válvula. Jefersson informa los datos de sus válvulas para las siguientes condiciones:

- Régimen de circulación: 4
 - No se corrige dado que se contempla el mismo funcionamiento.
- Temperatura de evaporación:
 - No se corrige, se pondera entre los valores informados por el catálogo del fabricante.
- Temperatura de condensación: 25°C
 - Factores de corrección: disminuyen la potencia informada en un factor de:
 - Líquido: 0,94
 - Vapor: 0,96
 - Mezcla líquido-vapor: 1
- Caída de presión:
 - Se verifica que ocurra la mínima que admita la capacidad de la línea y se informa si podría elegirse una caída menor.

En el caso del fabricante Danfoss, se determina según la capacidad requerida, el modelo de válvula, la caída de presión admisible en la válvula y las temperaturas de evaporación y condensación, cuál es la caída de presión se produce en la válvula para la línea donde se instale la válvula, sin necesidad de corregir mediante coeficientes dado que se utilizan las condiciones bajo las que se encuentra la válvula. En función de esto, se determina si la caída de presión es admisible en la válvula, es decir, la mínima posible.

A partir de estas referencias se tabularon las válvulas instaladas con los valores existentes y los tabulados por los fabricantes en sus catálogos en la *Tabla 4.37*.

Servicio	Tipo de válvula	Estado del refrigerante	Fabricante	Modelo	Capacidad requerida [kcal/h]	Δp correspondiente [kg/cm ²]	Capacidad informada por catálogo [kcal/h]
S-C1	Solenoides	líquido baja presión	Danfoss	EVRA 10	129.674	0,14	-
		gas caliente	Danfoss	EVRA 20	51.557	0,27	-
	Reguladora de presión	Succión de baja presión	EICA	CPS300	32.416	-	170.250
		Vaciamiento	Jefferson	1353PC7	-	-	-
S-C2	Solenoides	líquido baja presión	Danfoss	EVRA 10	129.674	0,14	-
		gas caliente	Danfoss	EVRA 20	51.557	0,27	-
	Reguladora de presión	Succión de baja presión	EICA	CPS300	32.416	-	170.250
		Vaciamiento	Danfoss	OFV 20	51.557	0,14	-
S-C3	Solenoides	líquido baja presión	Danfoss	EVRA 10	61.746	1,02	-
		gas caliente	Danfoss	EVRA 10	24.342	0,57	-
	Reguladora de presión	Succión de baja presión	Danfoss	PM 3-32	15.434	0,20	39.553
		Vaciamiento	Danfoss	OFV 20	24.342	0,03	-
S-C4 y S-C5	Solenoides	líquido baja presión	Jefferson	1343 AT4F	231.558	0,14	322.495
		gas caliente	Jefferson	1344 AT08	101.892	0,51	161.566
	Reguladora de presión	Succión de baja presión	Jefferson	2054-50	57.894	0,15	65.220
S-CF1	Solenoides	líquido presión intermedia	Danfoss	EVRA 10	11.058	0,07	-
		Succión de presión intermedia	Danfoss	EVRA 15	11.058	0,31	-
	Piloto de presión	Vaciamiento	Jefferson	1353PC7	-	-	-
S-CF2	Solenoides	líquido presión intermedia	Danfoss	EVRA 10	4.402	0,01	-
		Succión de presión intermedia	Danfoss	EVRA 15	4.402	0,31	-
S-T1 / S-T2 / S-T3 / S-T4	Piloto de presión	Vaciamiento	Jefferson	1353PC7	-	-	-
S-CP1/S-CP2 / S-CP3	Reguladora de presión	Vaciamiento	Jefferson	1353PC7	-	-	-
S-SH	Solenoides	líquido presión hielo	Danfoss	EVRA 10	6.973	0,02	-
		Succión presión hielo	Jefferson	1343 AT6/7	6.973	0,14	30.673
	Piloto de presión	Vaciamiento	Jefferson	1353PC7	-	-	-
S-MH1 y S-MH2	Solenoides	líquido presión hielo	Danfoss	EVRA 10	90.000	0,09	-
	Reguladora de presión	Succión presión hielo	Danfoss	PM 3-40	90.000	0,20	98.195
S-AC	Solenoides	líquido baja presión	Jefferson	1343 AT5	71.866	0,14	429.994
	Reguladora de presión	Succión de baja presión	Jefferson	2054M40	17.962	0,15	30.095
R-SR-01	Solenoides	líquido baja presión	Danfoss	EVRA 25	958.096	0,26	-
R-SR-02	Solenoides	líquido baja presión	Danfoss	EVRA 32	1.942.221	0,39	-
R-EI-G	Solenoides	líquido presión intermedia	Jefferson	1343 AT4F	123.896	0,14	333.003
R-EI-C6	Solenoides	líquido presión intermedia	Jefferson	1344 AT06	29.725	0,14	443.734

Tabla 4.37 - Válvulas instaladas, contrastadas con las especificaciones de los fabricantes.

5. LEYES DE APLICACIÓN

5.1. Resolución 231/96: Aparatos sometidos a presión, Secretaría de Política Ambiental de la Provincia de Buenos Aires

5.1.1. Introducción

La Resolución 231/96 dicta la reglamentación inherente a la materia de "aparatos sometidos a presión" instalados o a instalarse en los establecimientos industriales. Por razones de indiscutible seguridad ambiental industrial resulta necesario reglamentar la instalación de: aparatos sometidos a presión con fuego, sin fuego y equipos sometidos a esfuerzos combinados; de recipientes e instalaciones para cloro líquido; recipientes y cilindros para contener gases comprimidos, licuados y disueltos; equipos y recipientes importados; recipientes e instalaciones para líquidos refrigerantes; válvulas y dispositivos.

De esta forma, se procede a destacar los artículos pertinentes a la instalación frigorífica.

5.1.2. Artículos pertinentes

Artículo 1: *A los fines previstos en el inciso l) del artículo 77 del Decreto N° 1741/96 reglamentario de la Ley N° 11.459, se consideran aparatos a presión todos aquellos recipientes que se encuentren sometidos a presión interna y reúnan cualquiera de las siguientes características:*

- a) *Con fuego: Volumen mínimo 200L y/o presión de trabajo manométrica mínima 0,5kg/cm².*
- b) *Sin fuego: Volumen mínimo 80L y/o presión de trabajo manométrica mínima 3,00kg/cm².*
- c) *En los equipos sometidos a esfuerzos combinados (dinámicos, flexo torsión, etc.) los límites serán: el volumen mínimo 80L y/o presión de trabajo manométrica 1,00kg/cm².*

Artículo 3: *Todos los aparatos y recipientes que se instalen en la Provincia de Buenos Aires, que contengan fluidos a presión y sean alcanzados por la presente resolución, deberán llevar leyendas o placa de identificación grabada en forma indeleble. En la misma se consignará:*

- a) *Nombre del fabricante y domicilio del mismo.*
- b) *Número y serie de fabricación.*
- c) *Datos técnicos del aparato: superficie de calefacción, producción de vapor con agua de alimentación a 20 grados centígrados, etc.*
- d) *Fecha de fabricación.*
- e) *Norma a la que responde su fabricación.*
- f) *Presión de trabajo, presión de prueba, presión de diseño.*

Artículo 11: *Todos los recipientes alcanzados por la presente Resolución serán sometidos a los ensayos no destructivos y controles de los elementos de seguridad que forman parte de su instalación, en los plazos y condiciones que se pautan en el Apéndice 1, que forma parte integrante de la presente Resolución. Estos ensayos periódicos serán llevados a cabo por profesionales de la Ingeniería habilitados a tal fin.*

Artículo 14: *Todos los aparatos sometidos a presión alcanzados por las disposiciones contenidas en la presente que hayan cumplido treinta (30) años corridos, contados de la fecha de fabricación según conste en la placa de identificación, hayan sido o no utilizados, o no cuenten con sus respectivas placas originales de identificación aplicadas por sus fabricantes, o que a juicio de la autoridad de aplicación, se considere necesario para continuar en funcionamiento, comercializarse, instalarse o reinstalarse, deben ser sometidos, por y a cargo de sus propietarios, a los ensayos técnicos de extensión de vida útil, de acuerdo a lo pautado en el Apéndice 2.*

Artículo 33: *A los fines de la presente reglamentación se agrupan bajo la denominación de "Recipientes a Presión sin Fuego":*

- a) *Los recipientes a presión (con excepción de las calderas) para contener vapor, agua caliente, gases o aire a presión obtenidos de una fuente externa o por la aplicación indirecta de calor.*
- b) *Los recipientes sometidos a presión calentados con vapor, incluyendo a todo recipiente hermético, vasijas o pailas abiertas que tengan una camisa, o doble pared con circulación o acumulación de vapor, usados para cocinar, y/o destilar, y/o secar, y/o evaporar, y/o tratamiento, etc.*
- c) *Los tanques de agua sometidos a presión que puedan ser utilizados para calentar agua por medio de vapor, serpentinas de vapor u otro fluido y los que se destinan para almacenar agua fría para dispersarla mediante presión.*
- d) *Los tanques de aire sometidos a presión, o de aire comprimido que se emplean como tanques primarios o secundarios en un ciclo ordinario de compresión de aire o directamente por compresores.*
- e) *Los tanques de los equipos de los sistemas de refrigeración incluyendo los recipientes bajo presión.*
- f) *Todos los tipos de cilindros secadores presurizados con vapor.*
- g) *Todo otro equipo que cumpla con lo pautado anteriormente en los artículos definitorios de aparatos sometidos a presión, y que a juicio de la Autoridad de Aplicación corresponda su habilitación.*

Artículo 34: *Todos los aparatos sometidos a presión sin fuego deberán cumplir con lo siguiente:*

- 1) *Serán diseñados de modo tal que resistan las presiones máximas a que estarán expuestos los circuitos en operación.*
- 2) *Se construirán con materiales adecuados de acuerdo con normas o códigos como IRAM, ASME, DIN, o cualquier otra reconocida internacionalmente, que reduzcan al mínimo los riesgos de pérdida de espesores o debilitamiento por corrosión, desgaste o electrólisis.*
- 3) *Para el dimensionamiento de estos equipos se tendrá en cuenta el desgaste de las envolturas y tapas por corrosión, erosión o electrólisis.*
- 4) *Llevarán placa de identificación en la que deberá constar como mínimo: nombre del fabricante, número y año de fabricación, presión máxima admisible de trabajo y diseño, presión de prueba, número de serie, volumen en litros, norma constructiva.*
- 5) *Los recipientes a presión instalados en plantas Petroquímicas o utilizados en la industria petrolera deberán cumplir con las normas del código API 510.*

Artículo 35: *La instalación de estos equipos se realizará a una distancia mínima de 0,60 metros de todo muro o pared medianera y de modo tal que no ponga en riesgo la integridad del personal por rotura o explosión. Si la Autoridad de Aplicación lo considera necesario, podrá disponer la construcción de muros protectores o cualquier otro sistema de seguridad que brinde la mayor protección posible; también podrá exigir que dichos equipos sean ubicados*

en lugares segregados cuando razones de seguridad así lo justifiquen. Queda prohibido el uso de los locales de instalación como pasaje de personal.

5.1.3. Adecuaciones a realizar

Según los artículos mencionados en la *Sección 5.1.2*, en particular los artículos 1 y 33, los recipientes alcanzados por esta normativa se listan a continuación:

- R-SA-C1
- R-SA-C2
- R-SA-C3
- R-SA-C4
- R-SA-C5
- R-SA-C6
- R-EA-C1
- R-EA-C2
- R-EA-C6
- R-SL-MH1
- R-SL-MH2
- R-SR-01
- R-SR-02
- R-TR-G
- R-DP-G
- R-SS-H
- R-EI-G
- R-EI-C6
- R-SL-SCF1
- R-SL-SCF2
- R-SL-S

A estos recipientes les corresponde cumplimentar con las exigencias de la normativa provincial que se detallan en las siguientes secciones.

5.1.3.1. Chapas identificatorias

Todos los aparatos y recipientes alcanzados por la normativa provincial deben contar con chapa identificatoria grabada de forma indeleble. En la instalación solo los recipientes *R-TR-G* y *R-SR-02* constan de chapa identificatoria. Sin embargo, no cuentan con la totalidad de datos.

De esta forma, se solicita que todos los recipientes listados cuenten con una chapa identificatoria que cuente con los siguientes datos:

- Nombre del fabricante y domicilio del mismo
- Número de serie y de fabricación
- Fecha de fabricación
- Norma de fabricación
- Presión de trabajo
- Presión de prueba
- Presión de diseño
- Volumen interno

5.1.3.2. Ensayo de vida útil

Siendo, en su mayoría, recipientes instalados originariamente en la planta (año 1977) y no contando con chapas identificatorias, en función del artículo 14, se recomienda la realización de ensayos de extensión de vida útil a los aparatos listados anteriormente, con excepción del R-SR-02.

Estos aparatos constan de una antigüedad superior a los 30 años, edad a la que la regulación exige que se realice una extensión de la vida útil de los mismos.

Además, debe cumplirse lo mencionado en el artículo 79, donde se dice que:

1. La presión de diseño no será en ningún caso inferior a los 17kg/cm^2 en la etapa de alta y a los 10kg/cm^2 en la etapa de baja.
2. Se procederá al radiografiado total de las costuras soldadas.
3. Tanto la etapa de alta como la de baja deberán poseer doble válvula de seguridad a resorte en un mismo cuerpo, quedando una siempre en operación y otra en condiciones de realizársele mantenimiento. No deberá existir entre el cuerpo de la válvula y el recipiente, ninguna válvula intermedia que pueda bloquearla.

Se debe tener en cuenta también que el artículo 89 menciona que *“en los recipientes que contienen productos refrigerantes, amoníaco, freón, etc. anualmente se realizará un control ultrasónico de espesores, reponiéndose posteriormente la barrera de vapor”*, cuestión que debe tenerse en cuenta a la hora de realizar las inspecciones correspondientes.

5.1.3.3. Disposición física de los recipientes

Según el artículo 35, los recipientes deben ubicarse a no menos de 60 cm de todo muro o pared medianera. De esta forma, los aparatos listados a continuación no cumplen con dicho requisito:

- R-SL-SCF1
- R-SL-SCF2
- R-SL-S
- R-SR-01
- R-TR-G
- R-SS-H
- R-EI-G

Además, según el artículo 87:

“La instalación de los equipos y tanques de almacenaje de líquidos refrigerantes será de forma tal que se pueda acceder con facilidad a los mismos por cualquiera de sus lados, para realizar cualquier tipo de maniobra, ya sean rutinarias o de emergencia.”

Por lo que se recomienda facilitar el acceso a las válvulas de los siguientes recipientes, cuya ubicación física dificultó las tareas relevamiento:

- R-SL-MH1
- R-SL-MH2

5.1.3.4. Dispositivos de seguridad

En el artículo 80 de la normativa se prohíbe la liberación de amoníaco a los ambientes de trabajo o al medio circundante:

*“Las válvulas de seguridad se regularán a un diez por ciento sobre la presión de trabajo. La liberación de dichas válvulas de seguridad será a un recipiente neutralizador, especialmente diseñado para tal efecto, teniendo en cuenta la contrapresión. **Se prohíbe la liberación de amoníaco, a través de las válvulas de seguridad, a los ambientes de trabajo o al medio circundante.**”*

En este caso, se debe destacar que los siguientes recipientes no cumplen este artículo y que debe realizarse la adecuación correspondiente en la instalación para que las válvulas de seguridad no descarguen al medio circundante:

- R-SR-02
- R-SL-MH1
- R-SL-MH2

Además, según el artículo 92:

“Las instalaciones de gases refrigerantes deberán poseer los elementos de seguridad que se establecen como mínimo a continuación:

1. *Instrumentos de medición de presiones, calibrados e identificados con los valores normales de funcionamiento.*
2. *Detectores automáticos de fugas de gases en los recintos de la planta y en áreas de peligro - cuidando la relación de detección / área volumétrica a controlar -, que deberán enviar la señal a una central de alarmas instalada fuera del lugar y que sea capaz de determinar por métodos sónicos y/o lumínicos la perfecta identificación del lugar donde se produce el evento.*
3. *Válvulas de comando automáticas o a distancia para accionamiento rápido en caso de fuga del fluido refrigerante.*
4. *Válvulas de alivio en las líneas de refrigerantes con líquido para evitar el bloqueo de las mismas.*

En aquellos casos que el profesional considere innecesario alguno de estos elementos por contar con otros que los suplan con ventaja, deberá presentar una nota con la fundamentación técnica y aguardar la respuesta de la Autoridad de Aplicación.

El profesional que realice la habilitación de estos recipientes refrigerantes, deberá adjuntar a la documentación a presentar ante la Autoridad de Aplicación un croquis donde detalle ubicación de recipientes, de detectores, de alarmas, de elementos de protección personal, lugares de acceso y de salida.”

Y según el artículo 110:

“Los recipientes a presión sin fuego contarán como mínimo con los siguientes elementos de seguridad:

1. *Un manómetro con escala graduada en kilogramos por centímetro cuadrado, extendida como máximo hasta el doble de la presión del trabajo, con una marca en dicha presión y conectado directamente con el circuito sometido a presión.*
2. *Una válvula de seguridad a resorte.*
3. *Un elemento de seguridad de corte automático que accione por sobrepresión, en el equipo generador de presión.*
4. *Una purga de fondo de características automáticas y que derive los barros de extracción a una cámara de recolección donde se almacenará agua, barros, aceites, etc.*
5. *Disco de ruptura, para proteger las válvulas de seguridad, cuando las características del sistema así lo justifiquen.”*

Por lo tanto, es imperativo incorporar al recipiente *R-SR-01* válvulas de seguridad, dado que el mismo no cuenta con ellas.

5.1.3.5. Central de alarmas

El estándar de ASHRAE enuncia que, en salas de máquinas, debe ubicarse un detector en una zona donde pueda concentrarse refrigerante en caso de una fuga. En caso de que se active el detector, debe actuar un sistema de ventilación mecánica y una alarma.

A su vez, la Resolución 231/96: Aparatos sometidos a presión, Secretaría de Política Ambiental de la Provincia de Buenos Aires, en su artículo 92, enuncia los elementos de seguridad mínimos que debe poseer una instalación que trabaje con gases refrigerantes. En su inciso b, el artículo enuncia como requisito:

“Detectores automáticos de fugas de gases en los recintos de la planta y en áreas de peligro – cuidando la relación de detección / área volumétrica a controlar -, que deberán enviar la señal a una central de alarmas instalada fuera del lugar y que sea capaz de determinar por métodos sónicos y/o lumínicos la perfecta ventilación del lugar donde se produce el evento”.

En la planta en estudio, se observó la presencia de detectores en las zonas donde está instalado el silo de hielo, máquinas de hielo, congeladoras de placas y separador de recirculado *R-SR-02*. En la *Figura 5.1, 5.2, 5.3, 5.4 y 5.5* se observan fotos reales de la central de alarma y detectores ubicados en distintos puntos de la planta.



Figura 5.1 - Central de Alarmas.

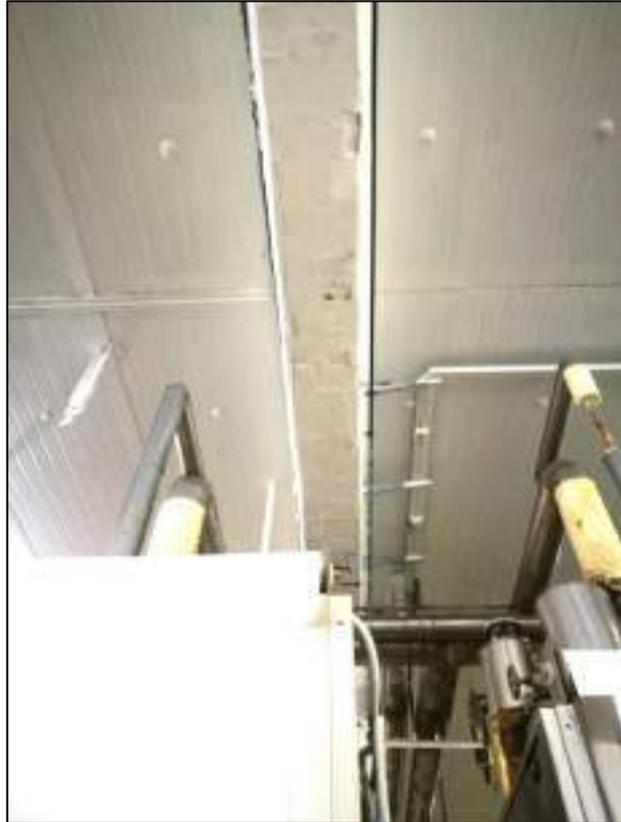


Figura 5.2 - Detector de NH3, congeladoras de placas.



Figura 5.3 - Detector de NH3, válvulas de mando de cámaras de mantenimiento de congelado 4 y 5 (S-C4 y S- C5).



Figura 5.4 - Detector de NH₃, Máquinas de hielo (S-MH1 y S-MH2).



Figura 5.5 - Detector NH₃, ingreso a silo de hielo.

5.2. ANSI/ASHRAE Standard 15-2007

5.2.1. Introducción

La Sociedad Estadounidense de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE) es una asociación estadounidense que busca avanzar en el diseño y construcción de sistemas de ventilación, calefacción, aire acondicionado y refrigeración. La asociación y sus miembros se enfocan en los sistemas de edificios, la eficiencia energética, la calidad del aire interior y la sostenibilidad dentro de la industria. A través de la investigación, la redacción de normas, la publicación y la educación continuas, regula los estándares de seguridad en instalaciones de refrigeración industrial. En este apartado, se utilizan algunas de las secciones de la normativa **15-2007: Safety Standard for Refrigeration Systems**, para verificar y realizar recomendaciones en cuanto a las válvulas de seguridad, cañerías de seguridad y tanque reactor de agua, sistema de alarma y ventilación.

5.2.2. Válvulas de seguridad para aparatos sometidos a presión

La norma define como *aparato sometido a presión* a todo recipiente que contenga refrigerante en un sistema de refrigeración. En la *Sección 9.7* de la normativa, se define que todos los aparatos sometidos a presión que contengan refrigerante líquido y sean capaces de ser aislados mediante válvulas de cierre deben tener instalado un dispositivo de alivio de presión. En el caso de recipientes de volumen interno de hasta $0,085m^3$ es suficiente que posea una válvula de seguridad o fusible de presión. En el caso de recipientes de entre $0,085m^3$ hasta $0,285m^3$ el dispositivo de alivio de presión debe ser obligatoriamente una válvula de seguridad. Por último, los recipientes de más de $0,285m^3$ de volumen interno, deberán poseer válvulas de seguridad dual instaladas.

Las capacidades de las válvulas de seguridad que protegen recipientes se definen en la *Sección 9.7.5* de la norma y se calculan según la ecuación (5.1).

$$C = f * D * L \quad (5.1)$$

Donde:

- **C** es la capacidad de descarga requerida mínima por la válvula de seguridad (*kg/s* de aire).
- **D** es el diámetro exterior del recipiente (*m*).
- **L** es la longitud del recipiente (*m*).
- **f** es un factor que depende del refrigerante. Para el caso de R-717 se utiliza **f=0,041**. Además, la norma recomienda multiplicar este valor por 2,5 en el caso de que el recipiente a proteger se encuentre cerca de materiales combustibles. En el caso de este proyecto, se toma esta recomendación para todos los casos.

En la *Tabla 5.1*, se informan las dimensiones de los recipientes de la instalación. En función del volumen de cada tanque se define según la sección 9.7 de la norma ASHRAE el tipo de válvula de seguridad que debe tener instalado el recipiente. En la *Tabla 5.1* “Simple” se refiere a una válvula de seguridad de una sola vía y “Dual” se refiere a válvula de seguridad dual. Por último, en base a la ecuación (5.1) se calcula la capacidad de descarga mínima que debiera tener la válvula de seguridad asociada al recipiente correspondiente para estar de acuerdo al estándar.

Recipiente	Diámetro exterior (m)	Longitud (m)	Volumen (m ³)	Tipo de válvula de seguridad	Capacidad de descarga mínima (kg/s)
<i>R-TR-G</i>	0,7112	4,97	1,97	DUAL	0,37
<i>R-DP-G</i>	0,6096	4,97	1,45	DUAL	0,32
<i>R-EI-G</i>	0,6096	1,43	0,42	DUAL	0,09
<i>R-EI-C6</i>	0,6096	1,25	0,36	DUAL	0,08
<i>R-SR-01</i>	1,08	4,5	4,12	DUAL	0,51
<i>R-SR-02</i>	0,782	3	1,44	DUAL	0,25
<i>R-SL-SCF1</i>	0,3556	0,61	0,06	SIMPLE	0,02
<i>S-SL-SCF2</i>	0,273	0,5	0,03	SIMPLE	0,01
<i>R-SL-MH1/2</i>	0,4572	2,2	0,36	DUAL	0,11
<i>R-SL-S</i>	0,3556	0,61	0,06	SIMPLE	0,02
<i>R-SS-H</i>	0,6096	1,25	0,36	DUAL	0,08
<i>R-SA-C3/4/5</i>	0,3556	0,9	0,09	SIMPLE	0,03
<i>R-SA-C1</i>	0,508	1,72	0,35	DUAL	0,09
<i>R-EA-C1</i>	0,4572	3	0,49	DUAL	0,14
<i>R-EA-C2</i>	0,3238	2,5	0,21	SIMPLE	0,08
<i>R-SA-C2</i>	0,508	2,4	0,49	DUAL	0,13
<i>R-SA-C6</i>	0,508	1,52	0,31	DUAL	0,08
<i>R-EA-C6</i>	0,4572	3	0,49	DUAL	0,14

Tabla 5.1 - Requisitos de seguridad para los recipientes.

Una vez recomendado el tipo de válvula de seguridad que debiera instalarse en cada recipiente y la capacidad de descarga mínima que ésta debiera poseer para cumplir la normativa, en la *Tabla 5.2*, se enumeran las válvulas existentes en la instalación y la capacidad de descarga que posee cada una calculada a partir del procedimiento de cálculo enunciado en el Anexo A-1.9, usando la presión ajustada y el diámetro interno de pasaje de la válvula que se relevan in situ.

Con los datos de la *Tabla 5.2* se recomienda para todos los casos que no se posee válvula de seguridad instalada, realizar la instalación correspondiente según los datos calculados en la *Tabla 5.1*.

Para las válvulas asociadas a los recipientes *R-DP-G*, *R-SR-02* y *R-SL-MH1* comparando la capacidad de descarga mínima con la instalada, se observa que todas satisfacen los requerimientos de capacidad mínima de descarga de la norma.

Recipiente	Marca/Modelo de válvula	Observaciones	Diámetro interno de pasaje de la válvula (mm)	Presión ajustada (kg/cm ²)	Capacidad de descarga instalada(kg/s)
R-TR-G	-	No posee válvula de seguridad instalada	-	-	-
R-DP-G	Luciano Hermanos – D=3/4”	-	21	17	0,75
R-EI-G	-	No posee válvula de seguridad instalada	-	-	-
R-EI-C6	-	No posee válvula de seguridad instalada	-	-	-
R-SR-01	-	No posee válvula de seguridad instalada	-	-	-
R-SR-02	VMC D=1”	-	19	15	0,6
R-SL-SCF1		No posee válvula de seguridad instalada	-	-	-
S-SL-SCF2		No posee válvula de seguridad instalada	-	-	-
R-SL-MH1/2	Vard/Filucho Modelo P20	-	20	15	0,55
R-SL-S	-	No posee válvula de seguridad instalada	-	-	-
R-SS-H	-	No posee válvula de seguridad instalada	-	-	-
R-SA-C3/4/5	-	No posee válvula de seguridad instalada	-	-	-
R-SA-C1	Desconocido	No se pudo obtener información durante el relevamiento	-	-	-
R-EA-C1	-	No posee válvula de seguridad instalada	-	-	-
R-EA-C2	-	No posee válvula de seguridad instalada	-	-	-
R-SA-C2	Desconocido	No se pudo obtener información durante el relevamiento	-	-	-
R-SA-C6	Desconocido	No se pudo obtener información durante el relevamiento	-	-	-
R-EA-C6	-	No posee válvula de seguridad instalada	-	-	-

Tabla 5.2 - Válvulas de seguridad y capacidad de descarga

5.2.3. Válvulas de seguridad para compresores de desplazamiento positivo

Un compresor de desplazamiento positivo se define en la norma como un compresor en el cual el incremento de la presión es debido al cambio del volumen interno de la cámara de compresión. En la sección 9.8 del Standard, se define que todos los compresores de desplazamiento positivo que tengan una válvula de cierre en la descarga del equipo, deben poseer una válvula de seguridad cuyo tamaño de orificio de descarga y presión de descarga especificados por el fabricante y que prevenga que la presión a la descarga se incremente más de un 10% por encima del de la presión de trabajo. Además, estas válvulas de seguridad deben descargar en el lado de baja presión del sistema.

En los compresores de la etapa de alta o de simple etapa, la capacidad de la válvula debe ser calculada en base a una temperatura de vapor saturado en la succión de 10°C. En los compresores de baja presión, también denominados *booster*, la capacidad de la válvula debe ser calculada en base a la temperatura de vapor saturado de la presión de intermedia que

opera en el sistema. En el apéndice F del Standard se da un método para calcular la capacidad de la válvula de seguridad asociada a un compresor, que se basa en la ecuación (5.2).

$$W_r = \frac{Q * PL * \eta_v}{v_g} \quad (5.2)$$

Donde:

- W_r es el flujo másico de refrigerante a través de la válvula de seguridad (kg/s).
- Q es el volumen desplazado por el compresor (m^3/s).
- PL es la fracción de la capacidad del compresor a flujo regulado mínimo, valor que la norma recomienda usar igual a 0,1.
- η_v es el rendimiento volumétrico, el cual la norma dice asumir 0,9 a menos que sea un dato conocido.
- v_g es el volumen específico del refrigerante vapor (m^3/kg).

Luego, conocido W_r se calcula la capacidad de la válvula como flujo másico de aire según la ecuación (5.3).

$$W_a = W_r * r_w \quad (5.3)$$

Donde:

- W_a es la capacidad de la válvula como flujo másico de aire (kg/s).
- r_w es el factor de conversión de refrigerante a flujo de aire estándar (1,28 para el R- 717).

En la tabla *Tabla 5.3*, se calcula la capacidad mínima W_a que deben poseer las válvulas de seguridad instaladas en los compresores de la instalación para cumplir con la normativa. El volumen desplazado se obtiene de la *Tabla 4.11*. El volumen específico utilizado corresponde a la condición recomendada en la norma sea el compresor para etapa de baja o dual o de alta.

Compresor	Volumen desplazado Q (m^3/s)	Volumen específico considerado v_g (m^3/kg)	W_r (kg/s)	W_a (kg/s)
C1-T	0,336	0,41769	0,072	0,093
C2-T	0,228	0,20533	0,100	0,128
C3-P	0,133	0,20533	0,058	0,074
C4-P	0,187	0,41769	0,040	0,052
C5-P	0,187	0,41769	0,040	0,052
C6-T	0,115	0,20533	0,051	0,065

Tabla 5.3 – Cálculo de la capacidad mínima de las válvulas de seguridad en compresores

En la *Tabla 5.4* se listan las válvulas de seguridad instaladas en los compresores de la instalación, junto con la capacidad que posee cada una de ellas.

La capacidad de descarga existente de las válvulas de seguridad se puede calcular conociendo el diámetro del orificio interno de la misma y, según el procedimiento del anexo A-1.9 de la norma.

Las válvulas que pudieron ser identificadas arrojaron resultados positivos que indican que son adecuadas según lo requerido para el compresor asociado. Las demás válvulas, al no poder ser identificadas, no es posible desarrollar su análisis.

Compresor	Marca/ Modelo de válvula	Capacidad de descarga existente (kg/s)	Observaciones
C1-T	-	-	Solo válvula de seguridad en el separador de aceite asociado.
C2-T	-	-	Solo válvula de seguridad en el separador de aceite asociado.
C3-P	HENRY – D=3/4", Cod.: 5602, D _{orif} =0,5"	0,08	Adecuada
C4-P	HENRY – D=3/4", Cod.: 5602, D _{orif} =0,5"	0,08	Adecuada
C5-P	HENRY – D=3/4", Cod.: 5602, D _{orif} =0,5"	0,08	Adecuada
C6-T	-	-	Solo válvula de seguridad en el separador de aceite asociado.

Tabla 5.4 – Válvulas de seguridad existentes en compresores

5.2.4. Tanque reactor de agua

En la sección 9.7.8.2 del Standard, se enuncia que el amoníaco proveniente de válvulas de seguridad puede ser descargado:

- En la atmósfera, según la sección 9.7.8.
- En un tanque reactor que contenga 8,3L de agua por cada kilogramo liberado en una hora por la válvula de seguridad de mayor capacidad conectada a la cañería que descarga en el tanque.

En el caso de las descargas a la atmósfera, deberán ser en una ubicación a no menos de 4,57m por encima del nivel de suelo contiguo y a no menos de 6,1m de cualquier ventana, apertura de ventilación o salida de cualquier construcción.

Se procede a calcular el volumen que debe tener un tanque reactor de agua instalado en la planta que sea capaz de recibir refrigerante según las condiciones de la normativa. El volumen que debe poseer este recipiente se calcula, entonces, según la ecuación (5.4).

$$V = 8,3 * C * \frac{3600}{1000} \quad (5.4)$$

Donde:

- V es el volumen del tanque reactor (m^3).
- C es la capacidad de la válvula de seguridad de mayor capacidad conectada a la cañería de descarga del tanque (kg/s).

En el caso de la instalación, la mayor capacidad de descarga corresponde a la válvula de seguridad que debiera estar instalada en el separador de recirculado, en sala de máquinas, R-SR-01, que es igual a 0,51kg/s. Por lo tanto, el reactor debe poseer un volumen igual a 15m³.

5.2.5. Ventilación de la sala de máquinas

Es estándar de ASHRAE enuncia que en salas de máquina de instalaciones de amoníaco debe haber ventilación mecánica funcionando continuamente y un sistema que de alarma en caso de que se interrumpa la ventilación.

La ventilación mecánica requerida en la sala de máquinas no debe ser menor que la cantidad (Q) de la ecuación (5.5) :

$$Q = 70 \cdot G^{0,5} \cdot \frac{3600}{1000} \quad (5.5)$$

Donde:

- G es la masa de refrigerante del equipo más grande ubicada en la sala de máquinas (kg).
- Q es el flujo de aire del sistema de ventilación mecánica (m^3/h).

En el caso de la sala de máquinas de la planta se consideran los recipientes que aportan la mayor carga de refrigerante en ese sector. El separador de recirculado ($R-SR-01$), con $403,8kg$ de refrigerante almacenado, el enfriador intermediario ($R-EI-G$), con $91,5kg$ y el enfriador intermediario economizador del compresor $C06-T$, con $78,4kg$. Esto suma un total de $574 kg$. Con ese número, se utiliza la ecuación (5.5) para recomendar el flujo de aire mínimo que debe poseer el sistema de ventilación mecánica instalado en la sala de máquinas, el cual resulta en $6.040m^3/h$.

En la sala de máquinas, del relevamiento, surge que se encuentra instalado un ventilador de diámetro $650mm$ con un motor de $1,5HP$ que evacúa, mínimo, un caudal de $12.000m^3/h$ el cual no posee ningún sistema de alarma en caso de interrupción.

De esta forma, el sistema de ventilación instalado evacúa un caudal superior al mínimo requerido, cumpliendo con el requisito de ventilación de la sala de máquinas de la planta.

6. CONCLUSIONES

6.1. Introducción

En esta sección se elaboran las mejoras y recomendaciones alcanzadas por el desarrollo de este trabajo.

6.2. Modificación en línea de hielo

6.2.1. Análisis inicial

En la *Sección 4.5.4.1* se definió la condición de funcionamiento del sistema con producción de hielo. Como se observó, en esta condición puede ser alimentada una sola de las dos máquinas de hielo disponibles *S-MH1* o *S-MH2*, no existiendo la posibilidad de ser utilizadas en simultáneo.

Con las conexiones de los compresores a los distintos lazos de succión y descarga existentes en la actualidad, ver diagrama unifilar de la instalación en Anexo A-2, la única alternativa existente a utilizar el compresor *C3-P* en la fabricación de hielo es utilizar el compresor *C2-T*, pero conllevaría algunas desventajas.

El compresor *C2-T* conectado al sistema de producción de hielo, posee las siguientes características:

- Capacidad frigorífica: 312.500kcal/h
- Potencia absorbida: 127kW

Los servicios *S-MH1* y *S-MH2* consumen 90.000kcal/h cada uno. Además, el servicio *S-SH* (silo) consume 8.365kcal/h . El sistema de hielo completo consume, por lo tanto, 188.365kcal/h . Si se compara con las 312.500kcal/h que entrega el compresor *C2-T* realizando el ciclo de la *Figura 4.4*, se obtiene una diferencia de 124.135kcal/h que entrega por demás el compresor y son desaprovechadas.

Teniendo en cuenta que *C3-P*, como compresor de alta y en el máximo de su capacidad, puede entregar 304.100kcal/h , lo que no resulta práctico porque solamente las cinco cámaras de mantenimiento de producto congelado suman un consumo total de 298.325kcal/h y no podrían utilizarse en esta configuración, los demás servicios de la planta. Por lo tanto, el análisis de la utilización de *C2-T* para ser utilizado en la producción de hielo se descarta.

6.2.2. Propuesta

Como se describió en la *Sección 4.5.4.1*, la configuración de la planta con producción de hielo tiene al compresor *C4-P* o *C5-P* fuera de servicio. Además, en esta configuración una de las dos máquinas de hielo, *S-MH1* o *S-MH2*, no puede ser utilizada debido a que la capacidad entregada al sistema de hielo es de 117.000kcal/h trabajando en cuatro cilindros de los ocho disponibles. Los detalles de la planta en este régimen de operación se encuentran en la *Tabla 4.11* y *4.13*. Además, el compresor *C3-P* realizando el ciclo de hielo y a plena capacidad, 8 cilindros, entregaría 156.000kcal/h que es menor a las 188.365kcal/h que consume el sistema de hielo con todos sus servicios en funcionamiento.

Como se dispone de uno de los compresores a pistón *C4-P* o *C5-P* fuera de servicio en esta condición, se procede a realizar el análisis operativo de la instalación produciendo hielo si el compresor *C4-P* se incorpora a la generación de hielo.

Mediante el software de Mycom se analiza los parámetros entregados por *C4-P* para realizar la compresión del ciclo de hielo, *Figura 4.4*. En la *Figura 6.1* se observa la entrada al software.

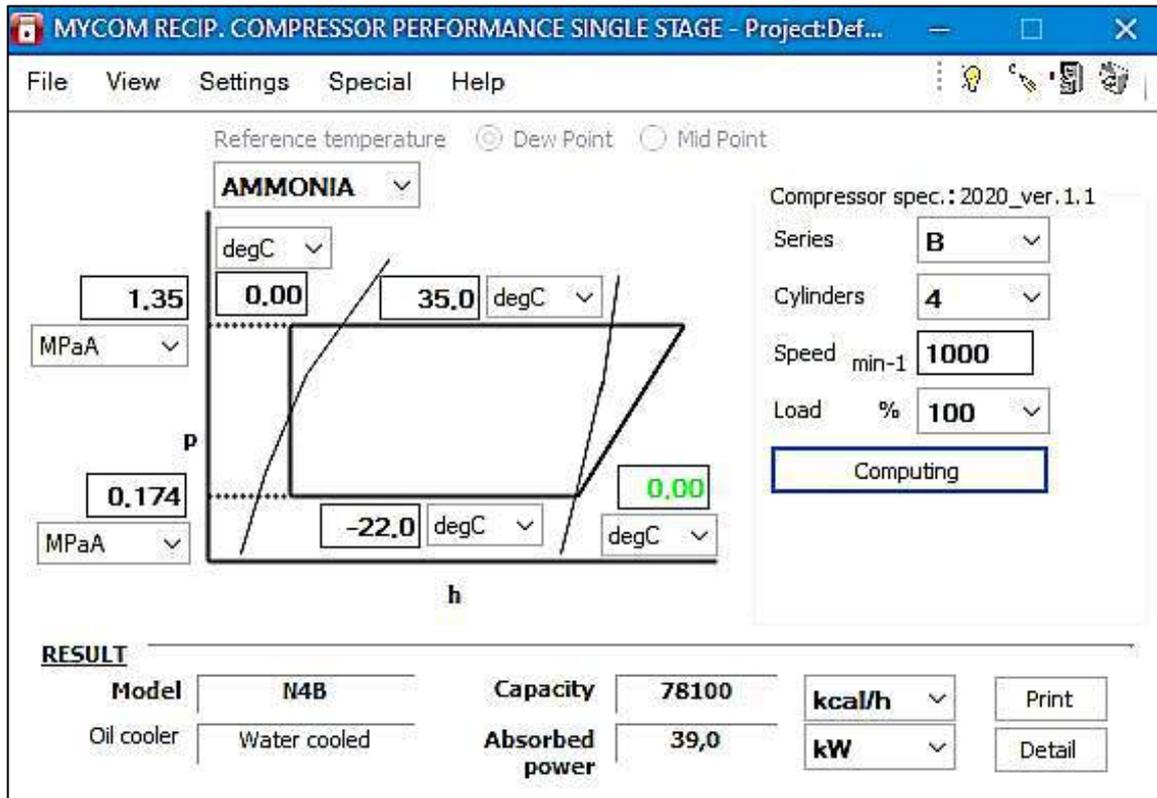


Figura 6.1 - Reporte del software Mycom para compresor 4 (C4-P), trabajando con 4 cilindros en el ciclo de fabricación de hielo

Los detalles entregados por el compresor C4-P en la condición de trabajo del sistema produciendo hielo se resumen en la *Tabla 6.1*.

Compresor	C4-P
Modelo	N8BM
Etapa	Hielo
RPM	1.000
Potencia del motor (kcal/h)	38.693
Temperatura de baja (°C)	-22
Temperatura de alta (°C)	35
Presión de baja (kg/cm ² A)	1,77
Presión de alta (kg/cm ² A)	13,8
Tipo de enfriamiento	Agua
Cilindros Trabajando	4
Capacidad (kcal/h)	78.100
Potencia absorbida (kcal/h)	33.534
Volumen desplazado (m ³ /h)	319
Temperatura de descarga (°C)	137
Flujo volumétrico succión (m ³ /h)	208
Flujo volumétrico descarga (m ³ /h)	43,1
Flujo másico (kg/h)	305,9
Calor reyectado por el aceite (kcal/h)	1.745,49
Calor reyectado por la camisa (kcal/h)	7.936,37
COP	2,1

Tabla 6.1 - Características del compresor C4-P trabajando en el ciclo de fabricación de hielo

Además, en la *Tabla 4.10* se tiene la capacidad del compresor C3-P trabajando en el sistema de hielo en 6 cilindros. Si ambos compresores C3-P y C4-P trabajan con 6 y 4 cilindros, entregan una capacidad frigorífica de 117.00kcal/h y 78.000kcal/h respectivamente, totalizando una capacidad de 195.000kcal/h, *Tabla 6.2*.

Compresor	Régimen de trabajo	Capacidad [kcal/h]
<i>C1-T</i>	BAJA	284.000
<i>C2-T</i>	ALTA	458.400
<i>C3-P</i>	HIELO (6 cilindros)	117.000
<i>C4-P</i>	HIELO (4 cilindros)	120.900
<i>C5-P</i>	BAJA	120.900
<i>C6-T</i>	DIRECTA	220.500

Tabla 6.2 - Combinación de compresores recomendada para los momentos en que se realice la fabricación de hielo

En la *Tabla 6.3* se muestran las capacidades consumidas por los servicios del sistema de hielo, *S-MH1*, *S-MH2* y *S-SH* que totalizan un consumo de potencia frigorífica de 188.365kcal/h.

	Capacidad (kcal/h)
S-MH1	90.000
S-MH2	90.000
S-SH	8.365,2
Consumo total de la etapa hielo	188.365,2

Tabla 6.3 - Consumo total de la etapa de hielo, en el caso que funcionen todos los servicios disponibles

Por lo tanto, el sistema funcionando con *C3-P* en 6 cilindros y *C4-P* en 4 cilindros entrega toda la capacidad requerida por los servicios del sistema de hielo. A su vez, los servicios funcionando en régimen de producción de hielo enunciados en la *Tabla 4.13* siguen siendo los mismos que en ese caso analizado, pero ahora con la ventaja de utilizar *C4-P* que se tenía fuera de servicio en la condición original y con la posibilidad de poder utilizar en simultáneo todos los servicios del sistema de hielo.

Para poder llevar a la práctica esta variante propuesta debe realizarse un nuevo conexionado de *C4-P*, que en la actualidad solo dispone de succión de la línea de baja presión y descarga en intermedia. Es necesario conectar la succión, también a la línea de hielo y descarga en la línea de alta presión, *Figura 6.2* y *6.3*.

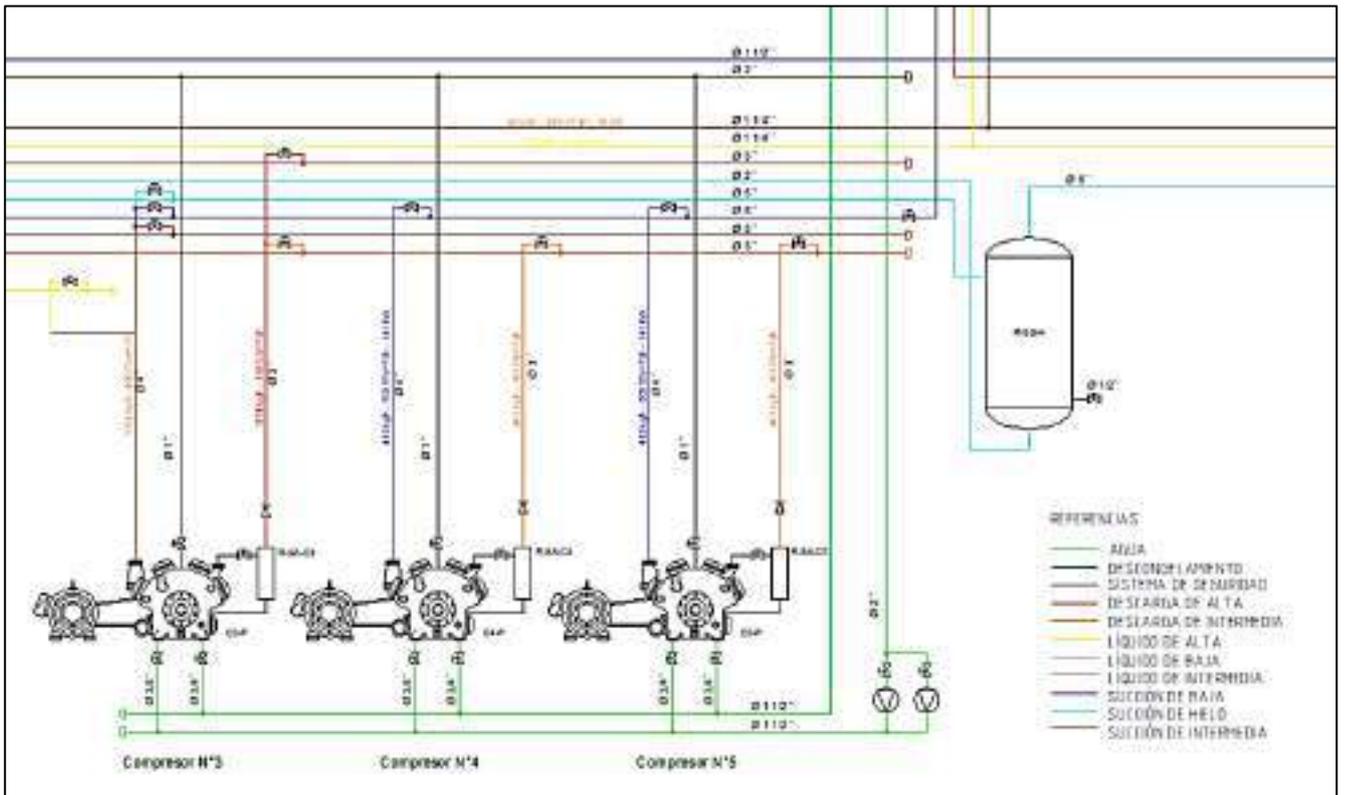


Figura 6.2 - Conexionado existente del compresor 4

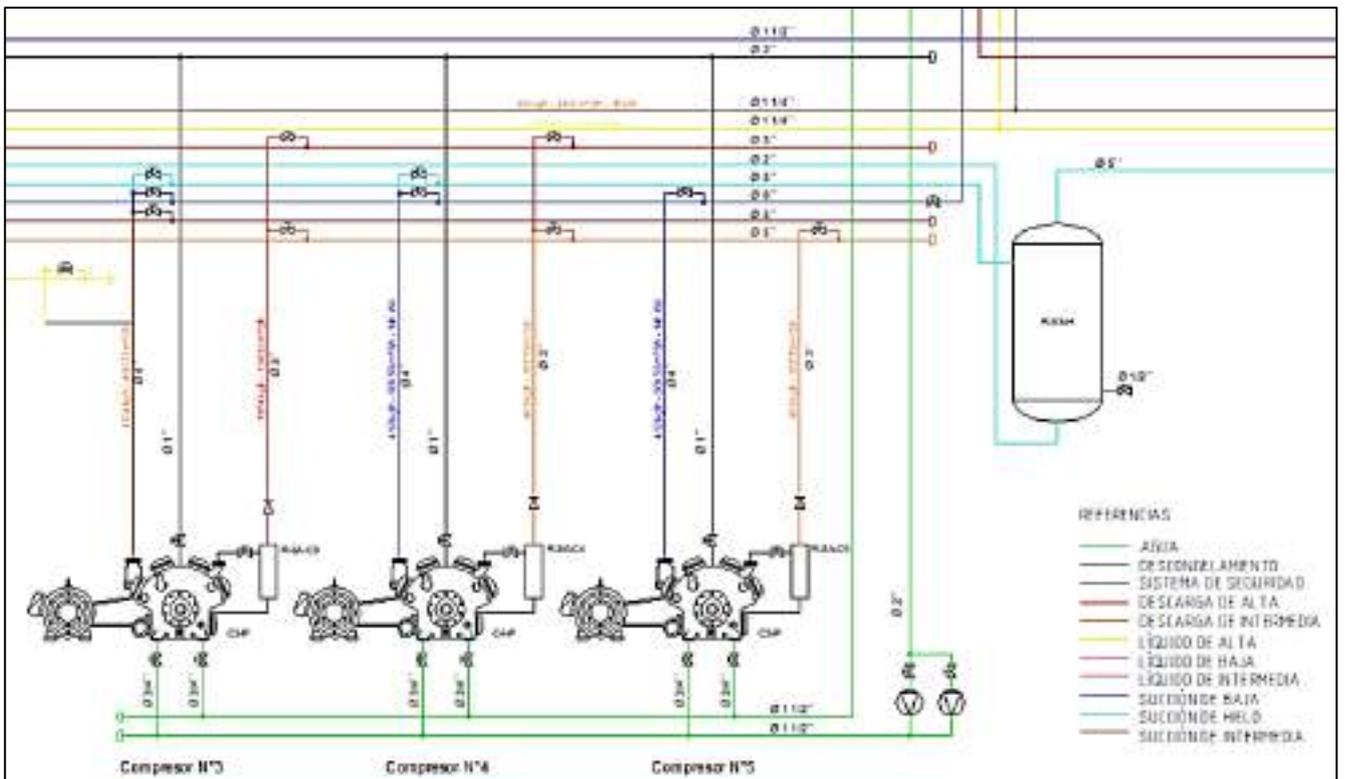


Figura 6.3 - Conexionado recomendado para el compresor 4

6.3. Reemplazo del recibidor de líquido (*R-TR-G*)

En la *Sección 4.7.3* se calcula la carga de refrigerante en operación de la instalación, la cual resulta de 3.000kg , que puede ser expresada como volumen considerando que el refrigerante almacenado en el recibidor se encuentra como líquido saturado a la presión de alta con una densidad de $0,0017\text{kg}/\text{m}^3$. Por lo tanto, la carga es de $5,1\text{ m}^3$.

Como se dijo en la *Sección 3.7.1.1*, el recibidor debe ser capaz de almacenar la carga de refrigerante de la instalación en su totalidad. El tanque recibidor actual posee un volumen interno de $1,85\text{m}^3$ (1.090kg) y es insuficiente para almacenar la carga operativa de la planta.

En la condición actual, puede ser considerado el tanque de maniobras para almacenar parte de la carga de refrigerante para un caso de emergencia donde deba almacenarse la totalidad de la carga en los tanques. Sin embargo, el *R-DP-G* posee un volumen interno de $1,456\text{m}^3$ (855kg), por lo que, aunque se hiciera esta consideración, la suma de la carga que pueden almacenar ambos tanques en conjunto también sería insuficiente para almacenar la carga operativa de la instalación.

Por lo analizado, se propone, conocida la carga de refrigerante operativa de la instalación, redimensionar el tanque recibidor de líquido para que pueda almacenarse la totalidad de refrigerante en el recipiente.

La carga calculada de 3.000kg de refrigerante considera el 20% del volumen interno del actual tanque recibidor para que éste mantenga un nivel mínimo de operatividad. Retirando esa componente de carga, queda un total de 2.780kg ($4,73\text{m}^3$). El nuevo recibidor deberá ser capaz de almacenar esta cantidad de refrigerante más el 20% de su nuevo volumen interno. Aumentando en un 20% la carga necesaria operativa, ésta resulta igual a 3.336kg ($5,67\text{m}^3$). Por lo tanto, se plantea la construcción de un nuevo tanque recibidor de líquido de $5,7\text{m}^3$ de volumen interno que almacene una carga de 3.350kg .

Para obtener un tanque de esa capacidad, se redimensiona el mismo utilizando tubos Schedule y para alcanzar los $5,7\text{m}^3$ y poder ubicar físicamente el recipiente en la misma ubicación que se encuentra actualmente, se utiliza un tubo de diámetro 42in ($1066,8\text{mm}$) de diámetro nominal, Schedule 30, el cual posee un espesor de $15,88\text{mm}$. Con esta medida se requiere una longitud de 6780mm para el nuevo tanque.

6.4. Modificación línea de líquido a sistema de recirculado *R-SR-02*

Como puede observarse en el diagrama unifilar de la instalación, Anexo A-2, el recipiente *R-SR-02* recibe líquido de alta presión directamente del sistema de condensación sin ningún tipo de subenfriamiento previo. Luego, el refrigerante que es expandido, alimenta mediante sistema de recirculado a los servicios *S-AC*, *S-C4*, *S-C5* y *S-C2*.

Como se explica en la *Sección 2.3*, en ciclos de dos etapas de compresión se utiliza enfriador intermediario. Una de las funciones de este recipiente es subenfriar el líquido proveniente del sistema de condensación para obtener un salto entálpico mayor al que hay sin el subenfriamiento. Esto produce una mejora energética, dado que se obtiene una mayor potencia frigorífica con una menor cantidad de refrigerante, o incluso puede aprovecharse ese caudal “ahorrado” y utilizarse para alimentar otros servicios.

En la condición actual, sin subenfriamiento, el ciclo es el de la *Figura 6.4*, con un salto entálpico de evaporación en servicios de $251,36\text{kcal}/\text{kg}$, entre los puntos 6 y 1. Si se aplicara un subenfriamiento de líquido para los servicios que alimenta *R-SR-02*, el ciclo sería igual al de la *Figura 6.5*, que corresponde al que ocurre en los servicios que alimenta *R-SR-01*, lo que resulta en un salto entálpico de $293,48\text{kcal}/\text{kg}$, entre los puntos 8 y 1.

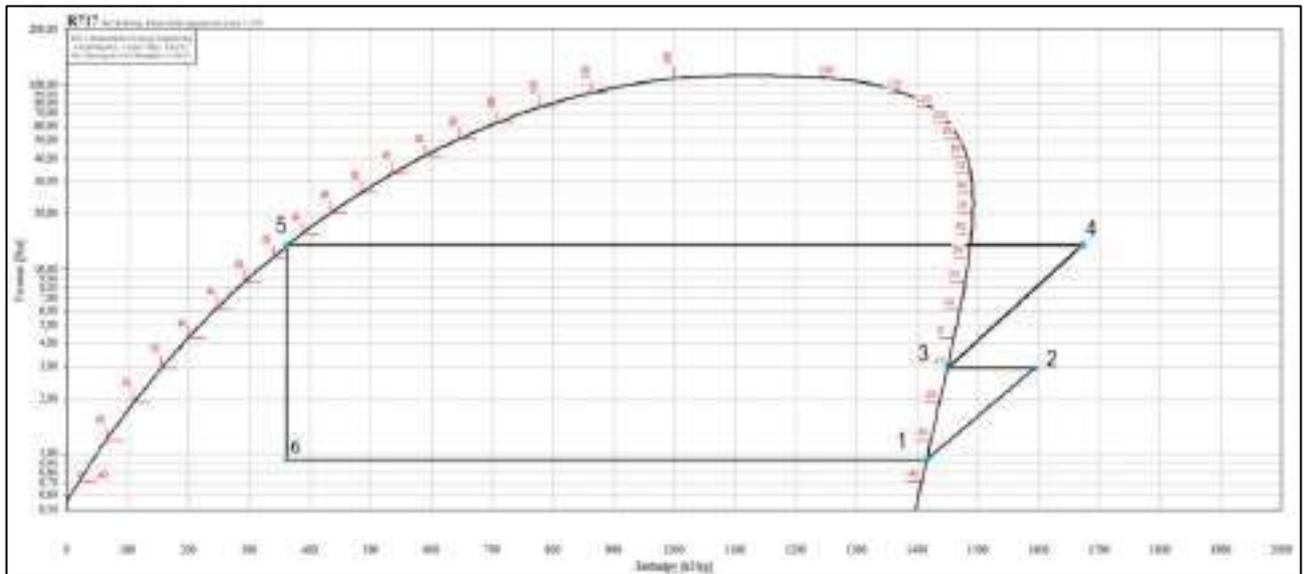


Figura 6.4 - Ciclo sin subenfriamiento de líquido.

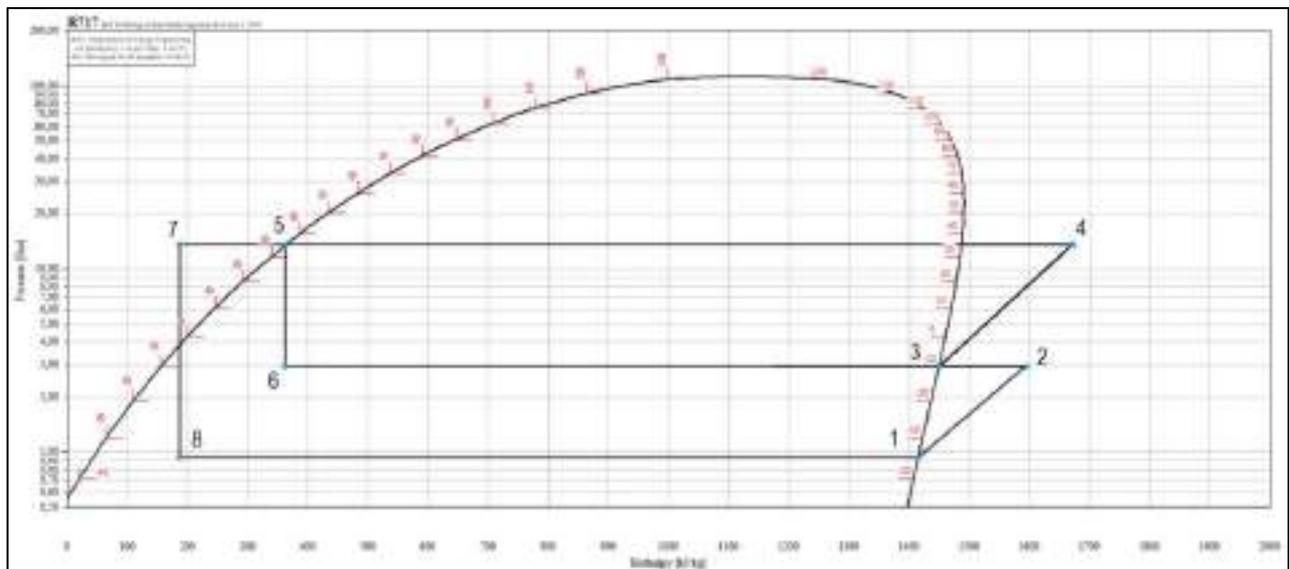


Figura 6.5 - Ciclo con subenfriamiento de líquido.

Una forma de ver la mejora que se obtiene a raíz de aplicar un subenfriamiento es a partir de la comparación de los COP resultantes del ciclo de refrigeración con y sin subenfriamiento. El COP se calcula según la ecuación (6.1).

$$(C.O.P) = \frac{\dot{q}_f}{\dot{P}_c} = \frac{\dot{m}_b * (h_1 - h_8)}{\dot{m}_i * (h_2 - h_1) + \dot{m}_a * (h_4 - h_3)} \quad (6.1)$$

Donde:

- \dot{q}_f la capacidad frigorífica disponible, en kJ/h .
- \dot{P}_c la potencia consumida en la compresión, en kJ/h .
- \dot{m}_b es el caudal másico de la etapa de baja presión, en kg/h .
- \dot{m}_i es el caudal másico de la etapa de presión intermedia, en kg/h .
- \dot{m}_a es el caudal másico de la etapa de alta presión, en kg/h .
- h_1, h_2, h_3, h_4 y h_8 , la entalpía de los puntos 1, 2, 3, 4 y 8 del ciclo frigorífico de doble etapa con subenfriamiento. En el caso de no haber subenfriamiento, el punto 8 del

diagrama entálpico se reemplaza por el punto 6 del ciclo frigorífico sin subenfriamiento.

De esta forma, si contemplamos el mismo caudal másico de la etapa de baja presión para ambos casos y consumiendo la misma potencia en la compresión, dado que no hay modificaciones en los dispositivos de compresión, podemos calcular la relación entre el COP con y sin subenfriamiento para magnificar el ahorro energético que acarrea la incorporación de subenfriamiento, ecuación (6.2).

$$\frac{(C.O.P)_{con\ subenfriamiento}}{(C.O.P)_{sin\ subenfriamiento}} = \frac{(h_1 - h_8)}{(h_1 - h_6)} = \frac{1228,675 \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{1052,41 \left[\frac{kJ}{kg} \right]} = 1,167 \quad (6.2)$$

Por lo tanto, obtenemos una mejora del 16,7%. Es decir, tenemos un 16,7% más de potencia frigorífica disponible con la que se pudiera alimentar otro servicio.

Otra posible evaluación es la del caudal másico que consume cada servicio con y sin subenfriamiento. En la *Tabla 6.4* se muestran los consumos de los servicios que alimenta R- SR-02, y sus respectivos caudales másicos consumidos en la condición actual y en la condición propuesta.

Servicio	S-C2	S-C4	S-C5	S-AC
Capacidad (kcal/h)	32.418,3	101.307,2	101.307,2	17.967,4
Caudal másico actual (kg/h)	128,97	403,04	403,04	71,48
Caudal másico con alternativa propuesta (kg/h)	110,47	345,22	345,22	61,23
Diferencia de caudal másico (kg/h)	18,50	57,82	57,82	10,25
Diferencia total de caudal másico (kg/h)				144,40

Tabla 6.4 – Caudal másico con y sin subenfriamiento en servicios.

Como puede observarse en la *Tabla 6.4*, el caudal másico ahorrado por hora es mayor que el que consume en la condición actual un servicio, S-C2. Por lo tanto, realizar un subenfriamiento para los servicios alimentados por el R-SR-02 presenta un menor consumo de refrigerante y una mejor relación entre la potencia frigorífica entregada y la potencia de compresión consumida. En la *Figura 6.6* y *6.7* se observan el conexionado existente y el propuesto.

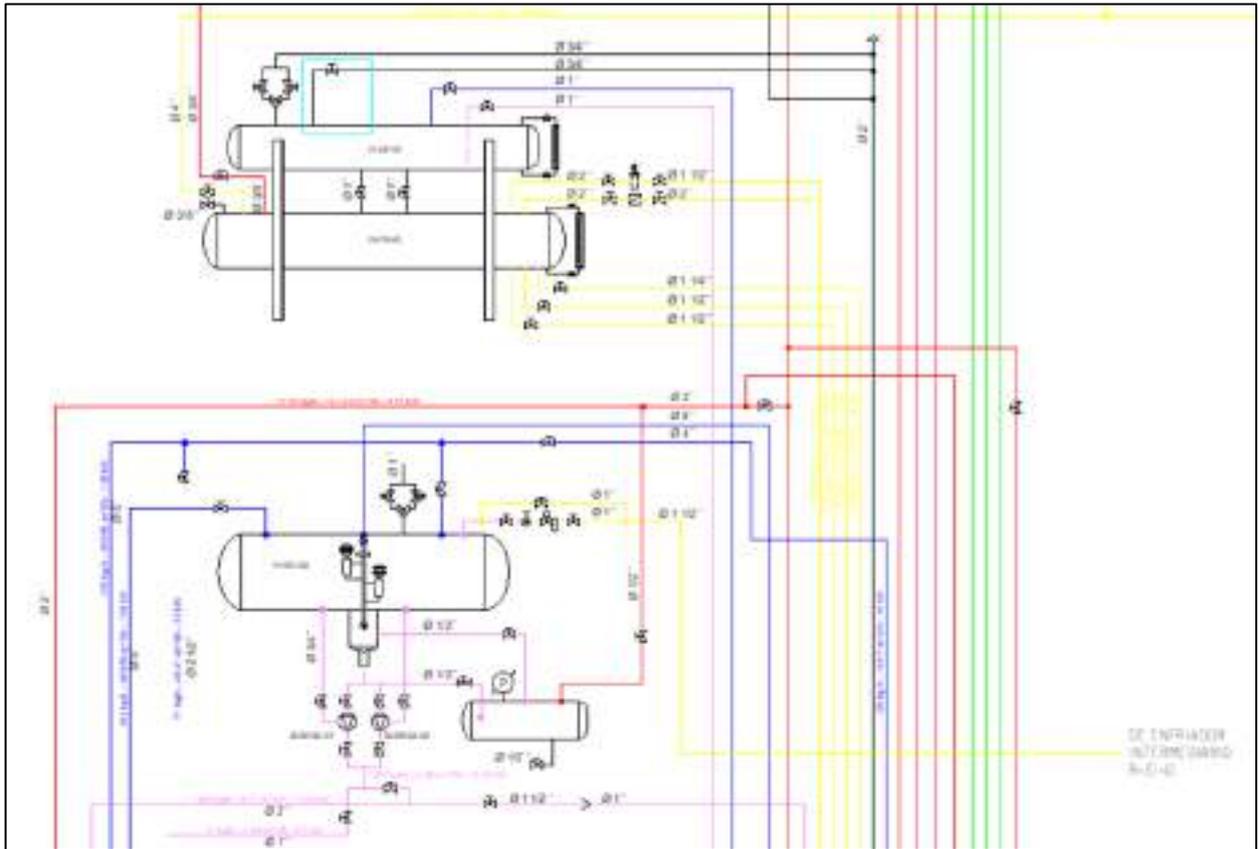


Figura 6.6 - Separador de recirculado R-SR-02 alimentado de amoníaco subenfriado

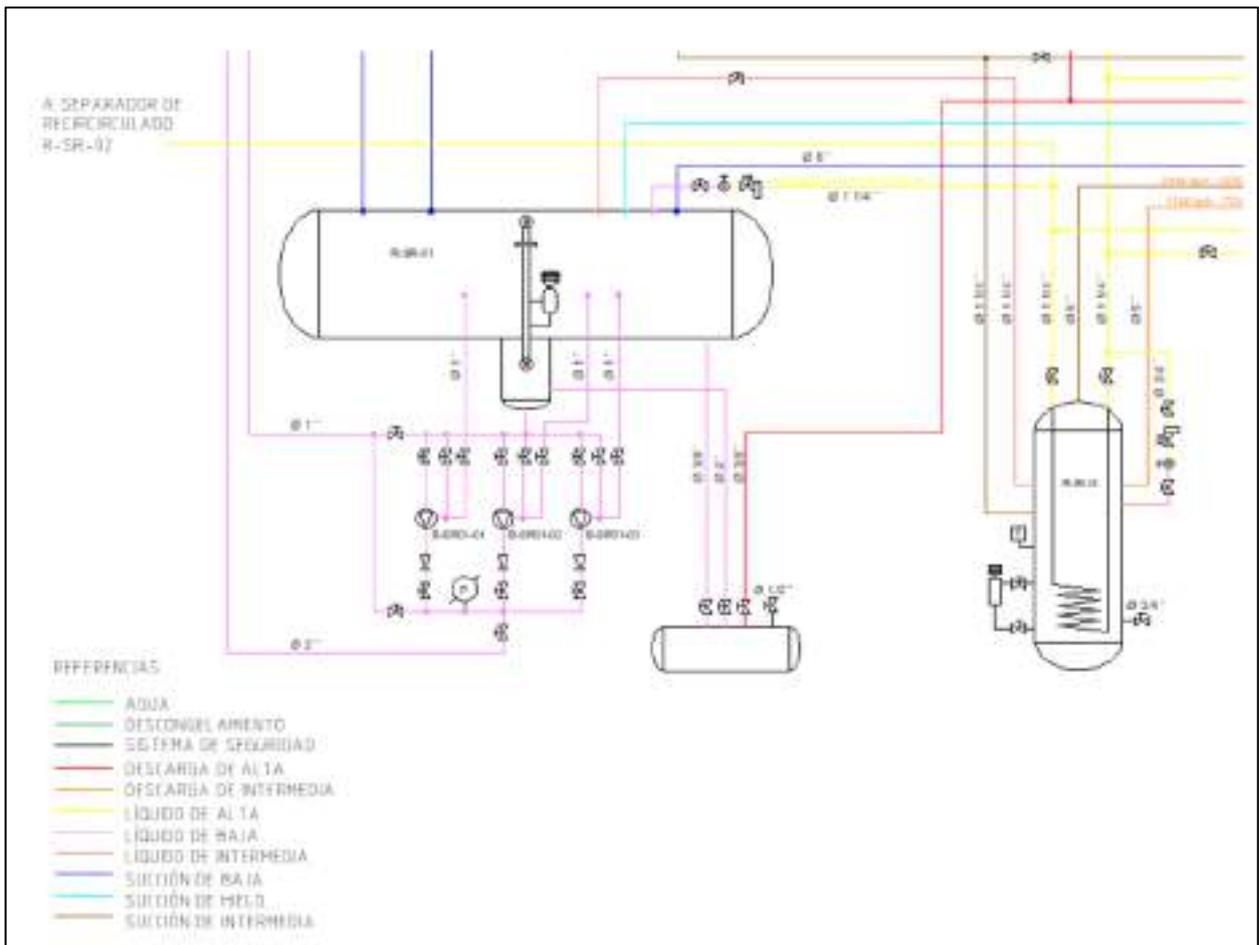


Figura 6.7 - Alimentación de líquido subenfriado al en el enfriador intermedio R-EI-G

6.5. Análisis de la capacidad productiva

En la *Sección 4.4* se realizó el balance térmico de la instalación. En la *Tabla 4.8 y 4.9* se informaron los resultados obtenidos y las entradas de producto diarias en cada uno de los servicios analizados.

Las entradas de producto diarias a las cámaras de mantenimiento provienen de dos puntos específicos de la instalación: los túneles de congelamiento y las congeladoras de placas. El producto es procesado y, luego de pasar por los túneles o las congeladoras, se dirige hacia las cámaras de mantenimiento de producto congelado. Del balance realizado, sabemos que los túneles manejan las siguientes masas de producto por día:

- Túnel 1: 7.800kg/día
- Túnel 2: 7.800kg/día
- Túnel 3: 8.000kg/día
- Túnel 4: 8.000kg/día

Con respecto a las congeladoras de placas, las cargas diarias que manejan como, dato de fábrica, son:

- Congeladora de placas 1: 13.500kg/día
- Congeladora de placas 2: 9.000kg/día
- Congeladora de placas 3: 16.200kg/día

Esto resulta en 31.600kg/día procedente de los túneles y 38.700kg/día procedente de las congeladoras de placas, formando un total de 70.300kg/día de producción diaria de la planta. Esta producción se almacena en las cámaras de mantenimiento de producto que tienen las capacidades de almacenamiento indicadas en la *Tabla 6.5* según lo calculado en la *Sección 4.4.7*.

Servicio	S-C1	S-C2	S-C3	S-C4	S-C5
Entradas de producto por día (kg)	57.600	57.600	11.700	200.200	200.200

Tabla 6.5 - Capacidad de almacenamiento de las cámaras de mantenimiento de producto congelado.

En función de estas cargas diarias de producto calculadas para la condición de diseño se analiza la distribución posible en las distintas cámaras de mantenimiento y se realizan recomendaciones.

Comparando la producción diaria con las entradas de producto admisibles diarias en cada cámara de mantenimiento, se observa que la carga admisible de producto en las cámaras supera ampliamente la producción diaria de la instalación. Se aclara que se toma un día como 18hs debido a que se considera el resto del tiempo para maniobras de limpieza y descongelamiento de los servicios.

Una configuración posible es almacenar toda la carga proveniente de túneles, 31.600kg/día, en S-C1 y la carga proveniente de congeladoras de placas, 38.700kg/día, en S-C2. De esta forma se obtiene:

- S-C1: 31.600kg/día de entrada de producto. Dado que la cámara en su capacidad de diseño permite alojar 57.600kg/día, se presenta la posibilidad de alojar 26.000kg/día de producto con mercadería externa a la producida en la planta.
 - También puede optarse por alojar únicamente los 31.600kg/día de producto y reducir los tiempos de enfriamiento a 14,5hs. De esta forma reducimos el tiempo en que la cámara se encuentra en servicio, entregando las 32.000kcal/h

nominales de la cámara, y aumenta el tiempo que se encuentra en régimen de mantenimiento, lo que reduce el gasto energético.

- S-C2: el análisis es el mismo que el caso anterior pero ahora se ingresan 38.700kg/día proveniente de las congeladoras de placas. Dado que la cámara en su capacidad de diseño permite alojar 57.600kg/día , se presenta la posibilidad de alojar 18.900kg/día de producto con mercadería externa a la producida en la planta.
 - También puede optarse por alojar únicamente los 38.700kg/día de producto y reducir los tiempos de enfriamiento a 16hs , permaneciendo el resto del tiempo en régimen de mantenimiento.
- S-C3: Como se informó en la *Tabla 6.5*, a esta cámara pueden ingresar 11.700kg/día . Solo se tiene capacidad para alojar un porcentaje de ingreso diario, el 30% del producto procedente de congeladoras de placas o el 37% procedente de los túneles de congelamiento. De esta forma, se recomienda alojar mercadería externa a la producida en la planta.
- S-C4 y S-C5: Como se informó en la *Tabla 6.5*, a estas cámaras pueden ingresar 200.200kg/día a cada una, por lo tanto, deben ser utilizadas para almacenar producto adquirido a un tercero ya que la producción diaria de la planta corresponde al 35% de la capacidad de cada una de estas cámaras y es preferible utilizar S-C1 y S-C2.

6.6. Modificación línea de antecámara (S-AC)

En la condición actual de funcionamiento, la antecámara se encuentra alimentada por el recipiente *R-SR-02*, el cuál alimenta servicios de baja. Este servicio, funciona a en condición de diseño a una temperatura del aire de 5°C . Por lo tanto, se requiere una temperatura de evaporación de 0°C aproximadamente para poder tener un ΔT bajo y evitar problemas como formación de hielo en exceso.

En la instalación bajo análisis, la alimentación de este servicio llega directamente del separador de recirculado. El refrigerante en el tanque se encuentra a baja presión, correspondiente a una temperatura de evaporación de -35°C . De esta forma, si la temperatura de la antecámara se pretende mantener en 0°C , el ΔT de trabajo sería de 35°C y se presentaría el inconveniente de la formación de hielo en exceso.

Para solucionar este inconveniente y que la temperatura de evaporación del refrigerante en los evaporadores de la antecámara sea de 0°C , se utiliza la válvula reguladora de presión que se conecta en la cañería de descarga de evaporadores, línea de succión, ver diagrama unifilar de la instalación, Anexo A-2. Esta válvula se regula para que la temperatura de evaporación sea de 0°C , es decir, a $3,34\text{kg/cm}^2$. En la *Figura 6.8* se observa parte del ciclo que realiza el refrigerante que atraviesa la antecámara.

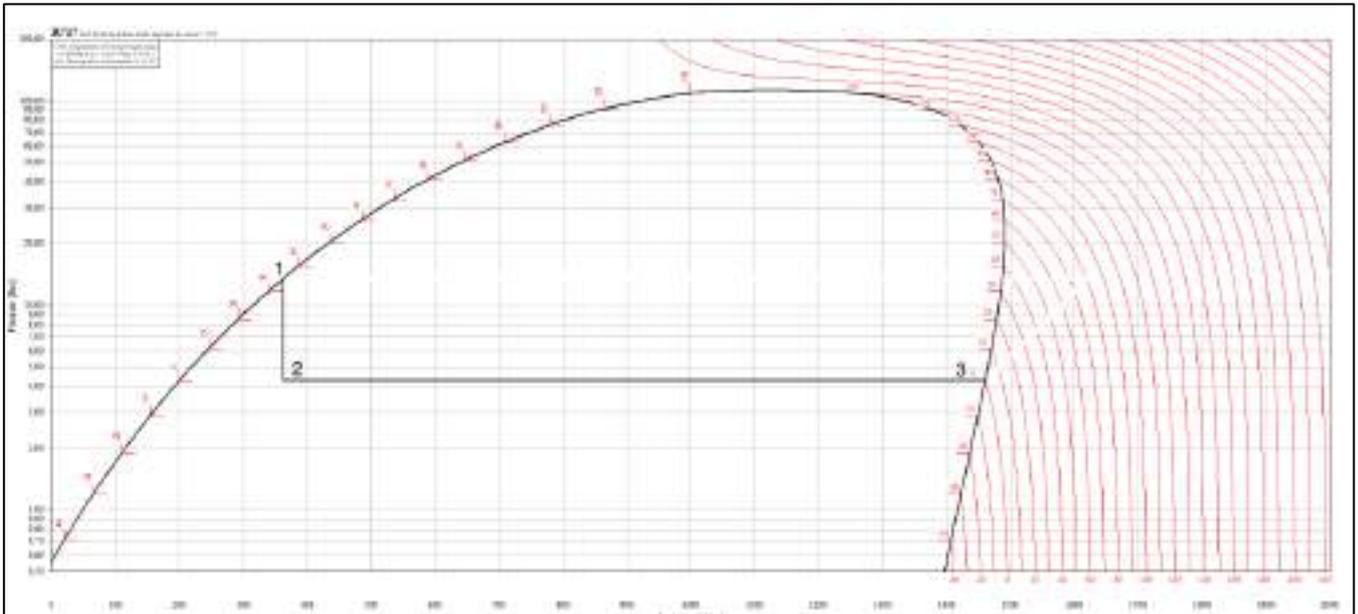


Figura 6.8 - Ciclo frigorífico del servicio de antecámara S-AC.

Los valores relevantes de los puntos de la *Figura 6.8* se informan en la *Tabla 6.6*.

Punto en el diagrama	Temperatura (°C)	Presión (kg/cm ²)	Volumen específico (m ³ /kg)	Entalpia (kcal/kg)
1	35	13,77	0,00170	86,6
2	5	4,38	0,00157	86,6
3	5	4,38	0,28899	348,9

Tabla 6.6 - Características relevantes del ciclo de refrigeración del servicio S-AC.

La consecuencia que provoca este modo de trabajo para alimentar este servicio es que hay que asegurar que la estación de bombeo sea capaz de llegar a la presión seteadada en la válvula reguladora para que el refrigerante pueda ingresar a los evaporadores. Si esta condición no se cumple, la válvula reguladora de presión no abre y no hay circulación de amoníaco por los evaporadores.

Además, es necesario utilizar una válvula de retención en la línea de líquido que ingresa a los evaporadores. Esto tiene el objetivo de, en caso que no se alcance la presión requerida para que la válvula reguladora de presión abra a la salida del evaporador, retener el amoníaco que se evapora y que retornaría por la línea de líquido.

Por otro lado, el refrigerante evaporado que retorna de los evaporadores de la antecámara a *R-SR-02* se conduce a ser comprimido por los compresores de baja. Siendo que este servicio es uno de temperatura correspondiente a presión intermedia, está ocupando capacidad de compresión disponible en los compresores de baja presión.

De esta forma, para mejorar este servicio puede plantearse realizar las conexiones necesarias para alimentar los evaporadores de la antecámara de un lazo de líquido de alta presión por sistema inundado y la succión del servicio conectada al enfriador intermediario, pasando a ser un servicio de presión intermedia en lugar de ser un servicio de baja presión.

En la *Sección 4.5.4* se analizó la capacidad disponible para servicios de media temperatura y se obtuvo que se dispone de 49.600kcal/h cuando se trabaja en la configuración sin fabricación de hielo y 53.500kcal/h fabricando hielo. Los servicios de media temperatura son *S-CF1* y *S-CF2* que consumen en conjunto 15.462kcal/h. Con esta consideración se tiene un excedente en intermedia de 34.138kcal/h cuando se trabaja sin fabricar hielo y de 38.038kcal/h cuando se fabrica hielo. En la actualidad, esta capacidad disponible no se utiliza. El servicio

antecámara, trabajando con un ΔT de 5°C consume 17.967kcal/h . Puede observarse que en ambas condiciones de funcionamiento los requerimientos de la antecámara son incluso menores que el excedente de capacidad que se dispone en intermedia.

Por lo tanto, conectado como un servicio de media temperatura, la temperatura de evaporación de la presión de intermedia es de -10°C , y puede setearse la antecámara en -5°C para obtener un ΔT de 5°C . Una imagen del conexionado propuesto se observa en la *Figura 6.9*.

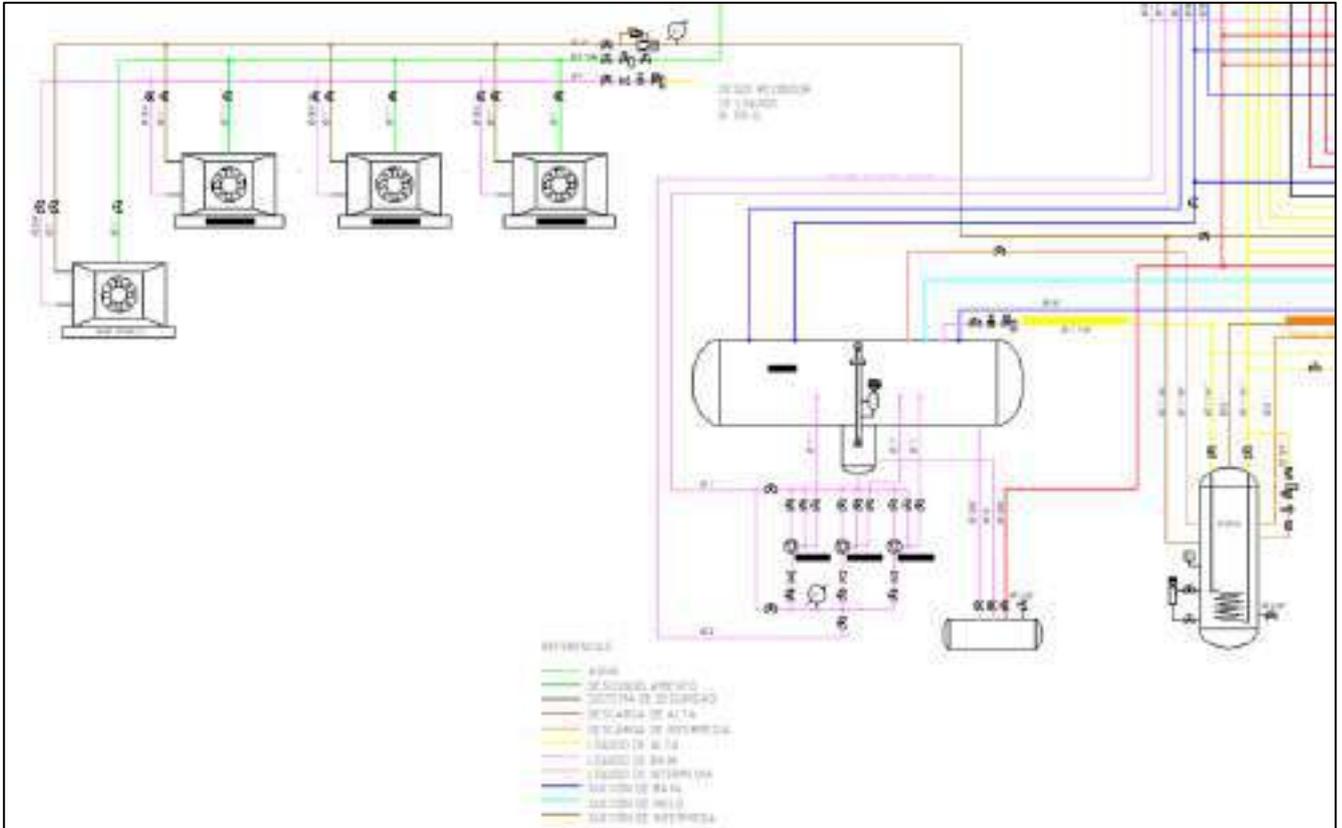


Figura 6.9 - Conexionado de la antecámara funcionando como servicio de media temperatura

6.7. Adecuación del by-pass de aire en los túneles de congelamiento

En esta sección se realizan recomendaciones relativas a la operatividad de los túneles de congelamiento. Para esto, se tienen en cuenta las siguientes consideraciones.

- El túnel se hace funcionar a plena carga, es decir, la carga de producto que se introduce en el túnel es la que se informó en el balance térmico, *Tabla 4.9*, que corresponde a la carga para la cual el túnel trabaja a su capacidad de diseño.
- Cuando se introducen los canastos en el túnel debe dejarse 60cm de pleno detrás de los cajones para permitir la circulación de aire. Se apilan máximo 13 canastos que es la altura que alcanza un operario cómodamente.
 - Un canasto, que es el recipiente en el cual se introduce el producto a los túneles, tiene 370mm de ancho, 570mm de largo, 130mm y almacena 10kg de producto.

Se sabe del balance térmico que los túneles *S-T01* y *S-T02* almacenan 7.800kg/día de producto, y *S-T03* y *S-T04* almacenan 8.000kg/día de producto. Teniendo en cuenta que por canasto se pueden almacenar 10kg de producto, en los túneles se pueden ingresar 780 y 800 canastos respectivamente.

El criterio para realizar una configuración de canastos dentro de los túneles es ocupar lo máximo posible el área transversal de pasaje del aire en el túnel y reducir al mínimo la sección

libre ya que el aire que no atraviesa el producto, se desperdicia porque no atraviesa mercadería a ser congelada. Las dimensiones de los túneles se muestran en la *Tabla 6.7*.

Túnel	S-T01/02	S-T03/04
Largo (m)	4,55	4,90
Ancho (m)	4,65	4,70
Altura total (m)	4,50	5,20
Altura falso techo (m)	2,14	2,34

Tabla 6.7 - Dimensiones de los túneles de congelamiento.

Teniendo en cuenta las dimensiones de los túneles S-T01 y S-T02, y que es necesario ubicar 780 cajones, la configuración que asegura los criterios mencionados es:

- 8 canastos a lo ancho del túnel, dejando una luz de 45mm entre pared y canastos a cada lado.
- 13 canastos de alto, que suman 1,7m, lo que corresponde a una luz entre el último canasto y el falso techo de 0,45m.
- 7 canastos a lo largo del túnel, dejando los 0,6m mencionados detrás para la circulación de aire.
- Canastos delante de la séptima fila para totalizar 780.

En la Figura 6.10 se puede observar un esquema de la configuración de canastos dentro del túnel y las cotas mencionadas.

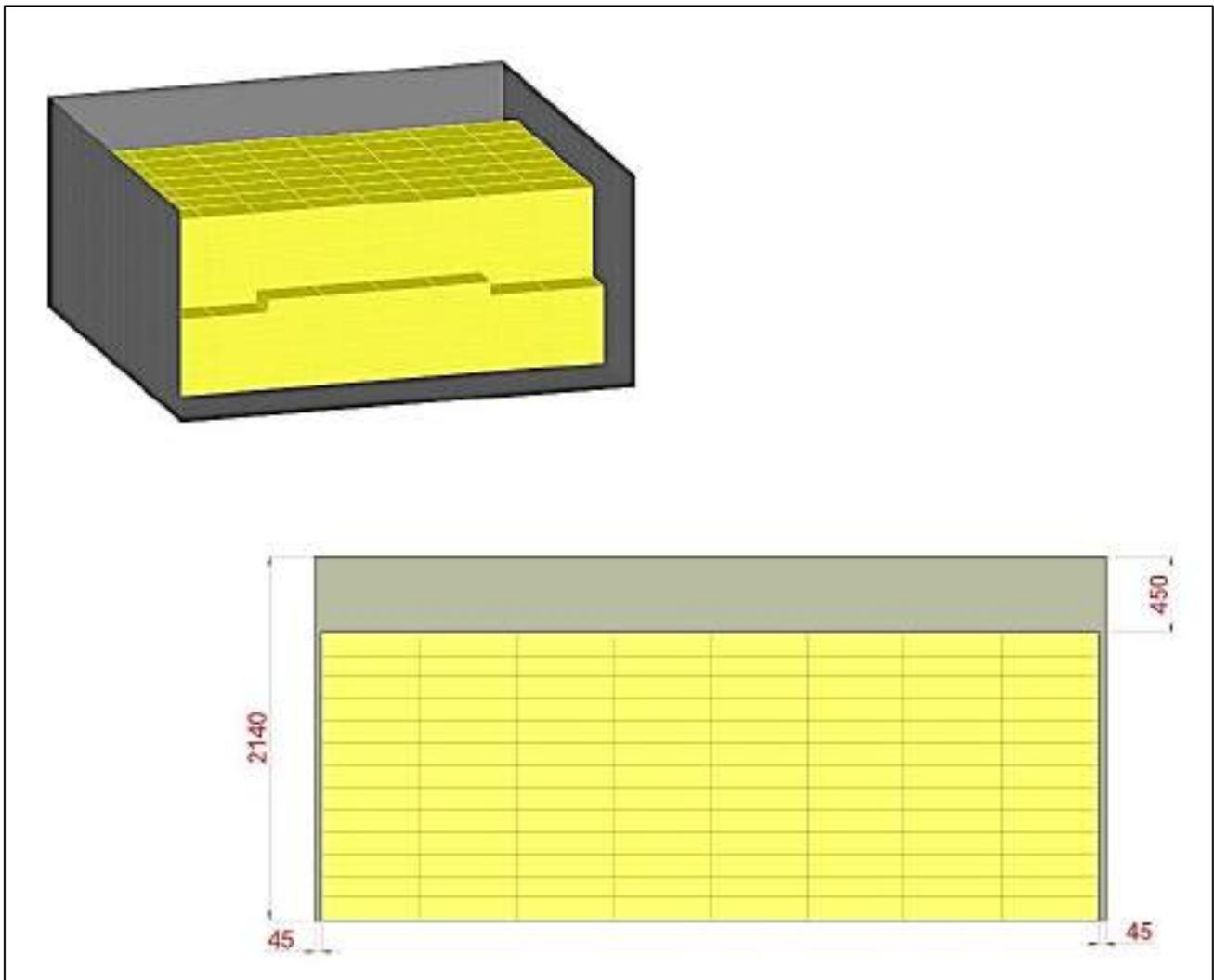


Figura 6.10 - Configuración de los canastos de langostino dentro de los túneles 1 y 2, medidas en metros.

En el caso de los túneles *S-T03* y *S-T04*, se deben ubicar 800 cajones. La configuración que asegura los criterios es:

- 8 canastos a lo ancho del túnel, dejando una luz de $0,17m$ entre pared y canastos a cada lado.
- 13 canastos de alto, que suman $1,7m$, lo que corresponde a una luz entre el último canasto y el falso techo de $0,65m$.
- 7 canastos a lo largo del túnel, dejando los $0,60m$ mencionados detrás para la circulación de aire.
- Canastos delante de la séptima fila para totalizar 800.

En la *Figura 6.11* se puede observar un esquema de la configuración de canastos dentro del túnel y las cotas mencionadas.

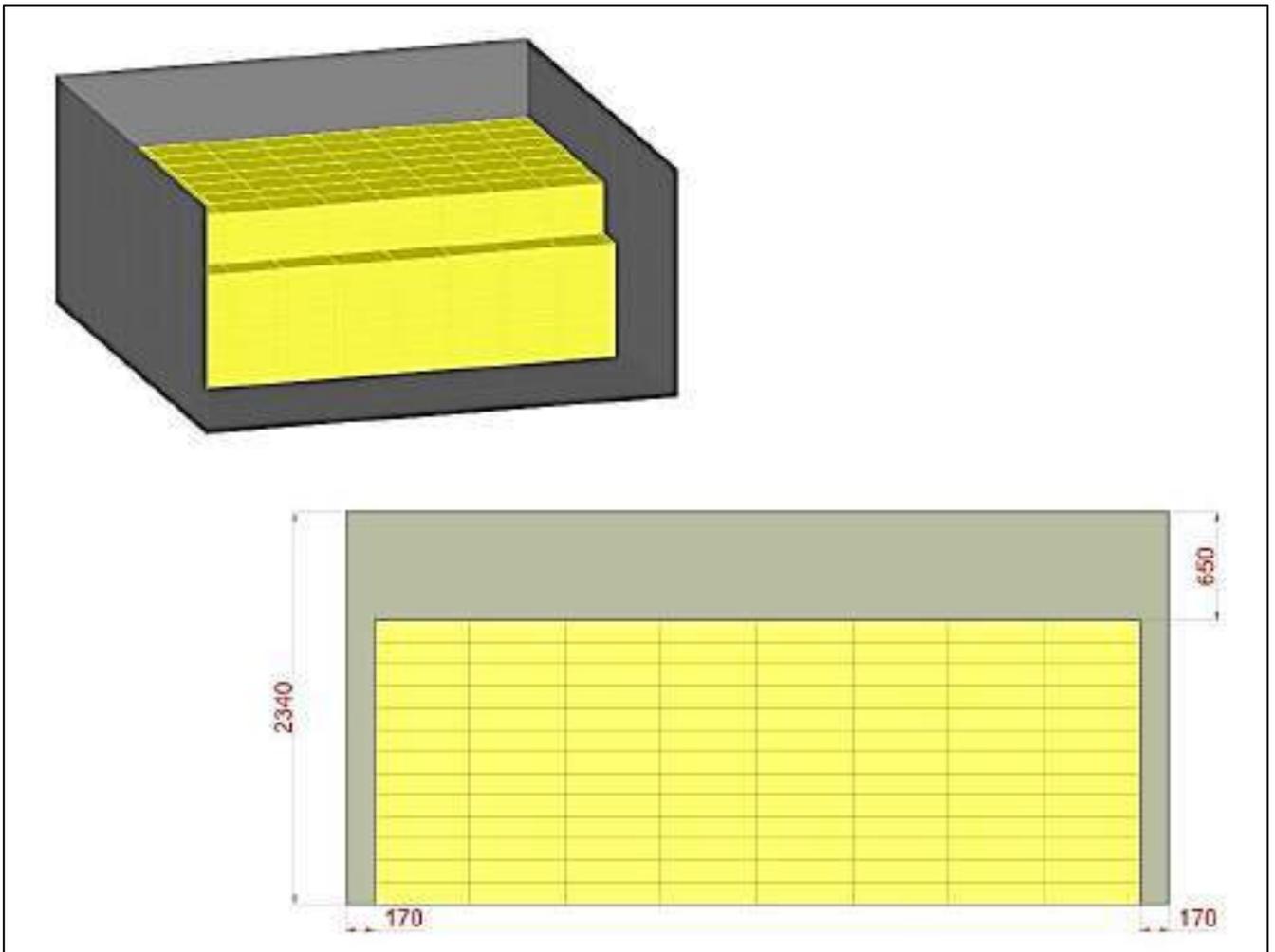


Figura 6.11 - Configuración de los canastos de langostino dentro de los túneles 3 y 4, medidas en metros.

En el espacio de luz restante entre la pared y el último cajón a cada lado se recomienda remachar fuelles de PVC, para anular la sección libre y direccionar el aire hacia el producto.

Con respecto al falso techo del túnel, al igual que con las paredes, la luz entre la última caja de producto y el techo debe ser lo menor posible. Con la altura de falso techo que se cuenta en la actualidad en los túneles, se desperdicia mucho aire en sección libre que circula por encima de los cajones. Como se mencionó, la sección libre es de $0,45m$ de alto en los túneles *S-T01* y *S-T02*, y de $0,65m$ de alto en *S-T03* y *S-T04*. Generalmente, se cuelgan tiras de PVC en el falso techo para anular la sección libre entre techo y canastos, y direccionar el aire hacia el producto.

Las recomendaciones en este aspecto serían reducir la altura del falso techo, dejando una luz mínima para el ingreso de 13 cajones de alto y adicionar las tiras de PVC para anular dicho espacio.

6.8. Modificación del enfriador intermediario general (*R-EI-G*)

En la *Sección 4.7.2.1*, se analizó la condición operativa del enfriador intermediario de la instalación (*R-EI-G*). Se observó que para el servicio actual que realiza, se encuentra subdimensionado. La velocidad del vapor en el interior del recipiente resulta igual a $0,933\text{m/s}$, lo cual no es recomendable en este tipo de recipientes porque velocidades de ese orden pueden provocar una separación de líquido inadecuada que provoque golpes de líquido en los compresores de alta.

En la actualidad, el recibidor posee una velocidad alta y, además, solo realiza el subenfriamiento de los servicios que son alimentados por el separador de recirculado (*R- SR- 01*), no así el resto de los servicios, problemática que se expuso en la *Sección ¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.*

En esta sección se procede a calcular el diámetro necesario del enfriador intermediario para poder realizar el subenfriamiento de todo el líquido de alta presión y así solucionar el problema enunciado en la sección **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** y tener una velocidad de pasaje adecuada del refrigerante dentro del recipiente. Además, se realizan recomendaciones acerca de las nuevas conexiones de cañerías que deben hacerse.

6.8.1. Dimensionamiento

En primer lugar, según recomendaciones de la ASHRAE, es conveniente que este tipo de recipientes funcionen con una velocidad de diseño de $0,5\text{m/s}$. Con esta consideración, se tienen en cuenta también cargas fluctuantes que puedan surgir en la operación cotidiana. Este valor de velocidad es el que se tiene en cuenta para el dimensionamiento del recipiente. El cálculo es análogo al realizado en la *Sección 4.7.2.1*, solo que ahora, en lugar de calcular la velocidad que existe en el recipiente, ésta se impone y se calcula el diámetro que debiera tener el tanque para llegar a este resultado.

Al tanque llegarán vapores provenientes de los compresores de baja de la instalación. En la condición operativa más crítica, recibe refrigerante de los compresores *C1-T*, *C4-P* y *C5-P*. En la *Tabla 4.11*, se informaron los caudales que descargan estos equipos que se enumeran a continuación:

- m_{C1-T} : $0,262\text{kg/s}$.
- m_{C4-P} : $0,112\text{kg/s}$.
- m_{C5-P} : $0,112\text{kg/s}$.

Además, también ingresan vapores provenientes de los servicios de media temperatura que descargan en el tanque. Los caudales correspondientes son:

- m_{S-CF1} : $0,012\text{kg/s}$.
- m_{S-CF2} : $0,005\text{kg/s}$.

A partir del análisis de los puntos del ciclo de doble etapa, *Tabla 4.1*, se tienen los puntos de entalpía que existen en el enfriador intermediario, y de la misma manera realizada en la *Sección 4.7.2.1*, se calcula el caudal de alta que es el que se utiliza para verificar el recipiente. Se considera los caudales de los compresores de baja que descargan en el recipiente, los de los servicios de media temperatura y el refrigerante evaporado por el subenfriamiento de líquido en el interior del recipiente. Realizando el cálculo con la ecuación (4.9), se obtiene que el caudal de vapor que circula por el recipiente es:

- $m = 0,631 \text{ kg/s}$.

Si se considera que en el interior del recipiente el refrigerante vapor se encuentra saturado a la presión de intermedia y tiene un volumen específico de $0,42 \text{ m}^3/\text{kg}$, podemos expresar el caudal volumétrico de vapor en el interior del tanque que resulta:

- $m_v = 0,263 \text{ m}^3/\text{s}$.

A partir de la ecuación (4.9) se calcula el diámetro mínimo que debiera tener el enfriador intermediario para que por su interior el refrigerante circule con una velocidad de $0,5 \text{ m/s}$. Este valor resulta:

- $D_{\text{int}} = 819 \text{ mm}$.

Con el objetivo de simplificar la construcción del recipiente, se escoge un caño normalizado con la medida de diámetro interior mayor al mínimo necesario. Esto resulta en un caño de 36'' (SCH40) que posee un diámetro interior igual a $876,3 \text{ mm}$.

6.8.2. Recomendaciones del conexionado

Como se muestra en el diagrama unifilar de la instalación, *Anexo A-2*, en la actualidad se tienen dos cañerías de líquido a alta presión. Una se dirige al enfriador intermediario y la otra directamente alimenta al separador de recirculado (*R-SR-02*). Como se pretende que todo el líquido pase por el enfriador intermediario previo a dirigirse a los servicios, se debe verificar que la cañería que une el recibidor de líquido (*R-TR-G*) con el enfriador intermediario (*R-EI-G*) tenga las dimensiones adecuadas para que la velocidad de circulación sea la recomendada y no tener problemas de pérdida de carga.

Como se muestra en la *Tabla 4.30*, actualmente por esta cañería circula una capacidad frigorífica de 831.960 kcal/h . Además, por el lazo de líquido de alta que circula entre el recibidor y el separador de recirculado (*R-SR-02*) circulan 253.000 kcal/h . Este lazo debe ser anulado y ese caudal pasa a circular por la cañería que une el recibidor con el enfriador intermediario. Por lo tanto, circulan en total por la cañería que une el recibidor y el enfriador intermediario $1.084.960 \text{ kcal/h}$.

Si se divide esta capacidad por la diferencia de entalpía de este lazo, $293,46 \text{ kcal/kg}$, obtenemos el caudal másico que pasa a circular por esta línea. Esta diferencia de entalpía fue analizada en la *Sección 4.8.2*. El caudal que circula resulta de 3.697 kg/h . A partir del volumen específico del amoníaco líquido saturado a la presión de alta ($0,0017 \text{ m}^3/\text{kg}$) obtenemos el caudal volumétrico, $6,285 \text{ m}^3/\text{kg}$. Este lazo de cañería posee un diámetro de $1 \frac{1}{2}$ '' . Análogamente al cálculo de la *Sección 4.8.2*, la velocidad en el ducto resulta de $1,528 \text{ m/s}$. Esta velocidad, resulta algo elevada para este tipo de cañería y, según el procedimiento expuesto en *Anexo A-1.8*, se necesitaría una cañería de al menos 2'' para realizar esta conexión y no es posible utilizar la cañería que se encuentra actualmente instalada.



ANEXO A-1

“ANEXO DE CÁLCULOS”

A-1.1	Cálculos complementarios al relevamiento de datos	1
A-1.1.1	Cálculo del caudal de aire que circula en los evaporadores	1
A-1.1.2	Cálculo del volumen interno y superficie de intercambio térmico de los evaporadores ...	1
A-1.1.3	Cálculo del volumen interno y superficie de intercambio térmico de los condensadores .	2
A-1.1.4	Cálculo del volumen interno de los aparatos sometidos a presión	2
A-1.2	Cálculo de la capacidad nominal de los evaporadores	3
A-1.2.1	Cálculo del convectivo interno, h_i	5
A-1.2.2	Cálculo del convectivo externo, h_e	5
A-1.2.3	Cálculo de la eficiencia del aletado (η_s).....	8
A-1.2.4	Relación de calor sensible	10
A-1.2.5	Resultados del cálculo	12
A-1.3	Cálculo del balance térmico.....	14
A-1.3.1	Cálculo de la carga de transmisión	14
A-1.3.2	Cálculo de la carga de producto	14
A-1.3.3	Cálculo de la carga por infiltración de aire	15
A-1.3.4	Resultado del cálculo.....	15
A-1.4	Cálculo de la potencia de condensación.....	19
A-1.5	Ecuaciones utilizadas para la verificación de recipientes en servicio.....	20
A-1.5.1	Ecuaciones y criterios utilizados en separadores de líquido horizontales.	20
A-1.5.2	Cálculos relacionados a los recipientes separador de recirculado.....	21
A-1.5.3	Gráficos utilizados para la verificación de estaciones de bombeo	22
A-1.6	Criterios y ecuaciones para la verificación de separadores de líquido verticales	24
A-1.6.1	Cálculos realizados para el enfriador intermediario	24
A-1.7	Cálculos y consideraciones para el análisis de la carga de amoníaco en los evaporadores	26
A-1.8	Cálculos y consideraciones para el análisis de cañerías	29
A-1.8.1	Recomendaciones utilizadas	29
A-1.8.2	Procedimiento de cálculo y verificación de cañerías	30
A-1.8.3	Cañerías que transportan gas caliente	33
A-1.9	Cálculo de la capacidad de descarga de válvulas de seguridad	35

ANEXO A-1: Anexo de Cálculos

A-1.1 Cálculos complementarios al relevamiento de datos

A-1.1.1 Cálculo del caudal de aire que circula en los evaporadores

La velocidad frontal del aire que circula por cada equipo informada se calcula según la *Ecuación [1-a]*.

$$v = \frac{q}{St * u * L * 3600} \quad [1-a]$$

Donde:

- **V** es la velocidad frontal del aire que circula por el equipo (*m/s*).
- **q** es el caudal de aire que circula por el equipo (*m³/h*) informado por el fabricante.
- **St** es la distancia vertical entre tubos (*m*).
- **U** es el número de tubos de alto.
- **L** es la longitud aletada del equipo (*m*).

A-1.1.2 Cálculo del volumen interno y superficie de intercambio térmico de los evaporadores

Las ecuaciones utilizadas para el cálculo del volumen interno y la superficie de intercambio del equipo corresponden a las *Ecuaciones [1-b], [1-c], [1-d] y [1-e]*.

$$V_i = \pi * \frac{(D_{ext} - 2 * e)^2}{4} * L * m * \frac{1}{1.000.000} \quad [1-b]$$

Donde:

- **V_i** es el volumen interno del equipo (*L*)
- **D_{ext}** es el diámetro exterior del tubo (*mm*)
- **L** es la longitud aletada (*mm*)
- **m** es la cantidad de tubos en el equipo

$$A_{paquete} = 2 * \left[a * b - \frac{\pi * D_{ext}^2}{4} * n \right] * \frac{1}{1.000.000} \quad [1-c]$$

Donde:

- **A_{paquete}** es la superficie de un paquete (*m²*)
- **a** es la dimensión horizontal del paquete (*mm*)
- **b** es la dimensión vertical del paquete (*mm*)
- **n** es la cantidad de tubos que atraviesan un paquete.

$$A_{ext \ caño} = \pi * D_{ext} * (L - t * p) * \frac{1}{1.000.000} \quad [1-d]$$

Donde:

- **t** es el espesor de aleta (*mm*)
- **p** es la cantidad de aletas en el equipo
- **A_{ext caño}** es la superficie externa de un caño (*m²*)

$$A_e = A_{paquete} * c + A_{ext caño} * m \quad [1-e]$$

Donde:

- **A_e** es la superficie total de intercambio térmico del equipo (m^2)
- **c** es la cantidad total de paquetes en el equipo.

A-1.1.3 Cálculo del volumen interno y superficie de intercambio térmico de los condensadores

Para el cálculo de las características dimensionales de los condensadores se utilizan las Ecuaciones [1-f] y [1-g].

$$A_{intercambio} = \pi * D_{ext} * L * c \quad [1-f]$$

$$V_i = \pi * (D_{ext} - 2 * e)^2 * L * c \quad [1-g]$$

Donde:

- **D_{ext}** es el diámetro externo de los tubos del equipo (m)
- **L** es la longitud de tubos (m)
- **c** es la cantidad de tubos en el equipo.
- **e** es el espesor del tubo (en este caso $e=3,2mm$, tubo de $\frac{3}{4}$ '' standard Schedule 40).

A-1.1.4 Cálculo del volumen interno de los aparatos sometidos a presión

Para obtener el volumen interno de un recipiente, se tiene en cuenta solamente la longitud de envuelta, despreciando el volumen de los casquetes, mediante la Ecuación [1-h].

$$V_i = \pi * (D_{ext} - 2 * e)^2 * L * \frac{1}{1.000.000} \quad [1-h]$$

Donde:

- **V_i** es el volumen interno (L).
- **D_{ext}** es el diámetro de envuelta del recipiente (mm).
- **e** es el espesor del recipiente (mm).
- **L** es la longitud de envuelta del recipiente (mm)

A-1.2 Cálculo de la capacidad nominal de los evaporadores

El flujo de calor o potencia frigorífica \dot{Q} de un evaporador, puede obtenerse a partir de las ecuaciones de transferencia de calor y el uso de la analogía eléctrica para el cálculo de las diferentes resistencias térmicas del sistema a analizar, *Figura A. 1*. Esta analogía considera que el calor fluye entre el aire que rodea al evaporador y el refrigerante que se encuentra en el interior de los tubos. De esta forma, el flujo de calor se enfrenta a tres resistencias térmicas: la correspondiente a la convección del aire con la pared del tubo, la correspondiente a la conducción en el tubo y la correspondiente a la convección entre el refrigerante y la pared del tubo.

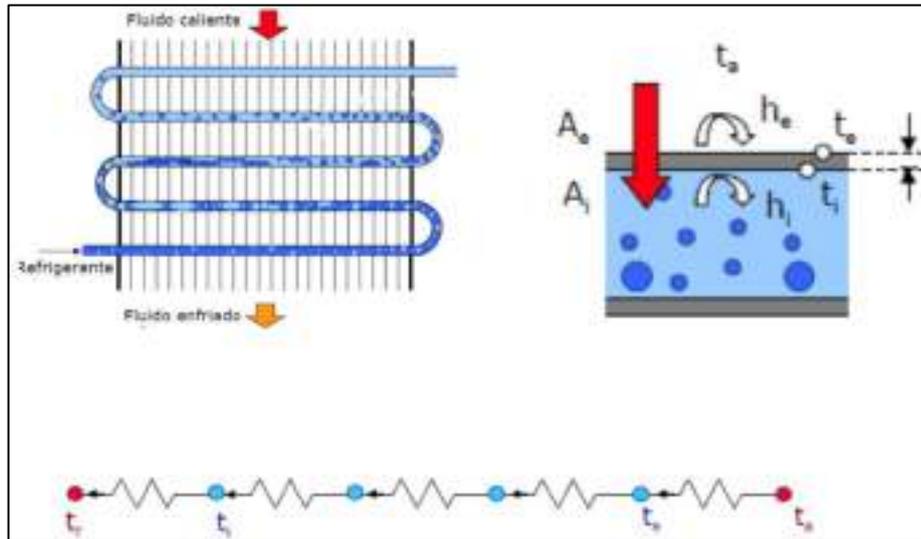


Figura A. 1- Esquema de analogía eléctrica para cálculo de flujo de calor

Otra consideración es la distribución de temperaturas en un evaporador. Esta distribución puede observarse esquemáticamente en la *Figura A. 2*. El refrigerante que circula dentro de los tubos avanza por el equipo evaporándose, por lo que su temperatura no cambiará a medida que avanza. Sin embargo, la temperatura de la superficie de los caños varía entre dos valores:

- t_e es la temperatura de la superficie del caño en el lado de la entrada del aire.
- t_s es la temperatura de la superficie del caño en la salida del aire.

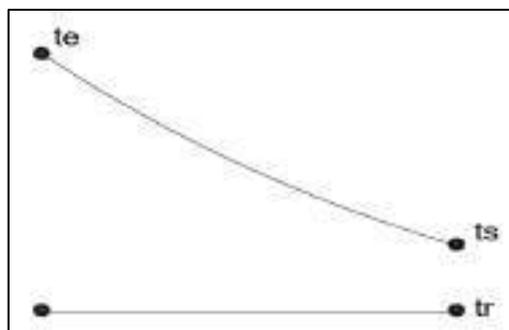


Figura A. 2 - Distribución de temperaturas en superficie e interior de evaporador

Debido a esta distribución de temperaturas, resulta más adecuado trabajar en la ecuación del flujo de calor con una diferencia media logarítmica de temperaturas en lugar de una diferencia de temperaturas entre t_e y t_r (temperatura del refrigerante correspondiente a la temperatura de evaporación).

Realizadas estas consideraciones, el flujo de calor a través del equipo puede calcularse según la *Ecuación [2-a]*.

$$\dot{Q} = \frac{DMLT}{R_{eq}} \quad [2-a]$$

Donde:

- \dot{Q} es el flujo de calor a través del equipo.
- $DMLT$ es la diferencia media logarítmica de temperaturas, que se calcula según la Ecuación [2-b].
- R_{eq} es la resistencia térmica equivalente del circuito, que se calcula según la Ecuación [2-c].

$$DMLT = \left[\frac{(t_e - t_r) - (t_s - t_r)}{\ln \frac{(t_e - t_r)}{(t_s - t_r)}} \right] \quad [2-b]$$

$$R_{eq} = \frac{1}{h_e * \eta_s * A_e} + R_{conducción} + \frac{1}{h_i * A_i} \quad [2-c]$$

Donde:

- h_e es el convectivo externo del equipo, correspondiente a la interfaz superficie externa - aire ($kcal/h^\circ C m^2$).
- η_s es el rendimiento del aletado, correspondiente al arreglo de aletas del equipo.
- $R_{conducción}$ es la resistencia térmica equivalente a la conducción en el tubo.
- h_i es el convectivo interno del equipo, correspondiente a la interfaz superficie externa - refrigerante que circula por los tubos.
- A_i es la superficie de intercambio térmico interna del equipo.
- A_e es la superficie externa de intercambio térmico del equipo.

En la Ecuación [2-c], el primer término corresponde a la resistencia térmica debida a la convección en la interfaz que se presenta entre la superficie externa del tubo y el aire. El segundo término corresponde a la resistencia térmica debida a la conducción en el tubo, valor que depende de la conductividad de los materiales con los que se fabrican los tubos (acero, aluminio) y que no es tenido en cuenta en este cálculo debido a que es despreciable frente a los otros dos términos de convección. El tercer término corresponde a la resistencia térmica debida a la convección en la interfaz que se presenta entre la superficie interna del tubo y el refrigerante.

A partir de la Ecuación [2-a], y haciendo uso de las Ecuaciones [2-b] y [2-c], se puede llegar a la Ecuación [2-d].

$$\dot{Q} = U_e * A_e * DMLT \quad [2-d]$$

Donde:

- U_e es el coeficiente global de transmisión de calor referido a la superficie externa del equipo y se define en la Ecuación [2-e].

$$U_e = \frac{1}{\frac{A_e}{h_i * A_i} + \frac{1}{h_e * \eta_s}} \quad [2-e]$$

Con los parámetros de la ecuación de transferencia de calor definidos, se procede a obtener individualmente cada uno de los términos del coeficiente global de transmisión de calor, Ecuación [2-e].

A-1.2.1 Cálculo del convectivo interno, h_i

El cálculo del convectivo interno se desarrolla mediante la correlación de Jakobson, quien propone una función para el cálculo del convectivo de ebullición en el interior de los tubos para el caso de amoníaco en sistema por recirculado o termosifón, *Ecuación [2-f]*.

$$h_i = (0,469 + 0,00236 * t_r)^{3,33} * \Delta T^{2,33} \quad [2-f]$$

Donde:

- h_i es el convectivo interno del equipo, correspondiente a la interfaz superficie interna-amoníaco ($kcal/h^\circ C m^2$).
- t_r es la temperatura del refrigerante ($^\circ C$).
- ΔT es la diferencia de temperatura entre la temperatura de la superficie interna del tubo por donde circula el amoníaco:

$$\Delta T = T_w - t_r \quad [2-g]$$

- T_w es la temperatura de la pared del tubo ($^\circ C$).

Por lo tanto, considerando una temperatura de refrigerante en $-35^\circ C$ y estimando un salto térmico alrededor de los $6^\circ C$ ($\pm 1^\circ C$), podemos determinar que el convectivo interno del evaporador resulta:

$$h_i = 2.400 \left[\frac{kcal}{h^\circ C m^2} \right] \quad [2-h]$$

Este valor de convectivo interno es utilizado en todos los equipos debido a que varía poco porcentualmente para las distintas condiciones existentes en la instalación y puede tomarse este valor como promedio para todos los casos sin arrojar una diferencia significativa.

A-1.2.2 Cálculo del convectivo externo, h_e

Este caso aplica al tipo de transferencia de calor hacia un banco de tubos en flujo cruzado. La configuración de los tubos se caracteriza por el diámetro externo del tubo, D , la separación transversal, S_T , y la separación longitudinal, S_L , medidas entre los centros de los tubos. Estas medidas se observan en la *Figura A. 3*.

El convectivo externo se calcula en base al número de Nusselt, según la *Ecuación [2-i]*.

$$h_e = \frac{Nu * k_{aire}}{D} * 0,85 \quad [2-i]$$

Donde:

- Nu es el número de Nusselt del banco de tubos que se calcula más adelante.
- K_{aire} es la conductividad térmica del aire ($0,01892 kcal/h^\circ C m$ para aire a $-30^\circ C$)
- Se usa un factor de seguridad de 0,85.

Para un flujo de aire a través de haces de tubos compuestos de diez o más líneas, puede utilizarse la correlación de Grimison, *Ecuación [2-j]*, para calcular el número de Nusselt del banco de tubos. Esta correlación es aplicable para números de Reynolds entre 2.000 y 40.000 y número de Prandtl igual a 0,7, correspondiente al aire.

$$Nu = C_1 * Re^m \quad [2-j]$$

Aclaraciones de la correlación de Grimison:

El número de Reynolds se basa en la velocidad máxima del fluido que ocurre dentro del banco de tubos.

$$Re = \frac{\rho * V_{max} * D}{\mu} \quad [2-k]$$

Donde:

- ρ es la densidad del aire (kg/m^3).
- μ es la viscosidad del aire ($Pa.s$)
- V_{max} se calcula según la Ecuación [2-l], y es la velocidad máxima del flujo en el banco y ocurre en la sección A_1 , Figura A. 3. Por lo tanto, por conservación de masa puede escribirse la Ecuación [2-l].

$$V_{max} = \frac{S_t}{S_t - D} * V \quad [2-l]$$

Donde:

- V es la velocidad frontal del aire (m/s).

Las constantes C_1 y m para distribución escalonada de tubos y distancias S_t y S_l iguales se aproximan como:

$$C_1 = 0,35$$
$$m = 0,6$$

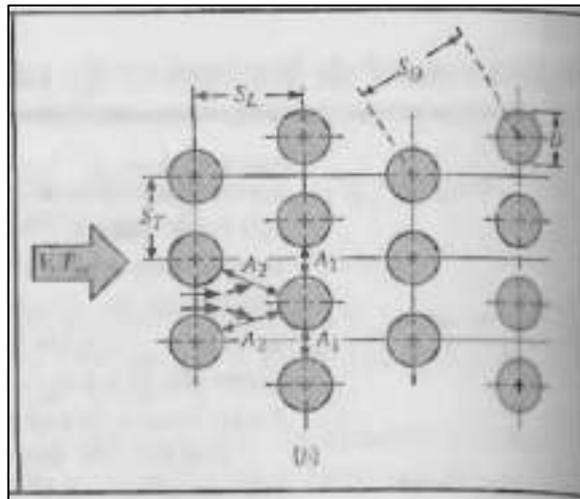


Figura A. 3 – Arreglo de tubos considerado en la ecuación de Grimison

Con las consideraciones realizadas se procede a calcular el valor del convectivo externo para todos los modelos de evaporador relevados. Los resultados se resumen en la *Tabla A. 1*, *A. 2* y *A. 3*

Equipo	E-01	E-02	E-03
T aire (°C)	-3	-1,8	-30
k_{aire} (kcal/h.°C.m)	0,02064	0,02064	0,01892
D (mm)	18,88	24,30	18,88
St (mm)	70	70	70
SL (mm)	70	70	70
ρ (kg/m ³)	1,300	1,275	1,433
μ [Pa.s]	0,000017	0,000017	0,000016
V [m/s]	2	2	2
V_{max} [m/s]	2,7	3,0	2,7
Re	3.953.972	5.583.150	4.630.899
C1	0,35	0,35	0,35
M	0,6	0,6	0,6
Un	3.179	3.910	3.495
h_e [kcal/h.°C.m ²]	3,5	3,3	3,5

Tabla A. 1 - Cálculo de convectivo externo de evaporadores

Equipo	E-04	E-05	E-06
T aire (°C)	-30	-30	-30
k_{aire} (kcal/h.°C.m)	0,01892	0,01892	0,01892
D (mm)	13,84	13,84	18,88
St (mm)	70	70	70
SL (mm)	70	70	70
ρ (kg/m ³)	1,433	1,433	1,433
μ [Pa.s]	0,000016	0,000016	0,000016
V [m/s]	3	2,5	2
V_{max} [m/s]	3,7	3,1	2,7
Re	4.635.050	3.862.542	4.630.899
C1	0,35	0,35	0,35
M	0,6	0,6	0,6
Un	3.497	3.134	3.495
h_e [kcal/h.°C.m ²]	4,8	4,3	3,5

Tabla A. 2 - Cálculo de convectivo externo de evaporadores

Equipo	E-07	E-08	E-09
T aire (°C)	-30	0	-17
k _{aire} (kcal/h. °C.m)	0,01892	0,02064	0,01978
D (mm)	18,88	13,84	18,88
St (mm)	70	70	70
SL (mm)	70	70	70
ρ (kg/m ³)	1,433	1,275	1,376
μ [Pa.s]	0,000016	0,000017	0,000016
V [m/s]	3	3	2
V _{max} [m/s]	4,1	3,7	2,7
Re	6.946.350	3.881.410	4.446.698
C1	0,35	0,35	0,35
M	0,6	0,6	0,6
Un	4.457	3.143	3.411
h _e [kcal/h. °C.m ²]	4,5	4,7	3,6

Tabla A. 3 - Cálculo de convectivo externo de evaporadores

A-1.2.3 Cálculo de la eficiencia del aletado (η_s)

La eficiencia del aletado caracteriza un arreglo de aletas y la superficie base a la que se une. Este parámetro se define como la relación entre la transferencia de calor total de la superficie aletada y la transferencia de calor máxima posible que resultaría si toda la superficie aletada y la base expuesta se mantuvieran a la temperatura de la base (el tubo en nuestro caso).

Teniendo en cuenta esta definición, la Ecuación [2-m] se utiliza para calcular la eficiencia del aletado (η_s):

$$\eta_s = \left(1 - \frac{A_{aleta} \cdot n}{A_{total}}\right) * (1 - \eta_{aleta}) \quad [2-m]$$

Donde:

- La superficie de una aleta se calcula según las Ecuaciones [2-n] y [2-o].

$$A_{aleta} = \left(2 \sqrt{\frac{S_T * S_L}{\pi}} - D_{ext}\right)^2 * 0,785 * 2 + \pi * (D_{ext} + 2 * L) * e \quad [2-n]$$

$$L = \frac{2 \sqrt{\frac{S_T * S_L}{\pi}} - D_{ext}}{2} \quad [2-o]$$

- S_T y S_L corresponden a las distancias mostradas en la Figura 3.40 y ambas valen para todos los modelos de evaporador 70mm.
- D_{ext} es el diámetro de los tubos de cada equipo informado en la Tabla 3.6 a 3.8.
- e es el espesor de una aleta.

- n es la cantidad de aletas en el equipo informado en la *Tabla 3.6* a *3.8*.
- A_{total} es la superficie de intercambio térmico del equipo que se calcula según [2-p] y [2-q].

$$A_{total} = A_{aleta} \cdot n + A_{tubo} \quad [2-p]$$

$$A_{tubo} = \pi * D_{ext} * (1000 - n * e) \quad [2-q]$$

- e es el espesor de los tubos de los equipos los cuales se obtienen del diámetro del mismo, sabiendo que corresponden a Schedule 40.
- η_{aleta} corresponde a la eficiencia de una aleta individual que es un parámetro que se define de la misma forma que la eficiencia del aletado, pero en este caso, para una aleta individual. Este parámetro puede ser calculado con la *Ecuación [2-r]*.

$$\eta_{aleta} = \left(\frac{2 \sqrt{\frac{S_T * S_L}{\pi}}}{D_{ext}} \right)^{-0,246} \cdot \left(\sqrt{\frac{2h}{k * t}} \cdot \frac{(2 \sqrt{\frac{S_T * S_L}{\pi}} - D_{ext} + e)}{2} \right)^{-b} \quad [2-r]$$

Donde:

- b es un parámetro que puede calcularse según la *Ecuación [2-s]*.

$$b = 0,9706 + 0,17125 * \ln \left(\frac{2 \sqrt{\frac{S_T * S_L}{\pi}}}{D_{ext}} \right) \quad [2-s]$$

- h es el convectivo externo del equipo calculado en *Anexo A-1.2.2*
- k es la conductividad térmica del material que conforma la aleta y corresponde a 38 para el acero y 140 para el aluminio.

Con las consideraciones realizadas se procede a calcular el valor de la eficiencia del aletado para todos los modelos de evaporador relevados. Los resultados se resumen en la *Tabla A. 4*, *A. 5* y *A. 6*.

Equipo	E-01	E-02	E-03
Eficiencia de una aleta	0,49	0,56	0,55
Eficiencia del aletado	0,55	0,61	0,6

Tabla A. 4 - Resultados eficiencia de aleta

Equipo	E-04	E-05	E-06
Eficiencia de una aleta	0,43	0,46	0,50
Eficiencia del aletado	0,47	0,50	0,54

Tabla A. 5 - Resultados eficiencia de aleta

Equipo	E-07	E-08	E-09
Eficiencia de una aleta	0,43	0,43	0,49
Eficiencia del aletado	0,49	0,47	0,55

Tabla A. 6 - Resultados eficiencia de aleta

A-1.2.4 Relación de calor sensible

Es importante tener en claro que las capacidades calculadas para los evaporadores indican el flujo de calor total que entrega el equipo. Ahora bien, considerando que se trabaja con aire húmedo, en el proceso de refrigeración, se produce una condensación de vapor de agua. Por lo tanto, una parte del calor que entrega el equipo no es utilizado para enfriar, sino para condensar agua. La evolución del aire en su paso por el evaporador puede representarse en un diagrama psicrométrico, *Figura A. 4*.

El valor que debe utilizarse para comparar las capacidades de los equipos con el balance térmico es el del calor sensible, que es el que se utiliza para enfriar el aire. De esta forma, puede definirse un coeficiente llamado relación de calor sensible (SHR) que relaciona el calor sensible con el calor total que entrega el equipo, *Ecuación [2-t]*.

$$SHR = \frac{\text{Calor sensible}}{\text{Calor total}} = 1 - \frac{600}{\frac{\Delta i}{\Delta W}} \quad [2-t]$$

Donde:

- Δi es la caída de entalpía del aire en (kcal/kg)
- ΔW es la caída en la humedad absoluta del aire en Kg^{Agua}/Kg^{Aire}.

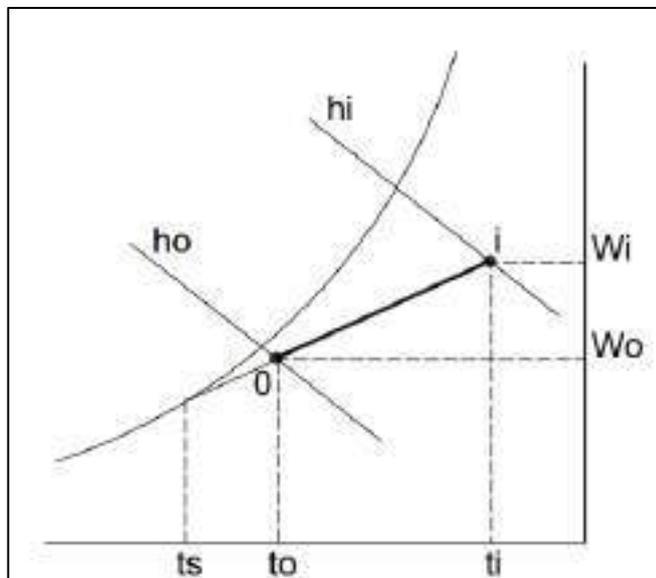


Figura A. 4 - Evolución del aire en un evaporador / Diagrama psicrométrico

Estos valores pueden obtenerse a partir de un diagrama psicrométrico con las condiciones del aire en la cámara y suponiendo que el aire en el contacto con la superficie del equipo se encuentra saturado y a la temperatura de evaporación. Bajo estas consideraciones, se calculan las relaciones de calor sensible para las distintas aplicaciones en la planta y se informan los resultados en la *Tabla A. 7*.

Servicio	Condición	Temperatura seca (°C)	Humedad relativa (%)	Entalpía específica (kJ/Kg)	Humedad absoluta (kg/kg)	SHR
Cámara de mantenimiento o Túnel	Aire	-30	90	-7,079	0,00021	0,965
	Saturación	-35	100	-8,321	0,000137	-
Silo	Aire	-17	80	-3,685	0,000675	0,929
	Saturación	-22	100	-4,977	0,000523	-
Antecámara	Aire	0	80	1,801	0,003017	0,788
	Saturación	-5	100	0,272	0,002477	-
Cámara de fresco 1	Aire	-3	80	0,678	0,002347	0,790
	Saturación	-10	100	-1,454	0,0016	-
Cámara de fresco 2	Aire	-1,8	80	1,115	0,002597	0,767
	Saturación	-10	100	-1,45	0,0016	-

Tabla A. 7 - Cálculo de SHR de evaporadores

Con esta consideración, la capacidad frigorífica que entrega el equipo de la *Ecuación [2-a]* debe ser corregida mediante la *Ecuación [2-u]*.

$$\dot{Q}' = \frac{\dot{Q}}{SHR} \quad [2-u]$$

En adelante, en todas las capacidades frigoríficas y nominales informadas se incluye la consideración de la relación de calor sensible.

A-1.2.5 Resultados del cálculo

Con todos los valores calculados en las *Secciones A-1.2.1, A-1.2.2, A-1.2.3 y A-1.2.4*, se procede al cálculo del coeficiente global de transmisión de calor, diferencia media logarítmica de temperaturas y capacidad nominal de cada tipo de evaporador.

Además, como se dijo anteriormente, los fabricantes de evaporadores informan la capacidad nominal C , que permite calcular el flujo de calor a través del equipo mediante la *Ecuación [2-v]*.

$$\dot{Q} = C * \Delta T \quad [2-v]$$

Donde:

- C es la capacidad nominal del equipo ($kcal/h^{\circ}C$)
- ΔT es una diferencia de temperaturas ($^{\circ}C$) definida en la *Ecuación [2-w]*.

$$\Delta T = T_e - T_r \quad [2-w]$$

Por lo tanto, dividiendo el flujo de calor por la diferencia de temperaturas, se informan las capacidades nominales de los equipos. Todos los datos operativos calculados se informan en la *Tabla A. 8, A. 9 y A. 10*.

Equipo	E-01	E-02	E-03
Coeficiente global de transmisión de calor ($kcal/h^{\circ}Cm^2$)	22,5	25,4	24,5
Temperatura de entrada del aire T_e ($^{\circ}C$)	-3	-1,8	-30
Temperatura estimada de salida del aire T_s ($^{\circ}C$)	-5,8	-9,2	-31,7
Temperatura de evaporación T_r ($^{\circ}C$)	-10	-10	-35
DMLT ($^{\circ}C$)	5,5	3,2	4,1
ΔT ($^{\circ}C$)	7	8,2	5
Capacidad nominal ($kcal/h^{\circ}C$)	1.579,7	537,1	2.161,2
Flujo de calor ($kcal/h$)	11.058	4.404	10.806

Tabla A. 8 - Datos operativos de los evaporadores

Equipo	E-04	E-05	E-06
Coeficiente global de transmisión de calor ($kcal/h^{\circ}Cm^2$)	23,7	23,4	21,8
Temperatura de entrada del aire T_e ($^{\circ}C$)	-30	-30	-30
Temperatura estimada de salida del aire T_s ($^{\circ}C$)	-31,3	-30,9	-30,4
Temperatura de evaporación T_r ($^{\circ}C$)	-35	-35	-35
DMLT ($^{\circ}C$)	4,3	4,5	4,8
ΔT ($^{\circ}C$)	5	5	5
Capacidad nominal ($kcal/h^{\circ}C$)	1.543,7	2.894,5	10.613,1
Flujo de calor ($kcal/h$)	7.719	14.473	53.066

Tabla A. 9 - Datos operativos de los evaporadores

Equipo	E-07	E-08	E-09
Coeficiente global de transmisión de calor ($kcal/h^{\circ}Cm^2$)	25,3	23,7	23,1
Temperatura de entrada del aire T_e ($^{\circ}C$)	-30	-0,8	-16
Temperatura estimada de salida del aire T_s ($^{\circ}C$)	-30,3	-30,8	-18,0
Temperatura de evaporación T_r ($^{\circ}C$)	-35	-5	-22
DMLT ($^{\circ}C$)	4,9	4,6	4,9
ΔT ($^{\circ}C$)	5	5	6
Capacidad nominal ($kcal/h^{\circ}C$)	9.648,3	898,4	1.394,2
Flujo de calor ($kcal/h$)	48.242	4.492	8.365

Tabla A. 10 - Datos operativos de los evaporadores

A-1.3 Cálculo del balance térmico

A-1.3.1 Cálculo de la carga de transmisión

Esta carga puede ser calculada con las *Ecuaciones [3-a] y [3-b]*.

$$\frac{1}{K} = \left(\frac{1}{h_e}\right) + \sum \left(\frac{e_i}{\lambda_i}\right) + \left(\frac{1}{h_i}\right) \quad [3-a]$$

$$\dot{Q}_{transmission} = K * S * \Delta T \quad [3-b]$$

Donde:

- **K** es el coeficiente general de transmisión de calor ($kW/m^2\text{°C}$).
- **h_e** es el convectivo exterior de la interfaz aire-pared exterior ($kW/m^2\text{°C}$).
- **e_i** corresponde a los espesores de los distintos materiales de los que se compone la pared, suelo o techo analizado (m).
- **λ_i** corresponde a la conductividad de los materiales de los que se compone la pared, suelo o techo analizado. ($kW/m\text{°C}$)
- **h_i** es el convectivo interior de la interfaz aire-pared interior ($kW/m^2\text{°C}$).
- **S** es la superficie exterior de la sección considerada (m^2).
- **ΔT** es la diferencia entre la temperatura el aire exterior y la temperatura del aire interior al recinto considerado (°C).

Consideraciones:

- No se considera el efecto de las superficies metálicas de los paneles prefabricados o aislados ya que se considera despreciable.
- Si las paredes del ambiente refrigerado están expuestas al sol, se añade un calor adicional debido a la influencia de la radiación solar. En el caso de la instalación en estudio al estar orientada hacia el sur este efecto no tiene preponderancia y no se agrega en el cálculo.

Si se cuenta con barreras anti vapor en el espacio considerado, la ganancia de calor latente debida a la transmisión de la humedad a través de las paredes, suelos y techos es despreciable.

A-1.3.2 Cálculo de la carga de producto

La carga que representa el producto se calcula según la *Ecuación [3-c]*.

$$\dot{Q}_{producto} = \frac{m * C_{P1} * (T_1 - T_2) + m * h_f + m * C_{P2} * (T_2 - T_3)}{3.600 * n} \quad [3-c]$$

Donde:

- **m** es la masa de producto considerada (kg).
- **C_{P1}** es el calor específico del producto por encima del punto de congelación ($kJ/kg\text{°C}$).
- **C_{P2}** es el calor específico del producto por debajo del punto de congelación ($kJ/kg\text{°C}$).
- **T** corresponde a temperatura (°C).
- **h_f** es el calor latente de solidificación del producto (kJ/kg).
- **n** es el tiempo disponible o en el que se quiere realizar el enfriamiento (hs).

El primer término de la *Ecuación [3-c]* corresponde al calor sensible a extraer por encima del punto de congelación. El segundo término corresponde al calor latente de solidificación del producto. El tercer término corresponde al calor sensible a extraer por debajo del punto de congelación del producto. Cualquiera de estos tres términos puede estar presente o no en el cálculo de la carga del producto dependiendo de la aplicación del espacio refrigerado. Por

ejemplo: un túnel de congelamiento que recibe producto fresco para congelar tiene los tres términos, pero una cámara de mantenimiento de congelado que recibe el producto ya congelado, solo presenta el tercer término.

Otro término que se considera en la carga del producto aparece cuando es preciso enfriar los contenedores de los productos introducidos en el espacio refrigerado, siempre que constituyan una parte importante de la masa introducida. Si ese es el caso, se utiliza también la ecuación [3-c] donde debe conocerse la masa de los contenedores, su calor específico y su temperatura inicial, siendo la temperatura final la misma que la del producto.

A-1.3.3 Cálculo de la carga por infiltración de aire

La carga por infiltración de aire se calcula según la *Ecuación [3-d]*.

$$\dot{Q}_{infiltración} = \frac{V_c * \frac{\text{renovaciones}}{\text{día}} * \left(\frac{\delta_r + \delta_i}{2} \right) * \Delta h}{3.600 * n} \quad [3-d]$$

Donde:

- V_c es el volumen del recinto (m^3).
- **renovaciones/día** son la cantidad de renovaciones de aire en una cámara cada 24hs.
- δ_r es la densidad del aire refrigerado (kg/m^3).
- δ_i es la densidad del aire infiltrado (kg/m^3).
- Δh es la diferencia de entalpía entre el aire infiltrado y el refrigerado (kJ/kg).
- n es el tiempo disponible para enfriamiento (hs).

Con los valores de la *Figura A. 5* se estiman las renovaciones de aire diarias en función del volumen del recinto y si la cámara opera por encima o debajo de los 0°C.

Cambios de aire promedio por día con temperatura arriba de 0°C							
Volumen m ³	Renov/día	Volumen m ³	Renov/día	Volumen m ³	Renov/día	Volumen m ³	Renov/día
24	38,0	95	17,5	460	7,2	2.300	3,0
28	34,5	140	14,0	560	6,5	2.800	2,7
38	29,5	190	12,0	740	5,5	3.700	2,3
45	26,0	230	10,7	930	4,9	4.700	2,0
55	23,0	280	9,5	1.400	3,9	7.000	1,6
75	20,0	370	8,2	1.900	3,5	9.300	1,4

Cambios de aire promedio por día con temperatura debajo de 0°C							
Volumen m ³	Renov/día	Volumen m ³	Renov/día	Volumen m ³	Renov/día	Volumen m ³	Renov/día
24	29,0	95	13,5	460	5,6	2.300	2,3
28	26,2	140	11,0	560	5,0	2.800	2,1
38	22,5	190	9,3	740	4,3	3.700	1,8
45	20,0	230	8,1	930	3,8	4.700	1,6
55	18,0	280	7,4	1.400	3,0	7.000	1,3
75	15,3	370	6,3	1.900	2,6	9.300	1,1

Figura A. 5 - Infiltraciones de aire promedio en función del volumen del recinto

A-1.3.4 Resultado del cálculo

Todos los datos utilizados para los cálculos se resumen en la *Tabla A. 11* y *A. 12*.

Servicio	S-C1	S-C2	S-C3	S-C4	S-C5
Altura cámara (m)	4,86	4,86	4,87	10,54	10,54
Largo cámara (m)	15	15	24,96	37,09	37,09
Ancho cámara (m)	13,05	13,05	13,06	15,37	15,37
Volumen del recinto (m ³)	951,35	951,35	1.587,51	6.008,57	6.008,57
Espesor aislación paredes y techo (m)	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Espesor de aislación piso (m)	0	0	0	0	0
Material aislación	Poliestireno	Poliestireno	Poliestireno	Poliestireno	Poliestireno
Espesor de paredes y techo (m)	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002
Espesor de piso (m)	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
Material paredes y techo	Ladrillo	Ladrillo	Ladrillo	Ladrillo	Ladrillo
Material piso	Cemento	Cemento	Cemento	Cemento	Cemento
Conductividad material paredes y techo (kcal/mh°C)	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Conductividad material aislación paredes y techo (kcal/mh°C)	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
Conductividad material piso (kcal/mh°C)	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
Conductividad aislación piso (kcal/mh°C)	-	-	-	-	-
Convectivo interior (kcal/m ² h°C)	10	10	10	10	10
Convectivo exterior (kcal/m ² h°C)	10	10	10	10	10
Temperatura cámara (°C)	-27	-27	-27	-25	-25
Entradas aire/día	2,1	2,1	1,6	1,1	1,1
Temperatura exterior (°C)	35	35	35	35	35
Temperatura exterior del piso	18	18	18	18	18
Producto	Langostino	Langostino	Langostino	Langostino	Langostino
Entradas de producto por día (kg)	57.600	57.600	11.700	200.200	200.200
Calor específico antes de congelar del producto (kcal/kg°C)	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81
Calor de fusión del producto (kcal/kg)	61	61	61	61	61
Calor específico después de congelar del producto (kcal/kg°C)	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43
Temperatura congelación producto (°C)	-2,2	-2,2	-2,2	-2,2	-2,2
Temperatura entrada producto (°C)	-20	-20	-20	-20	-20
Temperatura final producto (°C)	-30	-30	-30	-30	-30
Tiempo de enfriamiento (hs)	20	20	20	20	12
Diferencia de entalpía (aire exterior-aire interior) (kcal/m ³)	39,98	39,98	39,98	39,98	39,98
Potencia de iluminación (kcal/h)	257,95	257,95	257,95	687,88	687,88
Tiempo de iluminación (hs)	18	18	18	18	18
Potencia de forzadores de aire (HP)	0,986	0,986	3	0,986	0,986
Cantidad de forzadores de aire	6	6	4	14	14
Personas trabajando	1	1	1	2	2
Calor generado por las personas (kcal/h.persona)	300	300	300	300	300
Tiempo de trabajo del personal (hs)	8	8	8	8	8
Peso del embalaje (kg)	475,67	475,67	793,76	3004,29	3004,29
Material del embalaje	Cartón	Cartón	Cartón	Cartón	Cartón
Calor específico embalaje (kcal/kg°C)	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35

Tabla A. 11 - Datos utilizados para el cálculo del balance térmico

Servicio	S-CF1	S-CF2	S-T01/02	S-T03/04
Altura cámara (m)	2,67	2,68	4,5	4,7
Largo cámara (m)	5,16	5,16	4,55	4,9
Ancho cámara (m)	6,5	3,5	4,65	5,2
Volumen del recinto (m ³)	89,55	48,40	95,21	119,76
Espesor aislación paredes y techo (m)	0,2	0,2	0,2	0,2
Espesor de aislación piso (m)	0	0	0,2	0,2
Material aislación	Poliestireno	Poliestireno	Poliestireno	Poliestireno
Espesor de paredes y techo (m)	0,005	0,005	0,005	0,002
Espesor de piso (m)	0,15	0,15	0,15	0,15
Material paredes y techo	Ladrillo	Ladrillo	Ladrillo	Ladrillo
Material piso	Cemento	Cemento	Cemento	Cemento
Conductividad material paredes y techo (kcal/mh°C)	0,8	0,8	0,8	0,8
Conductividad material aislación paredes y techo (kcal/mh°C)	0,03	0,03	0,03	0,03
Conductividad material piso (kcal/mh°C)	1,3	1,3	1,3	1,3
Conductividad aislación piso (kcal/mh°C)	-	-	0,2	0,2
Convectivo interior (kcal/m ² h°C)	10	10	30	30
Convectivo exterior (kcal/m ² h°C)	10	10	10	10
Temperatura cámara (°C)	-3	-1,8	-27	-27
Entradas aire/día	7,4	11	7,4	6,3
Temperatura exterior (°C)	35	35	35	35
Temperatura exterior del piso	18	18	18	18
Producto	Langostino	Langostino	Langostino	Langostino
Entradas de producto por día (kg)	11.800	1.650	9.150	6.850
Calor específico antes de congelar del producto (kcal/kg°C)	0,81	0,81	0,81	0,81
Calor de fusión del producto (kcal/kg)	61	61	61	61
Calor específico después de congelar del producto (kcal/kg°C)	0,43	0,43	0,43	0,43
Temperatura congelación producto (°C)	-2,2	-2,2	-2,2	-2,2
Temperatura entrada producto (°C)	10	10	10	10
Temperatura final producto (°C)	5	5	-25	-25
Tiempo de enfriamiento (hs)	8	8	17,5	20,5
Diferencia de entalpía (aire exterior-aire interior) (kcal/m ³)	30,14	29,55	39,98	39,98
Potencia de iluminación (kcal/h)	85,9	43	0	0
Tiempo de iluminación (hs)	18	18	18	18
Potencia de forzadores de aire (HP)	0,986	0,986	2,959	2,959
Cantidad de forzadores de aire	1	1	5	5
Personas trabajando	0	0	0	0
Calor generado por las personas (kcal/h.persona)	300	300	300	300
Tiempo de trabajo del personal (hs)	0	0	0	0
Peso del embalaje (kg)	268,66	145,20	95,21	119,76
Material del embalaje	Plástico	Plástico	Plástico	Plástico
Calor específico embalaje (kcal/kg°C)	0,2	0,2	0,2	0,2

Tabla A. 12 - Datos utilizados para el cálculo del balance térmico

Aclaraciones de la *Tabla A. 11* y *A. 12*:

- Las dimensiones del recinto, así como los espesores considerados y los materiales, fueron relevados in situ.
- Se consideró para todos los casos los calores específicos y latente del langostino, *Tabla A. 13*.

Producto	Langostino	Unidad
Calor específico antes de congelamiento	0,81	$\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$
Calor latente de congelamiento	61,00	$\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$
Calor específico después de congelamiento	0,43	$\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$
Punto de congelamiento	-2,20	$^\circ\text{C}$

Tabla A. 13 - Parámetros térmicos del langostino

- Los coeficientes de convección exterior e interior para la carga de transmisión fueron calculados mediante la fórmula de Jurgens para superficies planas, *Ecuación [3-e]*. Los parámetros *a* y *b* se obtienen de la *Figura A. 6*. Se consideraron velocidades promedio menores a 5m/s para todos los convectivos, salvo para el caso de los convectivos interiores de los túneles donde se utilizó velocidad mayor a 5m/s .

$$h = a + b * v^n \quad [3-e]$$

Donde:

- *h* es el convectivo superficial a calcular ($\text{kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$).
- *a* y *b* son coeficientes que se obtienen según la *Figura A. 6*.
- *V* es la velocidad del aire (m/s).

Estado superficial pared	Velocidades del aire					
	$v < 5 \text{ m/s}$			$v > 5 \text{ m/s}$		
	a	b	n	a	b	n
Pulida	4,83	3,30	1	0	6,17	0,78
Rugosa	5,32	3,7	1	0	6,54	0,78

Figura A. 6 - Coeficientes *a* y *b* para la ecuación de Jurgens

- Las temperaturas de cámara, de piso y de aire exterior utilizadas corresponden a una condición normal de funcionamiento.
- Las entradas de producto/día son el resultado del balance realizado y corresponden a la carga posible que puede entregar el servicio analizado calculada en la *Sección 4.3*.
- La potencia de iluminación se estima según 5000kcal/h.m^2 .
- El peso del embalaje se estima como $0,3\text{kg}$, siendo este el peso de cajas de cartón fino.

Con los datos de la *Tabla A. 11* y *A. 12* se procede a calcular todos los componentes de la carga térmica, además se muestran las cargas diarias de producto de cada uno de los servicios calculados. Se retoma este resultado en la *Sección 6.5*.

A-1.4 Cálculo de la potencia de condensación

La capacidad total de condensación puede ser calculada como la suma de las capacidades individuales de cada uno de los equipos, *Ecuación [4-a]*.

$$\dot{Q}_{instalada} = 250.000 \left[\frac{kcal}{h} \right] * 5 + 150.000 \left[\frac{kcal}{h} \right] * 1 = 1.400.000 \left[\frac{kcal}{h} \right] \quad [4-a]$$

La carga a condensar en régimen de operación se compone de todos los servicios en funcionamiento, la potencia transferida al refrigerante en el compresor, y el refrigerante utilizado para enfriar aceite en los compresores. Teniendo en cuenta estas consideraciones, la *Ecuación [4-b]* se utiliza para calcular el calor a condensar.

$$\dot{Q}_{operativa} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5 \quad [4-b]$$

Donde:

- \dot{Q}_1 es la capacidad para servicios de baja que pasa por los compresores que comprimen en etapa directa.
- \dot{Q}_2 es la capacidad que pasa por los compresores de la etapa de alta.
- \dot{Q}_3 es la capacidad que pasa por los compresores del ciclo de hielo.
- \dot{Q}_4 es la potencia que se transfiere al refrigerante durante su compresión en cada uno de los compresores. Se tiene en cuenta un rendimiento del 85% de la potencia eléctrica que absorbe el compresor y le transfiere al refrigerante.
- \dot{Q}_5 es el calor de reyección de aceite de los compresores a tornillo por termosifón que evaporan refrigerante que debe ser condensado luego de su paso por el enfriador de aceite.

A-1.5 Ecuaciones utilizadas para la verificación de recipientes en servicio

A-1.5.1 Ecuaciones y criterios utilizados en separadores de líquido horizontales.

La dimensión fundamental de los separadores horizontales es el tiempo de residencia (T) en que la gota alcanza la superficie del líquido descendiendo la altura de separación (y), en la longitud de separación (L), *Figura A. 7*. El nivel de líquido almacenado en el separador tiene una fuerte influencia debido a que cuando aumenta, disminuye el tiempo de residencia. Como criterio de verificación, se adopta al área de flujo como la mitad de la sección transversal del recipiente.

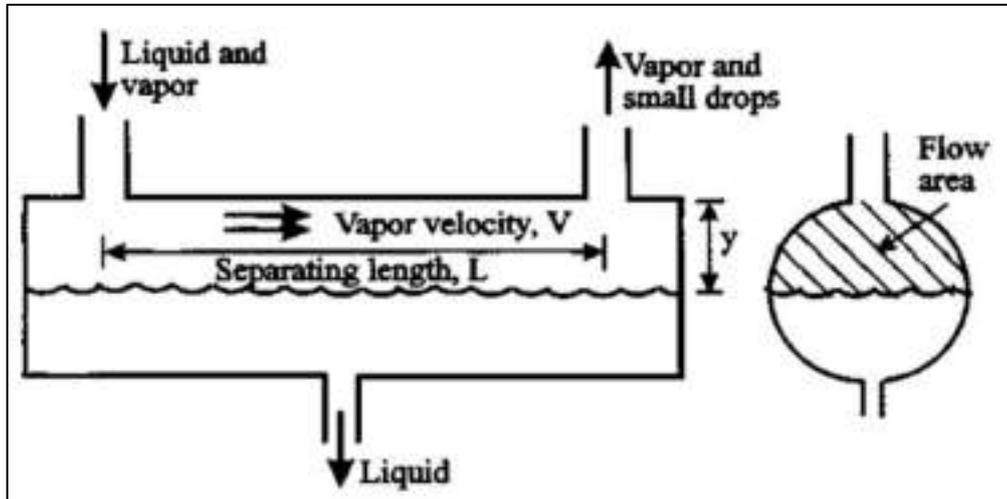


Figura A. 7 - Parámetros relevantes en separador horizontal (V, L, y, Área flujo)

El tiempo de residencia con todas las consideraciones mencionadas puede calcularse con la *Ecuación [5-a]*.

$$T = \frac{L_{sep}}{V} = \frac{L_{sep} * \text{Área flujo}}{\dot{m}'} \quad [5-a]$$

Donde:

- **T** es el tiempo de residencia (seg).
- **L_{sep}** es la distancia de separación entre la entrada y la salida del recipiente (m). Cabe aclarar que en recipientes con dos entradas y una salida en el medio se utiliza la mitad de esta distancia.
- **V** es la velocidad horizontal del refrigerante en el tanque (m/s).
- El **área de flujo** se estima como la mitad de la sección transversal del tanque.
- **m'** es el caudal volumétrico (m³/s) que circula por el tanque. Este valor depende del uso del recipiente y será calculado en detalle en cada recipiente particular.

La norma ASHRAE presenta una tabla en la cual, en función de la distancia de caída y la temperatura de evaporación, puede estimarse el tiempo de residencia recomendado para el tanque a verificar, *Figura A. 8*.

Temp. °C	Separación Vertical mm	R-717 s	R-22 s
0	300	0,35	0,6
	600	0,65	1,1
	800	0,8	1,8
-40	300	0,3	0,35
	600	0,5	0,7
	800	0,6	0,9

Figura A. 8 – Tiempo de residencia recomendado en separadores horizontales según ASHRAE

A-1.5.2 Cálculos relacionados a los recipientes separador de recirculado

Para conocer el caudal másico que se evapora en cada uno de los servicios considerados se utiliza la *Ecuación [5-b]*.

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{\Delta h_{baja}} \quad [5-b]$$

Donde:

- \dot{m} es el caudal másico de refrigerante evaporado en el servicio analizado (kg/h).
- \dot{Q} es la potencia frigorífica consumida en el servicio analizado ($kcal/h$), ver *Tabla 4.7*.
- $\Delta h_{baja} = 301,26 \left[\frac{Kcal}{kg} \right]$ es la diferencia de entalpía desarrollada en los servicios de baja presión, ver *Tabla 4.5, Sección 4.1.3*.

En un tanque separador de recirculado, el caudal de refrigerante líquido que se envía hacia los servicios cumple una relación de 4 veces a 1 con el caudal que se evapora en el servicio, *Ecuación [5-c]*.

$$\dot{m}_{líquido} = 4 * \dot{m}_{evaporado} \quad [5-c]$$

Luego, la suma de todos los caudales másicos a evaporar es el valor que se utiliza para verificar la separación de líquido en el recipiente. Además, la suma de los caudales másicos a enviar de líquido es el valor que se utiliza para verificar la estación de bombeo.

Por último, se calcula también el caudal volumétrico evaporado que pasa por el tanque para poder utilizar este valor en la *Ecuación [5-a]*. Para pasar de caudal másico a volumétrico se utiliza la *Ecuación [5-d]*.

$$\dot{m}' = \dot{m} * v_e \quad [5-d]$$

Donde:

- \dot{m}' es el caudal volumétrico a calcular (m^3/h).
- \dot{m} es el caudal másico considerado (kg/h).
- v_e es el volumen específico del refrigerante en la condición a analizar (m^3/kg).

En el caso del refrigerante evaporado que retorna al recipiente, el volumen corresponde a la condición con la que retorna al separador de recirculado, que es como vapor saturado a la presión de evaporación. Este valor corresponde a $v_e = 1,215 m^3/kg$. En el caso del refrigerante líquido que es bombeado hacia los servicios el estado es como líquido de baja presión expandido y su volumen específico es igual a $v_e = 0,00146 m^3/kg$.

A-1.5.3 Gráficos utilizados para la verificación de estaciones de bombeo

En la *Figura A. 9* se muestra la curva Presión-Caudal de la bomba Bombadur ZM2 brindada por el fabricante. Conocida la altura manométrica en metros de columna de agua con la que trabaja la bomba, puede obtenerse el caudal que circula por la misma.

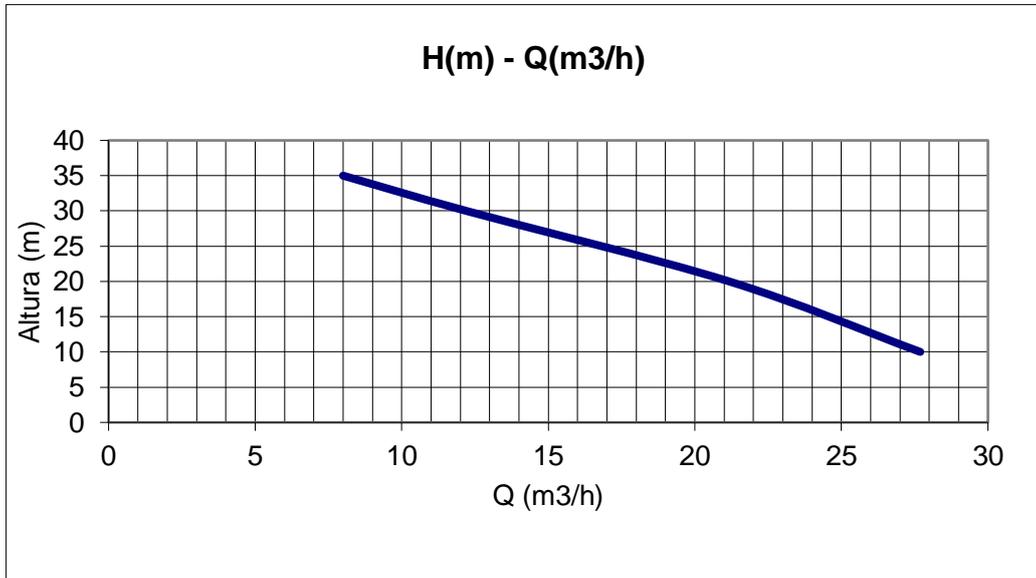


Figura A. 9 - Curva altura-caudal bomba Bombadur ZM2

En la *Figura A. 10* se observa el ábaco que relaciona la presión manométrica en bar con la altura correspondiente en metros de columna de agua para distintos refrigerantes en diferentes condiciones.

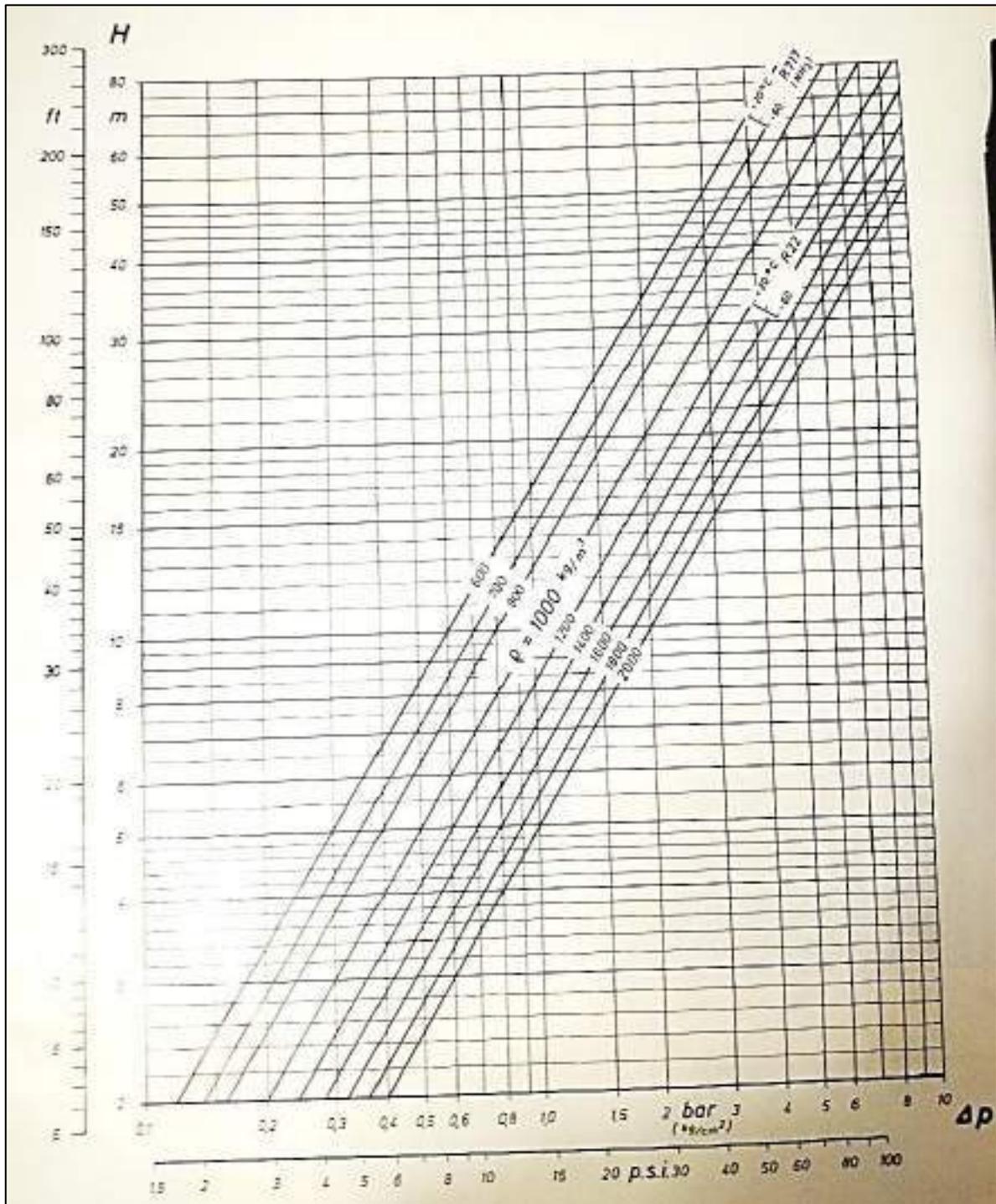


Figura A. 10 - Abaco relación presión (bar) y altura columna de agua (m)

A-1.6 Criterios y ecuaciones para la verificación de separadores de líquido verticales

La ASHRAE recomienda velocidades de pasaje máximas de refrigerante en el recipiente para cumplir la función de separación de líquido, *Figura A. 11*.

Temp.evap. °C	Separación Vertical mm (")	R-717 m/s
+10	250 (10")	0,15
	610 (24")	0,64
	910 (36")	0,71
-7	250	0,21
	610	0,87
	910	0,99
-23	250	0,31
	610	1,29
	910	1,43
-40	250	0,48
	610	1,99
	910	2,17

Figura A. 11 - Velocidad recomendada de pasaje en recipientes verticales según ASHRAE

A-1.6.1 Cálculos realizados para el enfriador intermedio

En la *Figura A. 12* se muestra un esquema de los componentes básicos de un enfriador intermedio, donde se observa la cota H, que es la altura de caída en el tanque utilizada para verificar la separación de fase líquida. En el caso del tanque instalado esta cota se mide desde el tubo que se encuentra más alto de los caudales considerados para el cálculo y el inicio del casquete del tanque. Este dato fue relevado in situ y corresponde a un valor de H de 300mm.

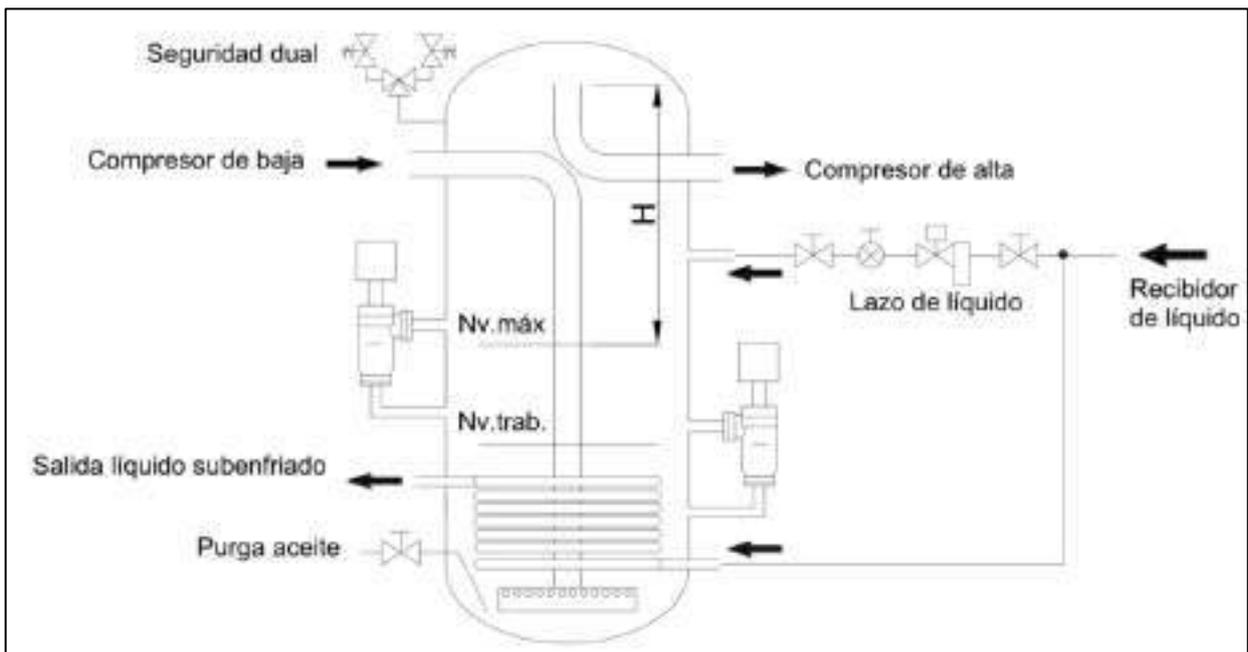


Figura A. 12 - Esquema orientativo de enfriador intermedio. Se observa la cota H

La suma de los caudales que descargan los compresores de baja, más el líquido evaporado en el recipiente conforman lo que se conoce como el caudal de alta en un ciclo teórico de doble etapa. Si se realiza un balance de energía en el enfriador intermedio, en base a la *Figura A. 13*, se deduce la *Ecuación [6-a]* y de ella la *Ecuación [6-b]*.

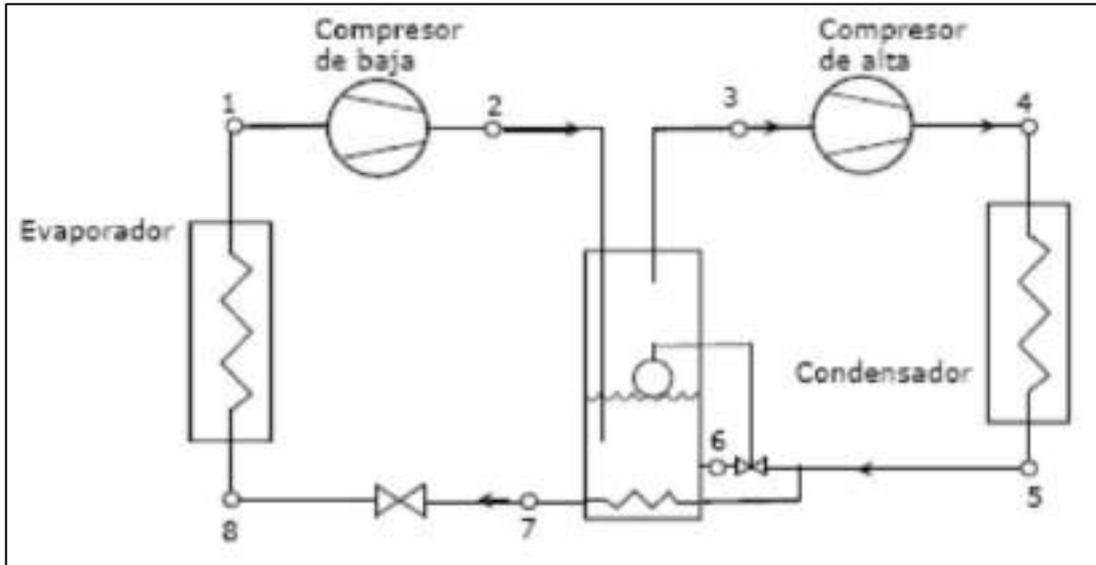


Figura A. 13 - Puntos representativos de ciclo frigorífico de doble etapa con enfriador intermedio

$$m_2 * h_2 + m_6 * h_6 + m_7 * h_5 = m_7 * h_7 + m_3 * h_3 \quad [6-a]$$

$$m_5 = m_1 * \frac{(h_2 - h_7)}{(h_3 - h_5)} \quad [6-b]$$

Los subíndices de las Ecuaciones [6-a] y [6-b] se corresponden a la Figura A. 13. Las entalpías correspondientes se presentan en la Sección 4.1.3, Tabla 4.1.

Los compresores de baja descargan en el recipiente los siguientes caudales másicos (ver Tabla 4.11).

- C1-T: $m_1=942,7 \text{ kg/h}$
- C4-P: $m_1=401,4 \text{ kg/h}$
- C5-P: $m_1=401,4 \text{ kg/h}$

Las entalpías de los puntos considerados en la Ecuación [6-b] son las siguientes:

- $h_2 = 373,5 \text{ kcal/h.kg}$
- $h_7 = 44,53 \text{ kcal/h.kg}$
- $h_3 = 346,39 \text{ kcal/h.kg}$
- $h_5 = 86,66 \text{ kcal/h.kg}$

La m_1 de la Ecuación [6-a] corresponde a la suma de todos los caudales másicos que descargan los compresores de baja en el recipiente, que totaliza $1.745,5 \text{ kg}$. A partir de este valor, y haciendo uso de la Ecuación [6-b] se calcula el caudal de alta, m_5 , $2.267,82 \text{ kg/h}$.

A-1.7 Cálculos y consideraciones para el análisis de la carga de amoníaco en los evaporadores

En los evaporadores, si contemplamos el volumen interno lleno de amoníaco líquido, estaríamos considerando que no se produce evaporación del refrigerante y, por lo tanto, no se estaría realizando el proceso de refrigeración. Esto conlleva a calcular una carga de refrigerante mucho mayor a la real, provocando un sobredimensionamiento innecesario del recipiente en cuestión y, por lo tanto, se debe contemplar un porcentaje de amoníaco en fase vapor. Ahora bien, si consideramos que hay amoníaco en fase vapor y en fase líquido saturado dentro del evaporador, la densidad promedio en el interior del evaporador es mucho menor que la densidad del amoníaco únicamente en fase líquido saturado. Para calcular esta densidad, se puede suponer que a medida que el refrigerante se evapora en el interior del evaporador, va aumentando el título del mismo y, por ende, aumenta su volumen específico.

Una buena aproximación, que nos permita obtener una carga razonable de amoníaco, resulta teniendo en cuenta que se contempla un régimen de circulación de amoníaco igual a cuatro, es decir, que a la salida del evaporador hay un 25% del flujo de refrigerante en fase vapor y el 75% restante se encuentra en estado líquido saturado. De esta forma, a la salida del evaporador tendríamos un título igual a 0,25 y a la entrada el título sería igual a cero.

Se puede realizar una aproximación cercana a la realidad con el objetivo de obtener un valor adecuado para considerar como carga de refrigerante en los evaporadores, se divide la cañería interna de cada evaporador en 11 tramos iguales, partiendo con título cero en el primer tramo y llegando con título 0,25 al último. Luego, aplicando un promedio de la densidad de cada tramo, obtenemos una densidad promedio del amoníaco dentro de cada evaporador y con ella los litros de amoníaco de cada equipo. La *Tabla A. 14* muestra los datos extraídos del diagrama presión-entalpía de la *Figura A. 14*.

	Tramo	Título	Volumen Específico (m^3/kg)	Densidad (kg/m^3)
Entrada al evaporador	0	0	0.001	684.93
	1	0.025	0.032	31.72
	2	0.050	0.062	16.05
	3	0.075	0.093	10.75
	4	0.100	0.124	8.08
	5	0.125	0.153	6.56
	6	0.150	0.184	5.43
	7	0.175	0.215	4.65
	8	0.200	0.246	4.06
	9	0.225	0.277	3.61
Salida del evaporador	10	0.250	0.310	3.23

Tabla A. 14 - Propiedades del amoníaco extraídas del diagrama p-h, desde título 0 hasta título 0,25.

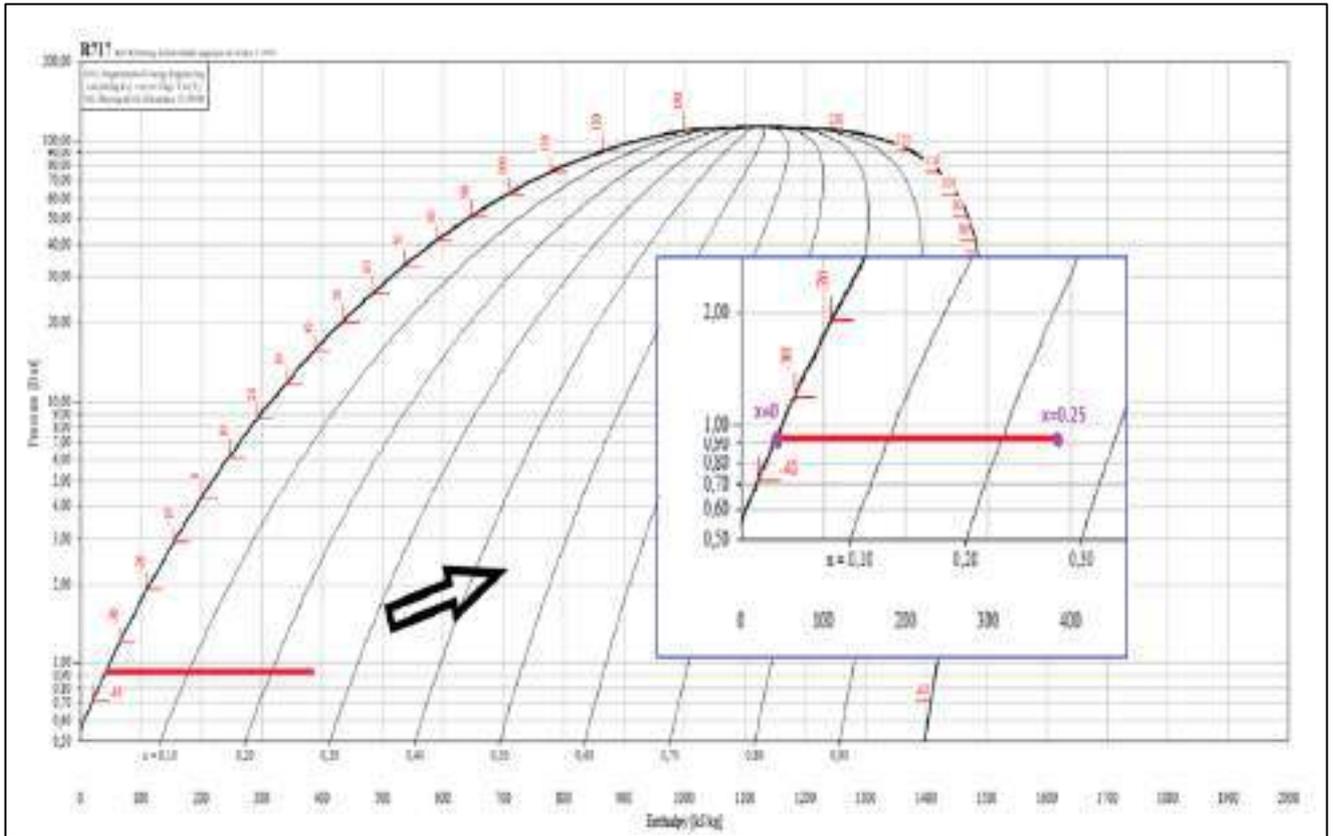


Figura A. 14 - Diagrama p-h, desde título 0 hasta título 0,25.

En la Tabla A. 15 se detalla el valor de la densidad por tramo y la carga que resulta de la densidad promedio del amoníaco en cada evaporador. Luego, se obtuvieron los volúmenes de refrigerante por servicio y volumen total, expresados en la Tabla 6.8.

Modelo de evaporador	Volumen total equipo (L)	Volumen por tramo (m^3 /tramo)	Carga por tramo (kg)											Carga Equipo (kg)
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
E-01	33	0.0030	2.040	0.094	0.048	0.032	0.024	0.020	0.016	0.014	0.012	0.011	0.010	2.320
E-02	20	0.0019	1.271	0.059	0.030	0.020	0.015	0.012	0.010	0.009	0.008	0.007	0.006	1.446
E-03	72	0.0066	4.509	0.209	0.106	0.071	0.053	0.043	0.036	0.031	0.027	0.024	0.021	5.128
E-04	29	0.0026	1.798	0.083	0.042	0.028	0.021	0.017	0.014	0.012	0.011	0.009	0.008	2.045
E-05	66	0.0060	4.110	0.190	0.096	0.065	0.048	0.039	0.033	0.028	0.024	0.022	0.019	4.675
E-06	228	0.0208	14.225	0.659	0.333	0.223	0.168	0.136	0.113	0.096	0.084	0.075	0.067	16.180
E-07	228	0.0208	14.225	0.659	0.333	0.223	0.168	0.136	0.113	0.096	0.084	0.075	0.067	16.180
E-08	19	0.0017	1.156	0.054	0.027	0.018	0.014	0.011	0.009	0.008	0.007	0.006	0.005	1.315
E-09	26	0.0024	1.631	0.076	0.038	0.026	0.019	0.016	0.013	0.011	0.010	0.009	0.008	1.856

Tabla A. 15 - Densidad del amoníaco para cada tramo dentro del evaporador.

Servicio Correspondiente	Cantidad de equipos	Modelo de evaporador	Carga por Equipo (kg)	Carga total del Servicio (kg)	Volumen en recibidor (kg)	Volumen en recibidor (L)
<i>S-CF1</i>	1	<i>E-01</i>	2.320	2.320	0.004	3.944
<i>S-CF2</i>	1	<i>E-02</i>	1.446	1.446	0.002	2.457
<i>S-C1</i>	3	<i>E-03</i>	5.128	15.385	0.026	26.155
<i>S-C2</i>	3	<i>E-03</i>	5.128	15.385	0.026	26.155
<i>S-C3</i>	4	<i>E-04</i>	2.045	8.182	0.014	13.909
<i>S-C4</i>	7	<i>E-05</i>	4.675	32.725	0.056	55.633
<i>S-C5</i>	7	<i>E-05</i>	4.675	32.725	0.056	55.633
<i>S-T01</i>	1	<i>E-06</i>	16.180	16.180	0.028	27.505
<i>S-T02</i>	1	<i>E-06</i>	16.180	16.180	0.028	27.505
<i>S-T03</i>	1	<i>E-07</i>	16.180	16.180	0.028	27.505
<i>S-T04</i>	1	<i>E-07</i>	16.180	16.180	0.028	27.505
<i>S-AC</i>	4	<i>E-08</i>	1.315	5.261	0.009	8.943
<i>S-SH</i>	1	<i>E-09</i>	1.856	1.856	0.003	3.154
Carga total de evaporadores				180	0.306	306

Tabla 6.8 - Volúmenes de refrigerante por servicio y total de evaporadores

A-1.8 Cálculos y consideraciones para el análisis de cañerías

A-1.8.1 Recomendaciones utilizadas

Existen diagramas brindados por la empresa Sabroe, que sirven de guía para dimensionar las líneas de succión, descarga de compresores y líquido. Los diagramas de selección para refrigerante amoníaco, *Figura A. 15*, nos permiten obtener el diámetro mínimo requerido en función de la capacidad frigorífica involucrada en cada línea. Los diagramas A están basados en una temperatura de condensación de $+38^{\circ}\text{C}$, longitud de cañería de 30m y una caída de presión correspondiente a una caída de temperatura de $0,6^{\circ}\text{C}$.

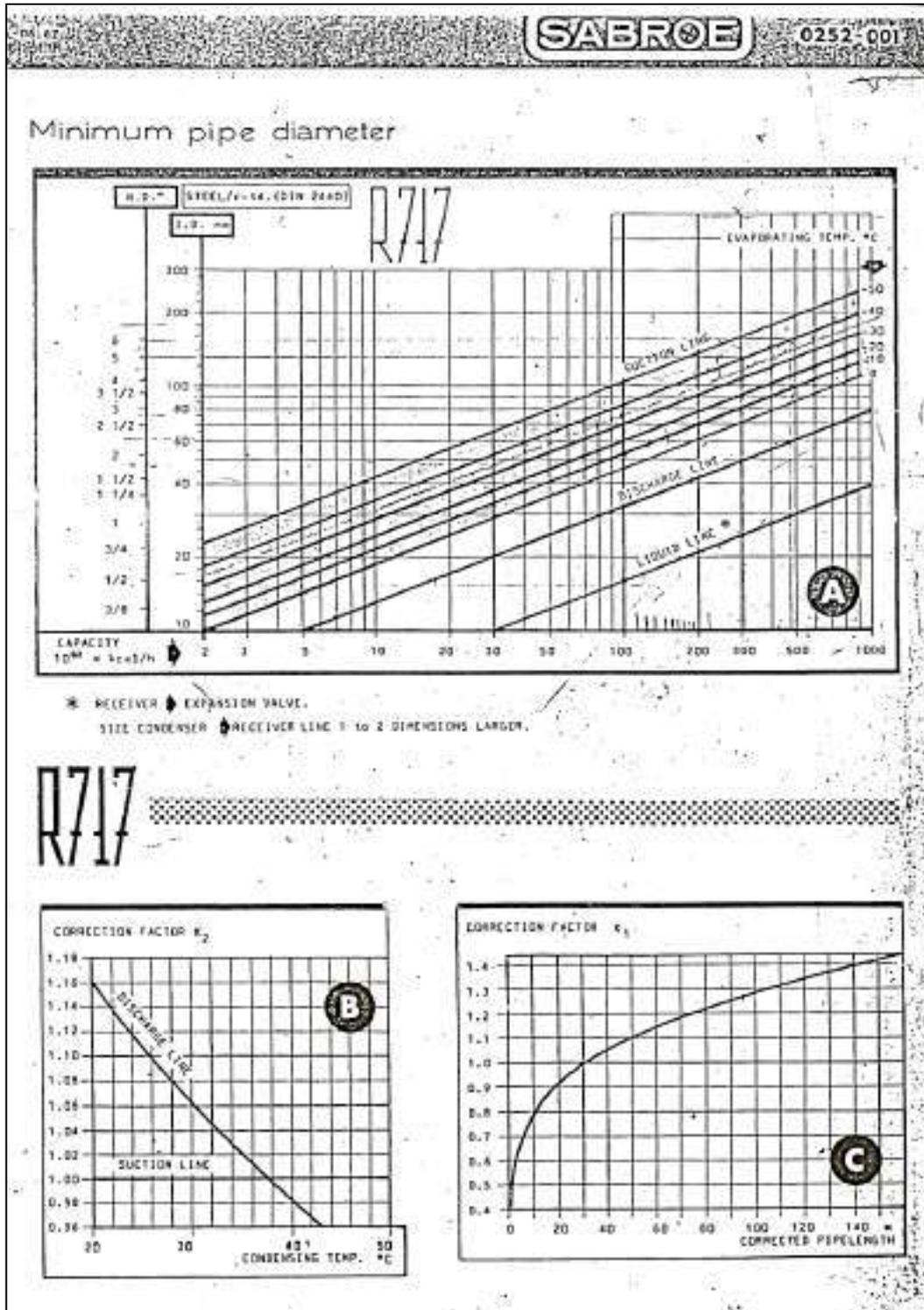


Figura A. 15 - Secciones mínimas requeridas según capacidad de línea y estado del refrigerante

Además de estos diagramas se recomiendan las velocidades de la *Figura A. 16* para líneas de amoníaco. Estos valores son recomendados a partir de experiencias empíricas.

R-717	Peq. dimensiones	Med. dimensiones	Gr. dimensiones
Línea succión (seco)	(3/4" – 1 1/2") 8 – 15 m/s	(2" – 3 1/2") 12 – 20 m/s	(4" – 10") 16 – 24 m/s
Línea descarga	(3/4" – 1 1/2") 6 – 12 m/s	(2" – 3 1/2") 9 – 15 m/s	(4" – 6") 12 – 18 m/s
Líquido alta presión (recibidor a V.Expansión)	(3/8" – 1/2") 0.2 – 0.5 m/s	(3/4" – 1") 0.4 – 0.8 m/s	(1 1/4" – 1 1/2") 0.6 – 1.2 m/s
Líquido alta presión (condensador a recibidor)	X dimensiones mayor que "líquido alta presión (recibidor a V.Exp.)		
	X=1	X=2	X=2
Línea ecualización	Igual a "líquido alta presión (recibidor a V.Exp.)		
Líquido/Gás (evaporador a separador)	2 dimensiones mayor que "línea succión (seco)"		

Figura A. 16 - Velocidades recomendadas para cañerías que conducen refrigerante amoníaco.

A-1.8.2 Procedimiento de cálculo y verificación de cañerías

Para hacer el cálculo de las velocidades en los ductos, se aplica principalmente la *Ecuación [8-a]*.

$$v \left[\frac{m}{s} \right] = \frac{\text{caudal volumétrico} \left[\frac{m^3}{s} \right]}{\text{Area} [m^2]} \quad [8-a]$$

Siendo:

$$\text{Area} [m^2] = \pi * \frac{D^2}{8} \quad [8-b]$$

Donde **D** es el diámetro interno de la cañería en metros.

En la *Tabla A. 16* se puede ver un resumen de las áreas transversales internas correspondientes a los diámetros de cañerías que se encuentran presentes en la instalación.

En cuanto al caudal volumétrico, se calcula según la *Ecuación [8-c]* en función de las condiciones en la que se encuentra el refrigerante en cada tramo, siendo que la diferencia de entalpía varía en cada etapa del ciclo.

$$\text{Caudal volumétrico} \left[\frac{m^3}{s} \right] = \frac{\text{Capacidad frigorífica} \left[\frac{Kcal}{h} \right]}{\Delta h \left[\frac{kcal}{kg} \right] * 3.600 \left[\frac{s}{h} \right]} * v_E \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad [8-c]$$

Siendo **Δh** la diferencia de entalpía, **v_E** el volumen específico del refrigerante, ambas características correspondientes a la etapa del ciclo a la que pertenece la cañería. En la *Tabla A. 17* y *A. 18* se muestran estas mencionadas características.

Diámetro nominal (in)	Diámetro exterior (mm)	Espesor (mm)	Diámetro interior (m)	Área (m ²)
3/8	17,1	3,2	0,010700	0,0000899
1/2	21,3	3,73	0,013840	0,0001504
3/4	26,7	3,91	0,018880	0,00028
1	33,4	4,55	0,024300	0,0004638
1 1/4	42,2	4,85	0,032500	0,0008296
1 1/2	48,3	5,08	0,038140	0,0011425
2	60,3	5,54	0,049220	0,0019027
2 1/2	73	7,01	0,058980	0,0027321
3	88,9	7,62	0,073660	0,0042614
3 1/2	101,6	8,08	0,085440	0,0057334
4	114,3	8,56	0,097180	0,0074173
5	141,3	9,52	0,122260	0,0117397
6	168,3	10,97	0,146360	0,0168242
8	219,1	12,7	0,193700	0,0294679

Tabla A. 16 - Área de cañerías de sección normalizada existentes en la instalación.

Etapa del ciclo frigorífico	Δh (kcal/kg)
Evaporación servicios de baja temperatura	293,46
Evaporación antecámara	262,27
Evaporación servicios de media temperatura	259,55
Condensación	312,63
Evaporación servicios de hielo	255,85
Enfriadores de aceite	268,71
Descongelamiento	319,09

Tabla A. 17 - Salto entálpico correspondiente a cada etapa del ciclo frigorífico

Etapa del ciclo frigorífico	ve (m ³ /kg)
Líquido a baja presión	0,00146
Líquido a baja presión (antecámara)	0,00155
Líquido a alta presión	0,0017
Líquido saturado a alta presión (descongelamiento)	0,00163
Gas a baja presión	1,215
Gas a baja presión (antecámara)	0,6773
Gas a presión de hielo	0,6773
Gas a presión intermedia	0,418
Gas a alta presión	0,118
Gas a alta presión (enfriadores de aceite)	0,096

Tabla A. 18 - Volumen específico del amoníaco según la etapa del ciclo frigorífico en la que se encuentre.

Por ejemplo, si estamos analizando el colector de líquido de baja presión “**Salida R-SR-01**” de la *Tabla 4.29*, se necesita saber la capacidad frigorífica que corresponde a esa línea. En el caso de los colectores, se debe contemplar la capacidad frigorífica de todas las líneas en las que deriva (rama, subramas y bajadas individuales). Cada bajada individual alimenta un equipo de capacidad frigorífica conocida, luego cada subrama (1 o 2) agrupa varios equipos y por ende la capacidad de esa línea es la suma de los equipos, en el caso en que no exista una subrama 2, o la suma de las subramas 2 en caso que si lo hubiera. Por último, cada rama conduce el refrigerante desde un punto determinado hacia el sector en donde se encuentra el servicio que alimenta, es decir, las subramas y bajadas individuales en las que deriva,

resultando que la capacidad de cada rama es la suma de las ramas en las que deriva. Siguiendo el ejemplo:

- Las S-CP1/2/3 representan una capacidad frigorífica de 70.000, 50.000 y 90.000 kcal/h respectivamente. Por ende, la rama “**A cong. de placas**” debe contemplar la capacidad frigorífica de las tres placas, es decir, 210.000kcal/h.
- La bajada individual de cada evaporador de S-C1 contempla la capacidad frigorífica de cada evaporador, 10.806,1kcal/h. Como S-C1 tiene tres evaporadores, la subrama “Cámara 1” contempla la capacidad total de los tres evaporadores, es decir, 32.418,30kcal/h. Esta subrama proviene de la rama “**A túneles y SC1**” que alimenta S-C1 y los túneles de congelado S-T01/02/03/04. Por ende, la capacidad de esta rama será la suma de las subramas “Cámara 1”, “Túnel 1”, “Túnel 2”, “Túnel 3” y “Túnel 4”, donde la cada subrama de los túneles contempla la capacidad de cada uno de ellos, 53.065,70kcal/h para túneles S-T01/02, y 48.241,50kcal/h para túneles S-T03/04. De esta forma, sumando cada una de las subramas obtenemos la capacidad frigorífica a contemplar en la rama “**A túneles y SC1**”, 235.032,70kcal/h.
- En el caso de la rama “**A S-C3**”, alimenta cuatro evaporadores que están segmentados en dos subramas que alimentan cada una a dos evaporadores, es decir, dos bajadas individuales por cada subrama. De esta forma, cada subrama contempla una potencia frigorífica de dos evaporadores, 15.437,20kcal/h, y la rama “**A S-C3**” contempla la suma de las dos subramas, es decir, 30.874,40kcal/h.
- Por último, la capacidad frigorífica que va a contemplar el colector principal “**Salida R-SR-01**” es la suma de las ramas “**A cong. de placas**”, “**A túneles y SC1**” y “**A SC3**”. De esta forma, la capacidad a contemplar resulta 475.907,1kcal/h.

Una vez determinada la potencia frigorífica, se calcula el caudal volumétrico según la *Ecuación [8-c]*. Se debe conocer el volumen específico y el salto entálpico Δh , que en este caso se corresponde al estado líquido a baja presión. Por lo tanto, según la *Tabla A. 18*, el volumen específico del refrigerante líquido a baja presión resulta $0,00146m^3/kg$.

En cuanto al salto entálpico, como estamos contemplando procesos de evaporación a baja temperatura, este corresponde a lo informado para los ciclos 1 y 2 en la *Tabla 4.5* y lo informado en la *Tabla A. 17* para la función “evaporación servicios de baja temperatura”, $293,46kcal/kg$.

Por lo tanto, el caudal volumétrico resulta:

$$Q_{R-SR-01} = \frac{475.907,1 \left[\frac{Kcal}{h} \right]}{293,46 \left[\frac{kcal}{kg} \right]} * 0,00146 \left[\frac{m^3}{kg} \right] = 2,367 \left[\frac{m^3}{h} \right] \quad [8-d]$$

En la *Tabla 4.29* se informa un caudal superior para el colector *R-SR-01*. Esto corresponde a que, al ser servicios alimentados por sistema de recirculación por bombas, se debe contemplar la circulación de un caudal 4 veces más grande. Resultando así:

$$Q_{R-SR-01}^{total} = 2,367 \left[\frac{m^3}{h} \right] * 4 = 9,47 \left[\frac{m^3}{h} \right] \quad [8-e]$$

Luego la velocidad en la cañería, siendo un caño de 2 [in] y utilizando el área informada en la *Tabla A. 16*, resulta:

$$v = \frac{9,47 \left[\frac{m^3}{h} \right]}{0,0019027 [m^2] * 3.600 \left[\frac{h}{s} \right]} = 1,38 \left[\frac{m}{s} \right] \quad [8-f]$$

A-1.8.3 Cañerías que transportan gas caliente

Estas cañerías se destinan a conducir al refrigerante evacuado de los evaporadores en el proceso de descongelamiento de cada uno de ellos. Para calcular el caudal volumétrico que circula por estas cañerías, se considera que se inyecta refrigerante en estado vapor recalentado a alta presión y alta temperatura al equipo, donde se lo hace condensar extrayéndole calor hasta saturarlo y luego abandona el equipo a través de la cañería que estamos dimensionando. De esta forma, se contempla que el refrigerante pasa de una temperatura de 80°C, temperatura de descarga de los compresores, y se condensa a 35°C. El líquido que condensó lo hace a la presión que se regula el vaciamiento, en nuestro caso a 7kg/cm².

En función de estos datos, el salto entálpico se produce entre la entalpía correspondiente para gas sobrecalentado a alta presión (80°C y 13kg/cm²) y la entalpía correspondiente para líquido saturado a presión de vaciamiento (35°C y 7kg/cm²), *Tabla A. 19*.

	Entalpía (kJ/kg)	Condición
h gas recalentado	1.620	8kg/cm ² , 80°C
h liquido saturado	284	7kg/cm ² , 35°C
Δh	1.336	-
Δh (kcal/kg)	319,09	-

Tabla A. 19 - Entalpías y salto entálpico a considerar en las cañerías de vaciamiento.

Luego, la carga de calor que debemos extraer se calcula como la necesaria para descongelar una capa de hielo de 1mm de espesor alojada en toda la superficie del equipo. Por lo tanto, siendo la densidad del hielo 916,8kg/m³, suponemos que por cada metro cuadrado de superficie se tiene 0,9168kg de hielo. A partir de esa cantidad de hielo y siendo el calor de fusión del hielo 79,823kcal/kg, podemos calcular la carga de calor por metro cuadrado de superficie del equipo, resultando:

$$Carga\ de\ calor = calor\ de\ fusión \left[\frac{kcal}{kg} \right] * Cantidad\ de\ hielo \left[\frac{kg}{m^2} \right] \quad [8-g]$$

$$Carga\ de\ calor = 79,823 \left[\frac{kcal}{kg} \right] * 0,9168 \left[\frac{kg}{m^2} \right] = 73,18 \left[\frac{kcal}{m^2} \right] \quad [8-h]$$

Ahora bien, debemos considerar un tiempo de descongelamiento para transformar la carga de calor en una determinada potencia. Para ello se determina que el tiempo de descongelamiento será de 45min, es decir, 0,75hs. De esta forma:

$$Capacidad\ calefactora = \frac{73,18 \left[\frac{Kcal}{m^2} \right]}{0,75 [h]} = 97,58 \left[\frac{Kcal}{h * m^2} \right] \quad [8-i]$$

Este valor de capacidad calefactora corresponde al caso en que el gas inyectado abandone el equipo en estado líquido saturado, es decir, se necesita un accionamiento que solo deje escapar el refrigerante una vez que se condensó. Sin embargo, siendo que para que esto suceda se requiere que a la salida de vaciamiento del equipo se conecte una válvula flotadora de presión, y esto no se encuentra instalado en ninguno de los equipos. De esta forma, el refrigerante que abandona el equipo lo hace en estado líquido con un determinado título, es decir que abandona el equipo una parte en estado líquido y una parte en estado gaseoso. Por lo tanto, se contempla que se requiere una capacidad calefactora de un 50% más a la requerida en el caso en que sí existiera una válvula flotadora de presión, resultando:

$$Capacidad\ calefactora = 97,58 \left[\frac{Kcal}{h * m^2} \right] * 1,5 = 146,37 \left[\frac{Kcal}{h * m^2} \right] \quad [8-j]$$

De esta forma, en la *Tabla A. 20* podemos observar la capacidad calefactora requerida en cada uno de los servicios que posee descongelamiento por gas caliente.

Servicio		Superficie (m ²)	Capacidad calefactora requerida (kcal/h)
S-C1	total	352,44	51.586,64
S-C2	total	352,44	51.586,64
	Evaporador individual	117,48	17.195,55
S-C3 (cada rama)	total	166,42	24.358,90
	Evaporador individual	83,21	12.179,45
S-T1	-	667,04	97.634,64
S-T2	-	667,04	97.634,64
S-T3	-	542,84	79.455,49
S-T4	-	542,84	79.455,49
S-CP1	-	0,9996	146,31
S-CP2	-	0,60288	88,24
S-CP3	-	0,94392	138,16
S-CF1	-	92,26	13.504,10

Tabla A. 20 - Capacidad calefactora requerida para descongelar los servicios que tienen sistema de descongelado por gas caliente.

A-1.9 Cálculo de la capacidad de descarga de válvulas de seguridad

La capacidad de descarga de una válvula de seguridad puede ser calculada mediante la Ecuación [9-a].

$$q_m = 0,2883 * C * A * K_{dr} * K_b * \sqrt{\frac{p/0,9869}{v}} * \frac{1}{3.600} \quad [9-a]$$

Donde:

- q_m es la capacidad de descarga de vapor de la válvula (kg/s).
- C es un factor de descarga dependiente del refrigerante, que para amoníaco es igual a 2,64.
- A es el área interna de pasaje de la válvula, que se calcula según el diámetro (D) del orificio informado por el fabricante según la Ecuación [9-b] (mm^2).
- K_{dr} es un coeficiente de descarga igual a 0,6 para las válvulas utilizadas.
- K_b es un factor de corrección para flujo subcrítico igual a 1 para las válvulas utilizadas.
- v es el volumen específico del vapor a la presión de evacuación p (m^3/kg).
- p es la presión de evacuación, que se calcula según la Ecuación [9-c] (kg/cm^2).
- P_{atm} es la presión atmosférica, igual a 1,033 (kg/cm^2).
- p_{set} es la presión ajustada e indicada en la placa metálica de la válvula a la cual comienza a abrir (kg/cm^2)

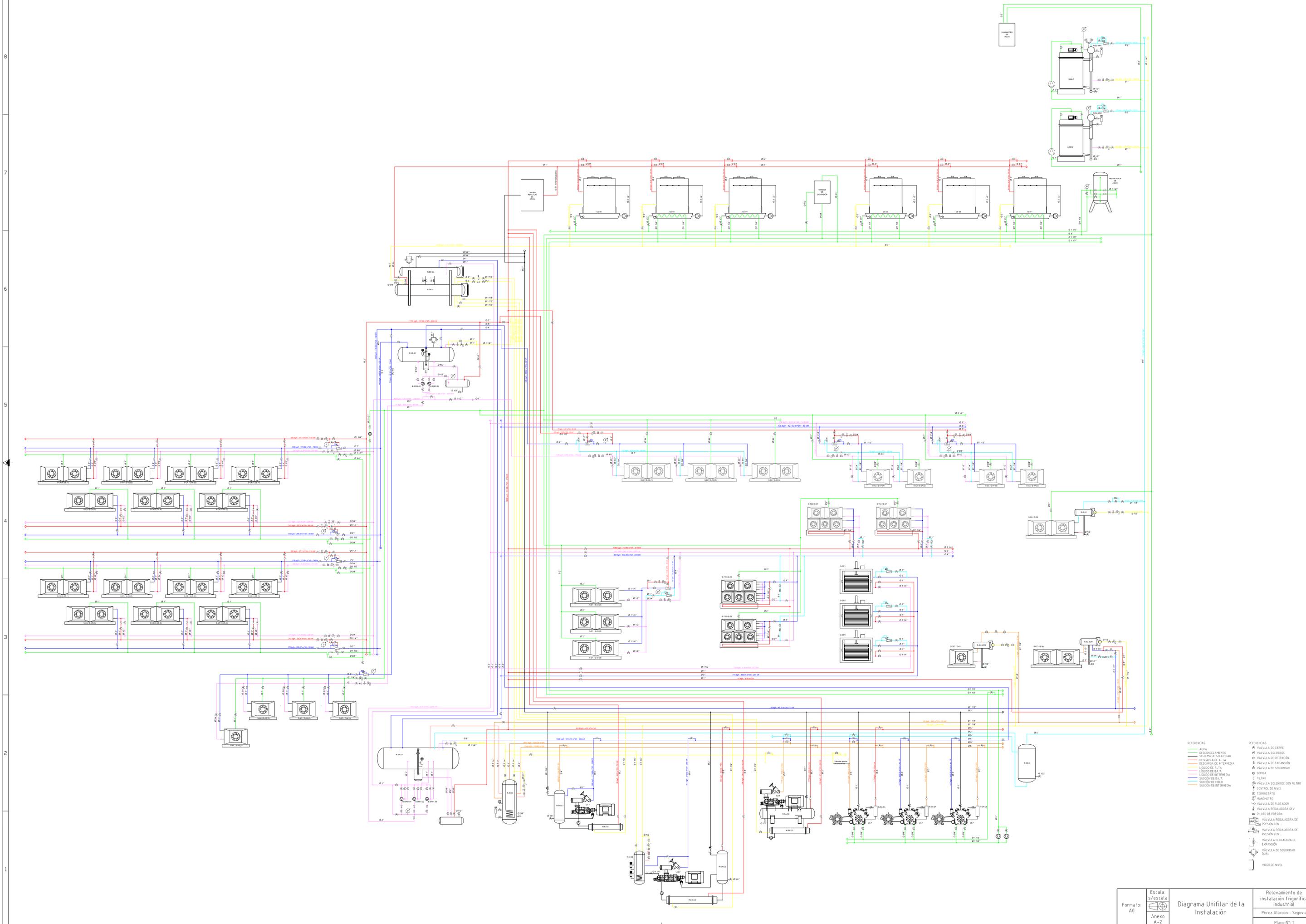
$$A = \pi * \frac{D^2}{4} \quad [9-b]$$

$$p = p_{set} * 1,1 + P_{atm} \quad [9-c]$$



ANEXO A-2

“Diagrama Unifilar de la Instalación”



- | | |
|--------------------------|---|
| REFERENCIAS | REFERENCIAS |
| — AGUA | ⊗ VÁLVULA DE CIERRE |
| — DESCONGELAMIENTO | ⊗ VÁLVULA SOLENÓIDE |
| — SISTEMA DE SEGURIDAD | ⊗ VÁLVULA DE RETENCIÓN |
| — DESCARGA DE ALTA | ⊗ VÁLVULA DE EXPANSIÓN |
| — DESCARGA DE INTERMEDIA | ⊗ VÁLVULA DE SEGURIDAD |
| — LÍQUIDO DE ALTA | ⊗ BOMBA |
| — LÍQUIDO DE INTERMEDIA | ⊗ FILTRO |
| — SUCCIÓN DE ALTA | ⊗ VÁLVULA SOLENÓIDE CON FILTRO |
| — SUCCIÓN DE INTERMEDIA | ⊗ CONTROL DE NIVEL |
| — SUCCIÓN DE BAJA | ⊗ TEMPERATURA |
| — SUCCIÓN DE INTERMEDIA | ⊗ MANÓMETRO |
| | ⊗ VÁLVULA DE FLUJADOR |
| | ⊗ VÁLVULA REGULADORA OPV |
| | ⊗ PILOTO DE PRESIÓN |
| | ⊗ VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN DE |
| | ⊗ VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN CON |
| | ⊗ VÁLVULA FILTRADORA DE EXPANSIÓN |
| | ⊗ VÁLVULA FILTRADORA DE SUCCIÓN DE INTERMEDIA |
| | ⊗ VÁLVULA DE SEGURIDAD DUAL |
| | ⊗ VISOR DE NIVEL |



ANEXO A-3

“Modelado 3D de la Instalación”

ANEXO A-3: Modelado 3D de la Instalación

A-3.1 INTRODUCCIÓN

En este anexo se muestra el diseño 3D de la planta. Se muestran las distintas zonas de la planta, los componentes instalados en cada una de ellas y las respectivas válvulas y cañerías de interconexión a escala real, como resultado del relevamiento realizado.

En cuanto a las cañerías de interconexión, se clasifican según los siguientes colores:

- **VERDE CLARO:** Agua
- **VERDE OSCURO:** Agua para descongelamiento
- **NEGRO:** Descarga de válvulas de seguridad
- **ROJO:** Descarga de gas a alta presión
- **NARANJA:** Descarga de gas a presión intermedia
- **AMARILLO:** Líquido a alta presión
- **VIOLETA:** Líquido a baja presión
- **ROSA:** Líquido a presión intermedia
- **AZUL:** Succión de baja presión
- **CELESTE:** Succión del sistema de hielo
- **MARRÓN:** Succión de presión intermedia

A-3.2 ESTRUCTURA - PLANTA BAJA

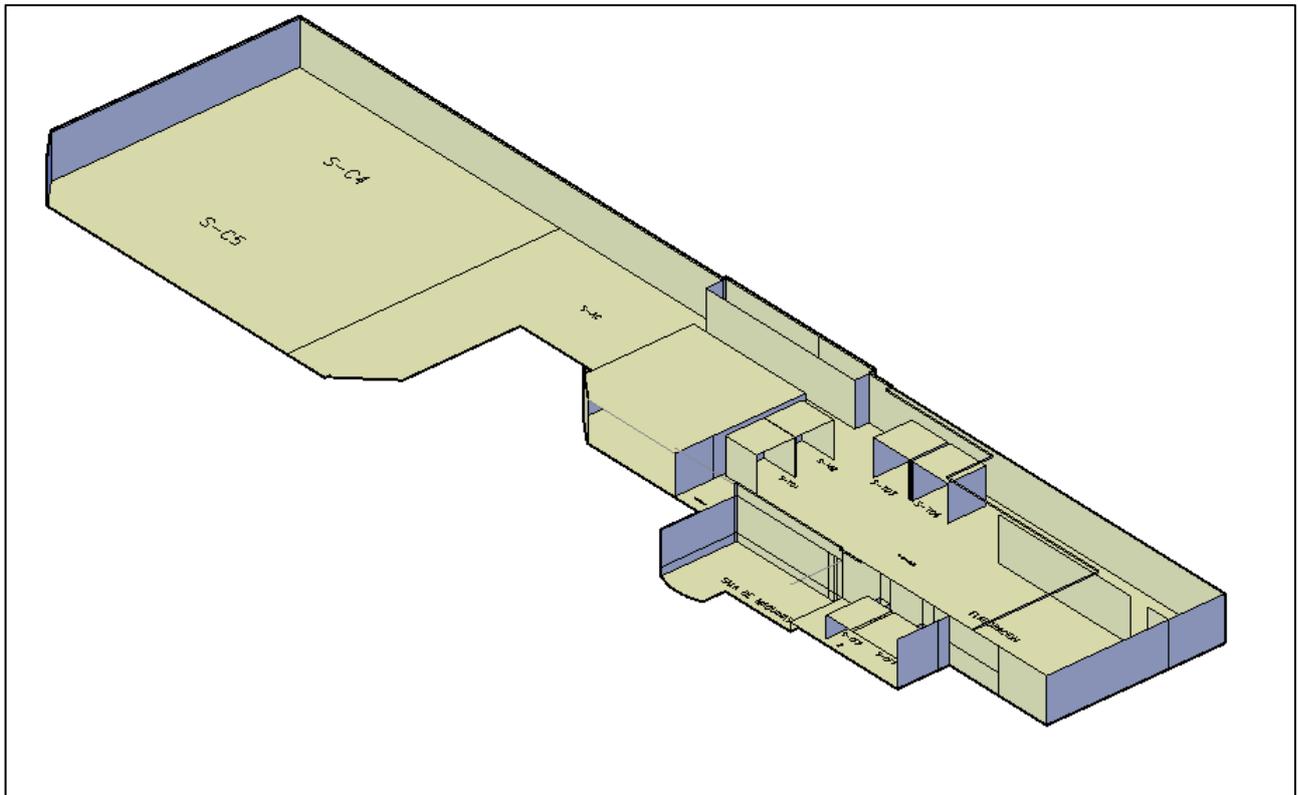


Figura 2-1 - Diagrama edilicio general de la planta baja

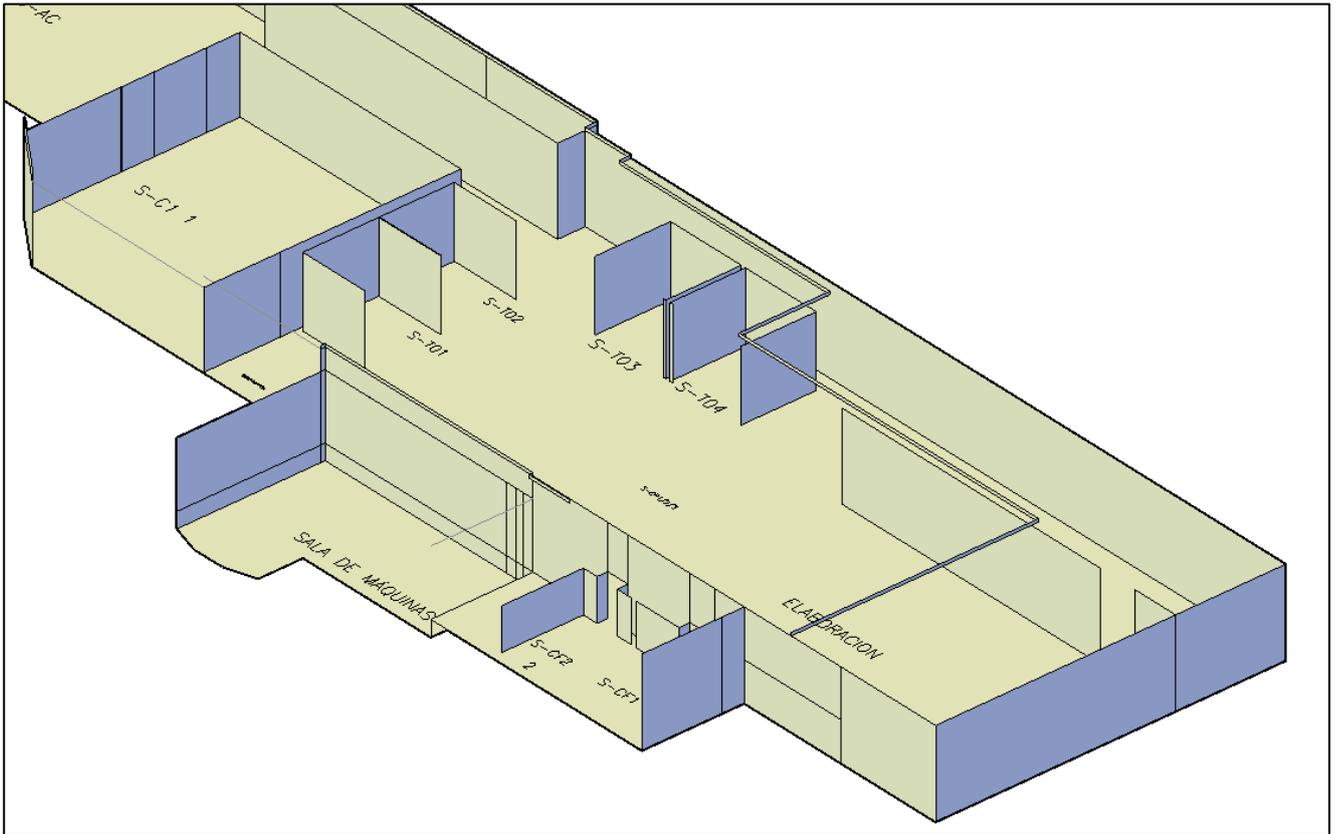


Figura 2-2 - Ampliación del sector productivo, cámaras de fresco y túneles de congelado

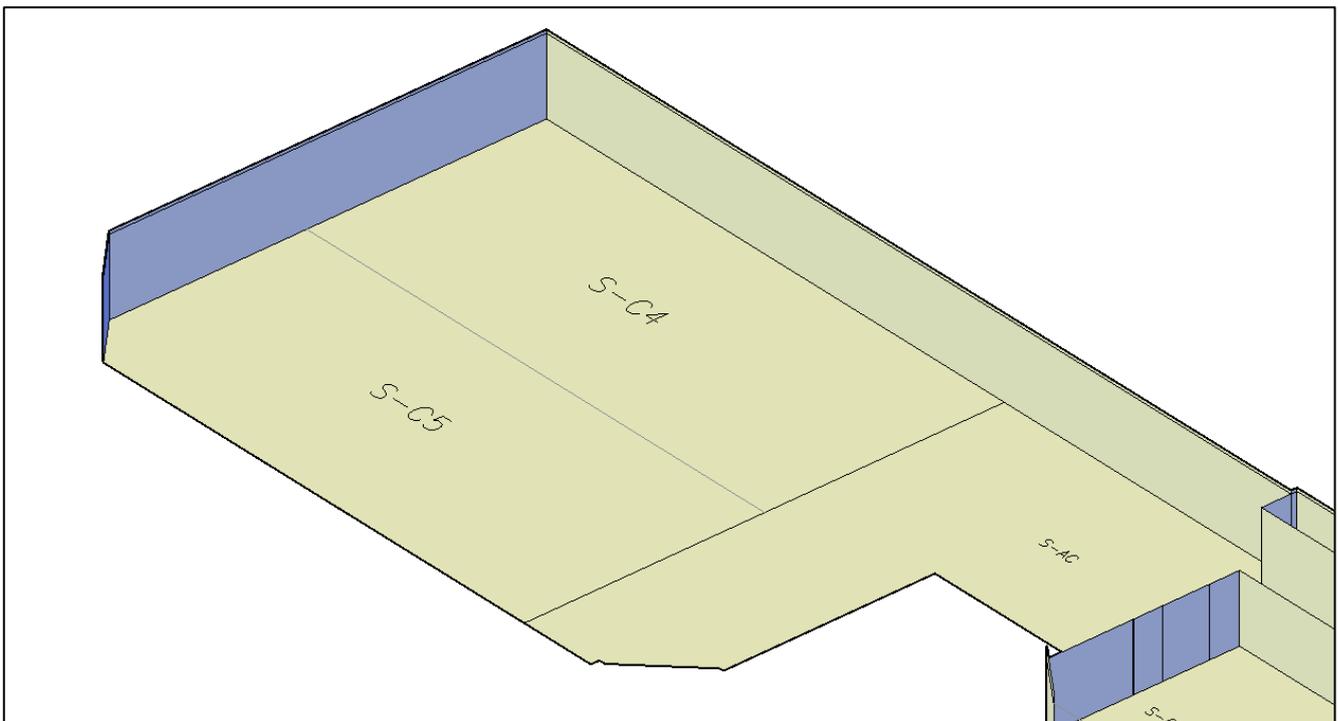


Figura 2-3 - Ampliación del sector de cámaras de congelado y antecámara

A-3.2.1 SALA DE MÁQUINAS

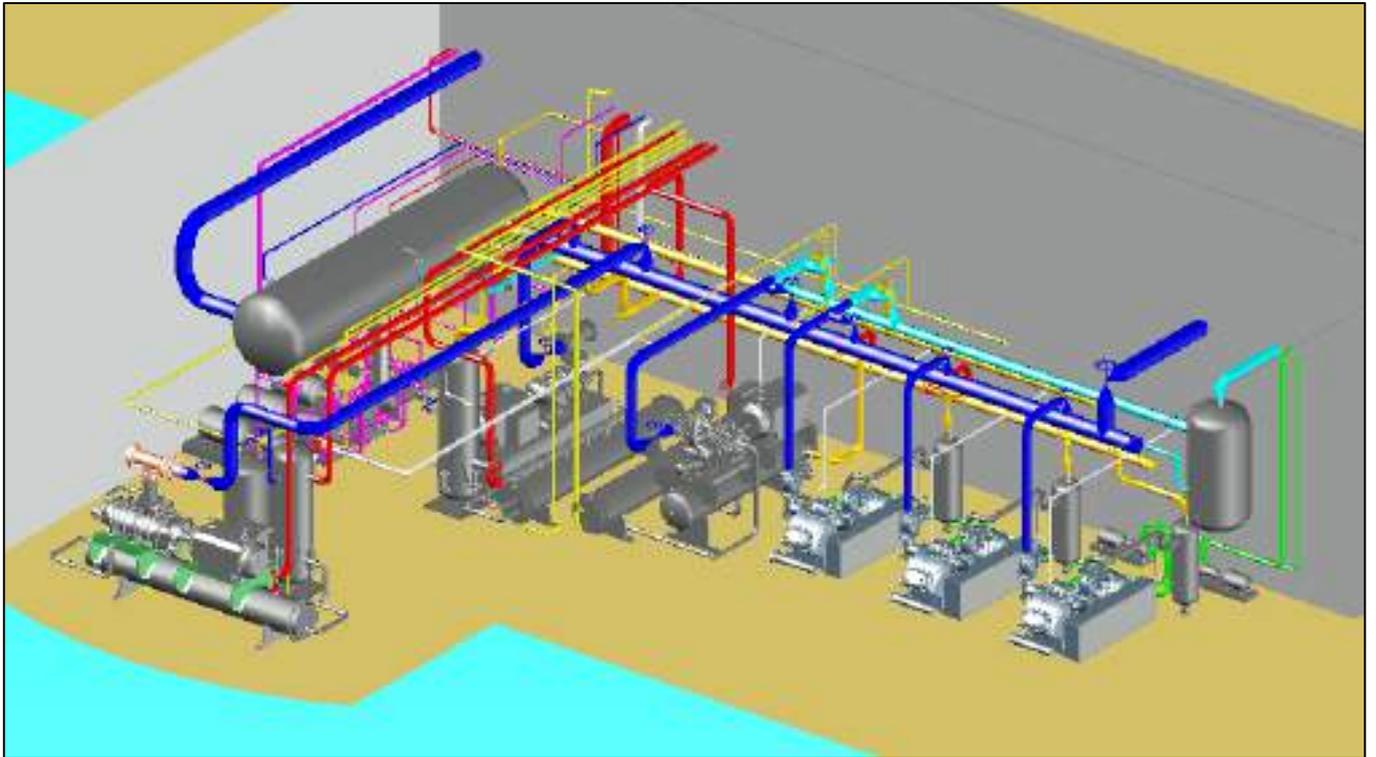


Figura 2-4 - Diagrama general de la sala de máquinas

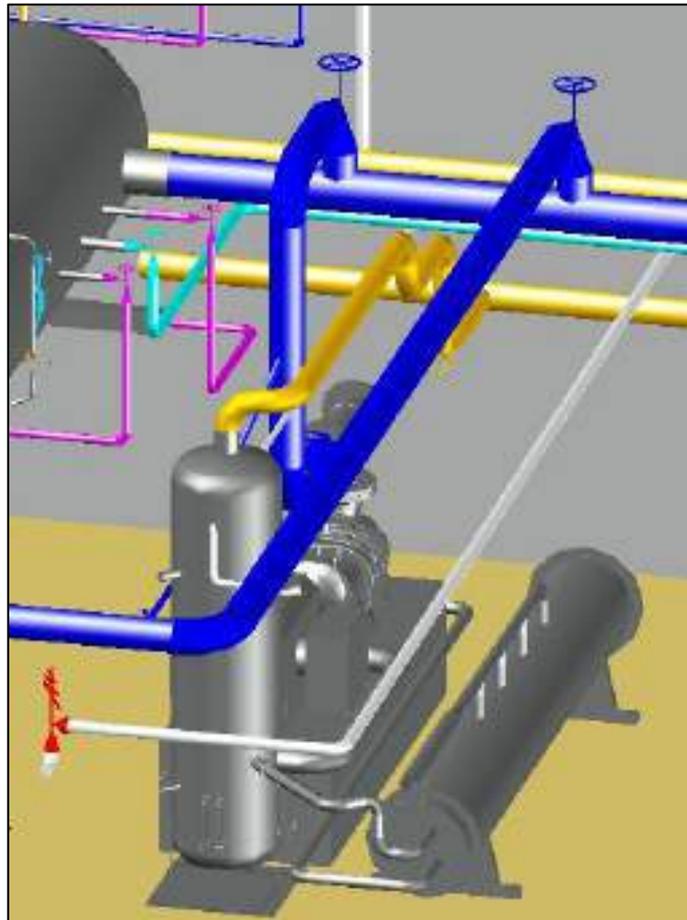


Figura 2-5 - Compresor C1-T y conexiones

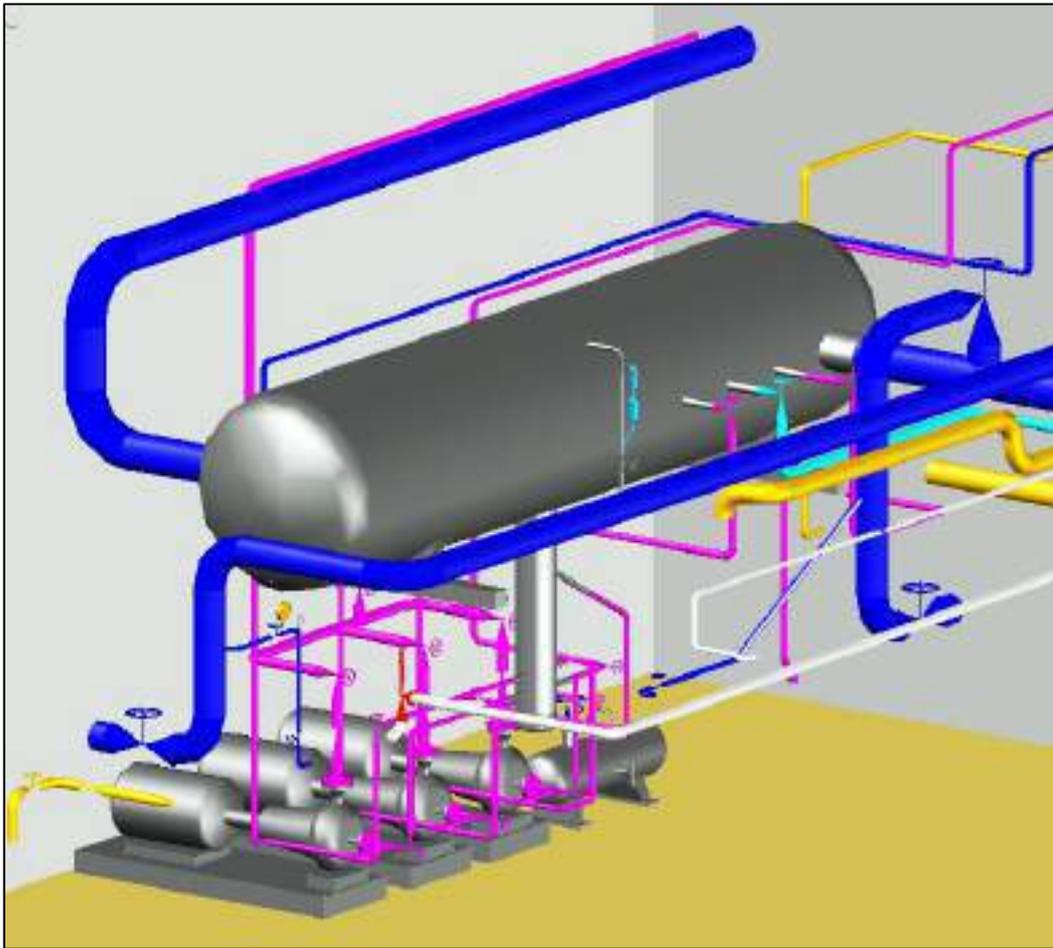


Figura 2-6 - Separador de recirculado, R-SR-01

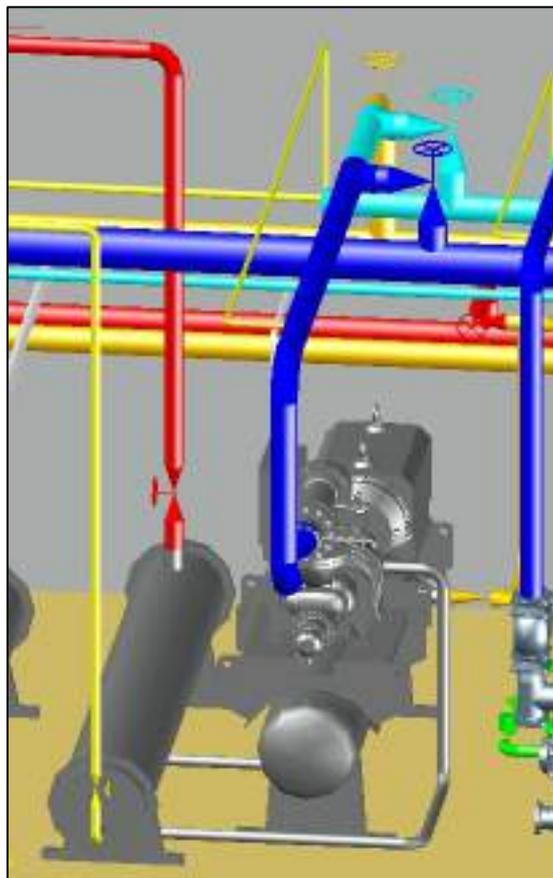


Figura 2-7 - Compresor C2-T y conexiones

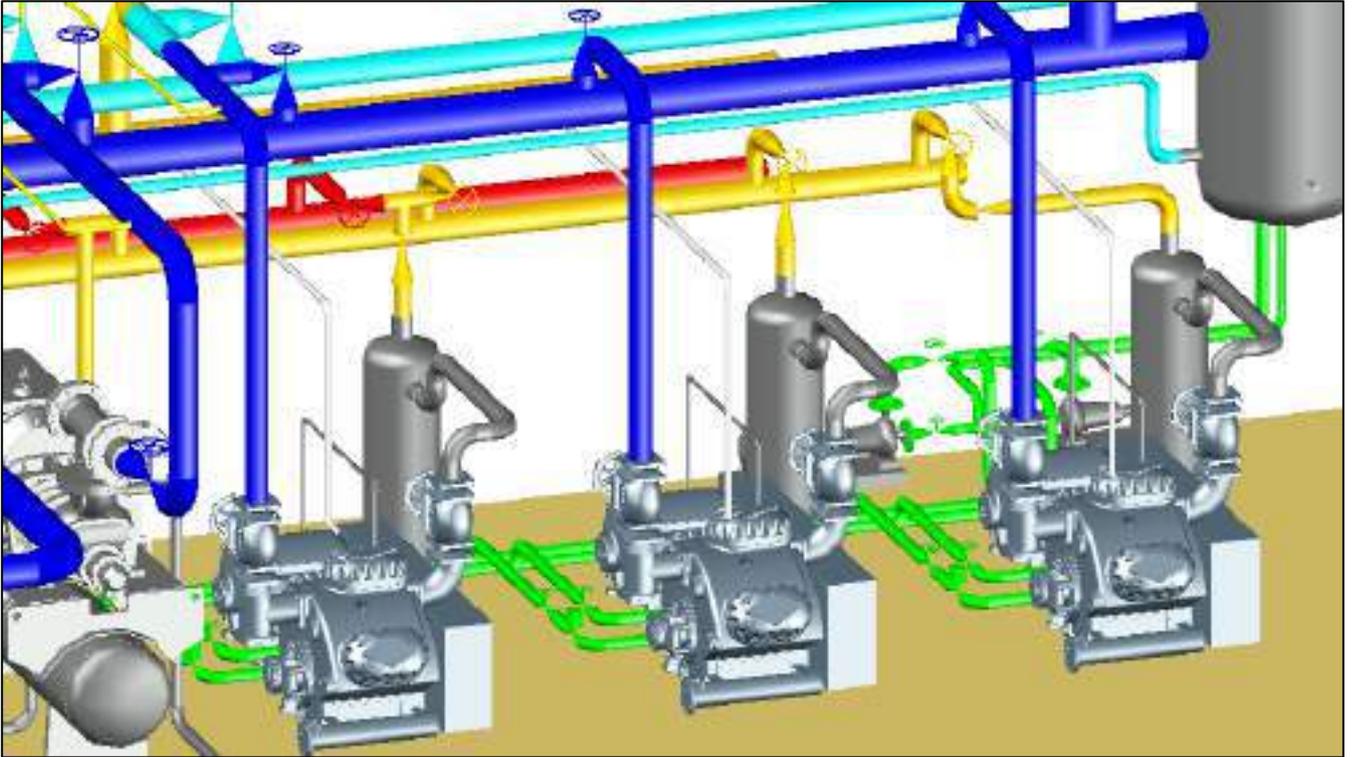


Figura 2-8 - Compresores C3-P, C4-P y C5-P con conexiones

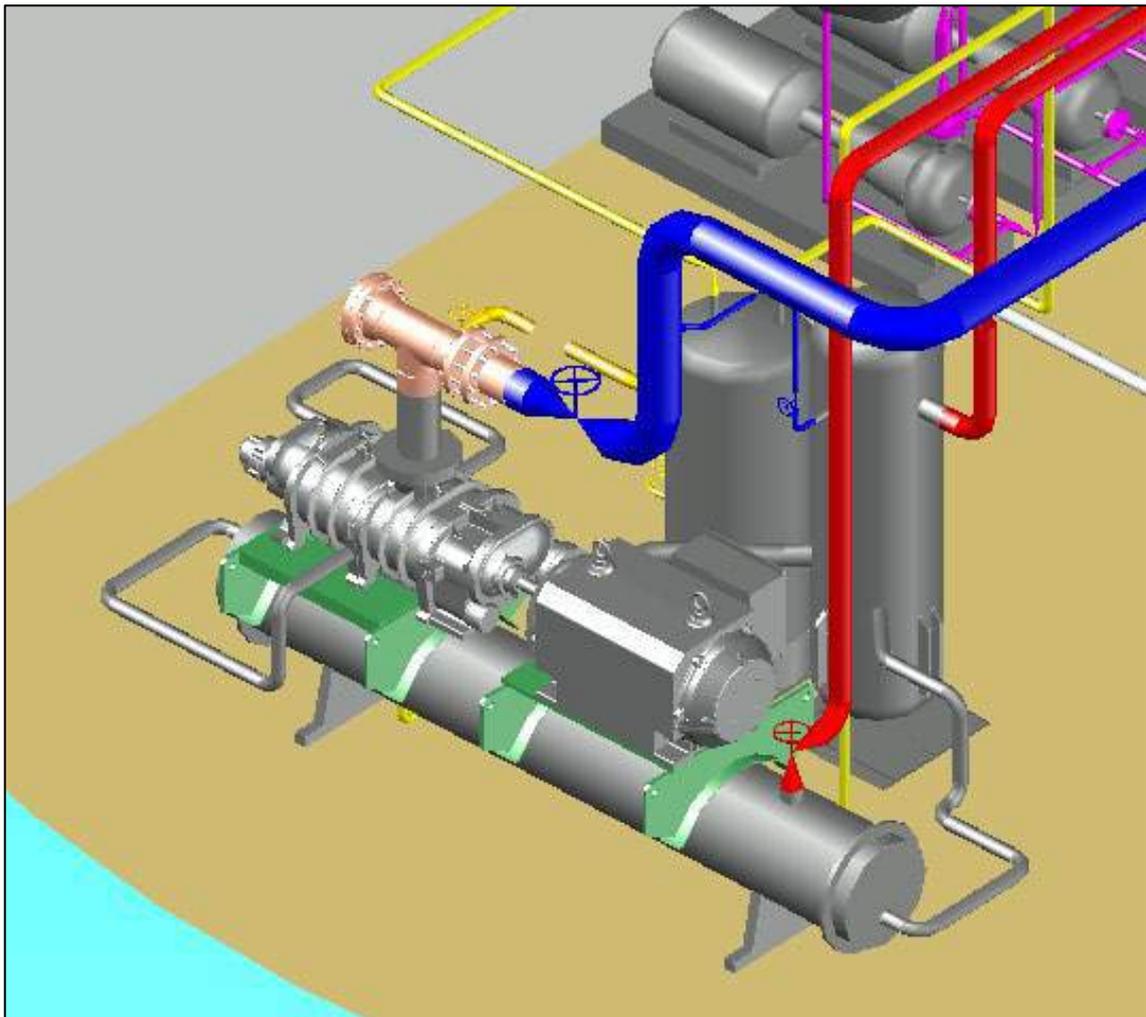


Figura 2-9 - Compresor C6-T y conexiones

A-3.2.2 CAMARA DE CONGELADO N°1 (S-C1)

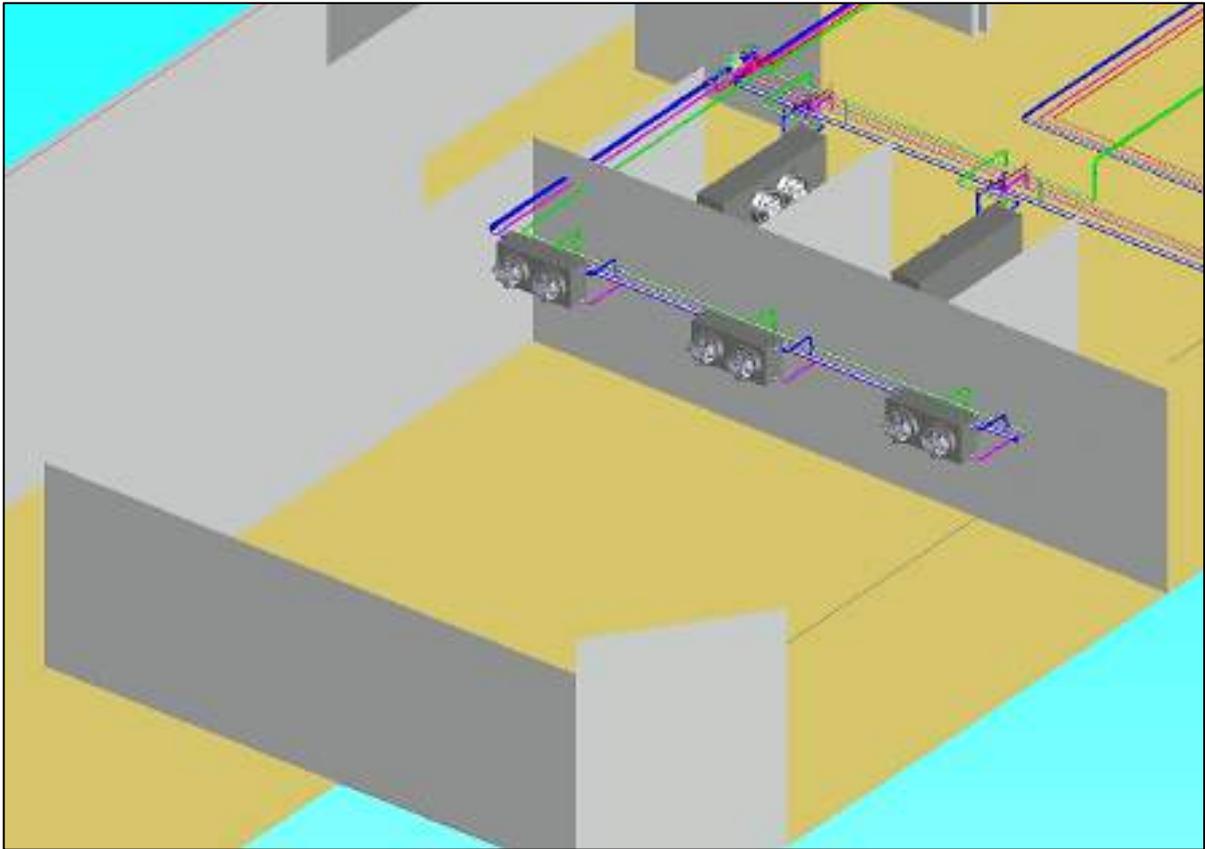


Figura 2-10 - Evaporadores, cañerías y válvulas del S-C1

A-3.2.3 CAMARAS DE FRESCO N°1 Y N°2 (S-CF1 y S-CF2)

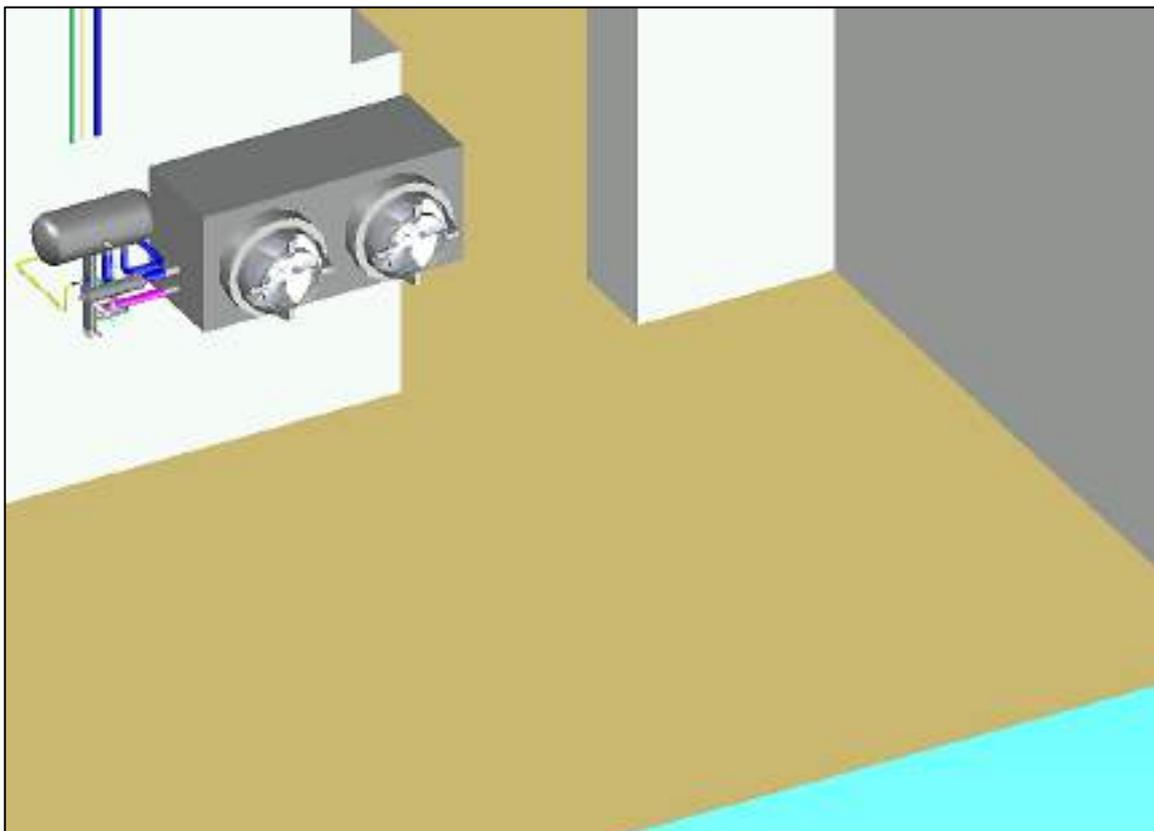


Figura 2-11 - Evaporadores, cañerías y válvulas del S-CF1

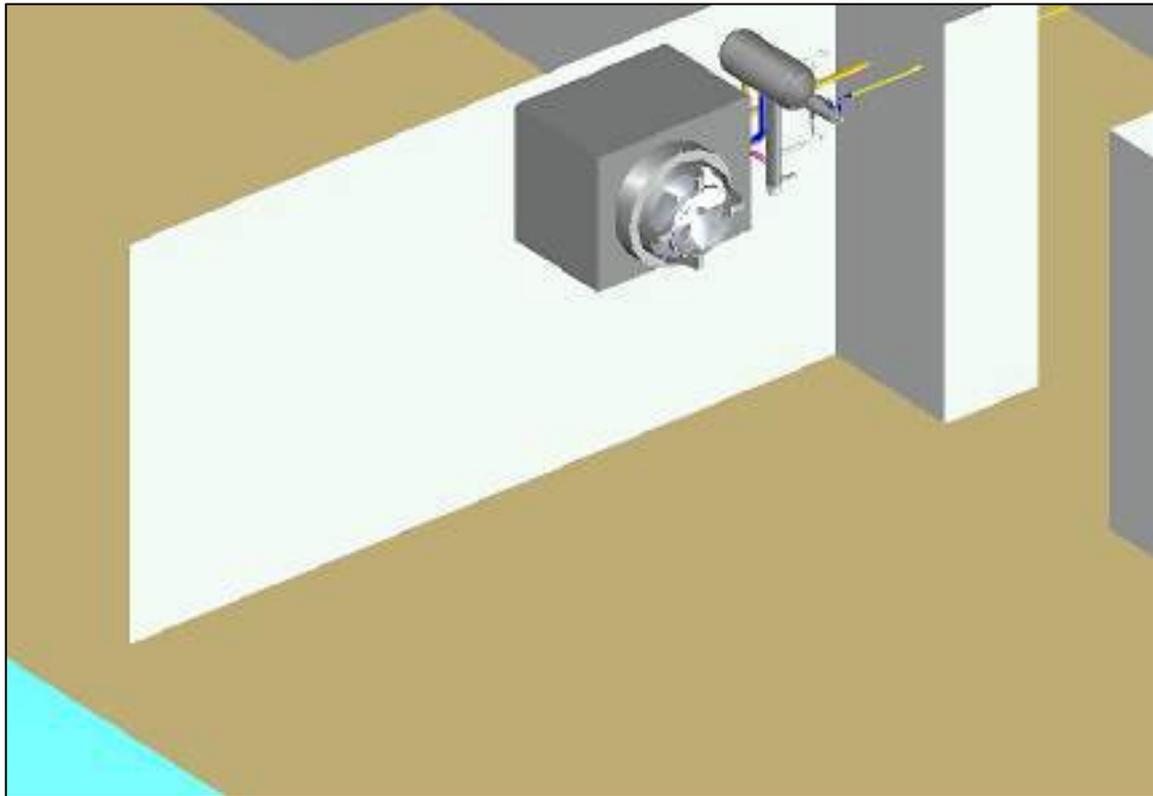


Figura 2-12 - Evaporadores, cañerías y válvulas del S-CF2

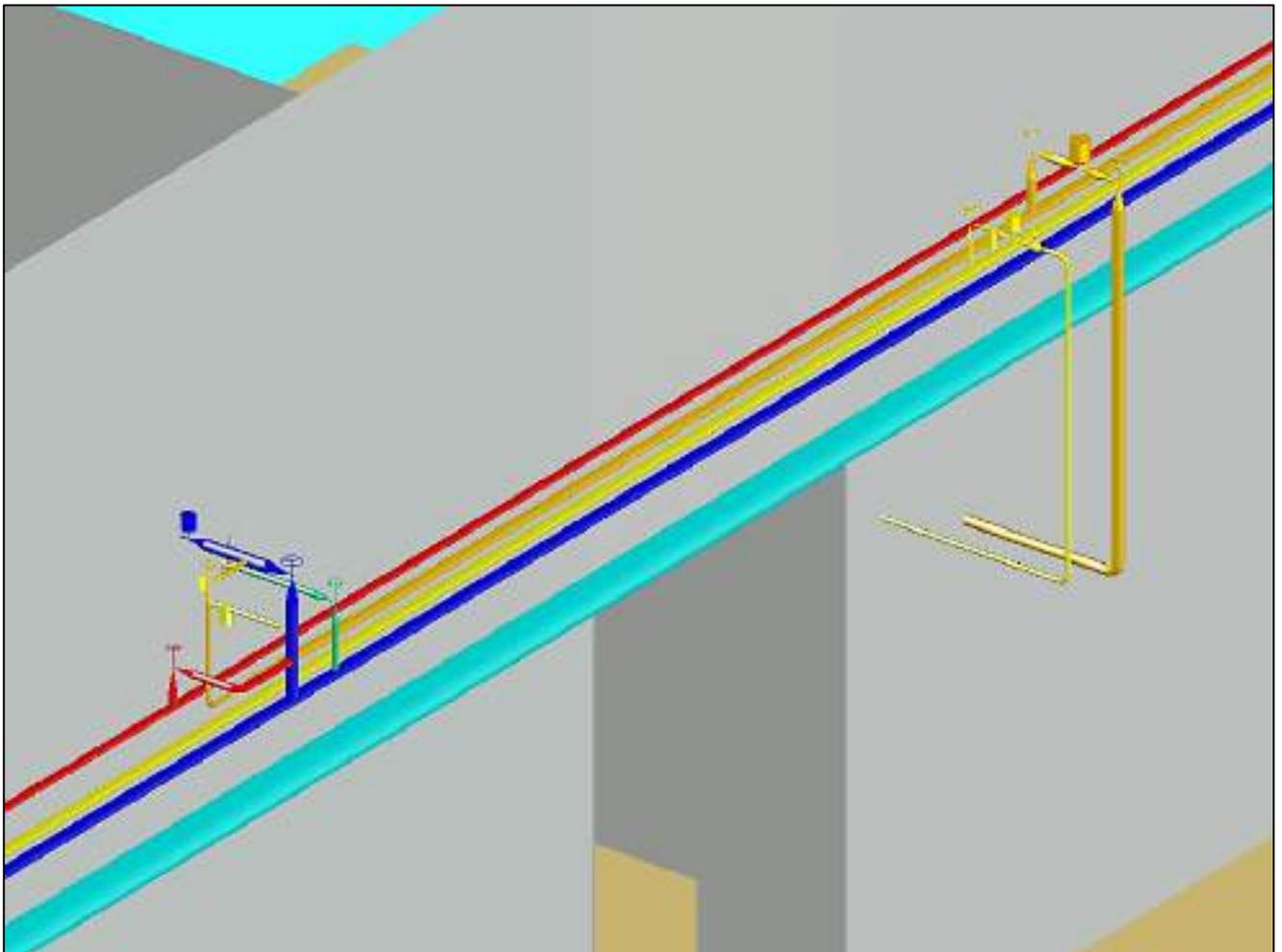


Figura 2-13 - Cañerías y válvulas de S-CF1 y S-CF2

A-3.2.4 TUNELES DE CONGELADO S-T01 y S-T02

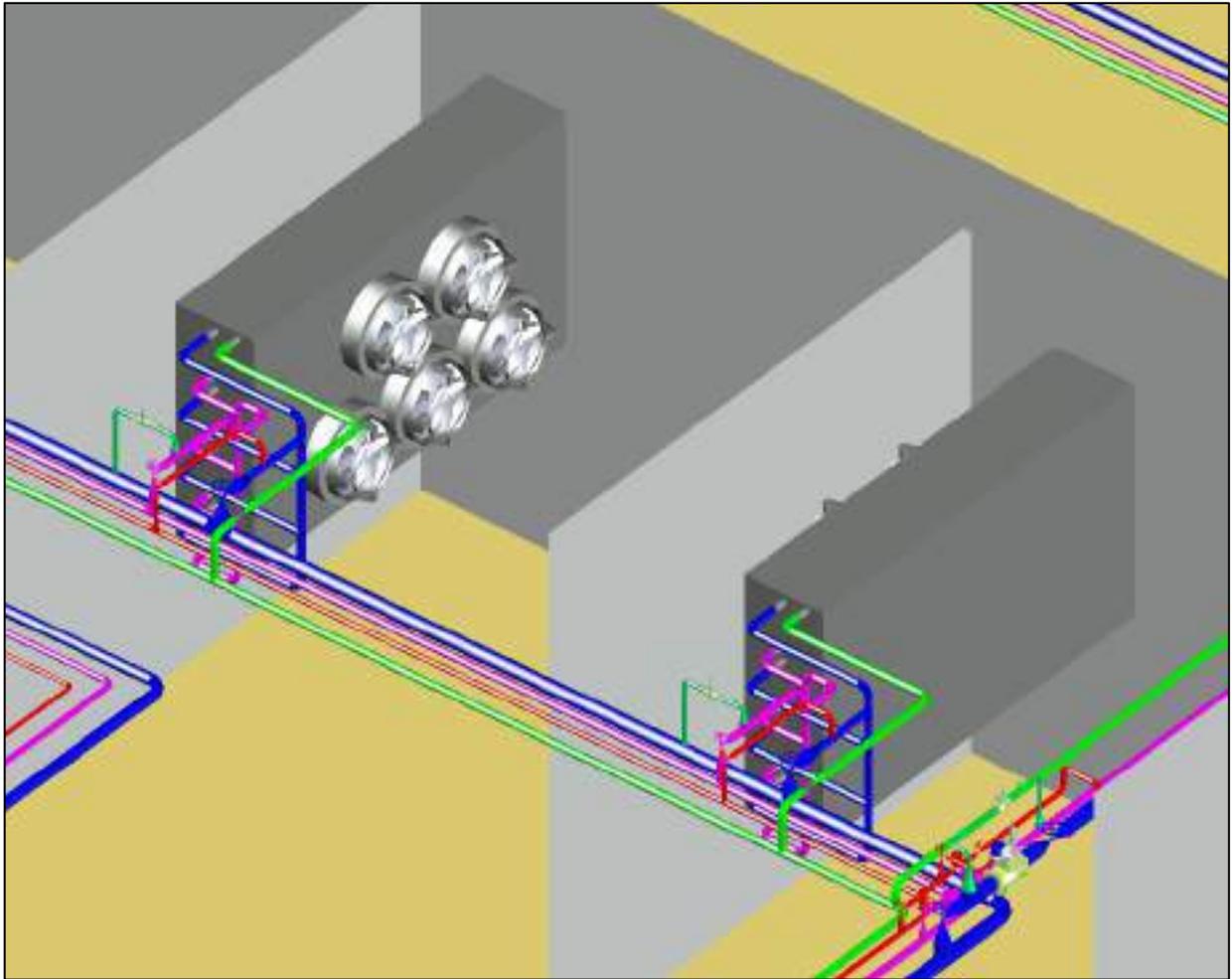


Figura 2-14 - Evaporadores, cañerías y válvulas de S-T01 y S-T02

A-3.2.5 TUNELES DE CONGELADO S-T03 y S-T04

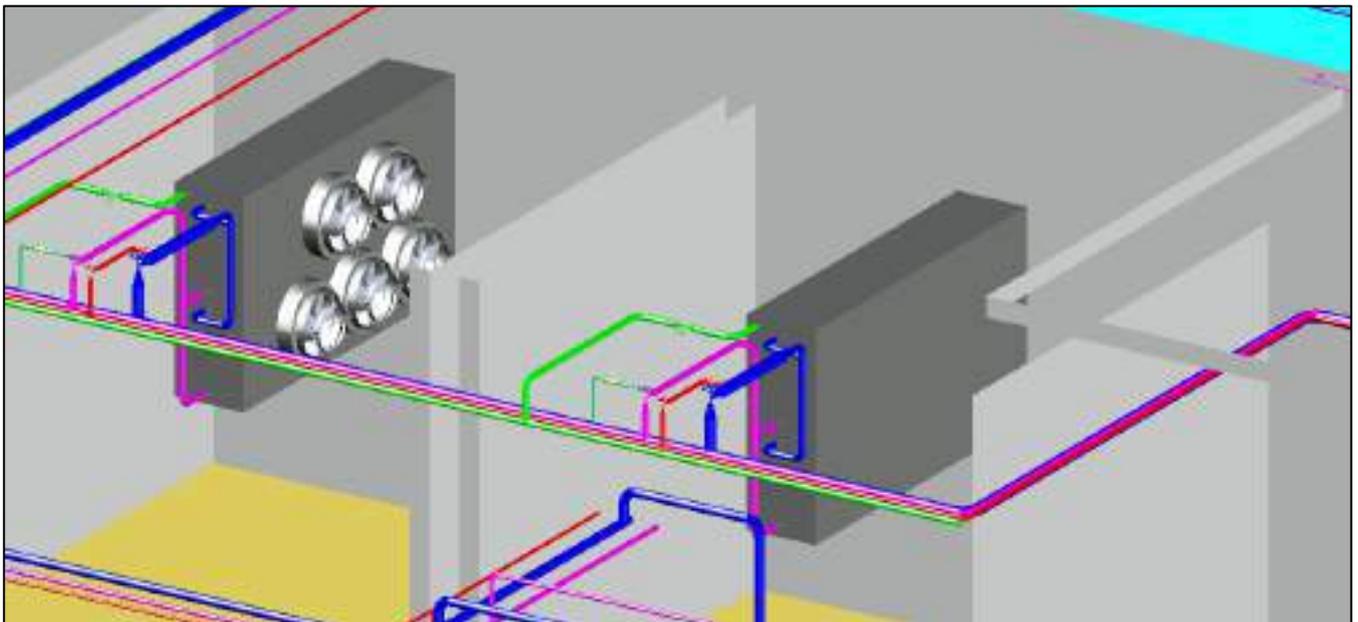


Figura 2-15 - Evaporadores, cañerías y válvulas de S-T03 y S-T04

A-3.2.6 CONGELADORAS DE PLACAS (S-CP1, S-CP2 y S-CP3)

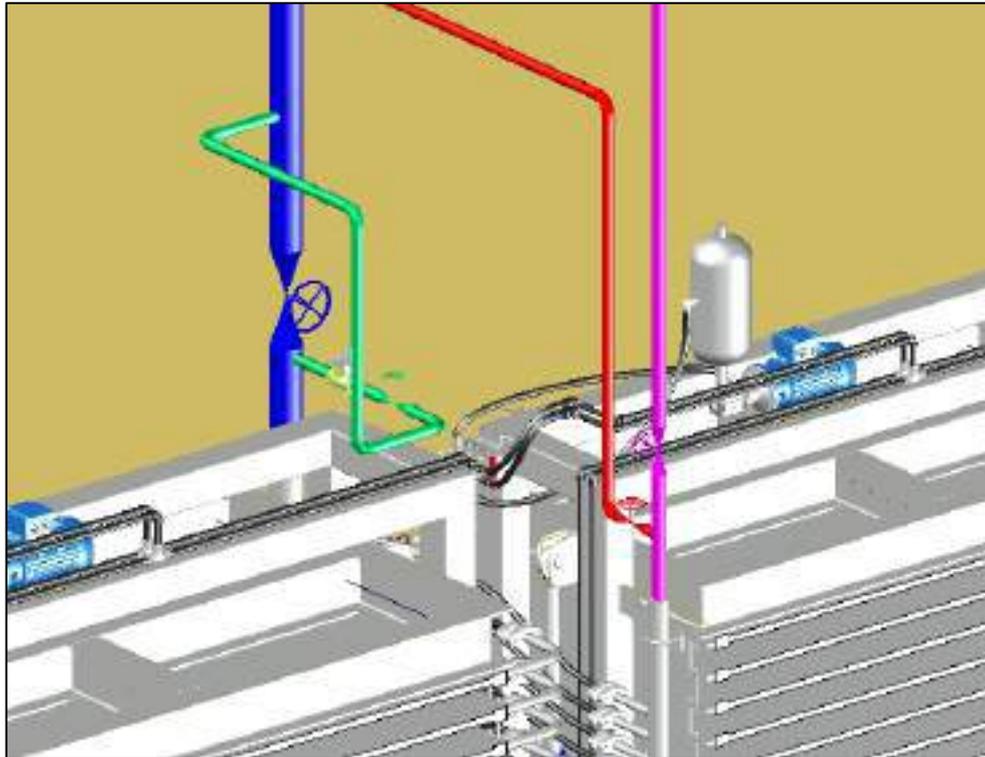


Figura 2-16 - Ampliación de las válvulas de S-CP1

A-3.2.7 ANTECAMARA (S-AC)

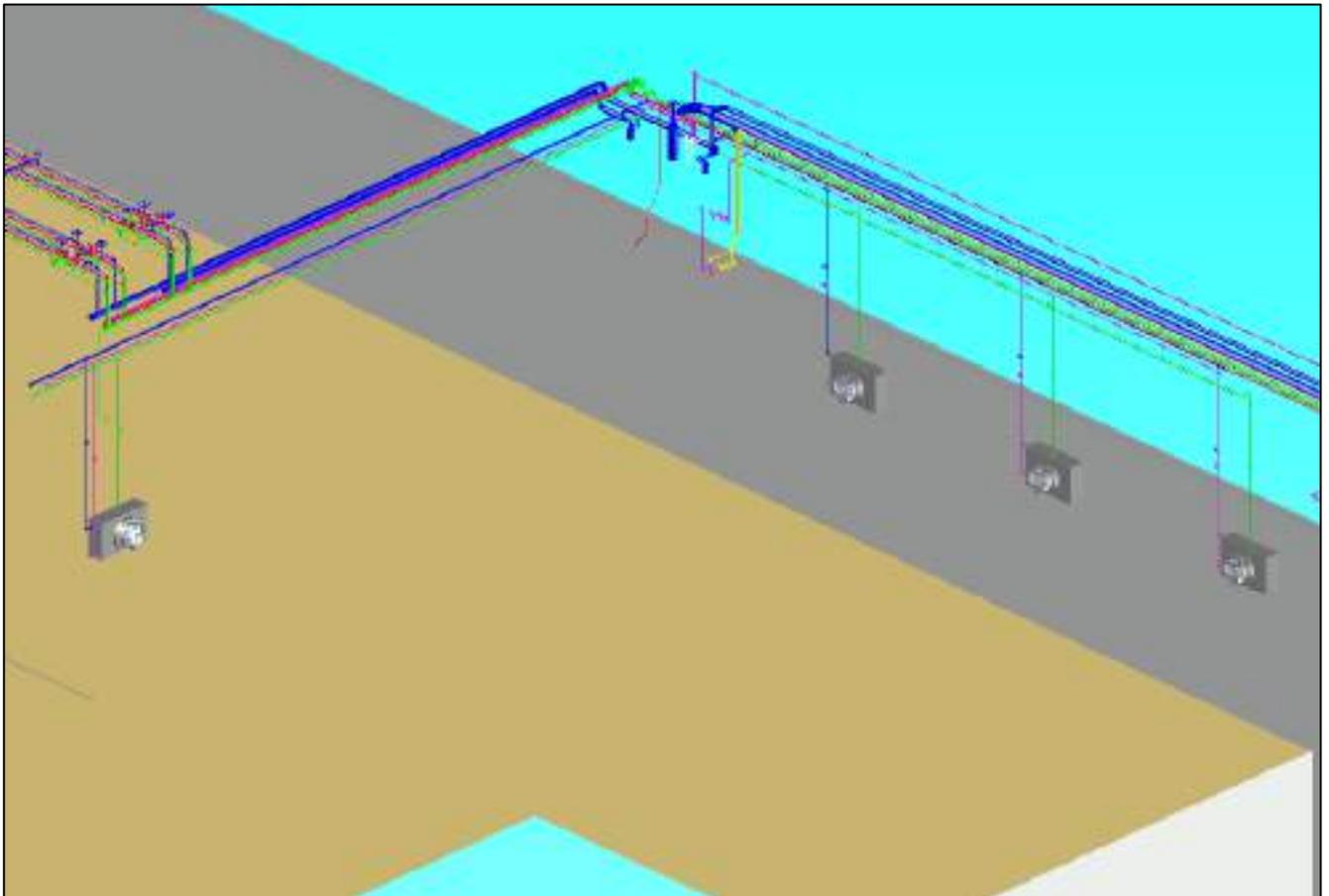


Figura 2-17 – Evaporadores, cañerías y válvulas de S-AC

A-3.3 PLANTA ALTA

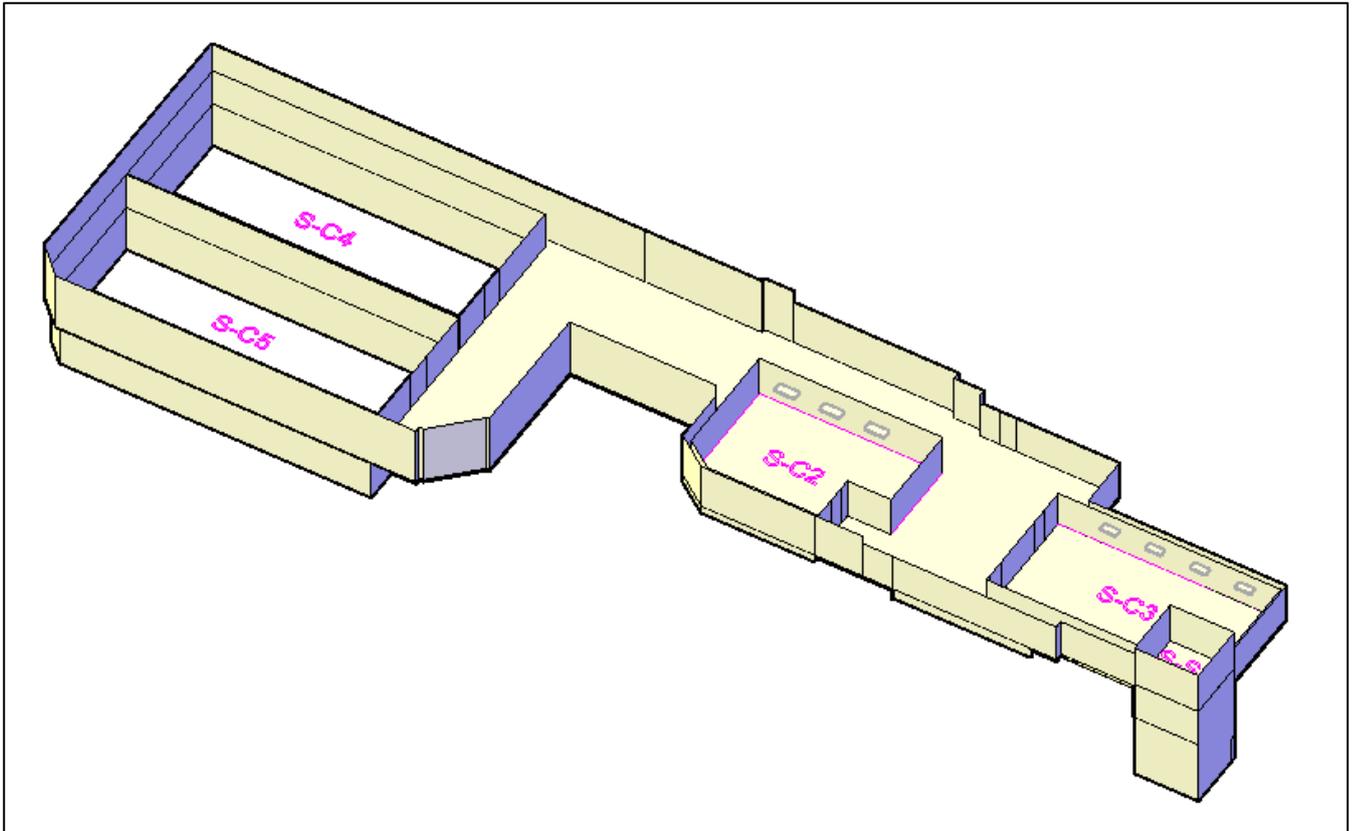


Figura 3-1 - Diagrama edilicio general de la planta alta

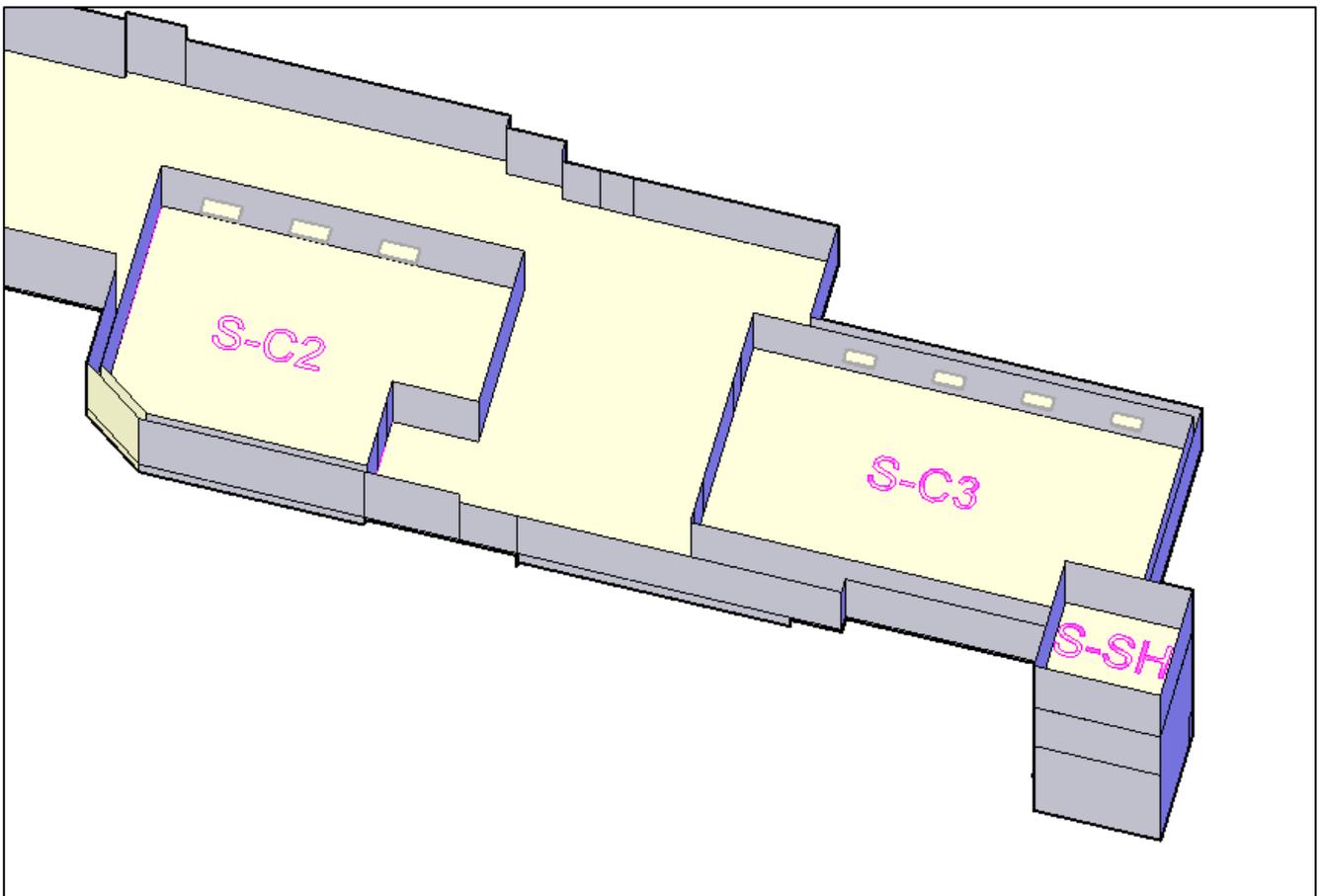


Figura 3-2 - Ampliación del sector de cámaras de congelado y cámara de silo de hielo

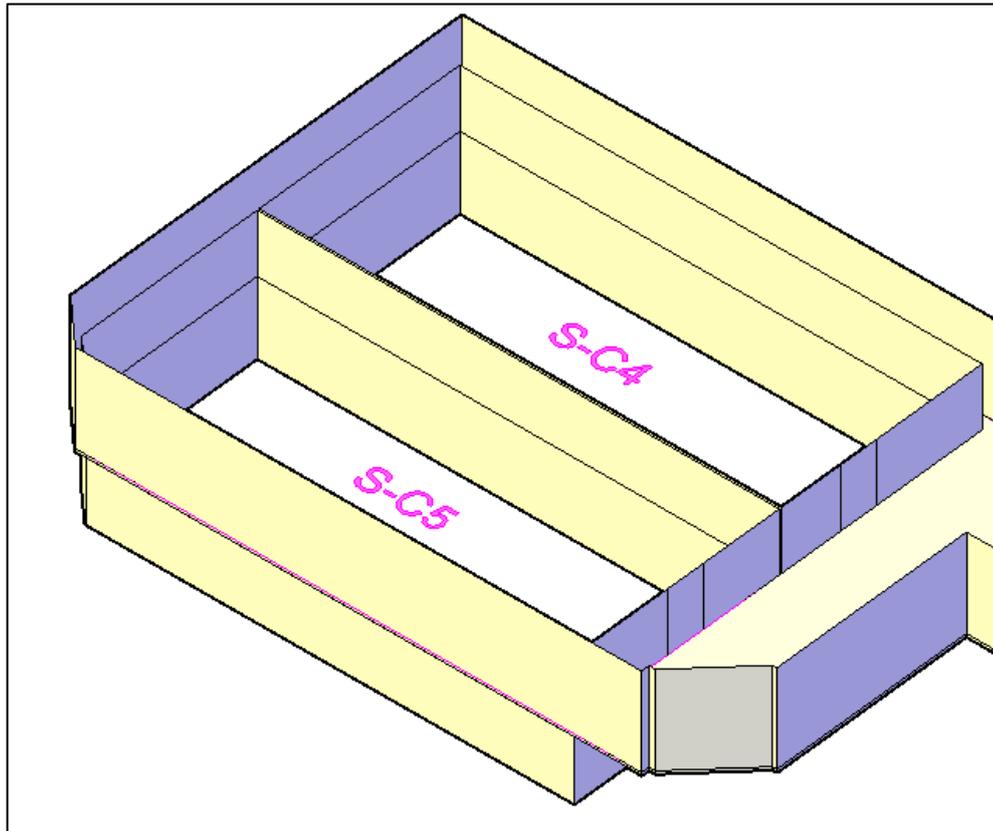


Figura 3-3 - Ampliación del sector cámaras de congelados, las mismas comienzan en planta baja

A-3.3.1 CAMARA DE CONGELADO N°2 (S-C2)

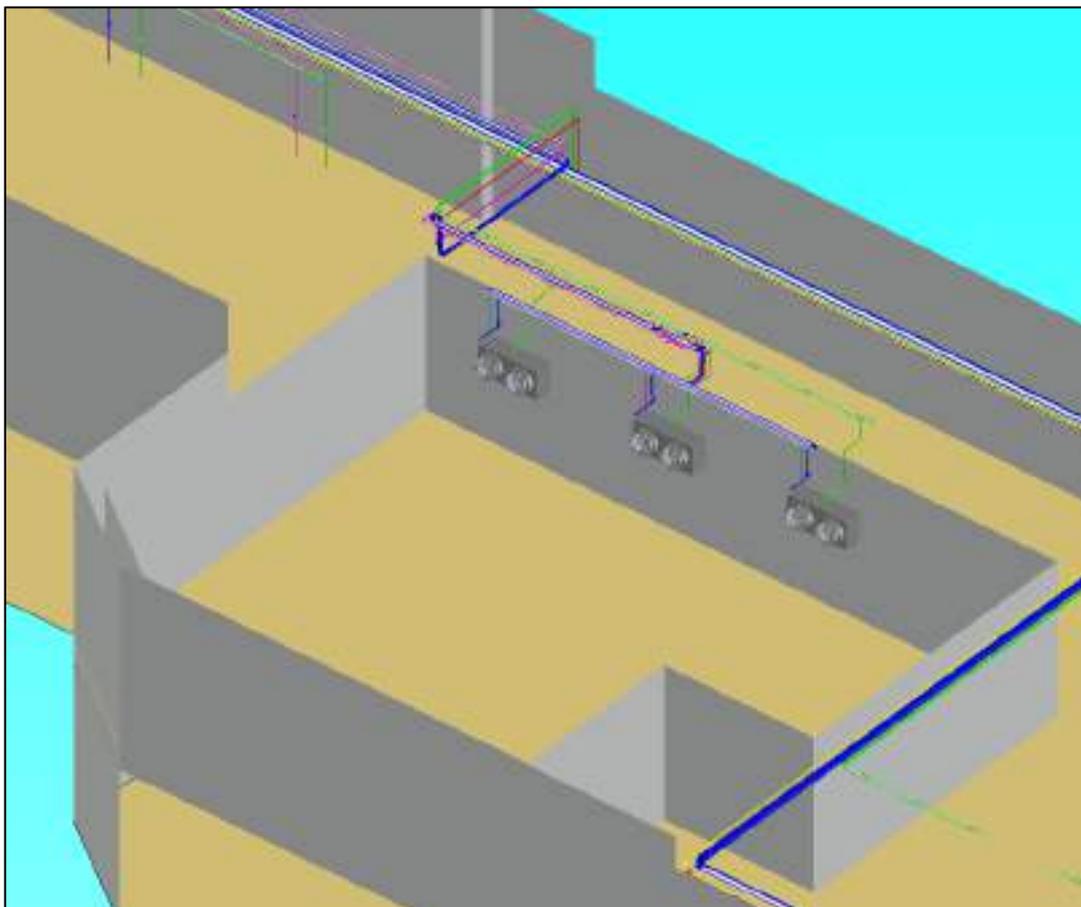


Figura 3-4 - Evaporadores, cañerías y válvulas de S-C2

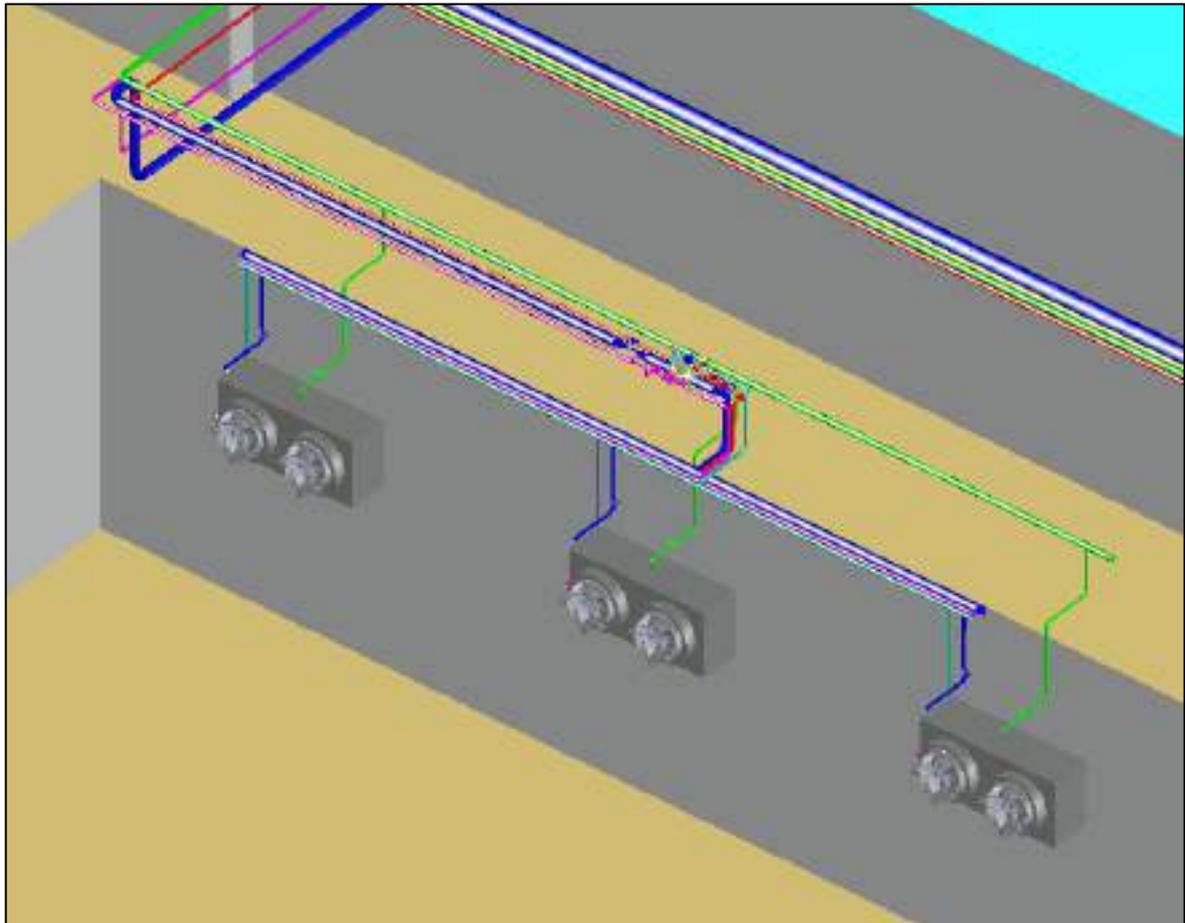


Figura 3-5 - Ampliación sobre equipos de S-C2

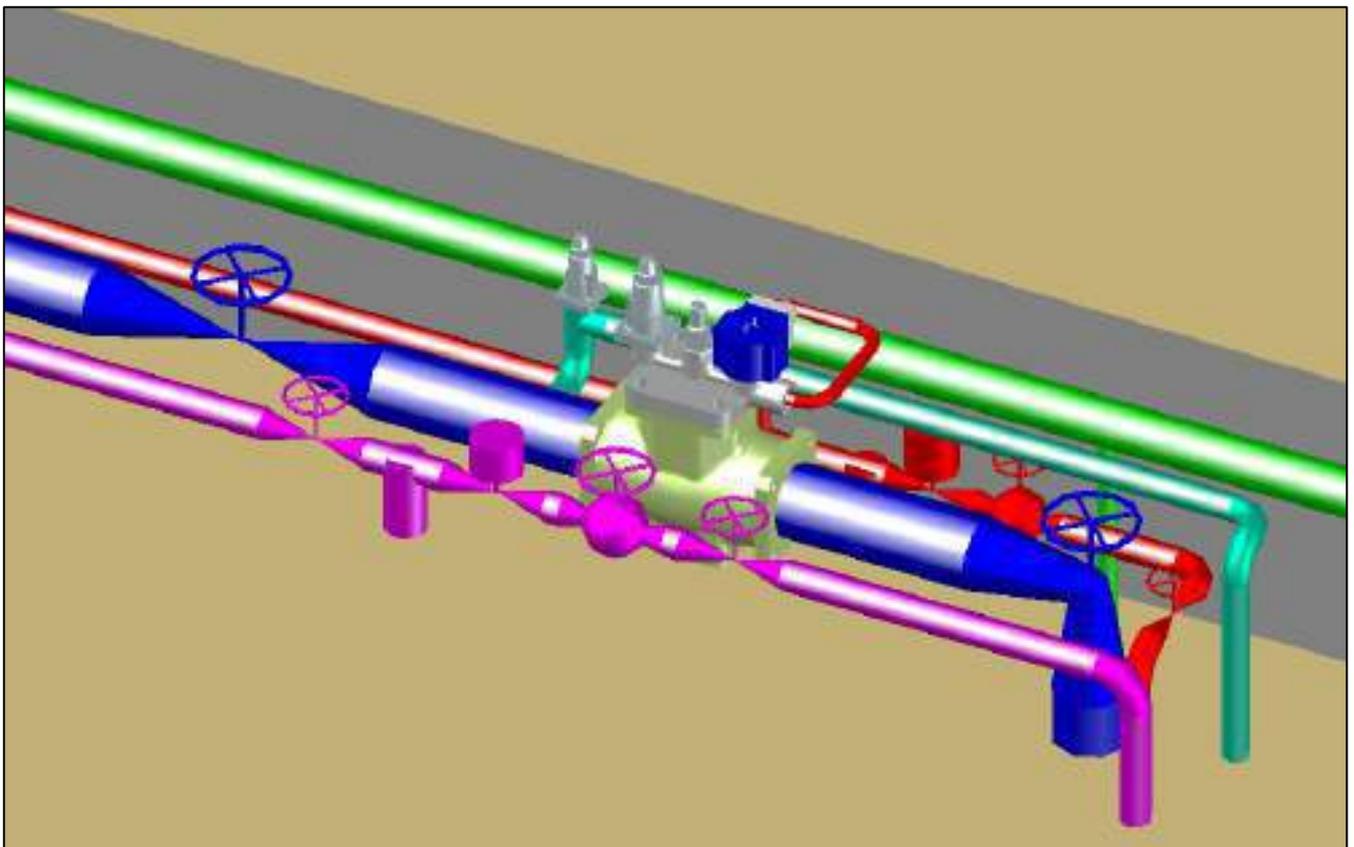


Figura 3-6 - Estación de válvulas de S-C2

A-3.3.1 CAMARA DE CONGELADO N°3 (S-C3)

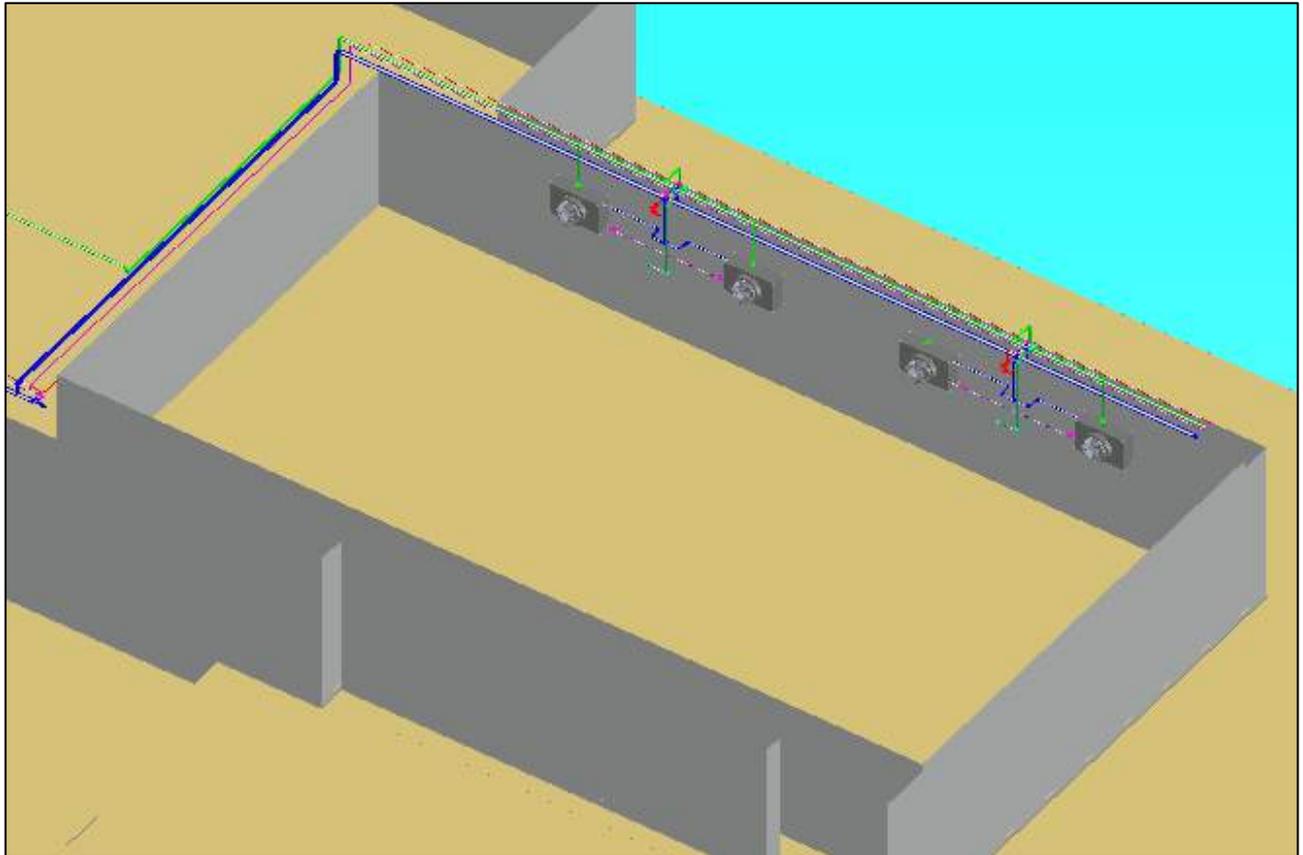


Figura 3-7 - Evaporadores, cañerías y válvulas de S-C3

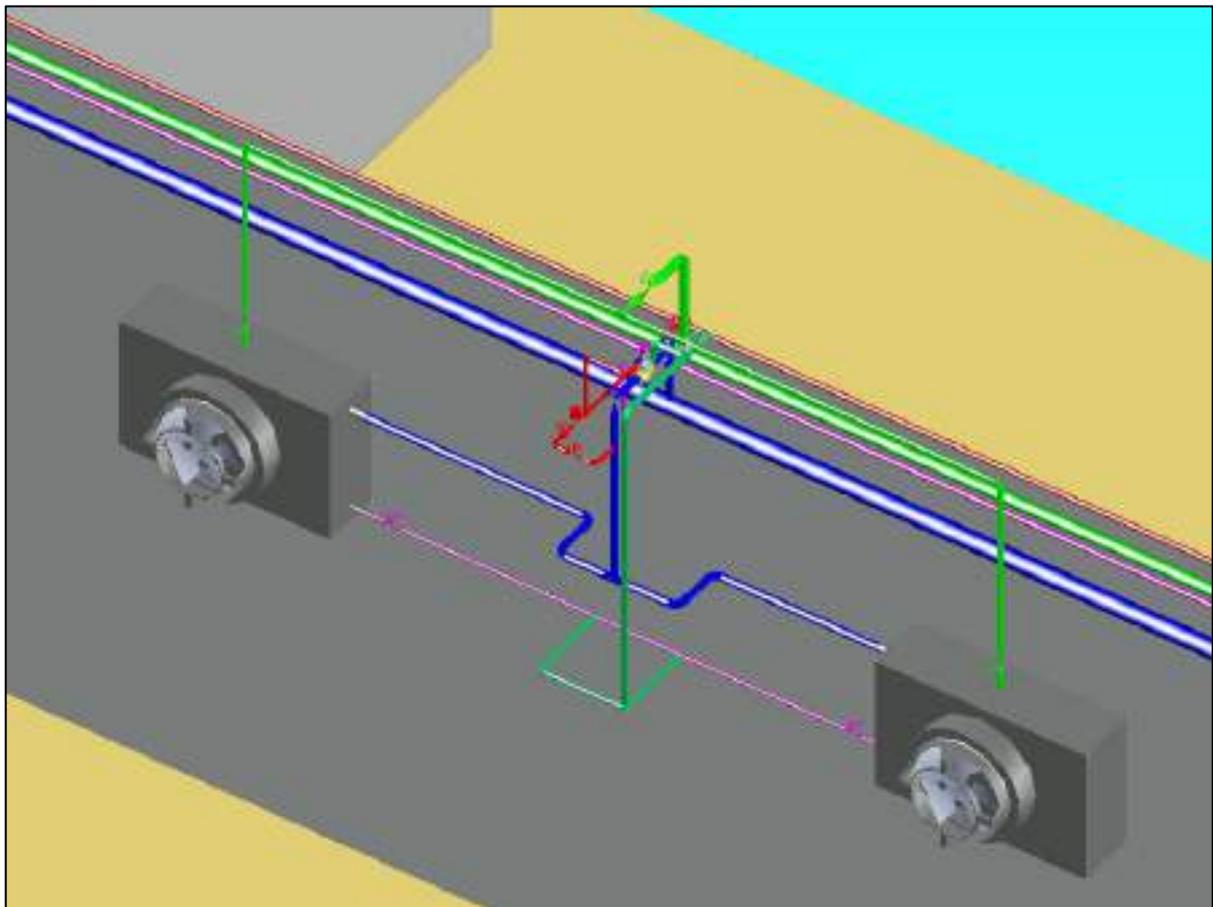


Figura 3-8 - Ampliación sobre equipos de S-C3

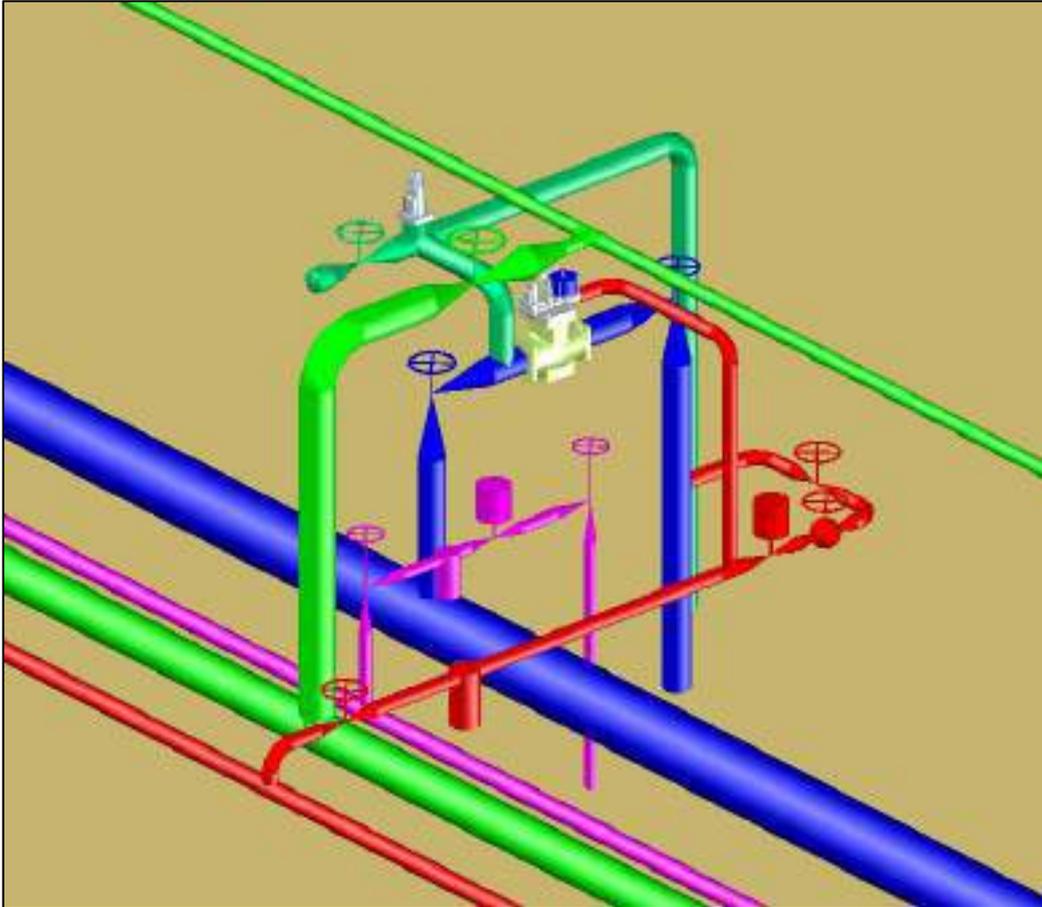


Figura 3-9 - Estación de válvulas de S-C3

A-3.3.2 CAMARAS DE CONGELADO N°4 Y N°5 (S-C4 y S-C5)

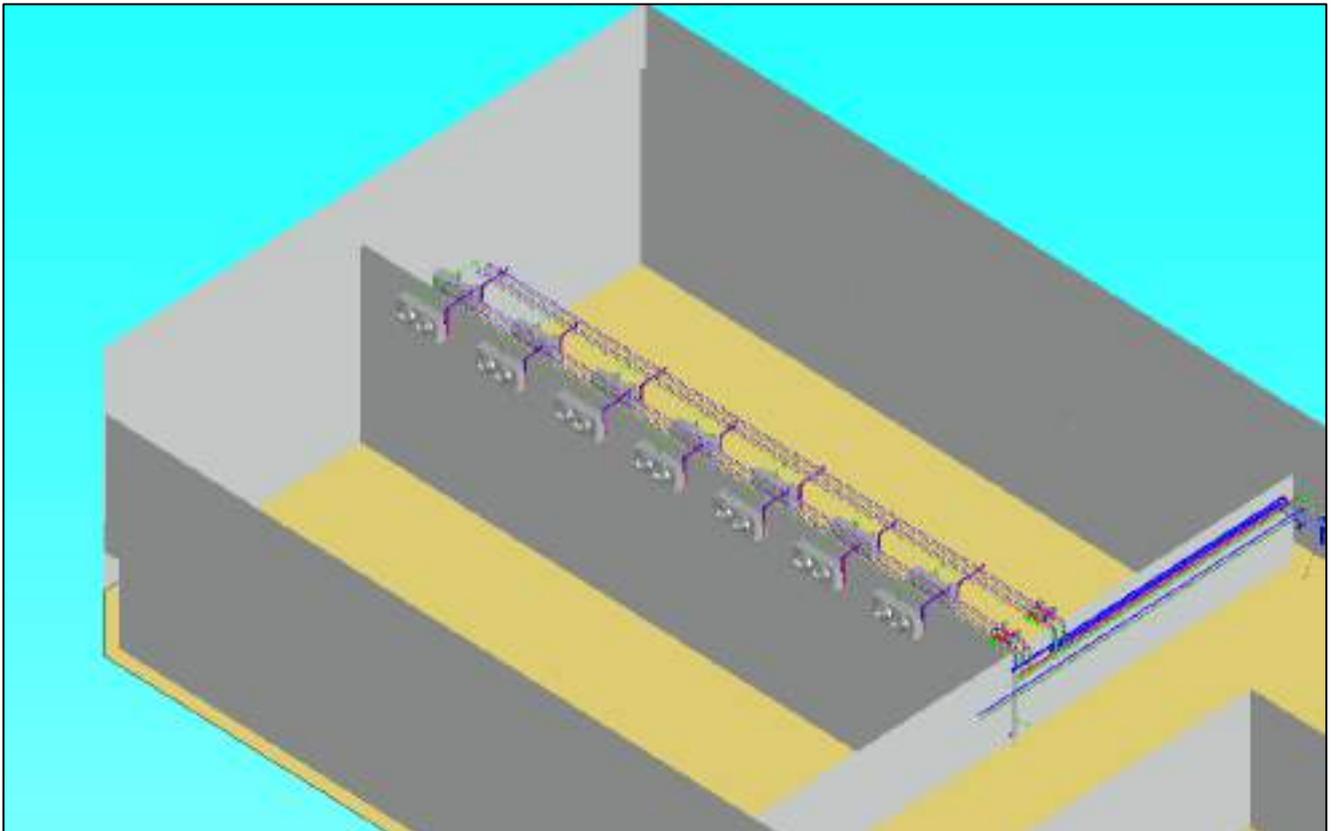


Figura 3-10 - Evaporadores, cañerías y válvulas de los S-C4 y S-C5

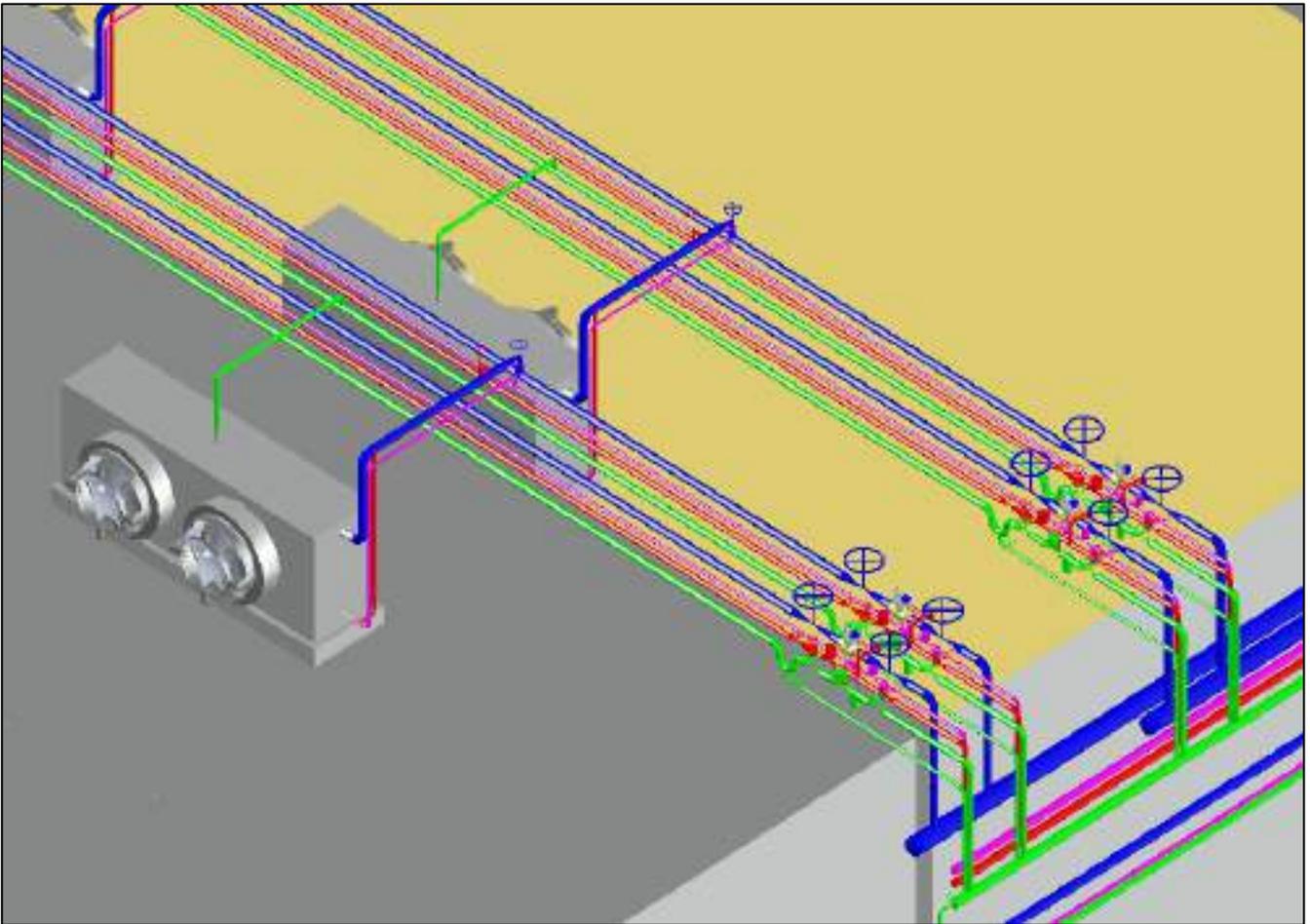


Figura 3-11 - Ampliación sobre equipos de S-C4 y S-C5

A-3.3.3 SILO DE HIELO (S-SH)

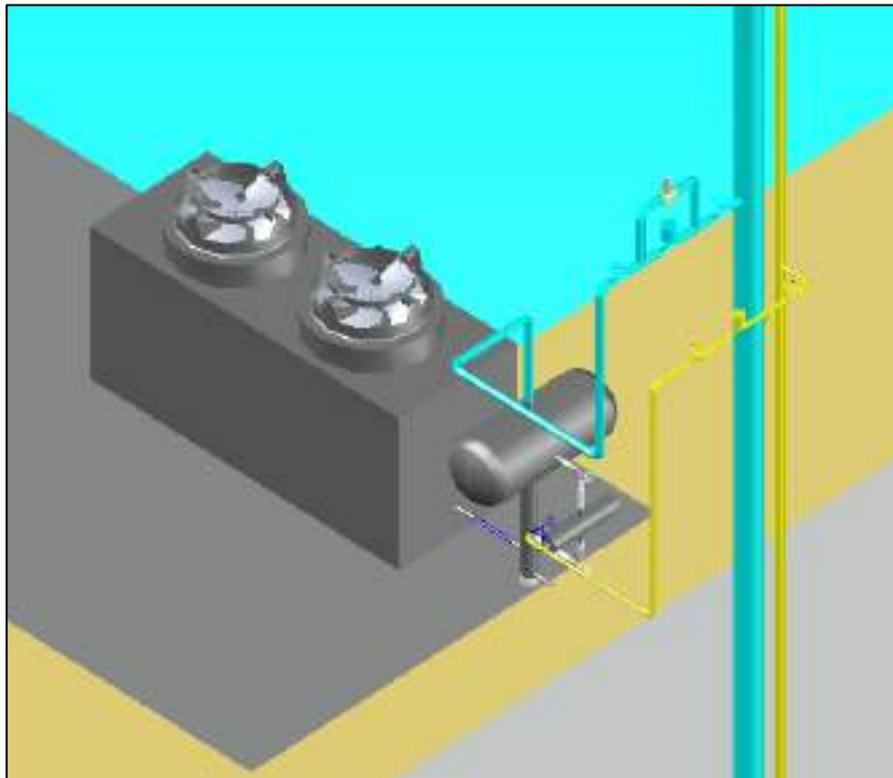


Figura 3-12 - Evaporador, cañerías y válvulas correspondientes a S-SH

A-3.3.4 SEPARADOR DE RECIRCULADO (R-SR-02)

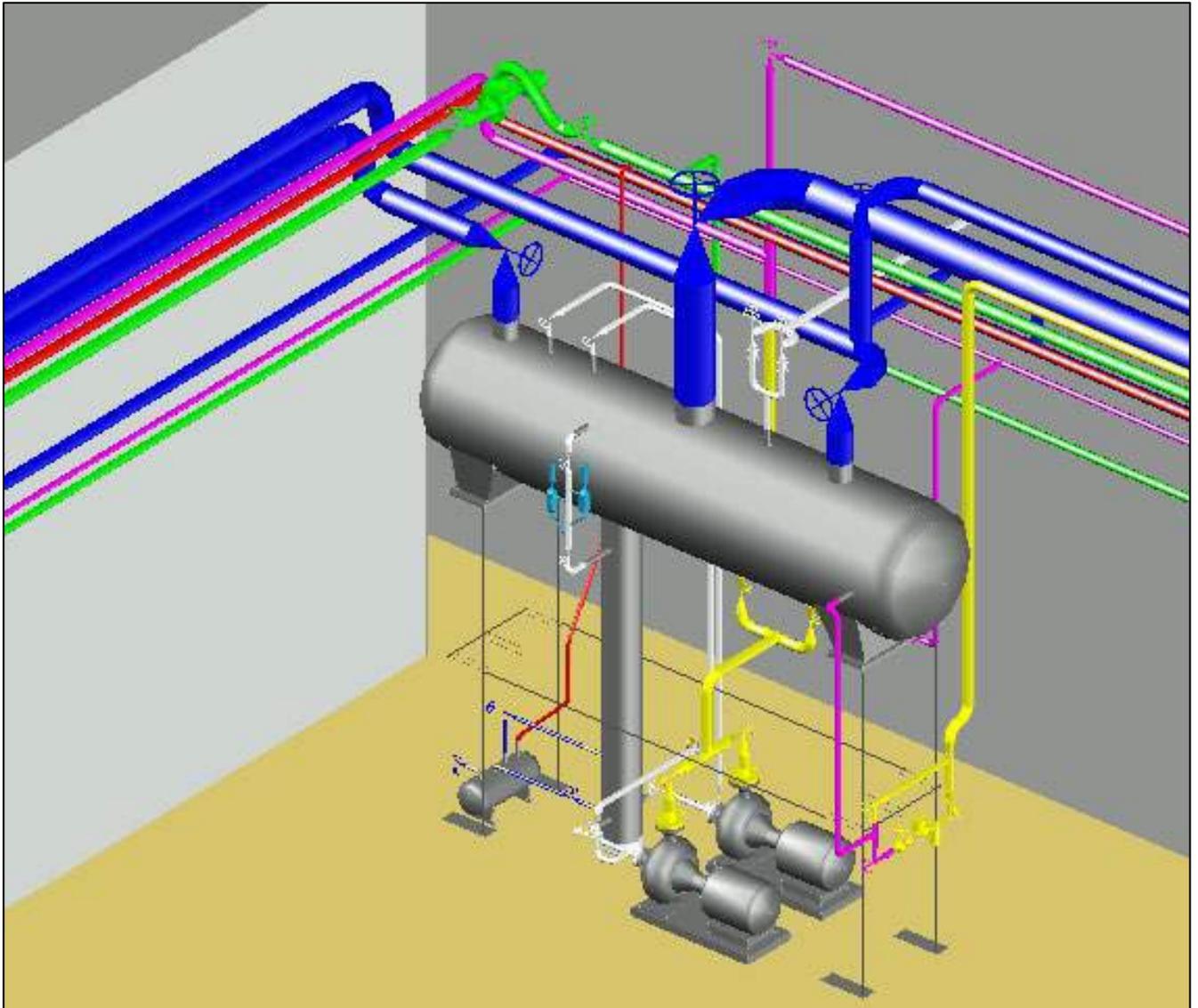


Figura 3-13 - Separador de recirculado, R-SR-02, y estación de bombeo de amoníaco

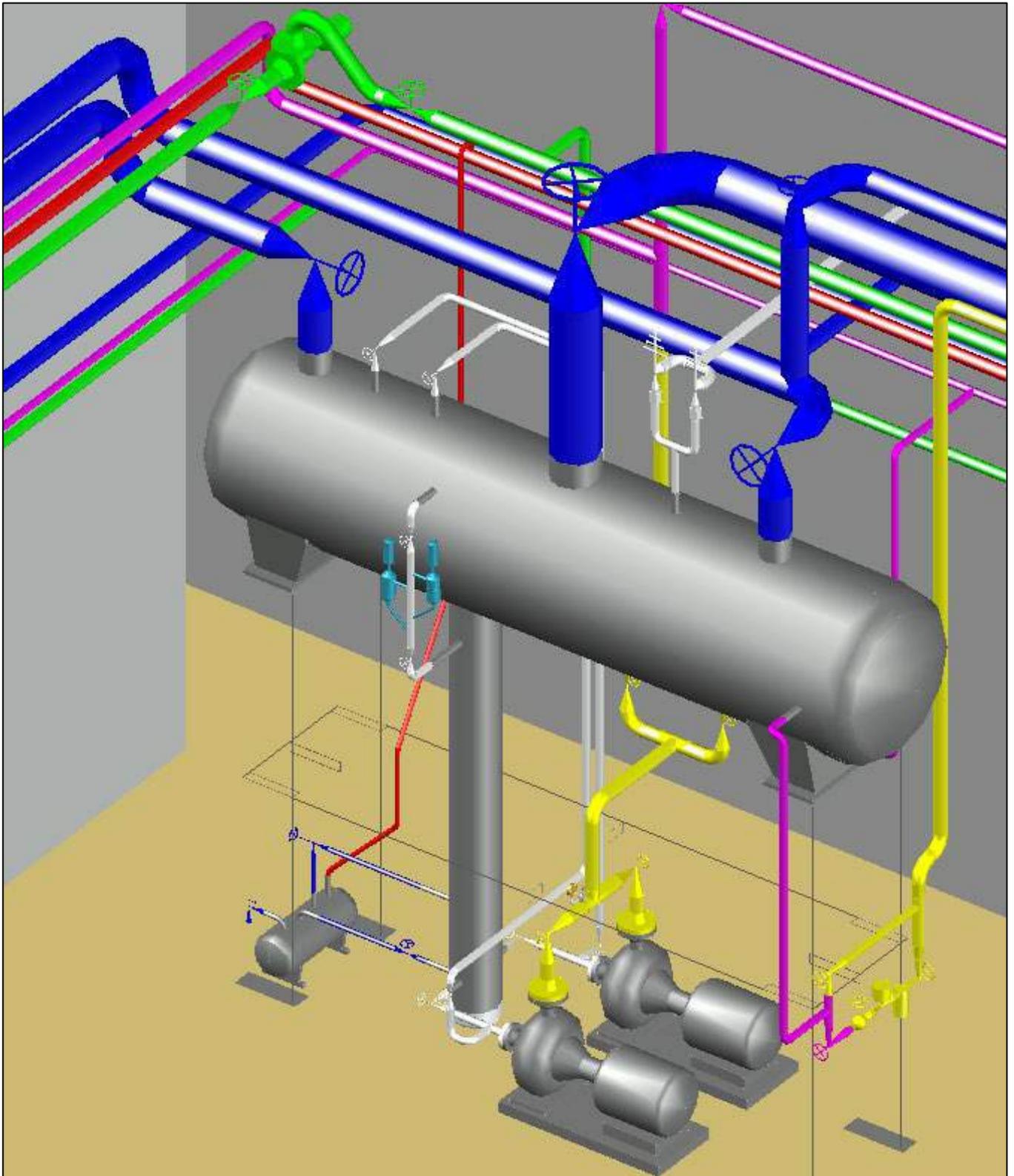


Figura 3-14 - Ampliación del separador de recirculado R-SR-02 y su sistema de bombeo

A-3.4 TERRAZA

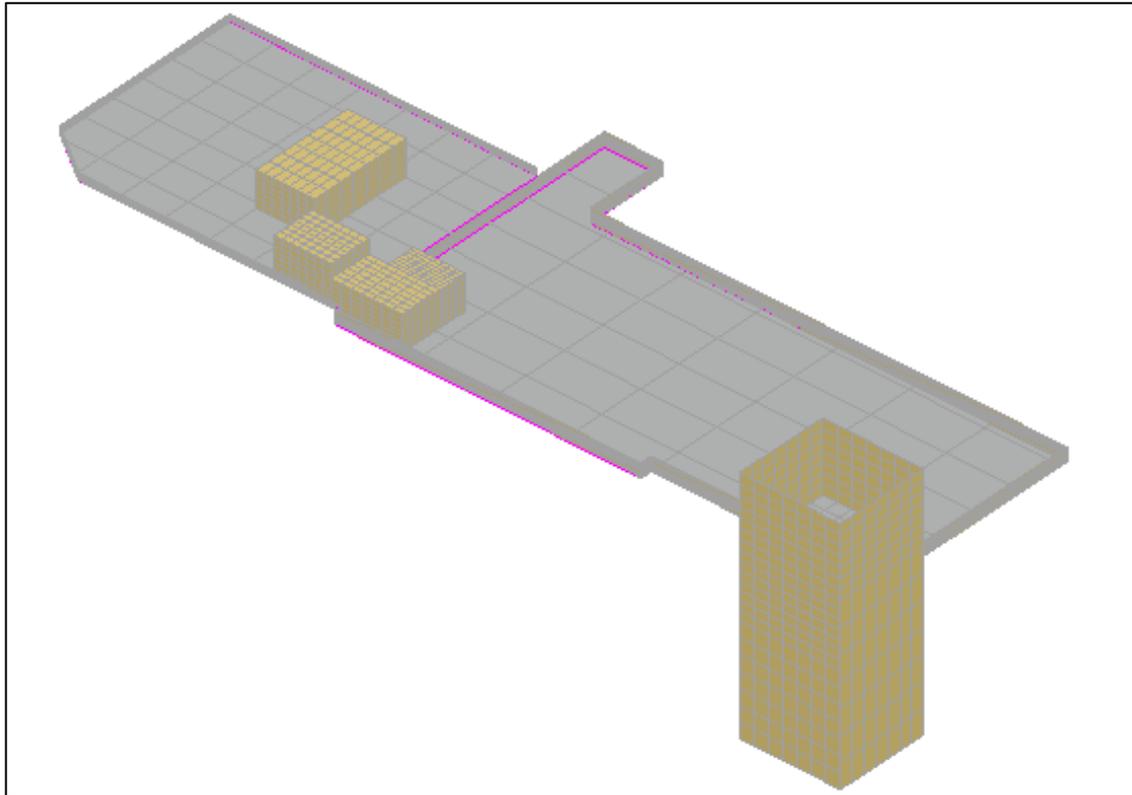


Figura 4-1 - Diagrama edificio general de la terraza

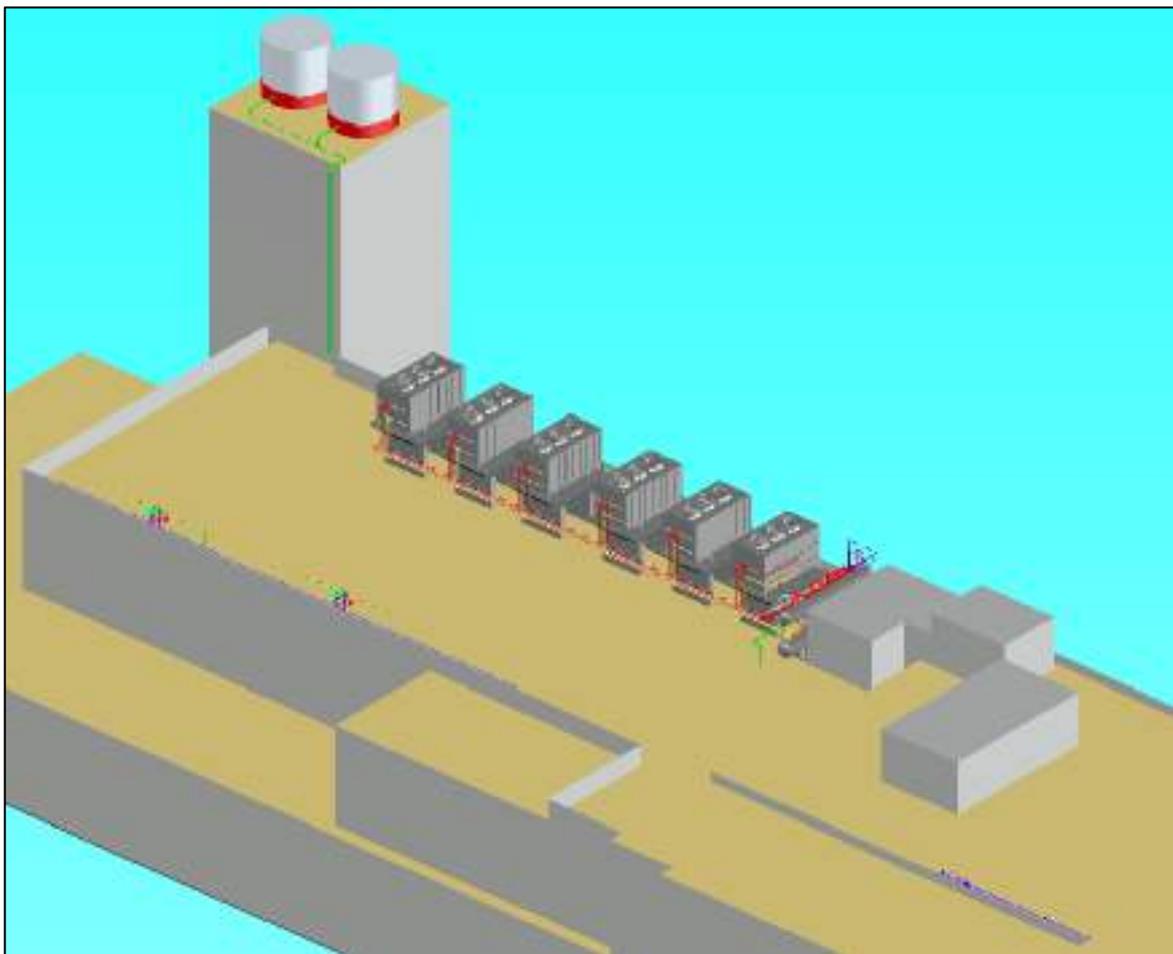


Figura 4-2 - Vista general de los equipos instalados en la terraza

A-3.4.1 CONDENSADORES

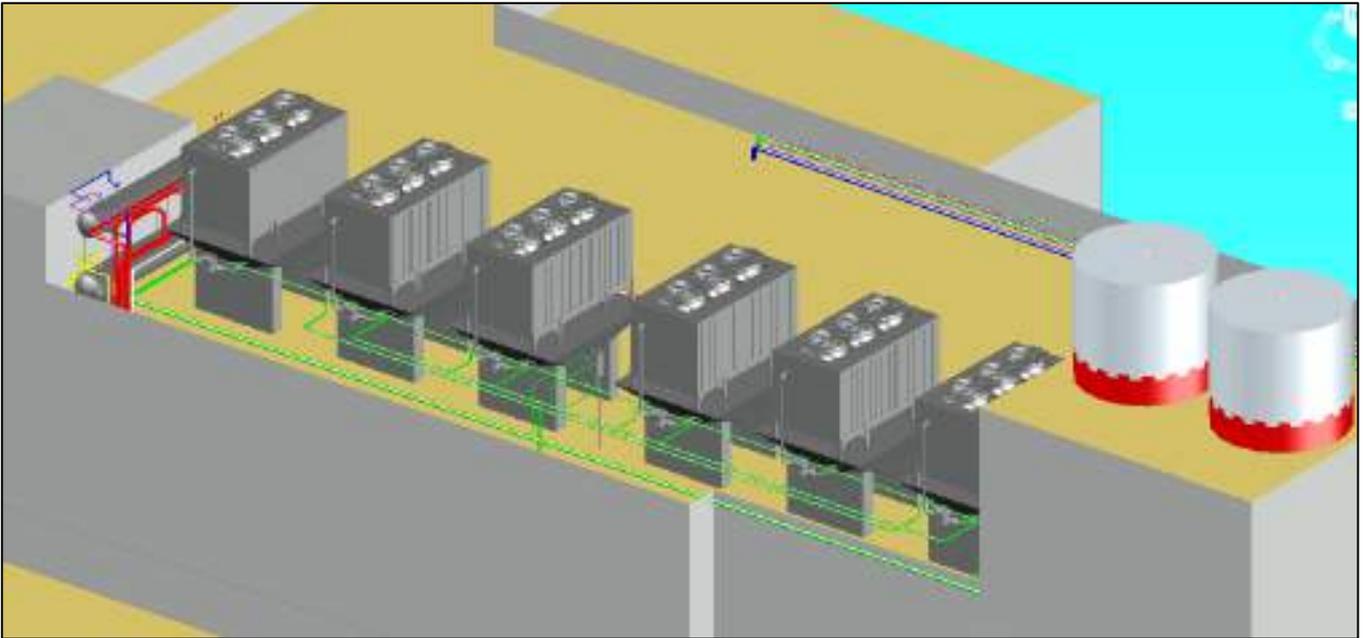


Figura 4-3 - Vista general de condensadores, desde atrás.



Figura 4-4 - Vista general de condensadores, desde el frente

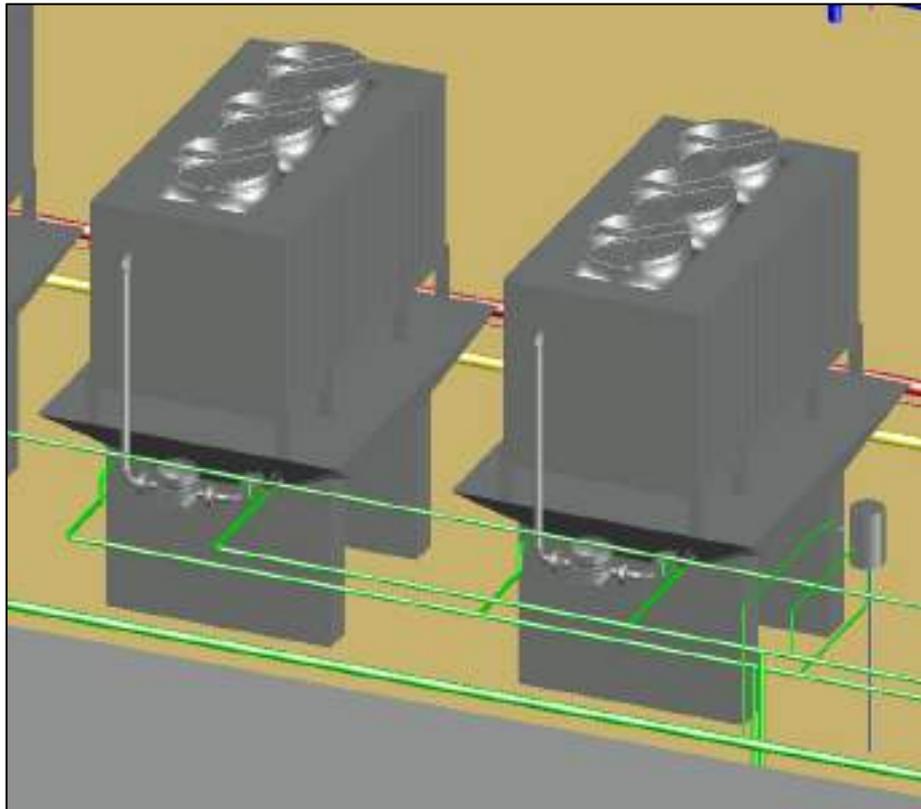


Figura 4-5 - Ampliación desde atrás de los condensadores

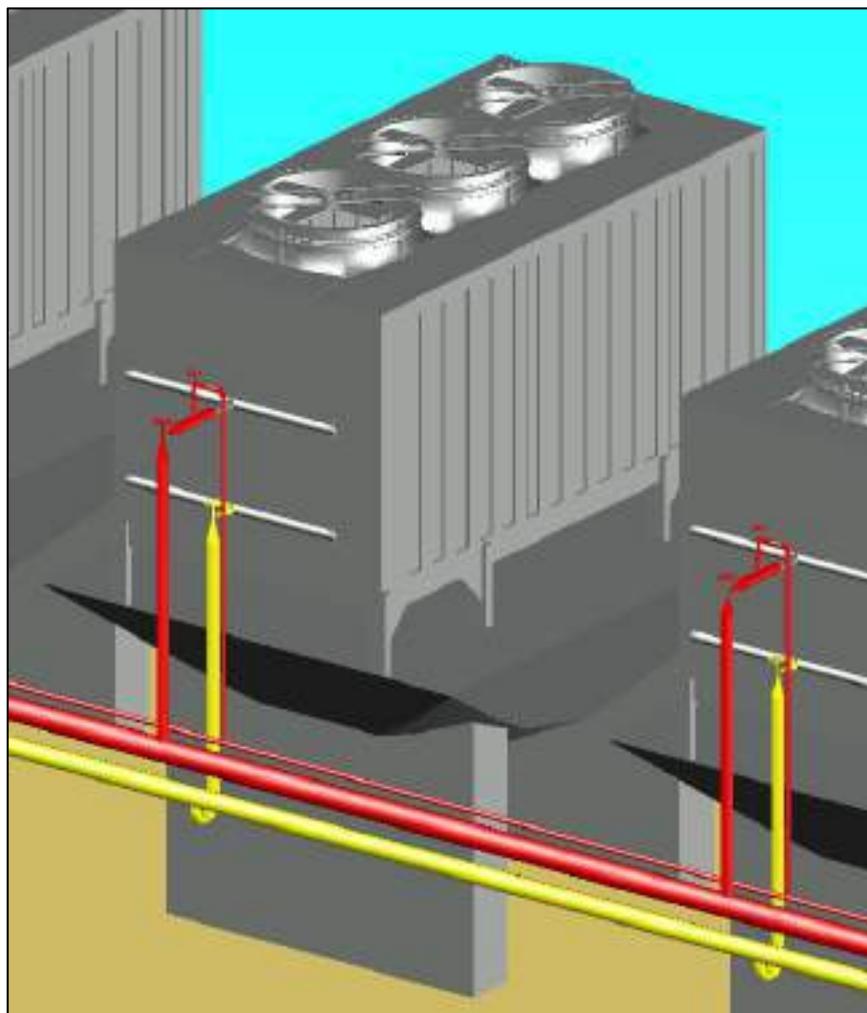


Figura 4-6 - Ampliación desde el frente de los condensadores

A-3.4.2 ABLANDADOR DE AGUA

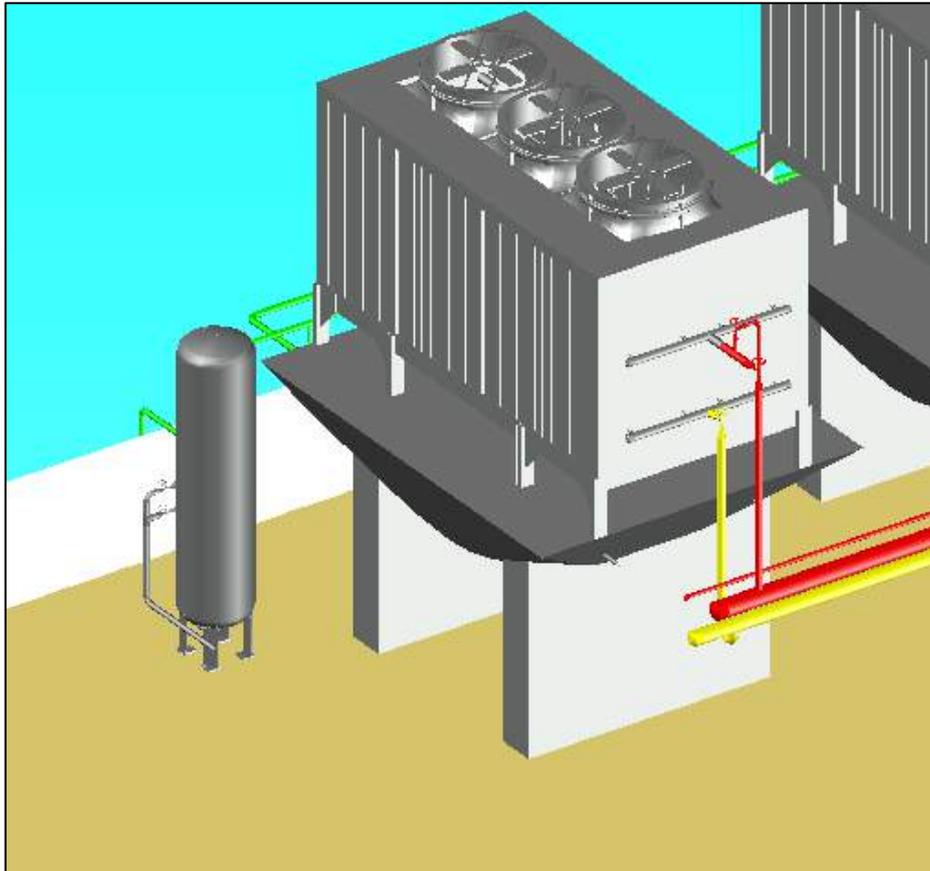


Figura 4-7 - Ablandador de agua

A-3.4.3 TANQUE DE COMPENSACIÓN

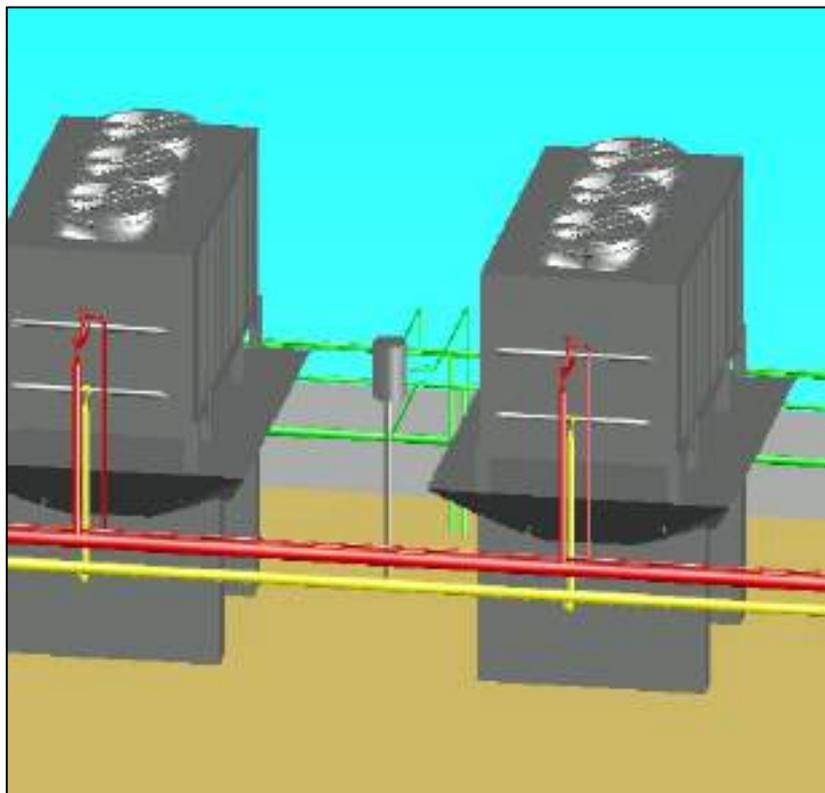


Figura 4-8 - Tanque de compensación de agua de refrigeración de compresores a pistón

A-3.4.4 TANQUES DE ABASTECIMIENTO DE AGUA

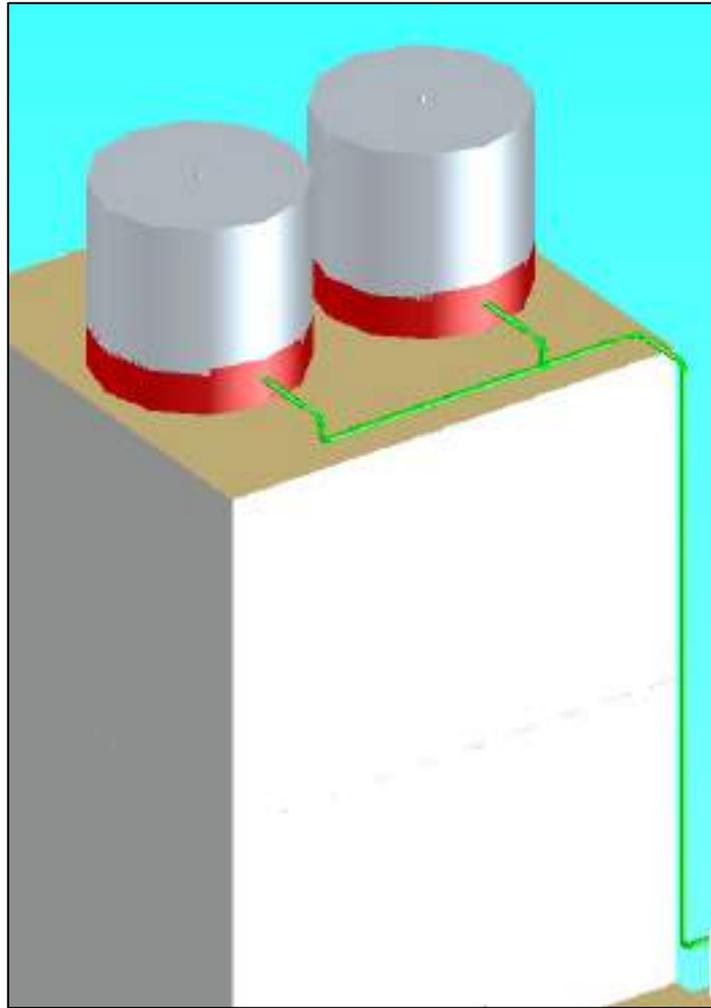


Figura 4-9 - Tanques de abastecimiento de agua

A-3.4.5 MAQUINAS DE HIELO (S-MH1 y S-MH2)

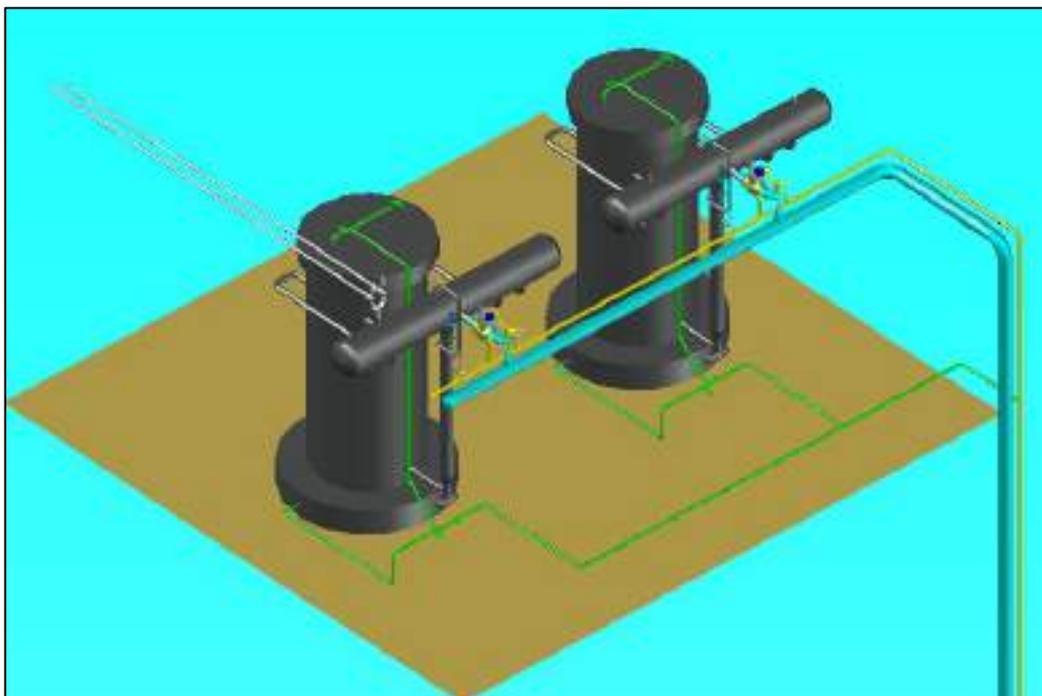


Figura 4-10 - Máquinas de hielo (S-MH1 y S-MH2)

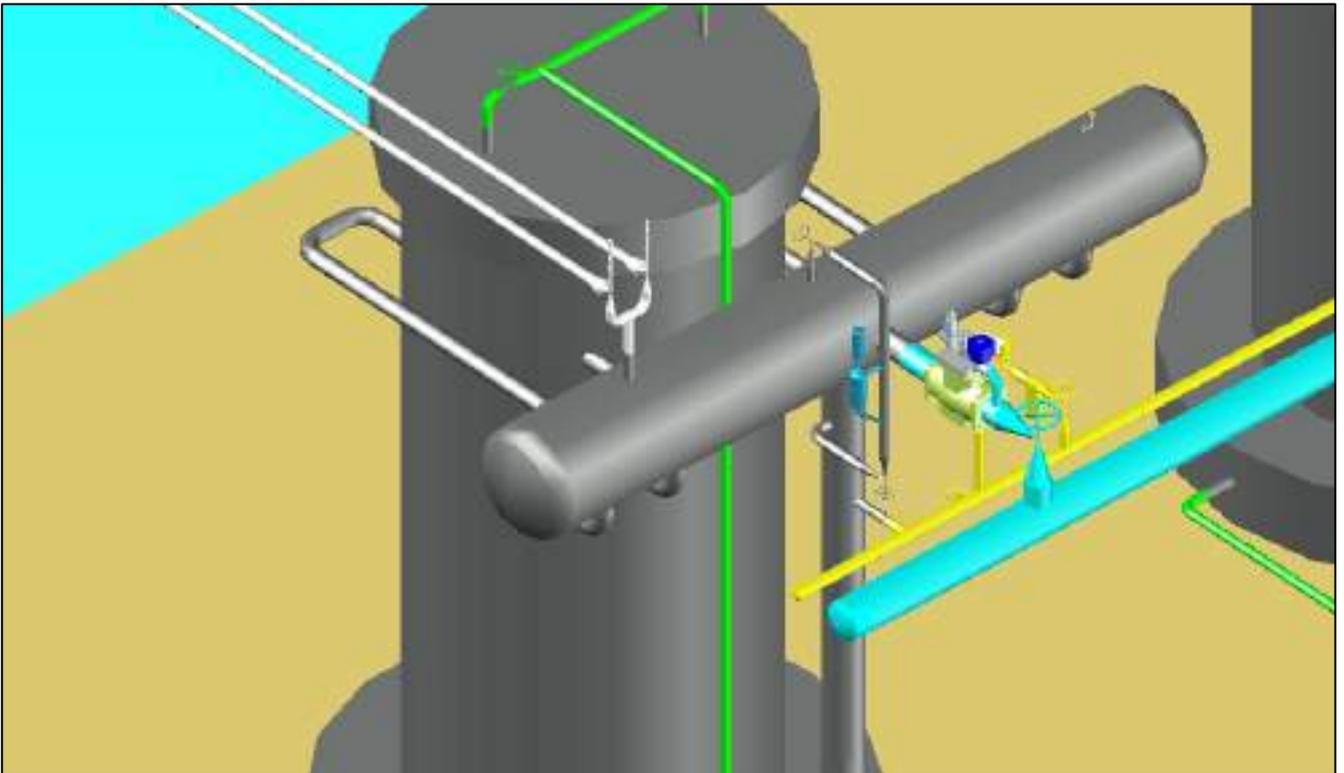


Figura 4-11 - Válvulas y cañerías de las máquinas de hielo

A-3.4.6 RECIBIDOR DE LÍQUIDO Y TANQUE DE MANIOBRAS (R-TR-G y R-DP-G)

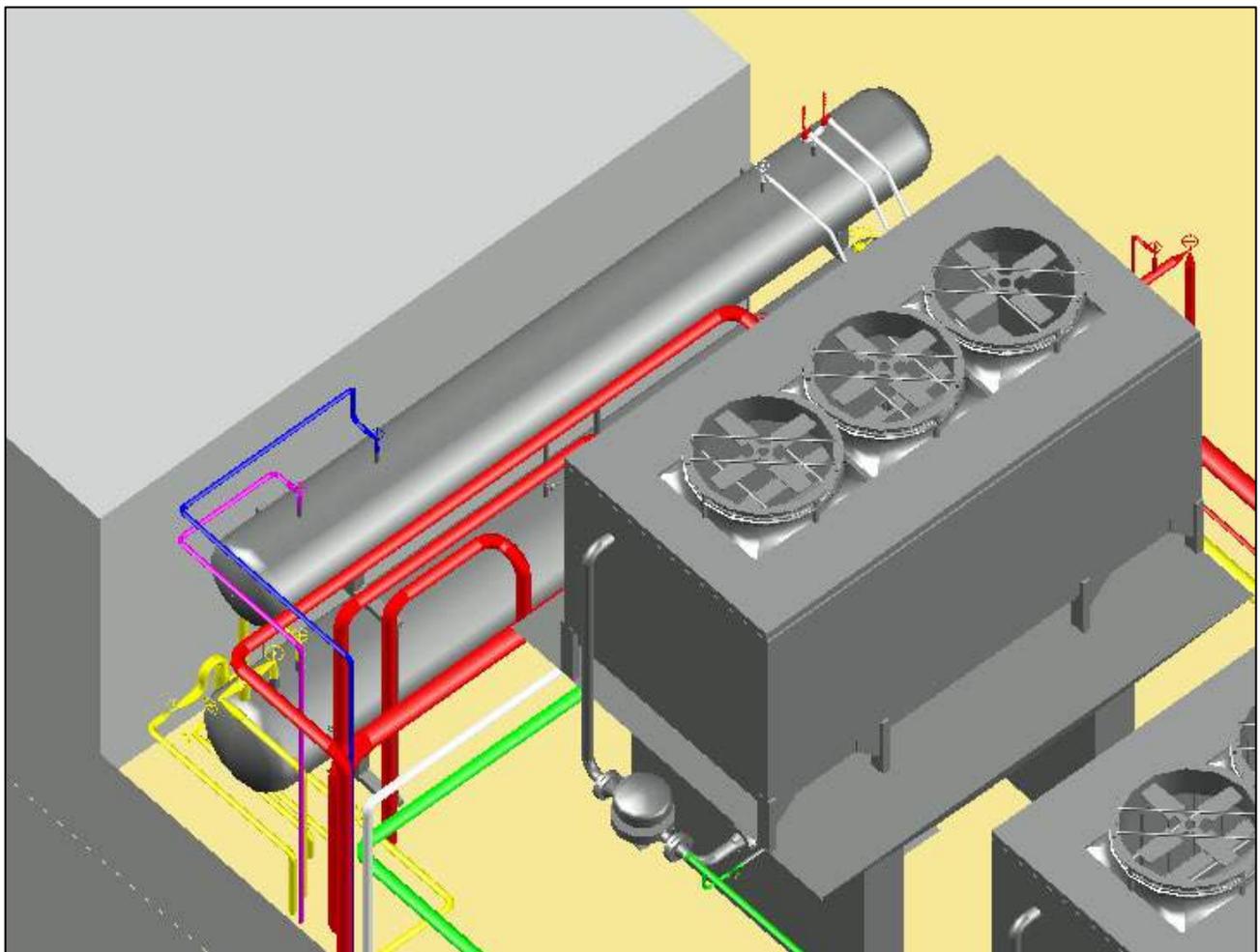


Figura 4-12 - Tanque recibidor de líquido (R-TR-G) y tanque de maniobras (R-DP-G) (vista 1)

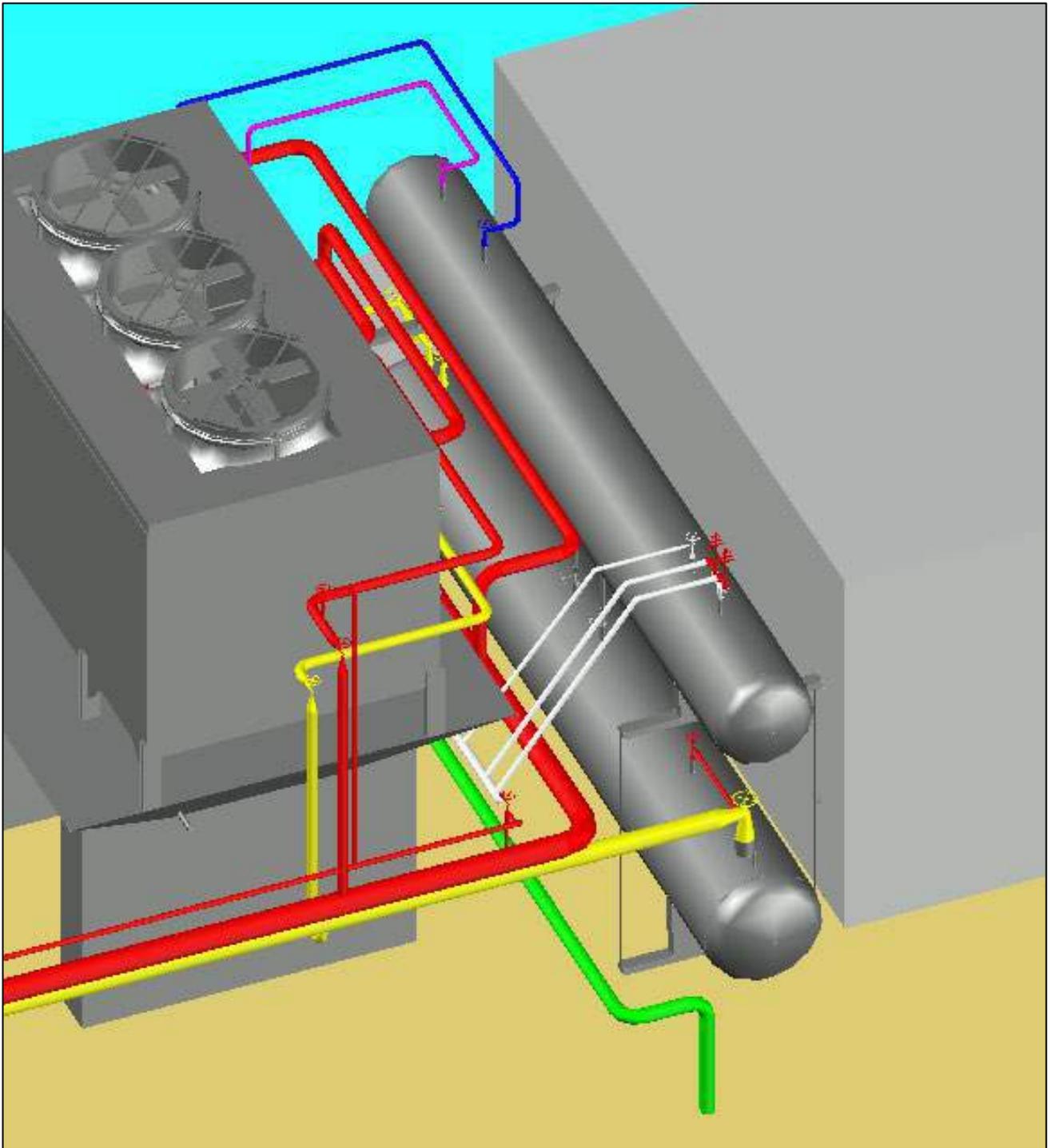


Figura 4-13 - Tanque receptor de líquido (R-TR-G) y tanque de maniobras (R-DP-G) (vista 2)

A-3.5 CAÑERÍAS DE INTERCONEXIÓN PRINCIPALES

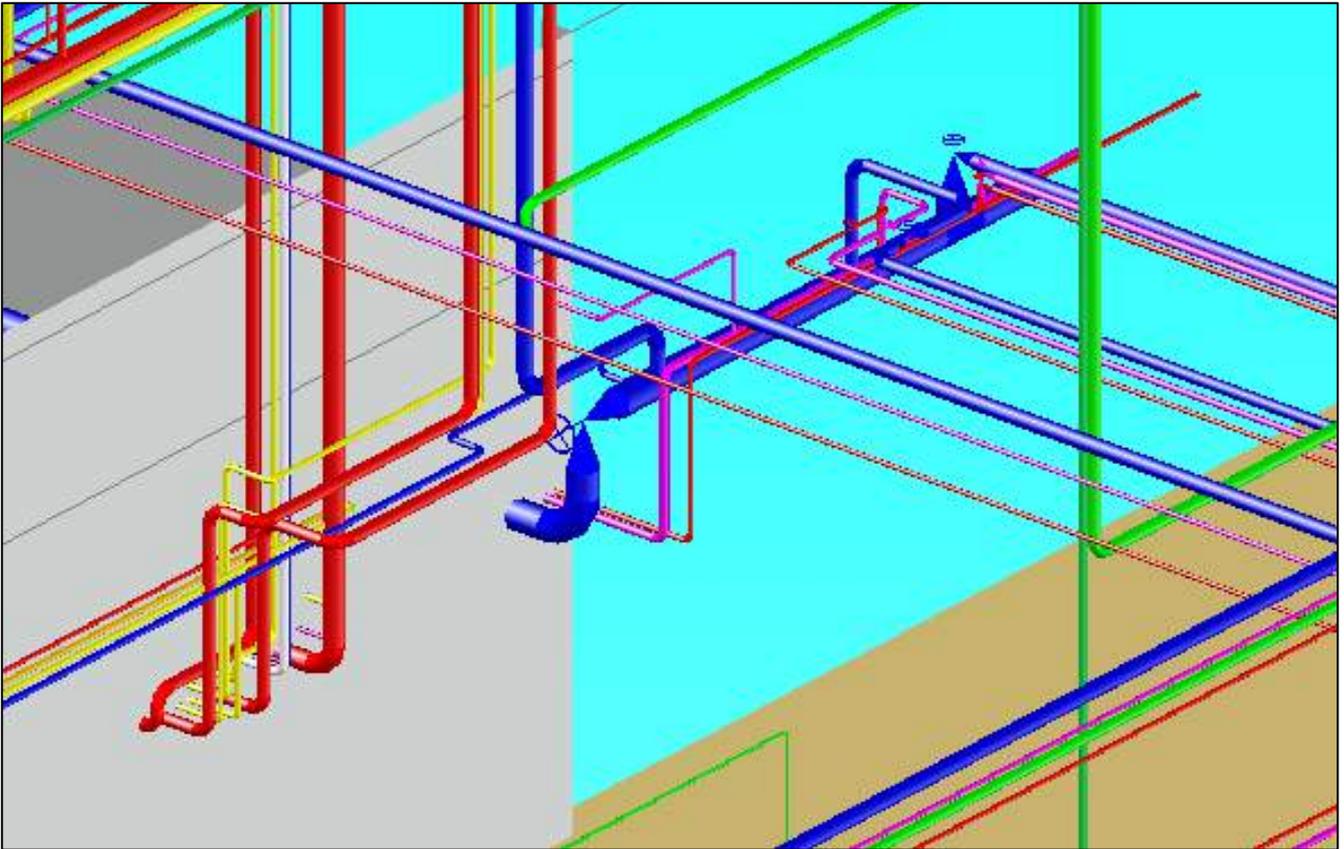


Figura 5-1 - Cañerías de salida de la sala de máquinas

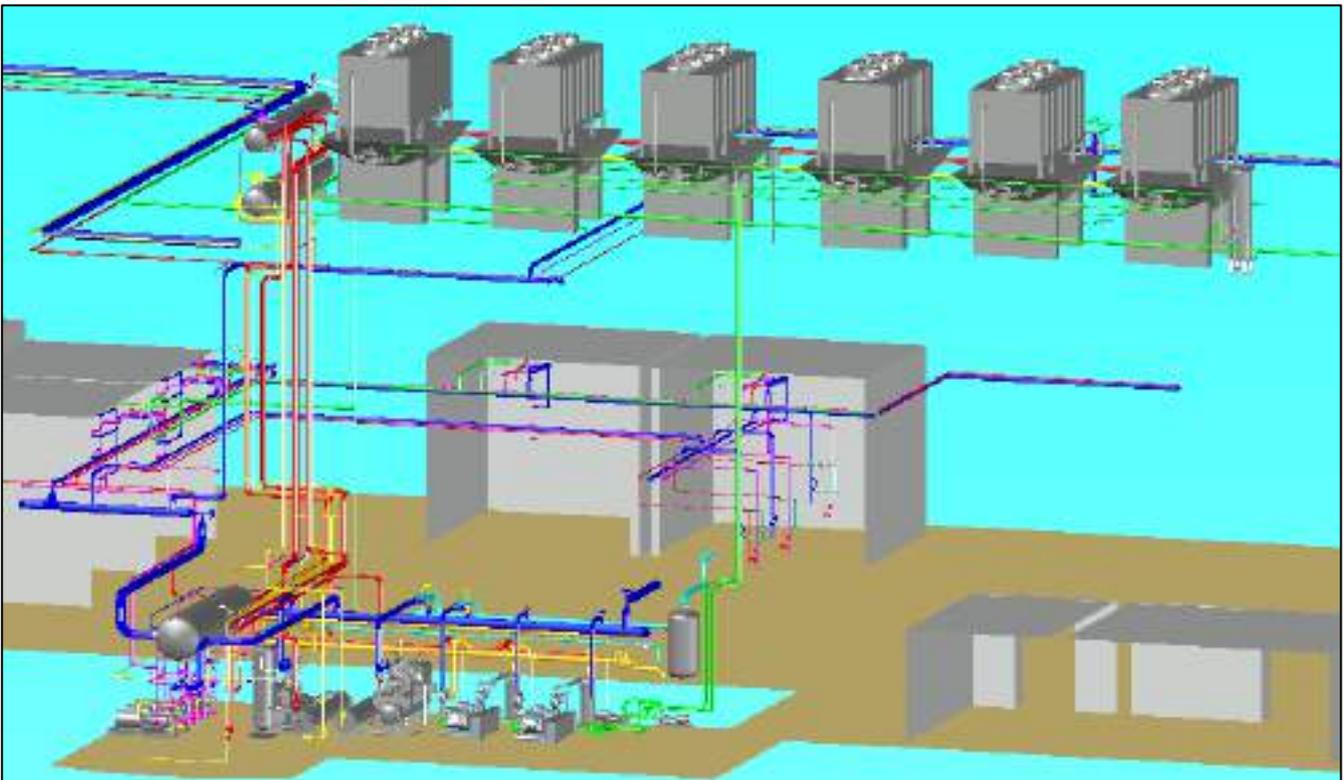


Figura 5-2 - Cañerías de conexión entre sala de máquinas y equipos ubicados en la terraza

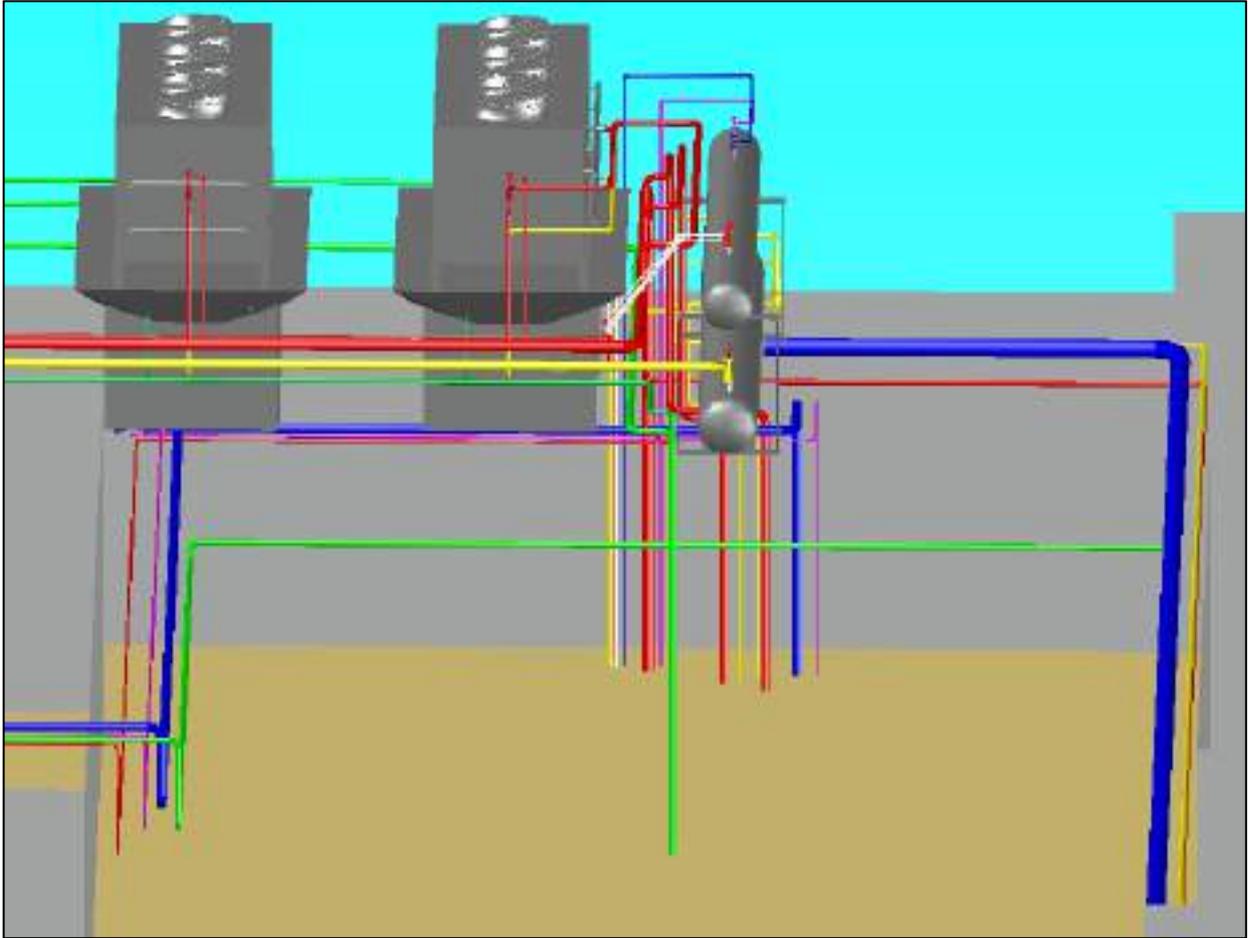


Figura 5-3 - Cañerías de conexión a equipos ubicados en planta alta, parte 1

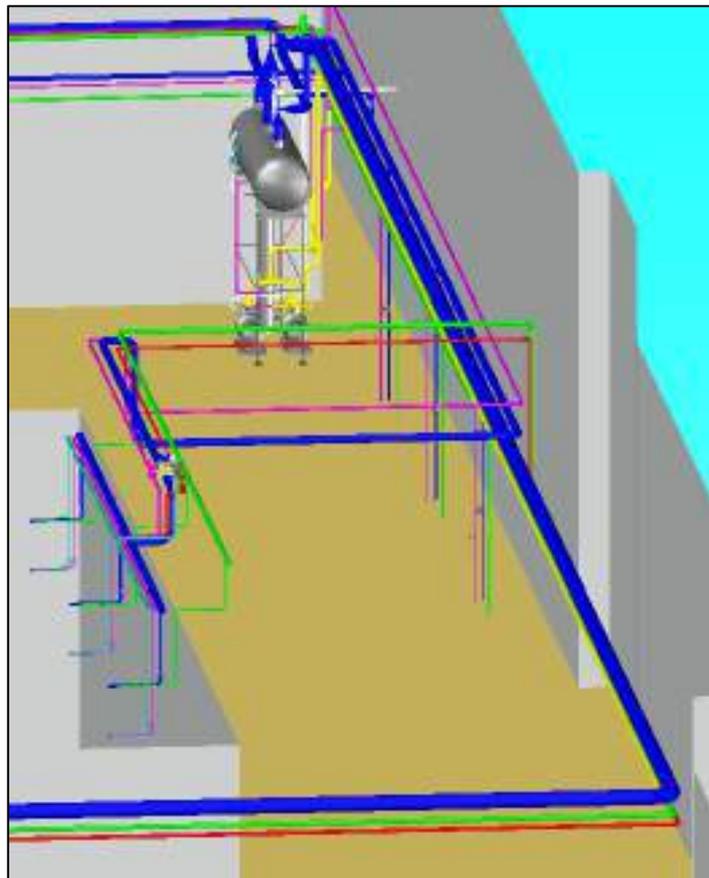


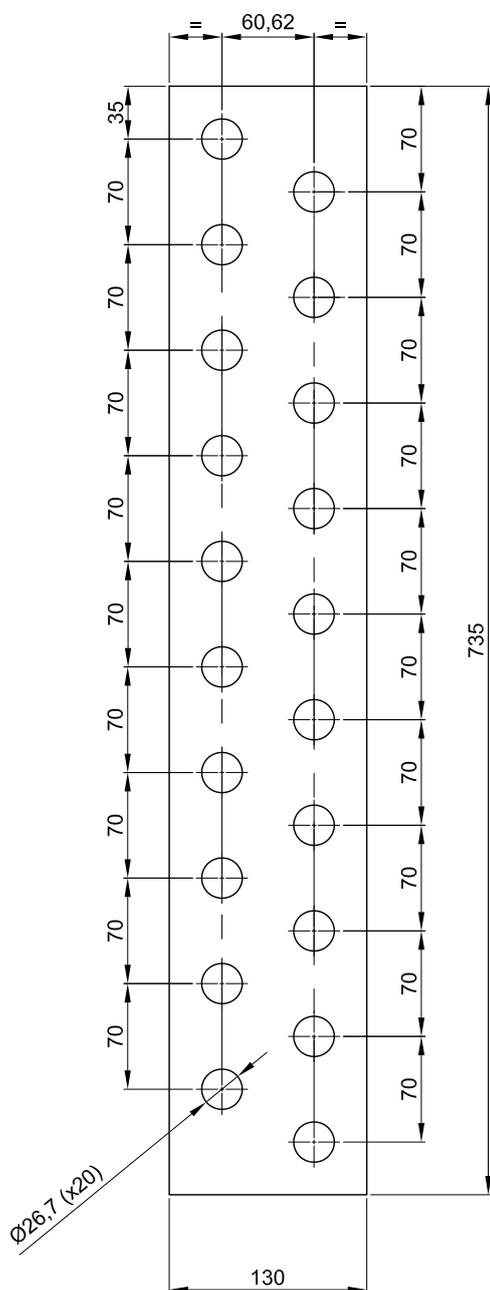
Figura 5-4 - Cañerías de conexión a equipos ubicados en planta alta, parte 2



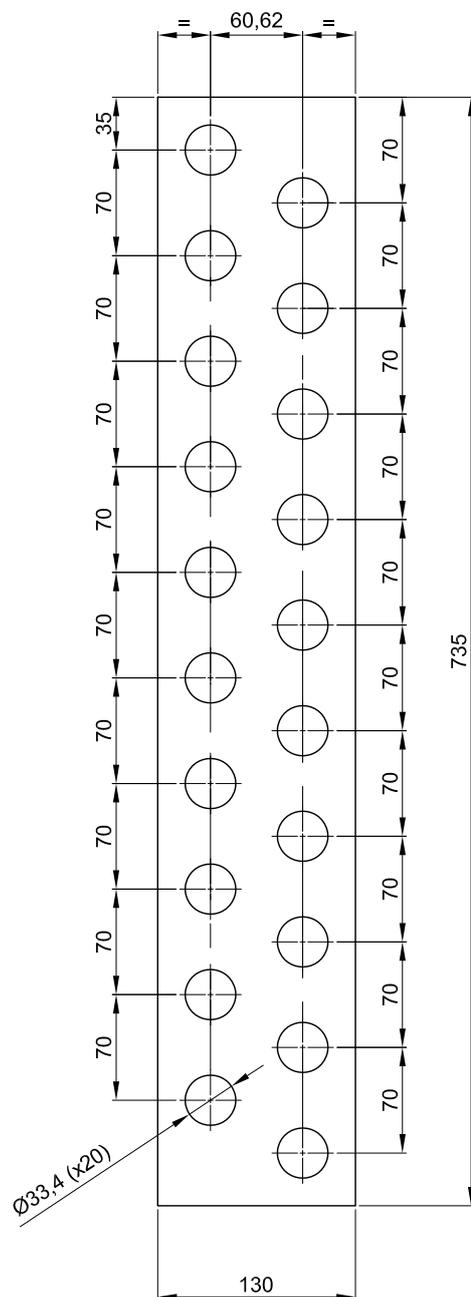
ANEXO A-4

“Planos de Aletados”

E-01 / E-03 - Esp.: 0,8mm



E-02 - Esp.: 0,6mm



E-01
E-02
E-03

Escala 1:5



Planos aletados de
evaporadores

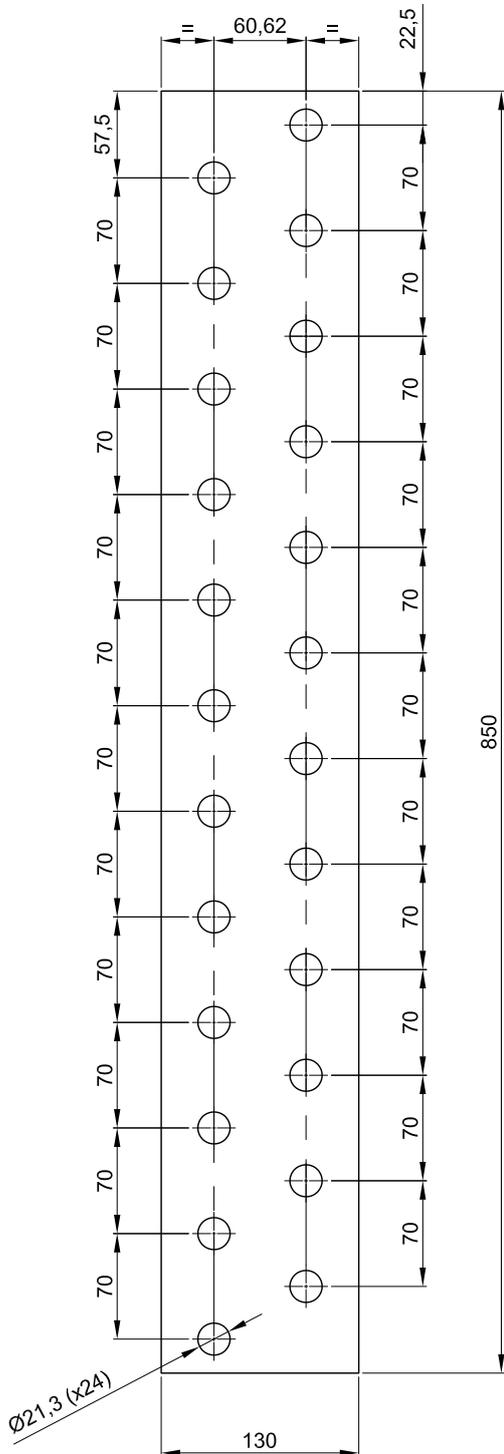
Relevamiento de
instalación frigorífica
industrial

Pérez Alarcón - Segovia

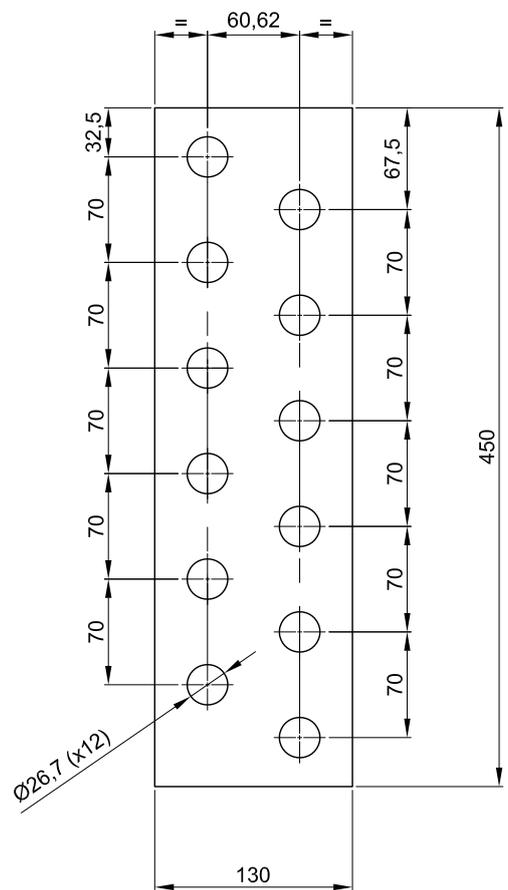
Plano N°: 1

E-04 / E-05 / E-08

Esp.: 0,3mm



E-06 - Esp.: 0,6mm



E-04
E-05
E-06
E-08

Escala 1:5



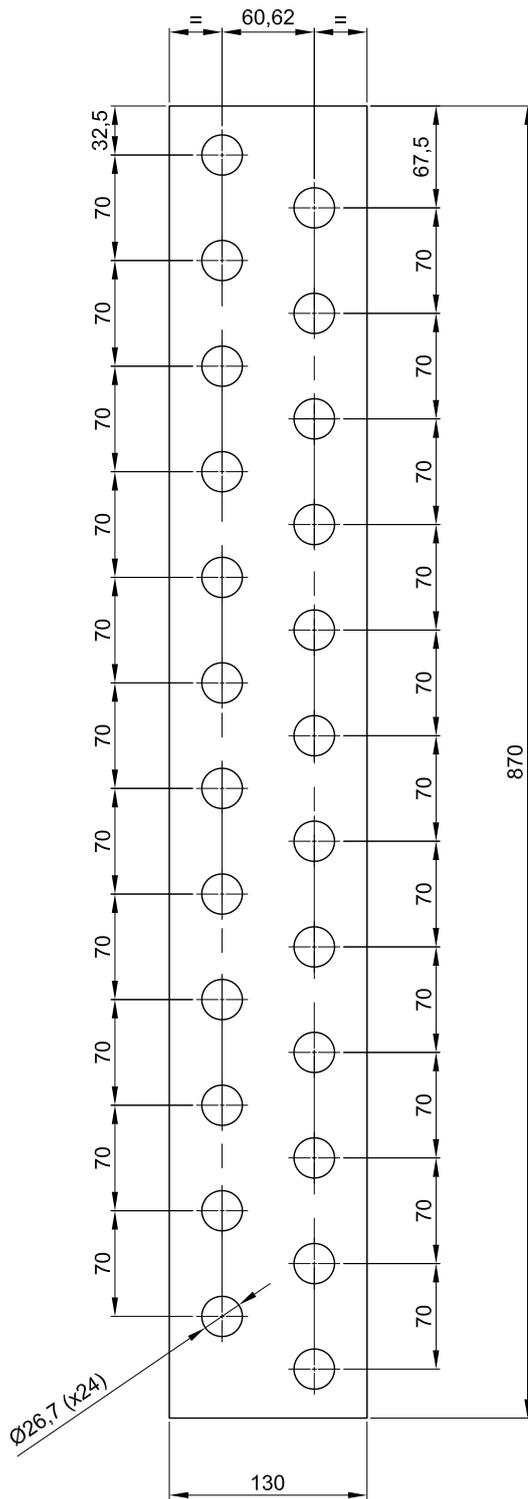
Planos aletados de
evaporadores

Relevamiento de
instalación frigorífica
industrial

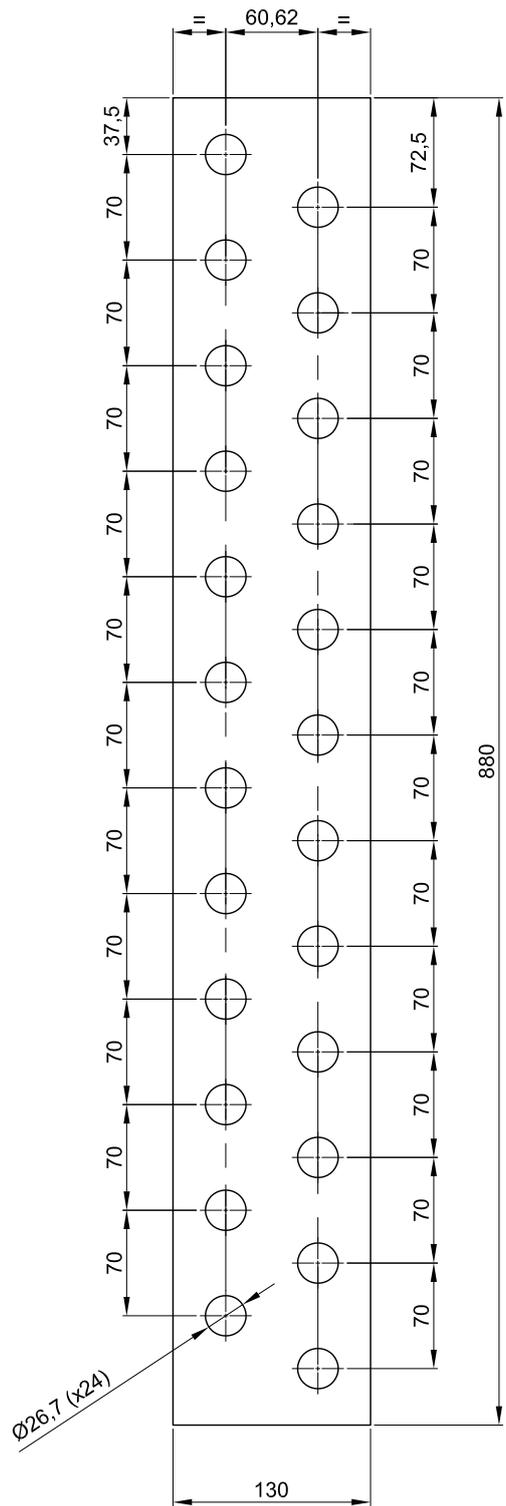
Pérez Alarcón - Segovia

Plano N°: 2

E-07 - Esp.: 0,6mm



E-09 - Esp.: 0,8mm



E-07
E-09

Escala 1:5



Planos aletados de
evaporadores

Relevamiento de
instalación frigorífica
industrial

Pérez Alarcón - Segovia

Plano N° 3:



ANEXO A-5

“Hojas de Datos Técnicos”

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Evaporador	
Lugar de ubicación:	Camara de fresco 1	
Número interno	S-CF1	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Longitud de tubos	1950	mm
Tubos por fila	10	u
Cantidad de filas	6	u
Aletas por metro	80	1/m
Dimensión de la aleta:	735x130	mm
Espesor de aleta:	0.8	mm
Orientación de la aleta	Horizontal	-
Tipo de arreglo de tubos	Tresbolillo	-
Distancia entre centros de tubos	70	mm
Material de Tubos/Aleta	Acero/Acero	-
Diámetro nominal (externo) de tubos	3/4 (26,7)	in (mm)
Espesor de tubos	3.91	mm
Volumen interno de un tubo	0.55	L
Superficie de intercambio del equipo	92.26	m ²
Volumen interno del equipo	32.76	L
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Capacidad nominal (C)	2000	kCal/°C
Relación de calor sensible (SHR)	0.79	-
ΔT de funcionamiento	7	°C
Capacidad en operación (Q=C*ΔT*SHR)	11060	kCal
Temperatura de camara	-3	°C
Temperatura de evaporación	-10	°C
Δ entalpía desarrollada en operación	259.55	kCal/kg
Flujo de refrigerante en operación	42.61	kg/h
Forzadores de aire		
Cantidad forzadores	2	-
Modelo forzador	Ercolle Marelli VA57-56-A-E	-
Diámetro forzadores	550	mm
Potencia forzadores	1	CV
Velocidad forzadores	1415	rpm
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Evaporador	
Lugar de ubicación:	Camara de fresco 2	
Número interno	S-CF2	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Longitud de tubos	1100	mm
Tubos por fila	10	u
Cantidad de filas	4	u
Aletas por metro	90	1/m
Dimensión de la aleta:	735x130	mm
Espesor de aleta:	0.6	mm
Orientación de la aleta	Horizontal	-
Tipo de arreglo de tubos	Tresbolillo	-
Distancia entre centros de tubos	70	mm
Material de Tubos/Aleta	Acero/Acero	-
Diámetro nominal (externo) de tubos	1 (33,4)	in (mm)
Espesor de tubos	4.55	mm
Volumen interno de un tubo	0.51	L
Superficie de intercambio del equipo	36.13	m ²
Volumen interno del equipo	20.41	L
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Capacidad nominal (C)	700	kCal/°C
Relación de calor sensible (SHR)	0.767	-
ΔT de funcionamiento	8.2	°C
Capacidad en operación (Q=C*ΔT*SHR)	4402.58	kCal
Temperatura de camara	-1.8	°C
Temperatura de evaporación	-10	°C
Δ entalpía desarrollada en operación	259.55	kCal/kg
Flujo de refrigerante en operación	16.96	kg/h
Forzadores de aire		
Cantidad forzadores	1	-
Modelo forzador	Ercolle Marelli VA57-56-A-E	-
Diámetro forzadores	550	mm
Potencia forzadores	1	CV
Velocidad forzadores	1415	rpm
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Evaporador	
Lugar de ubicación:	Tunel 1 / Tunel 2	
Número interno	S-T01/S-T02	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Longitud de tubos	3400	mm
Tubos por fila	24	u
Cantidad de filas	10	u
Aletas por metro	85	1/m
Dimensión de la aleta:	130x450	mm
Espesor de aleta:	0.6	mm
Orientación de la aleta	Vertical	-
Tipo de arreglo de tubos	Tresbolillo	-
Distancia entre centros de tubos	70	mm
Material de Tubos/Aleta	Acero/Acero	-
Diámetro nominal (externo) de tubos	3/4 (26,7)	in (mm)
Espesor de tubos	3.91	mm
Volumen interno de un tubo	0.95	L
Superficie de intercambio del equipo	667.04	m ²
Volumen interno del equipo	228.45	L
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Capacidad nominal (C)	11000	kCal/°C
Relación de calor sensible (SHR)	0.965	-
ΔT de funcionamiento	5	°C
Capacidad en operación (Q=C*ΔT*SHR)	53075	kCal
Temperatura de camara	-30	°C
Temperatura de evaporación	-35	°C
Δ entalpía desarrollada en operación	293.46	kCal/kg
Flujo de refrigerante en operación	180.86	kg/h
Forzadores de aire		
Cantidad forzadores	5	-
Modelo forzador	Ercolle Marelli VA57-56-A-E	-
Diámetro forzadores	550	mm
Potencia forzadores	1	CV
Velocidad forzadores	1415	rpm
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Evaporador	
Lugar de ubicación:	Túnel 3 / Túnel 4	
Número interno	S-T03/S-T04	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Longitud de tubos	3400	mm
Tubos por fila	24	u
Cantidad de filas	10	u
Aletas por metro	70	1/m
Dimensión de la aleta:	130x870	mm
Espesor de aleta:	0.6	mm
Orientación de la aleta	Vertical	-
Tipo de arreglo de tubos	Tresbolillo	-
Distancia entre centros de tubos	70	mm
Material de Tubos/Aleta	Acero/Acero	-
Diámetro nominal (externo) de tubos	3/4 (26,7)	in (mm)
Espesor de tubos	3.91	mm
Volumen interno de un tubo	0.95	L
Superficie de intercambio del equipo	542.84	m ²
Volumen interno del equipo	228.45	L
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Capacidad nominal (C)	10000	kCal/°C
Relación de calor sensible (SHR)	0.965	-
ΔT de funcionamiento	5	°C
Capacidad en operación (Q=C*ΔT*SHR)	48250	kCal
Temperatura de cámara	-30	°C
Temperatura de evaporación	-35	°C
Δ entalpía desarrollada en operación	293.46	kCal/kg
Flujo de refrigerante en operación	164.42	kg/h
Forzadores de aire		
Cantidad forzadores	5	-
Modelo forzador	Gatti K-750	-
Diámetro forzadores	750	mm
Potencia forzadores	3	CV
Velocidad forzadores	1435	rpm
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Evaporador	
Lugar de ubicación:	Camara 1	
Número interno	S-C1	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Longitud de tubos	1920	mm
Tubos por fila	10	u
Cantidad de filas	8	u
Aletas por metro	80	1/m
Dimensión de la aleta:	130x735	mm
Espesor de aleta:	0.3	mm
Orientación de la aleta	Vertical	-
Tipo de arreglo de tubos	Tresbolillo	-
Distancia entre centros de tubos	70	mm
Material de Tubos/Aleta	Aluminio/Aluminio	-
Diámetro nominal (externo) de tubos	3/4 (26,7)	in (mm)
Espesor de tubos	1.1	mm
Volumen interno de un tubo	0.91	L
Superficie de intercambio del equipo	117.48	m ²
Volumen interno del equipo	72.41	L
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Capacidad nominal (C)	2240	kCal/°C
Relación de calor sensible (SHR)	0.965	-
ΔT de funcionamiento	5	°C
Capacidad en operación (Q=C*ΔT*SHR)	10808	kCal
Temperatura de camara	-30	°C
Temperatura de evaporación	-35	°C
Δ entalpía desarrollada en operación	293.46	kCal/kg
Flujo de refrigerante en operación	36.83	kg/h
Forzadores de aire		
Cantidad forzadores	2	-
Modelo forzador	Ercolle Marelli VA57-56-A-E	-
Diámetro forzadores	550	mm
Potencia forzadores	1	CV
Velocidad forzadores	1415	rpm
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Evaporador	
Lugar de ubicación:	Camara 2	
Número interno	S-C2	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Longitud de tubos	1920	mm
Tubos por fila	10	u
Cantidad de filas	8	u
Aletas por metro	80	1/m
Dimensión de la aleta:	130x735	mm
Espesor de aleta:	0.3	mm
Orientación de la aleta	Vertical	-
Tipo de arreglo de tubos	Tresbolillo	-
Distancia entre centros de tubos	70	mm
Material de Tubos/Aleta	Aluminio/Aluminio	-
Diámetro nominal (externo) de tubos	3/4 (26,7)	in (mm)
Espesor de tubos	1.1	mm
Volumen interno de un tubo	0.91	L
Superficie de intercambio del equipo	117.48	m ²
Volumen interno del equipo	72.41	L
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Capacidad nominal (C)	2240	kCal/°C
Relación de calor sensible (SHR)	0.965	-
ΔT de funcionamiento	5	°C
Capacidad en operación (Q=C*ΔT*SHR)	10808	kCal
Temperatura de camara	-30	°C
Temperatura de evaporación	-35	°C
Δ entalpía desarrollada en operación	293.46	kCal/kg
Flujo de refrigerante en operación	36.83	kg/h
Forzadores de aire		
Cantidad forzadores	2	-
Modelo forzador	Ercolle Marelli VA57-56-A-E	-
Diámetro forzadores	550	mm
Potencia forzadores	1	CV
Velocidad forzadores	1415	rpm
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Evaporador	
Lugar de ubicación:	Camara 3	
Número interno	S-C3	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Longitud de tubos	1400	mm
Tubos por fila	12	u
Cantidad de filas	6	u
Aletas por metro	90	1/m
Dimensión de la aleta:	130x850	mm
Espesor de aleta:	0.3	mm
Orientación de la aleta	Vertical	-
Tipo de arreglo de tubos	Tresbolillo	-
Distancia entre centros de tubos	70	mm
Material de Tubos/Aleta	Aluminio/Aluminio	-
Diámetro nominal (externo) de tubos	1/2 (21,3)	in (mm)
Espesor de tubos	1.1	mm
Volumen interno de un tubo	0.40	L
Superficie de intercambio del equipo	83.21	m ²
Volumen interno del equipo	28.88	L
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Capacidad nominal (C)	1600	kCal/°C
Relación de calor sensible (SHR)	0.965	-
ΔT de funcionamiento	5	°C
Capacidad en operación (Q=C*ΔT*SHR)	7720	kCal
Temperatura de camara	-30	°C
Temperatura de evaporación	-35	°C
Δ entalpía desarrollada en operación	293.46	kCal/kg
Flujo de refrigerante en operación	26.31	kg/h
Forzadores de aire		
Cantidad forzadores	1	-
Modelo forzador	Gatti K-750	-
Diámetro forzadores	750	mm
Potencia forzadores	3.04	CV
Velocidad forzadores	1410	rpm
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Evaporador	
Lugar de ubicación:	Camara 4 / Camara 5	
Número interno	S-C4/S-C5	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Longitud de tubos	2400	mm
Tubos por fila	12	u
Cantidad de filas	8	u
Aletas por metro	80	1/m
Dimensión de la aleta:	130x850	mm
Espesor de aleta:	0.3	mm
Orientación de la aleta	Vertical	-
Tipo de arreglo de tubos	Tresbolillo	-
Distancia entre centros de tubos	70	mm
Material de Tubos/Aleta	Aluminio/Aluminio	-
Diámetro nominal (externo) de tubos	1/2 (21,3)	in (mm)
Espesor de tubos	1.1	mm
Volumen interno de un tubo	0.69	L
Superficie de intercambio del equipo	174.14	m ²
Volumen interno del equipo	66.01	L
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Capacidad nominal (C)	3000	kCal/°C
Relación de calor sensible (SHR)	0.965	-
ΔT de funcionamiento	5	°C
Capacidad en operación (Q=C*ΔT*SHR)	14475	kCal
Temperatura de camara	-30	°C
Temperatura de evaporación	-35	°C
Δ entalpía desarrollada en operación	293.46	kCal/kg
Flujo de refrigerante en operación	49.33	kg/h
Forzadores de aire		
Cantidad forzadores	2	-
Modelo forzador	Gatti K-650	-
Diámetro forzadores	650	mm
Potencia forzadores	1.5	CV
Velocidad forzadores	1450	rpm
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Evaporador	
Lugar de ubicación:	Antecamara	
Número interno	S-AC	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Longitud de tubos	1350	mm
Tubos por fila	12	u
Cantidad de filas	4	u
Aletas por metro	100	1/m
Dimensión de la aleta:	130x850	mm
Espesor de aleta:	0.3	mm
Orientación de la aleta	Vertical	-
Tipo de arreglo de tubos	Tresbolillo	-
Distancia entre centros de tubos	70	mm
Material de Tubos/Aleta	Aluminio/Aluminio	-
Diámetro nominal (externo) de tubos	1/2 (21,3)	in (mm)
Espesor de tubos	1.1	mm
Volumen interno de un tubo	0.39	L
Superficie de intercambio del equipo	58.95	m ²
Volumen interno del equipo	18.57	L
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Capacidad nominal (C)	1140	kCal/°C
Relación de calor sensible (SHR)	0.788	-
ΔT de funcionamiento	5	°C
Capacidad en operación (Q=C*ΔT*SHR)	4491.6	kCal
Temperatura de camara	0	°C
Temperatura de evaporación	-5	°C
Δ entalpía desarrollada en operación	262.27	kCal/kg
Flujo de refrigerante en operación	17.13	kg/h
Forzadores de aire		
Cantidad forzadores	1	-
Modelo forzador	Gatti K-750	-
Diámetro forzadores	750	mm
Potencia forzadores	3.04	CV
Velocidad forzadores	1410	rpm
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Evaporador	
Lugar de ubicación:	Silo de hielo	
Número interno	S-SH	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Longitud de tubos	1950	mm
Tubos por fila	12	u
Cantidad de filas	4	u
Aletas por metro	65	1/m
Dimensión de la aleta:	880x130	mm
Espesor de aleta:	0.8	mm
Orientación de la aleta	Horizontal	-
Tipo de arreglo de tubos	Tresbolillo	-
Distancia entre centros de tubos	70	mm
Material de Tubos/Aleta	Acero/Acero	-
Diámetro nominal (externo) de tubos	3/4 (26,7)	in (mm)
Espesor de tubos	3.91	mm
Volumen interno de un tubo	0.545919331	L
Superficie de intercambio del equipo	85.07	m ²
Volumen interno del equipo	26.20412787	L
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Capacidad nominal (C)	1500	kCal/°C
Relación de calor sensible (SHR)	0.929	-
ΔT de funcionamiento	5	°C
Capacidad en operación (Q=C*ΔT*SHR)	6967.5	kCal
Temperatura de cámara	-5	°C
Temperatura de evaporación	-10	°C
Δ entalpía desarrollada en operación	259.55	kCal/kg
Flujo de refrigerante en operación	26.84453862	kg/h
Forzadores de aire		
Cantidad forzadores	2	-
Modelo forzador	Ercolle Marelli VA57-56-A-E	-
Diámetro forzadores	550	mm
Potencia forzadores	1	CV
Velocidad forzadores	1415	rpm
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Compresor 2	
Lugar de ubicación:	Sala de máquinas	
Número interno	002	
Tipo	Tornillo	
Modelo	N200VSD	
Refrigerante	Amoniaco	
Etapas de trabajo	Alta presión	
Detalles		
Potencia del motor	200	kW
Velocidad del motor	2980	RPM
Tipo de acoplamiento	Directo	-
Velocidad del compresor	2980	RPM
Capacidad	458400	kcal/h
Temperatura baja	-10	°C
Temperatura alta	35	°C
Presión succión	2.96	kg/cm2ABS
Presión descarga	13.8	kg/cm2ABS
Tipo de enfriamiento	Amoniaco termosifón	
Cilindros Trabajando	-	-
Potencia absorbida por el refrigerante	142.1	kW
Volumen desplazado	819	m3/h
Temperatura de descarga	71.3	°C
Flujo volumétrico succión	743	m3/h
Flujo volumétrico descarga	200	m3/h
Flujo másico	1770	kg/h
Oil Heat Rejection	72.4	kW
Jacket Heat Rejection	-	kW
COP	3.75	-
Inject. Oil Flow Rate	28.2	L/min
Lub. Oil Flow Rate	21.4	L/min
Total Oil Flow Rate	49.6	L/min
Observaciones		
Fotos del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Compresor 3	
Lugar de ubicación:	Sala de máquinas	
Número interno	003	
Tipo	Pistón	
Modelo	N8WB	
Refrigerante	Amoníaco	
Etapas de trabajo	Alta presión	
Detalles		
Potencia del motor	110	kW
Velocidad del motor	1470	RPM
Tipo de acoplamiento	Correa	-
Velocidad del compresor	1000	RPM
Capacidad	152100	kcal/h
Temperatura baja	-10	°C
Temperatura alta	-35	°C
Presión succión	2.96	kg/cm2ABS
Presión descarga	13.8	kg/cm2ABS
Tipo de enfriamiento	Agua	-
Cilindros Trabajando	4	-
Potencia absorbida por el refrigerante	48.6	kW
Volumen desplazado	319	m3/h
Temperatura de descarga	109	°C
Flujo volumétrico succión	246	m3/h
Flujo volumétrico descarga	76.1	m3/h
Flujo másico	587.2	kg/h
Oil Heat Rejection	1.77	kW
Jacket Heat Rejection	7.4	kW
COP	3.64	-
Inject. Oil Flow Rate	-	L/min
Lub. Oil Flow Rate	-	L/min
Total Oil Flow Rate	-	L/min
Observaciones		
Fotos del equipo		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Compresor 3 (Hielo)	
Lugar de ubicación:	Sala de máquinas	
Número interno	003-H	
Tipo	Pistón	
Modelo	N8WB	
Refrigerante	Amoniaco	
Etapas de trabajo	Alta presión	
Detalles		
Potencia del motor	110	kW
Velocidad del motor	1470	RPM
Tipo de acoplamiento	Correa	-
Velocidad del compresor	1000	RPM
Capacidad	117000	kcal/h
Temperatura baja	-22	°C
Temperatura alta	35	°C
Presión succión	1.77	kg/cm2ABS
Presión descarga	13.8	kg/cm2ABS
Tipo de enfriamiento	Agua	-
Cilindros Trabajando	6	-
Potencia absorbida por el refrigerante	56.6	kW
Volumen desplazado	478	m3/h
Temperatura de descarga	137	°C
Flujo volumétrico succión	311	m3/h
Flujo volumétrico descarga	64.5	m3/h
Flujo másico	458.2	kg/h
Oil Heat Rejection	2.07	kW
Jacket Heat Rejection	12.9	kW
COP	2.4	-
Inject. Oil Flow Rate	-	L/min
Lub. Oil Flow Rate	-	L/min
Total Oil Flow Rate	-	L/min
Observaciones		
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Compresor 4	
Lugar de ubicación:	Sala de máquinas	
Número interno	004	
Tipo	Pistón	
Modelo	N8BM	
Refrigerante	Amoniaco	
Etapas de trabajo	Baja presión	
Detalles		
Potencia del motor	45	kW
Velocidad del motor	1470	RPM
Tipo de acoplamiento	Correa	-
Velocidad del compresor	1000	RPM
Capacidad	120900	kcal/h
Temperatura baja	-35	°C
Temperatura alta	-10	°C
Presión succión	0.95	kg/cm2ABS
Presión descarga	2.96	kg/cm2ABS
Tipo de enfriamiento	Agua	-
Cilindros Trabajando	8	-
Potencia absorbida por el refrigerante	34.1	kW
Volumen desplazado	637	m3/h
Temperatura de descarga	51.2	°C
Flujo volumétrico succión	489	m3/h
Flujo volumétrico descarga	215	m3/h
Flujo másico	401.4	kg/h
Oil Heat Rejection	2.33	kW
Jacket Heat Rejection	10.7	kW
COP	44534	-
Inject. Oil Flow Rate	-	L/min
Lub. Oil Flow Rate	-	L/min
Total Oil Flow Rate	-	L/min
Observaciones		
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Compresor 5	
Lugar de ubicación:	Sala de máquinas	
Número interno	005	
Tipo	Pistón	
Modelo	N8BM	
Refrigerante	Amoniaco	
Etapas de trabajo	Baja presión	
Detalles		
Potencia del motor	45	kW
Velocidad del motor	1485	RPM
Tipo de acoplamiento	Correa	-
Velocidad del compresor	1000	RPM
Capacidad	120900	kcal/h
Temperatura baja	-35	°C
Temperatura alta	-10	°C
Presión succión	0.95	kg/cm2ABS
Presión descarga	2.96	kg/cm2ABS
Tipo de enfriamiento	Agua	-
Cilindros Trabajando	8	-
Potencia absorbida por el refrigerante	34.1	kW
Volumen desplazado	637	m3/h
Temperatura de descarga	51.2	°C
Flujo volumétrico succión	489	m3/h
Flujo volumétrico descarga	215	m3/h
Flujo másico	401.4	kg/h
Oil Heat Rejection	2.33	kW
Jacket Heat Rejection	10.7	kW
COP	44534	-
Inject. Oil Flow Rate	-	L/min
Lub. Oil Flow Rate	-	L/min
Total Oil Flow Rate	-	L/min
Observaciones		
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.		
	Pérez Alarcón – Segovia		
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO		
Datos generales			
Equipo	Compresor 6		
Lugar de ubicación:	Sala de máquinas		
Número interno	006		
Tipo	Tornillo		
Modelo	N2016MSC-51		
Refrigerante	Amoníaco		
Etapa de trabajo	Directa		
Detalles			
Etapa	Baja	Alta	-
Potencia del motor	200		kW
Velocidad del motor	2950		RPM
Tipo de acoplamiento	Directo		-
Velocidad del compresor	2950		RPM
Capacidad	220500		kcal/h
Temperatura baja	-35		°C
Temperatura alta	35		°C
Presión succión	0.95		kg/cm2ABS
Presión descarga	13.8		kg/cm2ABS
Tipo de enfriamiento	Termosifón		-
Cilindros Trabajando	-		-
Potencia absorbida por el refrigerante	58.4	76.2	kW
Volumen desplazado	1020	415	m3/h
Temperatura de descarga	55	72.7	°C
Flujo volumétrico succión	915	-	m3/h
Flujo volumétrico descarga	-	99.3	m3/h
Flujo másico	751.5	874.4	kg/h
Oil Heat Rejection	92.5		kW
Jacket Heat Rejection	-		kW
COP	1.9		-
Inject. Oil Flow Rate	56.1	-	L/min
Lub. Oil Flow Rate	56.1	32.3	L/min
Total Oil Flow Rate	112	32.3	L/min
Observaciones			
Foto del equipo			
			

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Condensador	
Lugar de ubicación:	Terraza	
Número interno	CE-01/CE-02/CE-03/CE-04/CE-05	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Dimensiones	3270x1800x1700	mm
Longitud de tubos	3200	mm
Diámetro externo tubos	3/4 (26,7)	in (mm)
Material de tubos	Acero	-
Cantidad de tubos	480 (20x24)	u
Superficie de intercambio del equipo	128.84	m ²
Volumen interno del equipo	0.43	m ³
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Capacidad	250000	kCal
Temperatura de condensación	35	°C
Flujo de refrigerante en operación	800	kg/h
Caudal de reposición de agua	421	L/h
Δh - entalpía desarrollada en operación	312.63	kCal/kg
Forzadores de aire		
Cantidad de forzadores:	3	u
Marca de forzador:	-	-
Diámetro del forzador:	650	mm
Potencia del forzador:	-	-
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Condensador	
Lugar de ubicación:	Terraza	
Número interno	CE-06	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Dimensiones	3250x1800x1600	mm
Longitud de tubos	1600	mm
Diámetro externo tubos	3/4 (26,7)	in (mm)
Material de tubos	Acero	-
Cantidad de tubos	500 (10*50)	u
Superficie de intercambio del equipo	67.1	m ²
Volumen interno del equipo	0.22	m ³
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Capacidad	150000	kCal
Temperatura de condensación	35	°C
Flujo de refrigerante en operación	480	kg/h
Caudal de reposición de agua	253	L/h
Δh - entalpía desarrollada en operación	312.63	kCal/kg
Forzadores de aire		
Cantidad de forzadores:	3	u
Marca de forzador:	0	-
Diámetro del forzador:	650	mm
Potencia del forzador:	-	-
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Recibidor	
Lugar de ubicación:	Terraza	
Número interno	R-TR-G	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Orientación	Horizontal	-
Longitud	4970	mm
Diámetro envuelta	711.2	mm
Material envuelta	SAE 1010	-
Tipo de cabezal	Semielíptico	-
Diámetro casquete	711.2	mm
Altura casquete	222	mm
Material casquete	SAE 1010	-
Volumen interno	1.850351171	m ³
Área de pasaje del fluido	-	-
Aislación	NO	-
Espesor aislación	-	in
Válvula de seguridad	NO	-
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Presión de trabajo	12.5	barR
Caudal másico considerado	-	kg/h
Volumen específico del fluido en operación	1.7	L/kg
Caudal volumétrico considerado	-	m ³ /h
Velocidad de pasaje	-	m/s
Longitud de separación de pasaje	-	m
Tiempo de resiliencia	-	seg
Observaciones		
Fotos del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Doble propósito	
Lugar de ubicación:	Terraza	
Número interno	R-DP-G	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Orientación	Horizontal	-
Longitud	4970	mm
Diámetro envuelta	609.6	mm
Material envuelta	SAE 1010	-
Tipo de cabezal	Semielíptico	-
Diámetro casquete	609.6	mm
Altura casquete	195	mm
Material casquete	SAE 1010	-
Volumen interno	1.340421861	m ³
Área de pasaje del fluido	-	-
Aislación	NO	-
Espesor aislación	-	in
Válvula de seguridad	SI	-
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Presión de trabajo	12.5	barR
Caudal másico considerado	-	kg/h
Volumen específico del fluido en operación	1.7	L/kg
Caudal volumétrico considerado	-	m ³ /h
Velocidad de pasaje	-	m/s
Longitud de separación de pasaje	-	m
Tiempo de resiliencia	-	seg
Observaciones		
Fotos del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Separador de aceite (compresores a pistón)	
Lugar de ubicación:	Sala de máquinas	
Número interno	R-SA-C3/R-SA-C4/R-SA-C5	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Orientación	Vertical	-
Longitud	900	mm
Diámetro envuelta	355.6	mm
Material envuelta	SAE 1010	-
Tipo de cabezal	Semielíptico	-
Diámetro casquete	355.6	mm
Altura casquete	125	mm
Material casquete	SAE 1010	-
Volumen interno	0.083161178	m ³
Área de pasaje del fluido	-	-
Aislación	NO	-
Espesor aislación	-	in
Válvula de seguridad	NO	-
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Presión de trabajo	12.5	barR
Caudal másico considerado	-	kg/h
Volumen específico del fluido en operación	118	L/kg
Caudal volumétrico considerado	-	m ³ /h
Velocidad de pasaje	-	m/s
Longitud de separación de pasaje	-	m
Tiempo de resiliencia	-	seg
Observaciones		
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Separador de aceite (tornillo 001)	
Lugar de ubicación:	Sala de máquinas	
Número interno	R-SA-C1	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Orientación	Vertical	-
Longitud	1720	mm
Diámetro envuelta	508	mm
Material envuelta	SAE 1010	-
Tipo de cabezal	Semiéptico	-
Diámetro casquete	508	mm
Altura casquete	215	mm
Material casquete	SAE 1010	-
Volumen interno	0.33274143	m ³
Área de pasaje del fluido	-	-
Aislación	NO	-
Espesor aislación	-	in
Válvula de seguridad	SI	-
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Presión de trabajo	12.5	barR
Caudal másico considerado	-	kg/h
Volumen específico del fluido en operación	118	L/kg
Caudal volumétrico considerado	-	m ³ /h
Velocidad de pasaje	-	m/s
Longitud de separación de pasaje	-	m
Tiempo de resiliencia	-	seg
Observaciones		
Foto del equipo		
		

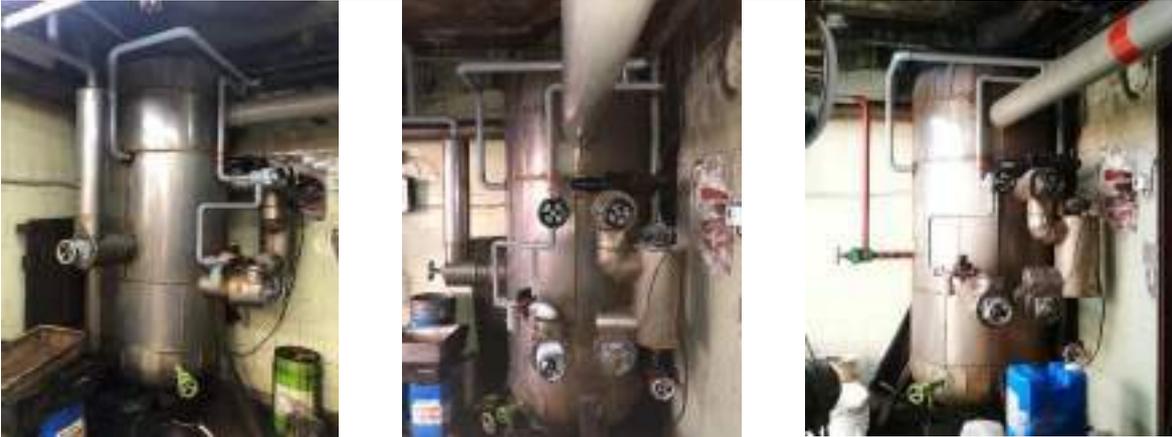
HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Separador de aceite (tornillo 002)	
Lugar de ubicación:	Sala de máquinas	
Número interno	R-SA-C2	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Orientación	Horizontal	-
Longitud	2400	mm
Diámetro envuelta	508	mm
Material envuelta	SAE 1010	-
Tipo de cabezal	Toroidal	-
Diámetro casquete	508	mm
Altura casquete	170	mm
Material casquete	SAE 1010	-
Volumen interno	0.449774363	m ³
Área de pasaje del fluido	-	-
Aislación	NO	-
Espesor aislación	-	in
Válvula de seguridad	SI	-
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Presión de trabajo	12.5	barR
Caudal másico considerado	-	kg/h
Volumen específico del fluido en operación	118	L/kg
Caudal volumétrico considerado	-	m ³ /h
Velocidad de pasaje	-	m/s
Longitud de separación de pasaje	-	m
Tiempo de resiliencia	-	seg
Observaciones		
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Separador de aceite (tornillo 006)	
Lugar de ubicación:	Sala de máquinas	
Número interno	R-SA-C6	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Orientación	Vertical	-
Longitud	1520	mm
Diámetro envuelta	508	mm
Material envuelta	SAE 1010	-
Tipo de cabezal	Semielíptico	-
Diámetro casquete	508	mm
Altura casquete	140	mm
Material casquete	SAE 1010	-
Volumen interno	0.285931103	m ³
Área de pasaje del fluido	-	-
Aislación	NO	-
Espesor aislación	-	in
Válvula de seguridad	SI	-
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Presión de trabajo	12.5	barR
Caudal másico considerado	-	kg/h
Volumen específico del fluido en operación	118	L/kg
Caudal volumétrico considerado	-	m ³ /h
Velocidad de pasaje	-	m/s
Longitud de separación de pasaje	-	m
Tiempo de resiliencia	-	seg
Observaciones		
Fotos del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Enfriador de aceite (tornillo 001)	
Lugar de ubicación:	Sala de máquinas	
Número interno	R-EA-C1	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Orientación	Horizontal	-
Longitud	3000	mm
Diámetro envuelta	457.2	mm
Material envuelta	SAE 1010	-
Tipo de cabezal	Plano-bridado	-
Diámetro casquete	457.2	mm
Altura casquete	-	mm
Material casquete	SAE 1010	-
Volumen interno	-	m ³
Área de pasaje del fluido	-	-
Aislación	NO	-
Espesor aislación	-	in
Válvula de seguridad	NO	-
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Presión de trabajo	12.5	barR
Caudal másico considerado	-	kg/h
Volumen específico del fluido en operación	118	L/kg
Caudal volumétrico considerado	-	m ³ /h
Velocidad de pasaje	-	m/s
Longitud de separación de pasaje	-	m
Tiempo de resiliencia	-	seg
Observaciones		
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Enfriador de aceite (tornillo 002)	
Lugar de ubicación:	Sala de máquinas	
Número interno	R-EA-C2	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Orientación	Horizontal	-
Longitud	2500	mm
Diámetro envuelta	323.8	mm
Material envuelta	SAE 1010	-
Tipo de cabezal	Plano-bridado	-
Diámetro casquete	323.8	mm
Altura casquete	-	mm
Material casquete	SAE 1010	-
Volumen interno	-	m ³
Área de pasaje del fluido	-	-
Aislación	NO	-
Espesor aislación	-	in
Válvula de seguridad	NO	-
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Presión de trabajo	12.5	barR
Caudal másico considerado	-	kg/h
Volumen específico del fluido en operación	118	L/kg
Caudal volumétrico considerado	-	m ³ /h
Velocidad de pasaje	-	m/s
Longitud de separación de pasaje	-	m
Tiempo de resiliencia	-	seg
Observaciones		
Foto del equipo		
		

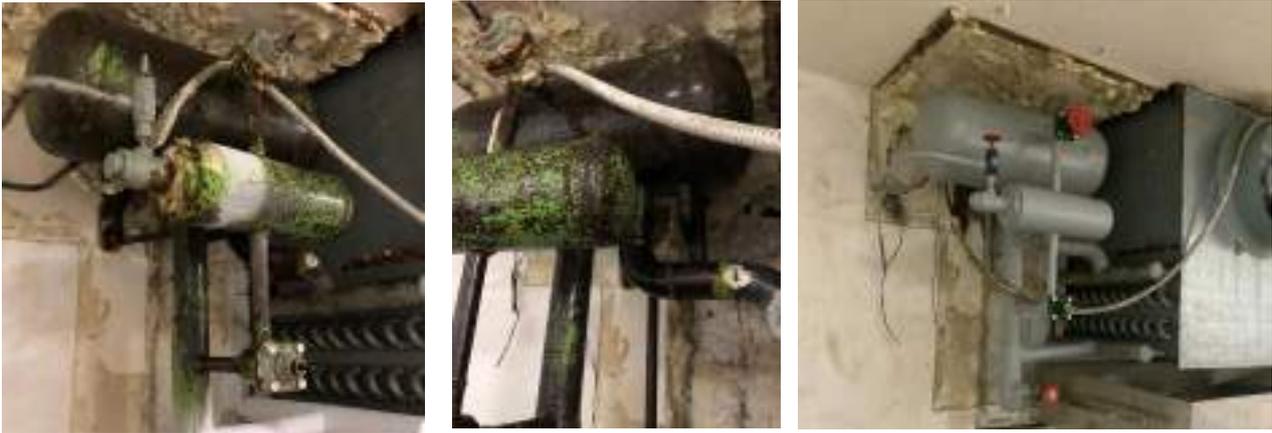
HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Enfriador de aceite (tornillo 006)	
Lugar de ubicación:	Sala de máquinas	
Número interno	R-EA-C6	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Orientación	Horizontal	-
Longitud	3000	mm
Diámetro envuelta	457.2	mm
Material envuelta	SAE 1010	-
Tipo de cabezal	Plano-bridado	-
Diámetro casquete	457.2	mm
Altura casquete	-	mm
Material casquete	SAE 1010	-
Volumen interno	-	m ³
Área de pasaje del fluido	-	-
Aislación	NO	-
Espesor aislación	-	in
Válvula de seguridad	NO	-
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Presión de trabajo	12.5	barR
Caudal másico considerado	-	kg/h
Volumen específico del fluido en operación	118	L/kg
Caudal volumétrico considerado	-	m ³ /h
Velocidad de pasaje	-	m/s
Longitud de separación de pasaje	-	m
Tiempo de resiliencia	-	seg
Observaciones		
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Intermediario general	
Lugar de ubicación:	Sala de máquinas	
Número interno	R-EI-G	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Orientación	Vertical	-
Longitud	1430	mm
Diámetro envuelta	609.6	mm
Material envuelta	SAE 1010	-
Tipo de cabezal	Semiéptico	-
Diámetro casquete	609.6	mm
Altura casquete	152.4	mm
Material casquete	SAE 1010	-
Volumen interno	0.35	m ³
Área de pasaje del fluido	0.29	-
Aislación	SI	-
Espesor aislación	3	in
Válvula de seguridad	NO	-
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Presión de trabajo	1.9	barR
Caudal másico considerado	2327.39	kg/h
Volumen específico del fluido en operación	420	L/kg
Caudal volumétrico considerado	0.27	m ³ /h
Velocidad de pasaje	0.93	m/s
Longitud de separación de pasaje	0.3	m
Tiempo de resiliencia	0.32	seg
Observaciones		
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Intermediario (tornillo 006)	
Lugar de ubicación:	Sala de máquinas	
Número interno	R-EI-C6	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Orientación	Vertical	-
Longitud	1250	mm
Diámetro envuelta	609.6	mm
Material envuelta	SAE 1010	-
Tipo de cabezal	Semiéptico	-
Diámetro casquete	609.6	mm
Altura casquete	152.4	mm
Material casquete	SAE 1010	-
Volumen interno	0.30	m ³
Área de pasaje del fluido	0.29	-
Aislación	SI	-
Espesor aislación	3	in
Válvula de seguridad	NO	-
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Presión de trabajo	1.9	barR
Caudal másico considerado	964.51	kg/h
Volumen específico del fluido en operación	420	L/kg
Caudal volumétrico considerado	0.11	m ³ /h
Velocidad de pasaje	0.39	m/s
Longitud de separación de pasaje	0.5	m
Tiempo de resiliencia	1.30	seg
Observaciones		
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Tanque de recirculado 1	
Lugar de ubicación:	Sala de máquinas	
Número interno	R-SR-01	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Orientación	Horizontal	-
Longitud	4500	mm
Diámetro envuelta	1080	mm
Material envuelta	SAE 1010	-
Tipo de cabezal	Semielíptico	-
Diámetro casquete	1080	mm
Altura casquete	270	mm
Material casquete	SAE 1010	-
Volumen interno	3.93	m ³
Área de pasaje del fluido	0.46	-
Aislación	SI	-
Espesor aislación	4	in
Válvula de seguridad	NO	-
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Presión de trabajo	0	barR
Caudal másico considerado	1513.34	kg/h
Volumen específico del fluido en operación	1215	L/kg
Caudal volumétrico considerado	0.51	m ³ /h
Velocidad de pasaje	1.12	m/s
Longitud de separación de pasaje	4	m
Tiempo de resiliencia	3.59	seg
Observaciones		
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Tanque de recirculado 2	
Lugar de ubicación:	Planta alta	
Número interno	R-SR-02	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Orientación	Horizontal	-
Longitud	3000	mm
Diámetro envuelta	782	mm
Material envuelta	SAE 1010	-
Tipo de cabezal	Semielíptico	-
Diámetro casquete	782	mm
Altura casquete	195.5	mm
Material casquete	SAE 1010	-
Volumen interno	1.35	m ³
Área de pasaje del fluido	0.24	-
Aislación	SI	-
Espesor aislación	3	in
Válvula de seguridad	SI	-
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Presión de trabajo	0	barR
Caudal másico considerado	651.50	kg/h
Volumen específico del fluido en operación	1215	L/kg
Caudal volumétrico considerado	0.22	m ³ /h
Velocidad de pasaje	0.92	m/s
Longitud de separación de pasaje	1.5	m
Tiempo de resiliencia	1.64	seg
Observaciones		
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Separador de líquido (Camara de fresco 1)	
Lugar de ubicación:	Planta baja	
Número interno	R-SL-SCF1	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Orientación	Horizontal	-
Longitud	610	mm
Diámetro envuelta	355.6	mm
Material envuelta	SAE 1010	-
Tipo de cabezal	Semielíptico	-
Diámetro casquete	355.6	mm
Altura casquete	130	mm
Material casquete	SAE 1010	-
Volumen interno	0.05	m ³
Área de pasaje del fluido	0.05	-
Aislación	SI	-
Espesor aislación	-	in
Válvula de seguridad	NO	-
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Presión de trabajo	1.9	barR
Caudal másico considerado	42.58	kg/h
Volumen específico del fluido en operación	420	L/kg
Caudal volumétrico considerado	0.00	m ³ /h
Velocidad de pasaje	0.10	m/s
Longitud de separación de pasaje	0.6	m
Tiempo de resiliencia	6.00	seg
Observaciones		
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Separador de líquido (Camara de fresco 2)	
Lugar de ubicación:	Planta baja	
Número interno	R-SL-SCF2	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Orientación	Horizontal	-
Longitud	500	mm
Diámetro envuelta	273	mm
Material envuelta	SAE 1010	-
Tipo de cabezal	Semiéptico	-
Diámetro casquete	273	mm
Altura casquete	110	mm
Material casquete	SAE 1010	-
Volumen interno	0.03	m ³
Área de pasaje del fluido	0.03	-
Aislación	SI	-
Espesor aislación	0	in
Válvula de seguridad	NO	-
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Presión de trabajo	1.9	barR
Caudal másico considerado	16.96	kg/h
Volumen específico del fluido en operación	420	L/kg
Caudal volumétrico considerado	0.00	m ³ /h
Velocidad de pasaje	0.07	m/s
Longitud de separación de pasaje	0.5	m
Tiempo de resiliencia	7.40	seg
Observaciones		
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Separador de líquido (Silo de hielo)	
Lugar de ubicación:	Planta alta	
Número interno	R-SL-SSH	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Orientación	Horizontal	-
Longitud	610	mm
Diámetro envuelta	355.6	mm
Material envuelta	SAE 1010	-
Tipo de cabezal	Semiéptico	-
Diámetro casquete	355.6	mm
Altura casquete	130	mm
Material casquete	SAE 1010	-
Volumen interno	0.05	m ³
Área de pasaje del fluido	0.05	-
Aislación	SI	-
Espesor aislación	1	in
Válvula de seguridad	NO	-
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Presión de trabajo	1.9	barR
Caudal másico considerado	27.23	kg/h
Volumen específico del fluido en operación	680	L/kg
Caudal volumétrico considerado	0.01	m ³ /h
Velocidad de pasaje	0.10	m/s
Longitud de separación de pasaje	0.6	m
Tiempo de resiliencia	5.79	seg
Observaciones		
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Separador de líquido (Máquinas de hielo)	
Lugar de ubicación:	Terraza	
Número interno	R-SL-SMH1/R-SL-SMH2	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Orientación	Horizontal	-
Longitud	2200	mm
Diámetro envuelta	457.2	mm
Material envuelta	SAE 1010	-
Tipo de cabezal	Semiéptico	-
Diámetro casquete	457.2	mm
Altura casquete	114.3	mm
Material casquete	SAE 1010	-
Volumen interno	0.32	m ³
Área de pasaje del fluido	0.08	-
Aislación	SI	-
Espesor aislación	3	in
Válvula de seguridad	SI / NO	-
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Presión de trabajo	0.74	barR
Caudal másico considerado	351.52	kg/h
Volumen específico del fluido en operación	680	L/kg
Caudal volumétrico considerado	0.07	m ³ /h
Velocidad de pasaje	0.81	m/s
Longitud de separación de pasaje	2.2	m
Tiempo de resiliencia	2.72	seg
Observaciones		
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Separador de succión (Línea hielo)	
Lugar de ubicación:	Sala de máquinas	
Número interno	R-SS-H	
Refrigerante	Amoníaco	
Detalles geométricos		
Orientación	Vertical	-
Longitud	1250	mm
Diámetro envuelta	609.6	mm
Material envuelta	SAE 1010	-
Tipo de cabezal	Semiéptico	-
Diámetro casquete	609.6	mm
Altura casquete	152.4	mm
Material casquete	SAE 1010	-
Volumen interno	0.30	m ³
Área de pasaje del fluido	0.29	-
Aislación	SI	-
Espesor aislación	3	in
Válvula de seguridad	NO	-
Parámetros de diseño y funcionamiento del equipo		
Presión de trabajo	0.74	barR
Caudal másico considerado	703.05	kg/h
Volumen específico del fluido en operación	680	L/kg
Caudal volumétrico considerado	0.13	m ³ /h
Velocidad de pasaje	0.46	m/s
Longitud de separación de pasaje	0.6	m
Tiempo de resiliencia	1.32	seg
Observaciones		
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Bomba centrífuga	
Lugar de ubicación:	Terraza	
Número interno	-	
Marca/Fabricante	CZERWENY	
Modelo	EB 65-50-125-3	
Cantidad de equipos	6	
Fluido	Agua	
Detalles		
Potencia	1.12	kW
Caudal mínimo	200	L/min
Caudal máximo	400	L/min
Caudal nominal	-	L/h
Altura mínima	13	m
Altura máxima	17	m
Caudal total (todos los equipos)	-	L/h
Temperatura máxima	60	°C
Velocidad	-	-
Observaciones		
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Bomba centrífuga	
Lugar de ubicación:	Sala de máquinas	
Número interno	-	
Marca/Fabricante	EBARA	
Modelo	CMD/I 3,00 T IE3 ROTOR	
Cantidad de equipos	2	
Fluido	Agua	
Detalles		
Potencia	2,55-2,2	kW
Caudal mínimo	250	L/min
Caudal máximo	1000	L/min
Caudal nominal	-	L/h
Altura mínima	10.4	m
Altura máxima	15.9	m
Caudal total (todos los equipos)	-	L/h
Temperatura máxima	90	°C
Velocidad	-	-
Observaciones		
Foto del equipo		
		

HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	<i>Pérez Alarcón – Segovia</i>	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	

Datos generales		
------------------------	--	--

Equipo	Bomba centrífuga	
Lugar de ubicación:	Sistema de bombeo de recirculado de Sala de máquinas	
Número interno	-	
Marca/Fabricante	Bombadur	
Modelo	ZM2	
Cantidad de equipos	3	
Fluido	Amoníaco	

Detalles		
-----------------	--	--

Potencia	4	kW
Caudal mínimo	-	L/min
Caudal máximo	-	L/min
Caudal nominal	10000	L/h
Altura mínima	-	m
Altura máxima	-	m
Caudal total (todos los equipos)	-	L/h
Temperatura máxima	-	°C
Velocidad	2900 rpm	-

Observaciones		
----------------------	--	--

--	--	--

Foto del equipo		
------------------------	--	--



HOJA DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	FACULTAD DE INGENIERÍA - U.N.M.D.P.	
	Pérez Alarcón – Segovia	
	Relevamiento de Instalación frigorífica: GIORNO	
Datos generales		
Equipo	Bomba centrífuga	
Lugar de ubicación:	Sistema de bombeo de recirculado de Planta Alta	
Número interno	-	
Marca/Fabricante	Bombadur	
Modelo	ZM2	
Cantidad de equipos	2	
Fluido	Amoníaco	
Detalles		
Potencia	4	kW
Caudal mínimo	-	L/min
Caudal máximo	-	L/min
Caudal nominal	10000	L/h
Altura mínima	-	m
Altura máxima	-	m
Caudal total (todos los equipos)	-	L/h
Temperatura máxima	-	°C
Velocidad	2900 rpm	-
Observaciones		
Foto del equipo		
		