

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

**Estudio de factibilidad técnico-económico del cambio de refrigerante R-507
por Amoníaco para incrementar el ahorro energético en el sistema de
refrigeración de una empresa de productos lácteos**

Julio Cesar Matías Romero

Juan Steven Torres Jiménez

Ingeniería Electromecánica

Carlos Alberto Acevedo Álvarez IM.

INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO

FACULTAD DE INGENIERIAS

MEDELLÍN

JULIO 2019

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

RESUMEN

El sistema de refrigeración por compresión de vapor es el más utilizado en el sector industrial y de servicios para la obtención de bajas temperaturas, tal es el caso de las cavas utilizadas para el almacenamiento de helados. En la actualidad los refrigerantes sintéticos como el R-22, R-134a y R-449A, son remplazados por refrigerantes naturales como el Amoníaco, el cual se ha utilizado como refrigerante durante más de 100 años en la absorción y en los sistemas de compresión, por lo que hay una gran cantidad de experiencia práctica. Actualmente, el Amoníaco es usado principalmente en plantas industriales pesadas con compresores alternativos o de tornillo. Este refrigerante presenta una serie de ventajas importantes como su bajo peso molecular y alta entalpia de evaporación, de las cuales algunas no están totalmente investigadas. Los problemas debido a su toxicidad e inflamabilidad a menudo se sobreestiman y pueden controlarse fácilmente con un diseño adecuado.

El objetivo de este trabajo es presentar las ventajas técnico-económicas del refrigerante R-717 o Amoníaco frente al refrigerante R-507, el cual se utiliza actualmente para el sistema de refrigeración de una empresa de productos lácteos. Este estudio realizó una investigación actualizada sobre el Amoníaco como refrigerante en los diferentes ámbitos (empresa y domésticos), donde se determinan los parámetros más influyentes en la eficiencia energética que éste presenta y las precauciones que se deben de tener al trabajar con este tipo de refrigerante natural. Posteriormente, se realizó el cálculo detallado de un nuevo sistema de refrigeración que suplirá las necesidades frigoríficas de una empresa de productos lácteos, con base al sistema que se encuentra implementado actualmente con el refrigerante R-507. Finalmente, se hizo la evaluación de costo vs eficiencia energética con el nuevo sistema de refrigeración, que determinó la viabilidad de implementar este nuevo sistema en la empresa de lácteos, al encontrar un ahorro mensual en manutención y energía de \$30.850.906, con lo cual se hace posible subsanar el gasto de la implementación del

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

nuevo sistema en 18 meses. Por tal motivo, se concluye que la implementación del sistema frigorífico en esta empresa es viable.

Palabras clave: refrigerante, Amoníaco, R-717 y sistemas frigoríficos.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

RECONOCIMIENTOS

Los autores expresan sus agradecimientos a:

Msc. Carlos Acevedo por incentivarnos a realizar este trabajo de pregrado, por su continuo apoyo y tutoría durante la realización de éste; y por invertir su tiempo en nuestra formación.

Gracias a todas las personas que colaboraron de una u otra forma en la realización de este proyecto.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

ACRÓNIMOS

CFC – Clorofluorocarbonos

COP – Coeficiente de desempeño

GWP – Potencial de Calentamiento Global

HCFC – Hidroclorofluorocarburos

HFC – Hidrofluorocarbonos

ODP – Potencial de Agotamiento de Ozono

R 717 – Amoníaco

TON – Tonelada de refrigeración

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

TABLA DE CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN	9
1.1. Objetivos	11
1.1.1. Objetivo General	11
1.1.2. Objetivos Específicos	11
1.2. Organización y estructura de la tesis	12
2. MARCO TEÓRICO	13
2.1. Sistemas de refrigeración por compresión de vapor	13
2.1.1. Generalidades	13
2.1.2. Ciclo teórico de refrigeración por compresión de vapor	15
2.1.3. Ciclo real de refrigeración por compresión vapor	17
2.1.4. Proceso de compresión	17
2.1.5. Proceso de absorción de calor en el evaporador	17
2.1.6. Proceso de cesión de calor en el condensador	18
2.2. Indicadores de un sistema de refrigeración	19
2.2.1. Efecto Refrigerante	19
2.2.2. Potencia térmica de rechazo	20
2.2.3. Coeficiente de desempeño (COP)	20
2.3. Componentes de un sistema de refrigeración por compresión de vapor	21
2.3.1. Evaporadores	22
2.3.2. Compresores	24
2.3.3. Condensadores	26
2.3.4. Válvulas de expansión	28
2.4. Componentes adicionales del sistema con R-507	29
2.4.1. Filtro secador H-48	29
2.4.2. Filtro secador 48-DC	30

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2.5. Componentes adicionales del sistema con Amoníaco	31
2.5.1. Tanque de expansión	31
2.5.2. Enfriador de aceite	32
2.5.3. Tanque termosifón	33
2.5.4. Tanque de Amoníaco	33
2.5.5. Controlador MYPRO-CP	34
2.5.6. Switch flotador	35
2.5.7. Switch de flujo	36
2.5.8. Válvula solenoide	37
2.6. Materiales	37
2.6.1. Amoníaco	37
2.6.2. Salmuera	38
2.6.3. Compresor recíprocante	38
2.7. Estado del arte	39
3. METODOLOGÍA	41
3.1. Gasto de energía eléctrica del sistema trabajando con R-507	41
3.2. Cálculo de carga térmica	50
3.3. Modelado 3D del sistema frigorífico trabajando con R-507	62
3.4. Diseño del sistema frigorífico trabajando con Amoníaco	68
3.5. Modelado 3D del sistema frigorífico trabajando con Amoníaco R-717	81
4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	87
4.1. Análisis comparativo de resultados de carga térmica	87
4.2. Selección del compresor	89
5. CONCLUSIONES	94

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

6. REFERENCIAS	98
7. APÉNDICE	100

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

1. INTRODUCCIÓN

Como consecuencia de la gran cantidad de nuevas tecnologías involucradas en los sistemas de refrigeración es necesario resaltar varios aspectos, como el análisis en cuanto a la selección de refrigerantes, los circuitos frigoríficos según la aplicación, la influencia del tipo de control del sistema como también la monitorización de esta y los principios termodinámicos básicos que pese a la sencillez de algunos presentan una incidencia directa en la reducción del consumo eléctrico.

Primero, se debe resaltar que en un sistema frigorífico para producir frío y transportar calor de una zona fría a un punto con mayor temperatura, es necesario consumir energía, con un coste económico asociado. Además, que el ahorro económico y el ahorro energético no siempre van unidos.

Las ingenierías de refrigeración, eligen y desarrollan sistemas frigoríficos, que con una buena concepción de instalación se considerará el aporte mínimo de calor exterior (materiales empleados en la construcción, color de las paredes, orientación y cerramientos), reducción de pérdidas por transporte frigoríficos (situación de la sala de máquinas, agrupación de cámaras y servicios), selección y diseño de la instalación para ahorrar energía (sistema frigorífico, refrigerante utilizado, refrigeración directa e indirecta,, evaporadores secos e inundados, compresores utilizados, circuitos independientes, evaporadores, intercambiadores de placas, sistemas de condensación, gestión y control, entre otros), utilización del calor residual de condensadores para fines positivos recuperación de calor, agua caliente sanitaria y calefacción de suelos) (Quispe y Velásquez, 2015).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

El ahorro de energía eléctrica en instalaciones frigoríficas consiste en utilizar los métodos que aportan las diferentes tecnologías para producir una cantidad de frío con el menor consumo energético posible. Debido a esto, la implementación de un refrigerante con mejores propiedades termodinámicas y un sistema frigorífico que cumpla con todas las normas de seguridad, tendrá una gran incidencia en el consumo energético de la empresa.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. General

Realizar un estudio de factibilidad técnico-económico del cambio de refrigerante R-507 por el refrigerante R-717 (Amoníaco), con el fin de aumentar el ahorro energético en el sistema de refrigeración en una empresa de productos lácteos.

1.1.2. Específicos

- Diagnosticar el estado energético y eficiencia del sistema de refrigeración actualmente instalado (consumo de refrigeración por tonelada de refrigeración y costos de mantenimiento), funcionando con el refrigerante R-507.
- Calcular y diseñar a nivel de detalle el nuevo sistema de refrigeración utilizando el refrigerante R-717 Amoníaco, implementando diferentes metodologías que permitan entender y considerar adecuadamente el efecto de los diferentes parámetros termodinámicos del diseño.
- Estimar el costo total de la implementación del nuevo sistema de refrigeración funcionando con R-717 (Amoníaco).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

1.2. Organización de la tesis

En el capítulo uno se describen los antecedentes y justificaciones que tienen los autores para elegir este proyecto, además después de revisar los antecedentes teóricos de los sistemas frigoríficos y su rendimiento con diferentes refrigerantes, se plantea el problema que se quiere resolver, así como los objetivos que limitan el alcance de este proyecto.

El capítulo dos aporta el soporte teórico que describe los diferentes refrigerantes que se pueden trabajar en los sistemas de refrigeración, resaltando las ventajas del Amoníaco o R-717, el cual presenta las mejores características termodinámicas para la refrigeración industrial, se describen a nivel de detalle sus partes y se realiza un estado del arte de diferentes estudios y/o investigaciones teórico-numérico-experimentales de los parámetros de diseño para sistemas frigoríficos.

En el capítulo tres se lleva a cabo el desarrollo del método de diseño, donde se realizan los cálculos a nivel de detalle para el diseño del sistema frigorífico trabajado con Amoníaco, según las condiciones de funcionamiento de las cavas y túneles de refrigeración con los que se cuentan en la empresa. Además, del cálculo del gasto energético que presenta cada uno de estos equipos por mes, trabajando con el refrigerante actual (R-507), los cuales son en el siguiente capítulo contrastados con el gasto que tendrá el sistema funcionando con Amoníaco.

El capítulo cuatro se realiza la discusión de los resultados, donde se determinará la factibilidad técnico-económica de la implementación del nuevo sistema frigorífico trabajado con Amoníaco, con base al costo de implementación del proyecto, la eficiencia energética del sistema y el tiempo de subsanación del mismo.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Sistemas de refrigeración por compresión de vapor

2.1.1. Generalidades

En el área técnica, la refrigeración es definida como un método no natural de producir frío en un ambiente determinado. La utilización del frío es un proceso conocido desde hace mucho tiempo; en el siglo XII los chinos utilizaban mezclas de salitre con el fin de enfriar agua; los árabes en el siglo XIII utilizaban métodos químicos de producción de frío mediante mezclas; en los siglos XVI y XVII, investigadores y autores como Boyle, Faraday (con sus experimentos sobre la vaporación del amoníaco), hacen los primeros intentos prácticos de producción de frío.

La refrigeración por compresión es un método que consiste en forzar mecánicamente la circulación de un refrigerante en un circuito cerrado creando zonas de baja y alta presión con el fin de que el fluido absorba calor en el evaporador y lo ceda en el condensador. La finalidad básica de la refrigeración es mantener la temperatura de un determinado ambiente a temperaturas inferiores al valor de la temperatura ambiental, con un valor constante (Quispe y Velásquez, 2015) .

Dentro de sus aplicaciones se tienen:

- Conservación de productos hidrobiológicos en cámaras frigoríficas.
- Túneles de congelamiento.
- Producción de hielo.
- Dispensadores de productos.
- Procesos de licuefacción.
- Generación de agua fría.
- Sistemas de aire acondicionado.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- Cavas de refrigeración para productos lácteos.

En la práctica cotidiana el calor fluye desde una zona de alta temperatura a una de baja temperatura sin necesidad de algún dispositivo, pero el proceso inverso no sucede por sí solo (principio de la segunda ley de la termodinámica), para lograr transferir calor desde una zona de baja temperatura a una de alta sin violar la segunda ley se requiere de dispositivos especiales conocidos como refrigeradores. Para lo cual, el fluido refrigerante actúa como elemento caloportador para este proceso.

Para efectos de cálculos en los sistemas frigoríficos se definen los términos de calor latente y calor sensible. El calor sensible es aquel que recibe un objeto y hace que aumente su temperatura sin afectar su estructura molecular y por consiguiente su estado. En términos generales, experimentalmente se ha determinado que la cantidad de calor necesario para enfriar o calentar un objeto es directamente proporcional a la diferencia de temperaturas y la masa del objeto. La constante de proporcionalidad recibe el nombre de calor específico, mientras que el calor latente es la energía requerida por una cantidad de sustancia para cambiar de fase, de líquido a gaseoso (calor de vaporación) o de sólido a líquido (calor de fusión). Por lo tanto, se debe tener en cuenta que la energía en forma de calor se utiliza para el cambio de fase y no para un aumento de la temperatura de la sustancia, es por esto que desde la antigüedad se usaba la expresión de calor latente para referirse al calor de vaporación o fusión (Safa *et al.*, 2018).

Para poder comparar los sistemas de refrigeración en función de su capacidad de generación de frío, según el sistema internacional de unidades, se hace uso de la Tonelada de refrigeración (TR), la cual equivale a la cantidad de calor que absorbe una tonelada de hielo a 0°C para descongelarse en un periodo de 24 horas, sabiendo que una tonelada corta equivale a 907.2 kg de agua y el calor latente de fusión del hielo a 0°C es 334.94 J/kg (Koshkin, 1975), con base a esto se obtiene la siguiente equivalencia:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$1 \text{ Ton} = 3.52 \text{ kW} \quad (1)$$

2.1.2. Ciclo teórico de refrigeración por compresión de vapor

Cuando se opera con un ciclo de refrigeración ideal, en los balances de energía del sistema se desprecian cualquier pérdida o ganancia de calor en las tuberías, considerando que los únicos intercambios de calor que se producen en el sistema ocurren en el condensador y el evaporador, aunque se sabe que el refrigerante presenta una temperatura diferente a la de las tuberías y que esto, necesariamente produce un intercambio de calor y, por lo tanto, pérdidas en el sistema. En cuanto a las pérdidas por fricción son completamente despreciadas, debido a que las presiones entre los recorridos no varían significativamente.

En general, en el sistema se observan que hay dos (2) zonas de presión, una de presión alta que se da entre el compresor y la entrada de la válvula; y otra de presión baja que se da entre la entrada del compresor y la salida de la válvula. En la Figura 1, se presentan las características principales para un diagrama de temperatura vs entropía, en la cual se muestran líneas de entropía constante. Las líneas de calidad constante se evidencian en la región de vapor-líquido de dos fases. En la región de vapor sobresaturado del diagrama, las líneas de entalpía específicas constantes se vuelven casi horizontales a medida que la presión disminuye. Estos estados de vapor se posicionan al lado derecho en la (Figura 1). Para los estados de esta región la entropía está determinada principalmente por la temperatura (Cengel & Boles, 2003).

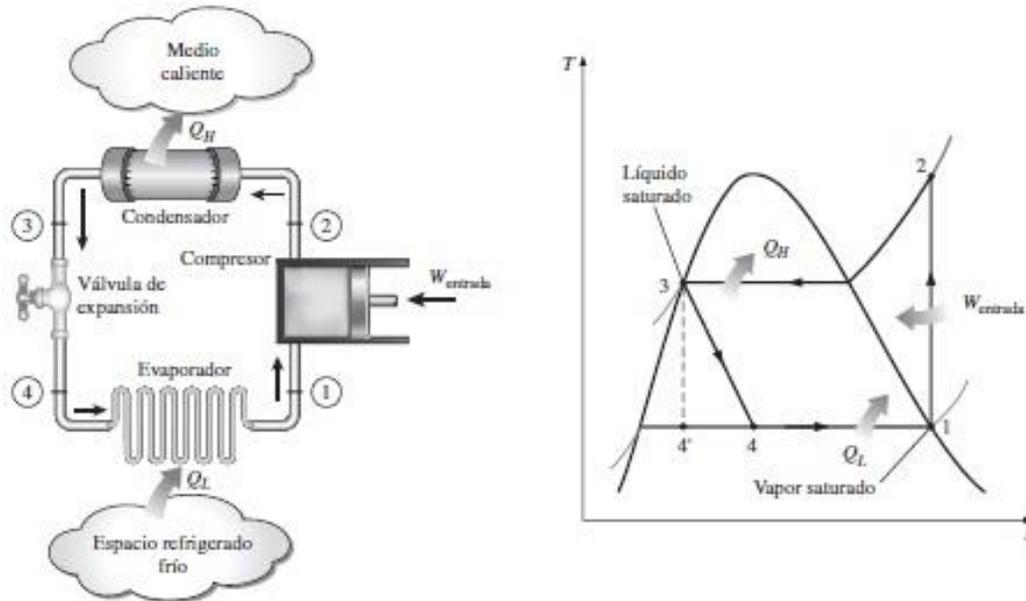


Figura 1. Ciclo ideal de refrigeración y diagrama de Temperatura vs Entropía.

Fuente. (Cengel & Boles, 2003)

Posteriormente, se describe a nivel de detalle el funcionamiento de un sistema de refrigeración (Rapin, 1998).

En primer lugar, idealmente se tiene un proceso de compresión adiabática y reversible del gas refrigerante a entropía constante, en el cual desde la presión de baja el refrigerante se comprime incrementando la presión y temperatura; y reduciendo su volumen específico, desde el estado de vapor saturado al estado de vapor sobrecalentado. Todo esto se realiza adicionando trabajo mecánico mediante un compresor, que puede ser del tipo recíprocante, tornillo o hermético. Luego, el gas refrigerante en estado de vapor sobrecalentado cede calor sensible y calor latente en un proceso isobárico dentro del condensador, actuando a la presión de alta del sistema. La cesión de calor se realiza a través de un proceso de transferencia de calor con el medio externo al sistema de refrigeración, por medio de convección natural para sistemas pequeños y para sistemas forzados mediante intercambio de calor de forma indirecta con agua. Este proceso se conoce como Calor de rechazo, y se realiza dentro de un intercambiador de calor llamado condensador

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

evaporativo; dentro de la válvula de expansión el gas refrigerante cambia de presión, reduciendo el valor de presión de baja del ciclo.

Posteriormente, se da inicio al proceso frigorífico con el refrigerante en el estado de líquido saturado, expandiéndose en un proceso a entalpía constante sin intercambio de calor ni cesión o suministro de trabajo mecánico. Por último, el refrigerante en el estado de vapor húmedo y a la presión de baja, absorbe el calor de la carga a refrigerar y ebulle hasta su punto de saturación. Por último, el refrigerante absorbe el calor contenido en la carga a refrigerar reduciéndole su temperatura y así mismo manteniéndola en esas condiciones. Este proceso se realiza a presión constante, alcanzando el refrigerante finalmente el estado de vapor saturado, condiciones en las cuales se inicia el proceso de compresión. Este proceso se conoce como Efecto Refrigerante, y cuando más alto su valor numérico, el ciclo refrigerante es más eficiente (Velásquez y Carranza, 2015).

2.1.3. Ciclo real de refrigeración por compresión vapor

Cuando se analiza el proceso de refrigeración teniendo en cuenta las pérdidas que ocurren en el sistema, se deben de tener en cuenta los siguientes aspectos:

2.1.4. Proceso de compresión

- Se presenta un sobrecalentamiento en las tuberías de succión del compresor.
- Sobrecalentamiento del vapor por el contacto con las paredes del cilindro del compresor.
- Enfriamiento en las tuberías de conexión al condensador (Velasquez y Carranza, 2015).

2.1.5. Proceso de absorción de calor en el evaporador

- Sobrecalentamiento del vapor en la parte final del evaporador, o en las tuberías que conectan el evaporador con el compresor. Este fenómeno está limitado por la temperatura del objetivo a enfriar, siempre y cuando las tuberías o el evaporador

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

estén en contacto con éste, por el contrario, el refrigerante puede sobrecalentarse más allá de esta temperatura si las tuberías de conexión con el compresor están mal aisladas y son largas, debido a que la temperatura ambiente es más elevada. Por otro lado, al sobrecalentamiento por intercambio de calor con el objetivo se le denomina sobrecalentamiento útil, mientras que al provocado por el ambiente no es útil. El sobrecalentamiento es útil, debido a que disminuye la humedad en el compresor. Sin embargo, un exceso de sobrecalentamiento tiene consecuencias negativas como: eleva la temperatura a la salida del compresor, provocando un mayor desgaste en el aceite del compresor; al aumentar el volumen específico del refrigerante disminuye el gasto másico entrante al compresor; y por último reduce el gradiente de temperatura, reduciendo la capacidad de absorción o cesión de calor para superficie objetivo (Ocampo, 2016).

- Pérdidas de presión en el evaporador, lo que hace que la presión más baja del ciclo se de en la entrada del compresor, siendo mayor a la entrada del evaporador.

2.1.6. Proceso de cesión de calor en el condensador

- Delta de temperaturas entre el refrigerante y el objetivo, el calor cedido desde el refrigerante hasta el objetivo es posible expresarlo en función de la diferencia de temperaturas logarítmica media entre ambos.
- Estas diferencias de temperatura medias suelen estar entre 5 y 7 °C cuando el agente externo es agua, y cuando es aire aumentan entre 10 y 15 °C, aun siendo habitual que la circulación de éste sea forzada por un ventilador. En el sistema frigorífico los saltos térmicos más grandes se dan a la salida del compresor, por lo que, en ocasiones, éstos son aprovechados por un intercambiador aprovechando la energía recuperada para producir agua caliente sanitaria (Intarcon, 2011).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- Subenfriamiento del líquido en la salida del condensador. Este fenómeno está restringido por la temperatura del agente externo, debido a que el refrigerante no se puede enfriar más que el agente que provoca su enfriamiento.
- Pérdidas de presión en el condensador, que son proporcionales al cuadrado de la velocidad de circulación y del caudal, del refrigerante. Provocan que la presión más alta de sistema ocurra a la salida del compresor.
- Consumos energéticos adicionales al ocasionado por el compresor, generados por la bomba que en algunos casos hace posible la circulación del agua que ayuda a disipar el calor en el condensador o en el caso de que sea aire, generados por un ventilador. Estos consumos se deben añadir al conjunto de consumo energético que figuran en el denominador de la eficiencia. Por último, el total del calor cedido en el sistema se puede dar en función de las entalpías del refrigerante a salida del compresor y la entrada de la válvula de expansión.

2.2. Indicadores de un sistema de refrigeración

2.2.1. Efecto refrigerante

Mide la capacidad que posee un refrigerante determinado para absorber calor de un sistema, desde que ingresa al evaporador en estado de mezcla bifásica (vapor húmedo) hasta alcanzar el estado de vapor saturado. El efecto de refrigeración se resume como la diferencia entre el calor que contiene la mezcla y el calor contenido en el vapor después de pasar por el evaporador. Este efecto está en función de la entalpía o calor latente de refrigeración, mientras este valor es mayor, el refrigerante tendrá mayor capacidad de absorber calor de un sistema y utilizará un menor flujo másico para una misma condición. En la tabla 1, se presentan algunos refrigerantes utilizados en la industria y su respectivo calor latente a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, donde se puede evidenciar que el calor latente del Amoníaco o R-717

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

es el menor de todos, por lo tanto, es el que tiene mayor capacidad de generar efecto refrigerante.

Tabla 1. Calor latente según refrigerante.

Fuente: (Velásquez y Carranza, 2015)

REFRIGERANTES	CALOR LATENTE $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
Amoníaco (R-717)	1,329
R-134 A	212
CO ₂ (R-744)	154
R-22	220.32
R-12	160.92
Propano (R-290)	394
R-507	196

2.2.2. Potencia térmica de rechazo

Es la potencia térmica asociada a la cantidad de energía que el refrigerante debe liberar del ciclo de refrigeración al medio ambiente, con el fin de conseguir las condiciones termodinámicas necesarias para poder efectuar nuevamente el efecto refrigerante.

2.2.3. Coeficiente de desempeño (COP)

Mide la eficiencia en un sistema frigorífico, y se evalúa comparando el efecto refrigerante entre la potencia que consume el compresor. Para los sistemas de refrigeración por compresión este valor es mayor a uno (1), encontrándose en valores de hasta 6 para el Amoníaco o R-717, en sistemas de generación de hielo y cámaras frigoríficas (García et al., s.f). Para un incremento en el COP del sistema frigorífico se deben tener en cuenta las siguientes condiciones y características:

- Efecto de la temperatura ambiental.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- Materiales de fabricación de los evaporadores (cobre, acero inoxidable, acero galvanizado y titanio).
- Sobrecalentamiento útil.
- Disminución de la presión y temperatura de la evaporación.
- Incremento del efecto refrigerante con subenfriamiento y sobrecalentamiento.
- Reducción de la potencia del compresor.
- Calidad del refrigerante (Korfitsen & Kristensen, 1998).

2.3. Componentes de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.

Un sistema de refrigeración por compresión consta de cuatro (4) equipos principales (Ver Figura 2), además de unos equipos auxiliares que de alguna manera garantizan el estado del refrigerante en un diagrama presión-entalpía.

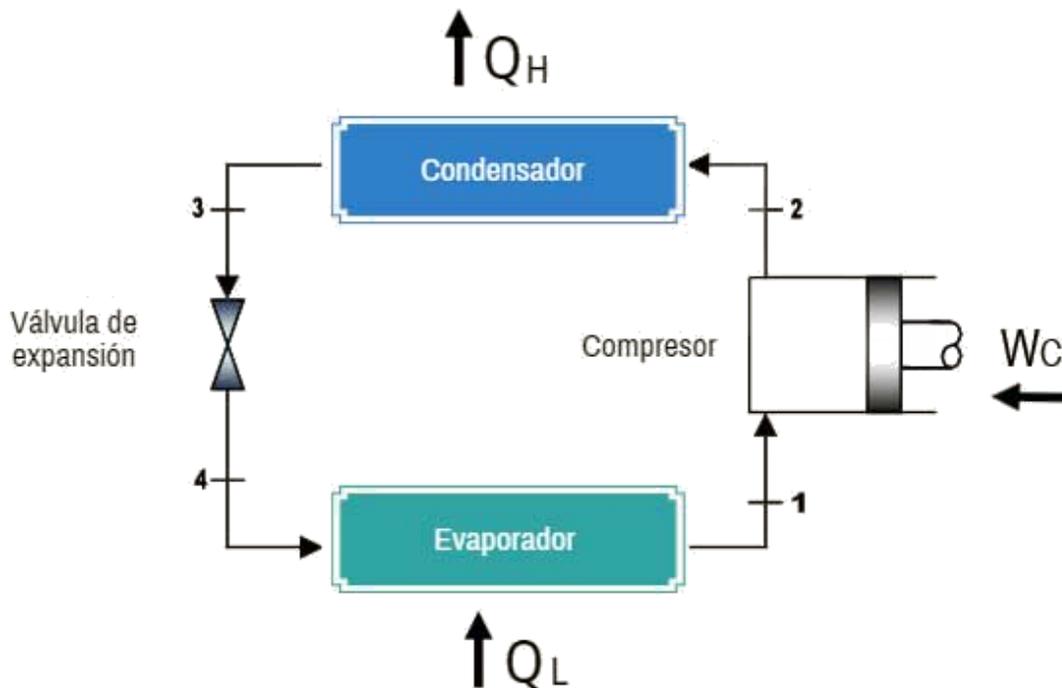


Figura 2. Diagrama esquemático de un sistema de refrigeración.

Fuente: (Arnabat, 2007)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2.3.1. Evaporadores

Los evaporadores son intercambiadores de calor, cuyo requisito de diseño es que la temperatura de la superficie que cubre al refrigerante sea superior a la de evaporación de éste, provocando así su cambio de fase total o parcial.

En los sistemas frigoríficos los evaporadores operan como intercambiadores, por cuyo interior fluye el refrigerante el cual cambia su estado de líquido a vapor. Este cambio de estado permite absorber el calor sensible contenido alrededor del evaporador, por esto el gas al abandonar el evaporador lo hace con una temperatura superior debido al aumento de su entalpía, dándose así la refrigeración. Luego, se controla el caudal del refrigerante mediante una válvula la cual genera una caída de presión en la entrada del evaporador, por esto y, debido a las propiedades termodinámicas de los gases refrigerantes, este descenso de presión está asociado a un cambio de estado y al descenso en la temperatura de éste (Velásquez y Carranza, 2015).

De este modo, el evaporador absorbe el calor sensible del medio transformándolo en calor latente el cual es absorbido por el refrigerante en estado de vapor, siendo disipado luego en otro intercambiador de calor del sistema por compresión llamado condensador, dentro del cual se genera nuevamente un cambio de estado, de vapor a líquido.

Los evaporadores pueden clasificarse con base al medio que desea enfriar:

- **Evaporadores inundados.** Se utilizan para trabajar con caudales altos, con bajas temperaturas. Estos trabajan con refrigerantes líquidos por lo que se llenan por completo con el fin de tener humedecida toda la superficie interior del intercambiador y por consecuencia, la mejor transferencia de calor posible. Estos son utilizados preferiblemente en la industria (con gran volumen), con un número

considerable de evaporadores y utilizando Amoníaco (R-717) como refrigerante (Dossat, 1980).

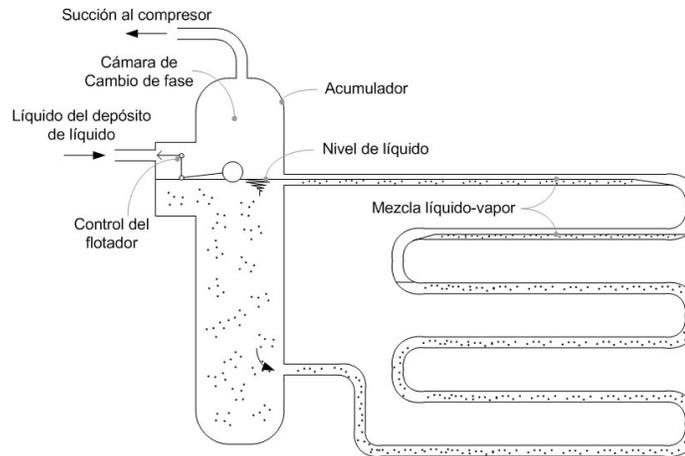


Figura 3. Diagrama esquemático de un evaporador inundado.

Fuente: (Dossat, 1980)

- Evaporadores secos.** Se utilizan en trabajos de baja potencia, donde se evapora el refrigerante en los tubos internos. Nada garantiza la evaporación completa de este, por lo que el sistema de regulación es el encargado de asegurar que a la salida el refrigerante en estado de vapor tenga cierto sobrecalentamiento. De tal manera, el fluido que abandona el evaporador es puramente vapor sobrecalentado, estos son los más comunes y son ampliamente utilizados en sistemas de aire acondicionado (Dossat, 1980).

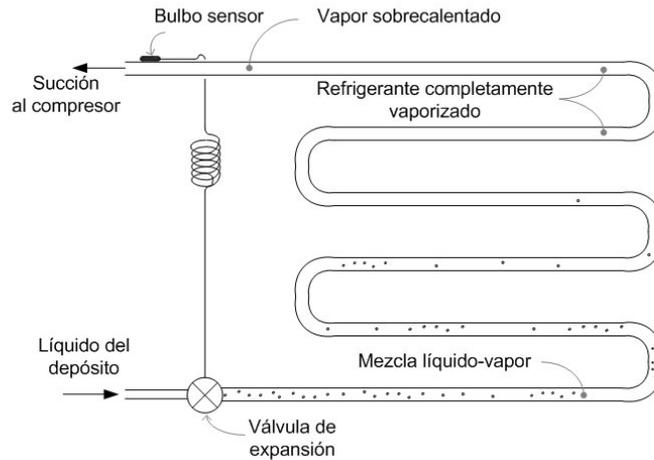


Figura 4. Diagrama esquemático de un evaporador inundado.

Fuente: (Dossat, 1980)

2.3.2. Compresores

Un compresor es una máquina de fluido la cual está construida para desplazar y aumentar la presión de ciertos tipos de fluidos compresibles, tal como gases y vapores. Esto debido al intercambio de energía entre la máquina y el fluido, donde el trabajo realizado por el compresor es transferido a la sustancia que pasa por él, aumentando su presión y energía cinética.

En la Figura 5 se presenta de manera resumida los tipos de compresores que pueden ser utilizados en refrigeración. Siendo los compresores volumétricos los que más se utilizan en refrigeración, es decir, los que confinan el volumen del gas durante su proceso de compresión, donde se presenta un incremento de la temperatura y de la presión del refrigerante, como también una reducción de su volumen específico. Además, en las Figuras 6 y 7, se pueden evidenciar 2 tipos de compresores semiherméticos y compresores de tornillo serie J, los cuales son utilizados muchas veces en la industria frigorífica para trabajar con refrigerantes R-507 y Amoníaco, respectivamente.

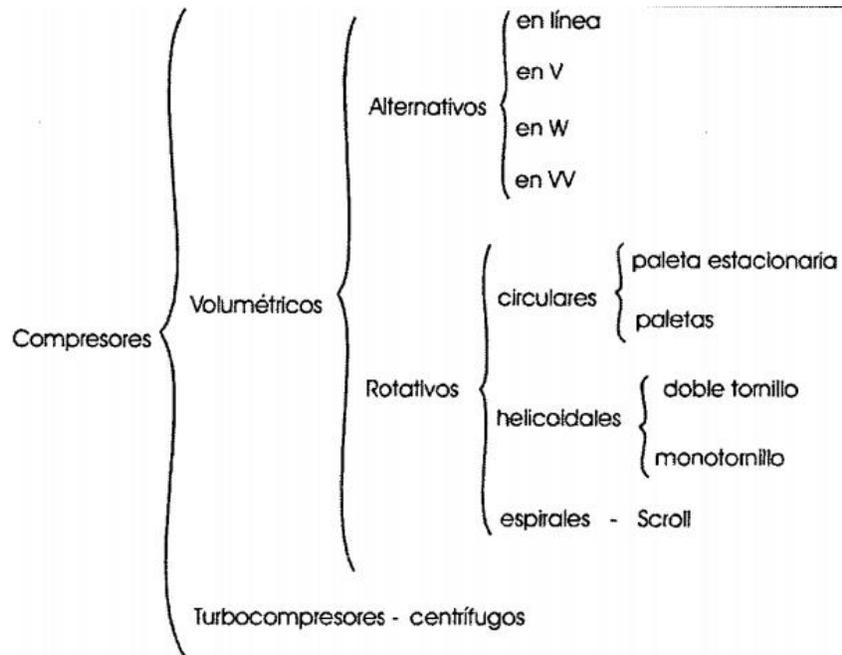


Figura 5. Clasificación de compresores.

Fuente: (Velásquez y Carranza, 2015)



Figura 6. Compresor semihermético.

Fuente: (Industry, s.f)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 7. Compresor recíprocante serie W.

Fuente: (Mayekawa, s.f)

2.3.3. Condensadores

Los condensadores son también intercambiadores de calor, cuyo requisito de diseño es que la temperatura de la superficie que cubre al refrigerante sea inferior a la de condensación de éste, provocando así su cambio de fase, por lo general completo. En el condensador se pueden distinguir tres procesos, en función del estado del refrigerante:

- Vapor sobrecalentado.
- Mezcla.
- Subenfriamiento del refrigerante (Velásquez y Carranza, 2015).

Se clasifican en tres tipos:

- Condensador por aire.



Figura 8. Condensador por aire.

Fuente: (Alfa Laval, s.f)

- Condensador por agua de doble tubo o contracorriente.



Figura 9. Condensador por agua de doble tubo.

Fuente: (Alfa Laval, s.f)

- Condensador evaporativo.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 10. Condensador evaporativo.

Fuente: (Evapco, s.f)

2.3.4. Válvulas de expansión

En la Figura 11, se presenta una válvula de expansión, la cual se encarga de cumplir tres (3) funciones:

- Reduce la presión hasta la presión de entrada del evaporador, provocando el enfriamiento del fluido refrigerante.
- Regula el caudal del refrigerante que circula en la máquina, adaptándolo a las necesidades de sistema frigorífico.
- Estabiliza el evaporador cuando hay sobrecargas, manteniendo constante el sobrecalentamiento de diseño y evitando la entrada de refrigerante líquido al compresor (Dossat, 1980).

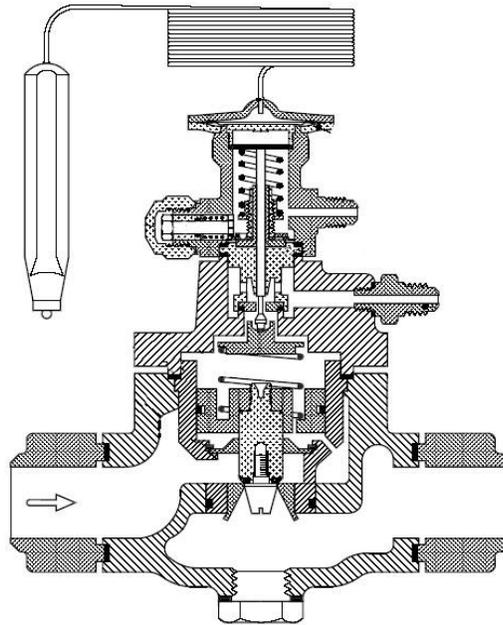


Figura 11. Diagrama esquemático de una válvula de expansión.

Fuente: (Dossat, 1980)

2.4. Componentes adicionales del sistema con R-507

2.4.1. Filtro secador H-48

Su función principal es eliminar la presencia de agua o ácido en la línea succión, capaz de disolver la humedad.



	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Figura 12. Filtro secador H-48.

Fuente: (EMERSON, s.f)

2.4.2. Filtro secador 48-DC

Su función principal es eliminar la presencia de agua o ácido en la línea de líquido, capaz de disolver la humedad.



Figura 13. Filtro secador 48-DC.

Fuente: (Danfoss, s.f)

En la figura 14 se muestra el sistema con R-507. Se incluyen la estructura y los componentes adicionales.

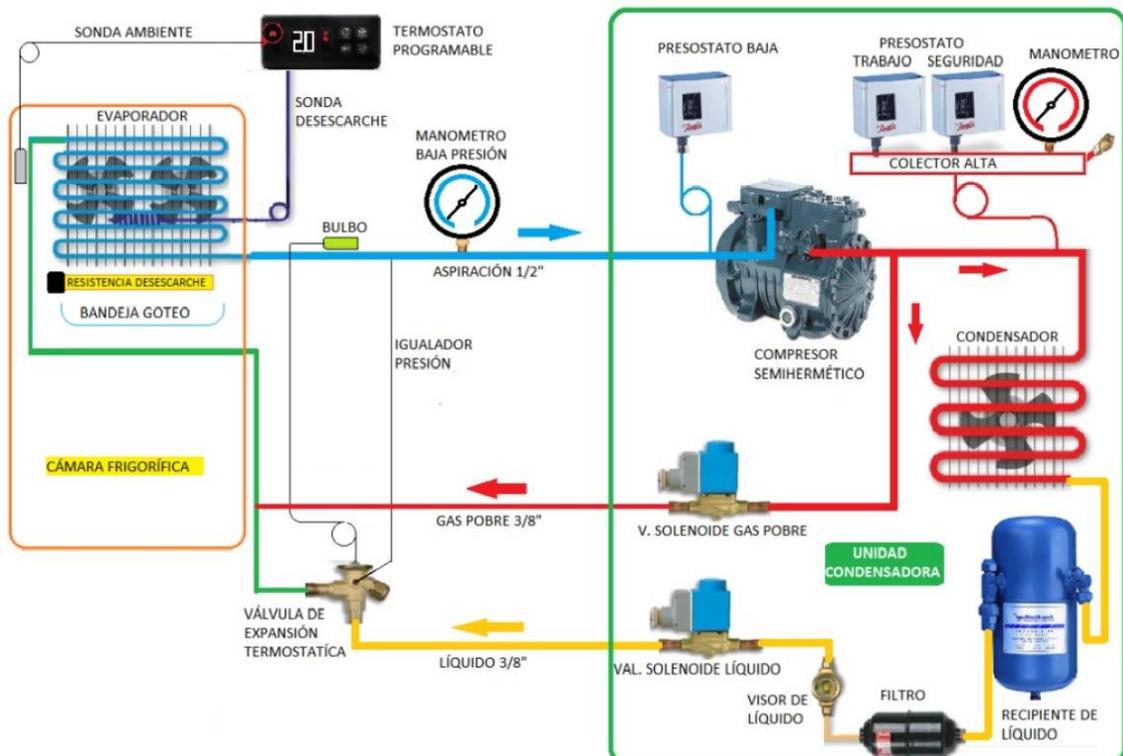


Figura 14. Esquema frigorífico actual con R-507.

Fuente: (Danfoss, s.f)

2.5. Componentes adicionales del sistema con Amoníaco

2.5.1. Tanque de expansión

El tanque de expansión cumple la función de reutilizar, expandir parte del refrigerante a la salida del evaporador, debido a que alcanza el estado de vapor húmedo por ciertas condiciones de operación. Por lo que con este equipo hay una mayor garantía de que el refrigerante entrante al compresor es vapor saturado, evitando el daño de partes metálicas del compresor.

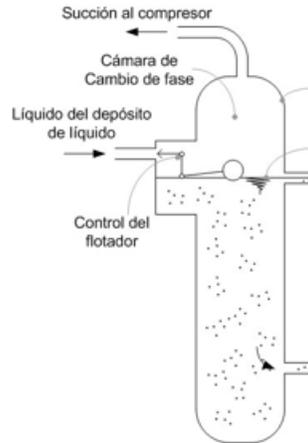


Figura 15. Tanque de expansión.

Fuente: (Dossat, 1980)

2.5.2. Enfriador de aceite

Son intercambiadores que enfrían el aceite que lubrica y refrigera el interior del compresor, generalmente el aceite se extrae a una temperatura entre 70 y 80 °C. El enfriamiento se realiza mediante contacto indirecto con una parte del fluido refrigerante en estado de líquido saturado extraído a la salida del condensador.

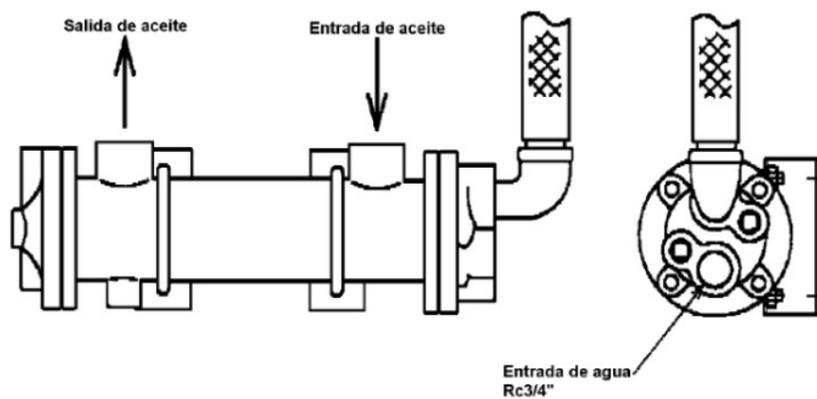


Figura 16. Enfriador de aceite.

Fuente: (MYCOM, s.f)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2.5.3. Tanque termosifón

El efecto termosifón se da cuando las sustancias se dilatan por aumento en su temperatura, por lo que su densidad disminuye. Por lo que, si se considera un fluido, la porción más caliente tiene menos densidad que el resto, de modo que asciende. En el tanque termosifón, se cruzan dos fluidos uno frío y otro caliente, ambos en estado líquido del refrigerante. Por un lado, el refrigerante caliente es extraído del enfriador de aceite y por el otro, el refrigerante frío es extraído del condensador. Estos son repartidos, una porción hacia el tanque de Amoníaco y otro, nuevamente hacia el enfriador de aceite.

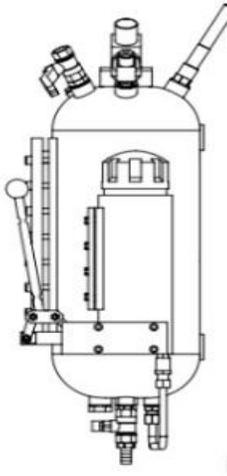


Figura 17. Tanque termosifón.

Fuente: (MYCOM, s.f)

2.5.4. Tanque de Amoníaco

Consta de un depósito presurizado que tiene como función almacenar el refrigerante proveniente del condensador que cruza el tanque termosifón. Se almacenan en una capacidad del 85% de su volumen, debe tener venteos, válvula de seguridad y presostatos (PEMEX, s.f).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 18. Tanque de Amoníaco.

Fuente: (MYCOM, s.f)

2.5.5. Controlador MYPRO-CP1

El control de los sistemas de refrigeración se puede dirigir por medio de un controlador lógico programable o PLC, en este dispositivo es donde se encuentran programados todos los algoritmos de control y donde se han conectado todos los instrumentos que contiene el sistema. A través de este controlador también se establece la comunicación con el resto de la planta para intercambio de lecturas de temperatura y estados de operación del sistema.



Figura 19. Controlador MYPRO-CP1.

Fuente: (MYCOM, s.f)

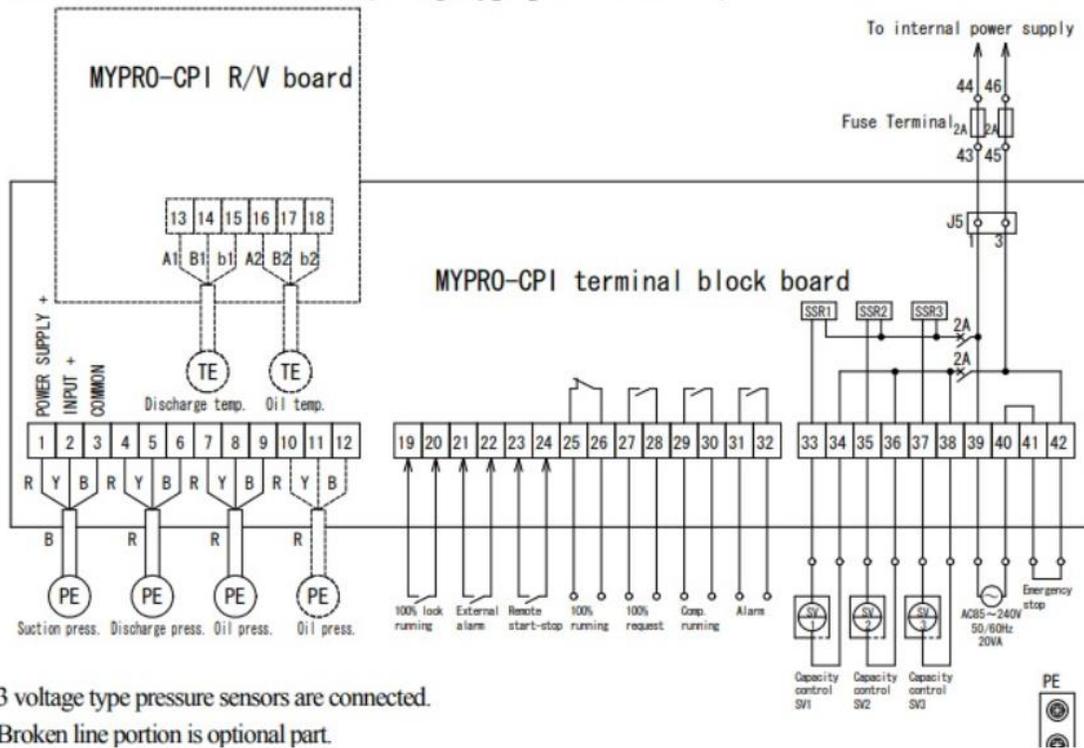


Figura 20. Diagrama de conexión MYPRO-CP1.

Fuente: (MYCOM, s.f)

2.5.6. Switch flotador

Es un elemento electromecánico que controla el nivel del líquido en recipientes y acumuladores, también puede ser usado como alarma de seguridad.



Figura 21. Switch flotador.

Fuente: (MYCOM, s.f)

2.5.7. Switch de flujo

El interruptor de flujo FQS, se utiliza en líneas de líquido tanto con agua, Glicol, Etileno o cualquier fluido no corrosivo en enfriadores, bombas, condensadores, equipos industriales, etc.



Figura 22. Switch de flujo.

Fuente: (MYCOM, s.f)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2.5.8. Válvula solenoide

La válvula solenoide normalmente cerrada es la encargada de permitir el paso del líquido refrigerante hacia el tanque separador ante un nivel insuficiente de líquido.

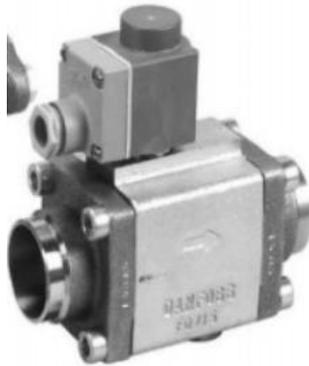


Figura 23. Válvula solenoide.

Fuente: (Danfoss, s.f)

2.6. Materiales

2.6.1. Amoníaco

Entre los refrigerantes orgánicos, el R-717 o Amoníaco mantiene uno de los primeros lugares como una alternativa al R-22 y R-502. La comercialización mundial del Amoníaco alcanza cerca de los 120 millones de toneladas, de las cuales solo el 5% es utilizado en sistemas de refrigeración. A pesar de que el Amoníaco no degrada la capa de ozono (ODP = 0) y no contribuye directamente al incremento del gas de invernadero (GWP = 0). Sin embargo, este gas contiene un fuerte olor característico, el cual es dañino para el organismo humano (Lorentzen, 1988).

Los vapores del R-717 son menos pesados que el aire, es bien soluble en agua y se mezcla con aceites minerales. Este refrigerante no daña los metales ferrosos como el aluminio y el bronce fosfórico, pero en la presencia de humedad destruye los metales no ferrosos como el cobre y el zinc.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO				Código	FDE 089
					Versión	03
					Fecha	2015-01-22

2.6.2. Salmuera

La salmuera está compuesta por agua con una alta concentración de sal. En general, también es llamado salmuera a disoluciones altamente concentradas de otras sales, como lo son la salmuera de dicromato sódico y de cloruro de calcio. Esto se hace, debido a que el agua por si sola se utiliza para temperaturas superiores a 0 °C, pero para temperaturas inferiores a 0 °C es necesario diluir el agua con sal, a lo cual se le llama salmuera.

2.6.3. Compresor recíprocante

Este compresor de la serie W MYCOM es de tamaño reducido con relación a su capacidad de refrigeración, en consecuencia, la superficie ocupada y el paso son menores comparativamente a las maquinas frigoríficas industriales de capacidades similares, está diseñado de tal manera que su control de capacidad se realiza automáticamente mediante un mecanismo descargador que actual según las variaciones en la presión de aspiración.

Tabla 2. Tabla de capacidad de compresor modelo 62WB.

Fuente: (MYCOM, s.f)

		Refrigerante: NH ₃ Amoníaco				Tem. Condensación: 35°C				Vel. 1450 RPM (WB 1200 RPM)			
		-20°C		-25°C		-30°C		-35°C		-40°C		-45°C	
Mod.	Máx. Vth m ³ /h	RT TR	KW TR	RT TR	BK W TR	RT TR	BK W TR	RT TR	BK W TR	RT TR	BK W TR	RT TR	BK W TR
42WA	187	88	31	70	28	55	26	42	24	32	21	24	19
62WA	281	115	40	92	37	72	34	56	31	43	27	32	24
42WB	382	179	62	142	58	112	53	86	48	66	43	49	38
62WB	573	234	82	187	76	147	69	114	63	88	56	66	50
Subenfriamiento de líquido: 5 °C, Recalentamiento de aspiración: 0 °C													

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2.7. Estado del arte

Lorentzen (1988) realiza un estudio que busca comparar refrigerantes basados en halocarburos (R-410A, R-502 y R-507) y refrigerantes inorgánicos (NH₃ -Amoníaco), analizando características como la presión crítica, la selección del compresor, el comportamiento con el agua y el aceite, además de la detección de fugas y seguridad de trabajo. Encontrando que el Amoníaco, al tener un punto crítico inusualmente alto, se hace posible utilizarlo en un amplio rango de temperaturas, el bajo peso molecular y la alta entalpía de evaporación llevan a que se requieran pequeñas dimensiones de tubería para una capacidad dada, la transferencia de calor en la evaporación y la condensación es mucho más efectiva que para los halocarburos y las superficies de intercambio son, en consecuencia, más pequeñas y por último, la fácil detección de fugas mucho antes de que pueda llegar a ser tóxico.

Korfitsen & Kristensen, (1998) elaboran una investigación del uso del Amoníaco como refrigerante natural y respetuoso con el medio ambiente para bombas de calor industriales, para lo cual realizan dos ejemplos aplicados en dos sistemas de refrigeración, uno para un matadero avícola y otro para una heladería, ambos implementado el refrigerante R-717 (Amoníaco) en donde se realizaron inversiones iniciales grandes, las cuales fueron amortizadas en 1.25 años y 3.34 años, respetivamente. Finalmente, concluyen que es posible utilizar el sistema de bomba de calor de alta presión de Amoníaco cumple con las condiciones de operación para los ejemplos que se platearon.

García et al., (s.f.) llevan a cabo un estudio que ejecuta los fundamentos básicos para la elección del refrigerante más adecuado en cada circunstancia, analizando las características termodinámicas (presión de evaporación, volumen específico, relación de compresión, trabajo específico de compresión, calor disipado, temperatura de descarga, COP, capacidad frigorífica, entre otros) de los fluidos refrigerantes más utilizados en los sistemas frigoríficos,

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

tales como R-134a, R-124, R-125, R-410A, R-507 y el R-717 (Amoníaco). Concluyendo que el refrigerante R-717 o Amoníaco, posee mejores propiedades termodinámicas que el resto de los refrigerantes estudiados. Sin embargo, a pesar de que el Amoníaco tiene el menor costo unitario de los refrigerantes anteriormente mencionados, las instalaciones son comparativamente más caras y necesitan de unos aspectos tecnológicos más complejos, lo que implica un mayor peso económico.

Urrego, (2018) ejecutó un estudio que plasma una metodología para una mejor selección del refrigerante, con base a las características termodinámicas que brinda cada refrigerante. Además, integrando los parámetros que contemplen los requerimientos del sistema, la protección ambiental, las instalaciones, seguridad del personal y la eficiencia energética. Concluyendo que, los refrigerantes naturales como el Amoníaco y el dióxido de carbono representan la mejor alternativa como sustancias frigoríficas, en comparación con los refrigerantes sintéticos R-134a y MO49.

Stene, (2008) hace un análisis de las principales características termodinámicas, diseño y dimensionamiento de los sistemas con bombas de calor trabajando con Amoníaco como refrigerante, para calentar y enfriar edificios no residenciales. Concluye que, el Amoníaco es un fluido de trabajo con cero ODP y GWP, logrando una alta eficiencia energética entre 7 y 11% más que trabajando con refrigerantes como R-134a y R-407C. Además, se puede lograr una alta eficiencia de carga parcial utilizando como mínimos dos unidades de bombas de calor equipadas con compresores alternativos o de tornillo.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

3. METODOLOGÍA

3.1. Gasto de energía eléctrica del sistema trabajando con R-507

Para la solución del primer objetivo específico en el cual se debe diagnosticar a nivel de detalle el consumo energético, rendimiento y diseño del sistema de refrigeración actualmente instalado. Se debe iniciar con el cálculo del consumo energético del sistema en general, el cual está constituido por 6 cavas y 3 túneles de refrigeración. Sabiendo el consumo de energía que tiene cada uno de estos sistemas y el tiempo en funcionamiento diario, se calcula el consumo diario de cada uno de estos mediante la Ecuación 1.

$$P \times t = C \quad (2)$$

Donde P es la potencia del compresor en W, t es el tiempo en funcionamiento de cada uno de los compresores en horas y, C es el consumo energético de cada uno en kWh.

En la Figura 24, se detalla resumidamente el ciclo de producción y refrigeración que tiene el helado al interior de la empresa en la cual se desea implementar el sistema.

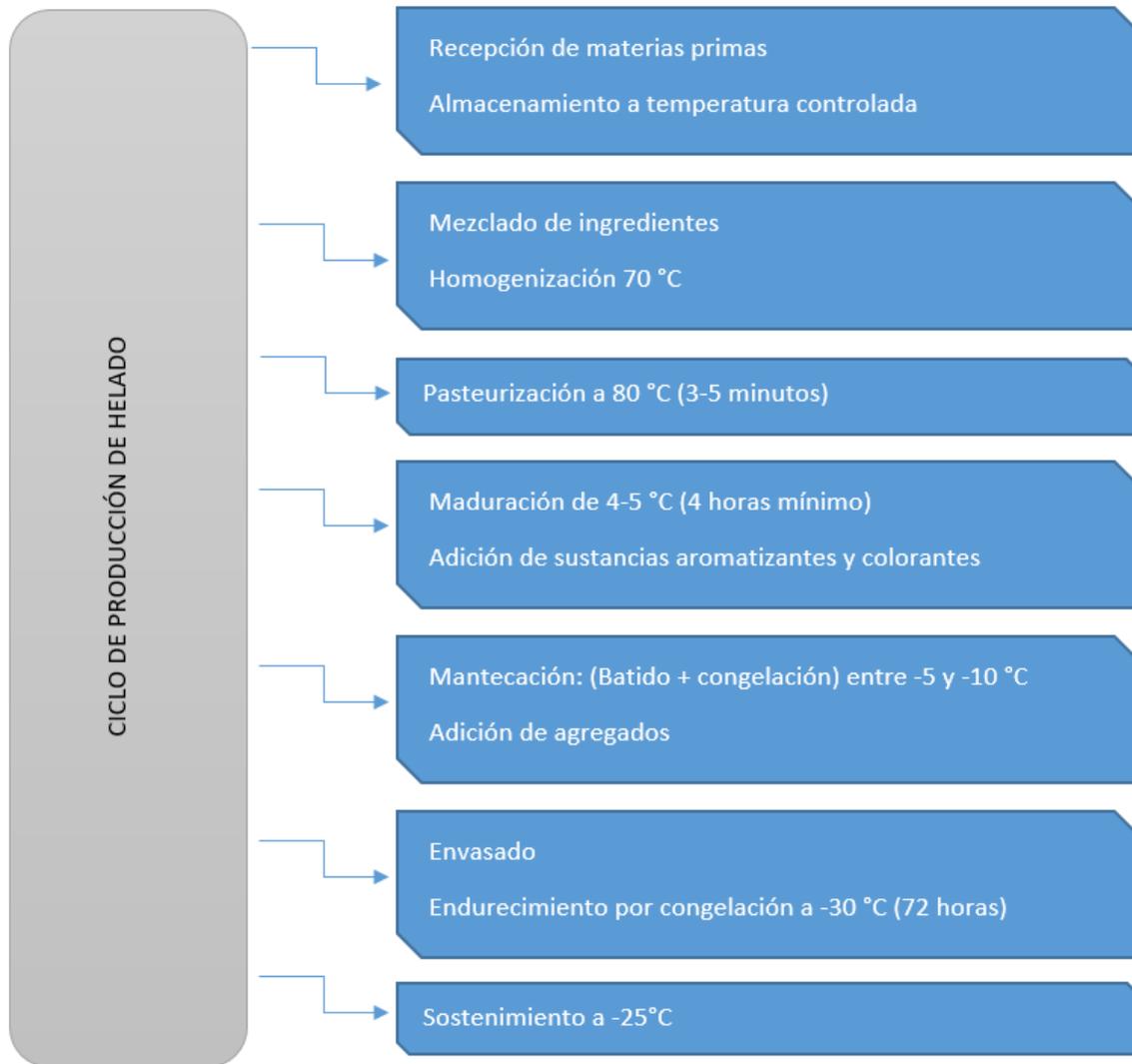


Figura 24. Descripción de ciclo de producción de helado.

Fuente: (Elaboración propia).

En las tablas 3 a 11 se presentan los consumos energéticos de las cavas y túneles de refrigeración objeto de este proyecto.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Cavas de congelación

Tabla 3. Gasto energético de la cava 1

Equipo cava 1	Potencia (W)	Tiempo de uso (horas)	Cantidad	Potencia x día (kWh/día)	Potencia x mes (kWh /mes)
Compresor	5595	21,5	2	240,59	7217,55
Motores Condensador	559,3	21,5	2	24,05	721,46
Motores Evaporador	559,3	21,5	6	72,15	2164,37
Resistencia	800	2,5	10	20,00	600,00
Luminaria	36	24	4	3,46	103,68
Total Potencia Consumida				360,24	10807,06

Tabla 4. Gasto energético de la cava 2.

Equipo cava 2	Potencia (W)	Tiempo de uso (horas)	Cantidad	Potencia x día (kWh /día)	Potencia x mes (kWh /mes)
Compresor	5595	21,5	2	240,59	7217,55
Motores Condensador	559,3	21,5	2	24,05	721,46
Motores Evaporador	559,3	21,5	4	48,10	1442,92
Resistencia	800	2,5	6	12,00	360,00
Luminaria	36	24	4	3,46	103,68

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

		Total Potencia Consumida	328,19	9845,60
--	--	-------------------------------------	---------------	----------------

Tabla 5. Gasto energético de la cava 3.

Equipo cava 3	Potencia (W)	Tiempo de uso (horas)	Cantidad	Potencia x día (kWh /día)	Potencia x mes (kWh /mes)
Compresor	7460	21,5	2	320,78	9623,4
Motores Condensador	559,3	21,5	4	481,17	14435,1
Motores Evaporador	559,3	21,5	4	72,15	2164,37
Resistencia	800	2,5	12	12	360
Luminaria	36	24	4	3,46	103,68
		Total Potencia Consumida		889,56	26686,55

Tabla 6. Gasto energético de la cava 6.

Equipo cava 6	Potencia (W)	Tiempo de uso (horas)	Cantidad	Potencia x día (kWh /día)	Potencia x mes (kWh /mes)
Compresor	5595	21,5	1	120,29	3608,78
Motores Condensador	559,3	21,5	1	12,02	360,73
Motores Evaporador	559,3	21,5	2	24,05	721,46
Resistencia	800	2,5	6	12,00	360,00

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Luminaria	36	24	2	1,73	51,84
		Total Potencia Consumida		170,09	5102,80

Tabla 7. Gasto energético de la cava 8.

Equipo cava 8	Potencia (W)	Tiempo de uso (horas)	Cantidad	Potencia x día (kWh /día)	Potencia x mes (kWh /mes)
Compresor	5595	21,5	2	240,59	7217,55
Motores Condensador	559,3	21,5	4	48,10	1442,99
Motores Evaporador	559,3	21,5	6	72,15	2164,49
Resistencia	800	2,5	12	24,00	720,00
Luminaria	36	24	4	3,46	103,68
		Total Potencia Consumida		388,29	11648,72

Tabla 8. Gasto energético de la cava 11.

Equipo cava 11	Potencia (W)	Tiempo de uso (horas)	Cantidad	Potencia x día (kWh /día)	Potencia x mes (kWh /mes)
Compresor	16412	21,5	1	352,86	10585,74
Motores Condensador	559,3	21,5	2	24,05	721,50
Motores Evaporador	559,3	21,5	8	96,20	2885,99
Resistencia	800	2,5	12	24,00	720,00

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO			Código	FDE 089
				Versión	03
				Fecha	2015-01-22

Luminaria	36	24	4	3,46	103,68
		Total Potencia Consumida		500,56	15016,91

Túneles de congelación

Tabla 9. Gasto energético del túnel 1.

Equipo Túnel 1	Potencia (W)	Tiempo de uso (horas)	Cantidad	Potencia x día (kWh /día)	Potencia x mes (kWh /mes)
Compresor	20888	21,5	1	449,09	13472,76
Motores Condensador	559,3	21,5	2	24,05	721,50
Motores Evaporador	746	21,5	4	64,16	1924,68
Resistencia	1000	2,5	14	35,00	1050,00
Luminaria	36	24	4	3,46	103,68
		Total Potencia Consumida		575,75	17272,62

Tabla 10. Gasto energético del túnel 2.

Equipo Túnel 2	Potencia (W)	Tiempo de uso (horas)	Cantidad	Potencia x día (kWh/día)	Potencia x mes (kWh /mes)
Compresor	20888	21,5	1	449,09	13472,76
Motores Condensador	559,3	21,5	2	24,05	721,50

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO		Código	FDE 089
			Versión	03
			Fecha	2015-01-22

Motores	746	21,5	4	64,16	1924,68
Evaporador					
Resistencia	1000	2,5	14	35,00	1050,00
Luminaria	36	24	4	3,46	103,68
		Total Potencia Consumida		575,75	17272,62

Tabla 11. Gasto energético del túnel 3.

Equipo Túnel 3	Potencia (W)	Tiempo de uso (horas)	Cantidad	Potencia x día (kWh /día)	Potencia x mes (kWh /mes)
Compresor	16412	21,5	2	705,72	21171,48
Motores Condensador	559,3	21,5	4	48,10	1442,99
Motores Evaporador	746	21,5	3	48,12	1443,51
Resistencia	1000	2,5	8	20,00	600,00
Luminaria	36	24	2	1,73	51,84
		Total Potencia Consumida		823,66	24709,824

Observaciones de la tabla 3 a 11:

1. En las tablas 3 a 11 se presentan a nivel de detalle cada uno de los sistemas con los que cuenta la empresa, donde se detalla la potencia de cada uno de los compresores, motores de condensadores y evaporadores, resistencia y luminaria. Además, se presenta el consumo energético total de cada cava y túnel de congelación, en el mes. Para lo cual fueron tomados los datos de consumo

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

energético de las placas de cada uno de los componentes del sistema frigorífico. Por lo tanto, no fue necesario utilizar instrumentación para realizar el cálculo del consumo energético.

2. El consumo de los compresores se determina en un rango de operación de 240 minutos de refrigeración.
3. El compresor trabajará un total de 21,5 horas por día.
4. El sistema de descongelación o Defrost se realiza por medio de resistencia eléctrica.
5. El sistema de descongelamiento trabaja un total de 2,5 horas por día.
6. El consumo de los motores de los condensadores se determina por el tiempo de trabajo del compresor.
7. El consumo de los motores de los evaporadores se determina por el tiempo de trabajo del compresor.
8. El consumo energético de las luminarias se obtiene en un rango de operación de 24 horas, ya que la compañía labora 24/7 por lo que mantienen encendidas.
9. El gasto energético en los compresores de los túneles de congelación es mayor, debido a que el rango de enfriamiento es mayor.
10. El ciclo de refrigeración de las cavas y de los túneles, se determina mediante la programación realizada en el controlador Full Gauge de 4 horas (240 minutos) de trabajo del compresor, motores de condensador y motores de evaporador por una descongelación de 30 minutos. Este ciclo de trabajo es una réplica constante. Se establece que las observaciones mencionadas anteriormente, son las condiciones de operación para el cálculo del consumo energético del sistema.

En la tabla 12 se muestran los costos asociados al consumo energético del sistema frigorífico de R-507.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Tabla 12. Cálculo de costo energético del sistema frigorífico de R-507.

Descripción	Potencia x mes (kWh)	Costo kWh (\$)	Costo total x mes (\$)
Cava 1	10807,1	415	4.484.930
Cava 2	9845,6	415	4.085.924
Cava 3	26686,6	415	11.074.918
Cava 6	5102,8	415	2.117.662
Cava 8	11648,7	415	4.834.219
Cava 11	15016,9	415	6.232.018
Túnel 1	17272,6	415	7.168.137
Túnel 2	17272,6	415	7.168.137
Túnel 3	24709,8	415	10.254.577
Total costo energético de funcionamiento de cavas y túneles			57.420.522

Observaciones de la tabla 12:

1. La información para los cálculos realizados fue extraída de las tablas de consumo energético de cavas y túneles.
2. El costo del kWh fue obtenido de la factura suministrada en el mes de Junio del año en curso.

Adicionalmente, se realiza una cotización de los costos asociados a mano de obra especializada, instrumentos y/o implementos que se encuentran actualmente en la fábrica para el correcto funcionamiento del sistema (Tabla 13), los cuales son sumados al costo de operación del sistema frigorífico, presentado en la tabla 37.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Tabla 13. Costo mensual de mantenimiento del sistema frigorífico con R-507.

Descripción	Costo mensual (\$)
Técnico frigorista	2.303.482
Sistema de monitoreo	446.250
Aceite poliéster	337.365
Refrigerante R-507	476.000
Filtro secador DC 48	4.661
Filtro secador H 48	5.653
Desincrustante	180.483
Subtotal	3.753.894
Eventualidades	375.389
Total costo de mantenimiento preventivo	4.129.283

Observaciones de la tabla 13:

1. El costo de rutinas preventivas determinado, incluye la intervención total de los equipos instalados actualmente.
2. El costo determinado no incluye intervenciones de mantenimiento correctivo.
3. Estos mantenimientos están contemplados en un espacio y ambiente limpio.

Luego de tener el costo asociado al consumo energético del sistema frigorífico funcionando con R-507, se procede a realizar el cálculo de la carga térmica teórica en Toneladas de Refrigeración (TR).

3.2. Cálculo de carga térmica

El objetivo de calcular el valor de la carga de enfriamiento (carga térmica), consiste en recopilar información detallada del diseño y de las condiciones climáticas de la estructura o espacio seleccionado. Las variables a considerar son diversas, al igual que la metodología a

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

implementar para determinar estos resultados. Estos cálculos son determinantes tanto para el sistema actual, como para el propuesto.

Una de las metodologías a seguir, es determinar el valor de la carga térmica por software asistido por computador. Este procedimiento establece una serie de pasos necesarios para el control de variables.

Para el cálculo de carga térmica de las cavas y de los túneles de congelación, se elige la opción del control de variables y el análisis de resultados, la herramienta **“Coolselector 2 de Danfoss”**. Este software permite determinar el valor de la carga térmica mediante un paso a paso que se describe a continuación:

- **Paso 1**

Seleccionar el espacio y el tipo de aplicación

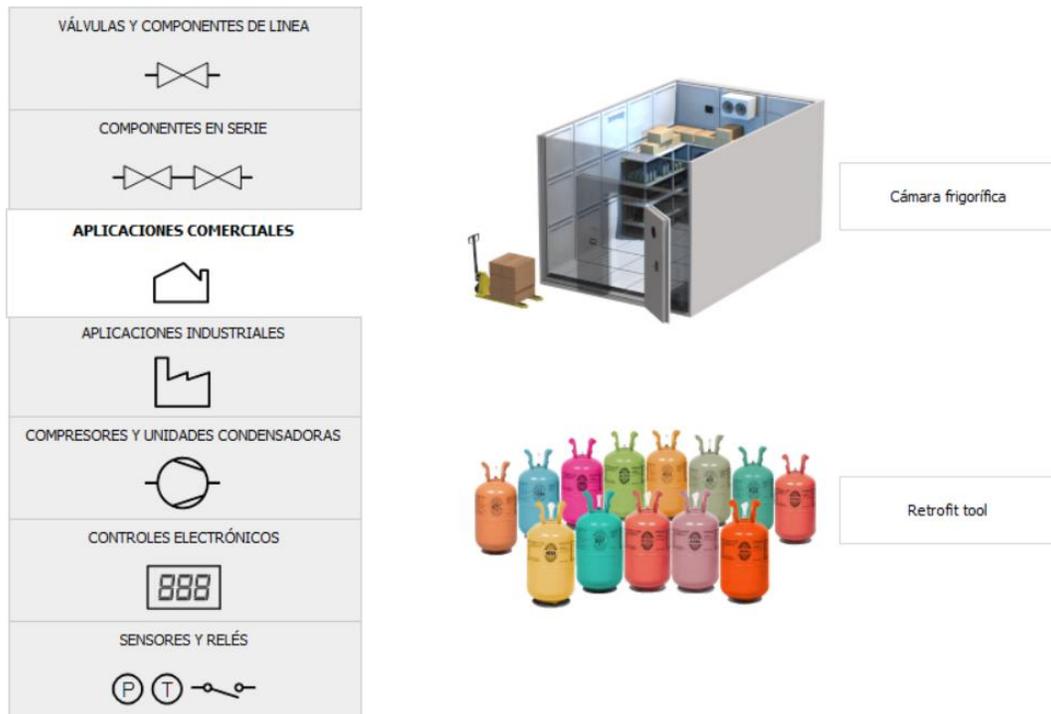


Figura 25. Selección del espacio y el tipo de aplicación.

Fuente: (Danfoss, s.f)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- **Paso 2**

Definir la configuración de datos

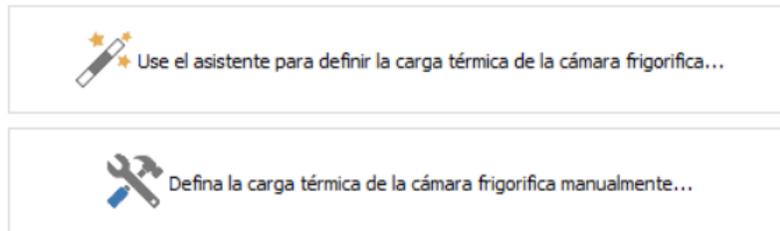


Figura 26. Configuración de datos.

Fuente: (Danfoss, s.f)

- **Paso 3**

Definir las dimensiones de la cámara, condiciones de la cámara y del producto

Longitud: <input type="text" value="1,01"/> m Anchura: <input type="text" value="1,01"/> m Altura: <input type="text" value="1,51"/> m <input checked="" type="radio"/> Dimensiones interiores <input type="radio"/> Dimensiones exteriores	Condiciones de Cámara: Temperatura: <input type="text" value="-39,9"/> °C Humedad relativa: <input type="text" value="70,28"/> % Hora de trabajo: <input type="text" value="6,18"/> h	Producto: <input type="text" value="Productos varios"/>
	Cantidad diaria: <input type="text" value="4000"/> kg Temperatura de entrada: <input type="text" value="10,0"/> °C	Carga térmica de respiración: Carga total de la cámara: <input type="text" value="20000"/> kg

Figura 27. Condiciones de la cámara y del producto.

Fuente: (Danfoss, s.f)

- **Paso 4**

Definir las condiciones del aire

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

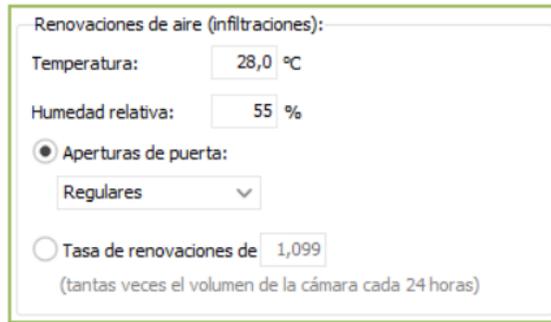


Figura 28. Condiciones del aire.

Fuente: (Danfoss, s.f)

- **Paso 5**

Definir las condiciones de transferencia de calor



Figura 29. Condiciones de transferencia de calor.

Fuente: (Danfoss, s.f)

- **Paso 6**

Definir cargas adicionales

Carga adicional

Luces:	<input type="text" value="240"/> W	<input checked="" type="checkbox"/> Desescarche	<input checked="" type="radio"/> Eléctrico	<input type="radio"/> Natural
Ventiladores:	<input type="text" value="210"/> W	Potencia:	<input type="text" value="1510"/> W	
Personas:	<input type="text" value="1"/> h/día	Desescarches al día:	<input type="text" value="4"/>	
Otros:	<input type="text" value="0"/> W	Tiempo de desescarche:	<input type="text" value="30"/> min	

Figura 30. Cargas adicionales.

Fuente: (Danfoss, s.f)

- **Paso 7**

Análisis de resultados

Cámara de refrigeración:	
Temperatura:	-39,9 °C
Humedad relativa:	70,3 %
Hora de trabajo:	6,2 h
Detalles de carga:	
Transmisión:	0,454 kW
Infiltración:	0,325 kW
Hielo en el evaporador:	0,018 kW
Productos total:	6,113 kW
Productos, enfriamiento:	6,113 kW
Productos, respiración:	0 kW
Luz:	0,039 kW
Personas:	0,083 kW
Ventiladores:	0,210 kW
Otros:	0 kW
Desescarche:	0,470 kW
Total:	7,712 kW

Figura 31. Cuadro de resultados.

Fuente: (Danfoss, s.f)

En esta sección, se obtienen los resultados de la carga térmica y de otras variables según el paso a paso planteado anteriormente.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Consideraciones

- Los cálculos de carga térmica realizados en el software, son equivalentes en tiempo de enfriamiento a (24 horas).
- La selección del refrigerante es un dato irrelevante en este cálculo, este no influye en el resultado de la carga térmica.

Para el cálculo de carga térmica de cavas y túneles de congelación, se aplica el paso a paso descrito anteriormente en el software **“Coolselector 2 de Danfoss”**, para la cava 1 y el túnel 1. Los datos restantes serán réplicas registrados en la tabla 18.

En las tablas 14 a 17 se registran todas las variables de operación que deben ser cargadas en el software para el cálculo de la carga térmica del sistema.

Tabla 14. Condiciones de la cámara y del producto.

	L (m)	AN (m)	AL (m)	T.int (°C)	H.relativa (%)	H.trabajo (h)	Producto	Can/día (kg)	T.entra (°C)
Cava 1	9,5	4,3	3,4	-25	85	24	Helado	26062	-18
Cava 2	8	3,9	3,4	-25	85	24	Helado	19821	-18
Cava 3	9,3	5,7	3,9	-25	85	24	Helado	37902	-18
Cava 6	4,9	4,5	2,4	-25	85	24	Helado	9992	-18
Cava 8	12	3,9	3,4	-25	85	24	Helado	29322	-18
Cava 11	7,2	3,1	3,9	-25	85	24	Helado	15959	-18
Túnel 1	8,8	2,6	3,9	-35	85	24	Helado	16359	4
Túnel 2	8,8	2,6	3,9	-35	85	24	Helado	16359	4
Túnel 3	5,2	4,2	3,9	-35	85	24	Helado	15736	4

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Tabla 15. Condiciones del aire.

	T.ext (°C)	H.relativa (%)	Apertura de puertas
Cava 1	10	85	Regulares
Cava 2	10	85	Regulares
Cava 3	10	85	Regulares
Cava 6	10	85	Regulares
Cava 8	-18	85	Regulares
Cava 11	5	85	Regulares
Túnel 1	-18	85	Regulares
Túnel 2	-18	85	Regulares
Túnel 3	-18	85	Regulares

Tabla 16. Condiciones de transferencia de calor.

	T.amb (°C)	T.suelo (°C)	Espesor (mm)	Suelo aislado
Cava 1	30	16	100	Si
Cava 2	30	16	100	Si
Cava 3	30	16	100	Si
Cava 6	30	16	100	Si
Cava 8	30	16	100	Si
Cava 11	30	16	100	Si
Túnel 1	30	16	100	Si
Túnel 2	30	16	100	Si
Túnel 3	30	16	100	Si

 ITM Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Tabla 17. Condiciones de cargas adicionales.

	Luces (W)	Ventiladores (W)	Personas (#)	Desescarche eléctrico (W)	Desescarch e/día	Tiempo de desescarche (min)
Cava 1	144	3355,8	2	8000	5	30
Cava 2	144	2237,2	2	4800	5	30
Cava 3	144	2237,2	2	9600	5	30
Cava 6	72	1118,6	2	4800	5	30
Cava 8	144	3355,8	2	9600	5	30
Cava 11	144	4474,4	2	9600	5	30
Túnel 1	144	2984	2	14000	5	30
Túnel 2	144	2984	2	14000	5	30
Túnel 3	72	2238	2	8000	5	30

Calculo de carga térmica: Cava 1

Cámara Frigorífica - Paso 2 de 4: Revisión de la carga de la Cámara Frigorífica

Los datos siguientes son necesarios para calcular la capacidad de refrigeración requerida en la Cámara Frigorífica:

Longitud: <input type="text" value="9,50"/> m Anchura: <input type="text" value="4,30"/> m Altura: <input type="text" value="3,40"/> m <input checked="" type="radio"/> Dimensiones interiores <input type="radio"/> Dimensiones exteriores	Condiciones de Cámara: Temperatura: <input type="text" value="-25,0"/> °C Humedad relativa: <input type="text" value="85"/> % Hora de trabajo: <input type="text" value="23,82"/> h	Producto: <input type="text" value="Helados"/> Cantidad diaria: <input type="text" value="26060"/> kg Temperatura de entrada: <input type="text" value="-18,0"/> °C Carga térmica de respiración: Carga total de la cámara: <input type="text" value="20000"/> kg
---	--	---

Renovaciones de aire (infiltraciones):

Temperatura: °C
 Humedad relativa: %
 Aperturas de puerta:

 Tasa de renovaciones de
(tantas veces el volumen de la cámara cada 24 horas)

Transferencia de calor:

 Paneles estándar Paneles personalizados
 Tipo:
 Espesor: mm
 Temperatura ambiente: °C
 Temperatura del suelo: °C
 Suelo aislado

Carga adicional

Luces: W
 Ventiladores: W
 Personas: h/día
 Otros: W

Desescarche
 Eléctrico Natural
 Potencia: W
 Desescarches al día:
 Tiempo de desescarche: min

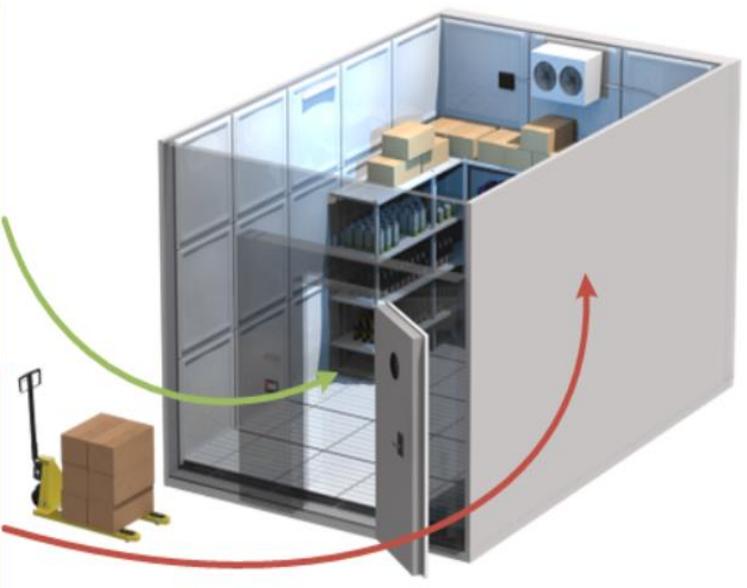


Figura 32. Configuración de datos para el cálculo de carga térmica de la cava 1.

Fuente: (Danfoss, s.f)

Cámara de refrigeración:

Temperatura: -25,0 °C

Humedad relativa: 85,0 %

Hora de trabajo: 23,8 h

Detalles de carga:

Transmisión:	2,001 kW
Infiltración:	0,428 kW
Hielo en el evaporador:	0,021 kW
Productos total:	5,829 kW
Productos, enfriamiento:	5,829 kW
Productos, respiración:	0 kW
Luz:	0,012 kW
Personas:	0,035 kW
Ventiladores:	3,356 kW
Otros:	0 kW
Desescarche:	0,819 kW
Total:	12,50 kW

Figura 33. Cuadro de resultados de la cava 1.

Fuente: (Danfoss, s.f)

Calculo de carga térmica: Túnel 1

Cámara Frigorífica - Paso 2 de 4: Revisión de la carga de la Cámara Frigorífica

Los datos siguientes son necesarios para calcular la capacidad de refrigeración requerida en la Cámara Frigorífica:

Longitud: <input type="text" value="8,80"/> m Anchura: <input type="text" value="2,60"/> m Altura: <input type="text" value="3,90"/> m <input checked="" type="radio"/> Dimensiones interiores <input type="radio"/> Dimensiones exteriores	Condiciones de Cámara: Temperatura: <input type="text" value="-35,0"/> °C Humedad relativa: <input type="text" value="85"/> % Hora de trabajo: <input type="text" value="23,82"/> h	Producto: <input type="text" value="Helados"/> Cantidad diaria: <input type="text" value="16360"/> kg Temperatura de entrada: <input type="text" value="4,0"/> °C Carga térmica de respiración: Carga total de la cámara: <input type="text" value="20000"/> kg
---	--	---

Renovaciones de aire (infiltraciones):

Temperatura: °C
 Humedad relativa: %
 Aperturas de puerta:

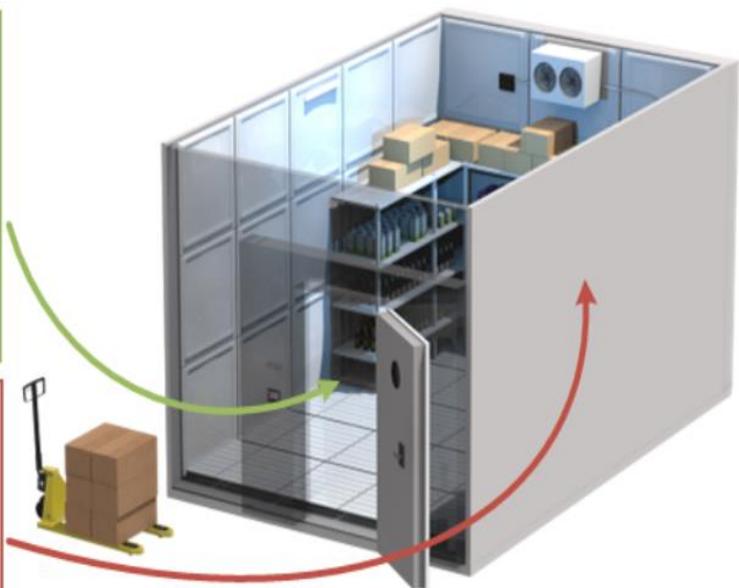
 Tasa de renovaciones de
 (tantas veces el volumen de la cámara cada 24 horas)

Transferencia de calor:

Paneles estándar Paneles personalizados
 Tipo:
 Espesor: mm
 Temperatura ambiente: °C
 Temperatura del suelo: °C

Suelo aislado





Carga adicional: Luces: <input type="text" value="144"/> W Ventiladores: <input type="text" value="2984"/> W Personas: <input type="text" value="2"/> h/día Otros: <input type="text" value="0"/> W	<input checked="" type="checkbox"/> Desescarche <input type="radio"/> Natural <input checked="" type="radio"/> Eléctrico Potencia: <input type="text" value="14000"/> W Desescarches al día: <input type="text" value="5"/> Tiempo de desescarche: <input type="text" value="30"/> min
---	--

Figura 34. Configuración de datos para el cálculo de carga térmica del túnel 1.

Fuente: (Danfoss, s.f)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Cámara de refrigeración:

Temperatura:	-35,0 °C
Humedad relativa:	85,0 %
Hora de trabajo:	23,8 h

Detalles de carga:

Transmisión:	1,858 kW
Infiltración:	0,142 kW
Hielo en el evaporador:	0,002 kW
Productos total:	58,76 kW
Productos, enfriamiento:	58,76 kW
Productos, respiración:	0 kW
Luz:	0,012 kW
Personas:	0,040 kW
Ventiladores:	2,984 kW
Otros:	0 kW
Desescarche:	1,467 kW
Total:	65,26 kW

Figura 35. Cuadro de resultados del túnel 1.

Fuente: (Danfoss, s.f)

En la tabla 18, se resume el cálculo de la carga térmica para cavas y túneles de congelación.

Tabla 18. Cálculo de carga térmica del sistema.

Descripción	Total (kW)
Cava 1	12,5
Cava 2	9,23
Cava 3	14,83
Cava 6	5,17
Cava 8	13,35
Cava 11	10,82
Total capacidad térmica de cavas (kW)	65,9

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Túnel 1	65,26
Túnel 2	65,26
Túnel 3	61,39
Total capacidad térmica de túneles (kW)	191,91
Total capacidad térmica de cavas y túneles (kW)	257,8
Total capacidad térmica de cavas y túneles (TR)	73

Observaciones de la tabla 18:

1. Esta información fue realizada con base a la capacidad de almacenamiento de cavas y túneles.
2. La información de temperatura, tiempo y masa del producto almacenado en las cavas y túneles, fueron suministrados por el departamento de calidad y logística de la compañía.
3. Estos cálculos fueron realizados en el software: **Coolselector 2 Danfoss**.
4. Para el cálculo de los túneles se trabajó con una temperatura de evaporación de -38°C y una temperatura de condensación de 40°C.
5. Para el cálculo de las cavas se trabajó con una temperatura de evaporación de -29°C y una temperatura de condensación de 40°C.

3.3. Modelado 3D del sistema frigorífico trabajando con R-507

Luego de haber realizado el estudio del gasto de energía eléctrica del sistema actual de refrigeración actuando con R-507 con base al tiempo de funcionamiento de cada una de las cavas y túneles de refrigeración de la empresa, se procede a realizar el diseño 3D de cada uno de los sistemas que se calcularon anteriormente, donde se pueden evidenciar mediante diferentes colores cada uno de los componentes de los sistemas.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- Los compresores, son ubicados en la parte superior de cada una de las cavas y túneles, los cuales son denotados por el color azul, tal como se muestra en la Figura 36.

- Los condensadores, son igualmente ubicados en la parte superior de cada equipo a la entrada de los compresores y son denotados por el color rojo, tal como se muestra en la Figura 36.

- Los tanques acumuladores, son ubicados a la entrada de los condensadores y son denotados por el color rojo, tal como se muestra en la Figura 36.

- Las válvulas de expansión están ubicadas en la salida de cada uno de los equipos y son denotadas por color amarillo, tal como se muestra en la Figura 36.

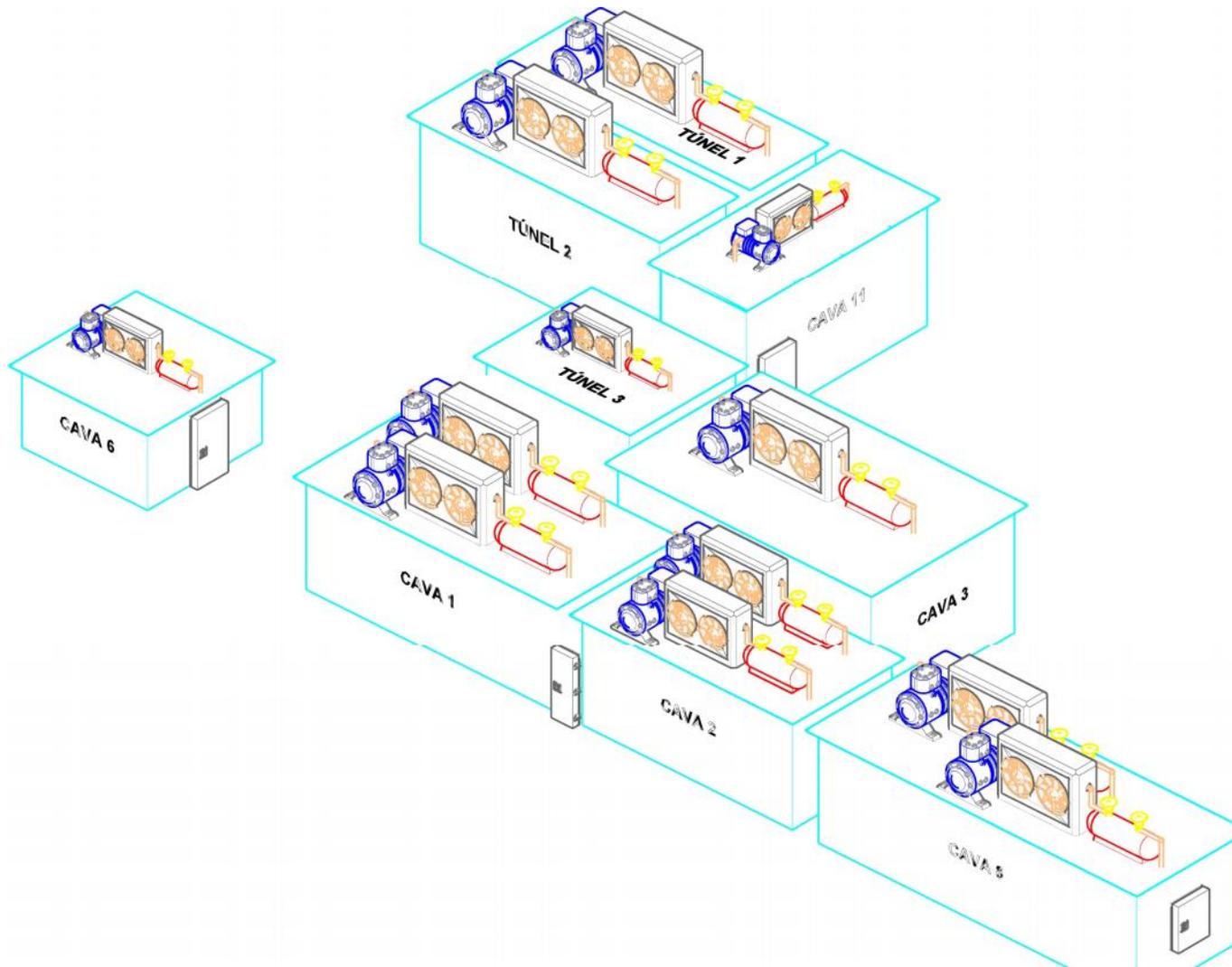


Figura 36. Vista isométrica de las cavas y túneles de congelación trabajando con R-507.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

- Los evaporadores, están ubicados en el interior de cada uno de los equipos y son denotados por el color azul, tal como se muestra en la Figura 37.

En la Figura 36, se presenta una vista isométrica del diseño 3D del sistema de refrigeración actual funcionando con refrigerante R-507, el cual está compuesto por las cavas 1, 2, 3, 6, 8 y 11, además de 3 túneles de congelación rápida 1, 2 y 3. Las cavas 1, 2 y 8, cuentan con dos sistemas de refrigeración; la cava 3, 6, 11 y el túnel 3, cuentan con un solo sistema de refrigeración y por último, los túneles 1 y 2, cuentan con 2 evaporadores pero alimentados por un solo compresor.

El sistema de evaporación se encuentra al interior de las cavas y túneles. Los cuales, se muestran en detalle en la Figura 37, donde se evidencia una vista frontal de la totalidad de los sistemas anteriormente descritos.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

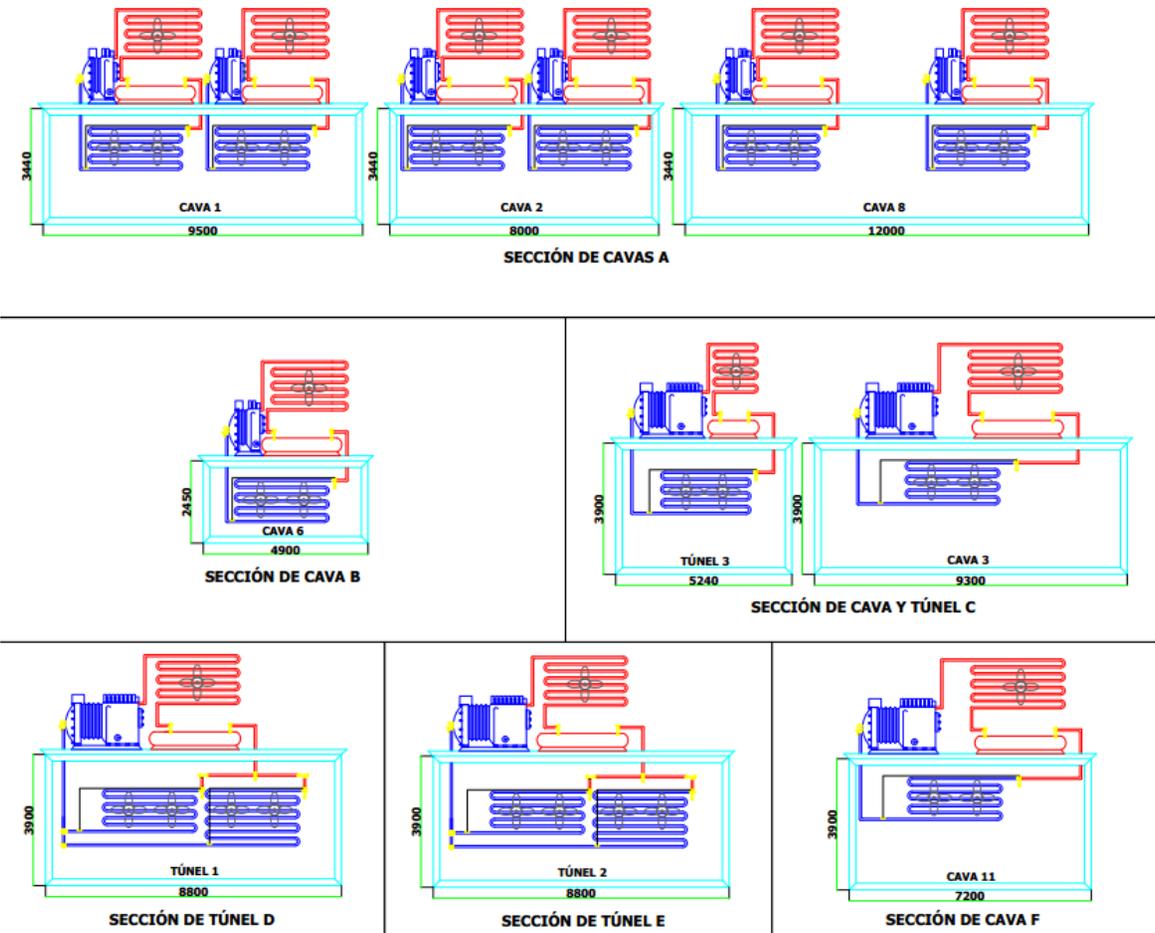


Figura 37. Vista frontal del sistema frigorífico trabajando con R-507.

En la Figura 38 se presenta una vista superior (escala 1:55) de todo el sistema frigorífico de la empresa de helados, donde se detallan las dimensiones en milímetros de cada cava y túnel de congelación, además de la separación entre cada uno de los estos.

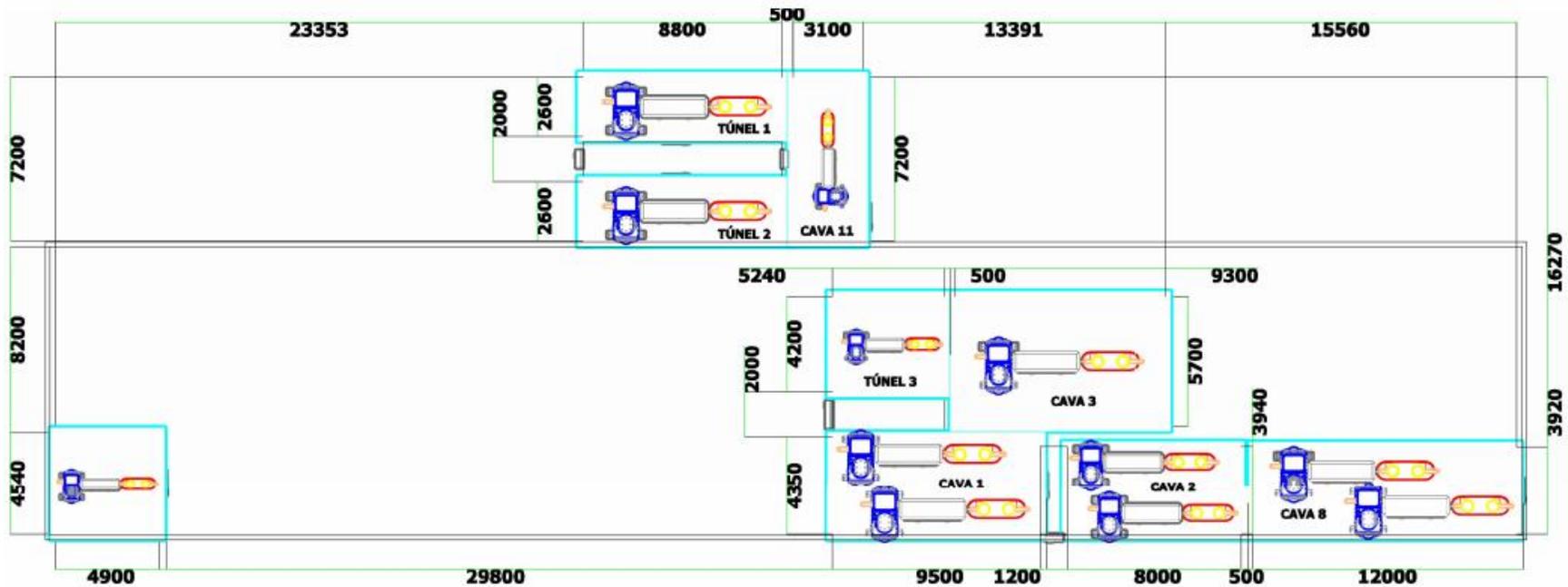


Figura 38. Vista superior del sistema frigorífico trabajando con R-507.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

Luego de tener los costos del sistema frigorífico actual, se precede a realizar el diseño del nuevo sistema de refrigeración utilizando refrigerante R-717 o Amoníaco, debido a sus cualidades termodinámicas que favorecen a la hora de trabajar con sistemas de nivel industrial, aportando mayor robustez al sistema y mayor eficiencia energética.

3.4. Diseño del sistema frigorífico trabajando con Amoníaco

Se procede nuevamente a calcular el gasto energético dado por la ecuación 1, teniendo como referencia la misma cantidad de cavas y túneles, descrita en el sistema con R-507.

$$P \times t = C \quad (2)$$

Donde P es la potencia del compresor en W, t es el tiempo en funcionamiento de cada uno de los compresores en horas y, C es el consumo energético de cada uno en kWh.

Para el diseño de este nuevo sistema se toman los datos de carga térmica obtenidos anteriormente, puesto que estos no varían según su aplicación.

Cavas de congelación

Tabla 19. Gasto energético de la cava 1

Equipo cava 1	Potencia (W)	Tiempo de uso (horas)	Cantidad	Potencia x día (kWh/día)	Potencia x mes (kWh /mes)
Motores	746	21,5	2	32.07	962.1
Evaporador					
Luminaria	36	24	4	3,46	103,68
		Total Potencia Consumida		35,53	1065,78

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Tabla 20. Gasto energético de la cava 2.

Equipo cava 2	Potencia (W)	Tiempo de uso (horas)	Cantidad	Potencia x día (kWh /día)	Potencia x mes (kWh /mes)
Motores Evaporador	746	21,5	2	32,07	962,1
Luminaria	36	24	4	3,46	103,68
Total Potencia Consumida				35,53	1065,78

Tabla 21. Gasto energético de la cava 3.

Equipo cava 3	Potencia (W)	Tiempo de uso (horas)	Cantidad	Potencia x día (kWh /día)	Potencia x mes (kWh /mes)
Motores Evaporador	746	21,5	3	48,11	1443,3
Luminaria	36	24	4	3,46	103,68
Total Potencia Consumida				51,57	1546,98

Tabla 22. Gasto energético de la cava 6.

Equipo cava 6	Potencia (W)	Tiempo de uso (horas)	Cantidad	Potencia x día (kWh /día)	Potencia x mes (kWh /mes)
------------------	--------------	--------------------------	----------	------------------------------	---------------------------------

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Motores	746	21,5	2	32.07	962.1
Evaporador					
Luminaria	36	24	4	3,46	103,68
		Total Potencia Consumida		35,53	1065,78

Tabla 23. Gasto energético de la cava 8.

Equipo cava 8	Potencia (W)	Tiempo de uso (horas)	Cantidad	Potencia x día (kWh /día)	Potencia x mes (kWh /mes)
Motores	746	21,5	2	32.07	962.1
Evaporador					
Luminaria	36	24	4	3,46	103,68
		Total Potencia Consumida		35,53	1065,78

Tabla 24. Gasto energético de la cava 11.

Equipo cava 11	Potencia (W)	Tiempo de uso (horas)	Cantidad	Potencia x día (kWh /día)	Potencia x mes (kWh /mes)
Motores	746	21,5	4	64,15	1924,5
Evaporador					
Luminaria	36	24	4	3,46	103,68
		Total Potencia Consumida		67,61	2028,18

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Túneles de congelación

Tabla 25. Gasto energético del túnel 1.

Equipo Túnel 1	Potencia (W)	Tiempo de uso (horas)	Cantidad	Potencia x día (kWh /día)	Potencia x mes (kWh /mes)
Motores	746	21,5	4	64,16	1924,68
Evaporador					
Luminaria	36	24	4	3,46	103,68
			Total Potencia Consumida	67,62	2028,36

Tabla 26. Gasto energético del túnel 2.

Equipo Túnel 2	Potencia (W)	Tiempo de uso (horas)	Cantidad	Potencia x día (kWh /día)	Potencia x mes (kWh /mes)
Motores	746	21,5	4	64,16	1924,68
Evaporador					
Luminaria	36	24	4	3,46	103,68
			Total Potencia Consumida	67,62	2028,36

Tabla 27. Gasto energético del túnel 3.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Equipo Túnel 3	Potencia (W)	Tiempo de uso (horas)	Cantidad	Potencia x día (kWh /día)	Potencia x mes (kWh /mes)
Motores	746	21,5	3	48,11	1443,3
Evaporador					
Luminaria	36	24	4	3,46	103,68
		Total Potencia Consumida		51,57	1546,98

Observación de las tablas 19 a 27:

1. De las Tablas 19 a 27, se realiza el cálculo del consumo energético del sistema trabajando con Amoníaco, el cual es resumido en la Tabla 29, para un mejor análisis y comparación con el sistema trabajando con R-507.
2. La información para los cálculos realizados, fue extraída de las placas y de los manuales de los equipos dado que es un sistema nuevo.
3. En consumo energético de las cavas y de los túneles por motores en difusores, es menor debido a que cada cava o túnel trabajarán con solo un difusor. El sistema de refrigeración actual, maneja 2 difusores (6 motores) por cava o túnel incrementado el consumo.
4. El consumo energético de las cavas y de los túneles, será menor debido a que el proceso de descongelación se realizará por gas caliente, este no genera consumo eléctrico mientras que el sistema actual opera por resistencia eléctrica.
5. El consumo del compresor se determina en un rango de operación de 240 minutos de refrigeración.
6. El compresor trabajará un total de 21,5 horas por día.
7. El sistema de descongelamiento trabaja un total de 2,5 horas por día.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

8. El consumo de los motores de los condensadores se determina por el tiempo de trabajo del compresor.
9. El consumo de los motores de los evaporadores se determina por el tiempo de trabajo del compresor.
10. El consumo energético de las luminarias se obtiene en un rango de operación de 24 horas, ya que la compañía labora 24/7 por lo que mantienen encendidas.
11. El ciclo de refrigeración de las cavas y de los túneles, se determina mediante la programación realizada en el controlador Full Gauge de 4 horas (240 minutos) de trabajo del compresor, motores de condensador y motores de evaporador por una descongelación de 30 minutos. Este ciclo de trabajo es una réplica constante. Se establece que las observaciones mencionadas anteriormente, son las condiciones de operación para el cálculo del consumo energético del sistema.

Tabla 28. Gasto total energético para compresor y condensadores.

Equipo Túnel 1	Potencia x hora (W)	Tiempo de uso (horas)	Cantidad	Potencia x día (kWh /día)	Potencia x mes (kWh /mes)
Compresor	74600	21,5	1	1603,9	48117
Motores Condensador	1492	21,5	4	128,31	3849,3
			Total Potencia Consumida	1732,21	51966,3

Observaciones de la tabla 28:

1. La información para los cálculos realizados fue extraída de las tablas de consumo energético de cavas y túneles.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2. Debido a que todas las cavas y túneles quedarán dependiendo de un solo equipo (Compresor 62WB), se realizarán modificaciones en la tubería para poner los dos equipos que se tienen en operación como respaldo a cualquier eventualidad o intervención de mantenimiento.
3. El consumo energético de las cavas y de los túneles de enfriamiento, será menor trabajando con Amoníaco. Este sistema solo dependerá de un compresor mientras que en el actual se tienen dos compresores por cámara frigorífica, esto produce mayor consumo energético. La condensación por Amoníaco solo dependerá de un condensador mientras que en el sistema actual, se manejan 2 condensadores por ciclo.

Tabla 29. Cálculo de costo energético del sistema frigorífico de R-717 Amoníaco.

Descripción	Potencia x mes (kWh)	Costo kWh (\$)	Costo total x mes (\$)
Cava 1	1065,78	415	442.299
Cava 2	1065,78	415	442.299
Cava 3	1546,98	415	641.997
Cava 6	1065,78	415	442.299
Cava 8	1065,78	415	442.299
Cava 11	2028,18	415	841.695
Túnel 1	2028,36	415	841.769
Túnel 2	2028,36	415	841.769
Túnel 3	1546,98	415	641.997
Compresor y condensadores	51966,3	415	21.566.015

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Total costo energético de funcionamiento de cavas y túneles	27.144.436
--	-------------------

Observaciones de la tabla 29:

1. La información para los cálculos realizados fue extraída de las tablas de consumo energético de cavas y túneles.
2. El costo del kWh fue obtenido de la factura suministrada en el mes de Junio del año en curso.
3. El costo de operación de las cavas y de los túneles, disminuye notoriamente por mes.
4. El sistema de refrigeración con Amoníaco es más eficiente económicamente.

Tabla 30. Costo mensual de mantenimiento del sistema frigorífico con R-717 Amoníaco.

Descripción	Costo mensual (\$)
Técnico Frigorista	2.303.482
Capacitación de personal	275.000
Sistema de Monitoreo	337.365
Aceite Mycold	135.000
Desincrustante	180.483
Subtotal	3.231.330
Eventualidades	323.133
Total costo de mantenimiento preventivo	3.554.463

Observaciones de la tabla 30:

1. El costo de rutinas preventivas determinado, incluye la intervención total de los equipos instalados actualmente.
2. El costo determinado no incluye intervenciones correctivas.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

3. Estos mantenimientos están contemplados en un espacio y ambiente limpio.
4. Por ser un sistema nuevo, el Amoníaco no se evapora y no requiere recarga continúa por tal motivo se omite en la intervención preventiva. Se realiza una carga inicial de 150 kg de Amoníaco.

Luego de haber realizado los cálculos del costo de funcionamiento del sistema con Amoníaco, se procede a realizar las cotizaciones para determinar el costo total de la implementación del nuevo sistema frigorífico, el cual es detallado en las Tablas 31 a 33.

Tabla 31. Equipos: cavas y túneles cotización AP-25364.

Descripción	Equipos	Cantidad	Costo x Unidad (\$)	Costo Total (\$)
CAVA 1	Evaporador	1	8.000	8.000
	Válvula expansiva	1	600	600
	Válvula pilotada	1	600	600
	Piloto	1	300	300
Total costo CAVA 1				9.500
CAVA 2	Evaporador	1	8.000	8.000
	Válvula expansiva	1	600	600
	Válvula pilotada	1	600	600
	Piloto	1	300	300
Total costo CAVA 2				9.500
CAVA 3	Evaporador	1	9.000	9.000
	Válvula expansiva	1	600	600
	Válvula pilotada	1	600	600
	Piloto	1	300	300

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Total costo CAVA 3				10.500
CAVA 6	Evaporador	1	8.000	8.000
	Válvula expansiva	1	600	600
	Válvula pilotada	1	600	600
	Piloto	1	300	300
Total costo CAVA 6				9.500
CAVA 8	Evaporador	1	8.000	8.000
	Válvula expansiva	1	600	600
	Válvula pilotada	1	600	600
	Piloto	1	300	300
Total costo CAVA 8				9.500
CAVA 11	Evaporador	1	9.000	9.000
	Válvula expansiva	1	600	600
	Válvula pilotada	1	600	600
	Piloto	1	300	300
Total costo CAVA 11				10.500
TÚNEL 1	Evaporador	1	9.000	9.000
	Válvula expansiva	1	750	750
	Válvula pilotada	1	750	750
	Piloto	1	450	450
Total costo TÚNEL 1				10.950
TÚNEL 2	Evaporador	1	9.000	9.000
	Válvula expansiva	1	750	750
	Válvula pilotada	1	\$750	750

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

	Piloto	1	450	450
Total costo TÚNEL 2				10.950
TÚNEL 3	Evaporador	1	9.000	9.000
	Válvula expansiva	1	750	750
	Válvula pilotada	1	750	750
	Piloto	1	450	450
Total costo TÚNEL 3				10.950
Total costo equipos cavas y túneles USD				91.850
Total costo equipos cavas y túneles COP				317.332.565
Total costo montaje mecánico COP				63.121.023
Total costo mano de obra MYCOM COP				31.560.512
Total costo inversión equipos cavas y túneles COP				412.014.100

Tabla 32. Valvulería sistema general cotización AP-25365.

Descripción	Equipos	Cantidad	Costo x Unidad (\$)	Costo Total (\$)
SISTEMA GENERAL	Válvula de paso recto de 3"	1	357	356,86
	Válvula de paso recto de 2 1/2"	1	302	302,46
	Válvula de paso recto de 2"	3	223	669,12
	Válvula de paso recto de 1 1/4"	1	104	104,45
	Válvula de paso recto de 3/4"	5	92	462,40

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Filtro para EVRA-T10-15	1	54	54,40
Válvula de seguridad 250 psi 3/4" x 1" FPT	2	175	350,14
Disco de ruptura 3/4"	2	299	598,36
Manómetro disco de ruptura 1/8"	2	55	109,48
Válvula de 3 vías FPT (sin niples) 3/4"	1	150	149,59
Total costo sistema general USD			3.157
Total costo sistema general COP			10.907.119
Total costo montaje mecánico COP			5.400.000
Total costo mano de obra MYCOM COP			3.700.000
Total costo inversión sistema general COP			20.007.119

Tabla 33. Sistema eléctrico y puesta en marcha cotización AP-25410.

Descripción	Equipos	Cantidad	Costo x Unidad (\$)	Costo Total (\$)
SISTEMA ELÉCTRICO Y PUESTA EN MARCHA	Tablero eléctrico para túneles	1	45.000.000	45.000.000
	Tablero eléctrico para cavas	1	30.000.000	30.000.000
	R-717 Amoníaco (kg)	150	6.500	975.000
	Transporte de R- 717 Amoníaco	1	490.000	490.000

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

	Mantenimiento compresor MYCOM 62WB	1	15.000.000	15.000.000
Total sistema eléctrico y puesta en marcha COP				91.465.000
Total costo montaje eléctrico COP				15.000.000
Total costo mano de OBRA MYCOM COP				7.500.000
Total costo inversión sistema eléctrico y puesta en marcha COP				113.965.000

Observaciones de la tabla 31 a 33:

1. El valor agregado IVA, no está incluido en los precios.
2. Los precios en dólares (USD), se consideran a la tasa representativa del mercado al momento de facturación.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

3.5. Modelado 3D del sistema frigorífico trabajando con Amoníaco R-717

En la Figura 39, se presenta el diagrama de flujo del sistema frigorífico con refrigerante Amoníaco R-717 y se ilustra la distribución de las cavas y túneles adaptados para trabajar con Amoníaco. El sistema cuenta con tubería acero estructural SCH40, además cuenta con componentes como: Trampa de succión, Intercooler, Compresor, Reciprocante, Tanque receptor de alta presión A y B, Tanque de válvula de seguridad, Condensador evaporador 1 y 2.

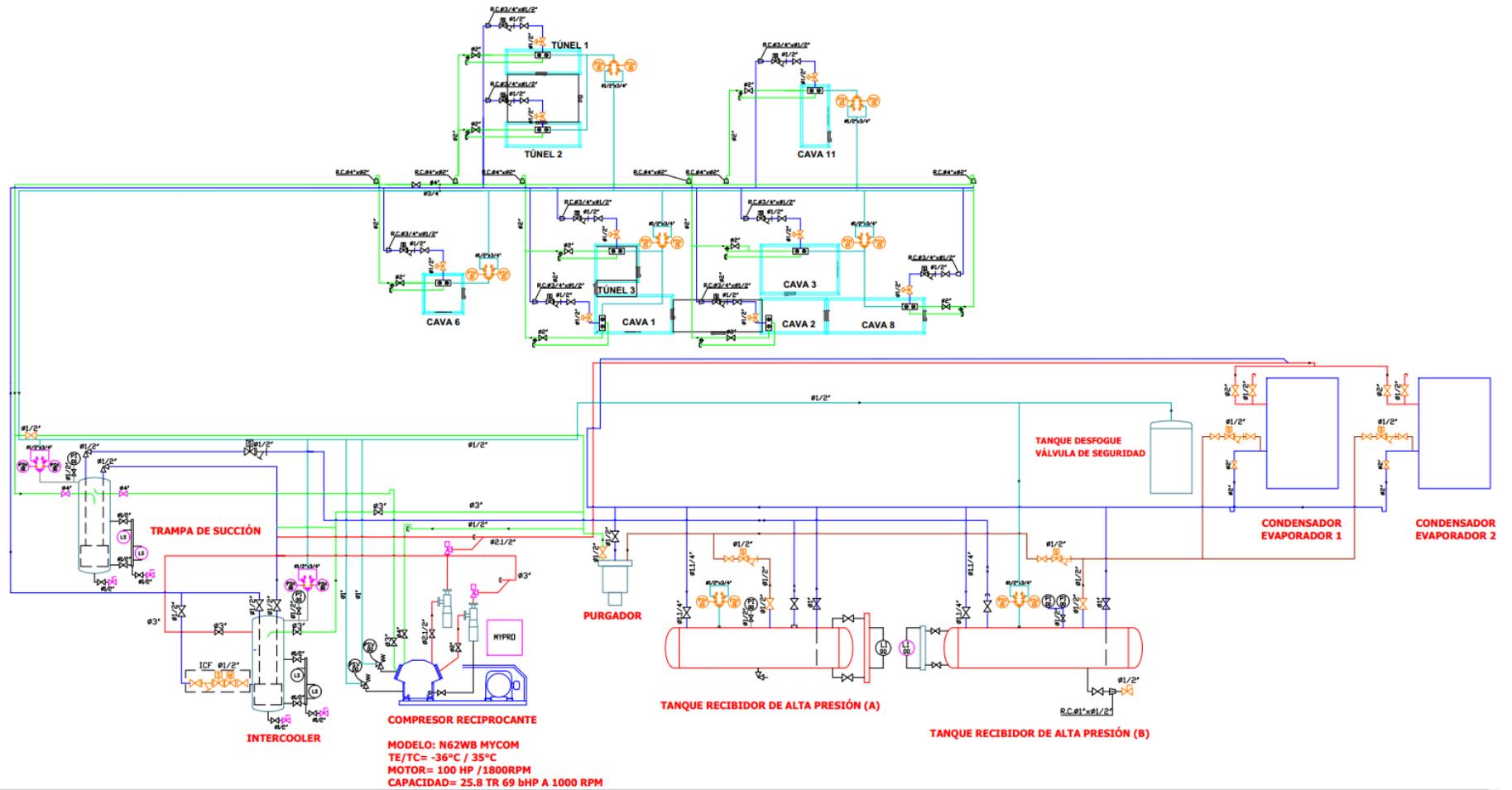


Figura 39. Diagrama de flujo del sistema frigorífico con Amoníaco.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

En la Figura 40 se presenta una vista isométrica de la casa de máquinas del sistema trabajando con refrigerante R-717, debido a que este sistema a diferencia del actual con R-507, cuenta con un solo compresor recíprocante que abastece todo el sistema ubicado en la parte inferior del plano, además cuenta con un tanque receptor de alta presión A y B, Tanque de válvula de seguridad y Condensador Evaporador 1 y 2, los cuales pueden ser visto en detalle en la Figura 42 donde se presenta una vista frontal de la casa de máquinas.

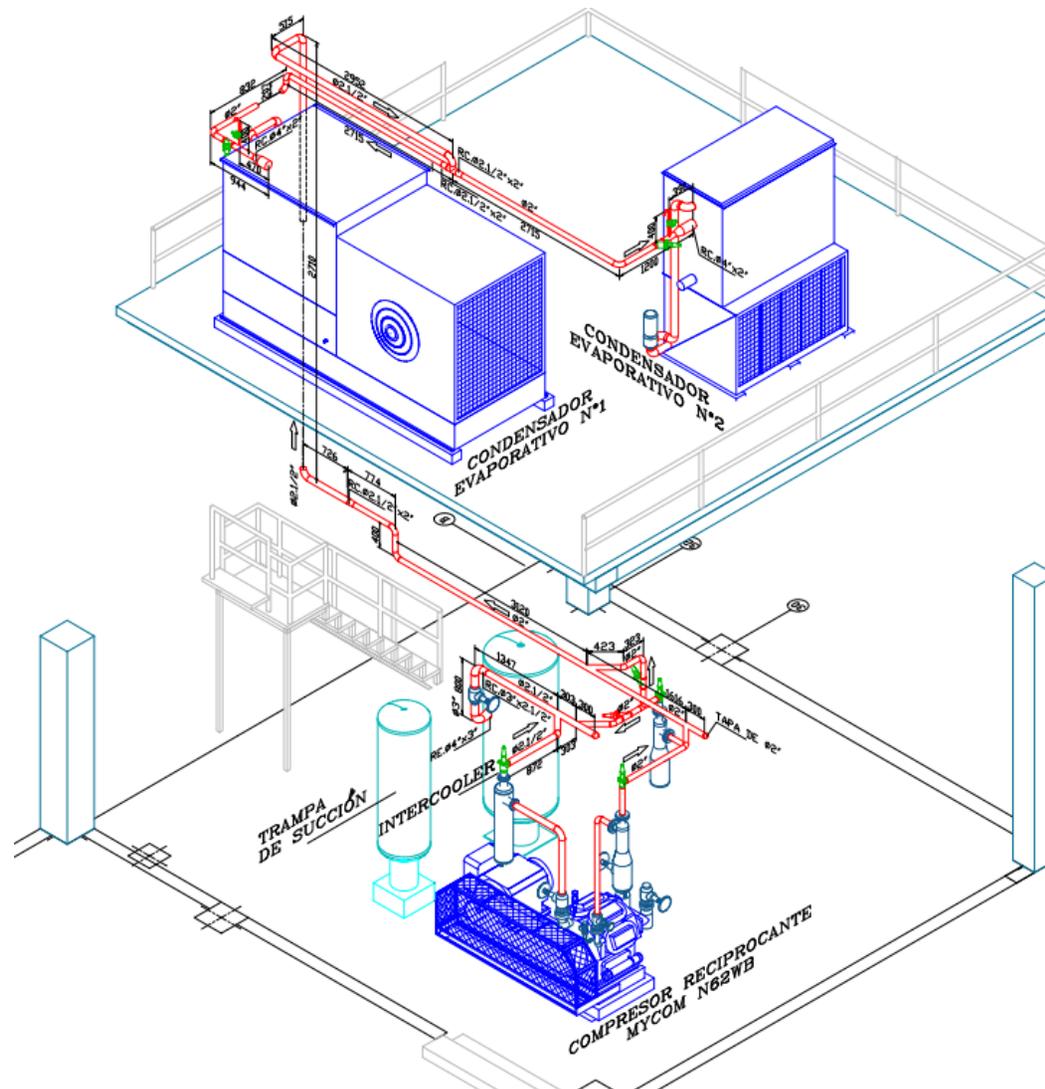


Figura 40. Vista isométrica de casa de máquinas del sistema con Amoníaco.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

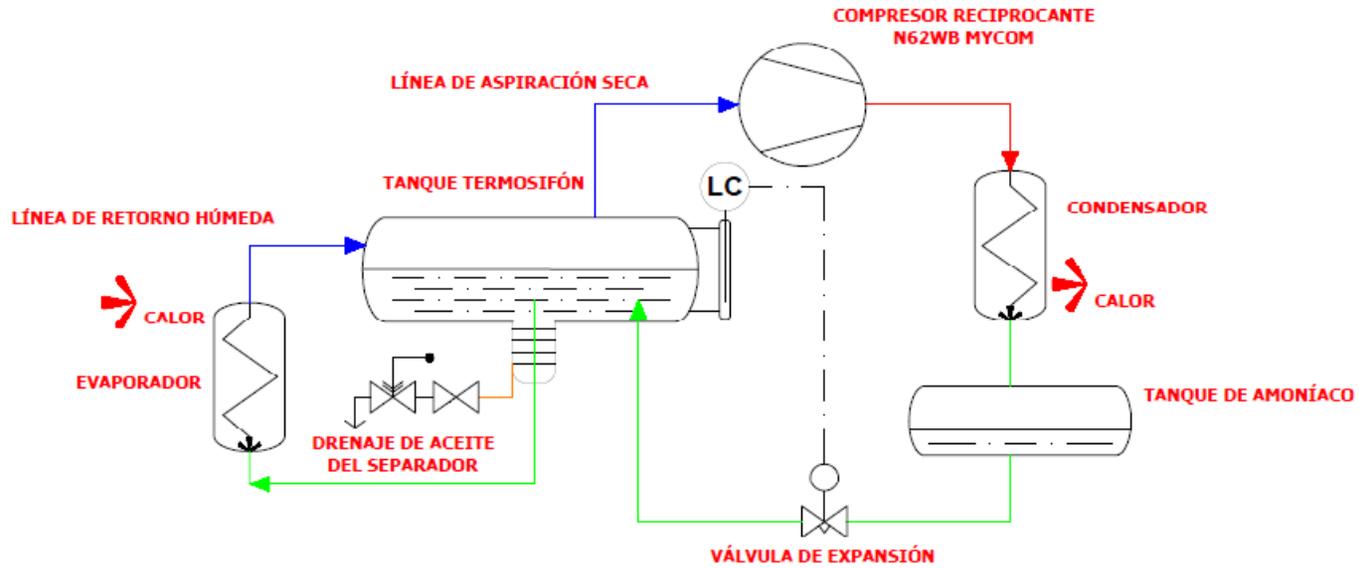


Figura 41. Ciclo de refrigeración con Amoníaco.

En la figura 41 se muestran los cuatro componentes básicos de un ciclo de refrigeración con Amoníaco y sus componentes adicionales.

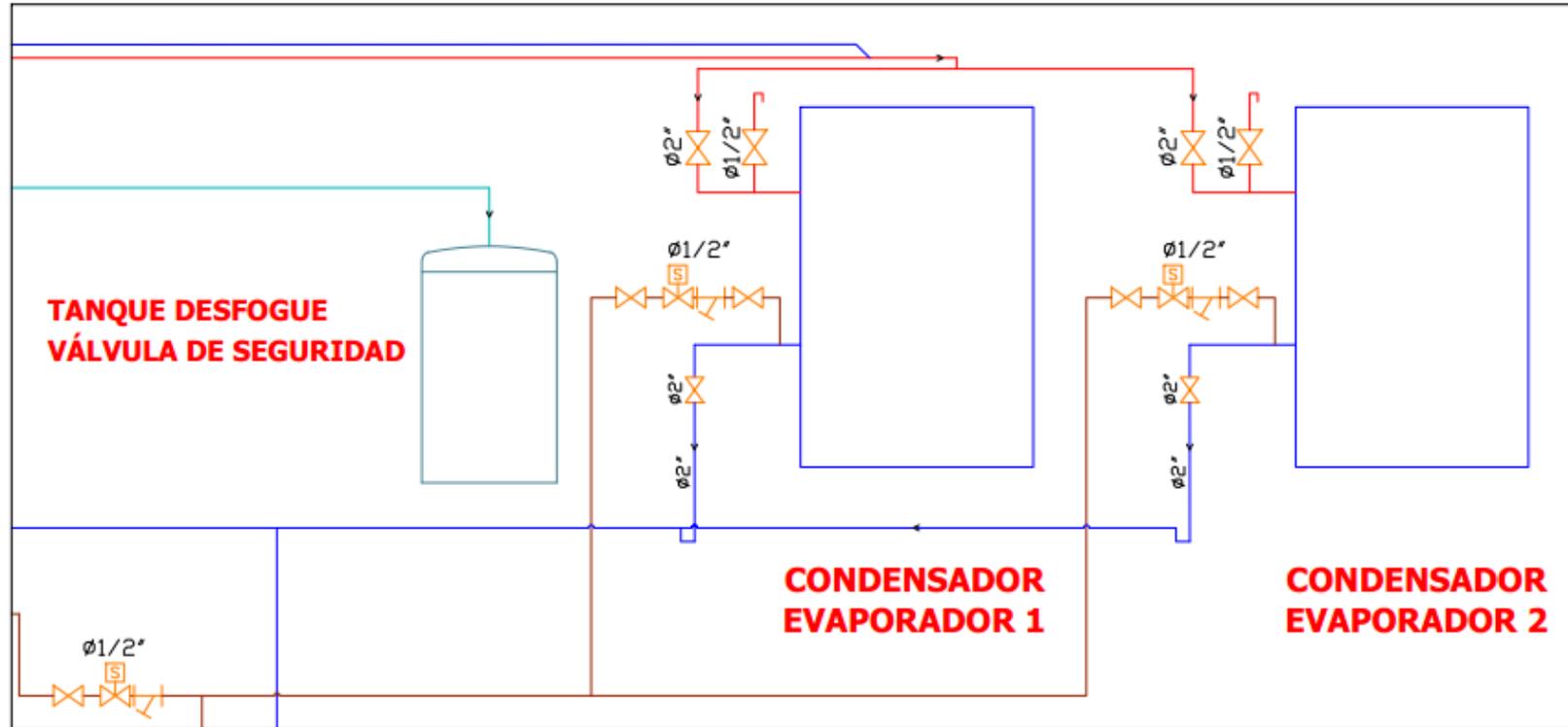


Figura 42. Vista frontal de casa de máquinas del sistema con Amoníaco

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Luego de haber planteado el estado actual del sistema frigorífico trabajando con R-507 y el diseño del sistema con Amoníaco, se procede a discutir los resultados más influyentes en el diseño y en el estudio de factibilidad técnico-económica.

4.1. Análisis comparativo de resultados de carga térmica

Una vez determinados y registrados los resultados por software, se presenta a continuación el análisis en forma comparativa entre los datos calculados y la carga térmica instalada actualmente. El ejercicio consiste en detallar el comportamiento de las cavas y de los túneles de congelación para así, establecer las condiciones ideales para cada cámara de enfriamiento.

En la tabla 34, se presenta un cuadro comparativo entre la carga térmica instalada actualmente y la carga calculada.

Tabla 34. Cuadro comparativo de resultados de carga térmica.

Carga térmica instalada actualmente				Carga térmica calculada
Descripción	(kW)	# de equipos	Total (kW)	Total (kW)
Cava 1	5,6	2	11,2	12,5
Cava 2	5,6	2	11,2	9,23
Cava 3	7,5	2	14,9	14,83
Cava 6	5,6	1	5,6	5,17
Cava 8	5,6	2	11,2	13,35

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO		Código	FDE 089
			Versión	03
			Fecha	2015-01-22

Cava 11	16,4	1	16,4	10,82
Túnel 1	20,9	1	20,9	65,26
Túnel 2	20,9	1	20,9	65,26
Túnel 3	16,4	2	32,8	61,39

Observaciones de la tabla 34:

1. Se realiza un comparativo entre los valores calculados y los datos de carga térmica actuales para determinar eficiencia y las necesidades reales de implementar un sistema con Amoníaco.
2. Analizando el dato de la carga instalada vs la calculada en la cava 1, se puede apreciar un diferencial de 1,3 kW por debajo del valor ideal.
3. Observando los valores de la cava 11 se denota que la capacidad instalada está sobredimensionada en 5,58 kW comparado con el calculado de 10,82 kW.
4. El análisis efectuado en el túnel 1, se tiene una diferencia de 44,36 kW en contra del proceso. Esto ocasiona que el producto ubicado en esta sección tome más tiempo de congelación (72 horas). Esto se traduce en un proceso productivo ineficiente.
5. En la toma de datos calculados vs la capacidad instalada en los túneles de congelación, se deduce que los equipos no fueron calculados para suplir la necesidad que presenta actualmente el área de producción. El tiempo de congelación rápido de 24 horas, no es suficiente lo que atrasa la entrega de pedidos.
6. El sistema frigorífico con Amoníaco, garantiza que el tiempo de congelación sea en 24 horas lo que significa un aumento en el proceso productivo.
7. En el túnel 3 se tiene una carga instalada de 32,8 kW con 2 compresores, se considera que el sistema sigue siendo ineficiente, esto demanda una compensación en kW con respecto al valor calculado de 61,39 kW para mejorar rendimiento productivo.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

8. Los datos de las cavas 2, 3, 6 y 8, no requieren un análisis detallado ya que los valores comparativos se encuentran en un rango similar o permisible.

4.2. Selección del compresor

Una de las razones de implementar un nuevo sistema de enfriamiento con Amoníaco, es la puesta en marcha del compresor recíprocante: MYCOM 62WB. Este equipo actualmente se encuentra inactivo en la compañía. Esta referencia cuenta con la capacidad de sostener en su totalidad la operación del sistema en general.

Para la selección del compresor, se procede a realizar un ajuste de tolerancia en alza del 10% sobre el valor obtenido de carga térmica. Este cálculo debe ser comparado con la tabla de capacidad de la serie MYCOM 62WB para estimar el rango de operación.

Tabla 35. Ajuste de valor de carga térmica.

Descripción	Total (TR)	Ajuste de tolerancia (TR)
Total capacidad térmica calculada de cavas y túneles	73	80,3

En la tabla 36 se detalla el rango y las condiciones de operación para la serie 62 WB, según el ajuste realizado en el valor de la carga térmica.

Tabla 36. Condiciones de operación del modelo 62WB para el valor de carga térmica calculado.

Refrigerante:	Vel. 1450 RPM
NH3 Amoníaco	(WB 1200 RPM)
	T -40°C
Mod.	TR

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

62WB	88
-------------	-----------

Observaciones de la tabla 36:

1. El compresor recíprocante de referencia MYCOM 62WB, cuenta con la capacidad de satisfacer la demanda de enfriamiento al momento de implementar un sistema con Amoníaco.
2. El sistema por Amoníaco solo dependerá de un compresor mientras que en el actual se tienen dos compresores por cámara frigorífica. La condensación por Amoníaco solo dependerá de un condensador mientras que en el sistema actual, se manejan 2 condensadores por ciclo.
3. Para el valor ajustado de carga térmica equivalente a 80.3 TR, el rango de operación seleccionado por especiación de capacidad es de 88 TR.
4. Se reduce la cantidad de equipos en operación, costos por manutención y consumo energético.

Luego de haber calculado el valor de la carga térmica y de seleccionar el compresor para el sistema con Amoníaco, se determina el costo total del funcionamiento del sistema de refrigeración actual teniendo en cuenta tanto el gasto de energía eléctrica como los costos de operación, mantenimiento y materia prima. En la tabla 37 se presenta el costo total de operación teniendo en cuenta las tablas 12 y 13, el cual tiene un costo de \$61.549.805 y que, posteriormente será comparado con el costo de operación del nuevo sistema. Datos que crean una necesidad de implementar un sistema más robusto con menos pérdidas, que brinde a la empresa una mejor eficiencia energética con menores costos operacionales.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Tabla 37. Costo total de mantenimiento del sistema frigorífico con R-507.

Descripción	Costo mensual (\$)
Total costo energético de funcionamiento de cavas y túneles (\$)	57.420.522
Total costo de mantenimiento preventivo	4.129.283
Total	61.549.805

Como se puede observar en la tabla 38, la carga requerida con R-717 es menor en comparación con el valor de R-507. Esto demuestra que implementar un sistema frigorífico con Amoníaco, es más eficiente en la reducción de costos por mantenimiento y en términos energéticos.

Tabla 38. Carga requerida para sistema frigorífico con R-507 y R-717 Amoníaco.

Descripción	Capacidad térmica (kW)	R-507 (kW)	R-717 Amoníaco (kW)
Cavas	76,3	139,4	103
Túneles	115,3	477,2	362

Observación de la tabla 38:

1. Los valores de las columnas: R-507 (kW) y R-717-Amoníaco (kW), fueron calculados en el software Coolselector 2 de Danfoss.

Luego de tener todos los datos necesarios del sistema actual, se determina el costo de operación del sistema de refrigeración trabajando con Amoníaco, el cual es presentado en la Tabla 39, datos que fueron tomados de las tablas 29 y 30, donde se terminan los costos de energía eléctrica y mantenimiento, respectivamente.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Tabla 39. Costo total de manutención del sistema frigorífico con R-717 Amoníaco.

Descripción	Costo mensual (\$)
Total costo energético de funcionamiento de cavas y túneles (\$)	27.144.436
Total costo de mantenimiento preventivo	3.554.463
Total	30.698.899

Basados en los datos suministrados por la tabla 39 se estima un total de \$ 30.698.899 para el funcionamiento del sistema frigorífico con refrigerante R-717 Amoníaco.

Posteriormente, se plantea en la Tabla 40 el diferencial de costos entre los dos sistemas de refrigeración, donde se determinó un diferencial de manutención de \$30.850.906, lo que posibilita la idea de plantear este proyecto para la aplicabilidad en la empresa de helados mimos y abre las puertas, para ser implementados en otras empresas con gran robustez.

Tabla 40. Diferencial de manutención: (R-507 - R-717 Amoníaco).

Descripción	Costo mensual (\$)
Total costo de manutención R-507	61.549.805
Total costo de manutención R-717 Amoníaco	30.698.899
Diferencial de manutención: (R-507-R717 Amoníaco)	30.850.906

Finalmente, el resultado más pertinente es presentado en la Tabla 41, en la cual es presentado el costo total del proyecto donde se tuvo en cuenta la inversión en cada cava y túnel de congelación rápida, la inversión del sistema eléctrico y puesta a punto, entre otros, teniendo en cuenta 3 cotizaciones que serán anexadas a este trabajo, toda esta información

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

es detallada más a fondo en las Tablas 31 a 33, donde se evidencia todo lo que se tuvo en cuenta para la cotización final de la aplicación del sistema por un valor de \$545.986.219, valor que puede ser subsanado en 18 meses gracias a un diferencial en los costos de funcionamiento de los dos sistemas de refrigeración que es detallado en la Tabla 40.

Tabla 41. Inversión total para la implementación de sistema frigorífico con R-717 Amoníaco.

Descripción	Equipos	Cantidad	Costo x Unidad	Costo Total (\$)
Total costo inversión equipos cavas y túneles COP				412.014.100
Total costo inversión sistema general COP				20.007.119
Total costo inversión sistema eléctrico y puesta en marcha COP				113.965.000
Total inversión sistema R-717 Amoníaco				545.986.219
Diferencial de manutención: (R-507-R717 Amoníaco)				30.850.906
Tiempo estimado: retorno de inversión (Meses)				18

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

5. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

Se pudo concluir que la implementación de un nuevo sistema de refrigeración para la fábrica de helados es factible tanto técnica como económicamente, debido a que se cuenta con el espacio para una casa de máquinas suficientemente grande y el tiempo de subsanación del proyecto es de 18 meses. A partir de este tiempo, la empresa tendrá un aumento de sus ganancias de \$ 30.850.906.

1. Se determinó que el sistema frigorífico funcionando con R-507 tiene un gasto mensual de sostenimiento para la empresa de \$ 61.549.805.
2. Se pudo calcular y diseñar a escala real el sistema frigorífico funcionando con R-717 Amoníaco, además se determina que es un sistema más eficiente y con un menor costo de implementación.
3. Los datos calculados de carga térmica de 80,3 TR y la selección del compresor para 88 TR, revelan las deficiencias del sistema actual. La propuesta en desarrollo ofrece la reducción de equipos en operación y condiciones de rendimiento más óptimas para las metas establecidas por la compañía.
4. La manutención del sistema frigorífico con Amoníaco, es un 50% más favorable y rentable en comparación con el sistema actual de R-507.
5. Se estima el costo total de la implementación del nuevo sistema frigorífico con Amoníaco en un precio de \$ 545.986.219, al realizar diferentes cotizaciones que pueden estar supuestas a cambios por el valor del dólar o inflación en unos años.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Esta propuesta ayudará a mejorar las condiciones de operación y disminuir el consumo energético de la empresa. Además, permitió un encuentro entre el estudiante y la industria, logrando enlazar las herramientas y la formación académica, con situaciones reales de procesos industriales.

El Amoníaco es una alternativa rentable para detener el cambio climático y la preservación de la capa de ozono por ello, los refrigerantes convencionales tienden a ser sustituidos por refrigerantes naturales. Además, el Amoníaco es un refrigerante más eficiente que los CFC (Cloruroflorurocarbonos), debido a que en los sistemas frigoríficos con R-717 consumen menos electricidad y por lo tanto, menos costo de operación.

Mediante la implementación de este nuevo sistema, se da inicio o puesta en marcha a un equipo que el momento se encuentra inactivo (compresor recíprocante MYCOM 62WB), capaz de sostener toda la operación del sistema generando rentabilidad como activo de la compañía.

La implementación de nuevas metodologías como lo es el software Coolselector 2 de Danfoss para el cálculo de carga térmica y otras variables, promueve el buen desarrollo a nivel de ingeniería en aplicaciones industriales.

Recomendaciones

Al momento de trabajar con este tipo de refrigerantes se deben de tener las siguientes precauciones. Antes, durante y después del proceso de carga del Amoníaco:

Antes

- Se debe de identificar la necesidad de realizar la recarga al sistema validando la baja presión en los equipos y/o, debido a la falta de refrigeración en áreas específicas.
- Definir los dos trabajadores de mantenimiento que realizarán esta actividad.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- Realizar la lista preoperacional para verificar las condiciones de los elementos que se utilizaran en esta tarea.
- Reportar a SST el resultado de la Lista preoperacional para obtener su aval.
- Señalizar la zona con cintas y conos para impedir la circulación de personas ajenas a la actividad.
- Alistar los elementos de protección personal necesarios para el desarrollo de la actividad (mascara media cara con cartuchos para Amoníaco y traje autocontenido), junto con los elementos que permiten identificar una fuga de gas durante el proceso.
- Transportar los cilindros de Amoníaco desde el cuarto de almacenamiento hasta la zona de carga, utilizando una carreta como ayuda mecánica, verificando que estos se encuentren bien ubicados al interior de ésta y amarrados para evitar caídas.

Durante

- Conectar la manguera a la tubería del sistema de refrigeración.
- Conectar el otro extremo de la manguera a la pipeta de gas.
- Encender el medidor de Amoníaco y mantenerlo siempre en la zona de carga.
- Colóquese los elementos de protección personal.
- Abrir lentamente la válvula de la pipeta para iniciar la carga.
- Abrir la válvula que permite el ingreso del Amoníaco y cerrar las demás válvulas para permitir el paso del gas al sistema de refrigeración.
- Ubique la pipeta en forma horizontal para permitir el flujo del líquido.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- Monitorear constantemente el manómetro, la aparición de escarcha en la pipeta y/o con el peso de esta para determinar la terminación del descargue del gas.
- Cerrar la válvula de la pipeta.
- Permitir que el sistema retire el gas residual que está presente en la manguera.
- Cerrar la válvula de cargue del sistema de refrigeración
- Abrir nuevamente las válvulas que cerró al iniciar el proceso.
- Retirar la manguera.

Después

- Transportar los cilindros nuevamente hasta el lugar de almacenamiento de cilindros vacíos, recuerde amarrarlos durante su transporte y almacenamiento.
- Recoger los conos y la cinta y dejar la zona ordenada y aseada.
- Informar a SST y Logística la culminación de la actividad.
- Revisar el estado de los elementos de protección personal luego de terminada la tarea.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

6. REFERENCIAS

- Alva Velasquez, G. J., & Bendezú Carranza, R. A. (2015). SUBENFRIAMIENTO Y SOBRECALENTAMIENTO DEL REFRIGERANTE R-707 Y SU RELACION CON EL INCREMENTO DEL COEFICIENTE DE PERFORMANCE DE LA FABRICA DE HIELO LESSER S.A. C. *Diagnostico De Vulnerabilidad Sismica En Viviendas De Albañileria Confinada De La Zona Ppjj La Libertad - Chimbote*, 1–162. Retrieved from http://alicia.concytec.gob.pe/vufind/Record/UNSR_9e83451a15986e5413cb8a85c9d138b7
- Arnabat, I. (2007). Sistemas de refrigeración aire acondicionado: compresión y absorción.
- Dossat, R. J. (1980). *Principios de refrigeración*. México.
- E. García Ortiz, G. Búrdalo, M. Veiga, J. Cepeda, M. Fuentes, M. de Barrios, J. F. (n.d.). *ANÁLISIS COMPARATIVO DE LAS CARACTERÍSTICAS BÁSICAS DE LOS FLUÍDOS REFRIGERANTES MÁS UTILIZADOS*.
- Industry, D. (n.d.). COMPRESOR FRIGORÍFICO SEMIHERMÉTICO.
- Intarcon. (2011). *tricentrales frigoríficas con recuperación de calor*. Lucena-España.
- Korfitsen, E., & Kristensen, A. P. R. (1998). Ammonia high pressure heat pumps in food refrigeration applications. *International Journal of Refrigeration*, 21(3), 212–218. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(98\)00012-7](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(98)00012-7)
- Koshkin N. I., S. M. G. (1975). *Manual de Física elemental*.
- Lorentzen, G. (1988). Ammonia: an excellent alternative. *International Journal of Refrigeration*, 11(4), 248–252. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(88\)90082-5](https://doi.org/10.1016/0140-7007(88)90082-5)
- Mayekawa. (n.d.). MayeKawCOMPRESOR TORNILLO SERIE Ja.
- Moran, M. J. (n.d.). *FUNDAMENTALS OF ENGINEERING THERMODYNAMICS SEVENTH EDITION*.
- Ocampo, K. (2016). cero grados celsius.
- PAREDES QUISPE, ALDAIR CORDOVA VELASQUEZ, J. A. (2015). SUBENFRIAMIENTO Y SOBRECALENTAMIENTO DEL REFRIGERANTE R-707 Y SU RELACION CON EL INCREMENTO DEL COEFICIENTE DE PERFORMANCE DE LA FABRICA DE HIELO LESSER S.A. C.
- PEMEX. (n.d.). *Manual de Amoniaco*.
- Rapin, J. (1998). *Instalaciones Frigoríficas*.
- Safa, B., Arkebauer, T. J., Zhu, Q., Suyker, A., & Irmak, S. (2018). Latent heat and sensible heat flux simulation in maize using artificial neural networks. *Computers and Electronics in*

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Agriculture, 154(October 2017), 155–164. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2018.08.038>

Stene, J. (2008). Design and Application of Ammonia Heat Pump Systems for Heating and Cooling of Non-Residential Buildings. *8th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Copenhagen*, (1), 2–9.

Urrego Rodríguez, C. (2018). Metodología de selección de refrigerantes alternativas ecológicas y eficientes energéticamente. *Revista de Investigación*, 11(1), 75–89.

<https://doi.org/10.29097/2011-639x.180>

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

7. APÉNDICE

Tabla 42. Anexos

Nombre del documento	Descripción
355384138-MYCOM-Manual-Servicio-W	Ficha técnica compresor recíprocante
AP_25364_Grupo_IGA-cavas y túneles	Cotización 1
AP_25365_Grupo_IGA-Valvulería	Cotización 2
AP_25410_Grupo_IGA- Tableros Eléctricos	Cotización 3
Paquete de planos R-507 y AMONÍACO R-717	Paquete de planos para los dos sistemas
Resultados de carga térmica para cavas y túneles de congelación	Sustento de resultados de carga térmica por software Coolselector 2 de Danfoss

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

FIRMA ESTUDIANTES

[Handwritten Signature]

[Handwritten Signature]

[Handwritten Signature]

FIRMA ASESOR

Se entrega informe final por segunda vez

FECHA ENTREGA: noviembre 5 de 2019.

FIRMA COMITÉ TRABAJO DE GRADO DE LA FACULTAD _____

RECHAZADO___ ACEPTADO___ ACEPTADO CON MODIFICACIONES___

ACTA NO. _____

FECHA ENTREGA: _____

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

FIRMA CONSEJO DE FACULTAD _____
ACTA NO. _____
FECHA ENTREGA: _____