

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ciencias y Humanidades



Diseño de un sistema de refrigeración para el enfriamiento de productos alimenticios a través de un montaje de compresores en paralelo

Trabajo de investigación presentado por Marlon Chiang Morales para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala

2010

Diseño de un sistema de refrigeración para el enfriamiento de productos alimenticios a través de un montaje de compresores en paralelo

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ciencias y Humanidades

Diseño de un sistema de refrigeración para el enfriamiento
de productos alimenticios a través de un montaje de
compresores en paralelo

Trabajo de investigación presentado por Marlon Chiang Morales para optar al
grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala

2010

Vo. Bo. :

(f) _____

Ing. Manuel Ruano

Tribunal Examinador:

(f) _____

Ing. Manuel Ruano

(f) _____

Ing. Carlos Poteivan

(f) _____

Ing. Víctor Ayerdi

Fecha de aprobación: Guatemala 08 de diciembre del 2010

Prefacio

La temática de este trabajo de graduación se desarrolló con el fin de profundizar en el tema de refrigeración industrial. De esta forma, el reto de la investigación consistió en identificar los factores que afectan al sistema de refrigeración.

En cuanto a la idea principal del tema de investigación, éste surgió con la oportunidad que se presentó de poder ser parte del grupo de consultores dentro de la empresa en donde desarrollé mis prácticas profesionales; participando en el diseño de bodegas frías para el producto alimenticio.

Agradezco al Ingeniero García por haberme permitido ser una de las personas que conformaran el grupo de consultores y haber podido participar en dicho proyecto de refrigeración. También quiero agradecer a todos los ingenieros que me han ayudado en mi formación profesional, en especial al Ingeniero Manuel Ruano por haberme apoyado en toda la carrera y haberme asesorado en mi trabajo de graduación. Por otra parte quiero agradecer a todas las personas que me han apoyado durante toda la carrera, especialmente a mi familia.

Índice

Prefacio	v
Lista de cuadros	ix
Lista de figuras	x
Lista de anexos.....	x
Resumen	v
1. Introducción.....	1
2. Objetivos.....	2
2.1 Generales.....	2
2.2 Específicos.....	2
3. Antecedentes.....	3
4. Marco teórico.....	4
4.1 Deterioro de los alimentos	4
4.2 Temperatura y el crecimiento microbiano	5
4.3 La congelación en los microorganismos	6
4.4 La refrigeración	6
4.4.1 Evaporadores.....	7
4.4.2 Formación de escarcha.....	7
4.4.3 Deshielo por gas caliente.....	8
4.4.4 Condensador.....	9
4.4.5 Consideraciones de diseño en las tuberías del sistema.....	9
4.4.6 Refrigerantes.....	10
2.4.6.1 Refrigerantes azeotrópicos.....	10

4.5	Sistemas de refrigeración en paralelo	11
4.5.1	Funcionamiento del paralelo de compresores.	12
5.	Identificación del problema	13
6.	Balance de la carga de refrigeración.....	15
6.1	Condiciones de diseño	15
6.2	Transferencia de calor por paredes	16
6.2.1	Piso.....	17
6.2.2	Infiltración de aire.....	18
6.2.3	Carga térmica generada por ocupantes.....	18
6.2.4	Carga térmica debido a motores eléctricos e iluminación.	19
6.2.5	Carga térmica por producto.....	20
6.2.6	Carga Total.....	21
6.2.7	Temperatura de condensación.....	21
6.3	Selección de evaporadores	22
6.4	Selección de condensador	22
7.	Resultados.....	23
7.1	Condiciones de diseño	23
7.2	Dimensiones interiores	23
7.3	Paredes	24
7.4	Cálculo de la carga térmica por cambios de aire	27
7.5	Carga térmica por iluminación.....	27
7.6	Cálculo de la carga térmica por producto.....	28
7.7	Carga térmica por ocupantes.....	30
7.8	Cargas térmicas misceláneas	30
7.8.1	Montacargas eléctrico.	30

7.8.2 Motores eléctricos	31
7.8.3 Cargas misceláneas	31
7.9 Resumen de las cargas térmicas	32
7.10 Selección de equipo	33
7.10.1 Selección del evaporador.....	33
7.10.2 Selección del Rack de compresores	36
7.11 Consumo eléctrico del sistema	36
8. Conclusiones	38
9. Recomendaciones	40
10. Referencia bibliográfica	41
11. Anexo	42
12. Glosario	52

Lista de cuadros

Cuadro 1 - Condiciones interiores de diseño.....	16
Cuadro 2 - Dimensiones interiores de las cámaras de refrigeración.....	23
Cuadro 3 - Área y ΔT según el tipo de superficie del cuarto de congelados.....	25
Cuadro 4 - Área y ΔT según el tipo de superficie del cuarto de refrigerado.....	25
Cuadro 5 - Área y ΔT según el tipo de superficie de la pre-cámara.....	25
Cuadro 6 - Carga térmica total de superficies para el área de congelados.....	26
Cuadro 7 - Carga térmica total de superficies para el área de refrigerados.....	26
Cuadro 8 - Carga térmica total de superficies para el área de pre-cámara.....	26
Cuadro 9 - Carga térmica total por cambios de aire.....	27
Cuadro 10 - Carga térmica total por iluminación.....	28
Cuadro 11 - Ingreso diario de producto al cuarto de congelado.....	28
Cuadro 12 - Ingreso diario de producto al cuarto de congelados.....	29
Cuadro 13 - Carga térmica total por producto del cuarto de congelados.....	29
Cuadro 14 - Carga térmica total por producto del cuarto de refrigerados.....	29
Cuadro 15 - Carga térmica por ocupantes.....	30
Cuadro 16 - Carga térmica debido a los montacargas.....	30
Cuadro 17 - Carga térmica por motores eléctricos.....	31
Cuadro 18- Carga miscelánea.....	31
Cuadro 19 - Resumen de las cargas térmicas.....	32
Cuadro 20 - Consumo eléctrico del paralelo de baja temperatura.....	37
Cuadro 21 - Consumo eléctrico del paralelo de media temperatura.....	37

Lista de figuras

Figura 1 - Ciclo por gas caliente	8
Figura 2 - Diagrama Q-P de un paralelo de compresores	12
Figura 3 - Paralelo de compresores	12
Figura 4 - Esquema del proyecto	14
Figura 5 - Detalle de piso prefabricado.....	17
Figura 6 - Ubicación del equipo de refrigeración.....	34
Figura 7 - Ubicación de evaporadores	35

Lista de anexos

Anexo 1 - Condiciones exteriores para el aeropuerto de Guatemala	43
Anexo 2 - Promedio de cambios de aire en 24 horas para cuartos arriba de 32°F, debido a infiltraciones y apertura de puertas	44
Anexo 3 - Promedio de cambios de aire en 24 horas para cuartos abajo de 32°F, debido a infiltraciones y apertura de puertas	44
Anexo 4 - Calo removido en cuartos refrigerados (BTU por Cu. Ft.)	44
Anexo 5 - Calor equivalente por ocupación.....	45
Anexo 6 - Espesor estándar de aislante para cuartos de refrigeración	45
Anexo 7 - Ganancia de calor debido a montacargas eléctricos	45
Anexo 8 - Características de los productos perecederos y sus requerimientos de almacenamiento	46
Anexo 9 - Carga térmica por paredes	48
Anexo 10 - Evaporadores BHG/BHF 60 Hz, deshielo por gas caliente	49
Anexo 11 - Rendimiento unidades de media temperatura - Refrigerante HFC-404A/507.....	50
Anexo 12- Rendimiento unidades de baja temperatura - Refrigerante R-404A/507	50
Anexo 13 - Consumo eléctrico del paralelo de baja temperatura	51
Anexo 14 - Consumo eléctrico del paralelo de media temperatura.....	51

Resumen

Este trabajo de graduación se desarrolla ante la necesidad de diseñar una bodega de almacenamiento de producto alimenticio en donde las diferentes secciones del proyecto se mantienen a distintas temperaturas. En el área de congelados se almacenan un total de 197,613 lbs/día de papas y buñuelos a una temperatura de -10 °F, mientras que los productos lácteos equivalentes a 45,000 lbs/día, permanecen en el cuarto de refrigerados a una temperatura de 32 °F. Por último, el área de carga (pre-cámara) se mantiene a una temperatura de 40 °F.

Considerando los datos anteriores, se calculó una carga térmica de 818,379.45 para el área de congelados, 115,547.09 para la sección de refrigerados y 433,417.38 de la pre-cámara, datos sobre los cuales se realizó la selección del equipo del sistema de refrigeración. De acuerdo a los resultados obtenidos, se optó por cinco unidades de evaporadores para el cuarto de congelados, con una capacidad individual de 186,000 BTUH; caracterizadas por ser de deshielo por gas caliente.

Para el área de refrigerados se seleccionó un evaporador de deshielo por gas caliente con una capacidad de 120,000 BTUH. Por último, se optó por seis evaporadores (siempre de deshielo por gas caliente) con una capacidad individual de 81,000 BTUH.

Debido a la magnitud del proyecto, la instalación de cada circuito de refrigeración por individual representaba pérdida de espacio efectivo y un considerable consumo de energía eléctrica, motivo por el cual se optó por un equipo centralizado que tiene la versatilidad de trabajar a media y baja temperatura. Esto permitió seleccionar dos paralelos de compresores, uno para media temperatura y el otro para baja temperatura, de los cuales, el de baja temperatura se compuso por ocho compresores

en paralelo con una potencia de 240 hp y una capacidad de 1, 134,400 BTUH, mientras que para el paralelo de media temperatura se configuraron cuatro compresores con una potencia de 80 hp y una capacidad de 569,600 BTUH.

Por último se presentan las conclusiones y recomendaciones del proyecto realizado con el fin de mostrar un resumen de los puntos más importantes que dejó el presente trabajo, así como algunos señalamientos adicionales a considerar dentro del mismo.

1. Introducción

Con el transcurso de los años, la refrigeración industrial ha ido evolucionando hasta ocupar un papel muy importante en el sector alimenticio de Guatemala. Actualmente la industria de almacenamiento y distribución cuenta con equipos eficientes, donde el control de temperatura es primordial, evitando así un deterioro prematuro del producto. Es aquí donde radica la importancia del diseño de un sistema de refrigeración.

Mediante el ciclo de refrigeración se pueden conservar los alimentos, proceso por el cual se presentan cambios fisiológicos, químicos y microbianos de los productos, los cuales se pueden deteriorar primordialmente por el crecimiento de bacterias por lo que el crecimiento de micro-organismos se controla mediante la temperatura.

Por lo tanto, el control de la temperatura es un factor esencial para el suministro de alimentos y es necesario garantizar que se ejecute un proceso de enfriamiento correcto con el fin de mantener las temperaturas requeridas del producto durante el almacenaje. Es por ello que este trabajo se realiza con el fin de determinar la carga térmica del producto almacenado, determinando así el sistema de refrigeración que cumpla con la carga requerida.

2. Objetivos

2.1 Generales

- ✓ Diseñar un sistema de refrigeración constituido de un rack de compresores en paralelo para un centro de distribución de alimentos de Guatemala.

2.2 Específicos

- ✓ Prolongar la vida de los productos a refrigerar en las instalaciones del centro de distribución de alimentos.
- ✓ Calcular de la carga térmica del centro de distribución de alimentos.
- ✓ Proponer un sistema de refrigeración eficiente que responda de acuerdo a la carga térmica de los alimentos.
- ✓ Lograr una mejor comprensión de los sistemas de refrigeración.

3. Antecedentes

La refrigeración industrial es un tema muy importante para el comercio alimenticio guatemalteco, siendo éste un tema donde existe la suficiente documentación al respecto de los procesos de refrigeración y fabricación de prototipos de cuartos fríos. De acuerdo al estudio realizado por Torres Mario (2006), los prototipos de cuarto frío utilizado en la industria de alimentos y bebidas deben acondicionarse de acuerdo a la carga térmica, por lo que infiere que la selección de equipo a utilizar depende de las necesidades de enfriamiento, rangos de operación y aplicación.

En otros de los estudios previos realizados por Herrera Claudina (2002), se menciona sobre el reacondicionamiento de los sistemas de refrigeración y ventilación en la ampliación de un laboratorio farmacéutico. Allí se presenta el rediseño del sistema de refrigeración para la ampliación proyectada, recomendando alternativas económicas para proporcionar el diseño y redistribución del sistema.

4. Marco teórico

4.1 Deterioro de los alimentos

En el almacenamiento, los alimentos están expuestos a factores que pueden afectar en su proceso de deterioro. Entre ellos se encuentran los factores de temperatura, humedad e iluminación, en tanto que pueden llegar a desencadenar reacciones que conduzcan a la degradación de los productos alimenticios. Los factores que intervienen en el deterioro de los alimentos se clasifican como:

- Factores físicos
- Factores químicos
- Factores biológicos

El deterioro físico puede originarse por el aplastamiento y magulladuras. Otro factor físico se produce por los rayos visibles, en donde se modifica el color y origina un sabor desagradable en el alimento.

El deterioro químico conlleva cambios sensoriales así como la pérdida en el valor nutritivo del alimento. Un ejemplo de este efecto es el pardeamiento, en donde se produce un oscurecimiento debido a la formación de pigmentos pardos clasificándolos como carácter enzimático y no enzimático. El pardeamiento enzimático se basa en reacciones de oxidación de sustratos tipo fenólico.

El deterioro biológico es uno de los más perjudiciales, caracterizado por las enzimas naturales de los alimentos y microorganismos. Los principales microorganismos que ocasionan el deterioro en los alimentos son las bacterias, el moho y la levadura, los cuales pueden alterar las propiedades del alimento como la textura, el sabor y el olor. Por otra parte, pueden producir toxinas de tal forma que se pueden originar problemas a la salud.

4.2 Temperatura y el crecimiento microbiano

La temperatura es uno de los factores más importantes que afecta el desarrollo microbiano, pues dependiendo de ella se pueden presentar los niveles óptimos para el crecimiento de microbios. Por lo general, el rango de temperatura que permite el crecimiento microbiano varía de los 8°C hasta los 90°C. Si la temperatura es superior a la máxima de crecimiento de un determinado microorganismo, ésta resulta fatal debido al calor que genera. Sin embargo, si decrece la temperatura, los microorganismos no se reproducen, solamente permanecen viables en menor cantidad.

Dependiendo de su temperatura, los microorganismos se clasifican como:

- Termófilos
- Mesófilos
- Psicrófilos

Los microorganismos termófilos presentan su crecimiento a temperaturas elevadas, por lo regular, en el rango de 45°C a 55°C, logrando algunos crecer incluso a temperaturas de hasta 70°C. El microorganismo mesófilo se desarrolla normalmente entre 20°C y 45°C. El microorganismo psicrófilos crece a bajas temperaturas, normalmente entre 10°C y 20°C, pudiendo desarrollarse incluso a -10°C.

Por lo tanto, si la temperatura llega a ser lo suficientemente baja, de tal forma, que sobrepase la temperatura mínima de todos los microorganismos presentes, se llegará a detener el crecimiento microbiano y a estabilizar los alimentos desde el punto de vista microbiológico. Uno de los casos es la congelación a temperaturas inferiores a -10°C, pero algunos microorganismos permanecen viables durante largos periodos de tiempo si se mantiene congelado.

4.3 La congelación en los microorganismos

La congelación es una de las técnicas para la conservación de los alimentos, utilizada con el fin de detener el desarrollo microbiano y reducir la mayoría de las reacciones químicas y enzimáticas. Por lo tanto, durante el lapso de congelación la población de los microorganismos decrece gradualmente, rápido al principio y lentamente después, quedando viables para continuar desarrollándose después de la congelación.

La respuesta de los microorganismos a la congelación es variable, existiendo unos resistentes y otros sensibles a la misma, siendo siempre aptos para sufrir lesiones durante el almacenamiento a la congelación. La mayor parte de las esporas son muy resistentes a la congelación y probablemente sobrevivan sin cambios significativos, pero las células vegetativas son sensibles a una de las etapas implicadas en la congelación para la conservación de los alimentos.

La congelación puede dividirse en rápida y lenta, donde los microorganismos mueren rápidamente cuando la congelación es lenta, obteniendo como resultado cristales de hielo grande. Lo recomendable es contar con el más rápido proceso de congelación, ya que así se obtienen cristales de hielo pequeños y numerosos dando lugar a una reducción de daño en el tejido.

4.4 La refrigeración

La refrigeración mecánica es un proceso que transfiere calor desde una temperatura inferior a otra superior. Uno de los métodos para poder llevar a cabo dicho proceso es conocido como el ciclo de compresión de vapor, el cual se basa en evaporar líquido a baja presión para que absorba calor y condensarlo a alta presión al medio exterior.

El sistema de refrigeración se compone de los siguientes elementos: compresor, evaporador, condensador y una válvula de estrangulamiento.

4.4.1 Evaporadores. Los evaporadores son intercambiadores de calor cuya función es remover la carga térmica del espacio refrigerado, donde el refrigerante actúa como agente absorbente del calor. El paso del refrigerante por el evaporador ocasiona diversos estados: antes de llegar a la válvula de estrangulamiento se encuentra en estado líquido a alta presión y luego de atravesar dicha válvula se convierte en líquido a baja presión. Debido al descenso de presión se presenta la ebullición y por consiguiente la absorción de calor.

La trayectoria del refrigerante dentro del evaporador ocasiona que el líquido conteniendo burbujas de vapor se convierta en una masa de vapor que arrastra gotas de líquido, mezcla denominada vapor húmedo. Por último, cuando las gotas de líquido se evaporan se obtiene vapor saturado.

4.4.2 Formación de escarcha. La formación de escarcha en los evaporadores se debe a la presencia del vapor de agua que se encuentra en suspensión en el aire, por lo tanto, cuando una corriente de aire húmedo circule a través de un intercambiador, éste se depositará con su humedad en forma de hielo. Posterior a esto, la escarcha acumulada disminuye drásticamente la velocidad del aire a través de las aletas, perdiendo así, potencia para enfriar lo cual a su vez conlleva a un mayor funcionamiento del equipo.

Para prevenir este problema es necesario realizar un deshielo periódico de las paredes del evaporador. Uno de los métodos para eliminar la presencia de hielo sobre los intercambiadores se realiza por medio del descarche por gas caliente, proceso que consiste en descargar los gases comprimidos por el compresor directamente en el evaporador. (Ver Figura No. 1)

4.4.4 Condensador. El condensador es un intercambiador de calor, su objetivo principal es remover el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador. Por lo tanto, debe contar con una superficie de contacto lo suficientemente grande para obtener una rápida transferencia de calor. El calor cedido por el refrigerante es conducido a las paredes del condensador hacia el medio exterior, utilizando un condensador de aire forzado.

Los condensadores de aire forzado son utilizados en la industria. Éstos se componen por tuberías de cobre con aletas de aluminio y la circulación del aire forzado se realiza por medio de los ventiladores acoplados al condensador.

4.4.5 Consideraciones de diseño en las tuberías del sistema. Las dimensiones de la tubería del sistema de refrigeración se deben determinar con el fin de cumplir con los siguientes parámetros que propone Dossat (1997):

- Asegurar un suministro adecuado del gas refrigerante a todos los evaporadores.
- Asegurar un retorno adecuado del aceite al cárter del compresor.
- Evitar pérdidas de presión del refrigerante en el sistema.
- Evitar la entra de líquido refrigerante al compresor durante el ciclo de refrigeración.
- Evitar la acumulación de aceite en el evaporador o línea de succión que dificulten la correcta circulación.

Según el manual Heatcraft, la selección de la tubería de succión es el parámetro más crítico a comparación del líquido ya que al sobredimensionar la línea de succión produce bajas velocidades dificultando el retorno del aceite al cárter del compresor. Por lo tanto, se recomienda en la línea de succión una pendiente de $\frac{1}{4}''$ por cada 10 ft hacia el compresor y en la línea de líquido se debe de contar con una pendiente de $\frac{1}{4}''$ por cada 20 ft hacia el condensador.

4.4.6 Refrigerantes. El refrigerante es utilizado en la industria de refrigeración y aire acondicionado, y su función principal es expulsar el calor del espacio refrigerado. Según Manuel Franco (2006) los refrigerantes se clasifican de la siguiente manera:

- Se nombran al principio con una R, cuya significado es Refrigerante.
- Las unidades indican la cantidad de átomos de flúor contenidos en la molécula.
- Las decenas indican la cantidad de átomos de Hidrogeno, más 1.
- Las centenas indican el número de átomos de Carbono, menos 1.
- Los átomos de Cloro no se consideran.

2.4.6.1 Refrigerantes azeotrópicos. El R-404a es un refrigerante zeotropo correspondiente al grupo ecológico. Es utilizado primordialmente en la industria para media y baja temperatura, y se caracteriza por trabajar a mayores presiones en comparación con el R-502, siendo así desarrollado con el fin de sustituir al R-502 y al R-22. Otro detalle que lo distingue entre los refrigerantes ecológicos es la ausencia de cloro.

Según Rafael Villanueva, el refrigerante R-404a está compuesto por tres gases, siendo estos:

R-125 (Pentafluoretano)	44%
R-134a (1, 1,1, 2 – Tetrafluoretano)	4%
R-143 a (1, 1, 1, - Trifluoretano)	52%

Otro de los refrigerantes dentro del grupo zeotrópico es el R-507, compuesto de una mezcla de dos gases al 50%, siendo su capacidad destructiva frente a la capa de ozono igual a cero (ODP):

R-125 (Pentafluoretano)	50%
-------------------------	-----

R – 143a (1, 1, 1 – Trifluoretano) 50%

4.5 Sistemas de refrigeración en paralelo

El paralelo de refrigeración es un sistema donde se centralizan los compresores en una sala de máquinas controlados mediante un equipo electrónico, desde donde es capaz manejar varios evaporadores a la vez. Los parámetros introducidos al programador son preestablecidos permitiendo así trabajar en base a la información recibida por los diferentes sensores dentro el sistema, controlando así el encendido de los compresores según el requerimiento del sistema.

Otra función que también permite este sistema es el accionamiento de los ventiladores del condensador según su requerimiento, manteniendo así un rango adecuado de temperatura y presión en el lado de alta presión. Los sensores que permiten dicho funcionamiento del sistema de refrigeración sin la intervención humana son: los presostatos, los termostatos y las válvulas reguladoras de presión.

Por lo tanto, el paralelo es diseñado especialmente según las necesidades de los clientes. Por lo general, este sistema se emplea en el área de:

- Supermercados
- Hoteles
- Bodegas refrigeradas
- Sala de Proceso
- Etc.

4.5.1 Funcionamiento del paralelo de compresores. La carga térmica dentro del espacio varía con el tiempo, por lo que, el paralelo de refrigeración regula mediante un presostato de baja presión el accionamiento de los compresores. El funcionamiento se puede observar en el diagrama Q-P del sistema (Figura No. 2), el cual se basa en accionar el motor principal si la carga de la instalación aumenta hasta el punto A, y en dado caso que disminuya la presión del evaporador hasta el punto PP1 se desconecta el compresor.

Si la carga térmica es mayor al punto A, la presión del evaporador se establecerá en una presión P_{M2} , poniendo así en marcha el segundo compresor y desconectándose al alcanzar la presión P_{P2} .

Figura 2 - Diagrama Q-P de un paralelo de compresores

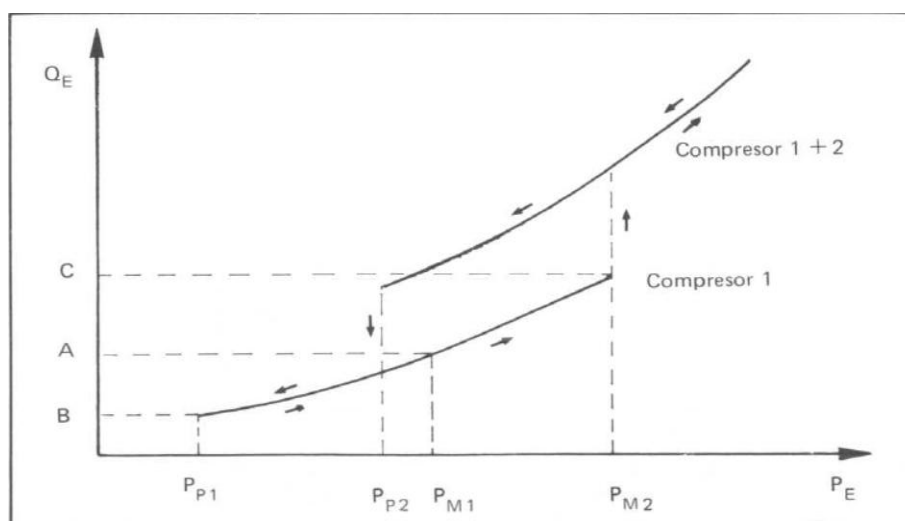


Figura 3 - Paralelo de compresores



5. Identificación del problema

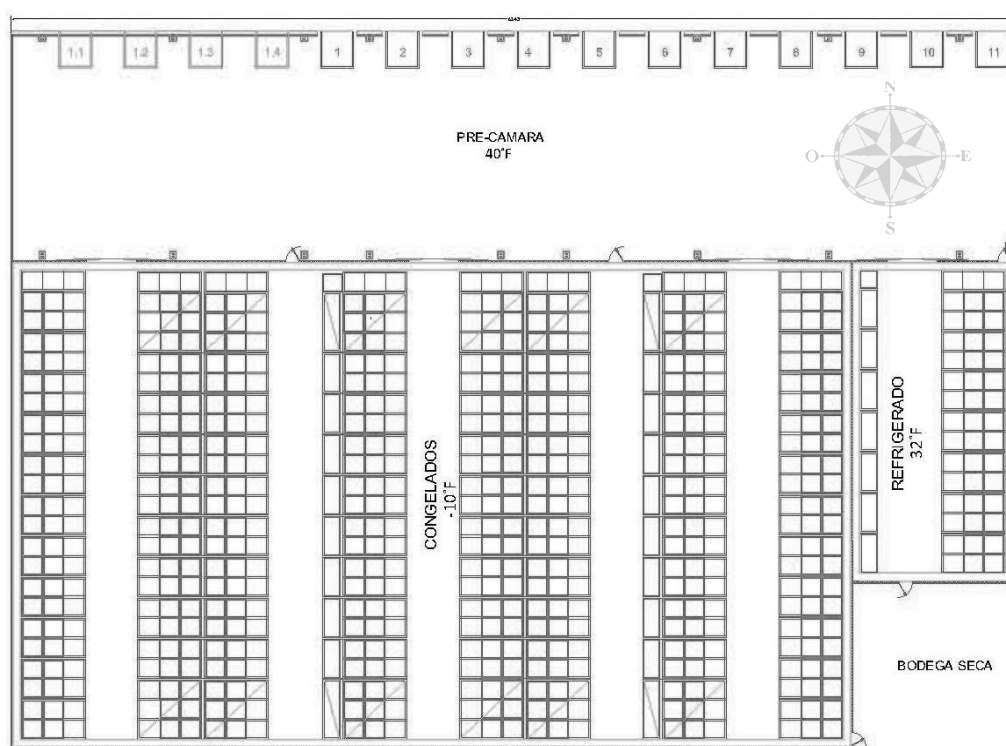
El centro de distribución es una empresa dedicada a la distribución y almacenaje de productos alimenticios, y debido a la demanda de su producto se ven ante la necesidad de ampliar su área de refrigeración. El proyecto se encuentra situado en la ciudad de Guatemala y tiene como objetivo almacenar productos alimenticios en el cuarto de congelados y refrigerado, durante un periodo de 24 horas.

Las dimensiones del cuarto de congelados son de 171 ft x 98.40 x 40 ft, donde su capacidad de almacenamiento es de 141,053 libras/día. El producto almacenado es pan (buñuelos) y en su mayoría papas en diferentes formas (predominando la papa frita), ingresando a una temperatura de 15°F que se debe disminuir a menos 10°F en un periodo de veinticuatro horas. El cuarto se encuentra adyacente a la pre-cámara y al cuarto de refrigerado.

En la sección de productos refrigerados se mantendrán 45,000 libras/día en el cuarto de refrigerados, que en su mayoría se encuentran productos lácteos ingresando a una temperatura de 45 °F que se debe disminuir a 32°F en un lapso de veinticuatro horas. Las dimensiones del cuarto son de 66 ft x 33ft x 40 ft.

La pre-cámara se mantendrá a una temperatura de 40°F donde no se tiene contemplado mantener producto almacenado a corto plazo, pero si a futuro. Para poder aislar los cuartos se utilizarán paredes de cuatro y seis pulgadas de espesor de poliuretano. La pared entre el cuarto de refrigerados y congelados será de cuatro pulgadas, al igual que entre la de congelados y la bodega seca. Asimismo, en la pared entre la pre-cámara, congelados y refrigerados se utilizará un aislamiento de cuatro pulgadas, mientras que en todas las demás será de seis pulgadas.

Figura 4 - Esquema del proyecto



6. Balance de la carga de refrigeración

El punto de partida para el diseño de los cuartos de refrigeración es evaluar las cargas térmicas, estableciendo así el equipo más adecuado para compensar dicha ganancia de calor. Los factores a considerar para poder determinar la carga térmica son los siguientes:

- Transmisión de calor a través de paredes
- Cantidad de producto almacenado en 24 horas
- Carga térmica generada por ocupantes
- Carga térmica por infiltración de aire
- Carga térmica por alumbrado y equipo
- Tiempo de funcionamiento del compresor en 24 horas

6.1 Condiciones de diseño

Para poder obtener un cálculo adecuado en el diseño se tomó información de las condiciones exteriores, considerando las condiciones extremas de diseño anual. Los datos obtenidos están basados del informe anual del manual de la ASHRAE 2009, perteneciendo a la estación ubicada en el aeropuerto de la ciudad de Guatemala a una elevación de 4,885 m y una latitud de 14.58N. (Anexo 1)

Para alargar la vida de los alimentos y protegerlos contra los microbios, cada producto debe almacenarse según las condiciones recomendadas. Por lo tanto, los requerimientos de las condiciones interiores de diseño se establecen según lo siguiente (Command, 1986):

Cuadro 1 - Condiciones interiores de diseño

Área	Temperatura de diseño °F	HR %	Producto almacenado
Congelado	-10 a -20	90-95	Congelado
Refrigerado	32 a 34	85	Refrigerado

6.2 Transferencia de calor por paredes

La transferencia de calor varía con el tiempo, el área y la diferencia de temperatura. Por lo tanto, para poder seleccionar el aislamiento térmico se debe de evaluar las siguientes características: conductividad térmica, barreras de vapor y densidad, ya que dichos factores influyen directamente en un aumento o reducción del consumo eléctrico.

Si en dado caso no se cuenta con una eficiente barrera de vapor, la humedad puede penetrar en el aislamiento y disminuir su eficiencia térmica. Uno de los tipos de barreras de vapor es por medio de una protección en forma de paneles prefabricados en forma de sándwich.

Según el anexo 6, los espesores comúnmente utilizados en la industria para mantener el espacio congelado son de 6'' de espesor y para procesos de refrigeración se emplean planchas de 4'' de espesor.

Para realizar el cálculo de la transferencia de calor debido a techos, paredes y suelo, se debe de aplicar la siguiente fórmula:

$$q = UA\Delta t \quad (3.1)$$

Donde:

q = flujo de calor Btu/hr

A = superficie total sobre la cual se produce el flujo de calor

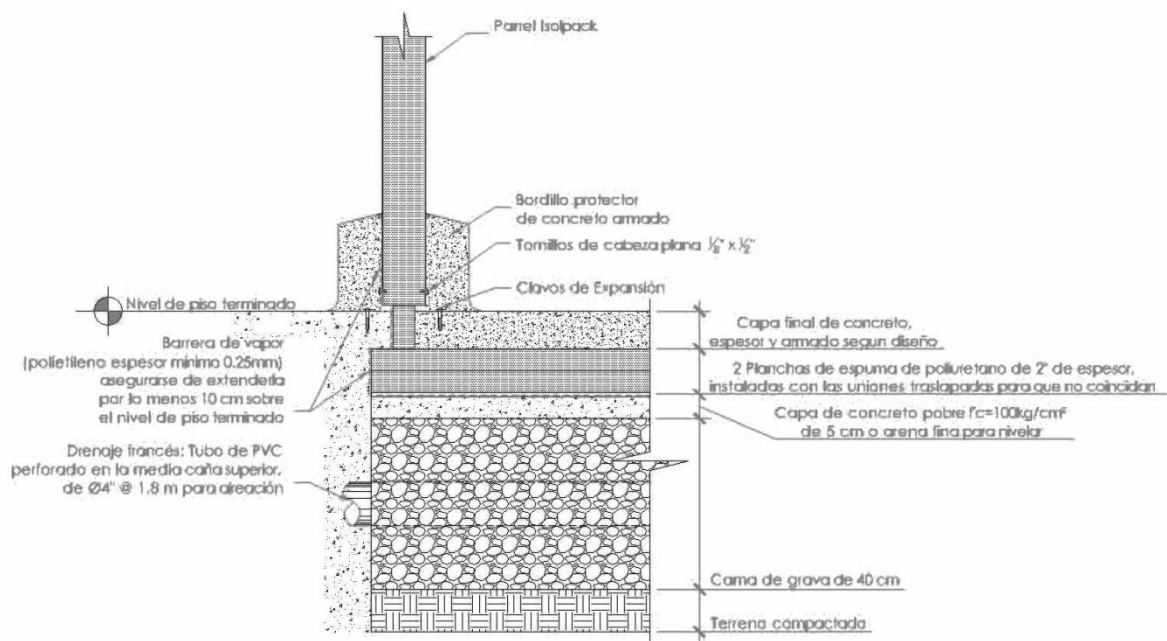
U = coeficiente total de transferencia de calor

ΔT = diferencia de temperatura entre el ambiente externo y la temperatura interior

Los factores de conductividad térmica y la diferencia de temperatura de cada pared se evalúan del anexo no.9, obteniendo así la carga térmica por veinticuatro horas.

6.2.1 Piso. Según las especificaciones técnicas dadas por Isolpack, la parte inferior del piso debe estar constituida por una losa de hormigón armado de 100 mm de espesor, 2 planchas de poliuretano de 2'' de espesor traslapados entre sí, barreras de vapor y un terreno compacto, tal y como se observa en la siguiente figura.

Figura 5 - Detalle de piso prefabricado



6.2.2 Infiltración de aire. La infiltración se debe a la transmisión de calor debido a la entrada del aire exterior al interior del cuarto, ocasionada primordialmente por el número de veces que el cuarto refrigerado se abra o se cierre, así como por el tiempo que se quede abierto y de la temperatura y humedad del aire dentro y fuera del local. También se puede considerar el calor que entra a través de fisuras. Por consiguiente, el cálculo de los cambios de aire es muy difícil de estimar y varía con el tipo de instalación y el uso.

Por lo tanto, para poder calcular la carga térmica por cambios de aire se recurre a las tablas presentadas por el manual de Heatcraft, en donde se consideran los siguientes factores: volumen, cambios de aire y calor removido. Se debe recordar que los cambios de aire varían según su volumen y la temperatura de almacenamiento. Para obtener la carga térmica por cambios de aire hay que emplear la siguiente fórmula:

$$\text{Carga térmica por cambios de aire} = \text{Volumen} \times \text{Cambios de aire} \times \text{Calor removido} \quad (3.2)$$

En los anexos no.2 y 3, se obtiene un promedio de los cambios de aire debido a la apertura de puertas e infiltraciones. Dichas tablas se diferencian según la temperatura a operar dentro de la instalación, siendo estos promedios de aire para 24 horas.

Después de haber obtenido los cambios de aire se prosigue a calcular el calor removido en la tabla del anexo no 4, en donde es necesario contemplar los factores de temperatura exterior, humedad relativa exterior y la temperatura de almacenamiento.

6.2.3 Carga térmica generada por ocupantes. La velocidad a la que los ocupantes transmiten calor hacia el medio depende de dos factores: actividad y vestimenta. Mientras más abrigada se encuentre la persona mayor será la transferencia de calor, así como su actividad realizada. Para realizar el cálculo se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{ocupación}} = \text{No. ocupantes} \times \text{calor equivalente por persona} \quad (3.3)$$

En donde, el calor equivalente por persona se encuentra tabulado en el anexo no.5. Se puede observar en dicho anexo que a menor temperatura mayor será el calor equivalente, esto se debe a que dentro de estas condiciones los operadores se encuentran bien abrigados como se mencionó anteriormente.

6.2.4 Carga térmica debido a motores eléctricos e iluminación. Los equipos eléctricos ceden calor al espacio refrigerado, donde los motores eléctricos pueden afectar la carga térmica mediante tres formas.

- ✓ El motor accionado se encuentra en el interior del espacio refrigerado.
- ✓ El motor se encuentra dentro del espacio y la máquina accionada se sitúa afuera.
- ✓ El motor está afuera del espacio y la máquina accionada se encuentra en el interior.

Los evaporadores a situar dentro del espacio refrigerado cuentan con motores eléctricos para poder accionar sus ventiladores. Por lo tanto, para realizar el cálculo se considera la potencia de dichos motores y se multiplica por un factor de 75,000, dicho factor se obtiene de convertir los Hp a BTU como se muestra a continuación:

$$1 \text{ Hp} = 746\text{W}$$

$$1 \text{ W} = 3.412 \text{ BTUH}$$

$$746\text{W} * 3.412 \text{ BTUH} = 2,545.352 \text{ BTU/H} \quad 2,545.352 \text{ BTU/H} * 24\text{HR} = 61,088.45$$

$$61,088.45 / 0.8145 = 75,000 \text{ (Considerando un factor de potencia de 0.8145)}$$

La ganancia de calor por iluminación en una bodega de refrigeración depende del tipo de luz en el área y el nivel de iluminación. Debido a la actividad desarrollada dentro del espacio, se recomiendan 150 lux (Toolbox, 2005). Por lo tanto, para calcular la energía eléctrica requerida para alcanzar el nivel de luz adecuado se emplea la siguiente ecuación:

$$P = \frac{b}{n_e n_r l_s} \quad (3.4)$$

Donde:

P = energía eléctrica instalada (W/ft^2)

b = nivel de luz recomendado (lux/ft^2)

I_s = luz emitida por la fuente

n_e = eficiencia del equipo de luz

n_r = eficiencia de iluminación en el área

Luego se aplica la ecuación de carga térmica por iluminación, en donde 1 watt = 3.415 Btu/hr.

$$Q_{\text{iluminacion}} = \text{Watt} \times 3.415 \quad (3.5)$$

6.2.5 Carga térmica por producto. La transferencia de calor por producto suele ser la mayor carga térmica dentro del espacio refrigerado. Para poder evaluar la carga es necesario tener en cuenta lo siguiente:

- Cantidad de producto
- Temperatura de ingreso del producto
- Temperatura final del producto
- Tiempo para el enfriamiento del producto
- Calor específico del producto

Para obtener la carga de enfriamiento, el cálculo se realiza de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$q_p = mc_p \Delta T \quad (3.6)$$

Donde:

m = masa del producto que ingresa diariamente, lb.

c_p = calor específico del producto, Btu/lb/°F

ΔT = diferencia de temperatura de ingreso y la temperatura final del producto

Para la congelación del producto se utiliza la siguiente ecuación:

$$q = mc_p\Delta T + mc_c\Delta T + mL \quad (3.7)$$

Donde:

m = masa del producto que ingresa diariamente, lb.

c_p = calor específico del producto, Btu/lb/°F

c_c = calor específico del producto congelado, Btu/lb/°F

L = calor latente de congelación

ΔT = diferencia de temperatura de ingreso y la temperatura final del producto

6.2.6 Carga total. La carga térmica total, es la suma de todas las cargas mencionadas anteriormente y para la cual debe seleccionarse un equipo adecuado. A dicha carga de diseño se le adiciona un 15% de factor de seguridad para disminuir las inexactitudes y omisiones realizadas en los cálculos. Para obtener la carga diaria, el cálculo se realiza de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$Q_T = Q_p + Q_c + Q_{oc} + Q_{il} + Q_{prod} + Q_{misc} \quad (3.8)$$

Donde:

Q_p = Carga térmica por paredes

Q_c = Carga térmica por cambios de aire

Q_{oc} = Carga térmica por ocupación

Q_{il} = Carga térmica por iluminación

Q_{prod} = Carga térmica por producto

Q_{misc} = Carga térmica misceláneo

6.2.7 Temperatura de condensación. La temperatura del medio circundante influye en la condensación, por lo que ésta debe ser siempre menor que la existente dentro el condensador. Así se puede efectuar la transferencia de calor latente absorbido por el refrigerante en el proceso de evaporación. En caso de condensadores de aire forzado, la temperatura dentro de éstos se encuentra en el rango de 10 °C a 15 °C sobre

la del medio circundante. Por lo tanto, para determinar la temperatura de condensación se parte de la siguiente ecuación:

$$T_c = T_{A.C} + \Delta T \quad (3.9)$$

Donde:

T_c = Temperatura de condensación

$T_{A.C}$ = Temperatura del aire circundante

ΔT = Rango de la temperatura de condensación

6.3 Selección de evaporadores

Para seleccionar el evaporador se debe de partir de la carga térmica del espacio a refrigerar o congelar. Una vez determinada la carga se utiliza la tabla del fabricante para determinar el equipo que cumpla con las condiciones establecidas.

6.4 Selección de condensador

La selección de la unidad condensadora se realiza mediante las tablas prediseñadas por el fabricante, en este caso Bohn. En dicha tabla se selecciona el modelo adecuado acorde a la temperatura a trabajar y refrigerante a utilizar, evaluando a la vez su temperatura de saturación de succión y capacidad térmica.

7. Resultados

7.1 Condiciones de diseño

El resultado obtenido de las condiciones extremas de diseño anual, según el manual de la ASHRAE (2009), indica una temperatura exterior de 88.4 °F de bulbo seco y 78.6 °F de bulbo húmedo; con base a estos datos se encuentra mediante un software de computadora una humedad relativa de 65%.

Del Anexo No.1, se toma la temperatura de las condiciones interiores de diseño para el área de congelados y refrigerados, seleccionando así una temperatura de almacenamiento de -10°F para congelados, 32 °F para el área refrigerada y una temperatura de 40°F en la pre cámara.

7.2 Dimensiones interiores

Las dimensiones internas establecidas de los cuartos refrigerados corresponden al cuadro siguiente:

Cuadro 2 - Dimensiones interiores de las cámaras de refrigeración

Cuarto	Altura Ft	Ancho Ft	Largo Ft	Volumen Ft ³
Refrigerado	40	66	33	87,120
Congelado	40	98.40	171	673,056
Pre-cámara	20	46	203	186,760

7.3 Paredes

Luego de ser determinadas las dimensiones requeridas del proyecto, se eligen del anexo no. 6, paneles prefabricados de acuerdo al espesor estándar para cuartos congelados y refrigerados. Los recomendados para dichos espacios son de seis y cuatro pulgadas de espesor.

Se elige un panel Isolpack tipo sándwich constituido por las siguientes características:

- Un núcleo de poliuretano expandido grado A con una estructura estable y uniforme de celda cerrada de 35 a 40 kg/m³.
- Conductividad térmica de $K=0.13$.
- Comportamiento al fuego según la norma Europea.
- Lamina exterior e interior de acero al carbono galvanizado.

Para el cálculo de la carga térmica por superficies se emplea la ecuación 3.1. Debido a que la transferencia de calor varía por la diferencia de temperatura y espesor del material utilizado, es necesario determinar el factor de la carga térmica expresada en el anexo 9.

Las especificaciones de espesor, diferencia de temperatura y área total de cada muro se proporcionan en los cuadros 3 a 5. De acuerdo a estos valores se obtiene la carga térmica total de las superficies de la cámara en los cuadros 6 a 8.

Cuadro 3 - Área y ΔT según el tipo de superficie del cuarto de congelados

Superficie	Espesor – (in)	Área (ft ²)	ΔT (°F)
Pared Norte	4	6,840	50
Pared Sur	6	6,840	95
Pared Oeste	6	3,936	95
Pared Este	6	1,339.60	95
Techo	6	16,826.40	95
Piso	6	16,826.40	42
Pared Este	4	2,684.40	42

Cuadro 4 - Área y ΔT según el tipo de superficie del cuarto de refrigerado

Superficie	Espesor – (in)	Área (ft ²)	ΔT (°F)
Pared Norte	4	1,320	8
Pared Sur	6	1,320	53
Pared Este	6	2,640	53
Techo	6	2,178	53
Piso	6	2,178	2

Cuadro 5 - Área y ΔT según el tipo de superficie de la pre-cámara

Superficie	Espesor – (in)	Área (ft ²)	ΔT (°F)
Pared Norte	6	4,080	45
Pared Oeste	6	920	45
Pared Este	6	920	45
Techo	6	9,384	45
Piso	6	9,384	8

Cuadro 6 - Carga térmica total de superficies para el área de congelados

Superficie	Q (Btu/24hr)
Pared Norte	246,240
Pared Sur	314,640
Pared Oeste	181,056
Pared Este	61,621.60
Techo	774,014.40
Piso	370,180.80
Pared Este	85,900.80
Carga térmica total	2,033,653.6

Cuadro 7 - Carga térmica total de superficies para el área de refrigerados

Superficie	Q (Btu/24hr)
Pared Norte	7,920
Pared Sur	34,320
Pared Este	68,640
Techo	56,628
Piso	1,045.44
Carga térmica total	168,553.44

Cuadro 8 - Carga térmica total de superficies para el área de pre-cámara

Superficie	Q (Btu/24hr)
Pared Norte	89,760
Pared Oeste	20,240
Pared Este	20,240
Techo	206,448
Piso	178,296
Carga térmica total	514,984

7.4 Cálculo de la carga térmica por cambios de aire

El cálculo se realiza utilizando la ecuación 3.2 y para ello se determina del anexo 2 el volumen interno del área de congelados, el cual corresponde a 673,056 ft³. El factor promedio de cambios de aire en 24 horas es de 0.85, determinado del anexo 3. Según el anexo 4, el calor removido del cuarto de congelados corresponde a 1.41.

De la misma forma se determina la carga térmica por cambios de aire del espacio de refrigerados y pre-cámara, con la única diferencia de que el promedio de cambios de aire se determina del anexo 2, siendo este factor calculado para cuartos arriba de 32°F. En el cuadro 9 se muestra la carga total por cambios de aire de las distintas áreas, de acuerdo a la ecuación 3.2.

Cuadro 9 - Carga térmica total por cambios de aire

Cuarto	Volumen	Cambios de aire	Calor removido	Cambios de aire Btu/24 hrs
Refrigerado	87,120	1.4	2.24	273,208.32
Congelado	673,056	0.85	1.41	806,657.62
Pre-cámara	186,760	3.5	1.92	1,255,027.20

7.5 Carga térmica por iluminación

Para las distintas áreas se requiere una iluminación de 0.30 W/ft², calculado de la ecuación 3.4. Considerando que el nivel de luz recomendado para almacenamiento es de 150 LUX y los factores de n_r n_e con un valor igual a 0.5, la luz emitida por la fuente es de 97 lumen/watt. Según la ecuación 3.5, la ganancia de calor por iluminación es de:

Cuadro 10 - Carga térmica total por iluminación

Cuarto	Área (ft ²)	Iluminación requerida (W/ft ²)	Carga térmica Btu/24 hrs
Congelados	16,826.40	0.3	413,929.44
Refrigerado	2,178.00	0.3	53,578.80
Pre-cámara	9,385.00	0.3	230,846.40

7.6 Cálculo de la carga térmica por producto

La carga térmica del cuarto depende del balance de producto por día. Por lo tanto, la temperatura de ingreso del producto debe disminuirse a la temperatura final del cuarto, calculándose según las ecuaciones 3.6 y 3.7.

Los valores de la carga de ingreso por día se tabulan en los cuadros 11 y 12, en donde su calor específico es obtenido de los cuadros 12 y 13, de acuerdo al producto a almacenar. A la vez se muestra la cantidad de calor necesaria a remover de cada producto.

A continuación se presenta la cantidad diaria de producto a almacenar:

Cuadro 11 – Ingreso diario de producto al cuarto de congelado

Cuarto de congelados		
Producto	T° ingreso - °F	Lbs./día
Papa	15	141,053
Pan (bollos)	75	56,560

Cuadro 12 - Ingreso diario de producto al cuarto de congelados

Cuarto de refrigerado		
Producto	T° ingreso - °F	Lbs./día
Huevo	72	3,000
Queso	45	13,500
Producto Lácteos	45	28,500

El resultado de los cálculos efectuados de las ecuaciones 3.6 y 3.7 se presentan a continuación:

Cuadro 13 – Carga térmica total por producto del cuarto de congelados

Producto	Peso lbs./día	Calor específico arriba del punto de congelación Btu/lbs/°F	Calor específico abajo del punto de congelación Btu/lbs/°F	Calor latente Btu/lb.	ΔT arriba del punto de congelación (°F)	ΔT abajo del punto de congelación (°F)	Total Btu/24 hrs
Papa	141,053	0.85	0.44	116	-	25	1,551,583
Pan (bollos)	56,560	0.70	0.34	53	59	26	5,833,598

Cuadro 14 - Carga térmica total por producto del cuarto de refrigerados

Producto	Peso lbs./día	Calor específico arriba del punto de congelación Btu/lbs/°F	Calor específico abajo del punto de congelación Btu/lbs/°F	Calor latente Btu/lb.	ΔT arriba del punto de congelación (°F)	ΔT abajo del punto de congelación (°F)	Total Btu/24 hrs
Lácteo	28,500	0.96	-	-	13	-	355,680
Huevo	3,000	0.73	-	-	40	-	87,600
Queso	13,500	0.50	-	-	13	-	87,750

De los resultados obtenidos se puede observar que la carga térmica se encuentra en función del producto de ingreso por día, calor específico, temperatura de ingreso, temperatura final y el tiempo requerido para enfriar el producto.

7.7 Carga térmica por ocupantes

Para realizar el cálculo de la carga térmica por ocupantes se evalúa del anexo 5, el calor equivalente por ocupación dependiendo de la temperatura interior. El resultado se obtiene según la ecuación 3.3, donde se evalúa el número de personas y se considera una ocupación de 16 horas. A continuación se presentan los resultados de la carga térmica total por ocupantes:

Cuadro 15 - Carga térmica por ocupantes

Área	Temperatura (°F)	Calor equivalente Btu/24 hrs	Personas No.	Carga Térmica Btu/24 hrs
Congelados	-10	33,600	4	89,600
Refrigerados	32	22,800	1	15,200
Pre-cámara	40	20,160	8	107,520

7.8 Cargas térmicas misceláneas

7.8.1 Montacargas eléctrico. La carga térmica debido a los montacargas debe ser incluida dentro de las cargas térmicas del proceso, dicha ganancia se calcula según el anexo 7. El tipo de montacargas eléctrico a considerar dentro los cálculos es de una capacidad de 2,000 lbs, con lo cual, para obtener el resultado se multiplica el factor obtenido del anexo por el número de horas de operación. En el cuadro 16 se presenta la carga total debido a los montacargas.

Cuadro 16 - Carga térmica debido a los montacargas

Cuarto	Número de montacargas	Capacidad de carga Lbs.	Horas de operación	Carga térmica Btu/24 hrs
Congelado	4	2,000	18	1,008,000.00
Refrigerados	1	2,000	18	252,000.00
Pre-cámara	6	2,000	18	1,512,000.00

7.8.2 Motores eléctricos. Debido a que el motor del ventilador del evaporador opera en el interior del espacio refrigerado, el calor disipado por dicho motor debe tomarse en cuenta dentro la carga térmica. Para calcular el calor disipado deben determinarse los hp del equipo y multiplicarlos por 75,000, tal y como se explicó en la sección 3.2.6. Según el procedimiento anterior se obtiene presentan los siguientes resultados:

Cuadro 17 - Carga térmica por motores eléctricos

Cuarto	No. de evaporadores	Hp	Ventilador por equipo	Carga térmica Btu/24 hrs
Congelado	5	1.5	4	2,250,000
Refrigerados	1	3	3	675,000
Pre-cámara	6	2	4	3,600,000

7.8.3 Cargas misceláneas. Se calcula la carga térmica debido a las resistencias de los evaporadores, considerando que en un periodo de 24 horas los evaporadores van a permanecer 3 horas encendidos. En el siguiente cuadro se presentan los BTUH según la capacidad de los evaporadores.

Cuadro 18- Carga miscelánea

Evaporador	Watts	Btu/h	BTUH
BHG810	4,000	13,648	40,944.00
BHG1200	4,000	13,648	40,944.00
BHF1860	6,200	21,154.40	63,463.20

7.9 Resumen de las cargas térmicas

A continuación se presenta un cuadro en el cual se compilan los resultados obtenidos de las cargas térmicas.

Cuadro 19 - Resumen de las cargas térmicas

Carga	Congelados Btu/24 hrs	Refrigerado Btu/24 hrs	Pre-cámara Btu/24 hrs
Paredes	2,033,653.60	168,553.44	514,984.00
Cambios de aire	806,657.62	273,208.32	1,255,027.20
Producto	7,385,181.40	531,030.00	0.00
Motores eléctricos	2,250,000.00	675,000.00	3,600,000.00
Personas	89,600.00	15,200.00	107,520.00
Iluminación	413,929.44	53,578.80	230,846.40
Montacargas	1,008,000.00	252,000.00	1,512,000.00
Misceláneos	245,664.00	40,944.00	317,316.00
Subtotal	14,232,686.06	2,009,514.56	7,537,693.6
Factor de seguridad 15%	2,134,902.91	301,427.18	1,130,654.04
Carga total	16,367,588.96	2,310,941.74	8,668,347.64

Hrs de operación (20hrs)	Congelados	Refrigerado	Pre-cámara
Carga (Btu/hr)	818,379.45	115,547.09	433,417.38

7.10 Selección de equipo

La selección del equipo se basa en la carga total de calor de los cuartos de almacenamiento. En cuanto al sistema completo, éste consta de las unidades evaporadoras, rack de compresores y condensadores, las cual estarán conectadas mediante una línea de succión y una línea de líquido.

7.10.1 Selección del evaporador. Con base a la carga térmica de las distintas secciones obtenidas, se optó por seleccionar evaporadores marca Bohn. Para la sección de congelados se utiliza el anexo 10, cuya selección se realiza acorde a su capacidad y diferencia de temperatura. Como resultado se eligieron 5 unidades evaporadoras modelo BHF 1860, cuyo equipo en conjunto genera 930,000 Btu/hr.

De la misma manera se seleccionan los evaporadores de la pre-cámara capaces de contrarrestar el calor generado. De acuerdo a la carga térmica de la pre-cámara, se seleccionan seis evaporadores del modelo BHG-810 con una capacidad global 486,000 Btu/hr, según el anexo 10.

Por último, se selecciona un evaporador modelo BHG-1200 a posicionar en el área de refrigerados, donde la capacidad del equipo a situar es de 120,000 Btu/hr. Las figuras no. 6 y 7 detallan la ubicación de los evaporadores dentro el espacio refrigerado.

Figura 6 - Ubicación del equipo de refrigeración

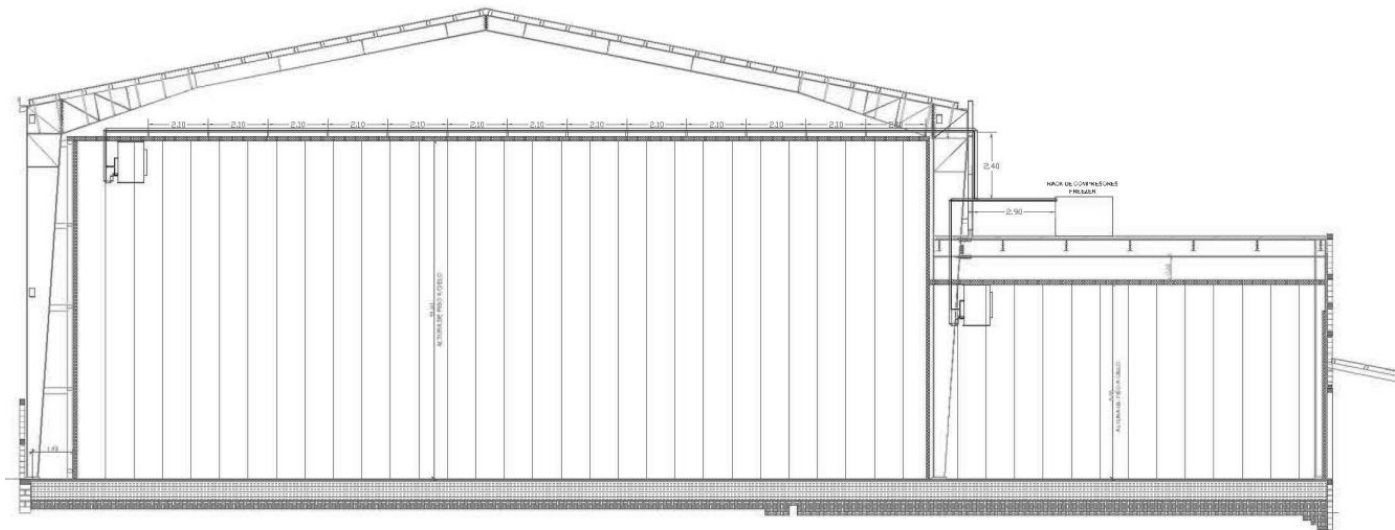
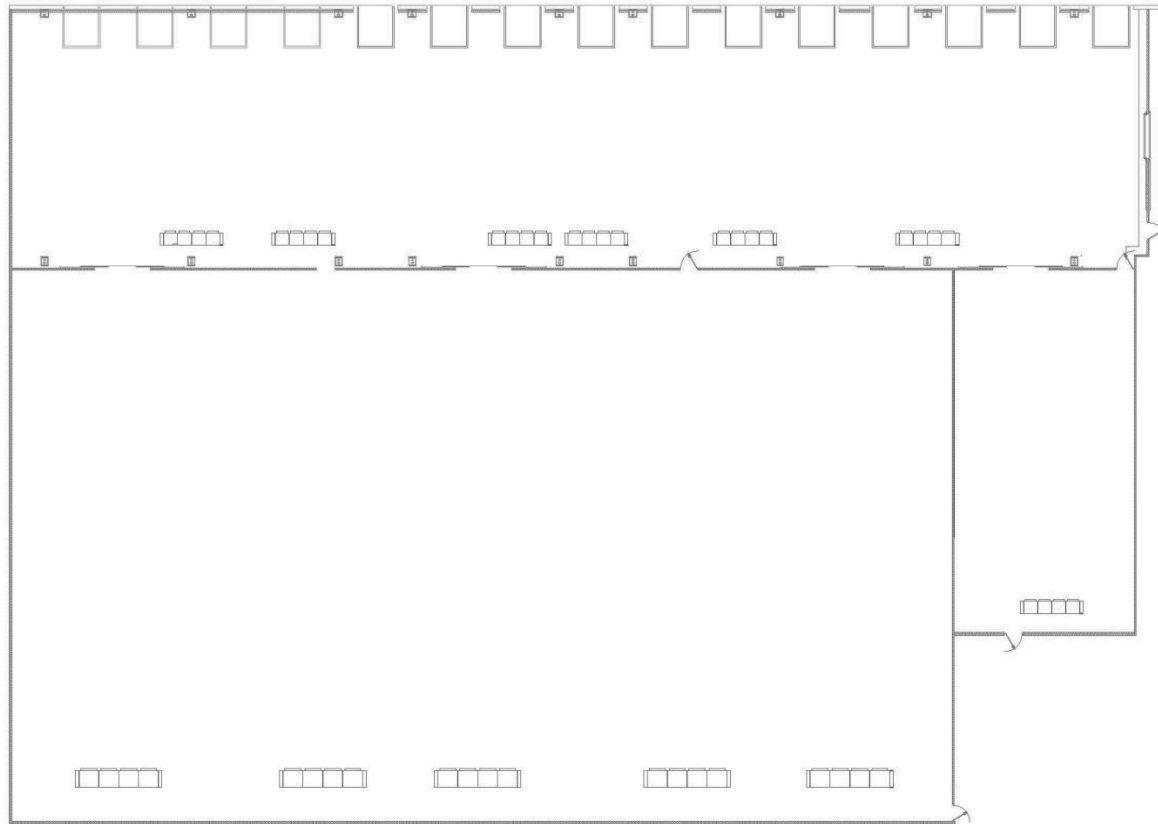


Figura 7 - Ubicación de evaporadores



7.10.2 Selección del Rack de compresores. El equipo se selecciona de acuerdo a las necesidades de la instalación, en tanto que el modelo recomendado se basa en tablas prediseñadas por el fabricante. La capacidad requerida para el área de baja temperatura es de 818,379.45 Btu/hrs.

De acuerdo a la capacidad requerida se seleccionan, del anexo 12, ocho compresores para baja temperatura con una capacidad individual de 141,800 BTUH. Los equipos se seleccionaron en base a una temperatura de saturación de succión de -20°F y refrigerante R-404a. Como resultado se obtiene un sistema con 240 hp y una capacidad de 1, 134,400 BTUH.

La selección de los compresores de media temperatura se realiza de acuerdo a la capacidad requerida. Por lo tanto, según el anexo 11, el sistema para cumplir los requerimientos mínimos se conforma de cuatro compresores de 20 hp, con una capacidad total de 569,600 BTUH. La selección se realizó considerando una temperatura ambiente de 90°F y una temperatura de saturación de succión de 20°F .

7.11 Consumo eléctrico del sistema

En los cuadros 19 y 20 se detalla el consumo eléctrico en amperios para el sistema de refrigeración. El consumo eléctrico se considera para la unidad condensadora, las unidades evaporadoras y el rack de compresores, tomando los datos del anexo.

Cuadro 20 - Consumo eléctrico del paralelo de baja temperatura

Equipo	Cantidad	Amperios	Consumo Amperios
Rack (FLA) (Anexo 13)	1	343	343
Condensador (FLA) (Anexo 13)	2	28	56
Evaporador BHF 1860 (Total Amperios de la bandeja y Motores)	5	27.4	137
		Total	536

Cuadro 21 - Consumo eléctrico del paralelo de media temperatura

Equipo	Cantidad	Amperios	Consumo Amperios
Rack (FLA) Anexo 14	1	149	149
Condensador (FLA) Anexo 14	2	21	42
Evaporador BHG 810 (Total Amp. Bandeja y motores)	6	13.4	80.4
Evaporador BHG 1200 (Total Amp. Bandeja y motores)	1	15.7	15.7
		Total	287.10

8. Conclusiones

A partir del diseño realizado de la cámara de refrigeración para el almacenaje de productos alimenticios, se concluye lo siguiente:

Según los resultados obtenidos para la carga térmica por paredes se puede observar que se cumple con los requerimientos mínimos de los estándares de espesor, asegurándose así una disminución en la carga por paredes al momento de seleccionar espesores de seis pulgadas en el exterior. Por lo tanto, la importancia radica en seleccionar un buen aislante y no sobre dimensionar en lo que es equipo de refrigeración.

Por otra parte, se puede concluir que los evaporadores seleccionados cumplen con los requerimientos mínimos para el acondicionamiento de los productos dentro el recinto, ya que a la carga térmica dentro el área se le proporcionó un factor de seguridad del 15% lo cual se asegura su capacidad de poder enfriar el producto que entra a la bodega.

Como se puede observar en los resultados de la carga térmica por alimentos que ingresan al cuarto de congelados (papa a 15°F y buñuelos a 75°F), el alimento más crítico dentro del mismo y que consume la mayor capacidad de enfriamiento son los buñuelos, lo cual conlleva a que impacte directamente en el dimensionamiento del sistema. También se debe mencionar que en futuros proyectos se debe de considerar la temperatura de ingreso de los productos con el fin de reducir el impacto de la carga térmica.

Por último, de los resultados se puede observar que el paralelo de baja temperatura con una potencia de 240 hp y el de media temperatura con una de 80 hp, poseen la suficiente capacidad para poder mantener el recinto interior a la temperatura establecida. De los resultados y el marco teórico se puede concluir que el paralelo es la opción más adecuada para este tipo de bodega, ya que tiene la versatilidad de poder controlar la temperatura de cada sección del proyecto considerándose un sistema automatizado y eficiente para el medio industrial.

9. Recomendaciones

- Se recomienda la elección de un aislante térmico adecuado para el área a acondicionar debido a los costos de energía eléctrica que se pueden ahorrar al utilizar el correcto, además de un dimensionamiento adecuado del equipo.
- Para el diseño de ambientes refrigerados se recomienda realizar una premisa de los factores a considerar dentro el diseño. Dentro de estos se puede tomar la temperatura interna, externa, humedad, números de personas a laborar y las condiciones de ingreso del producto a almacenar.
- Se recomienda dar un factor de seguridad de un 15% a la carga térmica con el fin de poder tomar en cuenta todos los factores no considerados dentro del diseño y que pueden afectar en los resultados finales. Y a la vez estar seguros de seleccionar el equipo acorde a la carga térmica.

10. Referencia bibliográfica

1. Barreiro, J., & Sandoval, A. (2006). *Operaciones de conservación de alimentos por bajas temperaturas* . Venezuela: Editorial Equinoccio.
2. Cengel, Y. (2004). *Transferencia de Calor* . México : McGraw-Hill Interamericana .
3. Command, N. F. (1986). *Cold Store Handbook*. Virgina : NAVFAC.
4. Dossat, R. J. (1997). *Principles of Refrigeration*. USA: Prentice Hall.
5. Franco, M. J. (2006). *Manual de refrigeración* . España: Editorial Reverte.
6. Gallego, A. S. (1999). *Tratado de nutrición* . Madrid : Diaz de Santos, S.A.
7. Heatcraft. (2008). *Engineering Manual - Commercial Refrigeration*. Heatcraft Refrigeration Products .
8. Herrera, C. (2002). *Reacondicionamiento de los sistemas de refrigeración y ventilación en la ampliación de un laboratorio farmacéutico*. Guatemala: Universidad Rafael Landivar.
9. Mcquiston, Parker, & Spitler. (2003). *Calefacción, Ventilación y aire acondicionado*. México : Limusa Wiley .
10. Pinazo, O., & E., T. (1985). Regulación de potencia en una instalación frigorífica servida por compresores alternativos. *Montajes e Instalaciones* , 45-48.
11. Rapin, P., & Jacquard, P. (1999). *Formulario del Frío*. Barcelona: MARCOMBO, S.A.
12. Toolbox, E. (2005). *Engineering Toolbox*. Recuperado el 10 de Octubre de 2010, de The Engineering Toolbox: http://www.engineeringtoolbox.com/heat-gain-lights-d_709.html
13. Torres, M. (2006). *Criterios básicos para el diseño y construcción de pisos de concreto, para cuartos de refrigeración*. Guatemala: Universidad de San Carlos.
14. Villanueva, R. (2004). *Refrigerantes para aire acondicionado y refrigeración* . España: Editorial Club Universitario .

11. Anexo

Anexo 1 - Condiciones exteriores para el Aeropuerto de Guatemala

GUATEMALA (AEROPUERTO), Guatemala

WMO#: 786410

Lat **14.58N** Long **90.52W**

Elev. **4885** StdP: **12.28**

Time Zone **-6.00 (CAM)**

Period **82-06**

WBAN: **99999**

Coldest Month	Heating DB		Humidification DP/MCDB and HR						Coldest month WS/MCDB				MCWS/PCWD to 99.6% DB	
	99.6%	99%	99.6%			99%			0.4%		1%		MCWS	PCWD
	DP	HR	DP	HR	MCDB	WS	MCDB	WS	MCDB					
1	51.4	53.3	41.4	46.0	61.9	44.3	51.5	62.1	33.5	62.8	30.3	63.2	13.0	0

Hottest Month	Hottest Month DB Range	Cooling DB/MCWB						Evaporation WB/MCDB						MCWS/PCWD to 0.4% DB	
		0.4%		1%		2%		0.4%		1%		2%		MCWS	PCWD
		DB	MCWB	DB	MCWB	DB	MCWB	WB	MCDB	WB	MCDB	WB	MCDB		
5	16.8	82.4	63.7	80.7	63.8	79.1	63.8	68.1	76.3	67.3	75.1	66.6	73.9	11.8	0

DP	HR	MCDB	Dehumidification DP/MCDB and HR						Enthalpy/MCDB						Hours 8 to 4 & 55/69
			0.4%		1%		2%		0.4%		1%		2%		
			DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	
66.1	115.7	70.1	64.8	110.3	69.0	64.6	109.5	68.8	35.5	76.6	34.8	75.3	34.2	74.0	1068

Extreme Annual WS			Extreme Max WB	Extreme Annual DB				n-Year Return Period Values of Extreme DB							
1%	2.5%	5%		Mean		Standard deviation		n=5 years		n=10 years		n=20 years		n=50 years	
Min	Max	Min		Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	
27.4	23.3	21.5	78.6	45.6	88.4	3.3	1.2	43.3	89.3	41.4	90.0	39.5	90.7	37.1	91.5

		Annual	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
		Temperatures, Degree-Days and Degree-Hours	Tavg	67.8	64.3	66.4	68.3	70.4	70.5	69.2	68.6	69.1	68.5	67.7
Sd			2.90	2.83	2.67	2.41	2.23	1.80	1.62	1.72	1.96	2.17	2.76	2.53
HDD50	0		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
HDD65	128		45	16	4	1	1	0	0	0	0	0	0	0
CDD50	6509		443	459	568	613	637	577	576	592	555	549	476	464
CDD65	1161		23	55	108	163	173	127	112	128	107	88	48	29
CDH74	3374		98	262	516	760	639	233	176	253	155	120	77	85
CDH80	225	2	17	41	86	65	4	1	3	1	1	1	3	
Monthly Design Dry Bulb and Mean Coincident Wet Bulb Temperatures	0.4%	DB	79.0	82.3	83.9	84.6	84.5	80.4	78.9	79.2	79.0	78.8	78.4	79.0
		MCWB	62.1	61.1	64.3	63.2	64.1	66.3	64.8	64.8	65.9	66.2	64.4	62.8
	2%	DB	76.9	79.0	80.8	82.4	81.7	78.5	77.2	78.4	77.3	76.9	76.4	76.6
		MCWB	61.0	61.8	62.9	63.8	64.2	65.6	64.5	64.8	65.6	65.2	63.8	62.5
	5%	DB	74.8	77.0	78.9	80.6	80.2	76.9	75.6	76.9	75.6	75.3	74.8	73.8
		MCWB	60.5	61.3	62.7	64.0	64.4	65.3	64.1	64.7	65.1	64.6	63.3	61.5
10%	DB	72.9	75.1	77.1	78.8	77.4	75.2	74.9	75.3	73.8	73.5	73.0	72.0	
	MCWB	60.0	60.7	62.1	63.3	64.4	64.9	64.0	64.3	64.7	64.0	62.6	60.9	
Monthly Design Wet Bulb and Mean Coincident Dry Bulb Temperatures	0.4%	WB	64.4	65.4	67.4	69.0	68.8	67.6	67.7	68.1	68.1	67.0	65.4	
		MCDB	74.5	76.2	77.7	78.4	78.3	75.8	74.9	75.2	75.4	73.2	73.8	
	2%	WB	62.8	63.9	65.9	67.3	67.6	67.4	66.5	66.6	67.0	66.7	65.4	63.8
		MCDB	72.5	74.1	75.5	76.2	76.1	74.7	73.4	73.7	73.8	73.4	71.9	72.4
	5%	WB	61.8	62.8	64.8	66.3	66.7	66.6	65.6	65.7	66.2	65.8	64.5	62.8
		MCDB	71.1	72.4	73.9	74.6	74.3	73.2	72.3	72.6	72.5	72.0	71.5	71.0
10%	WB	60.9	61.8	63.8	65.3	65.8	65.8	64.8	65.2	65.5	65.1	63.6	61.9	
	MCDB	69.6	71.1	72.3	73.3	72.8	71.9	71.4	72.0	71.3	70.9	70.0	69.8	
Mean Daily Temperature Range	5% DB	MDBR	17.8	19.5	19.8	19.4	16.8	13.7	13.7	14.4	13.2	13.5	14.7	16.3
		MCDBR	20.8	21.7	21.4	20.8	19.2	15.5	15.0	15.6	15.0	14.9	16.9	18.3
	5% WB	MCWBR	8.1	8.0	7.7	7.2	6.8	6.1	5.6	5.7	5.9	6.0	7.3	7.4
		MCDWR	19.0	20.5	19.9	19.2	17.4	14.1	13.8	14.3	13.6	13.5	14.7	17.4
Clear Sky Solar Irradiance	taub		0.321	0.338	0.370	0.465	0.522	0.408	0.403	0.396	0.397	0.379	0.337	0.319
		taud	2.689	2.547	2.372	2.012	1.844	2.316	2.310	2.374	2.389	2.443	2.672	2.724
	Ebn,noon		311	309	299	270	251	278	280	285	287	291	303	309
		Edh,noon	28	33	40	57	67	41	42	39	39	36	28	27

CDDn Coding degree-days base n°F, °F-day
 CDHn Cooling degree-hours base n°F, °F-hour
 DB Dry bulb temperature, °F
 DP Dew point temperature, °F
 Ebn,noon } Clear sky beam normal and diffuse horizontal irradiances at solar noon, Btu/h/ft²
 Edh,noon }
 Elev Elevation, ft
 Enth Enthalpy, Btu/lb
 HDDn Heating degree-days base n°F, °F-day
 Hours 8/4 & 55/69 Number of hours between 8 a.m. and 4 p.m. with DB between 55 and 69 °F
 HR Humidity ratio, grains of moisture per lb of dry air
 Lat Latitude, °
 Long Longitude, °
 MCDB Mean coincident dry bulb temperature, °F
 MCDDBR Mean coincident dry bulb temp. range, °F
 MCDP Mean coincident dew point temperature, °F
 MCWB Mean coincident wet bulb temperature, °F
 MCWBR Mean coincident wet bulb temp. range, °F
 MCWS Mean coincident wind speed, mph
 MDBR Mean dry bulb temp. range, °F
 PCWD Prevailing coincident wind direction, °
 0 = North, 90 = East
 Period Years used to calculate the design conditions
 Sd Standard deviation of daily average temperature, °F
 StdP Standard pressure at station elevation, psi
 taub Clear sky optical depth for beam irradiance
 taud Clear sky optical depth for diffuse irradiance
 Tavg Average temperature, °F
 Time Zone Hours ahead or behind UTC, and time zone code
 WB Wet bulb temperature, °F
 WBAN Weather Bureau Army Navy number
 WMO# World Meteorological Organization number
 WS Wind speed, mph

Anexo 2 - Promedio de cambios de aire en 24 horas para cuartos arriba de 32 °F, debido a infiltraciones y apertura de puertas

Volume Cu. Ft.	Air Changes Per 24hrs.	Volume Cu. Ft.	Air Changes Per 24hrs.	Volume Cu. Ft.	Air Changes Per 24hrs.
200	44.0	2,000	12.0	25,000	3.0
250	38.0	3,000	9.5	30,000	2.7
300	34.5	4,000	8.2	40,000	2.3
400	29.5	5,000	7.2	50,000	2.0
500	26.0	6,000	6.5	75,000	1.6
600	23.0	8,000	5.5	100,000	1.4
800	20.0	10,000	4.9	150,000	1.2
1,000	17.5	15,000	3.9	200,000	1.1
1,500	14.0	20,000	3.5	300,000	1.0

Fuente: Heatcraft (2008)

Anexo 3 - Promedio de cambios de aire en 24 horas para cuartos debajo de 32 °F, debido a infiltraciones y apertura de puertas

Volume Cu. Ft.	Air Changes Per 24hrs.	Volume Cu. Ft.	Air Changes Per 24hrs.	Volume Cu. Ft.	Air Changes Per 24hrs.
200	33.5	2,000	9.3	25,000	2.3
250	29.0	3,000	7.4	30,000	2.1
300	26.2	4,000	6.3	40,000	1.8
400	22.5	5,000	5.6	50,000	1.6
500	20.0	6,000	5.0	75,000	1.3
600	18.0	8,000	4.3	100,000	1.1
800	15.3	10,000	3.8	150,000	1.0
1,000	13.5	15,000	3.0	200,000	0.9
1,500	11.0	20,000	2.6	300,000	0.85

Fuente: Heatcraft (2008)

Anexo 4 - Calor removido en cuartos refrigerados (BTU por Cu. Ft.)

Storage Room Temp.		Temperature of Outside Air											
		40°F. (4.4°C.)		50°F. (10°C.)		85°F. (29.4°C.)		90°F. (32.2°C.)		95°F. (35°C.)		100°F. (37.8°C.)	
		Relative Humidity of Outside Air, %											
°F.	°C.	70	80	70	80	50	60	50	60	50	60	50	60
55	12.8	-	-	-	-	1.12	1.34	1.41	1.66	1.72	2.01	2.06	2.44
50	10.0	-	-	-	-	1.32	1.54	1.62	1.87	1.93	2.22	2.28	2.65
45	7.2	-	-	-	-	1.50	1.73	1.80	2.06	2.12	2.42	2.47	2.85
40	4.4	-	-	-	-	1.69	1.92	2.00	2.26	2.31	2.62	2.67	3.65
35	1.7	-	-	0.36	0.41	1.86	2.09	2.17	2.43	2.49	2.79	2.85	3.24
30	-1.1	0.24	0.29	0.58	0.66	2.00	2.24	2.26	2.53	2.64	2.94	2.95	3.35
25	-3.9	0.41	0.45	0.75	0.83	2.09	2.42	2.44	2.71	2.79	3.16	3.14	3.54
20	-6.7	0.56	0.61	0.91	0.99	2.27	2.61	2.62	2.90	2.97	3.35	3.33	3.73
15	-9.4	0.71	0.75	1.06	1.14	2.45	2.74	2.80	3.07	3.16	3.54	3.51	3.92
10	-12.2	0.85	0.89	1.19	1.27	2.57	2.87	2.93	3.20	3.29	3.66	3.64	4.04
5	-15.0	0.98	1.03	1.34	1.42	2.76	3.07	3.12	3.40	3.48	3.87	3.84	4.27
0	-17.8	1.12	1.17	1.48	1.56	2.92	3.23	3.28	3.56	3.64	4.03	4.01	4.43
-5	-20.6	1.23	1.28	1.59	1.67	3.04	3.36	3.41	3.69	3.78	4.18	4.15	4.57
-10	-23.3	1.35	1.41	1.73	1.81	3.19	3.49	3.56	3.85	3.93	4.33	4.31	4.74
-15	-26.1	1.50	1.53	1.85	1.92	3.29	3.60	3.67	3.96	4.05	4.46	4.42	4.86
-20	-28.9	1.63	1.68	2.01	2.00	3.49	3.72	3.88	4.18	4.27	4.69	4.66	5.10
-25	-31.7	1.77	1.80	2.12	2.21	3.61	3.84	4.00	4.30	4.39	4.80	4.78	5.21
-30	-34.4	1.90	1.95	2.29	2.38	3.86	4.05	4.21	4.51	4.56	5.00	4.90	5.44

Fuente: Heatcraft (2008)

Anexo 5 - Calor equivalente por ocupación

Cooler Temperature °F.	Heat Equivalent / Person BTU / 24 Hrs.
50	17,280
40	20,160
30	22,800
20	25,200
10	28,800
0	31,200
-10	33,600

Fuente: Heatcraft (2008)

Anexo 6 - Espesor estandar de aislante para cuartos de refrigeración

Storage Temperature		Desirable Insulation Thickness in Inches	
°F.	°C.	Styrofoam	Urethane
-50° to -25°	-45° to -32°	8	6
-25° to -0°	-32° to -18°	6	4
0° to 25°	-18° to -4°	4	4
25° to 40°	-4° to 5°	4	3 - 4
40° and up	+5° and up	2	2

Fuente: Heatcraft (2008)

Anexo 7 - Ganancia de calor debido a montacargas eléctricos

Battery operated load capacity lb.	Heat Gain per hour of truck operation BTU / hr.*	Approximate total weight of lift truck lb.
2,000	14,000	6,000
4,000	21,000	8,000
6,000	23,000	12,000
8,000	26,000	14,000

Fuente: Heatcraft (2008)

Commodity (Alphabetical Listing)	Storage Conditions			Highest Freezing Point °F.	Specific Heat Above Freezing BTU/lb./F	Specific Heat Below Freezing BTU/lb./F	Latent Heat of Fusion BTU/lb.	Product Loading Density Approx. lb./Cu. Ft.
	Storage Temp. °F.	Relative Humidity %	Approximate Storage Life*					
Apples	30 - 40	90	3 - 8 months	29.3	0.87	0.45	121	28
Apricots	31 - 32	90	1 - 2 weeks	30.1	0.88	0.46	122	30
Artichokes (Globe)	31 - 32	95	2 weeks	29.9	0.87	0.45	120	—
Asparagus	32 - 36	95	2 - 3 weeks	30.9	0.94	0.48	134	25
Avocados	45 - 55	85 - 90	2 - 4 weeks	31.5	0.72	0.40	94	19
Bananas	55 - 65	85 - 90	—	30.6	0.80	0.42	108	—
Beans (Green or Snap)	40 - 45	90 - 95	7 - 10 days	30.7	0.91	0.47	128	14
Lima	32 - 40	90	1 week	31.0	0.73	0.40	94	—
Beer, Keg	35 - 40	—	3 - 8 weeks	28.0	0.92	—	129	—
Bottles, Cans	35 - 40	65 or below	3 - 6 months	28.0	0.92	—	129	—
Beets, Topped	32	95 - 100	4 - 6 months	30.1	0.90	0.46	126	23
Blackberries	31 - 32	95	3 days	30.5	0.88	0.46	122	19
Blueberries	31 - 32	90 - 95	2 weeks	29.7	0.86	0.45	118	19
Bread, Baked	—	—	1 - 3 months	16 to 20	0.70	0.34	46 - 53	—
Dough	35 - 40	85 - 90	3 - 72 hours	—	0.75	—	—	—
Broccoli, Sprouting	32	95	10 - 14 days	29.0	0.92	0.47	130	13
Brussels Sprouts	32	95	3 - 5 weeks	30.5	0.88	0.46	122	—
Cabbage	32	95 - 100	3 - 4 months	30.4	0.94	0.47	132	17
Carrots, Topped, Mature	32	98 - 100	5 - 9 months	29.5	0.90	0.46	126	22
Cauliflower	32	95	2 - 4 weeks	29.0	0.93	0.47	132	16
Celery	32	95	1 - 2 months	31.1	0.95	0.48	135	30
Cherries, Sour	31 - 32	90 - 95	3 - 7 days	29.0	0.87	—	120	18
Sweet	30 - 31	90 - 95	2 - 3 weeks	28.8	0.84	—	—	—
Chocolate (Coating)	50 - 65	40 - 50	2 - 3 months	95 - 85	0.55	0.30	40	—
Cocoa	32 - 40	50 - 70	1 year, plus	—	—	—	—	—
Coconut	32 - 45	80 - 85	1 - 2 months	30.4	0.58	0.34	67	—
Coffee (Green)	35 - 37	80 - 85	2 - 4 months	—	0.30	0.24	147 - 21	—
Collards	32	95	10 - 14 days	30.6	0.90	—	—	—
Corn, Sweet (Fresh)	32	95	4 - 8 days	30.9	0.79	0.42	106	16
Cranberries	36 - 40	90 - 95	2 - 4 months	30.4	0.90	0.46	124	22
Cucumbers	50 - 55	90 - 95	10 - 14 days	31.1	0.97	0.49	137	20
Currants	31 - 32	90 - 95	10 - 14 days	30.2	0.88	0.45	120	—
Daily Products								
Cheddar Cheese	40	65 - 70	6 months	8.0	0.50	0.31	53	40
Processed Cheese	40	65 - 70	12 months	19.0	0.50	0.31	56	40
Butter	40	75 - 85	1 months	-4 to 31	0.50	0.25	23	—
Cream	35 - 40	—	2 - 3 weeks	31.0	0.66 - 0.80	0.36 - 0.42	79 - 107	—
Ice Cream	-20 to -15	—	3 - 12 months	21.0	0.66 - 0.70	0.37 - 0.39	86	25
Milk, Fluid Whole								
Pasteurized, Grade A	32 - 34	—	2 - 4 months	31.0	0.93	0.46	125	—
Condensed Sweet	40	—	15 months	5.0	0.42	0.28	40	—
Evaporated	40	—	24 months	29.5	0.79	0.42	106	—
Dates (Dried)	0 or 32	75 or less	6 - 12 months	3.7	0.36	0.26	29	24
Dewberries	31 - 32	90 - 95	3 days	27.0	0.88	—	—	—
Dried Fruits	32	50 - 60	9 - 12 months	—	0.31 - 0.41	0.26	20 - 37	45
Eggplant	45 - 50	90 - 95	7 - 10 days	30.6	0.94	0.48	132	—
Egg, Shell	29 - 31	80 - 85	5 - 6 months	28.0	0.73	0.40	96	19
Shell, Farm Cooler	50 - 55	70 - 75	2 - 3 weeks	28.0	0.73	0.40	96	19
Frozen, Whole	0 or below	—	1 year, plus	28.0	0.73	0.42	106	41
Endive (Escarole)	32	95	2 - 3 weeks	31.9	0.94	0.48	132	—
Figs, Dried	32 - 40	50 - 60	9 - 12 months	—	0.39	0.27	34	45
Fresh	31 - 32	85 - 90	7 - 10 says	27.6	0.82	0.43	112	21
Fish, Fresh	30 - 35	90 - 95	5 - 15 days	28.0	0.70 - 0.86	0.38 - 0.45	89 - 112	—
Haddock, Cod	30 - 35	90 - 95	15 days	28	0.82	0.43	112	35
Salmon	30 - 35	90 - 95	15 days	28	0.71	0.39	92	33
Smoked	40 - 50	50 - 60	6 - 8 months	—	0.70	0.39	92	—
Shellfish, Fresh	30 - 33	86 - 95	3 - 7 days	28.0	0.83 - 0.90	0.44 - 0.46	113 - 125	—
Tuna	30 - 35	90 - 95	15 days	28.0	0.76	0.41	100	35
Furs and Fabric	34 - 40	45 - 55	several years	—	—	—	—	—
Garlic, Dry	32	65 - 70	6 - 7 months	30.5	0.69	0.40	89	—
Gooseberries	31 - 32	90 - 95	2 - 4 weeks	30.0	0.90	0.46	126	19
Grapefruit	50 - 60	85 - 90	4 - 6 weeks	30.0	0.91	0.46	126	30
Grapes, American Type	31 - 32	85 - 90	2 - 8 weeks	29.7	0.86	0.44	116	29
European Type	30 - 31	90 - 95	3 - 6 months	28.1	0.86	0.44	116	29
Greens, Leafy	32	95	10 - 14 days	30.0	0.91	0.48	136	32
Guavas	45 - 50	90	2 - 3 weeks	—	0.86	—	—	—
Honey	38 - 50	50 - 60	1 year, plus	—	0.35	0.26	26	—
Horseradish	30 - 32	95 - 100	10 - 12 months	28.7	0.78	0.42	104	—
Kale	32	95	3 - 4 months	31.1	0.89	0.46	124	—
Kohlrabi	32	95	2 - 4 weeks	30.2	0.92	0.47	128	—
Leeks, Green	32	95	1 - 3 months	30.7	0.88	0.46	126	—
Lemons	32 or 50 - 58	85 - 90	1 - 6 months	29.4	0.91	0.46	127	33
Lettuce Head	32 - 34	95 - 100	2 - 3 weeks	31.7	0.96	0.48	136	25
Limes	48 - 50	85 - 90	6 - 8 weeks	29.1	0.89	0.46	122	32

Continuacion

Commodity (Alphabetical Listing)	Storage Conditions			Highest Freezing Point °F.	Specific Heat Above Freezing BTU/lb.°F	Specific Heat Below Freezing BTU/lb.°F	Latent Heat of Fusion BTU/lb.	Product Loading Density Approx. lb./Cu. Ft.
	Storage Temp. °F.	Relative Humidity %	Approximate Storage Life*					
Maple Sugar	75 - 80	60 - 65	1 year, plus	—	0.24	0.21	7	—
Mangoes	55	85 - 90	2 - 3 weeks	30.3	0.85	0.44	117	—
Meat								
Bacon, Cured (Farm Style)	60 - 65	85	4 - 6 months	—	0.30 - 0.43	0.24 - 0.29	18 - 41	57
Game, Fresh	32	80 - 85	1 - 6 weeks	28 - 29	0.80	0.42	115	—
Beef, Fresh	32 - 34	88 - 92	1 - 6 weeks	28 - 29	0.70 - 0.84	0.38 - 0.43	89 - 110	—
Hams and Shoulders, Fresh	32 - 34	85 - 90	7 - 12 days	28 - 29	0.58 - 0.63	0.34 - 0.36	67 - 77	37
Cured	60 - 65	50 - 60	0 - 3 years	—	0.52 - 0.56	0.32 - 0.33	57 - 64	—
Lamb Fresh	32 - 34	85 - 90	5 - 12 days	28 - 29	0.68 - 0.76	0.38 - 0.51	86 - 100	—
Livers, Frozen	-10 - 0	90 - 95	3 - 4 months	—	—	0.41	100	—
Pork, Fresh	32 - 34	85 - 90	3 - 7 days	28 - 29	0.46 - 0.55	0.30 - 0.33	46 - 63	—
Smoked Sausage	40 - 45	85 - 90	6 months	—	0.68	0.38	86	—
Fresh	32	85 - 90	1 - 2 weeks	26.0	0.89	0.56	93	—
Veal, Fresh	32 - 34	90 - 95	5 - 10 days	28 - 29	0.71 - 0.76	0.39 - 0.41	92 - 100	—
Melons, Cantaloupe	36 - 40	90 - 95	5 - 15 days	29.9	0.93	0.48	132	25
Honeydew and Honey Ball	45 - 50	90 - 95	3 - 4 weeks	30.3	0.94	0.48	132	24
Watermelons	40 - 50	80 - 90	2 - 3 weeks	31.3	0.97	0.48	132	27
Mushrooms	32	90	3 - 4 days	30.4	0.93	0.47	130	—
Milk	34 - 40	—	7 days	31	0.93	0.49	124	64
Nectarines	31 - 32	90	2 - 4 weeks	30.4	0.90	0.49	119	—
Nuts (dried)	32 - 50	65 - 75	8 - 12 months	—	0.22 - 0.25	0.21 - 0.22	4 - 8	25
Okra	45 - 50	90 - 95	7 - 10 days	28.7	0.92	0.46	128	—
Oleomargarine	35	60 - 70	1 year, plus	—	0.38	0.25	22	—
Olives, Fresh	45 - 50	85 - 90	4 - 6 weeks	29.4	0.80	0.42	108	—
Onions (Dry) and Onion Sets	32	65 - 70	1 - 8 months	30.6	0.90	0.46	124	—
Green	32	95	3 - 4 weeks	30.4	0.91	—	—	22
Oranges	32 - 48	85 - 90	3 - 12 weeks	30.6	0.90	0.46	124	34
Orange Juice, Chilled	30 - 35	—	3 - 6 weeks	—	0.91	0.47	128	—
Papayas	45	85 - 90	1 - 3 weeks	30.4	0.82	0.47	130	—
Parsley	32	95	1 - 2 months	30.0	0.88	0.45	122	—
Parsnip	32	98 - 100	4 - 6 months	30.4	0.84	0.44	112	36
Peaches and Nectarines	31 - 32	90	2 - 4 weeks	30.3	0.90	0.46	124	33
Pears	29 - 31	90 - 95	2 - 7 months	29.2	0.86	0.45	118	47
Peas, Green	32	95	1 - 3 weeks	30.9	0.79	0.42	106	23
Peppers, Sweet	45 - 50	90 - 95	2 - 3 weeks	30.7	0.94	0.47	132	41
Peppers, Chili (Dry)	32 - 50	60 - 70	6 months	—	0.30	0.24	17	—
Persimmons	30	90	3 - 4 months	28.1	0.84	0.43	112	—
Pineapples, Ripe	45	85 - 90	2 - 4 weeks	30.0	0.88	0.45	122	25
Plums, Including Fresh Prunes	31 - 32	90 - 95	2 - 4 weeks	30.5	0.88	0.45	118	22
Pomegranates	32	90	2 - 4 weeks	26.6	0.87	0.48	112	—
Popcorn, Unopened	32 - 40	85	4 - 6 months	—	0.31	0.24	19	—
Potatoes, Early Crop	50 - 55	90	0 - 2 months	30.9	0.85	0.44	116	42
Late Crop	38 - 50	90	5 - 8 months	30.9	0.82	0.43	111	—
Poultry, Fresh Chicken	32	85 - 90	1 week	27.0	0.79	0.42	106	38
Fresh Goose	32	85 - 90	1 week	27.0	0.57	0.34	67	—
Fresh Turkey	32	85 - 90	1 week	27.0	0.64	0.37	79	25
Pumpkins	50 - 55	70 - 75	2 - 3 months	30.5	0.92	0.47	130	—
Quinces	31 - 32	90	2 - 3 months	28.4	0.88	0.45	122	—
Radishes- Spring, Prepacked	32	95	3 - 4 weeks	30.7	0.95	0.48	134	—
Raisins (Dried)	40	60 - 70	9 - 12 months	—	0.47	0.32	43	45
Rabbits, Fresh	32 - 34	90 - 95	1 - 5 days	—	0.74	0.40	98	22
Raspberries, Black	31 - 32	90 - 95	2 - 3 days	30.0	0.84	0.44	122	—
Red	31 - 32	90 - 95	2 - 3 days	30.9	0.87	0.45	121	—
Rhubarb	32	95	2 - 4 weeks	30.3	0.96	0.48	134	—
Rutabagas	32	98 - 100	4 - 6 months	30.1	0.91	0.47	127	—
Salsify	32	98 - 100	2 - 4 months	30.0	0.83	0.44	113	—
Spinach	32	95	10 - 14 days	31.5	0.94	0.48	132	31
Squash, Summer	32 - 50	85 - 95	5 - 14 days	31.1	0.95	0.48	135	—
Winter	50 - 55	70 - 75	4 - 6 months	30.3	0.91	0.48	127	—
Strawberries, Fresh	31 - 32	90 - 95	5 - 7 days	30.6	0.92	0.42	129	40
Sugar, Maple	75 - 80	60 - 65	1 year, plus	—	0.24	0.21	7	—
Sweet Potatoes	55 - 60	85 - 90	4 - 7 months	29.7	0.75	0.40	97	25
Syrup, Maple	31	60 - 70	1 year, plus	—	0.48	0.31	51	—
Tangerines	32 - 38	85 - 90	2 - 4 weeks	30.1	0.90	0.46	125	—
Tobacco, Cigarettes	35 - 46	50 - 56	6 months	25.0	—	—	—	—
Cigars	35 - 50	60 - 65	2 months	25.0	—	—	—	—
Tomatoes, Mature Green	55 - 70	85 - 90	1 - 3 weeks	31.0	0.95	0.48	134	25
Firm Ripe	45 - 50	85 - 90	4 - 7 days	31.1	0.94	0.48	134	21
Turnips, Roots	32	95	4 - 5 months	30.1	0.93	0.47	130	—
Vegetables (Mixed)	32 - 40	90 - 95	1 - 4 weeks	30.0	0.90	0.45	130	25
Yams	60	85 - 90	3 - 6 months	28.5	0.79	0.40	105	—
Yeast, Compressed Baker's	31 - 32	—	—	—	0.77	0.41	102	—

Anexo 9 - Carga térmica de paredes

		Insulation (Inches)										Heat Load (BTU Per 24 Hours Per One Square Foot of Outside Surface)												
		Cork or Mineral Wool k = .30	Glass Fiber or Poly-Styrene k = .26	Urethane (Sprayed) k = .16	Urethane (Foamed in Place) k = .12	R	1	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120
			1			4	5.10	204	230	255	281	306	332	357	383	408	434	459	485	510	536	561	587	612
			2			8	3.40	136	153	170	187	204	221	238	255	272	289	306	323	340	357	374	391	408
		4	3	2		12.6	1.80	72	81	90	99	108	117	126	135	144	153	162	171	180	189	198	207	216
		5	4		2	16.4	1.44	58	65	72	79	87	94	101	108	115	122	130	137	144	151	159	166	173
		6	5	3		19.6	1.20	48	54	60	66	72	78	84	90	96	102	108	114	120	126	132	138	144
		8	6	4	3	25	0.90	36	41	45	50	54	59	63	68	72	77	81	86	90	95	99	104	108
		10	8		4	33	0.72	29	32	36	40	43	47	50	54	58	61	65	68	72	76	79	83	86
			10	6		38.7	0.60	24	27	30	33	36	39	42	45	48	51	54	57	60	63	66	69	72
					6	50	0.48	19	22	24	26	29	31	34	36	38	41	43	46	48	51	53	55	58
Single window glass						.9	27	1080	1215	1350	1490	1620	1760	1890	2030	2160	2290	2440	2560	2700	2840	2970	3100	3240
Double Window Glass						2.2	11	440	495	550	610	660	715	770	825	880	936	990	1050	1100	1160	1210	1270	1320
Triple Window Glass						3.4	7	280	315	350	390	420	454	490	525	560	595	630	665	700	740	770	810	840
6" Concrete Floor						4.8	5	200	225	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575	600

Fuente: Heatcraft (2008)

Anexo 10 - Evaporadores BHG/BHF 60 Hz, deshielo por gas caliente

Model	Capacity BTUH/watts 10°F TD -20°F SST		Fan Data						Standard Motor Data								Drain Pan Heaters (Std.)†						
			CFM/m³h	No.	Dia. in./mm	Air Throw ft./m		HP	Total Amps						Watts	Total Amps							
						Standard	w/ Collar		208-230/1/60 Wired 1-Phase	Wired 3-Phase	208- 230 /3/60	460/1/60 Wired 1-Phase	Wired 3-Phase	460 /3/60		575 /3/60	208- 230 /1/60	460 /1/60	575 /1/60				
BHG Models 6 Fins Per Inch																							
BHG450	45,000	13,200	9,000	15,300	2	24	610	70	21	85	26	1/2*	6.4	-	5.2	3.4	-	2.6	1.8	2,100	9.2	4.6	3.7
BHG550	55,000	16,100	9,000	15,300	2	24	610	70	21	85	26	1/2*	6.4	-	5.2	3.4	-	2.6	1.8	2,100	9.2	4.6	3.7
BHG640	64,000	18,700	12,600	21,400	3	24	610	70	21	85	26	1/2*	-	5.5	7.8	-	3.0	3.9	2.7	2,700	11.8	5.9	4.7
BHG740	74,000	21,700	12,600	21,400	3	24	610	70	21	85	26	1/2*	-	5.5	7.8	-	3.0	3.9	2.7	2,700	11.8	5.9	4.7
BHG810	81,000	23,700	16,800	28,600	4	24	610	70	21	85	26	1/2*	-	8.7	10.4	-	4.7	5.2	3.6	4,000	17.4	8.7	6.9
BHG950	95,000	27,800	16,800	28,600	4	24	610	70	21	85	26	1/2*	-	8.7	10.4	-	4.7	5.2	3.6	4,000	17.4	8.7	6.9
BHG1020	102,000	29,900	20,700	35,200	3	30	762	100	30	115	35	1	-	-	13.8	-	-	6.9	7.8	4,000	17.4	8.7	6.9
BHG1200	120,000	35,100	20,700	35,200	3	30	762	100	30	115	35	1	-	-	13.8	-	-	6.9	7.8	4,000	17.4	8.7	6.9
BHG1390	139,000	40,700	24,300	41,300	3	30	762	100	30	115	35	1-1/2	-	-	19.8	-	-	9.9	7.8	4,000	17.4	8.7	6.9
BHG1650	165,000	48,300	26,550	45,100	3	30	762	120	37	140	43	1-1/2	-	-	21.0	-	-	10.5	8.4	4,200	18.2	9.1	7.3
BHG2120	212,000	62,100	35,400	60,200	4	30	762	120	37	140	43	1-1/2	-	-	28.0	-	-	14.0	11.2	6,200	17.7**		
BHF Models 4 Fins Per Inch																							
BHF400	40,000	11,700	9,400	16,000	2	24	610	70	21	85	26	1/2*	6.4	-	5.2	3.4	-	2.6	1.8	2,100	9.2	4.6	3.7
BHF480	48,000	14,100	9,400	16,000	2	24	610	70	21	85	26	1/2*	6.4	-	5.2	3.4	-	2.6	1.8	2,100	9.2	4.6	3.7
BHF560	56,000	16,400	13,200	22,400	3	24	610	70	21	85	26	1/2*	-	5.5	7.8	-	3.0	3.9	2.7	2,700	11.8	5.9	4.7
BHF650	65,000	19,000	13,200	22,400	3	24	610	70	21	85	26	1/2*	-	5.5	7.8	-	3.0	3.9	2.7	2,700	11.8	5.9	4.7
BHF710	71,000	20,800	17,600	29,900	4	24	610	70	21	85	26	1/2*	-	8.7	10.4	-	4.7	5.2	3.6	4,000	17.4	8.7	6.9
BHF840	84,000	24,600	17,600	29,900	4	24	610	70	21	85	26	1/2*	-	8.7	10.4	-	4.7	5.2	3.6	4,000	17.4	8.7	6.9
BHF890	89,000	26,100	21,600	36,700	3	30	762	100	30	115	35	1	-	-	13.8	-	-	6.9	7.8	4,000	17.4	8.7	6.9
BHF1050	105,000	30,800	21,600	36,700	3	30	762	100	30	115	35	1	-	-	13.8	-	-	6.9	7.8	4,000	17.4	8.7	6.9
BHF1220	122,000	35,700	25,200	42,800	3	30	762	100	30	115	35	1-1/2	-	-	19.8	-	-	9.9	7.8	4,000	17.4	8.7	6.9
BHF1440	144,000	42,200	27,600	46,900	3	30	762	120	37	140	43	1-1/2	-	-	21.0	-	-	10.5	8.4	4,200	18.2	9.1	7.3
BHF1860	186,000	54,500	36,800	62,600	4	30	762	120	37	140	43	1-1/2	-	-	28.0	-	-	14.0	11.2	6,200	17.7**	13.4	10.8

NOTES: TD = Temperature Difference = (Room temperature - saturated suction temperature)

Fuente: Heatcraft (2008)

Anexo 11 - Rendimiento unidades de media temperatura Refrigerante HFC-404A/507

MODELO UNIDAD	TEMPERATURA AMBIENTE C / F	CAPACIDAD CALORIFICA Kcal/hr / BTUH							
		TEMPERATURA DE SATURACION DE SUCCION C / F							
		-1.1 / 30		-3.9 / 25		-6.7 / 20		-9.4 / 15	
B*V1500M6	32 / 90	40071	159000	37223	147700	34173	135600	31250	124000
	35 / 95	38332	152100	35635	141400	32737	129900	29914	118700
	38 / 100	36593	145200	34073	135200	31300	124200	28604	113500
	43 / 110	33140	131500	30847	122400	28427	112800	25983	103100
B*V2000M6	32 / 90	42666	169300	39163	155400	35887	142400	32560	129200
	35 / 95	40650	161300	37248	147800	34148	135500	30897	122600
	38 / 100	38609	153200	35509	140900	32384	128500	29259	116100
	43 / 110	34400	136500	31653	125600	28805	114300	26008	103200
B*V2500M6	32 / 90	N/A	N/A	48816	193700	44582	176900	40600	161100
	35 / 95	N/A	N/A	46724	185400	42717	169500	38810	154000
	38 / 100	N/A	N/A	44632	177100	40701	161500	36996	146800
	43 / 110	N/A	N/A	40373	160200	36820	146100	33342	132300
B*V2600M6	32 / 90	54662	216900	50227	199300	45842	181900	41608	165100
	35 / 95	52394	207900	48085	190800	43876	174100	39793	157900
	38 / 100	50050	198600	45968	182400	41910	166300	37979	150700
	43 / 110	45464	180400	41683	165400	37979	150700	34325	136200
B*V3000M6	32 / 90	65801	261100	60685	240800	55670	220900	50706	201200
	35 / 95	63029	250100	57939	229900	53150	210900	48337	191800
	38 / 100	60081	238400	55418	219900	50731	201300	46018	182600
	43 / 110	53931	214000	49849	197800	45640	181100	41457	164500
B*V3500M6	32 / 90	83417	331000	77117	306000	70590	280100	64390	255500
	35 / 95	79536	315600	73740	292600	67666	268500	61517	244100
	38 / 100	75832	300900	70338	279100	64415	255600	58644	232700
	43 / 110	68574	272100	63558	252200	58191	230900	52923	210000
B*V4000M6	32 / 90	96094	381300	89138	353700	81830	324700	74824	296900
	35 / 95	91961	364900	85333	338600	78276	310600	71547	283900
	38 / 100	87828	348500	81502	323400	74723	296500	68296	271000
	43 / 110	79763	316500	73891	293200	67692	268600	61668	244700

(*)BBV es Bohmizer y BLV es Limitizer

Anexo 12 - Rendimiento unidades de baja temperatura Refrigerante R-404A/507

MODELO UNIDAD	COMPRESORES DOS (2)	CAPACIDAD CALORIFICA Kcal/hr / BTUH @ 35 °C (95 F) AMBIENTE													
		TEMPERATURA DE SATURACION DE SUCCION C / F													
		-17.8 / 0		-23.3 / -10		-26.1 / -15		-28.9 / -20		-31.7 / -25		-34.4 / -30		-40 / -40	
J*D2400L6	4DA3R47KE	42339	168000	35030	139000	31099	123400	27621	109600	24093	95600	20867	82800	15171	60200
J*D3000L6	4DL3F63KE	53075	210600	44405	176200	40020	158800	35736	141800	31653	125600	27772	110200	20917	83000
J*D4400L6	4DT3F76KE	62601	248400	52571	208600	47480	188400	42440	168400	37651	149400	32913	130600	24244	96200
J*D5400L6	6DL3F93KE	79688	316200	65978	261800	59526	236200	52823	209600	46421	184200	40423	160400	29839	118400
J*D6000L6	6DT3F11ME	90171	357800	74194	294400	66835	265200	59325	235400	52167	207000	45514	180600	34073	135200

Anexo 13 - Consumo eléctrico del paralelo de baja temperatura



CUSTOM SYSTEM RACK A		SPECS USED / DATE		COMPONENT MANUFACTURER		
REMOTE CONDENSER		MECH NOTES PAGE NO		SOLENOID VLV: SPORLAN		
QUANTITY:	2	STORE DESIGN CONDITIONS		BALL VALVE: MUELLER FP		
REFER:	F24408	LT Comp RGT	65F	MT Comp RGT	65F	
MODEL:	(2) LAVF 24408M	AMBIENT TEMP: 90		DATE:	10/X/2009	
CNTRL:	At Rack	INSIDE TEMP/RH: 70/45		BY:	JIMENEZ BARRERA	
FAN CNTR:	(2) NCC24MA431N	ALTITUDE (FEET): 5000		QUOTE:	JB26110	
THR (BTUH):	1473275	COND. TEMP: 105		FILE:		
HR (BTUH):		REFRIGERANT: R404A		RACK PHYSICAL SPECS LESS CONDENSER		
TD (DEG):	13.9	COMP TYPE: Copeland Reciprocating		DIMEN:	See Mech. Notes	
WGT (LBS):	(2) 2851	COMP VOLT: 460/3/60		WEIGHT:	for Details	
CHG (LBS):	(2) 279.3	CNTRL VOLT: 208/1/60		RECEIVER SPECS		
FPI:	8	COND VOLT: 460/3/60		DIMEN:	14"D x 144"	
DIM:	(2) 220"x90.5"x54"	120	208	460	CAP:	585
FLA:	(2) 28.0 @ 460V	MCA:			OIL COOLER	
FANS:	(2) 2x4 1140 RPM	MOPD:			MODEL:	
DAMPERS:	NO	FLA:		343	CNTRL:	
FIN COAT:	NO	CONTACTOR		SQUARE D	DIMEN:	
LEGS:	NO	BREAKER		SQUARE D	WEIGHT:	
NOTES:		NEMA / DP		NEMA	RLA:	

Anexo 14 - Consumo eléctrico del paralelo de media temperatura



CUSTOM SYSTEM RACK B		SPECS USED / DATE		COMPONENT MANUFACTURER		
REMOTE CONDENSER		MECH NOTES PAGE NO		SOLENOID VLV: SPORLAN		
QUANTITY:	1	STORE DESIGN CONDITIONS		BALL VALVE: MUELLER FP		
REFER:	F26408	LT Comp RGT	65F	MT Comp RGT	65F	
MODEL:	LEVF 26408M	AMBIENT TEMP: 90		DATE:	10/X/2009	
CNTRL:	At Rack	INSIDE TEMP/RH: 70/45		BY:	JIMENEZ BARRERA	
FAN CNTR:	NCC26MA423N	ALTITUDE (FEET): 5000		QUOTE:	JB26110	
THR (BTUH):	1078987	COND. TEMP: 105		FILE:		
HR (BTUH):		REFRIGERANT: R404A		RACK PHYSICAL SPECS LESS CONDENSER		
TD (DEG):	13.6	COMP TYPE: Copeland Reciprocating		DIMEN:	See Mech. Notes	
WGT (LBS):	5218	COMP VOLT: 460/3/60		WEIGHT:	for Details	
CHG (LBS):	777.3	CNTRL VOLT: 208/1/60		RECEIVER SPECS		
FPI:	8	COND VOLT: 460/3/60		DIMEN:	14"D x 92"	
DIM:	328"x90.5"x58.5"	120	208	460	CAP:	370
FLA:	42.0 @ 460V	MCA:			OIL COOLER	
FANS:	2x6 1140 RPM	MOPD:			MODEL:	
DAMPERS:	NO	FLA:		149	CNTRL:	
FIN COAT:	NO	CONTACTOR		SQUARE D	DIMEN:	
LEGS:	NO	BREAKER		SQUARE D	WEIGHT:	
NOTES:		NEMA / DP		NEMA	RLA:	
SUCTION GROUP:	B	B	B	B		

12. Glosario

12.1 Rack de compresores

El rack de compresores conforma parte del sistema de refrigeración, caracterizado por tener una serie de compresores en paralelo en un bastidor de acero. Tienen como línea común la de succión y de líquido.

12.2 Presostato

El presostato es un dispositivo que controla la presión del sistema, constituido por un diafragma. El controlador de baja presión se actúa cuando se eleva la presión de succión del refrigerante y lo abre cuando disminuye. En cuanto al controlador de alta presión, éste se acciona cuando la presión de descarga exceda un límite seguro.

12.3 Termostato

El termostato es un sistema de control que funciona en base a la temperatura, accionando otros elementos del sistema como al compresor.

12.4 Válvulas de solenoide

Es un dispositivo electrónico que controla el flujo de refrigerante en el sistema; conformado por un vástago que asienta en el orificio de la válvula y una bobina eléctrica.

12.5 Potencial de agotamiento de la capa de ozono (ODP)

El ODP ("Ozone depletion potential" por sus siglas en inglés) es una medida de la capacidad del fluido refrigerante de destruir la capa estratosférica. Es común encontrar esta medida en la clasificación de los gases refrigerantes.

12.6 Lux

El termino lux es utilizado para referirse al nivel de iluminación, expresada en lumen/m², en donde el nivel de iluminación del área depende primordialmente de la actividad a realizar.