



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLÁN**

**Rediseño de los sistemas de producción de frío en una
planta procesadora de carne**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO EN ALIMENTOS

P R E S E N T A:

VÁZQUEZ OLIVAS SERGIO ISRAEL

ASESORES:

**I.A. ARTURO MUNGUÍA SÁNCHEZ
I.A. ALFREDO ÁLVAREZ CÁRDENAS**

CUAUTITLÁN IZCALLI, EDO. DE MÉXICO 2016



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



REPUBLICA NACIONAL
ESTADOS UNIDOS MEXICANOS

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
UNIDAD DE ADMINISTRACIÓN ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXÁMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTO APROBATORIO

M. en C. JORGE ALFREDO CUÉLLAR ORDAZ
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLÁN
PRESENTE.

ATN: M. EN A. ISMAEL HERNÁNDEZ MAURICIO
Jefe del Departamento de Exámenes Profesionales
de la FES Cuautitlán.

Con base en el Reglamento General de Exámenes, y la Dirección de la Facultad, nos permitimos comunicar a usted que revisamos el Trabajo de Tesis

Rediseño de los sistemas de producción de frío en una planta procesadora de carne.

Que presenta al pasante: Sergio Israel Vázquez Olivas

Con número de cuenta: 308578184 para obtener el Título de la carrera: Ingeniería en Alimentos

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

ATENTAMENTE

"POR SU BUENA HABILIDAD HABLARÁ EL ESPÍRITU"

Cuautitlán local, Méx. a 07 de Junio de 2016.

PROFESORES QUE INTEGRAN EL JURADO

	NOMBRE	FIRMA
PRESENTE	I.B.Q. José Jaime Flores Minutti	
VOCAL	I.A. Laura Margarita Cortazar Figueroa	
SECRETARIO	I.A. Arturo Munguía Sánchez	
1er. SUPLENTE	I.A. Francisco Javier López Martínez	
2do. SUPLENTE	M. en C. Víctor Manuel Avilés Avila	

NOTA: los exámenes sugieros serán obligatorios a presentarse en día y hora del Examen Profesional (art. 127).

LANP/mmm

**Hay un gran agujero en OZONIA,
por utilizar demasiados CFC y
HALONIA.**

**Controlemos nuestras pérdidas,
mejoremos las técnicas,
y aumentemos el uso de
AMONIA.**

F.V. Boldvia

AGRADECIMIENTOS:

A mi madre, por tu amor, tus cuidados, tu paciencia y tu tiempo.

A mi padre, por tu ejemplo, tu apoyo, tus consejos y tu valor ante la adversidad.

A mi hermano, por estar en todo momento y ser mi ejemplo a seguir.

A mis sobrinos y cuñada, por existir y coincidir en mi vida.

A mi familia, por darme su apoyo y quererme por sobre todas las cosas.

A mis profesores quienes me han enseñado a ser mejor en la vida y realizarme profesionalmente.

ÍNDICE

RESUMEN	i
INTRODUCCIÓN	ii
CAPÍTULO I. ANTECEDENTES	
1.1 Producción de frío	1
1.1.1 Ciclo frigorífico de Carnot	1
1.1.2 Sistema de producción de frío por compresión mecánica	3
1.1.3 Ciclo de una máquina de compresión real	3
1.1.4 Amoníaco como refrigerante	5
1.1.5 Criterios para la selección de un refrigerante	6
1.1.6 Principales propiedades del amoníaco	7
1.2 Principales componentes de un sistema frigorífico	8
1.2.1 Compresor	8
1.2.2 Evaporador	13
1.2.3 Condensador	17
1.2.4 Dispositivos de expansión	19
1.2.5 Recipientes sujetos a presión	25
1.3 Sistemas de enfriamiento de aceite en compresores	31
1.3.1 Enfriamiento por agua	32
1.3.2 Enfriamiento por inyección de líquido	32
1.3.3 Enfriamiento de aceite por termosifón	33
1.4 Alimentación a evaporadores	34
1.4.1 Expansión directa	34
1.4.2 Inundado	35
1.4.3 Sobrealimentación	36
1.5 Sistemas de deshielo en evaporadores	40
1.5.1 Deshielo por agua	40
1.5.2 Deshielo por aire	40
1.5.3 Deshielo por gas caliente	41

1.6 Criterios de diseño de una instalación frigorífica	43
1.6.1 Niveles de compresión de vapor	43
1.6.1.1 Sistemas en simple etapa	44
1.6.1.2 Sistemas en múltiple etapa	44
1.6.2 Aislamiento térmico	45
1.6.3 Instalación mecánica del sistema	47
1.7 Potencia frigorífica	48
1.7.1 Cálculo de potencia frigorífica	50
1.8 Análisis energético	56
1.9 Códigos y estándares sobre diseño y puesta en marcha de instalaciones frigoríficas	56

CAPÍTULO II. METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN DE CAMPO

2.1 Planteamiento del problema y objetivos	60
2.2 Caso de estudio	61
2.3 Primera etapa: diagnóstico de las condiciones de trabajo de los dos sistemas de producción de frío mediante un análisis térmico termodinámico	62
2.4 Segunda etapa: análisis de aprovechamiento energético (costo-eficiencia) de los dos sistemas de producción de frío con base en la capacidad real de trabajo y la capacidad instalada por diseño en compresión, evaporación y condensación.	64
2.5 Tercera etapa: propuesta de mejora a los sistemas de producción de frío instalados en función a los resultados de la etapa dos.	64
2.6 Instrumentos de medición	65

CAPÍTULO III. TRATAMIENTO DE DATOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

3.1 Estudio técnico del sistema de producción de frío para planta general.	67
3.1.1 Primera etapa: diagnóstico de las condiciones de trabajo del sistema de producción de frío de planta general mediante un análisis térmico	67

termodinámico.	
3.1.2 Segunda etapa: análisis de aprovechamiento energético (costo-eficiencia) del sistema de producción de frío para planta general, con base en la capacidad real de trabajo y la capacidad instalada por diseño.	78
3.2 Estudio técnico del sistema de producción de frío del túnel de congelación.	86
3.2.1 Primera etapa: diagnóstico de las condiciones de trabajo del sistema de producción de frío para el túnel de congelación.	86
3.2.2 Segunda etapa: análisis de aprovechamiento energético (costo-eficiencia) del sistema de producción de frío para el túnel de congelación, con base en la capacidad real de trabajo y la capacidad instalada por diseño.	92
3.3 Tercera etapa: Propuesta de mejora para los dos sistemas de producción de frío en función a la etapa 2.	96
3.3.1 Comparación de la eficiencia termodinámica, consumo de energía y costos de operación entre ambos sistemas de producción de frío y propuesta de rediseño.	108
CONCLUSIONES	110
ANEXOS	112
APÉNDICES	120
BIBLIOGRAFÍA	144

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla		Pag.
1	Propiedades de distintos materiales de fabricación	16
2	Rango de temperatura de trabajo normal permisible para varios metales	17
3	Especificaciones de los materiales típicos en la fabricación de recipientes, según ASME	27
4	Conductividad térmica (K) de aislamientos para almacenes a bajas temperaturas	51
5	Equivalente de calor por ocupación	53
6	Relación de los instrumentos de medición empleados	65
7	Condiciones de operación en cada área refrigerada	68
8	Especificaciones técnicas de los compresores instalados en el sistema de planta general según las condiciones de operación	70
9	Especificaciones técnicas del condensador evaporativo utilizado en el sistema de planta general.	71
10	Especificaciones técnicas de los evaporadores instalados en el sistema de planta general	71
11	Potencia frigorífica por aplicación de planta general	73
12	COP y eficiencia termodinámica en el sistema de producción de frío para planta general.	78
13	Potencia frigorífica y capacidad de compresión instalada en cada aplicación.	79
14	Potencia frigorífica y capacidad de evaporación instalada en cada aplicación.	81
15	Comparación entre la capacidad requerida en el condensador y la capacidad instalada en el mismo	83
16	Consumo de energía por unidad de tiempo en compresores a las distintas formas de operar.	84
17	Costo (pesos) de operación por unidad de tiempo en compresores; a las	84

	distintas maneras de operar.	
18	Costo de consumo de energía por unidad de tiempo en evaporadores instalados en sistema de planta general.	85
19	Condiciones de operación del túnel de congelación.	87
20	Características del compresor y condensador evaporativo utilizados en el sistema del túnel de congelación	88
21	Especificaciones técnicas del túnel de congelación	89
22	Potencia frigorífica en túnel de congelación	89
23	Comparativo entre condiciones de operación y condiciones de diseño del túnel de congelación.	90
24	COP y eficiencia termodinámica para ambos sistemas.	92
25	Comparación entre la capacidad requerida en el condensador y la capacidad instalada en el mismo.	93
26	Consumo de energía por unidad de tiempo en compresor FRICK	94
27	Costo (pesos) de operación por unidad de tiempo en compresor FRICK	94
28	Consumo de energía por unidad de tiempo en compresor Evaporadores	95
29	Costo (pesos) de operación por unidad de tiempo en evaporadores	95
30	Condiciones de operación y capacidad nominal de los equipos en rediseño	98
31	Condiciones de operación y capacidad nominal de compresores MYCOM 6B & 8B operando como reserva o sustitutos de compresor FRICK	98
32	Coefficientes de operación y eficiencia termodinámica del rediseño en sus distintas formas de operación	101
33	Capacidad de evaporación instalada y requerida para cada aplicación en TR	102
34	Comparación entre la capacidad requerida en el condensador y la capacidad instalada en rediseño	104
35	Consumo de energía por unidad de tiempo en compresores operando en rediseño	105
36	Costo (pesos) de operación por unidad de tiempo en compresores operando en rediseño.	105
37	Consumo de energía de los evaporadores necesarios según rediseño, anulando evaporadores innecesarios.	106

38	Costo (pesos) de operación por unidad de tiempo en evaporadores.	107
39	Comparación entre los sistemas de producción de frío y el rediseño.	108
40	Propiedades del aire a diferentes temperaturas a presión atmosférica.	114
41	Cambio promedio de aire, por 24 horas para cuarto superior a 0 °C de temperatura, por apertura de puertas y filtración.	114
42	Cambio promedio de aire, por 24 horas para cuarto inferior a 0 °C de temperatura, por apertura de puertas y filtración.	115
43	Equivalente de calor por ocupación de cada persona.	115
44	Datos de composición antes del punto de congelación, punto inicial de congelación y calor específico para diferentes alimentos.	116
45	Potencia frigorífica para la aplicación de proceso carne.	126
46	Potencia frigorífica para la aplicación de congelador vísceras.	133
47	Potencia frigorífica para la aplicación de túnel de congelación.	139

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura		Pag.
1	Diagrama temperatura-entropía de una máquina frigorífica	2
2	Diagrama temperatura-entropía y presión-entalpía	4
3	Principales componentes de un ciclo de refrigeración	5
4	Compresor recíprocante	10
5	Rotores de un compresor de tornillo	11
6	Corte externo de un compresor de tornillo	11
7	Evaporador enfriador de aire de convección forzada para techo	15
8	Clasificación de condensadores	19
9	Válvula de expansión manual	21
10	Válvula de expansión termostática	22
11	Instalación de la válvula de baja presión	23
12	Instalación de la válvula de alta presión	24
13	Válvula de expansión electrónica	25
14	Clasificación de recipientes a presión	26
15	Enfriamiento de aceite con agua	32
16	Enfriamiento de aceite por inyección de líquido	33
17	Esquema de evaporador de expansión directa o seca	35
18	Enfriamiento de aceite por termosifón	35
19	Arreglo de un recipiente sobrealimentado por presión constante	38
20	Arreglo de un recipiente sobrealimentado por recirculación mecánica	39
21	Sistema de deshielo por gas caliente	42
22	Sistema en doble etapa con cargas de alta y baja temperatura	45
23	Plano de distribución de áreas en planta	68
24	Distribución de equipos en cuarto de máquinas	69
25	Diagrama de flujo del sistema de producción de frío de planta general.	70
26	Fotografía en campo del túnel de congelación de tres módulos ROSS	86
27	Diagrama de flujo del sistema de producción de frío para túnel de congelación.	88

28	Diagrama de flujo propuesto del sistema de producción de frío según rediseño.	97
29	Área de estudio para aplicación de proceso carne.	112
30	Formato desarrollado para levantamiento de datos en campo que permitirá obtener información para el cálculo de carga térmica por área.	113
31	Hoja de cálculo en programa Excel para cálculo de carga térmica; ejemplo para aplicación de proceso carne.	121

NOMENCLATURA

a	Altura (ft)
A	Área (ft)
ΔP	Caída de presión (lb/in ²)
Q	Calor (BTU)
Q_2	Calor cedido (BTU)
C_p	Calor específico (BTU/lb _m °F)
C_{p2}	Calor específico por debajo del punto de congelación (BTU/lb _m °F)
C_{p1}	Calor específico por encima del punto de congelación (BTU/lb _m °F)
Q_1	Calor intercambiado (BTU)
h_{if}	Calor latente de fusión del producto (BTU/lb)
Q_B	Calor removido del producto congelado (BTU)
Q_C	Calor removido desde la temperatura de congelación hasta la temperatura final debajo del punto de congelación (BTU)
Q_A	Calor removido desde la temperatura inicial hasta antes de la temperatura de congelación (BTU)
Q_0	Cantidad de transferencia de calor (BTU)
Q_r	Carga de refrigeración sensible y latente para el flujo establecido (BTU)
COP	Coefficiente de rendimiento/operación
U	Coefficiente global de transferencia de calor (BTU/ft hK)
K_o	Conductividad de la superficie externa (BTU/ft ² h °F)
K_i	Conductividad de la superficie interna (BTU/ft ² h °F)
K	Conductividad térmica (BTU/ft ² h °F)
K_1	Conductividad térmica del material 1 (BTU/ft ² h °F)
K_2	Conductividad térmica del material 2 (BTU/ft ² h °F)
K_3	Conductividad térmica del material 3 (BTU/ft ² h °F)
ρ	Densidad (lb _m /ft ³)

ρ_i	Densidad de aire de infiltración (lb/ft ³)
ρ_r	Densidad de aire de refrigeración (lb/ft ³)
ΔT	Diferencial de temperatura (°F)
E	Eficiencia de dispositivo de protección de la puerta
E_{op}	Eficiencia de operación (%)
ε	Eficiencia termodinámica (%)
h_i	Entalpía de aire de infiltración (BTU/lb)
h_r	Entalpía de aire de refrigeración (BTU/lb)
S	Entropía (BTU/lb K)
S_2	Entropía final de la fuente caliente (BTU/lb K)
S_1	Entropía final de la fuente fría (BTU/lb K)
S_3	Entropía inicial de la fuente caliente (BTU/lb K)
S_4	Entropía inicial de la fuente fría (BTU/lb K)
x	Espesor de pared (ft)
x_1	Espesor de pared del material 1 (ft)
x_2	Espesor de pared del material 2 (ft)
x_3	Espesor de pared del material 3 (ft)
F_m	Factor de densidad
D_f	Factor de flujo a través de puertas
D_t	Factor de tiempo de apertura de puerta
g	Fuerza de gravedad (32.2 ft/s ²)
m	Masa (lb)
n	Número de puertas
γ	Peso específico
Q_0	Potencia frigorífica (BTU/h)
Q_{ca}	Potencia frigorífica por cambios de aire (BTU/h)
Q_f	Potencia frigorífica por iluminación (BTU/h)
Q_H	Potencia frigorífica equivalente por persona (BTU/h)
Q_m	Potencia frigorífica por motores (BTU/h)
Q_p	Potencia frigorífica por carga de producto (BTU/h)
Q_i	Potencia frigorífica por infiltración de aire (BTU/h)

Q_t	Potencia frigorífica por transmisión en paredes, piso y techo (BTU/h)
ODP	Potencial de agotamiento de ozono
GWP	Potencial de calentamiento global del planeta
P	Presión (lb/in ²)
P_d	Presión de descarga (lb/in ²)
P_0	Presión de evaporación (lb/in ²)
P_s	Presión de succión (lb/in ²)
τ	Resistencia a la tensión (Ksi)
T	Temperatura (°F)
Tbh	Temperatura de bulbo húmero (°F)
T_c	Temperatura de condensación (°F)
T_0	Temperatura de evaporación (°F)
T_2	Temperatura final del producto por debajo del punto de congelación (°F)
T_f	Temperatura inicial de congelación del producto
T_1	Temperatura inicial del producto por encima del punto de congelación (°F)
t	Tiempo (h)
t_p	Tiempo de apertura-cierre de cada puerta (s)
t_o	Tiempo que permanece la puerta abierta (min)
t_d	Tiempo que trabaja cada puerta al día (h)
W	Trabajo mecánico (BTU/lb)
V	Velocidad (ft/min)
μ	Viscosidad (lb _f s/ft ²)
V	Volumen (ft ³)
\tilde{v}	Volumen específico (ft ³ /lb _m)

RESUMEN

La planeación inadecuada por parte del personal involucrado en el área de la refrigeración ha ocasionado que existan sistemas de producción de frío diseñados incorrectamente, lo que conlleva a instalaciones poco eficientes termodinámicamente, poco prácticas de operar y con características técnicas deficientes. El presente trabajo fue desarrollado con la finalidad de integrar todos los aspectos que se ven involucrados en el diseño de una instalación frigorífica, abarcando desde los criterios de selección de equipos y accesorios, hasta el modo más práctico y eficiente de operar un sistema consiguiendo el menor consumo energético.

El consumo energético de una instalación frigorífica es un factor importante en el diseño de la misma, los costos de operación son directamente afectados por dicho consumo. Ya que estos costos tienden a aumentar año con año, la búsqueda de un sistema altamente eficiente en aprovechamiento energético se vuelve primordial. Estos factores importantes fueron tomados en cuenta para el desarrollo de este trabajo práctico donde se tomó como caso de estudio la instalación frigorífica de un centro de procesamiento de carne.

Dicha instalación está compuesta por dos sistemas de producción de frío mecánicamente independientes para dar servicio a todos los requerimientos frigoríficos de la planta.

Al ser dos sistemas independientes y tener deficiencias particulares, se propuso un rediseño de la instalación en donde se integran los dos sistemas de producción de frío mediante una centralización de los componentes principales en el ciclo de compresión de vapor para obtener un sistema más eficiente termodinámicamente, operacional y técnicamente que reduzca los costos de operación mejorando así el aprovechamiento energético.

INTRODUCCIÓN

El Instituto Internacional del Frío (IIF) define como almacén frigorífico a un espacio destinado al almacenamiento de determinados productos (aquellos alimenticios especialmente de carácter perecedero), a regímenes definidos de temperatura e hidrometría, inclusive en atmósfera artificial, que no se obtienen en almacenes ordinarios sin aislamiento ni instalaciones frigoríficas(Álvarez, 2009). Factores como el diseño del almacén, los niveles de aislamiento, los dispositivos de protección en los accesos, la frecuencia de uso de la puerta, los patrones de flujo de aire y arreglos de producto, influyen en la uniformidad del medio ambiente y por lo tanto en el cambio de calidad del producto (Dinçer, 1997).

Diversos avances tecnológicos se han desarrollado en el área de los sistemas frigoríficos industriales con amoniaco, pero el desconocimiento sobre códigos y normas ocasiona que existan sistemas de producción de frío mal dimensionados. Dichas normas son proporcionadas por asociaciones en materia frigorífica y establecen criterios para diseñar instalaciones que cumplan los requerimientos técnicos-operativos y funcionen con el menor consumo energético, además de que resultan esenciales para reflejar el acuerdo general de las muchas partes interesadas con respecto a procesos de ingeniería más efectivos para diseñar y probar equipos mecánicos (Skemp, 2003). Estas últimas entidades han determinado que un código o una norma sirve de medio para cumplir objetivos relacionados con la seguridad pública, la salud o el medio ambiente dentro de sus límites jurisdiccionales (ASTM, 2011).

Debido a que cada sistema frigorífico es único, el diseño y la operación de cada instalación no sólo se limitan a cálculos, por lo que es necesario estudiar y llevar a cabo un análisis específico de las operaciones que el proyecto exige en particular. Los equipos, en ocasiones, suelen ser seleccionados en base a criterios generales, y aunque puedan producir el resultado deseado no significa que el sistema opere a máxima eficiencia (Manske, et. al,

2001). Las recientes preocupaciones sobre el uso de electricidad y sus costos, han llevado a muchos en la industria a evaluar nuevamente el costo-efectividad de su diseño y operación(Hajabdollahi, Ahmadi, & Dincer, 2011). Los precios del kilowatt por hora continúan creciendo, lo que ocasiona que el usuario final compense dicho aumento en el costo de los productos reduciendo así el margen de ganancia de la empresa (Gameiro, 2002).

Partiendo del estudio de un caso, este trabajo tiene la finalidad de proporcionar herramientas para diseñar y poner en marcha sistemas de producción de frío considerando normativas de asociaciones en materia frigorífica que ayuden a optimizar factores directamente relacionados con el sistema como son la eficiencia térmica, la eficiencia termodinámica, el aprovechamiento energético, los costos de inversión, los costos de operación, los costos de mantenimiento y la calidad del producto.

CAPÍTULO I. ANTECEDENTES

1.1 Producción de frío

El principal objetivo de la producción de frío mediante instalaciones frigoríficas es la conservación de alimentos a baja temperatura, esto con la finalidad de prevenir o retardar el crecimiento microbiano y los cambios tanto químicos como fisiológicos (ASHRAE, 2010). Las instalaciones frigoríficas corresponden a arreglos mecánicos basados en propiedades termodinámicas de la materia para trasladar energía térmica en forma de calor entre dos o más focos conforme se requiera y así disminuir la temperatura del producto almacenado (Conan, 1990).

1.1.1 Ciclo frigorífico de Carnot

El ciclo de Carnot termodinámicamente representa el máximo rendimiento posible de una máquina frigorífica entre dos temperaturas, y consta de las transformaciones reversibles esquematizadas en el diagrama T-S de la figura 1.

- De 1 a 2; tiene lugar, aplicando un trabajo mecánico, una compresión isoentrópica (adiabática y reversible) en la zona de vapor húmedo del diagrama.
- De 2 a 3; se produce la condensación completa del vapor, mediante la cesión reversible de calor a presión y temperatura constantes.
- De 3 a 4; se produce una expansión isoentrópica desde el punto de líquido saturado (3) hasta la presión correspondiente a la temperatura fría, produciéndose con ello una mezcla de vapor y líquido (vapor húmedo, punto 4).

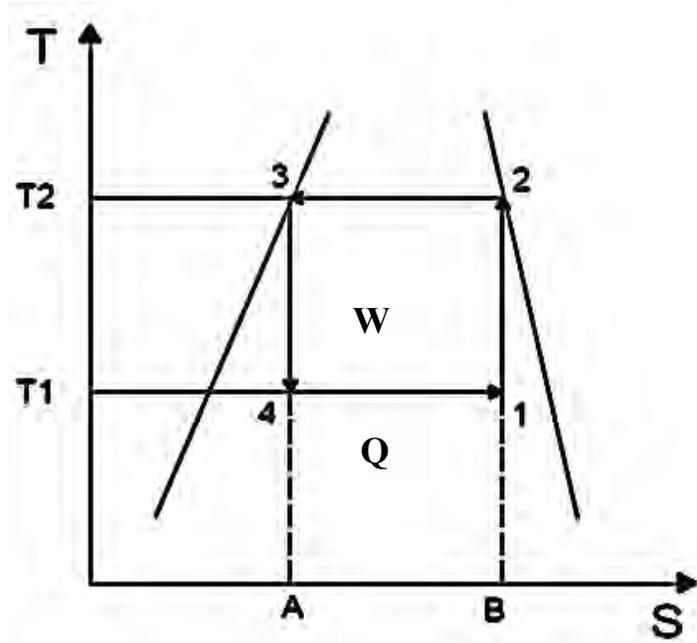


Figura 1. Diagrama temperatura-entropía de una máquina frigorífica(Torrella, 1996).

- De 4 a 1; se produce la vaporización parcial del líquido presente en el estado 4, siendo esta una transformación a presión y temperatura constantes, que permite el cierre del ciclo en el punto que hemos tomado como inicial (Torrella, 1996).

La cantidad de calor cedida a la fuente caliente, a temperatura T_2 , está dada por:

$$Q_2 = T_2(S_2 - S_3) \quad (1)$$

Por su parte el calor intercambiado con la fuente fría, es de:

$$Q_1 = T_1(S_1 - S_4) \quad (2)$$

Y en base al primer principio de la termodinámica, el trabajo exterior suministrado vendrá dado por la diferencia de las energías anteriores, es decir:

$$W = Q_2 - Q_1 = (S_2 - S_3)(T_2 - T_1) \quad (3)$$

Por tanto, la eficacia de la máquina de Carnot, válida para cualquier máquina térmica que intercambia calor con dos fuentes a distinta temperatura, será:

$$COP_{Máquina Frigorífica} = \frac{Q_1}{W} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (4)$$

$$COP_{Bomba de Calor} = \frac{Q_2}{W} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} \quad (5)$$

La potencia frigorífica será la cantidad de calor extraído de la fuente a enfriar. La relación entre esta última y el trabajo específico aportado al sistema se le denomina coeficiente de rendimiento o coeficiente de operación (*COP*). En refrigeración cuanto mayor sea la diferencia de temperaturas entre la fuente fría y la temperatura de la fuente caliente (frecuentemente medio ambiente) menor será el *COP*.

1.1.2 Sistema de producción de frío por compresión mecánica

El sistema más utilizado hoy en día para la producción de frío en la industria agroalimentaria es el de compresión mecánica. Este sistema se basa en los tres fenómenos siguientes: 1) todos los líquidos al evaporarse absorben calor del entorno; 2) la temperatura a la que hierve o se evapora un líquido depende de la presión que se ejerce sobre dicho líquido; 3) todo vapor puede volver a condensarse pasando a estado líquido, si se comprime y enfría debidamente (López, 1992).

1.1.3 Ciclo de una máquina de compresión real

La imposibilidad de realización de una máquina que describa el ciclo de Carnot conlleva una serie de modificaciones con respecto a éste. Un primer paso es la definición del llamado ciclo de una máquina perfecta, el cual se ha dibujado en la siguiente figura 2.

Según este ciclo, las transformaciones que van a producirse son:

- De 1 a 2; compresión isoentrópica que, a diferencia del ciclo de Carnot se da en la zona de vapor sobrecalentado, lo cual se debe a la búsqueda de un aumento en la capacidad de producción de frío y evitar los golpes de líquido. El equipo que realiza este trabajo es el compresor, el cual realiza dos funciones importantes, por un lado la absorción de vapores de baja presión, en estado 1 (vapor saturado seco) y por otro la descarga posterior de éstos a una presión superior, tal que puedan ser condensados con la ayuda de un medio exterior.

Además, asegura la circulación del fluido a través de todos los componentes de la instalación.

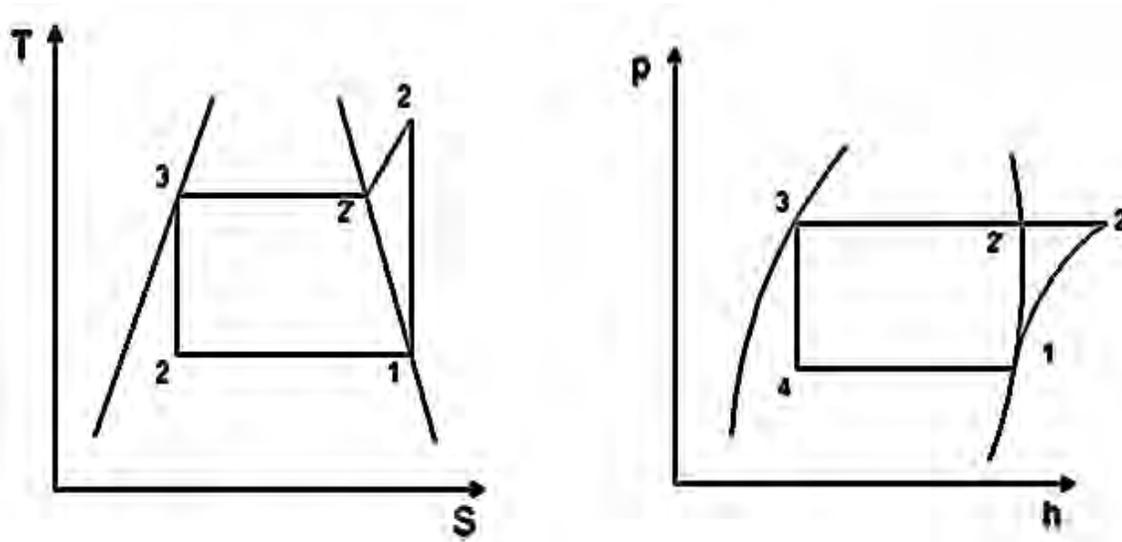


Figura 2. Diagrama temperatura-entropía y presión-entalpía (Torrella, 1996).

- De 2 a 3; los vapores suministrados por el compresor son condensados de manera reversible, lo cual precisa que la diferencia de temperaturas, entre el fluido circulante por la instalación y el agente exterior de condensación; sea de un infinitésimo. Para esto se emplea un condensador que, en razón de la diferencia de temperaturas definida, debe poseer una superficie de termotransferencia infinita.
- De 3 a 4; se dispone de un dispositivo de expansión en el que se produce, sin intercambio de energía mecánica o calorífica (isoentálpica), el paso de la alta presión a la baja presión. Esta transformación es irreversible, en contraste con la que se producía en el ciclo de Carnot. La utilización de este elemento, en lugar de un expansor isoentrópico que produjese un proceso reversible, conduce a una pérdida de energía mecánica y a un descenso en la eficiencia.
- De 4 a 1; la disposición de un segundo intercambiador de calor, en el que se consigue la vaporización a baja temperatura del porcentaje de líquido en condiciones “4”. Este equipo se denomina “evaporador” y su funcionamiento es similar al del condensador, es decir, reversible y sin pérdidas de carga, lo que va a implicar también ahora una superficie infinita. La salida de este evaporador produce un vapor en estado de saturación, apto para comenzar nuevamente el ciclo en el compresor.

En base a los equipos enumerados, el esquema de la instalación puede ser representado como se indica en la figura 3.

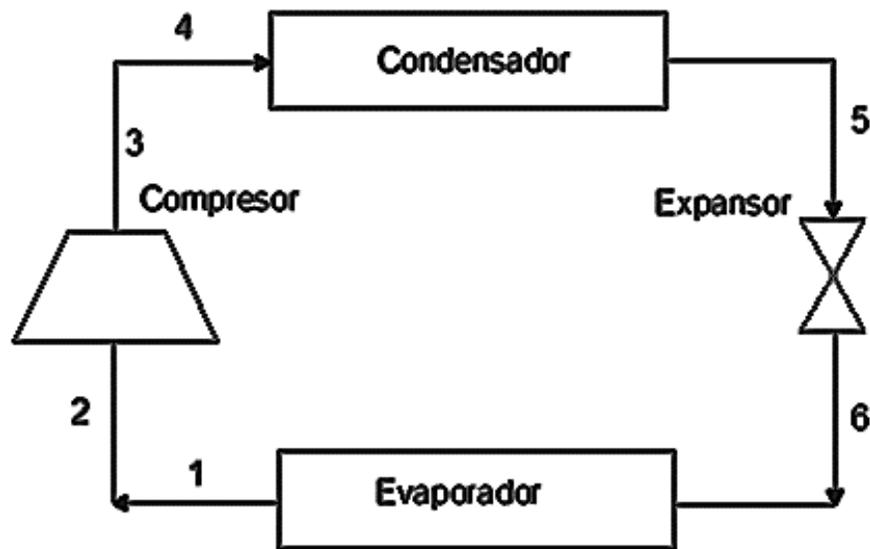


Figura 3. Principales componentes de un ciclo de refrigeración(Torrella, 1996).

1.1.4 Amoníaco como refrigerante

Con el mandato establecido en el protocolo de Montreal, el cual establece la prohibición de sustancias agotadoras del ozono y más tarde el protocolo de Kioto que restringe el uso de sustancias que contribuyen al calentamiento global, los refrigerantes que eran convencionales están siendo remplazados por refrigerantes amigables con el medio ambiente. Los clorofluorocarbonos(CFC)yhidroclorofluorocarbonos(HCFC) están siendo sustituidos porhidrofluorocarbonos(HFC), hidrofluoroolefinas(HFO) y una variedad de mezclas. En vista del potencial calentamiento global de estos refrigerantes de nueva síntesis, la tendencia reciente es volver a los fluidos naturales utilizados originalmente como el amoníaco, dióxido de carbono, hidrocarburos, vapor de agua, etc. (Venkatarathnam & S Srinivasa, 2012).

El amoníaco se ha establecido como el refrigerante industrial predominante por más de 125 años y se utiliza en una amplia variedad de aplicaciones en todo el mundo, especialmente en el campo industrial. Es uno de los más antiguos y sigue siendo el refrigerante de elección en los sistemas industriales, especialmente en el procesamiento de alimentos y bebidas, que a menudo requieren grandes volúmenes internos y la flexibilidad de modificación del sistema

así como de almacenamiento. Tiene cero GWP (Potencial de calentamiento global del planeta) y cero ODP (Potencial de agotamiento de ozono).

Las propiedades físicas del amoníaco lo hacen muy eficiente como refrigerante. A pesar de que es muy tóxico a relativamente bajas concentraciones, las muertes por exposición al amoníaco son extremadamente raras, principalmente porque tiene un olor desagradable que actúa como alarma, incluso en concentraciones muy bajas aún seguras (Bhatka, Kriplani, & Awari, 2013).

1.1.5 Criterios para la selección de un refrigerante

Los principales criterios de selección de un refrigerante son regidos por las siguientes propiedades enlistadas:

- 1) Propiedades termodinámicas y de transmisión de calor, que juegan un papel decisivo en la concepción, eficacia y rendimiento energético de las instalaciones.
- 2) Propiedades físicas, químicas, y fisiológicas, que determinan la elección de los materiales y las medidas que permiten garantizar la seguridad de las personas y de los equipos.
- 3) Propiedades de seguridad, medioambientales y ecológicos, que pueden descartar el uso de determinados refrigerantes (clasificados en función de su inflamabilidad o toxicidad), en ambientes explosivos, hospitalarios, recintos de conservación de alimentos, etc. como prevención ante posibles accidentes o intoxicaciones. Sin embargo en algunos sectores, como el industrial son utilizados bajo ciertas medidas de inspección y de mantenimiento.

Es preciso, por otra parte, tener en cuenta aspectos prácticos tales como: reglamentos y normas nacionales, facilidad de detección de fugas, estabilidad en presencia de agua y aceite, coste y disponibilidad de refrigerante.

Desde esta óptica, el refrigerante se juzga en general por tres características fundamentales:

- Presión de vapor.
- Temperatura y presión críticas.
- Masa molecular.

1.1.6 Principales propiedades del amoníaco

a) Baja densidad y consecuencias para las instalaciones

El caudal másico del refrigerante correspondiente a una potencia dada crece generalmente cuando el peso molecular del fluido refrigerante aumenta. El amoníaco conduce a caudales másicos netamente más reducidos, pues su entalpía de vaporización es mucho mayor que la de los otros refrigerantes. Cuanto más denso es el vapor más necesario es reducir su velocidad de circulación en las tuberías y orificios, a fin de limitar las pérdidas de carga a valores económicamente aceptables. La reducida densidad de los vapores de amoníaco permite incrementar su velocidad en las tuberías y por tanto reducir la importancia de las pérdidas de carga. Asimismo, se puede aumentar la velocidad de estos vapores a nivel de las válvulas de los compresores de pistón o de los orificios de descarga de los compresores de tornillo.

b) Presión y temperatura crítica

Las temperaturas críticas del amoníaco, del HCFC 22, del HFC 134a y del R404A son respectivamente 270.14 °F, 205.16 °F, 213.98 °F, 161.78 °F. Cuánto más próxima sea la temperatura de condensación a la temperatura crítica, menores son el coeficiente de eficiencia y la potencia frigorífica. Los sistemas clásicos que ceden el calor al agua o a la atmósfera funcionan a temperaturas muy inferiores a las mencionadas anteriormente. Sin embargo, la temperatura crítica más elevada del amoníaco puede llegar a ser una ventaja en el caso de las bombas de calor destinadas a proporcionar calor a niveles elevados de temperatura.

c) Presión de saturación

En los sistemas frigoríficos son deseables presiones relativas positivas a fin de evitar entradas de aire. Las temperaturas por debajo de las cuales la presión de saturación es inferior a la presión atmosférica son, respectivamente, -28 °F, -41.4 °F, para el HCFC 22, -15 °F, para el HFC 134a y -51.8°F para el R404a. A las temperaturas elevadas actuales, sus presiones de saturación son del mismo orden de magnitud, de tal forma que se pueden utilizar las tuberías, los accesorios y los recipientes corrientemente disponibles en la industria (Lamúa & Cuesta, 2000).

d) Calor latente de vaporización

Cuando un líquido pasa a vapor el proceso se llama evaporación y se absorbe calor por lo que este proceso se utiliza para enfriar. El calor por unidad de masa absorbido para producir el cambio de estado se llama calor latente de vaporización. El amoníaco tiene mayor calor latente de vaporización con respecto a otros refrigerantes por lo que se puede decir que retira mayor cantidad de calor por unidad de masa.

e) Inmiscibilidad con el aceite

Debido a esta característica el amoníaco no diluirá el aceite en las partes internas del compresor por lo que se mantendrán las propiedades de lubricación. Es importante añadir componentes de separación y purga de aceite en distintos puntos del sistema, como un separador de aceite en la descarga del compresor y puntos de purga en los componentes de baja presión.

f) Efecto de la humedad en el sistema

El amoníaco tiene una gran afinidad por el agua y por lo tanto tiene la capacidad de absorberla en grandes cantidades. La combinación de agua y amoníaco produce hidróxido de amonio, una sustancia fuertemente alcalina que ataca los metales no ferrosos tales como el cobre y el latón, pero tiene poco efecto sobre el hierro, el acero o cualquier otro material de la instalación. Aunque los sistemas con amoníaco pueden operar satisfactoriamente aun con grandes cantidades de humedad en el sistema es necesario realizar purgas periódicamente en orden de evitar un aumento en la presiones dentro del circuito.

1.2 Principales componentes de un sistema frigorífico

1.2.1 Compresor

El compresor, dentro de la instalación frigorífica, tiene la función de comprimir los vapores procedentes del evaporador y desplazarlos hacia el condensador. Es decir, el compresor trasiega un determinado caudal másico de refrigerante desde una presión baja, la de evaporación, hasta una presión alta, la de condensación.

1) Características del compresor

- a) Características de diseño:
 - Marca-modelo
 - Tipo y potencia frigorífica nominal
 - Características constructivas principales (denominadas en catálogos)
 - Sistemas de regulación de potencia, en su caso
- b) Características de funcionamiento, referidas a las condiciones reales de trabajo del compresor en la instalación frigorífica, que se resolverá con un determinado refrigerante; es decir, referidas a temperaturas de condensación y evaporación:
 - Caudal volumétrico
 - Relación de compresión P/P_0 (presión de condensación/presión de evaporación)
 - Velocidad de giro
 - Potencia frigorífica real
 - Potencia absorbida en las condiciones de uso.

2) Tipos de compresores

Los distintos tipos de compresores se denominan atendiendo fundamentalmente al principio de funcionamiento. De esta manera, los compresores pueden ser según López, (1992):

- a) Compresores volumétricos o de desplazamiento positivo:
 - Reciprocantes, que pueden ser verticales, horizontales y radiales, según que los cilindros tengan una disposición vertical, horizontal o radial.
 - De tornillo o rotatorios helicoidales.
- b) Compresores cinéticos que pueden ser:
 - De flujo axial
 - De flujo radial o centrífugo.

Los distintos tipos de compresores tienen ventajas en su propio campo de aplicación. En la mayoría de los casos, el tipo de compresor empleado en una aplicación individual depende del tamaño y naturaleza de la instalación frigorífica así como del refrigerante usado (Dossat, 1997).

3) Compresores reciprocantes

El movimiento del vapor se consigue por medio de un cigüeñal o de un eje. Al igual que en todos los conjuntos pistón-cilindro, los fines de carrera toman el nombre de:

- Punto muerto inferior: volumen máximo del cilindro.
- Punto muerto superior: volumen mínimo del cilindro.

Teóricamente, el volumen mínimo es nulo; en la práctica existe un espacio perjudicial de 0.008 a 0.01in al final de la carrera para evitar daños a los pistones o los platos de las válvulas que puedan surgir por dilatación. Unas láminas cuidadosamente cortadas de una chapa de acero especial actúan como válvulas, quedando libres y gobernadas por las diferencias de presiones que soportan. Así pues, la válvula de aspiración se abre cuando la presión del gas en la caja de aspiración es superior a la que existe en el interior del cilindro durante la carrera de aspiración del pistón; de esta forma se consigue que el cilindro se llene de gas renovado. Al contrario, se mantiene cerrada sobre su asiento debido a la presión superior del gas comprimido cuando sube el pistón. La lámina que actúa de válvula de descarga se mantiene sobre su asiento durante la carrera de aspiración, debido a la presión que existe en el condensador; sin embargo la apertura ocurre cuando la presión del gas en el interior del cilindro llega a ser superior a la presión del condensador (Rapin & Jacquard, 2001).



Figura 4. Compresor reciprocante (GEA FES, 2008)

4) Compresores de tornillo

Los compresores de tornillo son compresores rotativos de espacio variable; su nombre obedece al acabado en hélice de los rotores que asemejan a un juego de engranajes de corte helicoidal, como se muestra en la figura 5.

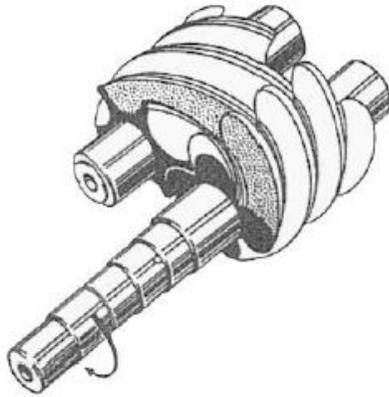


Figura 5. Rotores de un compresor de tornillo (GEA FES, 2008)

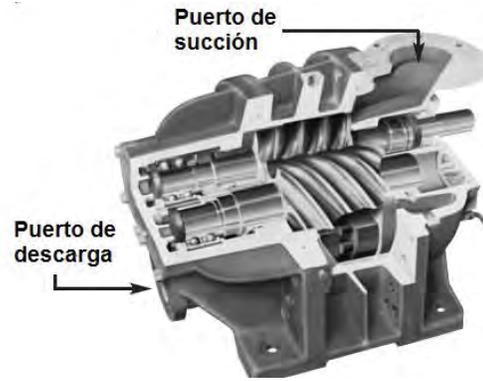


Figura 6. Corte externo de un compresor de tornillo (GEA FES, 2008).

El compresor de tornillo está compuesto por dos rotores acoplados de una forma helicoidal, un rotor macho (con lóbulos) y un rotor hembra (con canales) dentro de una carcasa inmóvil. La carcasa está equipada con puertos de succión y descarga (figura 6). El rotor macho, directamente impulsado por un motor de dos polos, proporciona el movimiento al rotor hembra. La compresión del vapor refrigerante es provocada por una reducción directa del volumen del vapor atrapado en los canales del rotor hembra producida por los lóbulos del rotor macho engranado.

Este proceso se puede dividir en tres segmentos distintos(GEA FES, 2008):

a) Succión

A medida que el rotor macho desengrana las aberturas del rotor hembra, se produce un vacío y el vapor es arrastrado hacia el interior del canal abierto a través del puerto de succión. Debido a que los rotores siguen girando, aumenta el volumen del canal y el vapor es extraído continuamente en el compresor.

Cuando el canal abierto gira más allá del puerto de entrada, se llena de vapor. Mientras continúa la rotación, los canales llenos de vapor se mueven alrededor de la circunferencia de la carcasa fija a la presión de succión, antes del proceso de compresión.

b) Compresión

Cuando la abertura gira hasta el punto que se engrana con el lóbulo del rotor macho, comienza la compresión. El aceite se inyecta para lubricar, enfriar y generar un sello que evite un golpe de vapor. El lóbulo engranando disminuye gradualmente el volumen de la abertura hacia el punto de descarga del compresor para crear el ciclo de compresión.

c) Descarga

A medida que la rotación continúa, el volumen del canal disminuye cada vez más con la finalidad de completar el ciclo de compresión, el puerto de descarga permanece abierto y el vapor comprimido es descargado desde los canales por los lóbulos.

5) Criterios de aplicación recomendados:

El compresor recíprocante es más comúnmente usado para sistemas de baja capacidad en simple etapa (100 HP o menos) o en múltiples etapas. El compresor de tornillo es predominante por encima de estos valores de potencia, en ambos sistemas, simple y múltiple etapa. Varias combinaciones de compresores podrían ser utilizadas en sistemas de múltiple etapa. Los compresores de tornillo son frecuentemente usados en la etapa de baja presión, donde volúmenes mayores de vapor necesitan ser impulsados. En la etapa de alta presión se pueden utilizar ambos tipos de compresores, ya sea recíprocante o de tornillo.

Otro aspecto a considerar es la relación de compresión que ofrece cada equipo, la cual corresponde a la razón geométrica resultante entre la presión absoluta de descarga (P_d) y la presión absoluta de succión (P_s) en el trabajo realizado por un compresor en un sistema frigorífico. Se deduce, entonces, que la relación de compresión aumenta ya sea incrementando la presión de condensación o disminuyendo la presión de evaporación. Al aumentar la relación de compresión disminuye la eficiencia volumétrica y, por lo tanto, disminuye el rendimiento del compresor. La relación máxima para compresores de tornillo es de 16:1, mientras que para compresores recíprocantes es sólo de 9:1.

Cuando se selecciona un compresor, se debe considerar lo siguiente (ASHRAE, 2010):

- Capacidad y tamaño requerido por el sistema.
- Ubicación (dentro de la instalación o al aire libre), a nivel del suelo o en el techo.
- Funcionamiento a carga total o parcial.

- Operación a distintas estaciones del año.
- Tiempo requerido para reducir la temperatura a las condiciones iniciales deseadas o de operación normal.
- Tamaño adecuado del motor eléctrico.
- Adición del sistema de enfriamiento de aceite.

1.2.2 Evaporador

Dentro de la instalación frigorífica, el evaporador es un intercambiador de calor con una determinada superficie de intercambio, donde se vaporiza el refrigerante al mismo tiempo que se enfría o se elimina calor de un espacio o producto refrigerado. En el interior se evapora el refrigerante a una temperatura y presión de evaporación(López, 1992).

Debido a la diversa cantidad de aplicaciones en sistemas de compresión mecánica, los evaporadores son producidos en una amplia variedad de tipos, formas, tamaños y diseños; por lo que pueden ser clasificados de numerosas formas distintas, tales como tipo de construcción, método de alimentación, condiciones de operación, método de circulación (aire o líquido), tipo de refrigerante y aplicación (Dossat, 1997).

1)Tipos de evaporadores

Los tres principales tipos de fabricación de evaporadores son:

- De tubería lisa
- Superficie de placas
- Tubería con aletas

Los evaporadores de tubería lisa y de superficie de placas algunas veces son clasificados como evaporadores de superficie primaria debido a que la superficie completa de ambos tipos están en contacto con el refrigerante evaporando.

En el evaporador de tubos con aletas, los tubos que transportan el refrigerante son la única superficie de contacto. Las aletas no contienen refrigerante por lo que son superficies secundarias de transferencia de calor que cumplen la función de transferir el calor del aire de los alrededores hacia los tubos con refrigerante.

Aunque los evaporadores de superficie primaria ofrecen un servicio satisfactorio en una amplia variedad de aplicaciones operando en cualquier rango de temperaturas, son usados frecuentemente para aplicaciones de enfriamiento de líquido y aplicaciones de enfriamiento de aire donde la temperatura del recinto es mantenida por debajo de los 35.6°F y la acumulación del hielo en la superficie del evaporador no se puede evitar fácilmente. La acumulación del hielo en evaporadores de superficie primaria no afecta la capacidad del evaporador en la misma medida en que afecta al de serpentín con aletas (Dossat, 1997).

2) Características de un evaporador

Los evaporadores pueden ser definidos técnicamente según López, (1992) por sus:

- a) Características de diseño:
 - Marca- modelo
 - Tipo
 - Características constructivas principales
 - Sistemas de deshielo
 - Potencia frigorífica nominal (denominada en algunos catálogos como rendimiento o capacidad).
- b) Características de funcionamiento, referidas a las condiciones reales dentro de la instalación frigorífica, que se resolverá con un determinado refrigerante, es decir, referidas a una determinada temperatura de evaporación y temperatura de régimen de la cámara, sala climatizada o de salida del líquido a enfriar:
 - Frecuencia de deshielo
 - Potencia frigorífica real.

3) Principales características constructivas

Son denominadas como características técnicas y propias del diseño de cada equipo.

- Superficie de intercambio (aletas + tubos), que es el área efectiva de transferencia de calor.
- Paso de aletas, grosor y material de construcción de aletas dependiendo las características de cada refrigerante empleado.

- Material de construcción de los tubos, disposición y número
- Volumen interno de los tubos, en base al caudal de refrigerante que se desea pasar para absorber el calor del cuarto a refrigerar.
- Caudal y dirección del aire frío.
- Número, diámetro y potencia de los ventiladores.
- Las dimensiones principales:
 - a) En evaporadores con enfriamiento de líquido:
 - Diámetro exterior, longitud y altura.
 - Superficie de intercambio.
 - Diámetros de todas las entradas y salidas de líquidos así como vapor refrigerante.
 - b) En evaporadores con enfriamiento de aire (Figura 7):
 - Altura, largo, profundidad
 - Superficie en planta.
 - Ubicación óptima para distribución de aire de manera uniforme.



Figura 7. Evaporador enfriador de aire de convección forzada para techo (EVAPCO, 2014).

Los fabricantes de evaporadores industriales de amoníaco ofrecen varios tipos de materiales de construcción entre los que están: acero galvanizado, tubos de acero inoxidable con aletas de aluminio, tubos de acero inoxidable con aletas de acero inoxidable y tubos de aluminio con aletas de aluminio, así también, un variado número de protecciones contra corrosión. Estos

metales tienen propiedades únicas que afectan al evaporador en términos de rendimiento térmico, peso, la energía de descongelación, resistencia a la corrosión y el costo.

El buen desempeño y la eficiencia energética tienen un efecto directo positivo sobre la rentabilidad de la inversión para la instalación. El peso de los evaporadores puede afectar a la estructura del techo del edificio en el caso de unidades montadas sobre el mismo, especialmente en zonas de alta sismicidad. En las plantas de procesamiento de alimentos donde los productos químicos de limpieza agresivos están siendo cada vez más utilizados en los evaporadores, el comportamiento apropiado a la resistencia a la corrosión es crítico.

En la tabla 1 se comparan algunas propiedades de diferentes materiales de construcción. El acero galvanizado se obtiene mediante la inmersión de acero al carbono en un baño de zinc fundido, por lo tanto, la base del material de fundición también se representa en la tabla 1.

La densidad del metal afecta directamente el peso del intercambiador de calor, y cuando se multiplica por el calor específico del producto, indica la cantidad de energía requerida para calentar y enfriar el intercambiador de calor durante un ciclo de deshielo.

Tabla 1. Propiedades de distintos materiales de fabricación (COLMAC COIL, 2012).

Metal	ρ lb _m /ft ³	k Btu/ft ² h°F	C _p Btu/lb _m °F	τ Ksi
Acero al carbono	490	26	0.107	47
Zinc	445	65	0.094	21
304L Acero Inoxidable	501	9.4	0.120	70
3003 Aluminio	165	117	0.215	14

La conductividad térmica del metal afecta el rendimiento térmico del intercambiador de calor, así como la velocidad y eficacia de descongelación. La resistencia a la tensión del metal determinará las presiones de estallido de los tubos de los intercambiadores de calor, y los cabezales para un espesor de pared dado. Los metales se comportan de diferente manera a bajas temperaturas; el acero al carbón se vuelve quebradizo a temperaturas inferiores a -20 °F.

Deben ser tomadas acciones específicas respecto a la hora de diseñar con acero al carbón por debajo de -20°F , tales como, el uso de material especial aprobado a impacto, aumento del espesor de pared de la tubería y tratamiento térmico postsoldadura para evitar fallos provocados por la fragilización del metal (COLMAC COIL, 2012).

Tabla 2. Rango de temperatura de trabajo normal permisible para varios metales*

Metal	Rango de temperatura de trabajo permisible (°F)
Acero al carbón (SA-179)	-20 a 500
304L Acero Inoxidable (SA-249)	-320 a 300
3003 Aluminio (SA-210)	-452 a 400

*Tomados de ASME PressureVesselCode, Sección II, Part D.

1.2.3 Condensador

1) Función del condensador

El condensador en una instalación frigorífica de compresión mecánica, es el intercambiador de calor que asegura la licuación del refrigerante enviado por el compresor (Torrella, 1996), al hacerlo, el calor latente es cedido por el refrigerante y transferido al medio de enfriamiento. El condensador es uno de los principales componentes en un sistema de refrigeración por compresión.

El propósito del condensador es remover el calor del vapor refrigerante que descarga el compresor, de modo que el refrigerante condensará a su estado líquido a la presión de condensación. El líquido refrigerante algunas veces puede subenfriarse en este proceso. El proceso de transferencia de calor en un condensador implica las siguientes tres etapas:

- a) Disipación del sobrecalentamiento del vapor hasta condiciones de saturación.
- b) Condensación del vapor a su estado líquido por la liberación de su calor latente.
- c) Subenfriamiento del líquido refrigerante.

Aunque el coeficiente de transferencia de calor es menor en la sección de vapor sobrecalentado, esto no afecta demasiado la transferencia de calor ya que existe un mayor

diferencial de temperatura entre el vapor y el medio de enfriamiento. El subenfriamiento sólo toma lugar en una pequeña porción del área de superficie del condensador (Ze-Zhao, Hua, Liu, & Wu, 2012).

2) Características de un condensador

Como intercambiador de calor, el condensador podría ser clasificado con similares parámetros que el evaporador, siendo los más importantes según López, (1992):

a) En condensador por agua:

- Marca, tipo
- Potencia frigorífica en las condiciones de uso
- Caudal y temperatura del agua en el condensador así como caída de presión en el condensador
- Superficie real de intercambio y características constructivas principales.

b) En condensadores por aire:

- Marca, tipo
- Potencia frigorífica en las condiciones uso, para una diferencia de temperaturas entre la de condensación y la de entrada de aire
- Caudal másico de aire y calentamiento sufrido a su paso por el condensador
- Número de ventiladores y potencia absorbida
- Superficie real de intercambio de calor.

3) Tipos de condensadores

Los condensadores utilizados en los sistemas frigoríficos pueden tener diferentes configuraciones, por lo que su clasificación presenta alguna dificultad en cuanto a la completa inclusión de todos los posibles tipos de estos equipos. No obstante, y atendiendo al agente de condensación utilizado, se muestra sobre la figura 8 una subdivisión básica.

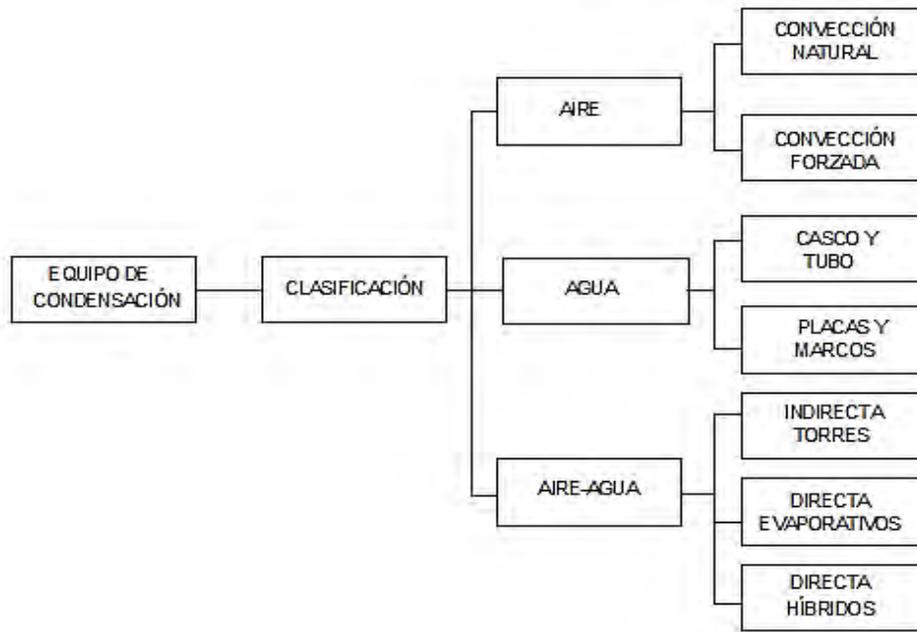


Figura 8. Clasificación de condensadores (Torrella, 1996).

4) Criterios de aplicación recomendados

Los condensadores deben ser seleccionados basándose en el método de calor total de rechazo a carga máxima. A menudo, en condiciones de baja temperatura, el calor de rechazo al arranque es varias veces la cantidad normal que se rechazaría en operación, esto considerando que arrancar desde condiciones ambientales podría sobrecargar y dañar el sistema seleccionado para condiciones de trabajo. Algunos factores tales como la descarga del compresor pueden ser utilizados para limitar la cantidad máxima de calor rechazado durante el arranque. Si el condensador no está diseñado considerando también las condiciones de arranque y la capacidad del compresor podría ser limitado durante este periodo por lo que la presión de condensación aumentaría lo suficiente para dañar el sistema (ASHRAE, 2010).

1.2.4 Dispositivos de expansión

1) Funciones de los dispositivos de expansión

- a) Regulan la cantidad de fluido refrigerante que debe entrar al evaporador.
- b) Producen la expansión del fluido. El fluido pasa de una alta presión a una baja presión a condiciones del evaporador.

Estos dispositivos se usan para regular la entrada de refrigerante al evaporador en su estado líquido procedente del condensador, esto a través de una línea de líquido (Franco, 2006). De esta forma, el evaporador se alimenta con el refrigerante necesario de una manera continua y uniforme, lo cual permite mantenerlo en su completa actividad durante todo el ciclo de funcionamiento, a la presión de evaporación del refrigerante correspondiente a la temperatura deseada y al mismo tiempo que se mantiene en el condensador la presión impuesta por el ambiente (aire o agua de condensación) (Alarcón, 1998).

2) Tipos de dispositivos de expansión

Existen distintos tipos de dispositivos de expansión que controlan el flujo de refrigerante, tales como la válvula de expansión manual, válvula de expansión termostática, válvula flotadora y la válvula de expansión electrónica, entre otras.

a) Válvula de expansión manual

La estructura de la válvula de expansión manual es mostrada en la figura 9. Está compuesta del cuerpo principal, asiento de la válvula y volante manual el cual es manipulado para cambiar el área de abertura alrededor del asiento y ajustar la resistencia de fricción al flujo de refrigerante. El caudal de flujo de refrigerante a través de la válvula depende de la presión diferencial de un lado y otro de la válvula así como de la apertura de la válvula. Considerando que la caída de presión a través de la válvula permanece constante, la tasa de recirculación a través de ésta permanecerá constante sin importar la presión de evaporación y carga del evaporador.

La válvula de expansión manual no responde a los cambios en la carga del sistema y la desventaja es que tiene que ser ajustada manualmente cada vez que la carga del sistema cambie con la finalidad de prevenir la falta de refrigerante o sobrealimentación en el evaporador. Adicionalmente, la válvula debe abrirse o cerrarse manualmente cada vez que el compresor se enciende o se apaga. Sin embargo, existe una alternativa para este último caso que es la instalación de una válvula solenoide antes de la válvula de expansión, que por medio de control automático responderá abriendo o cerrando, permitiendo o restringiendo el paso de refrigerante al evaporador. La válvula de expansión manual es satisfactoria cuando el operador

se encuentra disponible y cuando la carga en el sistema es relativamente constante o sólo presenta pequeños cambios(Ze-Zhao, Hua, Liu, & Wu, 2012).

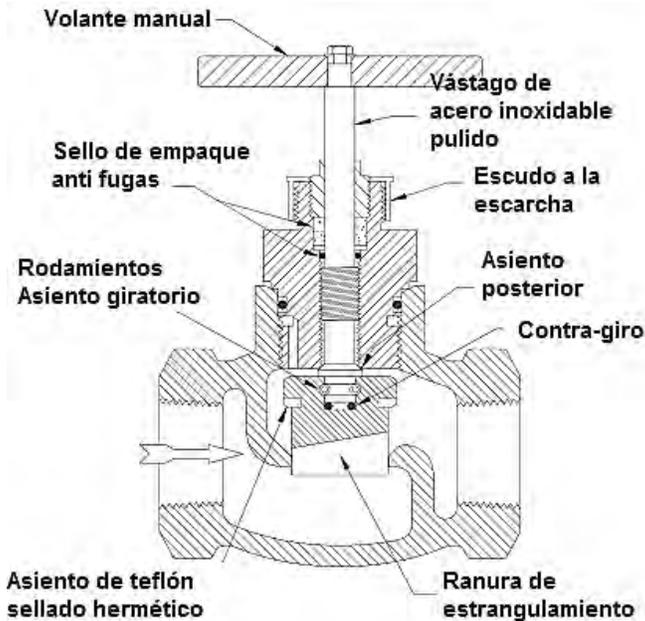


Figura 9. Válvula de expansión manual (HANSEN, 2013)

b) Válvula de expansión termostática

Esta válvula de sistema regulable (Figura 10) actúa por la presión existente en el lado de baja presión del sistema. Los diversos tipos que se construyen de esta clase de válvulas difieren principalmente, aparte de pequeños detalles de poca importancia, en que mientras unas trabajan por medio de una membrana o diafragma de metal, otras utilizan un fuelle también metálico para obtener el movimiento necesario de flexión.

A la entrada de la válvula, el fluido debe estar en estado líquido 100% a la temperatura de condensación o mejor aún, subenfriado, con lo que al sufrir la expansión, a la salida estará en estado de mezcla de líquido y vapor; pero en ésta, la proporción deberá ser mayor con respecto al líquido para que exista un buen rendimiento.

Deben colocarse lo más cerca posible de los evaporadores, pues de lo contrario, cuanto más lejos se instale hay que compensar la pérdida de rendimiento, por ejemplo aislando el tramo que los une o replanteando diámetros de tubería (Alarcón, 1998).

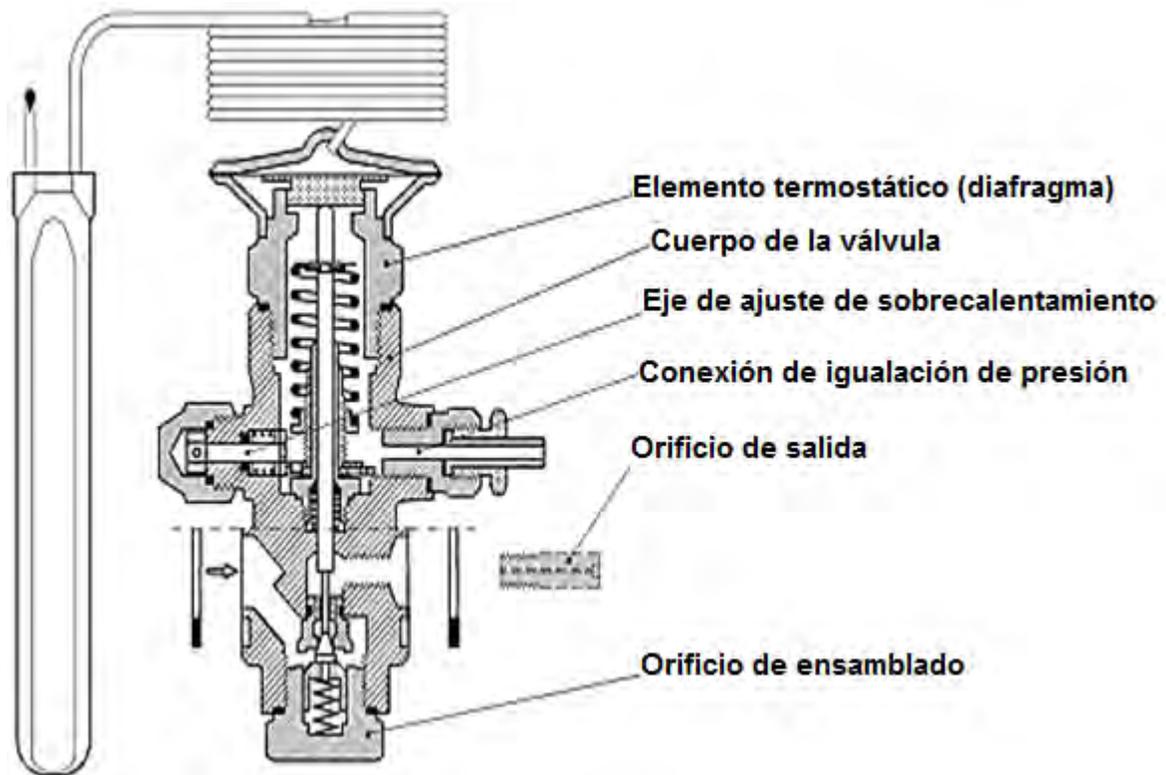


Figura 10. Válvula de expansión termostática (DANFOSS, 2013).

c) Válvula de expansión de flotador

En los evaporadores de tipo inundado, el fluido refrigerante se encuentra en estado líquido a la entrada y salida de los mismos. Estos evaporadores son alimentados mediante dispositivos de expansión denominados válvulas de flotador.

El flotador se encarga de regular el nivel de líquido refrigerante, actuando sobre una válvula cuyo orificio de entrada es el que produce la expansión del fluido. De hecho, si fuera necesario cambiar las condiciones del fluido (temperaturas de expansión más bajas), se podría realizar cambiando el tamaño del orificio.

Estas válvulas se clasifican en válvulas de alta o baja presión, según su posición en la instalación, es decir en el lado de alta o de baja presión.

d) Válvula de expansión de flotador de baja presión

Su objetivo es mantener el nivel de líquido en el evaporador, bien sea directamente sobre el evaporador o por medio del separador de líquido, como se presenta en la figura 11.

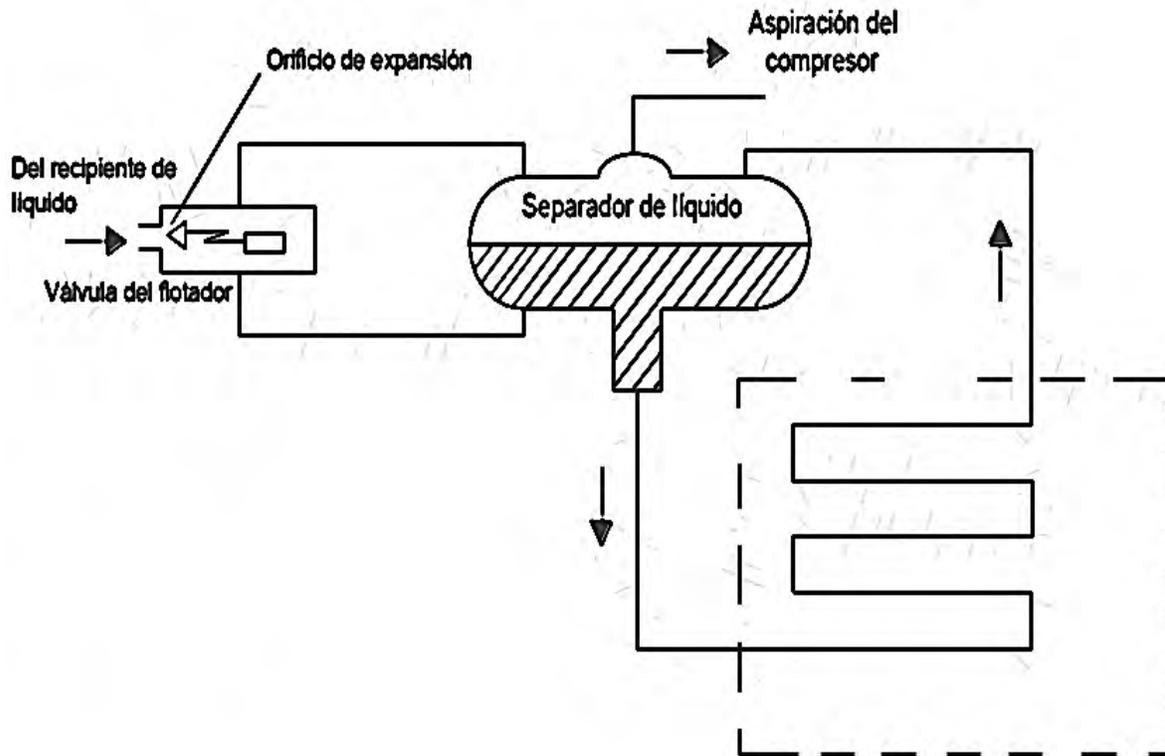


Figura 11. Instalación de la válvula de baja presión (Franco, 2006).

La válvula de flotador recibe el fluido en estado líquido del recipiente. La expansión se produce a través del orificio. Por lo tanto, la interpretación del funcionamiento es la siguiente:

- A la entrada de la válvula el fluido se encuentra en estado líquido, procedente del recipiente para después pasar a una expansión con lo cual en el interior del cuerpo de la válvula, se encuentra en estado de vapor y líquido a baja presión.
- Como el separador de líquido es alimentado por la válvula, se encuentra en las mismas condiciones por lo que están perfectamente aislados.
- Al bajar el nivel de líquido en el separador, según sea por la demanda del evaporador o bien por la aspiración del compresor, también baja en el recipiente de la válvula y el flotador abre dando entrada al fluido refrigerante, hasta que alcanza el nivel de regulación cierra.

e) Válvula de expansión de flotador de alta presión

Suele ir colocada en el recipiente de líquido (figura12). Cuando el nivel del líquido en el recipiente sube, el flotador abre la válvula y da paso de fluido expansionado al evaporador. Por

lo general se usan para alimentar evaporadores de carga constante, ya que al actuar en alta presión dan paso de fluido independientemente de la que realmente necesite el evaporador. Como en el caso anterior, al cambiar el orificio de apertura de la válvula se cambian las condiciones de expansión del fluido (Franco, 2006).

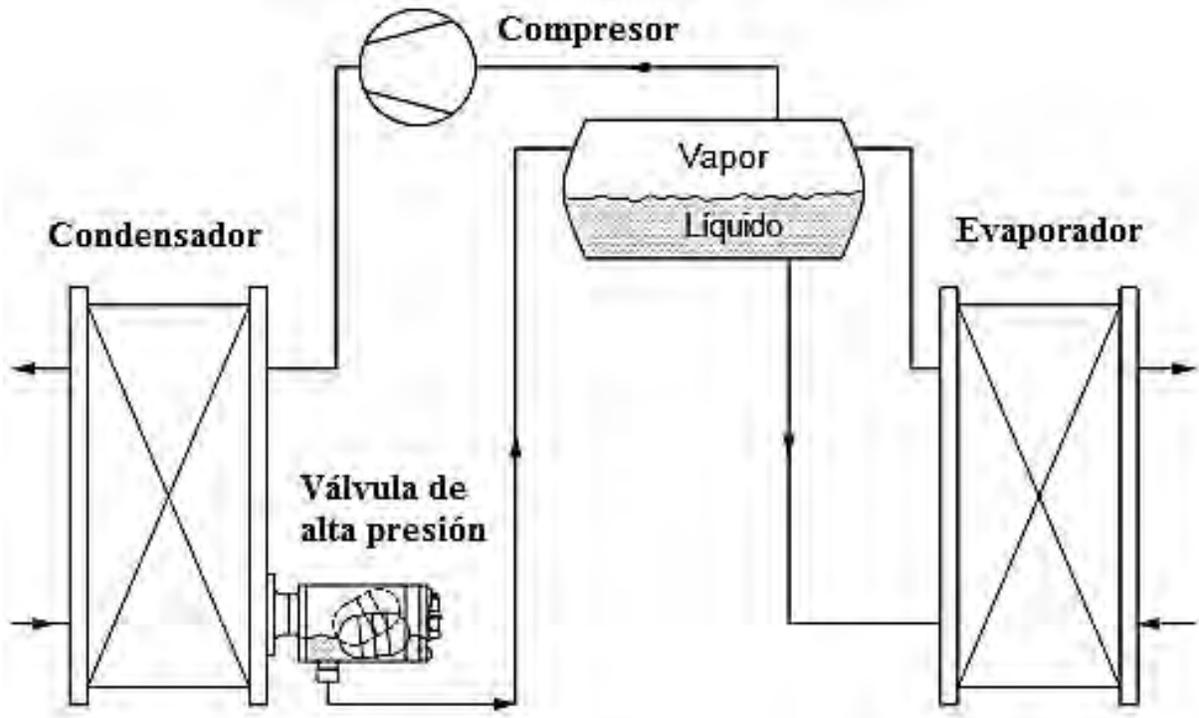


Figura 12. Instalación de la válvula de alta presión (Franco, 2006).

f) Válvula de expansión electrónica

Este tipo de válvulas como la que se muestra en la figura 13, están concebidas para asegurar una alimentación óptima al evaporador con un recalentamiento mínimo y estable, cualesquiera que sean las condiciones de funcionamiento. Permiten, además, una mejora en el consumo de energía según Rapin & Jacquard, (2001):

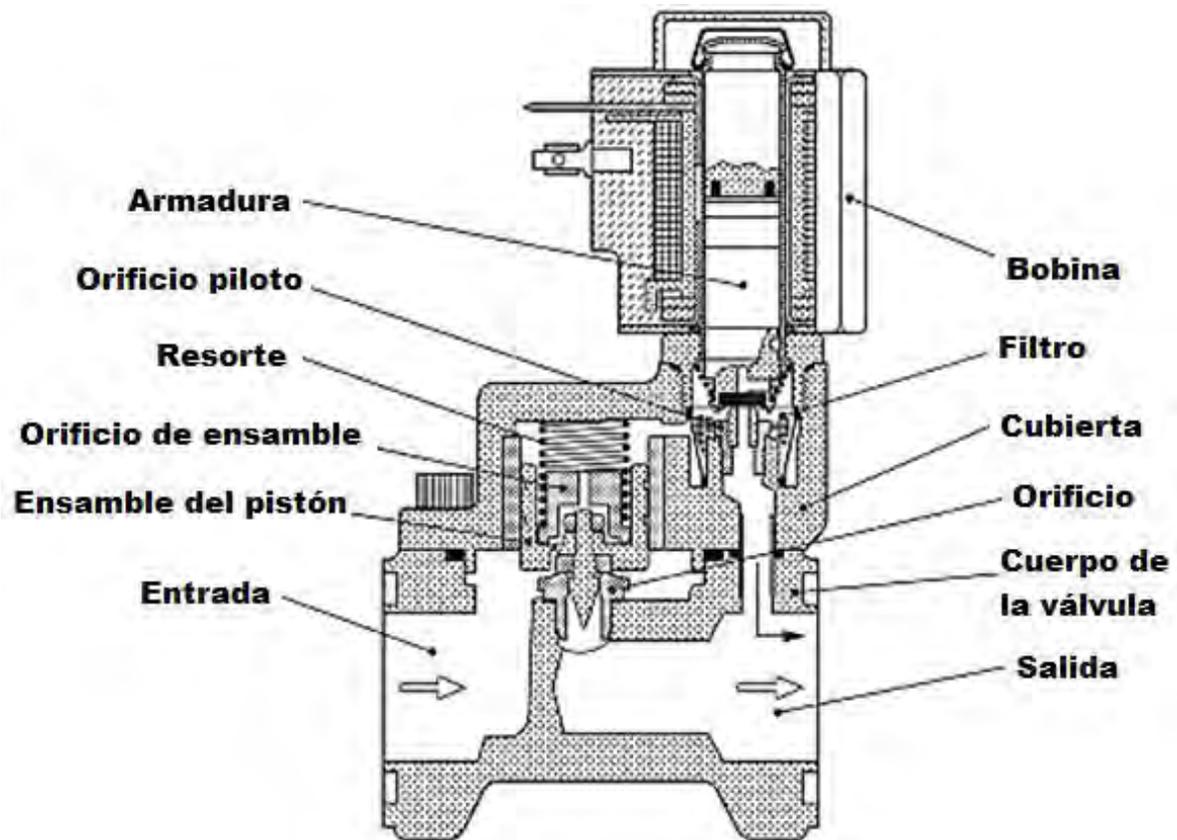


Figura 13. Válvula de expansión electrónica (DANFOSS, 2012).

La capacidad de la válvula es regulada por medio de una modulación pulso-amplitud. En un periodo de seis segundos una señal de voltaje del controlador puede ser transmitida o interrumpida en la bobina de la válvula. Esto hace que la válvula abra y cierre controlando el flujo del refrigerante (DANFOSS, 2012).

1.2.5 Recipientes sujetos a presión

Se considera recipiente sujeto a presión a cualquier contenedor diseñado para almacenar líquido y/o vapor a una presión diferente a la atmosférica.

Los diferentes tipos de recipientes a presión que existen, se clasifican de la siguiente manera:



Figura 14. Clasificación de recipientes a presión.

Algunos propósitos de los recipientes sujetos a presión en los sistemas de producción de frío son:

- Almacenar el refrigerante líquido.
- Facilitar la separación entre líquido y vapor.
- Facilitar la separación entre el aceite y el refrigerante (vapor o líquido).
- Subenfriar el líquido refrigerante.

Existen diversos tipos de recipientes sujetos a presión en una instalación frigorífica:

- Recipientes sujetos a alta presión: recipiente termosifón, recibidor piloto y recipientes de presión controlada.
- Acumuladores de succión incluyendo recipientes de líquido de baja presión, acumulador/subenfriador, interenfriadores, trampas de trasvase y unidades de recirculación de líquido.
- Recipientes de líquido.
- Intercambiadores de calor (los cuales también separan líquido y vapor).
- Separadores de aceite.

1) Estándares de diseño

En la etapa de diseño de recipientes a presión, la selección de los materiales de construcción, tabla 3, es de relevante importancia, para lo cual, necesitamos definir una secuencia lógica en la selección de éstos. Algunos estándares de diseño son:

- ANSI/ASHRAE 15 2010
- ASME Calderas y código de recipientes sujetos a presión, sección VIII, división 1.
- ANSI/IIAR 2008(Murdaugh, 2012).

Muchos de los recipientes para amoníaco operan en condiciones de corrosión y bajo moderadas o altas tensiones. El agrietamiento por corrosión ocasionalmente afecta a los recipientes de alta presión en sistemas de producción de frío con amoníaco, pero la naturaleza del problema es a menudo mal representada en los códigos de diseño, normas de seguridad y libros de texto en donde se ignoran las formas en que el inicio de la corrosión por tensión se puede prevenir. Así mismo, no se aprecia que la corrosión bajo tensión puede afectar los recipientes de baja presión y tuberías en sistemas de amoníaco (Pearson, 2008).

Tabla 3. Especificaciones de los materiales típicos en la fabricación de recipientes, según ASME (FRICK, 2008)

Head Material:				Coil Material:		
SA-234-WPB	Weld Cap	6" thru 12"		SA-106-B	Seamless Pipe	Down to -50°F
SA-516-70	Hot Formed 2:1 Elliptical Heads	14" thru 144"		SA-333-6	Pipe	-51°F to -60°F
Shell Material:				Support Material:		
SA-53-E/B	Pipe	6" thru 24"	Down to -55°F	SA-516-70		Down to -50°F
SA-333-6	Pipe	6" thru 24"	-56°F to -60°F	SA-516-70	Normalized	-51°F to -60°F
SA-516-70	Plate	30" thru 144"	Down to -55°F	SA-36		Down to -50°F
SA-516-70	Normalized Plate	30" thru 144"	-56°F to -60°F	Paint:		
Nozzle Material:				Vessels:	One coat shop primer	
SA-105	Full Couplings	(where specified)	Down to -55°F	Packages:	One coat shop primer	
SA-350-LF2	Full Couplings	(where specified)	-56°F to -60°F		One coat semi-gloss finish	
SA-106-B	Seamless Pipe	3/4" thru 12"	Down to -55°F			
SA-53-E/B	Welded Pipe	14" thru 24"	Down to -55°F			
SA-333-6	Pipe		-56°F to -60°F			

2) Recipientes en el lado de alta presión

Los sistemas de producción de frío en general, incorporan un recipiente de refrigerante a alta presión, que sirve como el principal componente de almacenamiento de refrigerante en el sistema. Este recipiente controla las variaciones en el volumen de refrigerante entre el condensador y el lado de baja presión durante la operación, deshielo o en labores de mantenimiento y reparación.

Idealmente, el recipiente de alta presión debería ser lo suficientemente grande para mantener almacenada la carga total del sistema, pero generalmente esto no es económico. El sistema debe ser analizado para hacer una determinación del tamaño óptimo de este recipiente.

Estos recipientes son comúnmente conectados con una línea igualadora a la entrada del condensador y operan a las mismas presiones que el condensador. En algunos sistemas, el recipiente es operado a presiones entre la presión de condensación y la presión de succión más alta, para permitir variaciones en la presión de condensación sin afectar la presión de alimentación del sistema (ASHRAE, 2010).

- **Recipiente de líquido o de alta presión**

Los recipientes de alta presión proporcionan almacenamiento de refrigerante líquido a alta presión, este recipiente debe amortiguar el impacto de las fluctuaciones de refrigerante en el sistema. Idealmente, el recipiente de alta presión debe tener la capacidad suficiente para albergar todo el refrigerante que circula en la instalación; en términos de costo, esto resulta inconveniente puesto que ocasiona una inversión inicial más grande.

- **Recipiente termosifón**

La instalación del recipiente termosifón debe tener una elevación mayor que el intercambiador de calor para el enfriamiento de aceite, ya que las diferencias de densidades y de alturas son aprovechadas para generar el movimiento del refrigerante.

El líquido entra al intercambiador de calor y absorbe el calor del aceite a través de la superficie de transferencia de calor, por lo que comienza a evaporarse. La presión de la mezcla resultante líquido-vapor, aunque menor que la del líquido a la entrada del termosifón, es más alta que la del recipiente termosifón, dando como resultado el flujo de la mezcla de vuelta al recipiente termosifón por medio de convección natural (Phillips, 2012).

- **Recipiente piloto**

Este recipiente aporta un pequeño almacenamiento de líquido proveniente del condensador y genera una transferencia de líquido hacia la válvula flotadora que controla el recipiente de

presión constante. Además proporciona parte de líquido para el enfriamiento de aceite (Murdaugh, 2012).

- **Recipiente de presión controlada (RPC)**

La presión del recipiente de presión controlada se mantiene con una válvula reguladora de presión (*backpressureregulator*) la cual desfoga a un punto de presión intermedia. Si se necesita mayor capacidad en este recipiente para un funcionamiento óptimo, se deben tener precauciones en el diseño. Los diseñadores suelen retirar el recipiente corto en capacidad y reemplazarlo con uno más grande, en lugar de instalar un recipiente adicional en paralelo. Este procedimiento es el más adecuado, ya que incluso pequeñas diferencias de presión ocasionadas por la tubería o la temperatura podrían causar que el refrigerante se deposite en un solo receptor y no en ambos (ASHRAE, 2010).

3) Recipientes en el lado de baja presión

- **Separador de partículas líquidas**

Este tipo de recipientes se encuentran en la línea de succión. Funcionan como el protector definitivo contra el golpe de líquido en compresores (Phillips, 2012). Se debe incluir en el diseño como un medio para transferir el líquido almacenado de nuevo al sistema (FRICK, 2008). Algunas maneras de hacer fluir el refrigerante líquido son a través de bombas, por sistemas de transferencia impulsados por gas o diferenciales de presión básicos.

Los accesorios incluidos deben poseer un interruptor de flotador de alto nivel para la protección del compresor además de una bomba adicional o controles del sistema de transferencia (ASHRAE, 2010).

Tiene como función separar el líquido del vapor por densidades, y es uno de los componentes más desafiantes para diseñar dentro de los sistemas de producción de frío para aplicaciones industriales. Subdimensionar un recipiente de este tipo puede ocasionar acciones correctivas costosas o desafíos operacionales a largo plazo para el usuario final. Derivar a un diseño y tamaño óptimo requiere ingeniería en cada uno de los parámetros críticos tales como: dimensionamiento de tuberías y disposición de espacios, anticipar proyecciones de

capacidades de enfriamiento a futuro, volumen interno con capacidad para todos los evaporadores y tuberías implicadas en el mismo separador, es importante considerar el arranque del sistema así como vapor generado por el deshielo de los evaporadores y las características del sistema de bombeo.

Los separadores de partículas líquidas para aplicaciones a nivel industrial tienen dos funciones (Bent, 2011):

- 1) Proporcionar un espacio suficiente para separar prácticamente todo el líquido del vapor, esto para proteger los compresores de un golpe de líquido el cual puede:
 - Dañar completamente el compresor en caso de que ocurra un arrastre de líquido.
 - Reducir la vida útil de los rotores, cojinetes, sellos del eje, platos de válvulas, aros del pistón etc.
 - Disminuir la capacidad de enfriamiento y aumentar el consumo de energía, por lo que se vería reducida la eficiencia.
- 2) Proporcionar el volumen de almacenamiento suficiente considerando:
 - Expansión y formación de espuma de líquido refrigerante causada por la repentina reducción de presión.
 - Movimiento causado por el líquido proveniente de los evaporadores y líneas de retorno.
 - Proporcionar un sello de líquido suficiente para evitar la cavitación de las bombas.

- **Interenfriador (considerado también de presión intermedia)**

Un interenfriador (subenfriador/atemperador) es el recipiente intermedio entre la etapa de baja y alta en un sistema de dos etapas. Uno de los propósitos es enfriar el vapor proveniente de la descarga de los compresores de primera etapa para prevenir el sobrecalentamiento en la segunda etapa de compresión. Esto se logra mezclando el líquido que normalmente entra al recipiente de presión intermedia con la descarga del vapor de los compresores de primera etapa. El calor extraído del vapor de descarga se absorbe con la evaporación de cierta cantidad

de líquido, para finalmente pasar a través del compresor de segunda etapa. Descargar el vapor de primera etapa por debajo del nivel de líquido refrigerante, separa cualquier cantidad de refrigerante arrastrado por los compresores de primera etapa; es por eso que remover el aceite lubricante periódicamente es importante.

Otro propósito del interenfriador es disminuir la temperatura del líquido en la etapa de baja presión del sistema; esto aumenta el efecto refrigerante y reduce el desplazamiento requerido de los compresores reduciendo su costo de operación (ASHRAE, 2010).

1.3 Sistemas de enfriamiento de aceite en compresores

Generalmente los compresores destinados a aplicaciones industriales son lubricados con aceite, el cual es forzado por una bomba de aceite o mediante la diferencia de presión entre las zonas de alta y baja presión, en dirección a las piezas móviles de los compresores (cojinetes, rotores, paredes de los cilindros, etc.). Con el propósito de garantizar una operación confiable y eficiente del compresor, se deben controlar los siguientes parámetros del aceite:

- Temperatura del aceite: Ésta debe ser mantenida dentro de los límites especificados por el fabricante. El aceite debe tener la viscosidad correcta y la temperatura se debe mantener por debajo del punto de combustión.
- Presión de aceite: La diferencia de presión de aceite se debe mantener por encima del nivel mínimo aceptable.

Generalmente en sistemas de producción de frío existen algunos componentes de soporte y equipos para asegurar la separación entre el aceite y el refrigerante, retorno de aceite de baja presión, equalización del nivel de aceite en sistemas con varios compresores de pistón, y puntos de drenaje de aceite. La mayor parte de estos, son suministrados por el fabricante del compresor. El diseño del sistema de enfriamiento de aceite en un sistema de producción de frío depende del tipo de compresor (tornillo o pistón) y del refrigerante (amoníaco, HFC/HCFC o dióxido de carbono).

Existen diversos tipos de sistemas de enfriamiento de aceite usados en refrigeración. Los más comunes son: enfriamiento por agua, enfriamiento por inyección de refrigerante líquido y enfriamiento por termosifón (DANFOSS, 2011).

1.3.1 Enfriamiento por agua

Estos tipos de sistemas (figura 15) son normalmente usados en instalaciones que disponen de un caudal de agua suficiente (generalmente a través de una torre de enfriamiento de agua) según Rapin & Jacquard, (2001) o en plantas donde existen fuentes de agua barata.

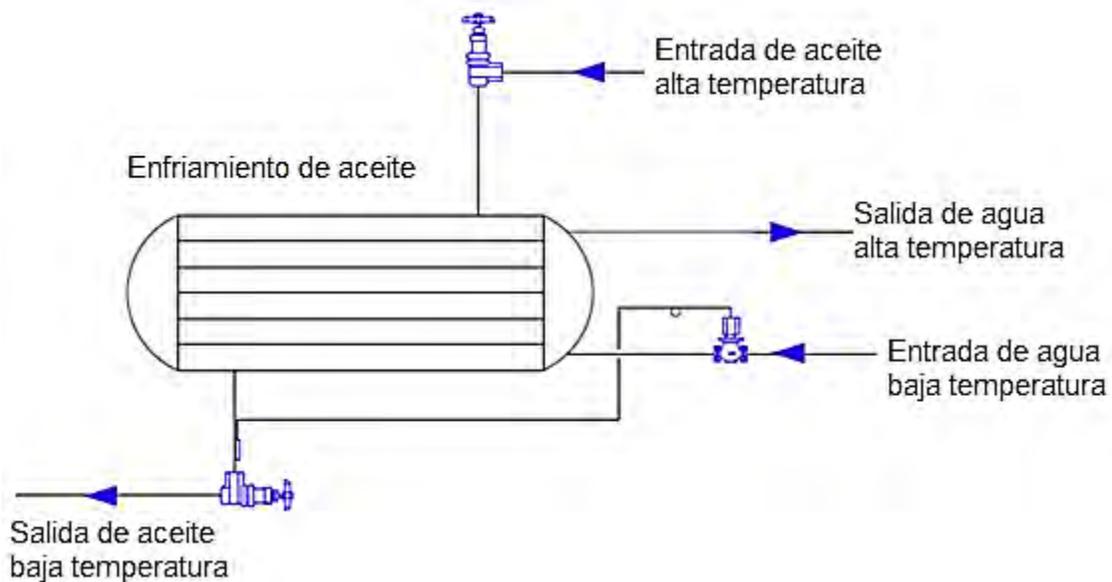


Figura 15. Enfriamiento de aceite con agua.

1.3.2 Enfriamiento por inyección de líquido

Otro sistema de enfriamiento de aceite consiste en la inyección directa de refrigerante al compresor (figura 16), suprimiendo el intercambiador de calor para enfriamiento de aceite. Esta solución presenta un coste de inversión muy interesante, pero conduce a un aumento de la potencia absorbida y a la reducción de la potencia frigorífica (Rapin & Jacquard, 2001). El control de la alimentación de líquido se lleva a cabo mediante una válvula de expansión termostática o una válvula de expansión electrónica que module la carga de refrigerante. Aunque la inversión inicial se ve disminuida, la capacidad del compresor se penaliza entre un 10-12% (Giménez, 2005).

1.3.3 Enfriamiento de aceite por termosifón en compresores

Estos tipos de sistemas son muy convenientes ya que el aceite consigue enfriarse en el interior del sistema. Sólo es necesario aumentar el tamaño del condensador para la cantidad de calor tomado del enfriador de aceite con termosifón. De igual forma, requiere un sistema de tuberías adicional en la instalación y, algunas veces, es necesario instalar un recipiente adicional de prioridad (en el caso de que el recibidor de líquido de alta presión esté colocado demasiado abajo).

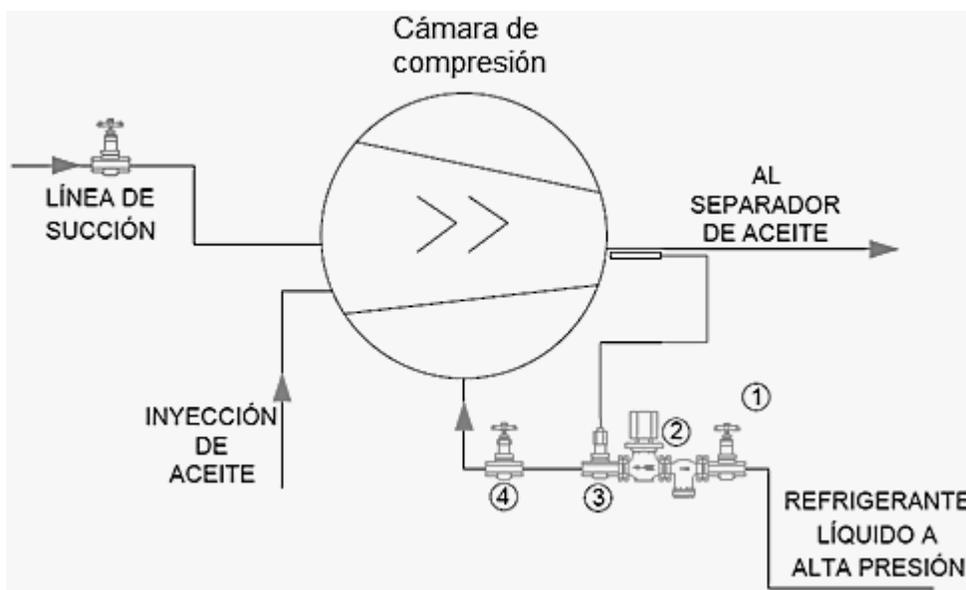


Figura 16. Enfriamiento de aceite por inyección de líquido. 1) Válvula de servicio, 2) Válvula solenoide y filtro, 3) Válvula termostática de inyección, 4) Válvula de servicio.

El refrigerante líquido de alta presión, como se muestra en la figura 18, fluye desde el recibidor debido a la fuerza de gravedad dentro del enfriador de aceite cuando éste se evapora y enfría el aceite. El vapor refrigerante vuelve al recibidor o, en ciertos casos, a la entrada del condensador.

Es crítico que la caída de presión entre el alimentador y la tubería de retorno sea mínima para lograr el flujo. No se permiten válvulas solenoides dependientes de presión y se recomienda instalar en la tubería de retorno un indicador visual o una mirilla(DANFOSS, 2011).

1.4 Alimentación a evaporadores

1.4.1 Expansión directa

Con el método de expansión directa, el refrigerante que alimenta el evaporador es una mezcla de refrigerante líquido y en estado vapor, su eficiencia está limitada a la cantidad que puede ser completamente vaporizada desde el tiempo en que ingresa el refrigerante al serpentín hasta que sale del mismo, de tal manera que solo llegue vapor a la línea de succión. La válvula generalmente empleada con este método para el control del flujo de refrigerante es de expansión termostática. Estas válvulas de expansión termostática (TEA) se utilizan ampliamente para controlar el suministro de refrigerante líquido al evaporador.

La TEA ilustrada esquemáticamente en la figura 17, es un controlador de tipo proporcional simple que responde al grado de sobrecalentamiento en la salida del evaporador. La tasa de flujo de refrigerante a través de la TEA es proporcional a la fuerza neta que actúa sobre el diafragma de la válvula, que es la resultante de fuerza de presión de sobrecalentamiento, la fuerza de la presión del evaporador y la fuerza del resorte de la válvula. El vapor que sale del evaporador se mantiene en un estado de sobrecalentamiento para asegurar que no haya gotas de líquido entrando al compresor debido a que éstas podrían dañarlo (Mithraratne & Wijesundera, 2002).

Para estar seguro de tener completa vaporización del refrigerante en el evaporador y prevenir un arrastre de líquido desde la tubería de succión al compresor, se permite un sobrecalentamiento de 10 °F al final del evaporador, esto requiere aproximadamente del 10% al 20% de la superficie total del serpentín.

En las válvulas de expansión termostática, la inyección es proporcional al recalentamiento siguiendo una línea recta de trabajo. De lo anterior, es evidente que el refrigerante en la última parte del evaporador no es tan efectivo como a la entrada del mismo en donde se tiene una gran parte del refrigerante en la fase líquida (Sanz del Castillo & Vadillo Rodríguez, 2011).

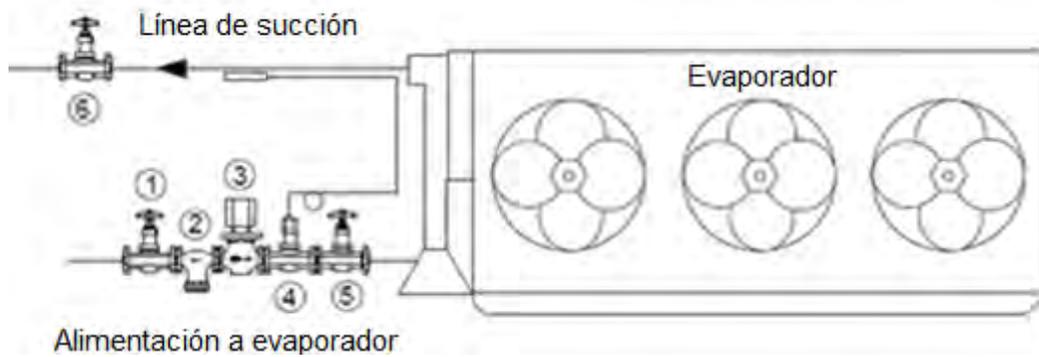


Figura 17. Esquema de evaporador de expansión directa o seca. 1) Válvula de cierre de entrada de líquido, 2) Filtro, 3) Válvula solenoide, 4) Válvula de expansión termostática, 5) Válvula de cierre de alimentación a evaporador, 6) Válvula de cierre de línea de succión.

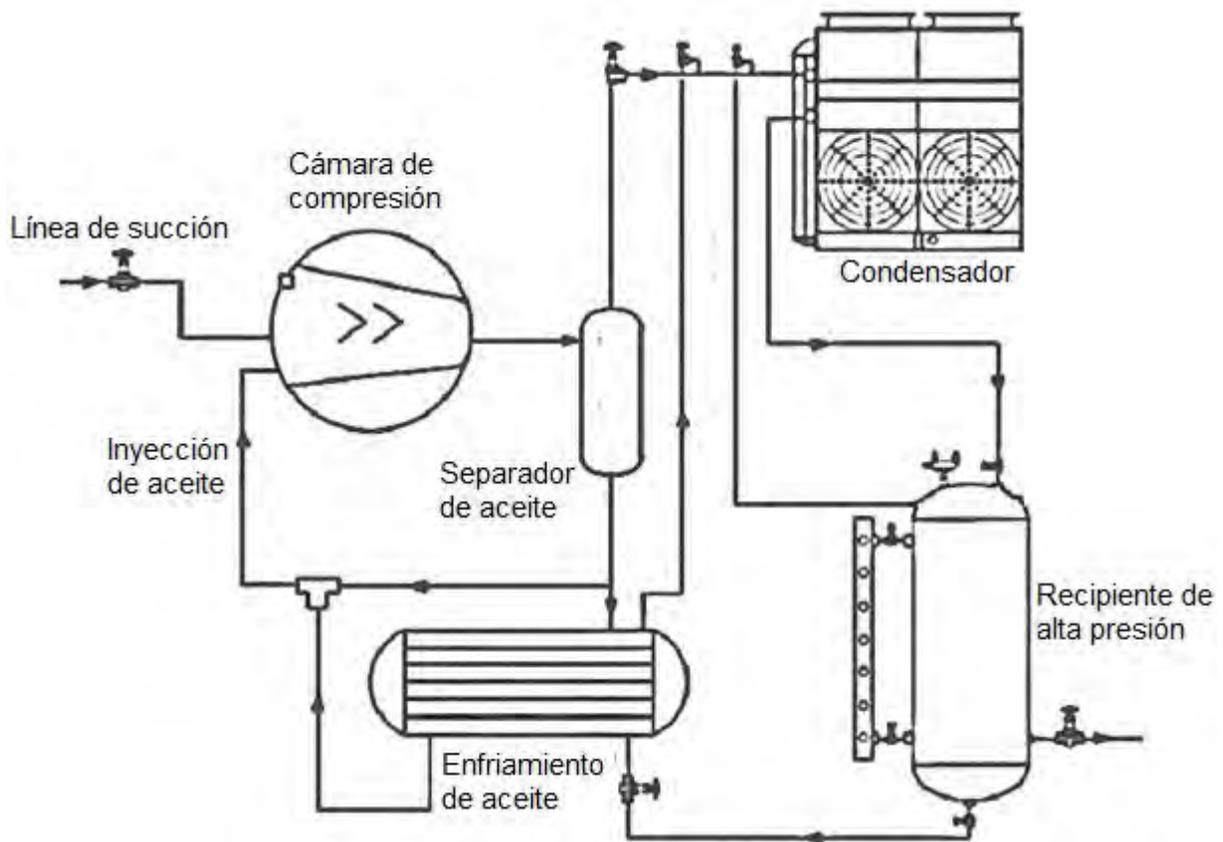


Figura 18. Enfriamiento de aceite por termosifón.

1.4.2 Inundada

Sistema en el cual solamente una parte del refrigerante que pasa sobre la superficie de transferencia de calor es evaporado, y la porción no evaporada es separada dentro de un

recirculador de líquido por diferencia de densidades, llamado también separador de partículas líquidas (Casciaro & Thome, 2001).

Estos sistemas trabajan con refrigerante líquido con el cual se llenan por completo a fin de tener inundada toda la superficie interior del tubo y en consecuencia la mayor razón posible de transferencia de calor. El evaporador inundado está equipado con un acumulador o colector de vapor que sirve como receptor líquido desde el cual el refrigerante líquido es circulado por gravedad a través de los circuitos del evaporador. El nivel del líquido en el evaporador se mantiene más bajo o más alto mediante una válvula flotadora, y el vapor generado por la ebullición del refrigerante en los tubos es separado del líquido en la parte superior del acumulador desde donde es retirado directamente a través de la línea de succión, incluyendo el vapor formado como consecuencia de la reducción de presión por acción de la válvula de expansión dentro del recipiente (Casciaro & Thome, 2001).

1.4.3 Sobrealimentación

En los evaporadores con sobrealimentación de líquido, una porción de refrigerante en estado líquido se evapora y el resto inunda el serpentín hasta la salida; el refrigerante que sale del evaporador siempre se encuentra en estado saturado. El flujo másico que fluye a través del evaporador (lado de baja presión) es mayor con respecto al flujo en el compresor y condensador (lado de alta presión) (Ying, Laizai, & Xiaosong, 2014).

La relación de la masa total que fluye a través del evaporador en estado líquido en comparación con el flujo de masa de vapor de refrigerante generado se define como la velocidad de recirculación. Hay una tasa de circulación ideal para cada evaporador que se traducirá en la diferencia de temperatura mínima y en un aumento en la eficiencia (Bohn, 2005).

Varios parámetros tienen que ser considerados para obtener la tasa de recirculación óptima, tales como la carga térmica, diámetro de la tubería, longitud del circuito, características de alimentación al evaporador (si se realiza por la parte superior o inferior) y el número de circuitos paralelos con el fin de lograr el mejor rendimiento (Dopazo & Fernández, 2011).

Por lo general, el fabricante del evaporador especifica las tasas de recirculación ideales para el equipo.

Un sistema de sobrealimentación de líquido debe incluir un recipiente para separar el líquido del vapor, lo que permitirá suministrar el vapor saturado al compresor y el líquido saturado al evaporador. El compresor se alimenta del vapor separado en la parte superior del tanque. El vapor que sale del separador de partículas líquidas se encuentra cerca de las condiciones de saturación, lo que significa temperaturas inferiores a la entrada del compresor y, en consecuencia, temperaturas de descarga del gas a menor temperatura, lo que es un factor crítico para los sistemas de amoníaco en aplicaciones de baja temperatura (Dopazo & Fernández, 2011).

a) Presión constante

En este sistema (figura 19), el refrigerante líquido primero es separado y enviado a un acumulador de succión. Posteriormente se descarga por gravedad, circulando a través de una válvula de no retorno (*check*), hacia un recipiente de trasvase conocido como trampa y se acumula hasta que alcanza cierto nivel. La válvula flotadora ubicada en la trampa energiza y desenergiza una válvula de tres vías que cierra la línea de baja presión que la conecta con el acumulador de succión, lo que permite que el gas proveniente de la descarga del compresor entre a la trampa ocasionando que por la alta presión ejercida, el líquido descargue hacia un recipiente de presión constante. Esto causa inmediatamente que la válvula de no retorno de la línea de baja presión cierre y no permita el regreso hacia el acumulador de succión.

El recipiente de presión constante se mantiene siempre a una misma presión por acción de una válvula reguladora de presión entre este recipiente y el acumulador de succión, y por acción de la válvula de no retorno piloteada por gas que se encuentra entre el recipiente de presión constante y el recipiente piloto. El arreglo incluye un recipiente extra de presión intermedia con una línea alternativa, que incluye una válvula de no retorno desde la trampa que se utiliza cuando el recipiente de presión constante se encuentra a su máxima capacidad, la trampa pueda descargar a este recipiente y lograr que el sistema siga funcionando (Phillips, 2012).

Del recipiente de presión constante, que contiene líquido parcialmente subenfriado, se alimentan los evaporadores a través del método convencional utilizando válvulas de expansión ajustadas para sobrealimentar líquido. El líquido sobrealimentado que no se evapora y el vapor producido por la absorción de calor en el evaporador retornan al acumulador de succión, en donde ambas fases se separan llevando al líquido hacia la trampa nuevamente y el vapor hacia la succión del compresor(Phillips, 2012).

b) Recirculación mecánica por bombas

Estos sistemas de sobrealimentación por medio de bombas (figura 20) fueron diseñados e instalados de tal manera que permiten el retorno por gravedad de la salida del evaporador al recipiente de separación. Esto requiere también un sobredimensionamiento de la línea de succión, la cual calculada correctamente no presentará ningún problema serio con respecto a las caídas presión o pérdidas de rendimiento en el evaporador(Hildebrand, 2010).

En una sobrealimentación mecánica a través de un sistema de bombeo, una bomba centrífuga extrae refrigerante líquido saturado a baja temperatura de un recipiente referido como recirculador con bombas y eleva la presión del líquido para alimentar a uno o más evaporadores. Una vez presurizado por la bomba, el líquido saturado sale de la descarga de la bomba y entra en la línea de líquido recirculado.

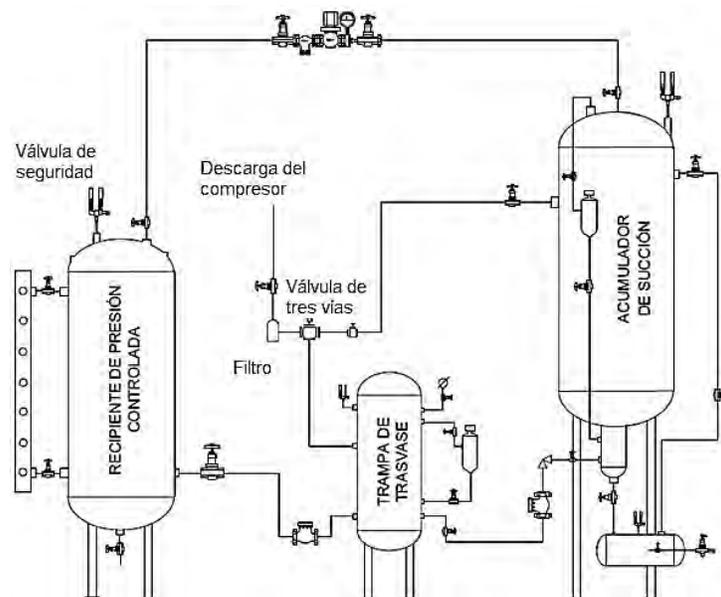


Figura 19. Arreglo de un sistema sobrealimentado por presión constante.

Cuando el refrigerante sale del evaporador será una mezcla de vapor saturado producido por la absorción de calor de las cargas térmicas de refrigeración y líquido saturado que fue sobrealimentado. La mezcla de ambas fases se regresa al mismo recipiente de recirculación por bombas a través de la línea de retorno de vapor desde evaporadores.

El separador de partículas líquidas funciona además como recipiente recirculador, ya que separa el líquido sobrealimentado del vapor y provoca que el líquido vaya al fondo del recipiente para ser bombeado de nuevo a los evaporadores mientras que el vapor saturado se dirige a los compresores a través de la línea de succión (Jekel & Reindl, 2011).

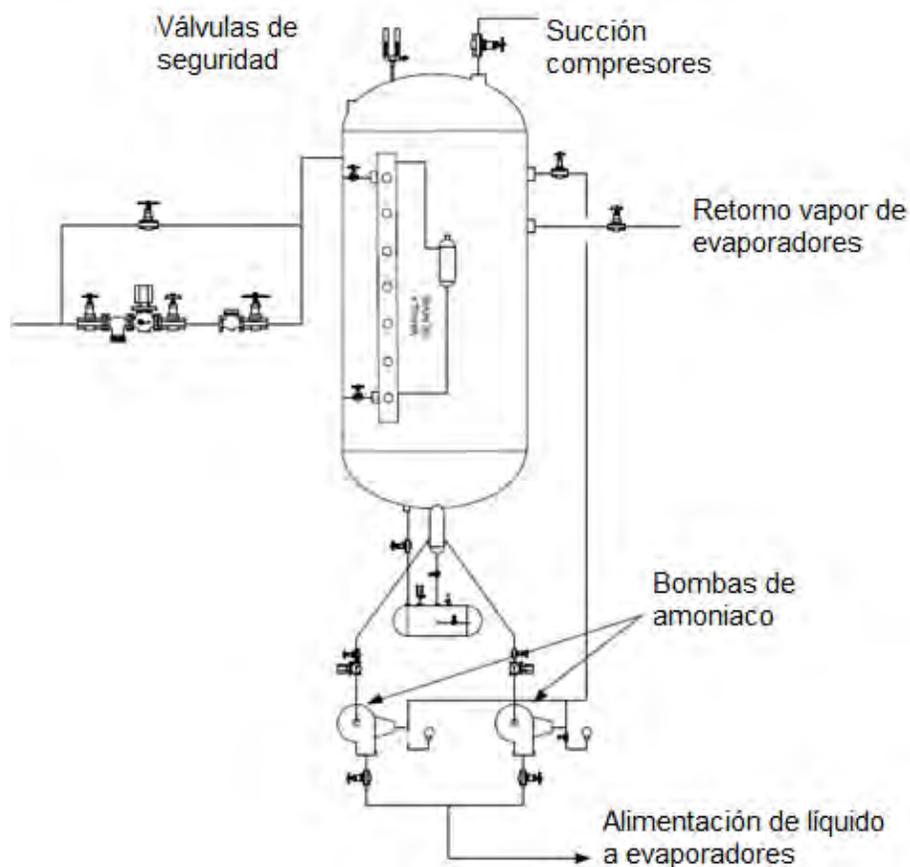


Figura 20. Arreglo de un recipiente sobrealimentado por recirculación mecánica

1.5 Sistemas de deshielo en evaporadores

La mayoría de las aplicaciones a bajas temperaturas requieren de un deshielo ocasional en el evaporador para poder mantener un desempeño apropiado y un control de temperatura del espacio refrigerado (PARKER, 2010).

El deshielo implica eliminar la formación de hielo que se produce en los evaporadores, sobre todo en los de tipo aletado, al operar éstos a una temperatura de evaporación inferior a 32°F. Por consiguiente, es un proceso solo aplicable a intercambiadores que cumplan esa condición.

El deshielo es una de las operaciones necesarias en la mayoría de las instalaciones frigoríficas que usan enfriadores de aire, a fin que éstos puedan seguir operando en condiciones razonables de capacidad de refrigeración o potencia frigorífica. Constituye, sin duda, un proceso perturbador ya que genera cargas térmicas no deseadas, consecuencia de las ineficiencias asociadas y cambios en las presiones de operación del sistema, ya sea a nivel de evaporación o condensación (Clausen, 2014).

1.5.1 Deshielo por agua

Este sistema utiliza una corriente de agua, que por rociado sobre la superficie del intercambiador provoca la fusión del hielo, arrastrando el agua resultante fuera del recinto. Se debe evitar la acumulación de líquido en el interior de la cámara, ya que al funcionar de nuevo la instalación podría averiar la tubería de salida (Torrella & M., 1985).

Es usado mayormente, pero no exclusivamente, en aplicaciones próximas a ambientes de 32°F y temperaturas de evaporación no menores de 14°F; excepto si no se cuenta con suficiente agua en cantidad y temperatura. Este último aspecto puede quedar cubierto con algún sistema de recuperación de calor, por ejemplo, enfriadores de aceite en compresores de tornillo, condensadores enfriados por agua operando en paralelo con condensadores evaporativos o sistemas de eliminación de calor instalados en la descarga de los compresores (Clausen, 2014).

1.5.2 Deshielo por aire

Tanto en circuitos independientes o sistemas de múltiples compresores, para realizar el deshielo por aire, lo normal es parar la inyección de refrigerante y dejar el ventilador en marcha. El deshielo se realiza durante un tiempo fijo ajustado, y al finalizar este tiempo, se activa la inyección de líquido de nuevo. No se requiere ningún retardo especial, y el programador de deshielo solo actúa sobre la válvula solenoide de líquido (Rapin & Jacquard, 2001).

Está limitado a aplicaciones donde la temperatura del aire en el recinto refrigerado esté sobre los 32°F y la temperatura de evaporación se aproxime también a los 32°F. El aporte de calor proviene del calor sensible del aire removido por los ventiladores operando, teniendo la inyección de refrigerante detenida(Clausen, 2014).

1.5.3 Deshielo por gas caliente

Este sistema es usado principalmente en aplicaciones de baja temperatura, sin estar limitado a éstas, y el tiempo de deshielo recomendado es de 15 a 45 minutos. Para su aplicación, se requiere contar con fuentes importantes de generación de gas caliente. En este caso, el calor para fundir el hielo adherido a las aletas y tubos del evaporador es entregado como consecuencia del proceso de desrecalentamiento y sobre todo de condensación del gas caliente que circula por el interior de los tubos. Una parte importante del gas caliente que pasa por el enfriador de aire no condensay sale del enfriador como vapor saturado en cantidades desconocidas.Un sistema bien diseñado y contando con los controles necesarios permitirá conseguir un deshielo eficiente y rápido(Clausen, 2014). El arreglo de este sistema se muestra en la figura 21.

- **Sistema de deshielo por gas caliente suministrado gradualmente (*soft-hot-gas*)**

Este sistema es utilizado principalmente para evaporadores cuya capacidad es de 15 TR o más. Esta aplicación elimina el ruido en la válvula, los movimientos de la tubería y algunos sonidos asociados a la distancia que recorre el gas caliente en el serpentín durante el deshielo. Este sistema está diseñado para aumentar de manera gradual la presión dentro del serpentín al momento de iniciar el deshielo y reducir el riesgo de daño o fractura del mismo (ASHRAE, 2009).

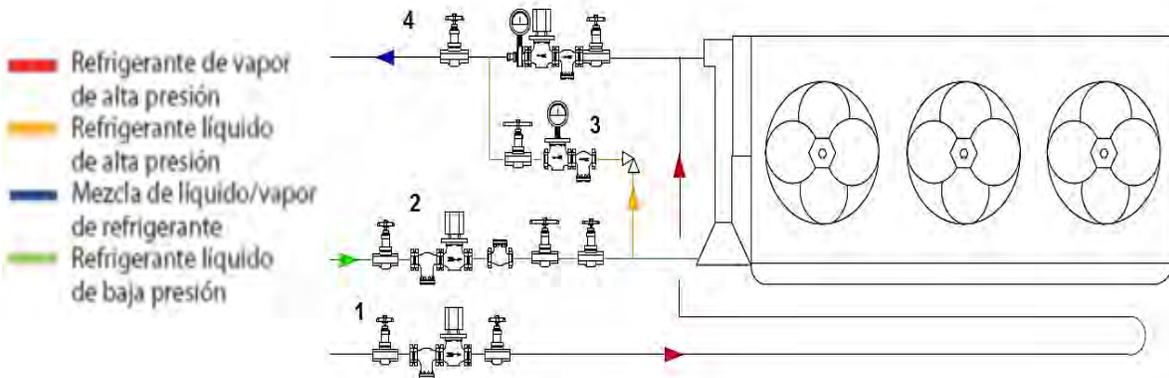


Figura 21. Sistema de deshielo por gas caliente. 1) Línea de gas caliente (*válvula de cierre, filtro, válvula solenoide, válvula de cierre*) 2) Línea de líquido (*válvula de cierre, filtro, válvula solenoide, Válvula de retención, válvula de expansión manual, válvula de cierre*), 3) Línea de retorno de gas caliente (*filtro, reguladora de presión, válvula de expansión*) 4) Línea de succión (*válvula de cierre, filtro, solenoide, reguladora de presión, válvula de cierre*).

Existen al respecto tres variantes:

1) Con retorno a línea de succión

El retorno del gas caliente por la línea de succión del compresor es eficiente como deshielo, pero tiene efectos sobre la presión de succión como consecuencia del gas caliente que no alcanza a condensar. Esta carga tiene un mayor efecto mientras menor sea la temperatura de evaporación del sistema, lo que lleva a una inestabilidad en la presión de succión de los compresores, excepto cuando se toma en cuenta una compresión adicional destinada a absorber la variación, pero por consiguiente una mayor inversión e incremento en el costo operacional.

2) Con retorno a una presión intermedia

El retorno del gas caliente por las líneas de presión intermedia es usado en plantas con sistemas de compresión en dos etapas o sistemas que se proveen de una trampa o recipiente que opere a una presión menor a la presión de condensación; además, la instalación debe tener un enfriador intermedio abierto y capacidad para recibir el vapor condensado proveniente de deshielos y un sistema adecuado para trasladarlos hacia donde puedan ser reutilizados.

3) Con retorno a condensadores

El retorno de gas caliente a los condensadores se realiza por diferencia de presión creada, en la línea de descarga, esto mediante una válvula que divide endos, los tramos comprendidos entre los compresores y condensadores. El gas caliente no condensado no afecta la succión de los compresores. Para disponer de gas caliente, se necesita que uno o más compresores trabajen temporalmente con una presión de descarga al menos de 14.7 psi sobre la del resto de los compresores (Clausen, 2014).

1.6 Criterios de diseño de una instalación frigorífica

1.6.1 Niveles de compresión de vapor

En muchas aplicaciones de producción de frío, la diferencia entre las temperaturas de condensación y evaporación no sobrepasa los 104°F, por lo que el sistema de compresión simple se muestra adecuado en este tipo de instalaciones. Sin embargo, existen otras instalaciones en las que esa diferencia es mayor, lo que se debe principalmente a:

- Necesidad de un foco frío a una temperatura muy baja, como es el caso de las cámaras de productos congelados donde son necesarios niveles de 256°F de diferencia.
- Necesidad de una eliminación de calor a alta temperatura, como es el caso de un sistema de compresión trabajando como bomba de calor.

En los ciclos de compresión mecánica, un aumento en la relación de compresión, es decir, un incremento de la diferencia entre presiones de condensación y evaporación, trae como consecuencias:

- Un aumento en la temperatura de descarga del compresor, con incidencia en la posible descomposición del aceite lubricante.
- Una disminución progresiva del rendimiento volumétrico, muy acusada en compresores alternativos, lo que da origen a una disminución de la capacidad frigorífica, al circular un menor caudal del refrigerante.
- Todo aumento en la tasa de compresión acarrea un incremento de la potencia frigorífica, al circular un menor caudal de refrigerante.

- Es evidente que todo aumento en la tasa de compresión acarrea un incremento de la potencia específica requerida en el proceso de compresión.

Por estas razones, a partir de ciertos límites, resulta conveniente la utilización de ciclos de compresión múltiple, los cuales pueden ser de dos tipos:

- Compresión múltiple directa
- Compresión múltiple indirecta o cascada.

La diferencia entre estas dos modalidades radica en la utilización de un único refrigerante (en el sistema directo) o de más de uno (en el sistema en cascada) (Torrella, 1996).

1.6.1.1 Sistemas en simple etapa

El sistema de compresión de una etapa es aquél en el cual la compresión mecánica de gas refrigerante se realiza directamente desde la presión a la salida del evaporador hasta la presión de condensación del refrigerante.

Existen algunos parámetros fundamentales que, al ser excedidos en diseño, obligan a buscar solución en otro tipo de sistema frigorífico:

- 1) **Relación de compresión:** En esta condición incide de gran manera el tipo de compresor y las relaciones de compresión que este soporte.
- 2) **Temperatura de evaporación:** Por lo general, los sistemas de una etapa, y en gran parte en virtud de la relación de compresión, no alcanzan temperaturas de evaporación inferiores a los -40°F (según el refrigerante) o no lo hacen con gran eficiencia energética.

1.6.1.2 Sistemas en múltiple etapa

Los sistemas en múltiple etapa comprimen el vapor desde el evaporador al condensador en varias etapas. Se utilizan para producir presiones de $15\text{-}30\text{ lb/in}^2$. Los sistemas en dos etapas se utilizan con requerimientos de hasta -80°F como temperaturas de evaporación. El sistema en dos etapas consiste en uno o más compresores que operan a baja presión de succión y presión de descarga intermedia, y tiene uno o más compresores que operan a presión

intermedia de succión y descargan al condensador figura 22. Cuando los dos sistemas de compresión pudiesen ser utilizados, el sistema de compresión en dos etapas requerirá menor energía y tendrá un funcionamiento a menor costo pero puede tener un costo de inversión inicial superior (ASHRAE, 2010).

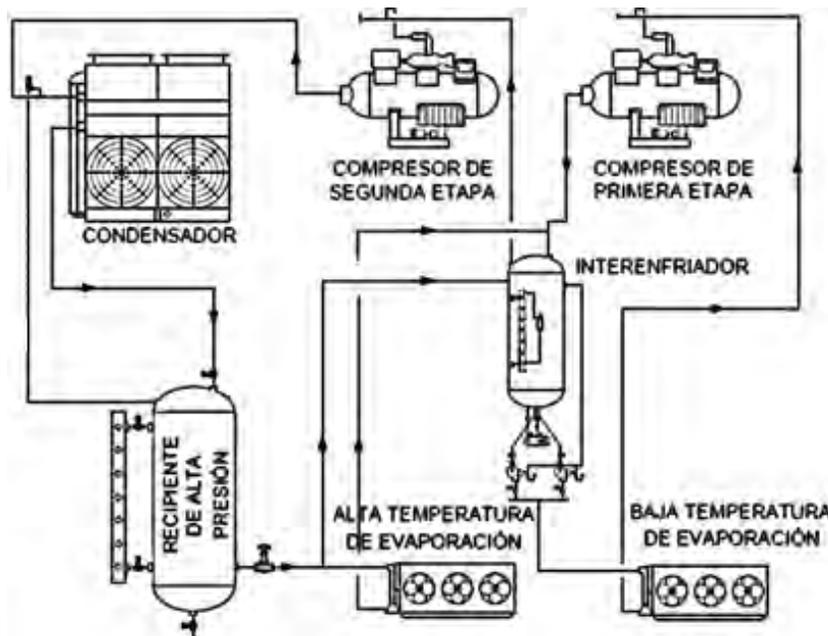


Figura 22. Sistema en doble etapa con cargas de alta y baja temperatura (ASHRAE, 2010)

1.6.2 Aislamiento térmico

La instalación de un aislamiento apropiado significa que se ha seleccionado un espesor óptimo donde el costo total de la inversión para se ha reducido al mínimo, y del mismo modo genera un ahorro en la producción de frío durante la vida útil del espacio refrigerado.

El costo del aislamiento en la instalación se incrementará conforme al espesor, al tiempo que el costo de producción de frío disminuye, es por esto que optimizando el espesor del aislamiento se puede obtener un ahorro de energía y de costos (Mahlia, Taufiq, & IsmailMasjuki, 2007).

Los parámetros de diseño más importantes que afectan la temperatura interior, así como la conservación de energía, en términos de edificación son la orientación, la geometría o forma de la construcción, las propiedades ópticas así como termofísicas en el desarrollo de la

instalación. Todos estos parámetros están relacionados entre sí y el valor óptimo de cada uno debe determinarse en función de los valores de los demás (Oral & Yilmaz, 2003).

Más allá del espesor del aislamiento, la calidad de la barrera de vapor también determina la efectividad del aislamiento. La infiltración de humedad puede dañar la integridad y las propiedades del aislamiento. La alta presión de vapor del aire exterior causa la migración del vapor de agua al interior. En una pared aislada, la superficie exterior alcanza la misma temperatura que el aire exterior, y lo mismo aplica en la superficie interior con el aire interior. Dentro del espesor de aislamiento, todas las temperaturas intermedias entre el exterior e interior pueden ser encontradas, incluyendo la temperatura que corresponde al punto de rocío del aire exterior.

Cualquier humedad del aire exterior que encuentre la forma de penetrar en el aislamiento condensará y empezará a saturar el aislamiento. Si la temperatura interior está por debajo del punto de congelación, el agua comenzará a migrar a través del aislamiento, inclusive puede llegar más lejos, convirtiéndose en hielo cuando alcance el punto de congelación; es aquí cuando el aislamiento pierde su capacidad como aislante térmico (Gameiro, 2002).

La producción de frío es tanto más costosa cuanto más baja es la temperatura a que se produce; por consiguiente, es indispensable economizar el frío producido protegiendo los recintos enfriados contra las entradas de calor, disponiendo sobre las paredes de éstos un material que sea mal conductor de calor y que, por este hecho, limite el flujo térmico procedente del medio exterior a un valor compatible con las temperaturas interior y exterior, en función de la diferencia reinante entre esas mismas temperaturas.

1) Características generales de los aislantes:

- Ligero y no higroscópico, a fin de conservar constantes sus cualidades aislantes.
- Imputrescible.
- Inodoro, a fin de que no comunique su olor a los productos almacenados.
- Neutro frente a otros materiales (madera, acero, albañilería, materias plásticas) empleados en la construcción de las cámaras frías o de los paneles aislantes prefabricados.
- Ininflamable e ignífugo.

- Plástico para resistir sin romperse las deformaciones de la obra, o para adaptarse a dichas deformaciones.
- Resistente a la presión (carga sobre el suelo de las cámaras frías).
- Resistente al apilamiento a fin de evitar fallos de aislamiento en la colocación superpuesta del mismo.
- No servir de aislamiento a los roedores para evitar la formación de galerías, que tendrían por efecto reemplazar el aislante por acumulación de aire húmedo que altera las cualidades aislantes en la pared.
- Muy poco permeable al vapor de agua con objeto de evitar condensaciones o congelaciones de vapor de agua en el interior del aislante (Rapín, 1979).

1.6.3 Instalación mecánica del sistema

El método más común para transportar un fluido de un punto a otro es impulsarlo a través de un sistema de tuberías. Las tuberías de sección circular son las más frecuentes, ya que esta forma ofrece no sólo mayor resistencia estructural si no también mayor sección transversal para el mismo perímetro exterior que cualquier otra forma. Los valores de las propiedades de los fluidos afectan su flujo, principalmente la viscosidad, densidad, volumen específico y el peso específico (Crane, 1992).

El amoníaco corroe ciertos materiales como el cobre y cualquiera de sus aleaciones, por lo que está terminantemente prohibida la utilización de este metal (Paradero, 2014).

Las tuberías de amoníaco deben ser instaladas conforme los estándares de ASME 831.5-2001 (ASME, 2001) , así como de IIAR estándar 2 (ANSI/IIAR, 2008) los cuales establecen lo siguiente:

- Las líneas de líquido de 1.5 pulgadas o más pequeñas no tendrán cédula menor a la 80 para acero al carbón.
- Las líneas de líquido en un rango de 2 a 6 pulgadas no deben tener una cédula menor a la 40 para acero al carbón.
- Las líneas de líquido en un rango de 8 a 12 pulgadas no deben tener una cédula menor a la 20 para acero al carbón.

- Las líneas de vapor de 6 pulgadas de diámetro o menos, no deben tener una cédula menor a la 20 para acero al carbón.
- Las líneas de vapor de 8 a 12 pulgadas no deben tener una cédula menor a la 20 para tuberías de acero al carbón.
- Líneas de vapor de 14 pulgadas de diámetro o más grandes no deberán tener una cédula menor a la 10 para acero al carbón.
- Toda tubería roscada, será cédula 80.

a) Localización de tuberías

Las tuberías deben de estar al menos 7.5 ft por encima del suelo. La ubicación de las tuberías debe ser realizada considerando otras tuberías y estructuras, especialmente cuando las líneas tienen que ir aisladas. La distancia entre las líneas aisladas debe ser al menos tres veces el espesor del aislamiento para accesorios roscados y cuatro veces para los accesorios bridados.

b) Dimensionamiento de tuberías

Distintas bibliografías presentan una lista de datos recomendados para el dimensionamiento de tuberías en la succión y en la descarga así como en líneas de líquido; al seleccionar diámetros de tubería, se recomienda un diferencial de 2 °F equivalentes a la caída de presión por cada 100 ft de longitud equivalente de tubería a una velocidad de 100 ft por minuto (ASHRAE, 2010).

1.7 Potencia frigorífica

La potencia frigorífica se define como la cantidad de calor que debe ser retirada del sitio a refrigerar para reducir o mantener la temperatura deseada. En un área por acondicionar, la carga térmica se debe eliminar mediante enfriamiento, el cual resulta de la suma de las cargas térmicas en las que están involucradas diferentes fuentes.

Por su parte, para mantener fría una cámara y todo lo que esté contenido en ella, es necesario extraer el calor inicial dentro de la misma y, luego, el que pueda lograr entrar, aunque se encuentre perfectamente aislada.

Según la *American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers* (ASHRAE), para el cálculo de la carga térmica en cámaras de almacenamiento de alimentos son considerados los siguientes factores:

- Transmisión de calor por la superficie
- Calor que el alimento debe perder para alcanzar la temperatura deseada
- Calor interno referente a personas
- Lámparas y equipamientos, infiltraciones de aire
- Calor de los motoventiladores y tiempo previsto de funcionamiento
- Coeficiente de seguridad

El requerimiento total de refrigeración puede establecerse como:

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{producto}} + Q_{\text{otras fuentes.}}$$

En la expresión anterior, los términos del segundo miembro tienen el significado que se presenta a continuación:

- **Q_{producto}** Representa los sumandos necesarios que tiene en consideración la potencia frigorífica por eliminar, procedente del calor sensible, del calor latente de solidificación, de las reacciones químicas del embalaje y del calor absorbido para la congelación del agua de los alimentos o productos que se desean refrigerar.
- **$Q_{\text{otras fuentes}}$** Incluye, entre otros, los flujos de calor a través de la apertura y cierre de la cámara por transmisión de paredes, suelo y techo, la refrigeración para el aire exterior que se introduce, la ventilación, las cargas térmicas debidas a ventiladores, bombas, iluminación eléctrica, personas que manipulan los productos, etc.

Como el calor generado durante las 24 horas de un día se ha de extraer en un número de horas menor que las horas de funcionamiento diario, la potencia frigorífica de la maquinaria (q) habrá de ser superior a la potencia calculada para extraer durante las 24 horas, esto tomando en cuenta que el funcionamiento neto de ciertas áreas en la planta no es de 24 horas, o considerando el deshielo de los equipos cada cierto periodo de tiempo durante el día.

1.7.1 Cálculo de potencia frigorífica

El cálculo de carga térmica total a eliminar incluye (1) carga por transmisión, que es la transferencia de calor en el espacio refrigerado a través de su superficie; (2) carga por producto, que es el calor retirado o generado por el producto que entra y que se almacena en la cámara de refrigeración; (3) carga interna, que es el calor producido por los elementos internos como son personas, luces y motores eléctricos; (4) carga por infiltración de aire, que es la entrada de calor que se asocia con entradas de aire al espacio refrigerado; (5) carga por equipos relacionados con el sistema de refrigeración y (6) factor de seguridad. Los primeros cuatro aspectos constituyen la ganancia de calor con la cual el sistema de refrigeración necesita ser provisto, el quinto consiste en todas las ganancias de calor generadas por el equipo de refrigeración directamente. La suma de estas cinco cargas representa el total de carga térmica del sistema, para la cual debe ser seleccionado el compresor (ASHRAE, 2006).

1) Carga por transmisión en paredes, piso y techo

Ganancia de calor sensible a través de paredes, piso y techo es calculada en estado estacionario de la siguiente manera:

$$Q_t = UA\Delta T \quad (6)$$

El coeficiente global de transferencia de calor U de pared, piso y techo se puede calcular de la siguiente manera:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{k_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{k_o}} \quad (7)$$

Las paredes usualmente están hechas de más de un material; por lo tanto, x/K representa la resistencia de los materiales de los cuales está formada la pared. El coeficiente para una superficie con tres materiales sería:

$$U = \frac{1}{\frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3}} \quad (8)$$

Tabla 4. Conductividad térmica (k) de aislamientos para cámaras de refrigeración y congelación (ASHRAE, 2010).

MATERIAL	k (Btu/ft ² h°F)
Poliuretano expandido (R-11)	0.15-0.18
Poliisocianurato (R-141b)	0.16
Poliestireno extruído (R-142b)	0.24
Poliestireno expandido (R-142b)	0.26
Fibra de vidrio	0.31

2) Carga por producto

Las principales cargas de refrigeración de productos introducidos y almacenados en el espacio frío son (1) calor que debe ser removido de productos recién ingresados del almacén para alcanzar la temperatura de la cámara y (2) calor generado por productos (principalmente frutas y vegetales) que ya se encuentran almacenados. La cantidad de calor que se necesita remover se puede calcular de la siguiente manera:

1. Calor removido desde la temperatura inicial hasta la temperatura inicial de congelación:

$$Q_A = mCp_1(T_1 - T_f) \quad (9)$$

2. Calor removido del producto congelado:

$$Q_B = mh_{if} \quad (10)$$

3. Calor removido desde la temperatura inicial de congelación hasta la temperatura final debajo del punto de congelación:

$$Q_C = mCp_2(T_f - T_2) \quad (11)$$

La potencia frigorífica requerida para productos recién ingresados al almacén se determina por el tiempo necesario para remover el calor y asume que el producto está expuesto totalmente para que dicho calor sea removido en ese tiempo. La ecuación es:

$$Q_p = \frac{Q_A + Q_B + Q_C}{t} \quad (12)^*$$

*La ecuación 12 sólo aplica para productos que ingresan de manera constante al almacén.

3) Carga interna

- Equipo eléctrico

Toda la energía eléctrica disipada en el espacio refrigerado (iluminación, motores, calefactores y otros equipos indirectamente del proceso) deben incluirse en el cálculo de carga térmica total.

- Montacargas

Los montacargas pueden ser aportadores grandes y variables cargas de refrigeración. Además no todos operan con el mismo nivel de energía. Por ejemplo, la energía que requiere el montacargas cuando eleva o baja sus horquillas es diferente de la que requiere para moverse.

- Equipo de proceso

Equipos de molienda, mezcla o cocción suelen estar dentro de las áreas refrigeradas de las plantas procesadoras de alimentos. Además existen equipos adicionales como de empaque, sellado o vacío. Otra carga que se incluye puede ser el aire de reposición que requieren los equipos y que extraen del aire frío del almacén.

- Personal

Las personas también forman parte de la potencia, la cantidad de la carga depende de diversos factores como la temperatura de la cámara, el tipo de trabajo que realiza el personal, la ropa que utilizan y la talla de cada persona. La potencia frigorífica de una persona se puede calcular como:

$$Q_H = 1295 - 11.5 T \quad (13)$$

Tabla 5. Equivalente de calor por ocupación(ASHRAE, 2010).

Temperatura del espacio refrigerado (°F)	Q _H (Btu/h)
50	720
40	840
30	950
20	1050
10	1200
0	1300
-10	1400

Cuando la persona ingresa por primera vez al almacén, esta trae consigo una cantidad de calor inicial elevada proveniente del exterior. Por eso cuando varias personas entran y salen continuamente del almacén, la carga que se muestra en la tabla 5 es mayor.

4) Carga por infiltración de aire

La entrada de calor por infiltración de aire así como de equipos asociados puede equivaler a más de la mitad de la carga de refrigeración total de la distribución en almacenes y aplicaciones similares.

La infiltración ocurre principalmente por la diferencia de densidades que posee el aire entre los cuartos. En un caso típico la masa de aire que fluye hacia dentro es igual a la masa de aire que fluye hacia fuera, dando como resultado cierta cantidad de aire condensado que genera humedad, para evitar esto, la cámara debe permanecer sellada. Si la cámara de refrigeración no está completamente sellada, el aire puede fluir directamente a través de la puerta. Las cargas a través de las puertas por cambio de aire se calculan:

$$Q_i = Q_r D_t D_f (1 - E) \quad (14)$$

Gosney & Olama, (1975) desarrollaron la siguiente ecuación para cambio de aire con flujo establecido:

$$Q_r = 0.795.6A (h_i - h_r) r \left(1 - \frac{i}{r}\right)^{0.5} (g a)^{0.5} F_m \quad (15)$$

En donde,

$$F_m = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{r}{i}\right)^{1/3}} \right]^{1.5} \quad (16)$$

Para un uso cíclico, irregular y constante de la puerta, el factor de tiempo de apertura de puerta se puede calcular como:

$$D_t = \frac{(nt_p + 60t_o)}{3600 t_d} \quad (17)$$

El tiempo típico t_p para puertas convencionales con apertura por cordón oscila entre 15 y 25 segundos por puerta. El tiempo para puertas de apertura rápida oscila entre 5 y 10 segundos, aunque puede ser tan baja como 3 segundos. El tiempo para t_o y t_d deben ser proporcionados por el proveedor.

El factor de flujo en puertas, D_f , es la relación de intercambio de aire real con respecto al flujo establecido completamente. Este flujo totalmente establecido se produce sólo en el caso de que una puerta se encuentre permanente abierta hacia a una gran sala o al aire libre, y donde la salida de aire frío no se vea obstaculizada. En estas condiciones, D_f es = 1.

La eficiencia de una puerta, E , es de 0,95 o superior para cualquier tipo o modelo que se acabe de instalar. Sin embargo, dependiendo del nivel de uso y el mantenimiento que se le brinde, E puede caer rápidamente a 0,8 en puertas de congeladores y de aproximadamente 0,85 para otras aplicaciones. Puertas herméticas con cordón o puertas de empuje tienen una efectividad entre 0,90 y 0,85 para congeladores y entre 0,95 y 0,90 para otras aplicaciones. La eficacia de cortinas es muy baja, con valores máximos de 0,7. Para una puerta abierta sin dispositivos, $E = 0$ en la ecuación 14.

5) Carga por equipos relacionados con el sistema de producción de frío.

Ganancias de calor asociadas con la operación de los equipos de la instalación frigorífica consisten esencialmente en lo siguiente:

- El calor que genera el motor del ventilador del evaporador, donde se utiliza la circulación de aire forzado.
- El recalentamiento donde el control de la humedad es parte del proceso de producción de frío.
- El calor de descongelación, donde el evaporador funciona a una temperatura por debajo de cero y debe ser descongelado periódicamente, independientemente de la temperatura ambiente.

El calor del motor del ventilador debe ser calculado basado en el consumo eléctrico real durante el funcionamiento. Los motores de los ventiladores de hélice son montados en la corriente de aire en muchas unidades de refrigeración debido a que el aire frío extiende el rango de potencia del motor. Por ejemplo, un motor estándar en un congelador a $-9.4\text{ }^{\circ}\text{F}$ opera un 25% mejor que lo mencionado en la placa de identificación de potencia del equipo. La ganancia de calor a partir de motores de los ventiladores debe basarse en el tiempo de operación real, es decir excepto durante el período de descongelación. Sin embargo, los ventiladores deben ser controlados con ciclos de encendido y apagado que se activan una vez que se alcanza la temperatura deseada con el fin de ahorrar energía.

La ganancia de calor del equipo es muy poca en espacios por encima de $31.5\text{ }^{\circ}\text{F}$. Cuando no existe recalentamiento u otras cargas artificiales, la ganancia de calor total del equipo representa el 5% o menos de la carga total. Sin embargo, la ganancia de calor por el equipo se convierte en una parte importante de la carga total a temperaturas de congelación. Por ejemplo, a $-22\text{ }^{\circ}\text{F}$, la contribución que se tiene a la carga total de alimentación por parte del ventilador del evaporador y la bobina de descongelación puede exceder el 15%, todo esto suponiendo que el control de la descongelación es adecuado y que el almacén no se calienta en exceso.

6) Factor de seguridad

Generalmente, la carga calculada se incrementa por un factor de seguridad del 10% que permite cubrir posibles discrepancias o errores entre los criterios de diseño y la operación real. Este factor se debe seleccionar consultando al usuario de la instalación y se debe aplicar de forma individual para cada uno de los cuatro principales segmentos de carga.

Un factor adicional que debe ser añadido, es el tiempo de deshielo del serpentín de los evaporadores. Sin embargo, existen muy pocos datos disponibles para predecir dicha ganancia. La naturaleza de la acumulación de escarcha en los serpentines de enfriamiento también afecta el rendimiento de la unidad de refrigeración y, por lo tanto, la carga de refrigeración. Una muy pequeña cantidad de escarcha se forma bajo ciertas condiciones, en particular cuando la relación de calor sensible en la habitación es menor de 1.0. Este tipo de escarcha es difícil de eliminar y tiende a disminuir la transferencia de calor a través los serpentines. La eliminación de este hielo requiere períodos frecuentes y más largos de descongelación de los evaporadores, lo que aumenta la potencia frigorífica.

1.8 Análisis Energético

Los sistemas de producción de frío con amoníaco requieren grandes cantidades de energía para su funcionamiento por lo que es necesario el planteamiento de objetivos para mejorar la eficiencia energética. Los puntos de oportunidad comunes para reducir el gasto energético y mejorar la eficiencia energética incluyen reducir las entradas de calor en los almacenes, incrementar la presión de succión, el empleo de doble aspiración, disminuir al mínimo la caída de presión en el cabezal principal de succión, el aumento de la efectividad de los condensadores evaporativos y la recuperación de calor. Estimar el ahorro de estas medidas es a menudo difícil debido a la complejidad de los equipos y controles. Sin embargo, obtener la respuesta a estas medidas es un importante primer paso para el diseño o la optimización de los sistemas reales (Mohammed, Wenning, & Kissock, 2013).

1.9 Códigos y estándares sobre el diseño y puesta en marcha de instalaciones frigoríficas

Diversos avances tecnológicos se han desarrollado en el área, sin embargo el desconocimiento sobre códigos y normas de algunos ingenieros frigoristas ha ocasionado que existan sistemas

de producción de frío sobredimensionados o con capacidades insuficientes para las aplicaciones destinadas. Estos códigos y normas son proporcionadas por asociaciones en materia frigorífica, y se usan (ahora se desarrollan) en todo el mundo. Son usados por empresas de todo tamaño -corporaciones internacionales y empresas pequeñas y medianas en países desarrollados y en vías de desarrollo- y de todo tipo, como fabricantes, propietarios de instalaciones, operadores de plantas, diseñadores, constructores, entes de inspección, compañías de seguros, institutos de investigación y gobiernos locales y nacionales. Estas últimas entidades han determinado que un código o una norma sirve de medio para cumplir objetivos relacionados con la seguridad pública, la salud o el medio ambiente dentro de sus límites jurisdiccionales.

Desde hace tiempo, estas normas sirven de medio para la transferencia tecnológica, lo que les permite a empresas de todos los tamaños competir básicamente de igual a igual en un mercado internacional; en el caso de los propietarios y de las compañías de seguros, sirven como una base para lograr mejor fiabilidad y, de esa manera, brinda un uso optimizado en servicio, lo que reduce las primas de los seguros y las pérdidas por daños; y, en el caso de los gobiernos, han servido para disminuir la carga que implica garantizarle al público seguridad y calidad de vida (ASTM, 2011).

Un estándar o norma, es un documento formal desarrollado por expertos para garantizar un nivel uniforme de productos y servicios. Diversos países adaptan normas internacionales a su situación nacional en particular, lo que trae consigo una gran ventaja sobre la introducción en el cumplimiento de parámetros más específicos y las cuales son acordadas por los mismos comités nacionales, con el objetivo de lograr una alta calidad y la seguridad en sus países(UNEP, 2014). Las normas aseguran un criterio uniforme y generalmente aceptado para fabricar, diseñar y probar una amplia selección de herramientas y sistemas mecánicos, procurando la intercambiabilidad de las piezas, lo que constituye la base misma de la producción en masa de las mercancías utilizadas en todo el mundo. Las normas no sólo proporcionan pautas técnicas comunes y universales que resultan esenciales, sino que reflejan el acuerdo general de las muchas partes interesadas respecto de procesos de ingeniería más efectivos para diseñar y probar equipos mecánicos(Skemp, 2003).

Las normas internacionales más importantes para los productos de refrigeración son establecidas por las siguientes organizaciones:

ASHRAE. La Sociedad Americana de Aire Acondicionado, Refrigeración y Calefacción es una sociedad internacional técnica dedicada a mejorar la calidad de vida a través de los avances tecnológicos relacionados a la calefacción, refrigeración, aire acondicionado y ventilación; está compuesto por más de 55,000 miembros voluntarios en más de 130 países formando 165 capítulos. Los miembros de la sociedad participan en el desarrollo de tecnología y artículos técnicos(ASHRAE, 2014).

ASME. La Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos. Es una asociación profesional, que además ha generado un código de diseño, construcción, inspección y pruebas para equipos. Entre otros, calderas y recipientes sujetos a presión. Este código tiene aceptación mundial y es usado en todo el mundo. Cuenta con la participación activa de 120,000 miembros(ASME, 2014).

ASTM. Conocida desde 2001 como la Sociedad Americana de Pruebas y Materiales, es una organización de estándares internacionales que desarrolla y publica normas técnicas voluntarias de consenso para una amplia gama de materiales, productos, sistemas y servicios (ASTM, 2014).

IIAR. El Instituto Internacional de Refrigeración con Amoniacó es una organización que sirve a aquellos que utilizan la tecnología de refrigeración industrial a través de la educación y la promoción. El Instituto promueve el uso seguro de amoniacó y otros refrigerantes naturales a través de la educación, la información y las normas(IIAR, 2014).

AHRI. El Instituto de Aire Acondicionado, Calefacción y Refrigeración es la asociación que representa a los fabricantes de equipos de aire acondicionado, calefacción y refrigeración comercial. Es el defensor de la industria con reconocimiento internacional y desarrolla estándares y certificación de desempeño para muchos de estos productos. Las 300 empresas afiliadas a AHRI suman más del 90% de los equipos fabricados y vendidos en Norteamérica en los segmentos de aire acondicionado residencial y comercial, calefacción de ambientes, calentamiento de agua y refrigeración comercial (AHRI, 2014).

ANSI. El Instituto Nacional Estadounidense de Estándares que supervisa el desarrollo de estándares para productos, servicios, procesos y sistemas en los Estados Unidos. La organización también coordina estándares del país estadounidense con estándares internacionales, de tal modo que los productos de dicho país puedan usarse en todo el mundo(ANSI, 2014).

RETA. La Asociación de Ingenieros y Técnicos en Refrigeración es una sociedad internacional de individuos y empresas que participan en el diseño, operación y servicio de sistemas de refrigeración industrial. Su propósito es formar y mostrar los beneficios para los operadores experimentados y las personas que quieren ingresar al campo(RETA, 2014).

CAPÍTULO II. METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN DE CAMPO

2.1 Planteamiento del problema y objetivos

Problema: En los últimos años, el amoniaco ha prevalecido como el refrigerante más utilizado industrialmente debido a su alta transferencia térmica y entalpía de vaporización, lo que ha permitido que las instalaciones frigoríficas funcionen con mayor capacidad a un menor costo de operación y de manera más ecológica. Diversos avances tecnológicos se han desarrollado en el área, no obstante el desconocimiento sobre códigos y normas de algunos ingenieros frigoristas ha ocasionado que existan sistemas de producción de frío sobredimensionados o con capacidades insuficientes para las aplicaciones destinadas. Estas normas son proporcionadas por asociaciones en materia frigorífica y establecen criterios para el diseño de instalaciones con la finalidad de que cumplan los requerimientos técnicos y operativos aceptables para el funcionamiento con el menor consumo energético.

Objetivo general: Proponer el rediseño de la instalación frigorífica de una planta procesadora de carne integrando dos sistemas de producción de frío para una mejora en el aprovechamiento energético e integridad mecánica del sistema desde un punto de vista termodinámico, técnico y operativo.

Objetivo particular 1: Evaluar la capacidad frigorífica instalada y en operación de la planta mediante un análisis térmico-termodinámico que permita el diagnóstico del funcionamiento de los sistemas de producción de frío.

Objetivo particular 2: Estimar la eficiencia energética de los sistemas de producción de frío a través del consumo de energía de condensadores, evaporadores y compresores para el diagnóstico de los costos de operación del sistema.

Objetivo particular 3: Analizar la instalación frigorífica desde un punto de vista técnico-operativo considerando las condiciones de los sistemas de producción de frío para la identificación de aspectos de mejora en el rediseño e integración de los mismos.

2.2 Caso de estudio

El caso de estudio es una instalación frigorífica de un centro de procesamiento y distribución de productos cárnicos localizada en Cuautitlán Izcalli, Estado de México. La instalación frigorífica de esta planta cuenta con dos sistemas de producción de frío totalmente independientes mecánicamente, uno para refrigerar las áreas que conforman la planta general y otro para el funcionamiento de un túnel de congelación; cabe recalcar que aunque son sistemas independientes, están estrechamente relacionados en la cadena productiva, puesto que el túnel de congelación es parte fundamental en el procesamiento de los productos cárnicos de la planta al congelar aproximadamente 70% del producto que ingresa para después ser canalizado a las distintas aplicaciones de baja temperatura de la planta general.

Al ser un centro de procesamiento que depende de dos sistemas de producción de frío mecánicamente independientes, se vuelve un caso de estudio especial ya que dentro del centro de procesamiento existe una relación importante entre las necesidades frigoríficas que implica que los dos sistemas tengan que operar óptimamente puesto que sin uno de los dos sería imposible para el centro de procesamiento cubrir la producción diaria demandada.

Pese a la importancia de los sistemas de producción de frío en la cadena productiva del centro de procesamiento, estos presentan características que hablando en términos mecánicos se puede decir que se encuentran desprotegidos y a simple inspección se observó un sobredimensionamiento que con el estudio pertinente nos permitió determinar las deficiencias operativas, termodinámicas y técnico-económicas del mismo.

A continuación se mencionan las variables operativas y de aplicación de frío más importantes que fueron consideradas durante el estudio:

Variables operativas: potencia frigorífica, niveles de compresión, métodos de alimentación a evaporadores, capacidad instalada y condiciones de operación de los equipos como presión y temperatura.

Factores de medición: Temperatura de bulbo húmedo y bulbo seco, temperaturas y presiones de trabajo, humedad relativa (%), dimensiones internas y externas así como consumo energético por unidad de tiempo (kWh).

Para el análisis, monitoreo y registro de las variables operativas así como factores de medición, se propusieron tres etapas metodológicas de estancia en campo la cuales fueron:

- a) Primera etapa: diagnóstico de las condiciones de trabajo de los sistemas de producción de frío.
- b) Segunda etapa: análisis energético con base en la capacidad real de trabajo y la capacidad instalada por diseño en compresión, evaporación y condensación.
- c) Tercera etapa: propuesta de mejora a los sistemas de producción de frío instalados en función a los resultados de la etapa dos.

2.3 Primera etapa: diagnóstico de las condiciones de trabajo de los dos sistemas de producción de frío mediante un análisis térmico-termodinámico:

- a) Se identificaron las distintas aplicaciones con requerimientos frigoríficos en la planta (túnel de congelación, cámaras de refrigeración, congelación y conservación de producto, áreas de proceso etc.) y se registraron las condiciones de trabajo de cada aplicación (temperatura, humedad relativa, temperatura de bulbo húmedo, temperatura de bulbo seco y punto de rocío) así como las aplicaciones que corresponden a cada uno de los dos sistemas de producción de frío.
- b) Se caracterizó el manejo de producto en cada aplicación (cantidad, envase, estiba etc.).
- c) Se realizó una recopilación de datos técnicos de los equipos y accesorios de cada sistema de producción de frío (número de compresores, condensadores, evaporadores y recipientes) así como condiciones de operación de los mismos.
- d) Se procedió a la elaboración de diagramas de flujo y de Mollier para los sistemas de producción de frío y un diagrama de las áreas frigoríficas dentro de la planta procesadora de carne.

- e) Se calculó la potencia frigorífica total de las aplicaciones frigoríficas mediante el empleo de una hoja de cálculo realizada en Excel basada en los estándares marcados por (ASHRAE); así como, las condiciones de funcionamiento del sistema identificando todos los componentes presentes y su estado de operación.
- f) Se determinó el comportamiento térmico-termodinámico de los sistemas de producción de frío.
- g) Se calculó la eficiencia termodinámica(ζ) de cada sistema de producción de frío mediante una relación entre el coeficiente de rendimiento calculado ($COP_{Calculado}$) y el coeficiente de rendimiento de Carnot (COP_{Carnot}) según Ruano Domínguez, (2011).

El coeficiente de operación de la instalación frigorífica ($COP_{Calculado}$) se determinó considerando la potencia frigorífica de todas las aplicaciones y la potencia consumida por los equipos instalados mediante la relación:

$$COP_{Calculado} = \frac{Q_T}{W}$$

$COP_{Calculado}$ es la relación entre la energía térmica absorbida (Q_T) y la potencia consumida por los equipos instalados (W).

Para analizar el resultado fue necesario partir desde un punto de comparación, por lo que se determinó el comportamiento ideal de la instalación frigorífica mediante el coeficiente de operación de Carnot (COP_{Carnot}).

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{Evap}}{T_{Cond} - T_{Evap}}$$

COP_{Carnot} es la relación entre la temperatura de evaporación (T_{Evap}) y la diferencia entre la temperatura de condensación T_{Cond} y T_{Evap} .

Para finalmente obtener el porcentaje de eficiencia termodinámica se siguió con la siguiente ecuación:

$$\zeta (\%) = \frac{COP_{Calculado}}{COP_{Carnot}} \times 100$$

2.4 Segunda etapa: análisis de aprovechamiento energético (costo-eficiencia) de los dos sistemas de producción de frío, con base en la capacidad real de trabajo y la capacidad instalada por diseño en compresión, evaporación y condensación para ambos sistemas de producción de frío.

- a) Se determinó el consumo energético según la capacidad de cada uno de los equipos instalados en compresión, evaporación y condensación del sistema de producción de frío; de esta manera, con los datos de potencia frigorífica real (obtenidos de la primera etapa) se procedió a comparar la potencia frigorífica instalada y la potencia frigorífica real necesaria en la instalación.
- b) Se calculó la eficiencia de operación (E_{op}) de los componentes de la instalación mediante la relación entre la potencia frigorífica real de las aplicaciones y la potencia instalada en cada uno de los componentes de la instalación frigorífica (Sapali, 2009):

$$(E_{op})\% = \frac{\text{Potencia frigorífica real}}{\text{Potencia frigorífica instalada}} \times 100$$

- c) Se determinó el aprovechamiento energético en ambos sistemas.
- d) Se procedió a calcular la diferencia entre los kWh de calor absorbido y los kWh consumidos según la capacidad instalada en los motores de los compresores, evaporadores y condensadores de cada sistema de producción de frío para evidenciar cualquier sobredimensionamiento que ocasione un consumo energético desproporcionado.
- e) La diferencia obtenida en el consumo de kWh representa un consumo de energía innecesario, el cual se multiplicó por las horas de trabajo al año de cada equipo y así mismo por el costo de la tarifa que corresponda al servicio que se tiene en la instalación, con la finalidad de obtener el gasto monetario que genera el uso de cada motor a dichas condiciones.

2.5 Tercera etapa: propuesta de mejora a los sistemas de producción de frío instalados en función a los resultados de la etapa dos.

Se realizaron los ajustes necesarios desde un punto de vista termodinámico y técnico operativo en una propuesta de rediseño de los sistemas de producción de frío considerando criterios de

asociaciones en materia frigorífica, con la finalidad de obtener un sistema más eficiente, lo que de llevarse a cabo resultará en la disminución de los costos de operación. Finalmente se realizó un análisis comparativo entre ambos diseños mostrando cifras que comprueban el ahorro energético que se podría alcanzar.

- a) Desde un punto de vista termodinámico se propuso producir la potencia frigorífica necesaria en las distintas aplicaciones, reduciendo el consumo de potencia de los componentes en la instalación de acuerdo a la capacidad requerida, teniendo como resultado un aumento en la eficiencia termodinámica.
- b) Para mejorar los aspectos técnicos y operativos de la instalación actual se planteó un rediseño que consiste en la integración de los dos sistemas de producción de frío con la finalidad obtener una instalación frigorífica de mayor versatilidad.
- c) Se determinó el ahorro en el consumo energético del rediseño propuesto.
- d) Se realizó la comparación general entre la instalación frigorífica actual y el rediseño propuesto.

2.6 Instrumentos de medición

Los instrumentos de medición utilizados para cada variable operativa en la investigación de campo, se indican en la tabla siguiente:

Tabla 6. Relación de los instrumentos de medición empleados.

VARIABLE OPERATIVA	EQUIPO O INSTRUMENTO	MARCA	PRECISIÓN
Temperatura de bulbo seco	Psicrómetro	Fieldpiece	$\pm 0.1 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura de bulbo húmedo	Psicrómetro	Fieldpiece	$\pm 0.1 \text{ }^\circ\text{C}$
Longitud (Dimensionamiento)	Telémetro	Bosch	$\pm 0.01 \text{ m}$
Diámetro de tuberías	Vernier	Whitworth	$\pm 0.01 \text{ mm}$

% Humedad relativa	Psicrómetro	Fieldpiece	$\pm 0.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Temperatura Producto	Termómetro Láser	IR	$\pm 0.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Velocidad del aire	Higrómetro	Testo	$\pm 0.1 \text{ m/s}$ hasta 2 m/s $\pm 0.3 \text{ m/s}$ más de 2 m/s

CAPÍTULO III. TRATAMIENTO DE DATOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

3.1 Estudio técnico del sistema de producción de frío para planta general

La instalación frigorífica en estudio tiene como finalidad dar servicio a las aplicaciones de un centro de procesamiento y distribución de productos cárnicos, la cual se localiza en Cuautitlán Izcalli, Estado de México. La instalación frigorífica de esta planta está compuesta por dos sistemas de producción de frío totalmente independientes mecánicamente, uno para dar servicio a las áreas de planta general y otro para un túnel de congelación. Para este estudio se analizará cada punto en específico por sistema de producción de frío; para finalmente realizar la comparativa entre la mejor forma de operar.

3.1.1 Primera etapa: diagnóstico de las condiciones de trabajo del sistema de producción de frío de planta general mediante un análisis térmico-termodinámico.

a) Áreas identificadas, componentes y condiciones de operación de la instalación y centro de procesamiento:

La planta está compuesta por 20 áreas con requerimientos frigoríficos, de las cuales dieciséis trabajan a temperatura de refrigeración (mayor a 32°F), dos (congelador vísceras y congelador despacho) operan a temperatura de congelación (1.4°F) y otras dos (detector de metales y acondicionamiento a túnel de congelación) operan sin evaporadores en funcionamiento; esto debido a que el equipo para detección de metales sufriría daños al exponerse a bajas temperaturas y a que la temperatura del túnel de congelación mantiene fría el área en donde se aloja.

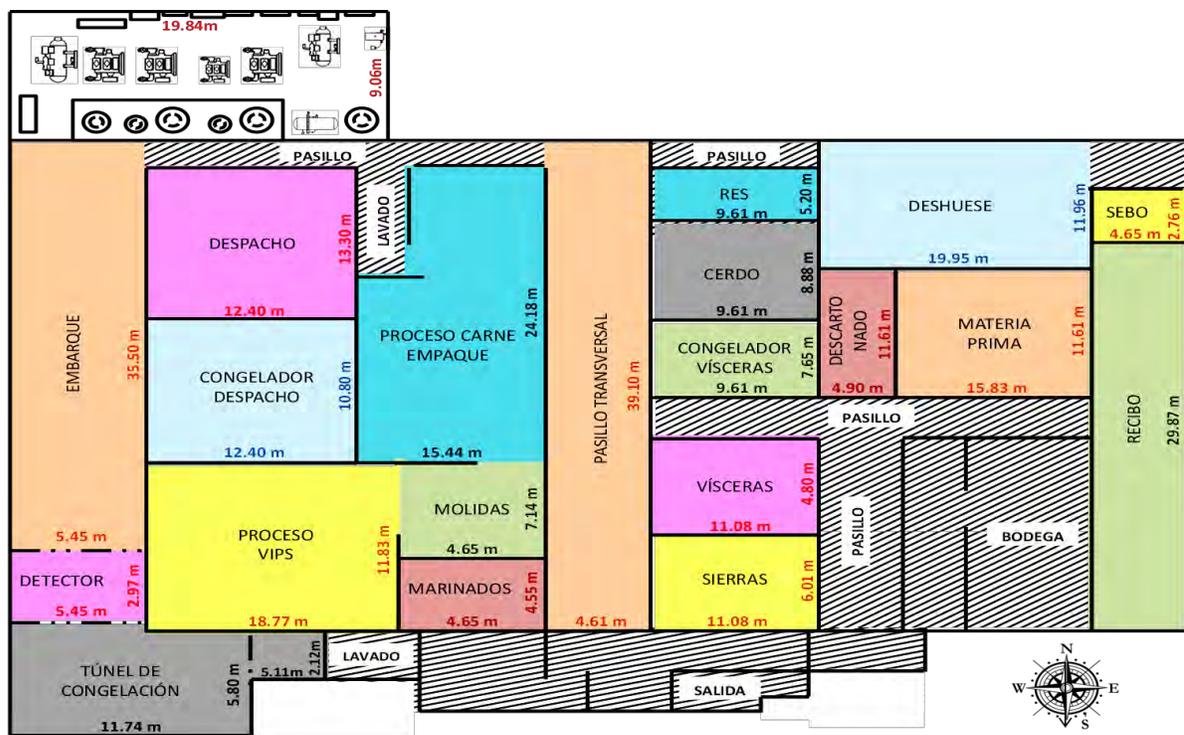


Figura 23. Plano de distribución de áreas en la planta

En la tabla 7 se muestran las temperaturas de operación de cada área con su respectiva temperatura de evaporación, las horas que trabaja cada una y la cantidad de personas en el interior.

Tabla 7. Condiciones de operación en cada aplicación frigorífica de planta general.

Aplicación	T aplicación (°F)	T ₀ (°F)	ΔT (°F)	Horas de operación (h/día)	Personas laborando en el interior al día
Congelador Visceras	1.4	-9.4	10.8	22	4
Congelador Despacho	1.4	-7.6	9.0	22	6
Materia Prima	34.9	29.3	5.6	22	5
Deshuese	36.0	32.4	3.6	10	8
Res	37.4	31.1	6.3	22	2
Cerdo	37.4	32.4	5.0	22	2
Despacho	37.4	33.8	3.6	22	10
Recibo	38.7	34.2	4.5	10	10
Visceras	38.8	33.8	5.0	10	10
Descartonado	39.2	32.7	6.5	10	5

Proceso Vips	39.2	33.4	5.8	10	25
Molidas	39.2	33.4	5.8	10	5
Sebo	39.2	33.8	5.4	10	1
Marinados	39.2	33.8	5.4	10	2
Sierras	39.2	34.2	5.0	10	7
Proceso Carne	41.4	35.6	5.8	10	50
Embarque	46.4	35.6	10.8	10	15
Pasillo	47.3	39.2	8.1	10	15
Área Túnel de Congelación	30.9	-	-	-	2

b) Especificaciones técnicas y condiciones de operación de los equipos instalados en compresión, condensación y evaporación del sistema de producción de frío de planta general.



Figura 24. Distribución de equipos en cuarto de máquinas.

Las especificaciones técnicas de los equipos que componen el sistema en compresión, evaporación y condensación permiten conocer las capacidades de los mismos para una determinada condición, en este caso a la que opera el sistema, tabla 8. En la tabla 9, 10 y 11 se presentan las especificaciones técnicas de los equipos instalados en compresión, condensación y evaporación respectivamente del sistema de planta general. Estos datos fueron

necesarios para determinar la capacidad total instalada en el sistema y elaboración de los respectivos diagramas.

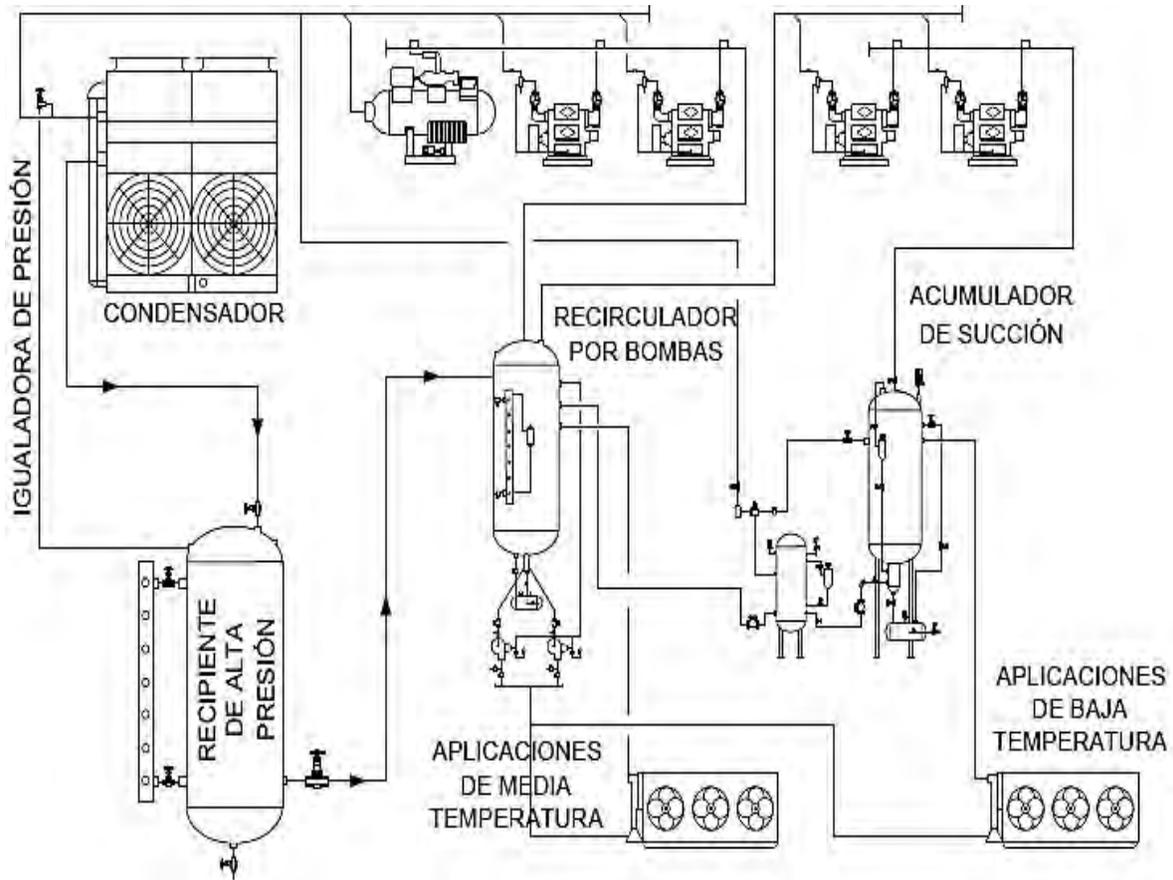


Figura 25. Diagrama de flujo del sistema de producción de frío de planta general. (Ver diagrama de flujo a detalle en apéndice III).

Tabla 8. Especificaciones técnicas de los compresores instalados en el sistema de planta general según las condiciones de operación.

MARCA	MYCOM	MYCOM	MYCOM	MYCOM	VILTER
Modelo	4A <i>Booster</i>	4B <i>Booster</i>	6B	8B	VSS-751
Ts(°F)	-9.4	-9.4	15.5	15.5	15.5
Ps(Psig)	13.07	13.07	29.10	29.10	29.10
Td(°F)	15.5	15.5	86.0	86.0	86.0
Pd (Psig)	29.10	29.10	154.50	154.50	154.50

Capacidad (TR)	13.44	26.01	79.80	106.50	301.57
Consumo (BHP)	14.82	21.75	90.10	120.10	283.52
Motor (HP)	20	40	100	150	300
Consumo de potencia real en operación (kW)	14.155	28.31	70.775	111.75	134.95

Tabla 9. Especificaciones técnicas del condensador evaporativo utilizado en el sistema de planta general.

MARCA	BALTIMORE AIRCOIL (BAC)
Modelo	VCA-464
Tipo	Axial
Motor (HP)	(2) 10
Motobomba (HP)	5
Capacidad (TR)	366.72
Tbh (°F)	66
Tc (°F)	86
Pc (Psig)	154.5
GPM (agua)	500
Flujo de aire (CFM)	62800

Tabla 10. Especificaciones técnicas de los evaporadores instalados en el sistema de planta general.

Aplicación	Número de Evaporadores	Capacidad Instalada (TR)	Motores (HP)
Deshuese	4	34.41	6.00
Res	1	7.40	2.25
Cerdo	1	8.603	1.50

Descartonado	1	8.603	1.50
Materia Prima	2	14.80	1.50
Recibo	4	29.6	2.00
Sebo	1	7.40	0.75
Vísceras	1	8.603	2.25
Sierras	1	8.603	1.50
Marinados	1	8.603	1.50
Proceso Vips	3	25.809	4.50
Molidas	1	5.0	1.00
Proceso Carne	6	8.603	9.00
Pasillo Gral.	2	14.80	1.00
Embarque	2	18.50	3.00
Despacho	2	14.50	1.50
Detector de Metales	2	7.40	4.00
Área del Túnel de Congelación	2	7.40	4.00
Congelador Vísceras	2	14.80	4.00
Congelador Despacho	2	14.80	4.00
TOTAL	39	268.237	50.8

Los datos anteriores recopilados son necesarios para conocer la capacidad instalada, misma que será comparada con la capacidad requerida según las necesidades frigoríficas de la planta para estimar el aprovechamiento energético, eficiencia termodinámica y mejoras en la operación del sistema.

c) Potencia frigorífica en las aplicaciones de planta general(ver memoria de cálculo en apéndice 2).

El cálculo de la potencia frigorífica total que se tiene en cada aplicación frigorífica se realizó mediante una memoria de cálculo basada en la metodología propuesta porASHRAE, (2006)que considera cuatro fuentes de calor:carga por transmisión en paredes, piso y techo; carga por producto, carga por componentes en el interior y carga por infiltración de aire. Se considera un

factor de corrección del 10% que permite cubrir posibles errores entre los criterios de diseño y la operación real.

Se obtuvieron los parámetros necesarios para determinar la cantidad de calor a retirar en cada área, y a través de un formato (apéndice 3) se realizó la captura de los datos. Finalmente, se determinó la potencia frigorífica en cada área empleando una memoria de cálculo elaborada en el programa Excel. Los resultados se presentan en la tabla 11.

Tabla 11. Potencia frigorífica por aplicación de planta general

APLICACIÓN	Q₀ (TR)	VOLUMEN POR APLICACIÓN (ft³)
Proceso Carne	15.78	60911.68
Congelador Vísceras	10.06	11994.60
Congelador Despacho	9.93	21849.50
Proceso Vips	9.14	36228.19
Deshuese	8.62	38928.70
Pasillo	7.81	29408.59
Embarque	6.98	31565.96
Sierras	6.31	10864.54
Materia Prima	6.12	29985.27
Vísceras	5.83	8677.15
Recibo	5.64	22661.38
Despacho	4.52	26907.25
Cerdo	3.25	13923.13
Res	3.16	8153.08
Descartonado	3.16	9281.74
Molidas	3.06	5416.91
Acondicionamiento a túnel de congelación	2.91	14998.82
Marinados	2.45	3452.00
Sebo	1.23	2093.80
Detector de metales	0.81	2640.83
TOTAL	113.06	-

- Equipos en compresión para producir la potencia frigorífica.

Como se mencionó anteriormente el sistema de producción de frío para la planta general está compuesto por cinco compresores los cuales no operan al mismo tiempo debido a que las necesidades frigoríficas de la planta general en cuanto a compresión, pueden ser cubiertas operando el sistema de dos maneras distintas; esto quiere decir que en planta general podemos alternar la operación de los compresores de modo que siempre permanecerán equipos fuera de operación.

Las dos formas de alternar los equipos en compresión, son:

- 1) Compresor MYCOM 4B (booster), MYCOM 6B y MYCOM 8B.
- 2) Compresor MYCOM 4B (booster), VILTER VSS-751.

El sistema de producción de frío consiste en dos etapas de compresión, donde el refrigerante líquido alimenta a todos los evaporadores desde un recipiente de presión intermedia, mismo que actúa como interenfriador y recirculador por bombas. El vapor refrigerante que retorna de todos los evaporadores exceptuando las dos aplicaciones de congelación (congelador de vísceras y congelador despacho) es dirigido al recipiente de presión intermedia siendo comprimido en una sola etapa mientras que en las aplicaciones de congelación el refrigerante fluye hacia un acumulador de succión con trampa Phillips, donde es comprimido en dos etapas. El refrigerante en la mayoría de las aplicaciones sigue un ciclo de compresión en una sola etapa, por lo que la relación de compresión en los equipos instalados en segunda etapa, es mayor con respecto a los instalados en la etapa de baja presión.

Los compresores MYCOM N-4A, NW-6B y NWV 8B se encuentran fuera de operación, lo que indica que la potencia frigorífica es generada por el compresor MYCOM N-4B en baja presión y el compresor marca VILTER para las aplicaciones que retornan al recipiente de presión intermedia.

- Equipo de condensación para eliminar calor de rechazo

Para la licuefacción del amoniaco se instaló un condensador evaporativo marca **BAC** modelo VCA-464A el cual cuenta con un variador de frecuencia en un motor de sus ventiladores con lo

que se hace posible que este equipo module su carga conforme las diferencias en el calor de rechazo.

- Evaporadores en el sistema de refrigeración

Para evaporar el amoniaco y extraer el calor de las aplicaciones, el sistema de planta general está compuesto por 39 evaporadores marca **GUNTNER** los cuales en áreas de proceso son de tipo sombrilla (por su tiro de aire) y en enfriamiento de cámaras tipo tiro forzado.

- Sistema general de producción de frío

Para recibir el líquido de alta presión se utiliza un recipiente de presión constante que opera como recipiente de alta presión, esto debido a la inhabilitación del recipiente piloto y al cierre de la válvula reguladora de presión que tenía la finalidad de descargar el excedente de vapor al recipiente de presión intermedia para mantener la presión constante.

El refrigerante en la trampa Phillips es descargado al recipiente de presión intermedia.

El sistema de deshielo es por medio de gas caliente, proveniente de la descarga de los compresores en segunda etapa.

En el área de procesamiento de carne se tiene la mayor carga térmica de refrigeración (15.78 TR) representando el 17% de la carga que debe abatir el compresor VILTER, considerando únicamente las áreas que operan a temperaturas de refrigeración, es decir, excluyendo el calor de rechazo a segunda etapa de los compresores de primera etapa. Esto se debe principalmente a tres factores, el primero es la cantidad de personas que laboran en el interior, ya que es el área con mayor número de personas laborando con un aproximado de cincuenta; el segundo, se atribuye a que es el área de mayor tamaño en la instalación y se encuentra seguida al pasillo, que es el área de mayor temperatura, por lo tanto la carga por transmisión en paredes es elevada; y el tercero, se debe a que dentro del área se confinan equipos con motores eléctricos utilizados durante el proceso como; bandas transportadoras, empacadoras, básculas y selladoras) cuya suma de motores es de 12 HP y trabajan durante ocho horas diarias. Aunado a esto, es el área con mayor número de evaporadores siendo un total de 6, lo cual representa una carga extra por cada motor para funcionamiento de ventiladores.

La carga de producto en la mayor parte de las áreas de proceso se despreció ya que entra a las aplicaciones a temperatura de congelación, inclusive algunas veces a una temperatura más baja que la temperatura de la misma área, además de que el tiempo de permanencia del producto fue corto (una hora aproximadamente). Esto no sucedió del mismo modo en áreas como los congeladores, despacho, área de materia prima y cámaras de res y cerdo, donde la mayor parte de los días existe producto almacenado perdiendo calor.

Para el cálculo de potencia frigorífica se consideró la zona de detección de metales y el acondicionamiento a túnel de congelación, ya que el aire proveniente del túnel de congelación se utiliza como medio de enfriamiento del espacio en el que se encuentra, por lo que el calor existente en estas dos zonas repercute en la eficiencia del equipo al sumarse dichas toneladas de refrigeración a la carga que los evaporadores del congelador deben abatir.

La potencia frigorífica total de planta general es de 113.06 TR, de las cuales 93.06 TR provienen de las aplicaciones de media temperatura, mientras que 20 TR son generadas por las dos aplicaciones de baja temperatura.

d) Cálculo de la eficiencia termodinámica del sistema de producción de frío para planta general.

Se determinaron los coeficientes de operación de la instalación frigorífica considerando la potencia frigorífica de todas las aplicaciones y la potencia consumida por los equipos instalados en compresión a las distintas formas de operar; así como el coeficiente de operación de Carnot para el cálculo de la eficiencia termodinámica (ϵ) de la siguiente forma:

- *Considerando la primera forma de operar:*

1) Compresor MYCOM 4B (booster), MYCOM 6B y MYCOM 8B.

Consumo de potencia total en compresores: 275.5 HP (210.835 kW)

Potencia frigorífica por aplicaciones: 113.06 TR (397.61 kW)

$$COP_{Calculado} = \frac{397.61 \text{ kW}}{210.835 \text{ kW}} = 1.885$$

Cálculo del coeficiente de operación de Carnot:

Tevap: -9.4 °F (250.15 K)

Tcond: 86°F (303.15 K)

$$COP_{Carnot} = \frac{250.15}{303.15 - 250.15} = 4.71$$

Cálculo de la eficiencia termodinámica (ε):

$$\varepsilon = \frac{1.885}{4.71} \times 100 = 40.02 \%$$

- *Considerando la segunda forma de operar:*

2) Compresor MYCOM 4B (booster), VILTER VSS-751.

Consumo de potencia total en compresores: 219.145 HP (163.27 kW)

Potencia frigorífica por aplicaciones: 113.06 TR (397.61 kW)

$$COP_{Calculado} = \frac{397.61 \text{ kW}}{163.27 \text{ kW}} = 2.435$$

Tevap: -9.4 °F (250.15 K)

Tcond: 86°F (303.15 K)

$$COP_{Carnot} = \frac{250.15}{303.15 - 250.15} = 4.71$$

Cálculo de la eficiencia termodinámica (ε):

$$\varepsilon = \frac{2.435}{4.71} \times 100 = 51.69 \%$$

El coeficiente de rendimiento en un ciclo de refrigeración se utiliza para interpretar la eficiencia termodinámica y se expresa como la relación entre la potencia frigorífica absorbida de las aplicaciones y la energía equivalente suministrada en el compresor.

Según la información proporcionada por la compañía japonesa fabricante de compresores MAYEKAWA DE MÉXICO S.A. DE C.V. a una temperatura de evaporación de (-9.4 °F), idealmente (sin considerar caídas de presión y subenfriamiento) se requiere 1 kW de potencia en compresión, para retirar 2.834 kW de potencia frigorífica, con estos valores obtendríamos una eficiencia termodinámica del 60.16%.

Bajo esta consigna se esperó que la eficiencia termodinámica en el sistema de planta general se acercara al 60%, dado que en las dos formas de operar estamos por debajo del valor esperado en eficiencia termodinámica; sería importante plantear una propuesta que se acerque al resultado esperado.

La tabla 12 muestra el coeficiente de rendimiento al que operan los sistemas así como la eficiencia termodinámica.

Tabla 12. COP y eficiencia termodinámica en el sistema de producción de frío para planta general.

SISTEMA	COMPRESORES EN OPERACIÓN	COP_{Calculado}	COP_{Carnot}	Σ (%)
Planta General	MYCOM 4B, MYCOM 6B & MYCOM 8B	1.885	4.71	40.02
Planta General	MYCOM 4B, VILTER	2.435	4.71	51.69

Ya que existen distintos aspectos que podrían mejorarse para aumentar la eficiencia termodinámica, se propondrá un rediseño de la instalación frigorífica en la etapa 3.

3.1.2 Segunda etapa: análisis de aprovechamiento energético (costo-eficiencia) del sistema de producción de frío para planta general, con base en la capacidad real de trabajo y la capacidad instalada por diseño en compresión, evaporación y condensación para ambos sistemas de producción de frío.

La potencia frigorífica de las aplicaciones es un parámetro importante para el dimensionamiento de cada uno de los componentes de la instalación. En esta etapa se determinará si la capacidad frigorífica instalada en el sistema de producción de frío es adecuada para la potencia frigorífica calculada a la que opera la instalación.

a) Cálculo de la eficiencia operativa en componentes de la instalación

La tabla 13 presenta una comparación entre la potencia frigorífica calculada y la capacidad instalada en el sistema de compresión del sistema de planta general.

Tabla 13. Potencia frigorífica y capacidad de compresión instalada en cada aplicación.

Nivel	Compresor	Capacidad (TR)	Q ₀ (TR)
Compresores de primera etapa	Mycom 4A	13.44	20.00
	Mycom 4B	26.01	
Compresores de segunda etapa	Mycom 6B	79.80	93.06 + Calor de Compresión 1era Etapa (47.205): 140.26 TR
	Mycom 8B	106.50	
	Vilter	301.57	
Total		527.32	160.26

Instalar un equipo de compresión con una capacidad superior a la requerida ocasiona un excesivo consumo de energía y un alto costo de inversión inicial. Para determinar el costo y aprovechamiento de la capacidad; se procede a calcular la eficiencia de operación de los equipos obteniendo los siguientes resultados:

Eficiencia de operación del total de los equipos instalados en compresión:

Capacidad instalada en compresión: 527 TR

Potencia frigorífica requerida: 160.26 TR

$$(Eop) = \frac{160.26 TR}{527.32 TR} \times 100$$

$$(Eop) = 30.39 \%$$

Esto significa que el total de la capacidad instalada en compresión equivale a 3.4 veces la capacidad requerida, lo que ocasiona que el compresor **MYCOM 4A** permanezca fuera de operación y que los compresores **MYCOM 6B Y 8B** en segunda etapa estén completamente detenidos cuando el compresor **VILTER** se encuentra en operación o viceversa.

Si se considera la operación únicamente de un compresor en primera etapa (**MYCOM 4B**) y en segunda etapa dos compresores (**MYCOM 6B & MYCOM 8B**), la eficiencia operativa es la siguiente:

Capacidad en compresión: 212.31 TR

Potencia frigorífica requerida: 113.06 TR + 24.612 TR (Calor de rechazo a segunda etapa por compresor MYCOM 4B) = 137.672 TR

$$(Eop) = \frac{137.672 TR}{212.31 TR} \times 100$$

$$(Eop) = 64.87 \%$$

Operando de esta manera se puede abatir los requerimientos frigoríficos de toda la planta, lo que dejaría fuera de operación al compresor **MYCOM 4A**, y al compresor **VILTER**.

Si se alterna el modo de operar y se trabaja con los compresores **MYCOM 4B** y **VILTER**, la eficiencia de operación es la siguiente:

Capacidad en compresión: 327.58 TR

Potencia frigorífica requerida: 137.672 TR

$$(Eop) = \frac{137.672 TR}{327.58 TR} \times 100$$

$$(Eop) = 42.02 \%$$

El compresor **VILTER** la mayoría del tiempo trabaja individualmente en segunda etapa y debido a su desplazamiento volumétrico, opera por debajo del 50% de su capacidad a 1800 revoluciones por minuto.

Los equipos de compresión de vapor en una instalación frigorífica son un factor importante ya que representan el mayor consumo energético en comparación a otros componentes del sistema de producción de frío, por lo que un sobredimensionamiento en éstos, se reflejará en un excesivo costo monetario disminuyendo la rentabilidad del giro principal.

En evaporadores se presenta un comportamiento similar; un evaporador debe ser seleccionado conforme a la tasa de calor que debe retirarse por aplicación frigorífica; en estos equipos un sobredimensionamiento conlleva a una pérdida de eficiencia operativa que genera un gasto innecesario por el consumo de energía de los motores que lo componen.

La tabla 14 presenta una comparación entre la potencia frigorífica calculada y la capacidad instalada en evaporación en el sistema de planta general.

Tabla 14. Potencia frigorífica y capacidad de evaporación instalada en cada aplicación.

APLICACIÓN	Q₀ (TR)	NÚMERO DE EVAPORADORES	CAPACIDAD INSTALADA (TR)
Deshuese	8.62	4	34.41
Res	3.16	1	7.40
Cerdo	3.25	1	8.60
Descartonado	3.16	1	8.60
Materia Prima	6.12	2	14.80
Recibo	5.64	4	29.60
Sebo	1.23	1	7.40
Vísceras	5.83	1	8.60
Sierras	6.31	1	8.60
Marinados	2.45	1	8.60
Proceso Vips	9.14	3	25.81
Molidas	3.06	1	5.00
Proceso Carne	15.78	6	8.60
Pasillo Gral.	7.81	2	14.80
Embarque	6.98	2	18.50
Despacho	4.52	2	14.50

Detector de Metales	0.81	1	7.40
Área del Túnel de Congelación	2.91	1	7.40
Congelador Visceras	10.06	2	14.80
Congelador Despacho	9.93	2	14.80
Total	113.06	39	268.24

Del cálculo de la eficiencia de operación (E_{op}) en evaporadores, se obtienen los siguientes resultados:

Potencia frigorífica en aplicaciones: 113.06 TR

Capacidad instalada en evaporación: 268.24 TR

$$(E_{op})_{evap} = \frac{113.06 \text{ TR}}{268.24 \text{ TR}} \times 100$$

$$(E_{op})_{evap} = 42.148 \%$$

Según la potencia frigorífica calculada; a las condiciones actuales, la planta opera al 42.14% de su capacidad en evaporación.

La instalación frigorífica para planta general presenta una potencia frigorífica total de 113.06 TR; para abatir esta carga en evaporación se encuentran instalados un total de 39 evaporadores con una capacidad total de 268.23 TR, esto significa que se tienen alrededor de 150 TR sobrantes y un número innecesario de motores en operación.

Para el análisis del condensador se utilizó el mismo principio, donde se determinó la relación entre la capacidad instalada por diseño en el condensador y la capacidad requerida por el sistema de producción de frío, es decir, el calor de rechazo del mismo.

En la tabla 15 se presentan las capacidades en condensación, donde se hace mención de la capacidad instalada según especificaciones de condensador BAC, capacidad requerida, y diferencia entre ambos.

Tabla 15. Comparación entre la capacidad requerida en el condensador y la capacidad instalada en el mismo.

EQUIPO	CAPACIDAD INSTALADA (TR)	CAPACIDAD REQUERIDA (TR)	DIFERENCIA (TR)
Condensador Evaporativo	366.72	204.839	161.88

Para determinar la eficiencia de operación (E_{op}) al total de la capacidad, se procede:

Potencia frigorífica en aplicaciones: 113.06 TR

Calor de rechazo total por motores a condensador: 91.779 TR

Capacidad instalada en condensación: 366.72 TR

$$(E_{op})_{cond} = \frac{204.839 \text{ TR}}{366.72 \text{ TR}} \times 100$$

$$(E_{op})_{cond} = 55.85\%$$

Cuando la planta opera a su máxima capacidad, es decir, suponiendo que todos los compresores se encuentran activos y la potencia frigorífica de las aplicaciones esta al máximo; el condensador opera al 55.85% de su capacidad total.

Como se observa en lo puntos anteriores, existe un sobredimensionamiento en el sistema de refrigeración de planta general, donde principalmente los compresores, evaporadores y condensador; generan continuamente un consumo energético excesivo para abatir la carga térmica con la que actualmente se opera.

b) Cálculo de los costos de operación del sistema de producción de frío para planta general según aprovechamiento energético:

En los equipos de compresión se consideran 24 horas de operación al día, un trabajo mensual de 28 días y de 12 meses al año. El costo del kWh en la zona centro del país para alta tensión en horas intermedias es de \$1.32 según la Comisión Federal de Electricidad (CFE).

Los datos de las características de los compresores de primera y segunda etapa se presentan en la tabla 8, mientras que el consumo de energía y el costo de operación se presentan en la tabla 16 y 17 respectivamente.

Tabla 16. Consumo de energía por unidad de tiempo en compresores; a las distintas formas de operar.

SISTEMA	COMPRESORES EN OPERACIÓN	kWh	kW/día	kW/mes	kW/año
Planta General	MYCOM 4B, MYCOM 6B & MYCOM 8B	205.25	4925.94	137,926.0	1,655,115.1
Planta General	MYCOM 4B, VILTER	163.26	3918.24	109,710.7	1,316,528.4

Tabla 17. Costo (pesos) de operación por unidad de tiempo en compresores; a las distintas maneras de operar.

SISTEMA	COMPRESORES EN OPERACIÓN	Costo (\$)/h	Costo (\$)/día	Costo (\$)/mes	Costo (\$)/año
Planta General	MYCOM 4B, MYCOM 6B & MYCOM 8B	270.93	6,502.24	182,064.93	2,184,779.5
Planta General	MYCOM 4B, VILTER	215.50	5,172.07	144,818.1	1,737,817.8

En este caso se observa un gasto anual innecesario por consumo de energía en compresión de **\$446,961.7** correspondiente a operar de una forma u otra. Esta cantidad es elevada aun cuando la diferencia entre las dos propuestas de compresores tan sólo es 50 HP. A pesar de que en la inversión, el gasto más fuerte fue la adquisición del compresor de tornillo (**VILTER**) que no era necesario considerando que los dos compresores reciprocantes con los que la planta

contaba eran capaces de abatir la carga necesaria, el ahorro en consumo energético ha permitido que se recupere la inversión, aunado a que al alternar la operación entre el compresor **VILTER** y los compresores **MYCOM 6B & 8B**, se protege la integridad del sistema y permite realizar los mantenimientos constantes.

Si se considera este compresor como una inversión inicial innecesaria, se tiene como resultado un gasto inicial extra de **\$2,475,000.00**; pero considerando el ahorro anual que este compresor nos genera debido a su variador de frecuencia, la inversión por este equipo se recupera en un año y once meses.

En cuanto a evaporadores, después de realizar el análisis térmico-termodinámico, más adelante en la tabla 33 se comparan los resultados de la capacidad requerida y la capacidad instalada considerando que se requiere inhabilitar evaporadores en exceso.

Con estos resultados y considerando los modelos de todos los evaporadores, fue posible determinar la capacidad de los motores con los que cuentan los evaporadores como se mostrará en la tabla 36, la cual muestra que la capacidad instalada excede en casi un 62% al consumo de energía para propiciar la capacidad que realmente se necesita.

Se consideran las horas de operación diaria de cada aplicación de la tabla 7, un trabajo mensual de 24 días según las horas de cada aplicación y 12 meses al año. El costo del kWh en la zona centro del país para alta tensión en horas intermedias es de \$1.32 según la Comisión Federal de Electricidad (CFE).

Operar la instalación con motores en exceso, genera un gasto anual innecesario por consumo de energía en evaporación.

Tabla 18. Costo de consumo de energía por unidad de tiempo en evaporadores instalados en sistema de planta general.

Evaporadores	Consumo energético	kW/h	kW/día	kW/mes	kW/año
			37.84	499.25	11981.91
Instalados	Costo (\$)	49.95	659.00	15816.12	189,793.42

En cuanto al condensador evaporativo **BAC**, el consumo energético aun encontrándose sobredimensionado, no es significativo, ya que cada ventilador cuenta con variador de frecuencia que representa un ahorro real de energía en el motor. En este caso el análisis se refiere únicamente a la inversión inicial, ya que se podría haber considerado adquirir un condensador tres veces más pequeño. El costo del condensador evaporativo BAC modelo VCA-464A es de **\$962,500.00** mientras que un modelo VCA-154A (con capacidad de 170 TR a las mismas condiciones) tiene un costo de **\$618,750.00**. Por lo que el gasto innecesario inicial fue de **\$343,750.00** sin considerar los variadores de frecuencia.

3.2 Estudio técnico del sistema de producción de frío para el túnel de congelación.

3.2.1 Primera etapa: diagnóstico de las condiciones de trabajo del sistema de producción de frío para el túnel de congelación:

a) Áreas identificadas, componentes y condiciones de operación de la instalación y centro de procesamiento:

Según la *figura 23. Plano de distribución de áreas en planta*; el túnel de congelación se encuentra en los límites de la zona suroeste de la planta en el área denominada túnel de congelación.

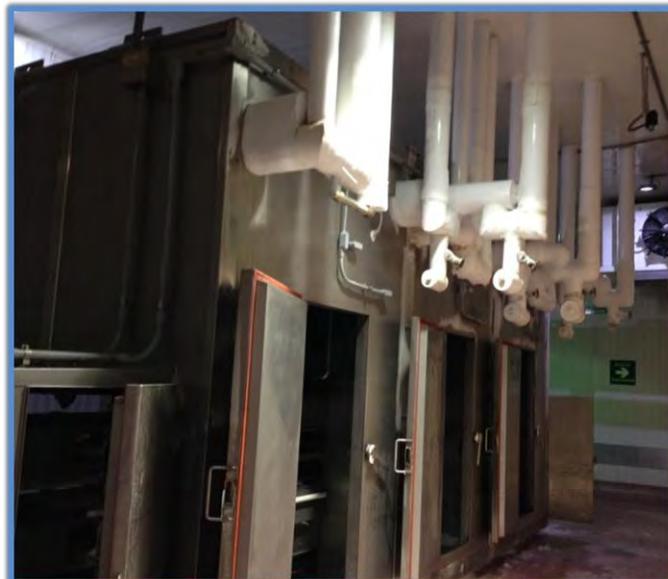


Figura 26. Fotografía en campo del túnel de congelación de tres módulos ROSS.

El túnel de congelación funciona con un sistema de producción de frío independiente al de planta general y opera al total de su capacidad congelando aproximadamente el 70% de producto que se destina a otras áreas.

El sistema de producción de frío para el túnel de congelación está compuesto por un compresor marca **FRICK** tipo tornillo, un condensador **EVAPCO** tipo evaporativo y tres evaporadores distribuidos en tres módulos de congelación, además de los recipientes y válvulas correspondientes.

En la tabla 19 se muestran las temperaturas de operación del túnel de congelación con su respectiva temperatura de evaporación, las horas que trabaja y las personas que laboran en el interior.

Tabla 19. Condiciones de operación del túnel de congelación.

Aplicación	T aplicación (°F)	T ₀ (°F)	ΔT (°F)	Horas de operación (h/día)	Personas laborando en el interior al día
Túnel de Congelación	-40.0	-41.0	1.0	22	0

b) Especificaciones técnicas y condiciones de operación de los equipos instalados en compresión, condensación y evaporación del túnel de congelación.

Para dar servicio al túnel de congelación marca: ROSS con una temperatura de evaporación de -40°F se utiliza sólo un compresor tipo tornillo marca FRICK modelo RXB-134. El compresor tiene un termosifón como método de enfriamiento de aceite y el deshielo de los evaporadores se realiza mediante gas caliente proveniente del recipiente termosifón. El método de alimentación a los evaporadores del túnel de congelación es mediante un recirculador por bombas. Para purgar el aire infiltrado ocasionado por operar a presiones por debajo de la presión atmosférica se utiliza un purgador de gases incondensables marca HANSEN.

En la figura 27. Se observa el diagrama de flujo de los componentes de producción de frío.

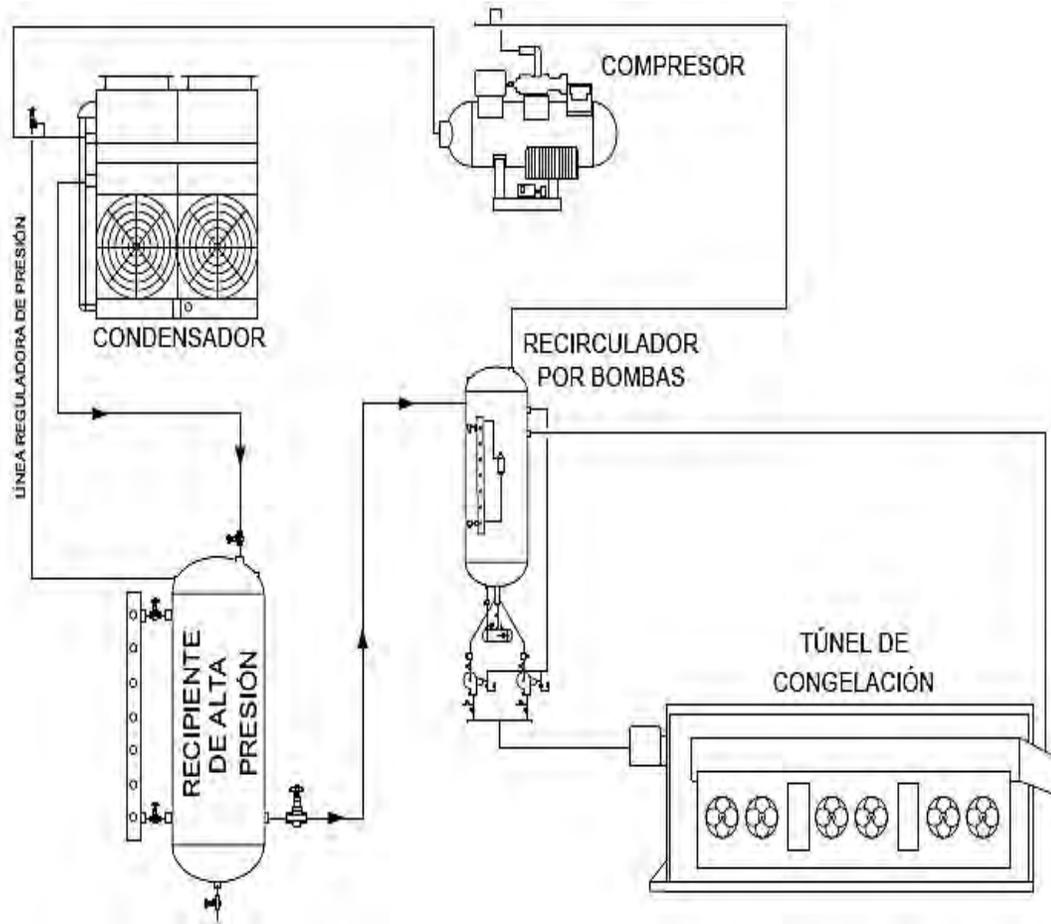


Figura 27. Diagrama de flujo del sistema de producción de frío para túnel de congelación.
(Ver diagrama de flujo a detalle en apéndice IV).

Tabla 20. Características del compresor y condensador evaporativo utilizados en el sistema del túnel de congelación.

COMPRESOR		CONDENSADOR EVAPORATIVO	
Marca	FRICK	Marca	EVAPCO
Modelo	RXB-134	Modelo	ATC-120B
T succión (°F)	-40.0	Tipo	Axial
P succión (Psig)	8.7 mmHg	Motor (HP)	(2) 3
T descarga (°F)	84.5	Motobomba (HP)	1
P descarga (Psig)	150.50	Capacidad (TR)	96

Capacidad (TR)	51.3	T bulbo húmedo (°F)	66
Consumo (BHP)	185.20	T condensación (°F)	86
Motor (HP)	200.00	P condensación (Psig)	154.5
v (RPM)	3550	GPM (agua)	200
		Flujo de aire (CFM)	19100

Tabla 21. Especificaciones técnicas del túnel de congelación.

TÚNEL DE CONGELACIÓN	
Marca	ROSS
Modelo	TC-700
No. Módulos	3
Lb(Producto)/h/módulo	700

c) Potencia frigorífica en el túnel de congelación(ver memoria de cálculo en apéndice 2).

Para el cálculo de la potencia frigorífica total que se tiene en el túnel de congelación, se utilizó la misma memoria de cálculo empleada para el cálculo de la potencia frigorífica de planta general basada en la metodología propuesta por ASHRAE, (2006).

Se obtuvieron los parámetros necesarios para determinar la cantidad de calor a retirar en cada módulo del túnel de congelación y a través del formato en el apéndice 1 se realizó la captura de los datos. Los resultados de la potencia frigorífica calculada se presentan en la tabla 22.

Tabla 22. Potencia frigorífica en túnel de congelación

APLICACIÓN	MÓDULOS DE CONGELACIÓN	Q₀ (TR)/MÓDULO
Túnel de congelación	3	20.6
TOTAL		62

El sistema opera tres turnos por día, seis días a la semana, lo que implica que el sistema de producción de frío permanezca en constante mantenimiento para asegurar óptimas condiciones de operación, esto es un problema ya que no se cuenta con un compresor de reserva para sustituir el compresor instalado; es decir si se llegase a presentar alguna avería se detendría la producción; aunado a que no es posible realizar un mantenimiento mayor que conlleva alrededor de 3 días, lo que es crítico cuando en el túnel se procesa gran cantidad del producto que se destina a las diferentes áreas.

Así mismo el túnel de congelación presenta fallas operacionales, ya que se le ingresa más producto del que debería congelar por diseño se genera una carga térmica elevada que no puede abatir el compresor y provoca que los evaporadores en los módulos de congelación disminuyan su temperatura desde -40°F a -34.6°F inclusive hasta -29.2°F generando un aumento en el consumo energético y altas temperaturas de descarga que podrían afectar el sistema de lubricación del compresor **FRICK** que trabaja al total de su capacidad.

El túnel de congelación opera 6 días de la semana siendo altamente requerido para el proceso de congelación con cargas de producto superiores a su capacidad. La Tabla 23 nos muestra la comparación entre la carga térmica generada por la sobrecarga de producto y la capacidad instalada por diseño.

Tabla 23. Comparativo entre condiciones de operación y condiciones de diseño del túnel de congelación.

COMPONENTE	CAPACIDAD INSTALADA (TR)	Q_p (TR)
Evaporadores	51	62
Compresor	51.7	
Condensador	96	

Operar sobre las condiciones límite no es recomendable mecánicamente para ningún equipo, a pesar que el compresor cuenta con un sistema de autoprotección que ha alarmado en distintas ocasiones, es necesario tomar medidas en caso de alguna contingencia operacional ya que no se cuenta con otro compresor de respaldo para esta aplicación importante en el proceso de producción de carne. Mismo respaldo en el sistema de compresión es necesario para llevar a cabo acciones de mantenimiento predictivo, preventivo y correctivo.

Las condiciones a las que operan los dos sistemas, nos permitirá hacer un análisis para generar una propuesta de mejora en la instalación.

d) Cálculo de la eficiencia termodinámica del sistema de producción de frío para túnel de congelación.

Se determinaron los coeficientes de operación de la instalación frigorífica considerando la potencia frigorífica de todas las aplicaciones y la potencia consumida por el compresor FRICK; así como el coeficiente de operación de Carnot para el cálculo de la eficiencia termodinámica (ε) de la siguiente manera:

- *Sistema de producción de frío para túnel de congelación:*

1) Compresor FRICK RXB-134:

Consumo de potencia total en compresor: 202.49 HP (151 kW)

Potencia frigorífica en aplicación: 51.3 TR (180.414 kW)

$$COP_{Calculado} = \frac{180.414 \text{ kW}}{151.0 \text{ kW}} = 1.194$$

Cálculo del coeficiente de operación de Carnot:

Tevap: -40 °F (233.15 K)

Tcond: 86°F (303.15 K)

$$COP_{Carnot} = \frac{233.15}{303.15 - 233.15} = 3.330$$

Cálculo de la eficiencia termodinámica (ε):

$$\varepsilon = \frac{1.194}{3.330} \times 100 = 35.85 \%$$

Según la información proporcionada MAYEKAWA DE MÉXICO S.A. DE C.V. a una temperatura de evaporación de (-40 °F), idealmente (sin considerar caídas de presión y

subenfriamiento) se requiere 1 kW de potencia en compresión, para retirar 1.326 kW de potencia frigorífica, con estos valores obtendríamos una eficiencia termodinámica del 39.8%.

La eficiencia termodinámica del túnel de congelación es muy cercana a los valores esperados ya que se encuentra operando al total de su capacidad. Debido a que es un sistema en una sola etapa, tiene una alta relación de compresión por lo que termodinámicamente podría mejorarse la eficiencia; bajo este principio se planteará una propuesta que cumpla con los aspectos esperados.

La tabla 24 muestra el coeficiente de rendimiento al que operan los sistemas así como la eficiencia termodinámica.

Tabla 24. COP y eficiencia termodinámica para ambos sistemas.

SISTEMA	COMPRESORES EN OPERACIÓN	$COP_{\text{Calculado}}$	COP_{Carnot}	Σ (%)
Túnel de Congelación	FRICK	1.194	3.30	35.85

Ya que existen distintos aspectos que podrían mejorarse para aumentar la eficiencia termodinámica, se propondrá un rediseño de la instalación frigorífica en la etapa 3.

3.2.2 Segunda etapa: análisis del aprovechamiento energético (costo-eficiencia) del sistema de producción de frío para túnel de congelación, con base en la capacidad real de trabajo y la capacidad instalada por diseño en compresión, evaporación y condensación.

Como se mencionó anteriormente la potencia frigorífica de las aplicaciones frigoríficas es un parámetro importante para el dimensionamiento de cada uno de los componentes de la instalación. Al igual que en el sistema de planta general, en esta etapa se determinará si la capacidad frigorífica instalada en el sistema es adecuada según los cálculos específicos.

a) Cálculo de la eficiencia de operación (E_{op}) de los componentes de la instalación.

- Sistema de producción de frío para túnel de congelación

En la Tabla 16 se mencionan las especificaciones técnicas de los componentes del sistema de producción de frío del túnel de congelación.

La etapa de compresión es realizada únicamente por el compresor **FRICK RXB 134** en una etapa y la eficiencia operativa es la siguiente:

Capacidad en compresión: 51.7 TR

Potencia frigorífica requerida: 62 TR

$$(Eop) = \frac{62 TR}{51.7 TR} \times 100$$

$$(Eop) = 120 \%$$

En el caso del túnel de congelación, no se puede hablar de eficiencia de operación por encima del 100%, el resultado nos indica que la potencia frigorífica que requiere la aplicación es un 20% mayor que la capacidad instalada; lo que genera problemas operacionales como disminución de la temperatura requerida y flujos de aire inadecuados debido al exceso de producto.

En la tabla 25 se presentan las capacidades en condensación.

Tabla 25. Comparación entre la capacidad requerida en el condensador y la capacidad instalada en el mismo.

EQUIPO	CAPACIDAD INSTALADA (TR)	CAPACIDAD REQUERIDA (TR)	DIFERENCIA (TR)
Condensador Evaporativo	96	101.277	5.27

Para determinar la eficiencia operativa (Eop) al total de la capacidad, se procede:

Potencia frigorífica en aplicaciones: 62 TR

Calor de rechazo total por motores a condensador: 39.27 TR

Capacidad instalada en condensación: 101.277 TR

$$(Eop)_{cond} = \frac{101.277 TR}{96 TR} \times 100$$

$$(Eop)_{cond} = 105.5\%$$

El resultado muestra que el calor de rechazo hacia el condensador supera en un 5.5% la capacidad instalada, produciendo alta temperatura y presión de descarga en el compresor, alta temperatura en el separador de aceite y evaporación excesiva de agua de servicio en el serpentín del condensador por lo que el equipo requiere constante mantenimiento para disminuir el desgaste.

b) Cálculo de los costos de operación del túnel de congelación según aprovechamiento energético:

Sistema de producción de frío para túnel de congelación.

El sistema de compresión del túnel de congelación considera 24 horas de operación al día, un trabajo mensual promedio de 28 días y de 12 meses al año.

Tabla 26. Consumo de energía por unidad de tiempo en compresor FRICK

SISTEMA	COMPRESOR	kWh	kW/día	kW/mes	kW/año
Túnel de Congelación	FRICK RXB II	151.0	3624.0	101472.0	1,217,664.0

Tabla 27. Costo (pesos) de operación por unidad de tiempo en compresor FRICK

SISTEMA	COMPRESOR	Costo (\$)/h	Costo (\$)/día	Costo (\$)/mes	Costo (\$)/año
Túnel de Congelación	FRICK RXB II	199.32	4783.68	133,943.0	1,607,316.48

En este caso se observa un gasto anual por consumo de energía en compresión de **\$1,607, 316**. A pesar de que el costo de operación es óptimo al utilizar el 100% de la capacidad del motor-compresor; no se recomienda operar el sistema por encima de la capacidad especificada aunado a que no se cuenta con otro compresor de reemplazo ni sustituto en caso de alguna

avería, servicio de mantenimiento o carga de aceite. Este es un problema serio ya que la cantidad de producto que depende de este sistema corresponde al 70% de la producción del centro de distribución. Tener un paro repentino de este equipo podría ocasionar pérdida de producto que en términos monetarios puede significar una fuerte pérdida. Es por esto que se requiere considerar un diseño que garantice la protección, integridad y operatividad de este equipo.

En cuanto a evaporadores, después de realizar el análisis térmico-termodinámico, en la tabla 28 y 29 se muestran los resultados de consumo de energía y costo de operación.

Tabla 28. Consumo de energía por unidad de tiempo en compresor Evaporadores.

SISTEMA	EVAPORADORES	kWh	kW/día	kW/mes	kW/año
Túnel de Congelación	(3) Módulos	14.9	357.6	10012.0	120,153.6

Tabla 29. Costo (pesos) de operación por unidad de tiempo en evaporadores

SISTEMA	EVAPORADORES	Costo (\$/h)	Costo (\$/día)	Costo (\$/mes)	Costo (\$/año)
Túnel de Congelación	(3) Módulos	19.66	472.03	13,216.89	158,602.75

La capacidad instalada en los evaporadores de los módulos de congelación resulta menor a la capacidad requerida correspondiente al producto ingresado, esto ocasiona que el túnel de congelación no pueda alcanzar la temperatura de -40°F , aumentando los tiempos de congelación y retrasando la operación rutinaria lo que disminuye los márgenes de ganancia de la empresa.

El condensador evaporativo **EVAPCO** no tiene la capacidad suficiente para disipar el calor de rechazo con una diferencia de aproximadamente 6 TR ocasionando que este equipo opere al 100% de su capacidad sin presentar ninguna ventaja operativa puesto que no está diseñado para ofrecer el equilibrio que el sistema de refrigeración necesita.

Las altas temperaturas de descarga generan una evaporación de agua en exceso que produce acumulación de depósitos minerales que se incrustan en la tubería reduciendo la capacidad de transferencia de calor, disminuyendo aún más la capacidad y eficiencia del sistema.

3.3 Tercera etapa: Propuesta de mejora a los dos sistemas de producción de frío en función a la etapa 2. (Diagrama de flujo ver apéndiceV)

Con la finalidad de reducir los costos de operación del sistema de planta general, proteger la integridad de los equipos que compone el túnel de congelación y tener compresores que puedan operar como reserva o en dado caso alternar su uso, se propone centralizar los dos sistemas, es decir, de lo que por ahora son dos sistemas completamente independientes, generar un solo sistema.

Esta propuesta consiste en integrar el sistema de planta general con el del túnel de congelación, de este modo el túnel de congelación sería la aplicación de menor temperatura siendo alimentado por su propio recirculador por bombas. El compresor **FRICK** estaría trabajando como compresor de primera etapa disminuyendo su consumo energético al verse reducida su relación de compresión. Se tendrá como reserva el compresor **MYCOM 4A** para los días calurosos o que haya un aumento inesperado en la carga térmica; además de esto, las dos aplicaciones de congelación que regresan al acumulador de succión para ser comprimidas por los compresores de primera etapa, podrían disminuir su temperatura de operación de (-4°F) a (-40°F) por el aumento de la capacidad en primera etapa.

En la propuesta, los compresores **MYCOM 6B y 8B** están interconectados para operar como compresores de reemplazo de primera o segunda etapa, esto quiere decir que podrían sustituir el funcionamiento del compresor **VILTER** (monotornillo) o del **FRICK** (túnel de congelación) para abatir la carga térmica, esto genera la posibilidad de ser alternados en su uso para alargar la vida útil de los equipos y operar cuando uno u otro compresor necesite mantenimiento como se muestra en la figura 28. Donde se observa el diagrama de flujo propuesto para la centralización del sistema de producción de frío.

El condensador **EVAPCO** del túnel de congelación se centraliza del mismo modo con el condensador **BAC** en la descarga de los compresores, esto con la finalidad de poder trabajar a

menor carga (utilizando condensador **EVAPCO**) cuando la planta no genere grandes cantidades de calor de rechazo, como los fines de semana. En operación normal, el condensador **BAC** tiene la capacidad de disipar el calor de rechazo de la instalación centralizada.

Debido a que se tendrían tres aplicaciones con presiones de evaporación menores a la atmosférica, el purgador de gases incondensables estaría conectado a los recipientes de mayor presión para mantener el sistema libre de aire y humedad que pudiese haber entrado al sistema.

Este reajuste se realizó considerando que es más viable utilizar el sistema que ya existe en la planta, a adquirir otros equipos cuando se ha mencionado anteriormente el sobredimensionamiento.

En la Tabla 30. Se muestra las condiciones de operación de los compresores según las condiciones de rediseño.

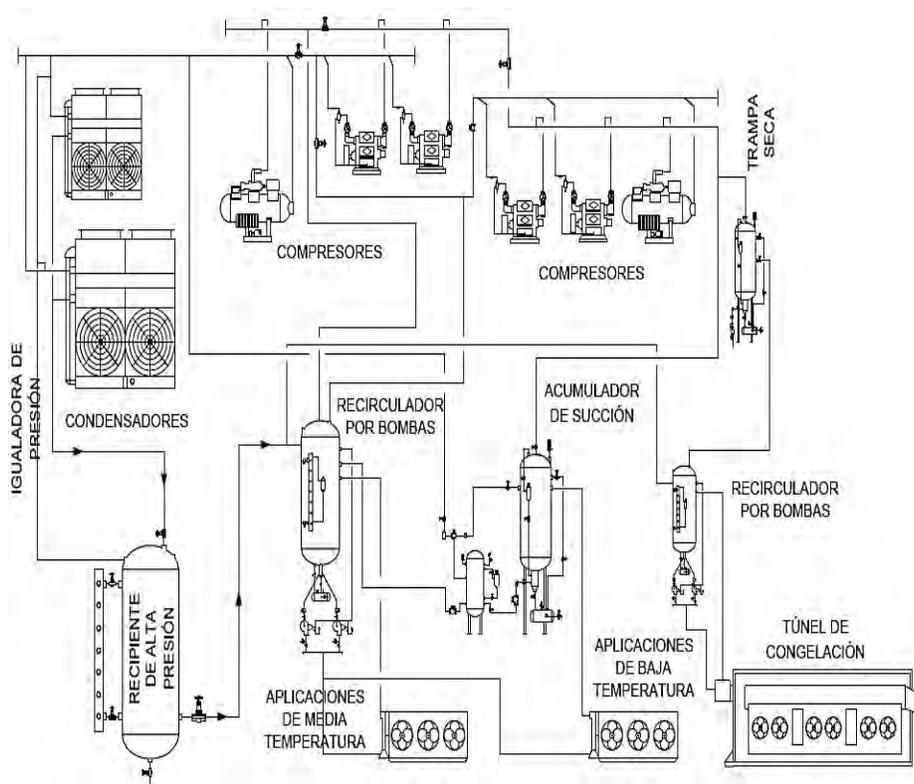


Figura 28. Diagrama de flujo propuesto del sistema de producción de frío según rediseño

Tabla 30. Condiciones de operación y capacidad nominal de los equipos en rediseño.

MARCA	MYCOM	FRICK	MYCOM	MYCOM	MYCOM	VILTER
Modelo	4A <i>Booster</i>	RXB 134 II Booster	4B <i>Booster</i>	6B	8B	VSS-751
Ts (°F)	-9.4	-40°F	-9.4	15.5	15.5	15.5
Ps (Psig)	13.07	-4.10	13.07	29.10	29.10	29.10
Td (°F)	15.5	15.5	15.5	86.0	86.0	86.0
Pd (Psig)	29.10	29.10	29.10	154.50	154.50	154.50
Capacidad (TR)	13.44	73.9	26.01	79.80	106.50	301.57
Consumo (BHP)	14.82	95.1	21.75	90.10	120.10	283.52
Motor (HP)	20	200	40	100	150	300
Consumo de potencia real en operación (kW)	14.155	104.398	28.31	70.775	111.75	134.95

Tabla 31. Condiciones de operación y capacidad nominal de compresores MYCOM 6B & 8B operando como reserva o sustitutos de compresor FRICK.

MARCA	MYCOM	MYCOM
Modelo	6B	8B
Ts (°F)	-40	-40
Ps (Psig)	-4.10	-4.10
Td (°F)	15.5	15.5
Pd (Psig)	29.10	29.10
Capacidad (TR)	23.22	30.96
Consumo (BHP)	23.22	34.65
Consumo de potencia real en operación (kW)	70.775	111.75

d) Cálculo de la eficiencia termodinámica en rediseño propuesto

Con las nuevas condiciones de operación, se determinó el coeficiente de operación de la instalación frigorífica considerando la misma potencia frigorífica en las aplicaciones que en los cálculos anteriores y la potencia consumida por los equipos instalados en compresión a las distintas formas de operar. Con el rediseño, la versatilidad del sistema nos permite operar de la siguiente manera:

1. - Compresor FRICK RXB 134 (booster) & VILTER.
2. - Compresor FRICK RXB 134 (Booster), MYCOM 6B & MYCOM 8B.
- 3.- Compresor MYCOM 4B (booster), MYCOM 6B & 8B (booster, sustituyendo a compresor FRICK) y VILTER.

Con estas distintas formas de operación, se procedió a calcular el coeficiente de operación real de trabajo y el coeficiente de operación de Carnot para el cálculo de la eficiencia termodinámica (ξ) de la siguiente manera:

- *Sistema de producción de frío en rediseño.*

1) Compresor FRICK RXB-134 & VILTER:

Consumo total de potencia en compresores: 340 HP (253.53 kW)

Potencia frigorífica en aplicaciones: 164.06 TR (576.97 kW)

$$COP_{\text{calculado}} = \frac{576.97 \text{ kW}}{253.53 \text{ kW}} = 2.275$$

Cálculo del coeficiente de operación de Carnot:

Tevap: -40 °F (233.15 K)

Tcond: 86°F (303.15 K)

$$COP_{\text{Carnot}} = \frac{233.15}{303.15 - 233.15} = 3.330$$

Cálculo de la eficiencia termodinámica (ε):

$$\varepsilon = \frac{2.275}{3.330} \times 100 = 68.31 \%$$

2) Compresor FRICK RXB 134 (Booster), MYCOM 6B & MYCOM 8B.

Consumo total de potencia total en compresores: 382.86 HP (287.5 kW)

Potencia frigorífica en aplicación: 164.06 TR (576.97 kW)

$$COP_{Calculado} = \frac{576.97 \text{ kW}}{287.5 \text{ kW}} = 2.006$$

Cálculo del coeficiente de operación de Carnot:

Tevap: -40 °F (233.15 K)

Tcond: 86°F (303.15 K)

$$COP_{Carnot} = \frac{233.15}{303.15 - 233.15} = 3.330$$

Cálculo de la eficiencia termodinámica (ε):

$$\varepsilon = \frac{2.006}{3.330} \times 100 = 60.24 \%$$

3) Compresor MYCOM 4B (booster), MYCOM 6B & 8B (booster, sustituyendo a compresor FRICK) y VILTER.

Consumo total de potencia total en compresores: 437 HP (325.87 kW)

Potencia frigorífica en aplicación: 164.06 TR (576.97 kW)

$$COP_{Calculado} = \frac{576.97 \text{ kW}}{325.87 \text{ kW}} = 1.77$$

Cálculo del coeficiente de operación de Carnot:

Tevap: -40 °F (233.15 K)

Tcond: 86°F (303.15 K)

$$COP_{Carnot} = \frac{233.15}{303.15 - 233.15} = 3.330$$

Cálculo de la eficiencia termodinámica (ε):

$$\varepsilon = \frac{1.77}{3.330} \times 100 = 53.153 \%$$

Tabla 32. Coeficientes de operación y eficiencia termodinámica del rediseño en sus distintas formas de operación.

SISTEMA	COMPRESORES EN OPERACIÓN	COP _{Calculado}	COP _{Carnot}	Σ (%)
Rediseño	FRICK & VILTER	2.275	3.330	68.31
Rediseño	FRICK & MYCOM 6B & 8B	2.006	3.330	60.24
Rediseño	MYCOM 4B, MYCOM 6B MYCOM 8B Y VILTER	1.77	3.330	53.15

En el rediseño de la instalación frigorífica, la forma de operar que ofrece una mayor eficiencia termodinámica es mediante el compresor FRICK para todas las aplicaciones de baja temperatura incluyendo el túnel de congelación, y el compresor VILTER en segunda etapa, para abatir el calor de rechazo de primera etapa y la carga térmica de las aplicaciones de media temperatura.

Esta eficiencia termodinámica se logra debido a que se abate mayor carga térmica a una menor temperatura; con menor cantidad de potencia suministrada. El compresor FRICK, aumenta sustancialmente su capacidad al descargar a menor presión y reducir su relación de compresión. Aunado a esto, la interconexión de los compresores MYCOM 6B y 8B permite el reemplazo de la operación del compresor FRICK permitiendo versatilidad en el sistema para

llevar a cabo mantenimientos predictivos, preventivos y correctivos así como acumulación excesiva de horas de operación.

a) Cálculo de la eficiencia de operación (Eop) de los componentes en rediseño:

- Sistema de producción de frío en rediseño considerando alternativa de operación más eficiente (Compresor FRICK & VILTER).

Capacidad en compresión: 375.47 TR

Potencia frigorífica requerida: 184.22 TR

$$(Eop) = \frac{184.22 \text{ TR}}{375.47 \text{ TR}} \times 100$$

$$(Eop) = 49.06 \%$$

La eficiencia operativa permanece por debajo del 50% debido al sobredimensionamiento en capacidad del compresor VILTER. A pesar del poco aprovechamiento de la capacidad en este compresor; el consumo energético no se ve penalizado puesto que el variador de frecuencia en el motor, permite modular la carga y disminuir el consumo de energía.

Para mejorar la eficiencia de operación en evaporadores se realizó el análisis para determinar la cantidad de evaporadores que podrían inhabilitarse para aprovechar el consumo energético.

Se observa en la tabla 33 que de los 39 evaporadores instalados en la planta, realmente solo serían necesarios 25 para abatir satisfactoriamente la carga demanda por las aplicaciones.

Tabla 33. Capacidad de evaporación instalada y requerida para cada aplicación en TR

Aplicación	Q ₀ (TR)	Número de evaporadores actuales	Capacidad Instalada (TR)	Evaporadores Necesarios	Cap. con evaporadores necesarios (TR)
Deshuese	8.60	4	34.41	1	8.60
Res	3.16	1	7.40	1	7.40

Cerdo	3.25	1	8.60	1	8.60
Descartonado	3.16	1	8.60	1	8.60
Materia Prima	6.12	2	14.80	1	7.40
Recibo	5.64	4	29.60	1	7.40
Sebo	1.23	1	7.40	1	7.40
Vísceras	5.83	1	8.60	1	8.60
Sierras	6.31	1	8.60	1	8.60
Marinados	2.45	1	8.60	1	8.60
Proceso Vips	9.14	3	25.81	2	17.20
Molidas	3.06	1	5.00	1	5.00
Proceso Carne	15.78	6	8.60	2	17.20
Pasillo	7.81	2	14.80	2	14.80
Embarque	6.98	2	18.50	1	9.25
Despacho	4.52	2	14.50	1	7.25
Detector de Metales	0.81	1	7.40	1	7.40
Área del Túnel de Congelación	2.91	1	7.40	1	7.40
Congelador Vísceras	10.06	2	14.80	2	14.80
Congelador Despacho	9.93	2	14.80	2	14.80
TOTAL	113.06	39	268.24	25	166.55

Capacidad en evaporación (rediseño, considerando suma de 71 TR en evaporadores de túnel de congelación): 217.55 TR

Potencia frigorífica requerida: 164.06TR

$$(Eop) = \frac{164.06 TR}{217.55 TR} \times 100$$

$$(Eop) = 75.41 \%$$

Al realizar las modificaciones en rediseño, se aumenta la eficiencia de operación en evaporadores sustancialmente. Esto significa que se tendrá un ahorro en el consumo de energía al trabajar sólo con los motores necesarios.

En condensadores los resultados son expresados tomando en cuenta que la instalación según rediseño está compuesta por dos equipos y nos permite la parcialización de las cargas; no obstante la eficiencia de operación será calculada con la capacidad del condensador **BAC** ya que este presenta la capacidad suficiente para operar según rediseño, y es energéticamente es lo conveniente.

En la tabla 34 se presentan las capacidades en condensación.

Tabla 34. Comparación entre la capacidad requerida en el condensador y la capacidad instalada en rediseño.

EQUIPO	CAPACIDAD INSTALADA (TR)	CAPACIDAD REQUERIDA (TR)	DIFERENCIA (TR)
Condensador Evaporativo BAC	366.72	153.89	308.83
Condensador Evaporativo EVAPCO	96		
TOTAL	462.72	153.89	308.83

Para determinar la eficiencia operativa (Eop) es necesario considerar que al centralizar el sistema, se puede continuar operando con sólo un condensador, en este caso el condensador (BAC).

Calor de rechazo total a disipar en condensador: 153.89 TR

Capacidad instalada en condensador **BAC**: 366.72 TR

$$(Eop)_{\text{cond}} = \frac{153.89 \text{ TR}}{366.72 \text{ TR}} \times 100$$

$$(Eop)_{\text{cond}} = 41.96\%$$

El resultado indica que la capacidad instalada supera en gran medida la capacidad requerida correspondiente al calor de rechazo a disipar. Tener un condensador de menor tamaño en el sistema (**EVAPCO-96 TR**) permite la parcialización de la carga cuando la planta no opere al total de su capacidad.

b) Cálculo de los costos de operación del sistema de producción de frío en rediseño.

El sistema de producción de frío correspondiente al rediseño, se consideran 24 horas de operación al día y 22 horas para evaporadores de túnel de congelación, un trabajo mensual promedio de 28 días y de 12 meses al año; así como el mismo costo por energía eléctrica.

Tabla 35. Consumo de energía por unidad de tiempo en compresores operando en rediseño.

SISTEMA	COMPRESOR	kWh	kW/día	kW/mes	kW/año
Rediseño	FRICK RXB II	104.39	2505.36	70150.08	841,800.96
Rediseño	VILTER VSS 751	134.95	3238.8	90,686.4	1,088,236.8
TOTAL		239.34	5744.16	160836.48	1,930,037.76

Tabla 36. Costo (pesos) de operación por unidad de tiempo en compresores operando en rediseño.

SISTEMA	COMPRESOR	Costo (\$)/h	Costo (\$)/día	Costo (\$)/mes	Costo (\$)/año
Rediseño	FRICK RXB II	137.79	3307.07	92598.10	1,111,177.26
Rediseño	VILTER VSS 751	178.13	4275.21	119706.04	1,436,472.57
TOTAL		315.92	7582.28	212304.14	2,547,649.83

En cuanto a evaporadores el rediseño consiste en dejar fuera de operación los evaporadores necesarios para evitar el consumo energético excesivo en motores.

Tabla 37. Consumo de energía de los evaporadores necesarios según rediseño, anulando evaporadores innecesarios.

Aplicación	Consumo de energía considerando el total de evaporadores instalados (HP/kW)		Consumo de energía anulando los evaporadores en exceso y operando solo los necesarios (HP/kW)	
Deshuese	6.00	4.47	1.50	1.12
Res	2.25	1.68	1.50	1.12
Cerdo	1.50	1.12	1.50	1.12
Descartonado	1.50	1.12	1.50	1.12
Materia Prima	1.50	1.12	0.75	0.56
Recibo	2.00	1.49	0.50	0.37
Sebo	0.75	0.56	0.75	0.56
Visceras	2.25	1.68	1.50	1.12
Sierras	1.50	1.12	1.50	1.12
Marinados	1.50	1.12	1.50	1.12
Proceso Vips	4.50	3.36	2.25	1.68
Molidas	1.00	0.75	1.00	0.75
Proceso Carne	9.00	6.71	3.75	2.80
Pasillo	1.50	1.12	2.25	1.68
Embarque	3.00	2.24	1.50	1.12
Despacho	1.50	1.12	0.75	0.56
Detector de Metales	0.75	0.56	0.75	0.56
Área del Túnel de Congelación	0.75	0.56	0.75	0.56
Congelador Visceras	4.00	2.98	3.00	2.24
Congelador Despacho	4.00	2.98	3.00	2.24
TOTAL	50.8	37.84	31.5	23.5

Tabla 38. Costo (pesos) de operación por unidad de tiempo en evaporadores.

SISTEMA	EVAPORADORES	Costo (\$)/h	Costo (\$)/día	Costo (\$)/mes	Costo (\$)/año
Rediseño	(3) Módulos en túnel de congelación	19.66	432.52	12,110.56	145,326.72
	Evaporadores de media y baja temperatura	31.02	409.15	9,819.6	117,835.2
	TOTAL	50.68	841.67	21930.16	263,161.92

Adicionalmente, si se consideran los 16 evaporadores que se tienen de más como una inversión inicial innecesaria, se obtiene como resultado un gasto inicial extra de **\$3,638,360.00** (tomando en cuenta un costo promedio de cada evaporador de **\$227,397.50**), esto sin considerar intermediarios ni mano de obra de instalación. Por lo que finalmente, el gasto generado sólo por los evaporadores es de **\$3, 703,136.39**.

En los condensadores, no existe un ahorro sustancial puesto que los (2) ventiladores son de baja potencia; aunado a que están equipados con variador de frecuencia.

3.3.1 Comparación de la eficiencia termodinámica, consumo de energía y costos de operación entre ambos sistemas de producción de frío y propuesta de rediseño.

Para determinar las diferencias entre operar en sistemas mecánicamente independientes y realizar la centralización; en la Tabla 39. se detallan los resultados de los aspectos analizados: eficiencia termodinámica (ξ), consumo energético, y costo por consumo de energía por compresores y evaporadores considerando la forma de operar más eficiente en cada partida.

En la Tabla 39. Se observan las ventajas del rediseño, al centralizar el sistema se deja de tener dos sistemas mecánicamente independientes con 51.69 y 35.85% de eficiencia termodinámica por un sistema único de 61% de eficiencia termodinámica.

Tabla 39. Comparación entre los sistemas de producción de frío y el rediseño.

SISTEMA	(ϵ)%	Consumo de Energía (kW)	\$ Costo de operación Anual (pesos)
Planta General	51.69	1,460,311.29	1,927,610.90
Túnel de congelación	35.85	1,337,817.6	1,765,919.23
TOTAL	-	2,798,128.89	3,693,530.13
Rediseño	68.31	2,129,402.85	2,810,811.762

En consumo de energía se obtiene una disminución del 23.8 % de kW/h por año, lo que representa un ahorro económico de \$ 882, 718.37 pesos anuales.

Aunque el ahorro en el consumo energético en el rediseño es importante, los puntos clave de la propuesta son:

- Capacidad de operar el túnel de congelación, cámara de congelación de vísceras y congelador despacho a -40°F, disminuyendo los tiempos de congelación y alcanzando una temperatura óptima en el centro térmico del producto. Esto se logra con el compresor FRICK operando como booster, descargando a presión intermedia. Es importante mencionar que sin el rediseño sólo se pueden alcanzar temperaturas de evaporación de -4°F en congelador de vísceras y congelador despacho; además de una operación muy ajustada en túnel de congelación.
- Protección mecánica total a compresor FRICK. Ya que éste sería un equipo clave en la operación, el rediseño permitirá sustituirlo por medio de interconexión de líneas a compresores MYCOM 6B & 8B para acciones predictivas, preventivas y correctivas de mantenimiento asegurando la producción en el túnel de congelación.
- Al añadir una trampa seca al rediseño, aseguramos la separación del líquido/vapor en la succión, evitando arrastre de partículas líquidas a los compresores.
- Disminución de ventiladores operando en áreas de proceso, aumentando el diferencial de temperatura y evitando humedades relativas extremas dentro de las aplicaciones.

- Capacidad de alternar el uso de los condensadores en función a los requerimientos frigoríficos; alargando la vida útil de los equipos con la versatilidad de ejercer mantenimientos periódicos a serpentín, bombas de agua y tina de agua; sin tener que detener la operación.

El rediseño propuesto resulta en reducción de costos de operación, aumento en la eficiencia termodinámica y versatilidad operacional para control total del sistema; se abre la posibilidad de disminuir temperaturas sin dejar de lado la protección al sistema con las ventajas que esto propicia.

CONCLUSIONES

Operar la instalación con un sobredimensionamiento en la capacidad instalada genera un consumo energético innecesario; esto sin considerar el costo anual de mantenimiento y depreciación del equipo que desde la inversión inicial no debió ser instalado.

Además del consumo energético innecesario, la cantidad de evaporadores innecesarios en la instalación genera una recirculación de aire excesiva que provoca una disminución de la humedad relativa en las cámaras, que se traduce en pérdidas de peso en el producto lo cual podría evitarse con el número adecuado de evaporadores correspondientes a la carga térmica por área.

Introducir más producto en el túnel de congelación del que puede admitir por características de diseño, ocasiona interrupción en el flujo del aire dentro del equipo, lo que provoca que el aire escape del sistema enfriando las áreas colindantes y dificultando al equipo llegar a la temperatura de evaporación establecida; esto se evitaría corrigiendo las fallas operacionales en el manejo del túnel de congelación.

La propuesta de rediseño considerando la centralización de la planta, evitará el riesgo de detener la operación en el túnel de congelación por mantenimiento o falla en el compresor FRICK además de reducir la relación de compresión del mismo, propiciando un aumento en su capacidad y vida útil.

Esta propuesta está basada en la operación de todos los equipos del sistema, por lo que se podrían parcializar las cargas en compresión y condensación dependiendo de los requerimientos de la planta, es decir, de así requerirlo los fines de semana cuando la planta disminuye operaciones, se podría trabajar sólo con el condensador EVAPCO, compresor FRICK en baja y compresores recíprocos en alta.

Con el rediseño la temperatura en las dos cámaras de congelación a (-4°F) podrá disminuirse hasta (-40 °F), reduciendo tiempos de congelación y asegurando la congelación total y adecuada para productos cárnicos.

ANEXOS

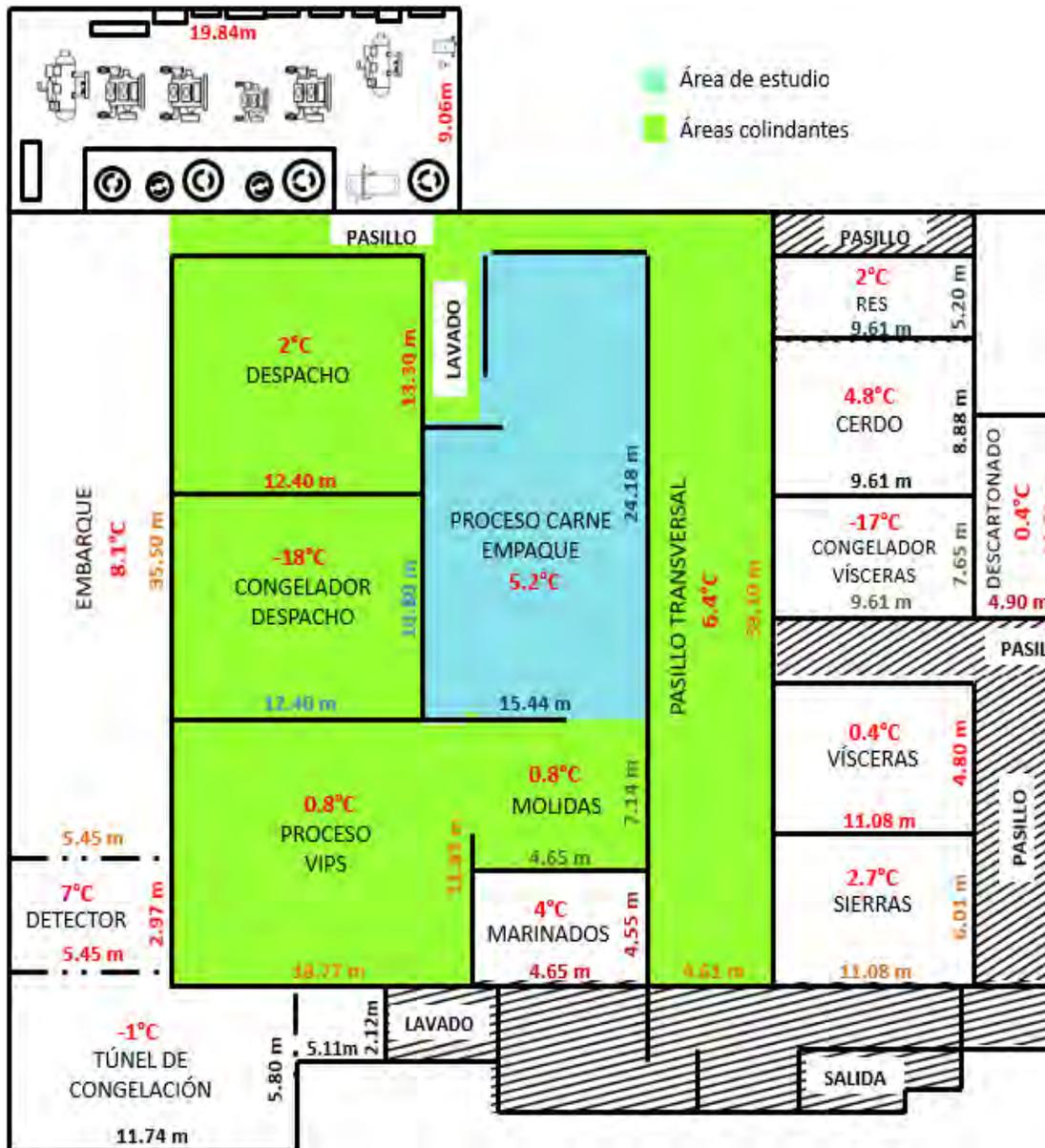


Figura 29. Área de estudio para aplicación de proceso carne.

Formato para estimar la carga de refrigeración

Nombre del área: _____

Bases de cálculo
 Dimensiones del cuarto: Ancho _____ m; Ancho _____ m; Longitud _____ m; Longitud _____ m
 Volumen: (Largo) _____ x (Ancho) _____ x (Altura) _____ = _____ m³
 Temp. interna: _____ °C; HR interna: _____ %; Temp. ambiente: _____ °C; HR ambiente: _____ %

Carga de producto
 Producto: _____
 Temperatura de entrada del producto: _____ °C; Temperatura de salida del producto: _____ °C
 Cantidad de producto: _____ kg/día; Tiempo de almacén: _____ días; Capacidad de almacén: _____ kg
 Envase (material): _____; Embalaje (material): _____, Capacidad _____ kg

Dimensiones (m)
 Tarima: (Largo) _____ x (Ancho) _____ x (Altura) _____
 Envase: (Largo) _____ x (Ancho) _____ x (Altura) _____
 Embalaje: (Largo) _____ x (Ancho) _____ x (Altura) _____
 Rack: (Largo) _____ x (Ancho) _____ x (Altura) _____
 No. cajas por capa: _____; No. de capas por tarima: _____; No. de cajas por tarima: _____.
 Montacargas: _____

Acomodo de estibas
 ¿Existe pasillo? Si No ¿Cuántos?: _____
 Lado A: _____; Lado B: _____

Evaporadores
 Número de evaporadores: _____
 Evaporadores de techo: Espacios libres (m); E-P: _____; E-E _____; E-T _____
 Motores: _____ HP

Ubicación del espacio refrigerado

Norte	Sur	Este	Oeste

Temperatura del piso: _____ °C; Motores: _____ HP
 Personal que labora en el interior: _____ personas; Horas al día que labora en el interior: _____
 Número de entradas al día: _____; Área de las puertas: Alto: _____; Largo: _____
 Notas: _____
 Número de focos: _____; Watts por foco: _____

Aislamiento

	Pulgadas	Material
Techo		
Paredes		
Piso		

Figura 30. Formato desarrollado para levantamiento de datos en campo que permitió obtener información para el cálculo de carga térmica por área.

Tabla 40. Propiedades del aire a diferentes temperaturas a presión atmosférica (UTN, 2010).

Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)	Viscosidad dinámica (Ns/m ² x10 ⁻⁵)	Viscosidad dinámica (m ² /s x10 ⁻⁵)	Velocidad del sonido (m/s)
-30	1.452	1.56	1.08	312
-20	1.394	1.61	1.16	319
-10	1.342	1.67	1.24	325
0	1.292	1.72	1.33	331
10	1.247	1.76	1.42	337
20	1.204	1.81	1.51	343
30	1.164	1.86	1.60	349
40	1.127	1.91	1.69	355
50	1.092	1.95	1.79	360
60	1.060	2.00	1.89	366
70	1.030	2.05	1.99	371
80	1.000	2.09	2.09	377
90	0.973	2.13	2.19	382
100	0.946	2.17	2.30	387
200	0.746	2.57	3.45	436
300	0.616	2.93	4.75	480

Tabla 41. Cambio promedio de aire, por 24 horas para cuarto superior a 0 °C de temperatura, por apertura de puertas y filtración(Dossat, 1997).

Volumen de cámara (m ³)	Volumen de cámara (ft ³)	Cambios de aire por 24 horas	Volumen de cámara (m ³)	Volumen de cámara (ft ³)	Cambios de aire por 24 horas
7.1	250	38.0	169.9	6000	6.5
8.5	300	34.5	226.5	8000	5.5
11.3	400	29.5	283.2	10000	4.9
14.2	500	26.0	424.8	15000	3.9
17.0	600	23.0	566.3	20000	3.5
22.7	800	20.0	707.9	25000	3.0
28.3	1000	17.5	849.5	30000	2.7
42.5	1500	14.0	1132.7	40000	2.3
56.6	2000	12.0	1415.8	50000	2.0
85.0	3000	9.5	2123.8	75000	1.6
113.3	4000	8.2	2831.7	100000	1.4
141.6	5000	7.2			

Tabla 42. Cambio promedio de aire, por 24 horas para cuarto inferior a 0 °C de temperatura, por apertura de puertas y filtración(Dossat, 1997).

Volumen de cámara (m ³)	Volumen de cámara (ft ³)	Cambios de aire por 24 horas	Volumen de cámara (m ³)	Volumen de cámara (ft ³)	Cambios de aire por 24 horas
7.1	250	29.0	141.6	5000	5.6
8.5	300	26.2	169.9	6000	5.0
11.3	400	22.5	226.5	8000	4.3
14.2	500	20.0	283.2	10000	3.8
17.0	600	18.0	424.8	15000	3.0
22.7	800	15.3	566.3	20000	2.6
28.3	1000	13.5	707.9	25000	2.3
42.5	1500	11.0	849.5	30000	2.1
56.6	2000	9.3	1132.7	40000	1.8
70.8	2500	8.1	1415.8	50000	1.6
85.0	3000	7.4	2123.8	75000	1.3
113.3	4000	6.3	2831.7	100000	1.1

Tabla 43. Equivalente de calor por ocupación de cada persona (ASHRAE, 2010).

Temperatura del espacio refrigerado (°F)	Q _H (Btu/h)
50	720
40	840
30	950
20	1050
10	1200
0	1300
-10	1400

Tabla 44. Datos de composición antes del punto de congelación, punto inicial de congelación y calor específico para diferentes alimentos (ASHRAE, 2010).

Food Item	Moisture Content, Protein,		Fat, % x_f	Carbohydrate		Ash, % x_a	Initial Freezing Point, °F	Specific Heat Above Freezing, Btu/lb·°F	Specific Heat Below Freezing, Btu/lb·°F	Latent Heat of Fusion, Btu/lb
	% x_{wo}	% x_p		Total, % x_c	Fiber, % x_{fb}					
Vegetables										
Artichokes, globe	84.94	3.27	0.15	10.51	5.40	1.13	29.8	0.93	0.48	122
Jerusalem	78.01	2.00	0.01	17.44	1.60	2.54	27.5	0.87	0.54	112
Asparagus	92.40	2.28	0.20	4.54	2.10	0.57	30.9	0.96	0.43	133
Beans, snap	90.27	1.82	0.12	7.14	3.40	0.66	30.7	0.95	0.44	130
lima	70.24	6.84	0.86	20.16	4.90	1.89	30.9	0.84	0.49	101
Beets	87.58	1.61	0.17	9.56	2.80	1.08	30.0	0.93	0.46	126
Broccoli	90.69	2.98	0.35	5.24	3.00	0.92	30.9	0.96	0.43	130
Brussels sprouts	86.00	3.38	0.30	8.96	3.80	1.37	30.6	0.93	0.46	123
Cabbage	92.15	1.44	0.27	5.43	2.30	0.71	30.4	0.96	0.44	132
Carrots	87.79	1.03	0.19	10.14	3.00	0.87	29.5	0.94	0.48	126
Cauliflower	91.91	1.98	0.21	5.20	2.50	0.71	30.6	0.96	0.44	132
Celeriac	88.00	1.50	0.30	9.20	1.80	1.00	30.4	0.93	0.45	126
Celery	94.64	0.75	0.14	3.65	1.70	0.82	31.1	0.97	0.42	136
Collards	90.55	1.57	0.22	7.11	3.60	0.55	30.6	0.96	0.44	130
Corn, sweet, yellow	75.96	3.22	1.18	19.02	2.70	0.62	30.9	0.86	0.47	109
Cucumbers	96.01	0.69	0.13	2.76	0.80	0.41	31.1	0.98	0.41	138
Eggplant	92.03	1.02	0.18	6.07	2.50	0.71	30.6	0.96	0.44	132
Endive	93.79	1.25	0.20	3.35	3.10	1.41	31.8	0.97	0.40	135
Garlic	58.58	6.36	0.50	33.07	2.10	1.50	30.6	0.76	0.52	84
Ginger, root	81.67	1.74	0.73	15.09	2.00	0.77	—	0.90	0.46	117
Horseradish	78.66	9.40	1.40	8.28	2.00	2.26	28.8	0.88	0.51	113
Kale	84.46	3.30	0.70	10.01	2.00	1.53	31.1	0.91	0.44	121
Kohlrabi	91.00	1.70	0.10	6.20	3.60	1.00	30.2	0.96	0.45	131
Leeks	83.00	1.50	0.30	14.15	1.80	1.05	30.7	0.90	0.46	119
Lettuce, iceberg	95.89	1.01	0.19	2.09	1.40	0.48	31.6	0.98	0.39	138
Mushrooms	91.81	2.09	0.42	4.65	1.20	0.89	30.4	0.95	0.44	132
Okra	89.58	2.00	0.10	7.63	3.20	0.70	28.8	0.95	0.49	129
Onions	89.68	1.16	0.16	8.63	1.80	0.37	30.4	0.94	0.45	129
dehydrated flakes	3.93	8.95	0.46	83.28	9.20	3.38	—	—	—	6
Parsley	87.71	2.97	0.79	6.33	3.30	2.20	30.0	0.94	0.46	126
Parsnips	79.53	1.20	0.30	17.99	4.90	0.98	30.4	0.89	0.48	114
Peas, green	78.86	5.42	0.40	14.46	5.10	0.87	30.9	0.90	0.47	113
Peppers, freeze-dried	2.00	17.90	3.00	68.70	21.30	8.40	—	—	—	3
sweet, green	92.19	0.89	0.19	6.43	1.80	0.30	30.7	0.96	0.43	132
Potatoes, main crop	78.96	2.07	0.10	17.98	1.60	0.89	30.9	0.88	0.46	113
sweet	72.84	1.65	0.30	24.28	3.00	0.95	29.7	0.83	0.50	104
Pumpkins	91.60	1.00	0.10	6.50	0.50	0.80	30.6	0.95	0.43	132
Radishes	94.84	0.60	0.54	3.59	1.60	0.54	30.7	0.97	0.42	136
Rhubarb	93.61	0.90	0.20	4.54	1.80	0.76	30.4	0.97	0.44	135
Rutabaga	89.66	1.20	0.20	8.13	2.50	0.81	30.0	0.94	0.46	129
Salsify (vegetable oyster)	77.00	3.30	0.20	18.60	3.30	0.90	30.0	0.87	0.49	110
Spinach	91.58	2.86	0.35	3.50	2.70	1.72	31.5	0.96	0.42	132
Squash, summer	94.20	0.94	0.24	4.04	1.90	0.58	31.1	0.97	0.42	135
winter	87.78	0.80	0.10	10.42	1.50	0.90	30.6	0.93	0.45	126
Tomatoes, mature green	93.00	1.20	0.20	5.10	1.10	0.50	30.9	0.96	0.42	134
ripe	93.76	0.85	0.33	4.64	1.10	0.42	31.1	0.97	0.43	135
Turnip	91.87	0.90	0.10	6.23	1.80	0.70	30.0	0.96	0.45	132
greens	91.07	1.50	0.30	5.73	3.20	1.40	31.6	0.96	0.42	131
Watercress	95.11	2.30	0.10	1.29	1.50	1.20	31.5	0.97	0.40	137
Yams	69.60	1.53	0.17	27.89	4.10	0.82	—	0.83	0.49	100
Fruits										
Apples, fresh	83.93	0.19	0.36	15.25	2.70	0.26	30.0	0.91	0.47	120
dried	31.76	0.93	0.32	65.89	8.70	1.10	—	0.61	0.68	46
Apricots	86.35	1.40	0.39	11.12	2.40	0.75	30.0	0.92	0.47	124
Avocados	74.27	1.98	15.32	7.39	5.00	1.04	31.5	0.88	0.47	107
Bananas	74.26	1.03	0.48	23.43	2.40	0.80	30.6	0.85	0.48	107
Blackberries	85.64	0.72	0.39	12.76	5.30	0.48	30.6	0.93	0.46	123
Blueberries	84.61	0.67	0.38	14.13	2.70	0.21	29.1	0.91	0.49	122
Cantaloupes	89.78	0.88	0.28	8.36	0.80	0.71	29.8	0.94	0.46	129
Cherries, sour	86.13	1.00	0.30	12.18	1.60	0.40	28.9	0.92	0.49	124
sweet	80.76	1.20	0.96	16.55	2.30	0.53	28.8	0.89	0.51	116
Cranberries	86.54	0.39	0.20	12.68	4.20	0.19	30.4	0.93	0.46	124

Food Item	Moisture Content, Protein, Fat, %			Carbohydrate			Initial Freezing Point, °F	Specific Heat Above Freezing, Btu/lb·°F	Specific Heat Below Freezing, Btu/lb·°F	Latent Heat of Fusion, Btu/lb
	% x_{w0}	% x_p	% x_f	Total, % x_c	Fiber, % x_b	Ash, % x_a				
Currants, European black	81.96	1.40	0.41	15.38	0.00	0.86	30.2	0.89	0.47	118
red and white	83.95	1.40	0.20	13.80	4.30	0.66	30.2	0.92	0.47	120
Dates, cured	22.50	1.97	0.45	73.51	7.50	1.58	3.7	0.55	0.55	32
Figs, fresh	79.11	0.75	0.30	19.18	3.30	0.66	27.7	0.88	0.54	113
dried	28.43	3.05	1.17	65.35	9.30	2.01	—	0.60	0.98	41
Gooseberries	87.87	0.88	0.58	10.18	4.30	0.49	30.0	0.94	0.47	126
Grapefruit	90.89	0.63	0.10	8.08	1.10	0.31	30.0	0.95	0.45	131
Grapes, American	81.30	0.63	0.35	17.15	1.00	0.57	29.1	0.89	0.49	117
European type	80.56	0.66	0.58	17.77	1.00	0.44	28.2	0.88	0.52	116
Lemons	87.40	1.20	0.30	10.70	4.70	0.40	29.5	0.94	0.48	126
Limes	88.26	0.70	0.20	10.54	2.80	0.30	29.1	0.94	0.48	127
Mangos	81.71	0.51	0.27	17.00	1.80	0.50	30.4	0.89	0.47	117
Melons, casaba	92.00	0.90	0.10	6.20	0.80	0.80	30.0	0.95	0.45	132
honeydew	89.66	0.46	0.10	9.18	0.60	0.60	30.4	0.94	0.44	129
watermelon	91.51	0.62	0.43	7.18	0.50	0.26	31.3	0.95	0.42	132
Nectarines	86.28	0.94	0.46	11.78	1.60	0.54	30.4	0.92	0.45	124
Olives	79.99	0.84	10.68	6.26	3.20	2.23	29.5	0.90	0.49	115
Oranges	82.30	1.30	0.30	15.50	4.50	0.60	30.6	0.91	0.47	118
Peaches, fresh	87.66	0.70	0.90	11.10	2.00	0.46	30.4	0.93	0.45	126
dried	31.80	3.61	0.76	61.33	8.20	2.50	—	0.61	0.83	46
Pears	83.81	0.39	0.40	15.11	2.40	0.28	29.1	0.91	0.49	120
Persimmons	64.40	0.80	0.40	33.50	0.00	0.90	28.0	0.78	0.55	92
Pineapples	86.50	0.39	0.43	12.39	1.20	0.29	30.2	0.92	0.46	124
Plums	85.20	0.79	0.62	13.01	1.50	0.39	30.6	0.91	0.45	123
Pomegranates	80.97	0.95	0.30	17.17	0.60	0.61	26.6	0.88	0.55	116
Prunes, dried	32.39	2.61	0.52	62.73	7.10	1.76	—	0.61	0.84	46
Quinces	83.80	0.40	0.10	15.30	1.90	0.40	28.4	0.91	0.51	120
Raisins, seedless	15.42	3.22	0.46	79.13	4.00	1.77	—	0.49	0.49	22
Raspberries	86.57	0.91	0.55	11.57	6.80	0.40	30.9	0.95	0.46	124
Strawberries	91.57	0.61	0.37	7.02	2.30	0.43	30.6	0.96	0.44	132
Tangerines	87.60	0.63	0.19	11.19	2.30	0.39	30.0	0.93	0.46	126
Whole Fish										
Cod	81.22	17.81	0.67	0.0	0.0	1.16	28.0	0.90	0.51	117
Haddock	79.92	18.91	0.72	0.0	0.0	1.21	28.0	0.90	0.51	115
Halibut	77.92	20.81	2.29	0.0	0.0	1.36	28.0	0.89	0.52	112
Herring, kippered	59.70	24.58	12.37	0.0	0.0	1.94	28.0	0.78	0.54	86
Mackerel, Atlantic	63.55	18.60	13.89	0.0	0.0	1.35	28.0	0.80	0.53	91
Perch	78.70	18.62	1.63	0.0	0.0	1.20	28.0	0.89	0.51	113
Pollock, Atlantic	78.18	19.44	0.98	0.0	0.0	1.41	28.0	0.88	0.51	112
Salmon, pink	76.35	19.94	3.45	0.0	0.0	1.22	28.0	0.88	0.52	110
Tuna, bluefin	68.09	23.33	4.90	0.0	0.0	1.18	28.0	0.82	0.52	98
Whiting	80.27	18.31	1.31	0.0	0.0	1.30	28.0	0.90	0.51	115
Shellfish										
Clams	81.82	12.77	0.97	2.57	0.0	1.87	28.0	0.90	0.51	117
Lobster, American	76.76	18.80	0.90	0.50	0.0	2.20	28.0	0.87	0.51	110
Oysters	85.16	7.05	2.46	3.91	0.0	1.42	28.0	0.91	0.51	122
Scallop, meat	78.57	16.78	0.76	2.36	0.0	1.53	28.0	0.89	0.51	113
Shrimp	75.86	20.31	1.73	0.91	0.0	1.20	28.0	0.87	0.52	109
Beef										
Brisket	55.18	16.94	26.54	0.0	0.0	0.80	—	0.76	0.56	79
Carcass, choice	57.26	17.32	24.05	0.0	0.0	0.81	28.0	0.77	0.55	82
select	58.21	17.48	22.55	0.0	0.0	0.82	28.9	0.78	0.54	83
Liver	68.99	20.00	3.85	5.82	0.0	1.34	28.9	0.83	0.52	99
Ribs, whole (ribs 6-12)	54.54	16.37	26.98	0.0	0.0	0.77	—	0.75	0.55	78
Round, full cut, lean and fat	64.75	20.37	12.81	0.0	0.0	0.97	—	0.81	0.52	93
full cut, lean	70.83	22.03	4.89	0.0	0.0	1.07	—	0.84	0.51	102
Sirloin, lean	71.70	21.24	4.40	0.0	0.0	1.08	28.9	0.84	0.50	103
Short loin, porterhouse steak, lean	69.59	20.27	8.17	0.0	0.0	1.01	—	0.83	0.51	100
T-bone steak, lean	69.71	20.78	7.27	0.0	0.0	1.27	—	0.83	0.51	100
Tenderloin, lean	68.40	20.78	7.90	0.0	0.0	1.04	—	0.82	0.51	98
Veal, lean	75.91	20.20	2.87	0.0	0.0	1.08	—	0.87	0.50	109

Food Item	Moisture	Protein,	Fat, %	Carbohydrate			Initial Freezing Point, °F	Specific Heat Above Freezing, Btu/lb·°F	Specific Heat Below Freezing, Btu/lb·°F	Latent Heat of Fusion, Btu/lb
	Content, %	%		Total, %	Fiber, %	Ash, %				
	x_{w0}	x_p	x_f	x_c	x_{β}	x_a				
Pork										
Backfat	7.69	2.92	88.69	0.0	0.0	0.70	—	0.52	0.71	11
Bacon	31.58	8.66	57.54	0.09	0.0	2.13	—	0.64	0.64	45
Belly	36.74	9.34	53.01	0.0	0.0	0.49	—	0.67	0.80	53
Carcass	49.83	13.91	35.07	0.0	0.0	0.72	—	0.74	0.74	71
Ham, cured, whole, lean	68.26	22.32	5.71	0.05	0.0	3.66	—	0.83	0.53	98
country cured, lean	55.93	27.80	8.32	0.30	0.0	7.65	—	0.75	0.55	80
Shoulder, whole, lean	72.63	19.55	7.14	0.0	0.0	1.02	28.0	0.86	0.53	104
Sausage										
Braunschweiger	48.01	13.50	32.09	3.13	0.0	3.27	—	0.72	0.57	69
Frankfurter	53.87	11.28	29.15	2.55	0.0	3.15	28.9	0.75	0.55	77
Italian	51.08	14.25	31.33	0.65	0.0	2.70	—	0.74	0.57	74
Polish	53.15	14.10	28.72	1.63	0.0	2.40	—	0.75	0.56	77
Pork	44.52	11.69	40.29	1.02	0.0	2.49	—	0.70	0.58	64
Smoked links	39.30	22.20	31.70	2.10	0.0	4.70	—	0.67	0.59	56
Poultry Products										
Chicken	65.99	18.60	15.06	0.0	0.0	0.79	27.0	0.79	0.42	95
Duck	48.50	11.49	39.34	0.0	0.0	0.68	—	0.73	0.59	70
Turkey	70.40	20.42	8.02	0.0	0.0	0.88	—	0.84	0.54	101
Egg										
White	87.81	10.52	0.0	1.03	0.0	0.64	30.9	0.93	0.43	126
dried	14.62	76.92	0.04	4.17	0.0	4.25	—	0.55	0.50	21
Whole	75.33	12.49	10.02	1.22	0.0	0.94	30.9	0.87	0.47	108
dried	3.10	47.35	40.95	4.95	0.0	3.65	—	0.49	0.48	4
Yolk	48.81	16.76	30.87	1.78	0.0	1.77	30.9	0.73	0.54	70
salted	50.80	14.00	23.00	1.60	0.0	10.60	1.0	0.72	0.91	73
sugared	51.25	13.80	22.75	10.80	0.0	1.40	25.0	0.73	0.61	74
Lamb										
Composite of cuts, lean	73.42	20.29	5.25	0.0	0.0	1.06	28.6	0.86	0.51	105
Leg, whole, lean	74.11	20.56	4.51	0.0	0.0	1.07	—	0.86	0.51	107
Dairy Products										
Butter	17.94	0.85	81.11	0.06	0.0	0.04	—	0.57	0.63	26
Cheese										
Camembert	51.80	19.80	24.26	0.46	0.0	3.68	—	0.74	0.80	74
Cheddar	36.75	24.90	33.14	1.28	0.0	3.93	8.8	0.66	0.73	53
Cottage, uncreamed	79.77	17.27	0.42	1.85	0.0	0.69	29.8	0.89	0.48	114
Cream	53.75	7.55	34.87	2.66	0.0	1.17	—	0.75	0.70	77
Gouda	41.46	24.94	27.44	2.22	0.0	3.94	—	0.69	0.66	59
Limburger	48.42	20.05	27.25	0.49	0.0	3.79	18.7	0.72	0.67	70
Mozzarella	54.14	19.42	21.60	2.22	0.0	2.62	—	0.75	0.59	78
Parmesan, hard	29.16	35.75	25.83	3.22	0.0	6.04	—	0.62	0.70	42
Processed American	39.16	22.15	31.25	1.30	0.0	5.84	19.6	0.67	0.66	56
Roquefort	39.38	21.54	30.64	2.00	0.0	6.44	2.7	0.67	0.80	57
Swiss	37.21	28.43	27.45	3.38	0.0	3.53	14.0	0.66	0.69	53
Cream										
Half and half	80.57	2.96	11.50	4.30	0.0	0.67	—	0.89	0.52	116
Table	73.75	2.70	19.31	3.66	0.0	0.58	28.0	0.86	0.53	106
Heavy whipping	57.71	2.05	37.00	2.79	0.0	0.45	—	0.78	0.55	83
Ice Cream										
Chocolate	55.70	3.80	11.0	28.20	1.20	1.00	21.9	0.74	0.66	80
Strawberry	60.00	3.20	8.40	27.60	0.30	0.70	21.9	0.76	0.65	86
Vanilla	61.00	3.50	11.00	23.60	0.0	0.90	21.9	0.77	0.65	88
Milk										
Canned, condensed, sweetened	27.16	7.91	8.70	54.40	0.0	1.83	5.0	0.56	—	39
Evaporated	74.04	6.81	7.56	10.04	0.0	1.55	29.5	0.85	0.50	106
Skim	90.80	3.41	0.18	4.85	0.0	0.76	—	0.94	0.43	130
dried	3.16	36.16	0.77	51.98	0.0	7.93	—	0.43	—	5
Whole	87.69	3.28	3.66	4.65	0.0	0.72	30.9	0.93	0.43	126
dried	2.47	26.32	26.71	38.42	0.0	6.08	—	0.44	—	3
Whey, acid, dried	3.51	11.73	0.54	73.45	0.0	10.77	—	0.40	—	5
sweet, dried	3.19	12.93	1.07	74.46	0.0	8.35	—	0.40	—	5

Food Item	Moisture	Protein,	Fat, %	Carbohydrate			Initial Freezing Point, °F	Specific Heat Above Freezing, Btu/lb·°F	Specific Heat Below Freezing, Btu/lb·°F	Latent Heat of Fusion, Btu/lb
	Content, %	%		Total, %	Fiber, %	Ash, %				
	x_{wo}	x_p	x_f	x_c	x_b	x_a				
Nuts, Shelled										
Almonds	4.42	19.95	52.21	20.40	10.90	3.03	—	0.53	—	6
Filberts	5.42	13.04	62.64	15.30	6.10	3.61	—	0.50	—	8
Peanuts, raw	6.50	25.80	49.24	16.14	8.50	2.33	—	0.53	—	9
dry roasted with salt	1.55	23.68	49.66	21.51	8.00	3.60	—	0.50	—	2
Pecans	4.82	7.75	67.64	18.24	7.60	1.56	—	0.52	—	7
Walnuts, English	3.65	14.29	61.87	18.34	4.80	1.86	—	0.50	—	5
Candy										
Fudge, vanilla	10.90	1.10	5.40	82.30	0.0	0.40	—	0.45	—	15
Marshmallows	16.40	1.80	0.20	81.30	0.10	0.30	—	0.48	—	24
Milk chocolate	1.30	6.90	30.70	59.20	3.40	1.50	—	0.44	—	2
Peanut brittle	1.80	7.50	19.10	69.30	2.00	1.50	—	0.42	—	3
Juice and Beverages										
Apple juice, unsweetened	87.93	0.06	0.11	11.68	0.10	0.22	—	0.92	0.43	126
Grapefruit juice, sweetened	87.38	0.58	0.09	11.13	0.10	0.82	—	0.92	0.43	126
Grape juice, unsweetened	84.12	0.56	0.08	14.96	0.10	0.29	—	0.90	0.43	121
Lemon juice	92.46	0.40	0.29	6.48	0.40	0.36	—	0.95	0.41	133
Lime juice, unsweetened	92.52	0.25	0.23	6.69	0.40	0.31	—	0.95	0.41	133
Orange juice	89.01	0.59	0.14	9.85	0.20	0.41	31.3	0.93	0.42	128
Pineapple juice, unsweetened	85.53	0.32	0.08	13.78	0.20	0.30	—	0.91	0.43	123
Prune juice	81.24	0.61	0.03	17.45	1.00	0.68	—	0.89	0.45	117
Tomato juice	93.90	0.76	0.06	4.23	0.40	1.05	—	0.96	0.41	135
Cranberry-apple juice drink	82.80	0.10	0.0	17.10	0.10	0.0	—	0.89	0.44	119
Cranberry-grape juice drink	85.60	0.20	0.10	14.00	0.10	0.10	—	0.91	0.43	123
Fruit punch drink	88.00	0.0	0.0	11.90	0.10	0.10	—	0.92	0.43	126
Club soda	99.90	0.0	0.0	0.0	0.0	0.10	—	1.00	0.39	144
Cola	89.40	0.0	0.0	10.40	0.0	0.10	—	0.93	0.42	129
Cream soda	86.70	0.0	0.0	13.30	0.0	0.10	—	0.91	0.43	125
Ginger ale	91.20	0.0	0.0	8.70	0.0	0.0	—	0.94	0.41	131
Grape soda	88.80	0.0	0.0	11.20	0.0	0.10	—	0.93	0.42	128
Lemon-lime soda	89.50	0.0	0.0	10.40	0.0	0.10	—	0.93	0.42	129
Orange soda	87.60	0.0	0.0	12.30	0.0	0.10	—	0.92	0.43	126
Root beer	89.30	0.0	0.0	10.60	0.0	0.10	—	0.93	0.42	128
Chocolate milk, 2% fat	83.58	3.21	2.00	10.40	0.50	0.81	—	0.90	0.44	120
Miscellaneous										
Honey	17.10	0.30	0.0	82.40	0.20	0.20	—	0.48	—	25
Maple syrup	32.00	0.00	0.20	67.20	0.0	0.60	—	0.58	—	46
Popcorn, air-popped	4.10	12.00	4.20	77.90	15.10	1.80	—	0.49	—	6
oil-popped	2.80	9.00	28.10	57.20	10.00	2.90	—	0.48	—	4
Yeast, baker's, compressed	69.00	8.40	1.90	18.10	8.10	1.80	—	0.85	0.52	100

Composition data from USDA (1996). Initial freezing point data from Table 1 in Chapter 30 of the 1993 *ASHRAE Handbook—Fundamentals* and USDA (1968). Specific heats calculated from equations in this chapter. Latent heat of fusion obtained by multiplying water content expressed in decimal form by 144 Btu/lb, the heat of fusion of water (Table 1 in Chapter 30 of the 1993 *ASHRAE Handbook—Fundamentals*).

APÉNDICES

Apéndice I

	A	B	C	D	E	F	G	H
1	CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA EN CÁMARAS FRIGORÍFICAS.							
2	Aplicación:	Proceso carne						
3	Cámara							
4	LARGO	79.33	pie	Entalpía aire refrigerado		1.93	BTU/lb	
5	ANCHO	50.66	pie	Entalpía aire infiltración		5.16	BTU/lb	Watts por foco
6	ALTO	15.16	pie	Diferencia entalpías		3.22	BTU/lb	52
7	VOLUMEN	60,920.61	pie ³	Energía en el interior de la cámara por focos		17,742.92	BTU	Número de focos
8	SUPERFICIE	11,978.90	pie ²	Energía motores		22,899.84	BTU	100
9	Temperatura exterior	50.00	°F	Número de evaporadores		12		
10	HR exterior	65.00	%	HP motores		0.75	HP	
11	Presión exterior	11.31	psi	W motor		745.70	W	
12	Temperatura de la cámara	41.36	°F	Hp maquinaria		12.00	HP	
13	HR de la cámara	44.50	%	W maquinaria		8,948.40	W	
14	Densidad aire refrigerado	0.000	lb/pe ³	Factor de apertura de puerta		0.000358796		
15	Densidad aire infiltración	0.000	lb/pe ³	Número de puertas		2		
16	Presión tabla	14.70	psi	Altura de puerta		9.84	pie	
17	Temperatura aire refrigeración tabla	-4.00	°F	Largo de puerta		13.12	pie	
18	Temperatura aire infiltración tabla	50.00	°F	Área de puerta		129.18	pie ²	
19	Densidad aire refrigerado	0.039	lb/pe ³	Tiempo de apertura-cierre		5.00	seg	
20	Densidad aire infiltración	0.046	lb/pe ³	Tiempo de permanencia abierta		20.00	seg	
21	Pérdida de calor (Q/A)	3.69	BTU/pe ² h	Factor térmico para motores		2,950.00		
22	Factor de densidad	1.9514		Factor térmico para motores		2,950.00		
23	Carga sensible y latente de refrigeración	193,348.64	BTU/día	Número de personas trabajando		50		
24	Cambios de aire	1.60		Horas de trabajo del personal diario		8.00	h/día	
25	Horas trabajo camara	8.00	h/día	Calor que desprende cada persona		840	BTU/h	

26				
27	Balance de otras fuentes:			
28	Qppt	Carga por transmisión de paredes	353,229.50	BTU/día
29	Qr	Carga por renovación	162.4491	BTU/día
30	Qca	Carga por cambio de aire	97,575.08	BTU/día
31	Qi	Carga por iluminación	141,943.36	BTU/día
32	Qm	Carga por motores	427,463.74	BTU/día
33	Qpe	Carga por personas	336,000.00	BTU/día
34	Balance de producto:			
35		Producto: movimiento diario	11,022.50	lb/día
36	Cp 1	C. esp antes de la congelación	0.00	BTU/lb·F
37		Calor latente de congelación	0.00	BTU/lb
38	Cp 2	C. esp después de la congelación	0.00	BTU/lb·F
39		Temperatura de entrada	41.00	°F
40		Temperatura de congelación	32.00	°F
41		Temperatura final	1.40	°F
42		Carga térmica antes de	0.00	BTU/día
43		Carga térmica de congelación	0.00	BTU/día
44		Carga térmica después de	0.00	BTU/día
45		Carga de respiración	0.00	BTU/día
46		Carga por embalaje	0.00	BTU/día
47	Total de la carga:			
48		Total carga térmica/día	1,356,374.13	
49		Total carga térmica productodía	0.00	
50		Total carga térmica por día	1,492,011.5	BTU/día
51		Tiempo de operación de cámara	8.0	horas
52		Total de carga por hora	186,501.4	BTU/h

Figura 31. Hoja de cálculo en programa Excel para cálculo de carga térmica; ejemplo para aplicación de proceso carne.

Apéndice II

Para el caso de estudio en particular, se cuenta con un total de 20 aplicaciones diferentes, cada una con un área refrigerada individual. Se realizó el levantamiento de datos en campo siguiendo el formato desarrollado previo a la visita (ver anexos, figura30) y se siguió una memoria de cálculo realizada en el programa Excel (apéndice I, figura 31) para obtener el valor de carga térmica en cada una de estas áreas del proceso. Se muestran, como ejemplo, el cálculo de potencia frigorífica para satisfacer los requerimientos de las aplicaciones de proceso carne, congelador vísceras y túnel de congelación.

Proceso Carne

1) Carga por transmisión de paredes:

$$Q_t = UA\Delta T$$

- Se obtienen las dimensiones del cuarto para calcular la superficie total del espacio refrigerado.

$$\begin{aligned} \text{Superficie} &= (\text{Largo}) \underline{79.33\text{ft}} \cdot (\text{Ancho}) \underline{50.66\text{ft}} \cdot (\text{Altura}) \underline{15.16\text{ft}} \\ &= (\text{Largo} \cdot \text{Ancho} \cdot 2) + (\text{Largo} \cdot \text{Alto} \cdot 2) + (\text{Alto} \cdot \text{Ancho} \cdot 2) \\ &= (79.33\text{ft} \cdot 50.66\text{ft} \cdot 2) + (79.33\text{ft} \cdot 15.16\text{ft} \cdot 2) + (15.16\text{ft} \cdot 50.66\text{ft} \cdot 2) \\ &= \mathbf{11978.90\text{ft}^2} \end{aligned}$$

- Se considera una pérdida de calor recomendada según *Dossat, 2002* de 3.686 BTU/ft²h.
- El tiempo que el personal de planta labora dentro de esta área es de 8 horas por día.

El cálculo de carga por transmisiones de paredes es:

$$Q_t = (3.686\text{BTU/ft}^2\text{h} * 11978.90\text{ft}^2) = \mathbf{44153.69\text{ BTU/h}}$$

El tiempo que el personal labora dentro de la sala es de 8 horas al día, por lo que la carga térmica se considera:

$$Q_t = 44153.69\text{ BTU/h} * 8\text{ horas/día} = \mathbf{353229.50\text{BTU/día}}$$

2) Carga por renovación:

$$Q_i = Q_r D_t D_f (1 - E)$$

Como primera incógnita de la ecuación se encuentra el calor sensible y latente de refrigeración, el cual se calcula de la siguiente manera:

$$Q_r = 795.6A (h_i - h_r) r \left(1 - \frac{i}{r}\right)^{0.5} (gH)^{0.5} F_m$$

Se determinó la posición de esta aplicación dentro del espacio total, es decir, se verificaron áreas y condiciones de los espacios colindantes para determinar la carga por infiltraciones de aire, como se muestra en los anexos, figura 29.

Mediante una carta psicométrica a la presión del municipio de Cuautitlán Izcalli (11.31psi) se leyeron las entalpías de aire a la temperatura de refrigeración (41°F) y a la temperatura de aire de infiltración (50°F) de las áreas contiguas, para esto se midió la temperatura y la humedad relativa de cada área para establecer las condiciones del aire de infiltración.

Además se obtuvo la densidad del aire para las mismas temperaturas utilizando como referencia la tabla 40, ver anexos. Se empleó una regla de proporcionalidad ya que la tabla está basada en condiciones atmosféricas (14.7psi) y se requieren los datos a las condiciones de estudio, 11.31 bar.

Por último, el factor de densidad (F_m) se calcula empleando la ecuación 16 el cálculo de potencia frigorífica.

$$F_m = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{0.039 \text{ lb/ft}^3}{0.046 \text{ lb/ft}^3} \right)^{1/3}} \right]^{1.5} = 1.951$$

Por lo tanto, al sustituir todos los datos se obtiene lo siguiente:

$$q = 795.6 * 129.17 \text{ ft}^2 \left(3.22 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \right) * 0.039 \text{ lb/ft}^3 \left(1 - \frac{0.046 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}}{0.039 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}} \right)^{0.5} \left(32.2 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2} * 9.84 \text{ ft} \right)^{0.5} * 1.951$$

$$Q_r = 193,348.64 \text{ BTU/h}$$

- Área de la puerta: 129.17ft²
- Diferencia de entalpías: 3.22 BTU/lb
- Densidad del aire refrigerado: 0.039 lb/ft³
- Densidad del aire de infiltración: 0.046 lb/ft³
- Aceleración de la gravedad: 32.2 ft/s²
- Altura de la puerta: 9.84ft
- Factor de densidad: 1.951

La siguiente incógnita de la ecuación principal, ecuación 14, es el factor de tiempo de apertura de puerta, D_t , que se calcula a partir de la ecuación 17.

$$D_t = \frac{\left((2 \text{ puertas} * 5 \text{ s}) + \left(\frac{20 \text{ s}}{60 \text{ s} / 1 \text{ min}} \right) \right)}{8 \text{ horas} * 3600 \text{ s/hora}} = \mathbf{0.00036}$$

Al final, el resultado obtenido es:

$$Q_i = 193,348.64 \text{ BTU/h} * 0.00036 * 1.951 * (1-0.85) * 8 \text{ horas/día} = \mathbf{162.45 \text{ BTU/día}}$$

3) Carga por cambios de aire:

$$Q_{ca} = V * CA * r * \Delta H$$

- Se obtienen las dimensiones del cuarto para calcular el volumen total del espacio refrigerado.

Volumen (Largo) 79.33 ft. (Ancho) 50.66 ft. (Altura) 15.16 ft

$$= (79.33 \text{ ft} * 50.66 \text{ ft} * 15.16 \text{ ft})$$

$$= \mathbf{60,920.61 \text{ ft}^3}$$

Para los cambios de aire, se utilizó como referencia la tabla 41 del apartado de anexos, obtenida de Dossat, 1997. De esta tabla se obtuvo el valor de **1.6** para un volumen de la cámara de 75,000ft³.

Por último, los dos valores faltantes se obtuvieron a través de tablas mencionadas anteriormente. El valor de la densidad del aire refrigerado, ρ_r , se obtuvo a partir de la tabla 40 por medio de la regla de proporcionalidad; y el valor de diferencia de entalpías, ΔH , se obtuvo a partir de la carta psicrométrica a las condiciones de 11.31 psi.

Al sustituir todos los valores se obtiene:

$$Q_{ca} = 60,920.61 \text{ ft}^3 * 1.6 * 0.039 \text{ lb/ft}^3 * 3.22 \text{ BTU/lb} * 8 \text{ horas/día} = \underline{\underline{97,575.1 \text{ BTU/día}}}$$

4) Carga por iluminación:

$$Q_f = \text{BTU consumidos por focos}$$

Se calcula el número de BTU consumidos en el área. Para esto se registró el número de focos instalados y se determinó el consumo de energía de cada uno, obteniendo que el número de focos instalados fue de 100 con un consumo de 177.43 BTU por foco.

$$Q_f = 100 \text{ focos} * 177.43 \text{ BTU} * 8 \text{ horas/día} = \underline{\underline{141,194.36 \text{ BTU/día}}}$$

5) Carga por motores:

$$Q_m = \text{BTU consumidos por maquinaria}$$

Se registró el número de motores instalados en el área que intervienen en alguna parte del proceso durante día.

Para esta área se tienen 6 evaporadores instalados cada uno con dos ventiladores con un motor de $\frac{3}{4}$ de HP, es decir, 9 HP totales. (1 HP = 2544.427 BTU/h)

Además se cuenta con 4 bandas transportadoras para carne cada una con un motor de 2 HP, 2 empacadoras con un motor de 1.5 HP cada una y un sellador con un motor de 1 HP. Por lo tanto, la potencia total por carga de motores es la siguiente:

$$Q_m = 21 \text{ HP} * 2544.427 \text{ BTU/h/HP} * 8 \text{ horas/día} = \underline{\underline{427,463.74 \text{ BTU/día}}}$$

6) Carga por personas:

$$Q_H = \text{BTU/h por persona} * \text{número de personas}$$

Se registra el número de personas que labora en el área durante el turno, tomando en consideración también a las personas que circulan por la zona de manera intermitente. En este caso, es la zona con más personal de todas las áreas de la planta con un total de 50 personas. Posteriormente se obtiene un factor equivalente de calor por persona dependiendo la temperatura de la cámara utilizando como referencia la tabla43, ver anexos.

La temperatura de la cámara es de 41 °F, por lo que se utilizó el factor de 840 BTU/h para cada una de las 50 personas en el área.

Sustituyendo todos los datos se obtiene:

$$Q_H = 840 \text{ BTU/h} * 50 \text{ personas} * 8 \text{ horas/día} = \underline{\underline{336,000 \text{ BTU/día}}}$$

La potencia frigorífica que aporta el producto se desprecia ya que la temperatura a la que llega el producto a la zona es de 35.6 °F, es decir, es menor a la temperatura de la cámara que es de 41 °F, por lo que no aporta una potencia frigorífica adicional.

Como se menciona en la literatura, a la carga calculada se le aumenta un 10% de factor de seguridad para cubrir posibles errores de criterio de diseño o de operación real.

Al final, la potencia frigorífica total de la cámara es:

Tabla 45. Potencia frigorífica para la aplicación de proceso carne.

Fuentes de calor		Carga (BTU/día)
Q_t	Carga por transmisión de paredes	353,229.50
Q_i	Carga por renovación	162.45

Q_{ca}	Carga por cambio de aire	97,575.10
Q_f	Carga por iluminación	141,943.36
Q_m	Carga por motores	427,463.74
Q_H	Carga por personas	336,000.00
Q_0	Carga total	1, 356,374.13
	Factor de seguridad (10 %)	135,637.41
Q_0	Carga total final	1, 492,011.50*

*Para esta aplicación se considera un tiempo de operación de 8 horas al día

Congelador Vísceras

1) Carga por transmisión de paredes:

$$Q_t = UA\Delta T$$

- Se obtienen las dimensiones del cuarto para calcular la superficie total del espacio refrigerado.

Superficie = (Largo) 31.53 ft . (Ancho) 25.10 ft . (Alto) 15.16 ft

$$= (\text{Largo} \cdot \text{Ancho} \cdot 2) + (\text{Largo} \cdot \text{Alto} \cdot 2) + (\text{Alto} \cdot \text{Ancho} \cdot 2)$$

$$= (31.53 \text{ ft} \cdot 25.10 \text{ ft} \cdot 2) + (31.53 \text{ ft} \cdot 15.16 \text{ ft} \cdot 2) + (15.16 \text{ ft} \cdot 25.10 \text{ ft} \cdot 2)$$

$$= \mathbf{3,299.63 \text{ ft}^2}$$

- Se considera una pérdida de calor recomendada según *Dossat, 2002* de 3.686 BTU/ft²h.
- El tiempo de operación de la cámara de congelación es de 24 horas al día ya que siempre hay producto en el interior

La fórmula para el cálculo de carga por transmisiones de paredes es:

$$Q_t = (3.686 \text{ BTU/ft}^2\text{h} * 3,299.63 \text{ ft}^2) = \mathbf{12,162.44 \text{ BTU/h}}$$

Al ser una cámara que contiene producto en todo momento, los evaporadores deben permanecer en operación durante todo el día. Esta cámara cuenta con tres evaporadores para abatir la potencia frigorífica, por lo que se considera una operación de 24 horas al día de los equipos ya que nunca existe un deshielo simultáneo de los mismos. Por lo tanto:

$$Q_t = 12,162.44 \text{ BTU/h} * 24 \text{ horas/día} = \mathbf{\underline{291,894.67 \text{ kcal/día}}}$$

2) Carga por renovación:

$$Q_i = Q_r D_t D_f (1 - E)$$

Como primera incógnita de la ecuación se encuentra el calor sensible y latente de refrigeración, el cual se calcula de la siguiente manera:

$$Q_r = 795.6 A (h_i - h_r) r \left(1 - \frac{i}{r} \right)^{0.5} (gH)^{0.5} F_m$$

Se determinó la posición de esta aplicación dentro del espacio total, es decir, se verificaron áreas y condiciones de los espacios colindantes para determinar la carga por infiltraciones de aire.

Mediante una carta psicométrica a la presión del municipio de Cuautitlán Izcalli (11.31psi) se leyeron las entalpías de aire a la temperatura de congelación (1.4°F) y a la temperatura de aire de infiltración (50°F) de las áreas contiguas, para esto se midió la temperatura y la humedad relativa de cada área para establecer las condiciones del aire de infiltración.

Además se obtuvo la densidad del aire para las mismas temperaturas utilizando como referencia la tabla 40, ver anexos. Se empleó una regla de proporcionalidad ya que la tabla está basada en condiciones atmosféricas (14.7psi) y se requieren los datos a las condiciones de estudio, 11.31 psi.

Por último, el factor de densidad (F_m) se calcula empleando la ecuación 16 del cálculo de potencia frigorífica..

$$F_m = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{0.066 \text{ lb/ft}^3}{0.060 \text{ lb/ft}^3} \right)^{1/3}} \right]^{1.5} = 1.767$$

Por lo tanto, al sustituir todos los datos se obtiene lo siguiente:

$$q = 795.6 * 107.65 \text{ ft}^2 \left(15.91 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \right) * 0.066 \text{ kg/m}^3 \left(1 - \frac{0.060 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{0.066 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \right)^{0.5} \left(32.2 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2} * 6.56 \text{ ft} \right)^{0.5} * 1.767$$

$$Q_r = 712,719.78 \text{ BTU/h}$$

- Área de la puerta: 107.65 ft^2
- Diferencia de entalpías: 15.91 BTU/lb
- Densidad del aire refrigerado: 0.066 lb/ft^3
- Densidad del aire de infiltración: 0.060 lb/ft^3
- Aceleración de la gravedad: 32.2 ft/s^2
- Altura de la puerta: 6.56 m
- Factor de densidad: 1.767

La siguiente incógnita de la ecuación principal, ecuación 14 es el factor de tiempo de apertura de puerta, D_t , que se calcula a partir de la ecuación 17.

$$D_t = \frac{\left((1 \text{ puerta} * 5 \text{ s}) + \left(\frac{20 \text{ s}}{60 \text{ s} / 1 \text{ min}} \right) \right)}{24 \text{ horas} * 3600 \text{ s/hora}} = 0.00012$$

Al final, el resultado obtenido es:

$$Q_i = 712,719.78 \text{ BTU/h} * 0.00012 * 1.767 * (1-0.85) * 24 \text{ horas/día} = \underline{\underline{542.29 \text{ BTU/día}}}$$

3) Carga por cambios de aire:

$$Q_{ca} = V * CA * \rho_r * \Delta H$$

- Se obtienen las dimensiones del área para calcular el volumen total de la aplicación frigorífica:

$$\begin{aligned} \text{Volumen} &= (\text{Largo}) \underline{31.53 \text{ ft.}} \quad (\text{Ancho}) \underline{25.10 \text{ ft.}} \quad (\text{Altura}) \underline{15.16 \text{ m}} \\ &= (31.53 \text{ ft} * 25.10 \text{ ft} * 15.16 \text{ ft}) \\ &= \underline{\underline{11,996.25 \text{ ft}^3}} \end{aligned}$$

Para los cambios de aire, se utilizó como referencia la tabla 42 de los anexos, obtenida de Dossat, 1997. De esta tabla se obtuvo el valor de **3.0** para un volumen de cámara de 15,000 ft³.

Por último, los dos valores faltantes se obtuvieron a través de tablas mencionadas anteriormente. El valor de la densidad del aire refrigerado, ρ_r , se obtuvo a partir de la tabla 40 por medio de la regla de proporcionalidad; y el valor de diferencia de entalpías, ΔH , se obtuvo a partir de la carta psicrométrica a las condiciones de 11.31 psi.

Al sustituir todos los valores se obtiene:

$$Q_{ca} = 11,996.25 \text{ ft}^3 * 3.0 * 0.066 \text{ lb/ft}^3 * 15.91 \text{ BTU/lb} * 24 \text{ horas/día} = \underline{\underline{908,482.7 \text{ BTU/día}}}$$

4) Carga por iluminación:

$$Q_f = \text{BTU consumidos por focos} * 0.86 \text{ kcal/W}$$

Se calcula el número de BTU consumidos en el área. Para esto se registró el número de focos instalados y se determinó el consumo de energía de cada uno, obteniendo que el número de focos instalados fue de 16 con un consumo de 177.43 BTU por cada uno:

$$Q_f = 16 \text{ focos} * 177.43 \text{ W} * 24 \text{ horas/día} = \underline{\underline{68,132.81\text{BTU/día}}}$$

5) Carga por motores:

$$Q_m = \text{BTU consumidos por maquinaria}$$

Se registró el número de motores instalados que intervienen en alguna parte del proceso durante el día.

Para esta área se tienen 2 evaporadores instalados cada uno con dos ventiladores con un motor de 1 HP, es decir, 4 HP totales. (1 HP = 2544.427 BTU/h)

Además se cuenta con 1 montacargas para estibar las cajas de producto con un motor de 3.5 HP. Por lo tanto, la potencia total por carga de motores es la siguiente:

$$Q_m = (4 \text{ HP instalados} * 2544.427 \text{ BTU/h/HP} * 24 \text{ horas/día}) + (3.5 \text{ HP instalados} * 2544.427 \text{ BTU/h/HP} * 2 \text{ horas/día}) = \underline{\underline{262,075.98\text{BTU/día}}}$$

*Se separan las potencias de los motores ya que los evaporadores operan las 24 horas al día, pero para el caso del montacargas sólo se utiliza por cortos periodos de tiempo al día, se consideran 2 horas diarias para maniobras de estibamiento.

6) Carga por personas:

$$Q_H = \text{BTU/h por persona} * \text{número de personas}$$

Se registró el número de personas que labora en el área durante el turno, tomando en consideración también a las personas que circulan por la zona de manera intermitente. En este caso, no hay un flujo continuo de personal y sólo se encuentran dos personas laborando en el área durante dos turnos al día, lo que significa que el total de personas que laboran en el área es de 4. Posteriormente se obtiene un factor equivalente de calor por persona dependiendo la temperatura de la cámara utilizando como referencia la tabla 43, ver anexos.

La temperatura de la cámara es de 1.4 °F, por lo que se utilizó el factor de 1,300 BTU/h para cada una de las 4 personas en la zona.

Sustituyendo todos los datos se obtiene:

$$Q_H = 1300 \text{ BTU/h} * 4 \text{ personas} * 8 \text{ horas/día} = \underline{\underline{41,600 \text{ BTU/día}}}$$

7) Carga por producto:

$$Q_A = mCp_1(T_1 - T_f) \quad \left| \quad Q_B = mh_{if} \quad \left| \quad Q_C = mCp_2(T_f - T_2)\right.\right.$$

Para esta cámara existe un diferencial de temperatura del producto a la entrada con respecto a la salida. Al ingresar, el producto tiene una temperatura aproximada de 41°F y una vez que se retira para embarcar ha alcanzado una temperatura igual a 10.4°F aproximadamente.

El primer dato obtenido fue la cantidad de producto que se ingresa diario en la cámara que es de 5 toneladas. Posteriormente se obtuvieron cuatro datos fundamentales para este cálculo de potencia frigorífica. Al ser una planta que procesa diferentes tipos de cortes de res y cerdo, y ambos son ingresados a la misma cámara de congelación, se tomaron como referencia los valores del *sirloin*, el cual aporta la mayor cantidad de calor según la tabla 44, ver anexos. Los valores obtenidos fueron:

1. El calor específico antes del punto de congelación : 0.84 BTU/lb °F
2. La temperatura de congelación : 28.94°F
3. El calor latente de congelación : 102.75BTU/lb
4. El calor específico después del punto de congelación : 0.505 BTU/lb °F

Por lo tanto, la potencia frigorífica que aporta el producto se calcula de la siguiente manera:

$$Q_A = 11,023 \text{ lb} * 0.84 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F} * (41^\circ\text{F} - (28.94^\circ\text{F})) = \underline{\underline{111,667.4\text{BTU/día}}}$$

$$Q_B = 11,023\text{lb} * 102.75\text{BTU/lb} = \underline{\underline{1,132,613.25\text{BTU/día}}}$$

$$Q_C = 11,023 \text{ lb} * 0.505\text{BTU/lb}^\circ\text{F} * (28.94 ^\circ\text{F} - (10.4 ^\circ\text{F})) = \underline{\underline{103,205.04\text{BTU/día}}}$$

Al final la potencia frigorífica resulta:

$$Q_p = (111,667.4 \text{ BTU/día} + 1,132,613.25 \text{ BTU/día} + 103,205.04 \text{ BTU/día}) =$$

$$\underline{1,347,485.69 \text{ BTU/día}}$$

De igual manera, a la carga calculada se le aumenta un 10% de factor de seguridad para cubrir posibles errores de criterio de diseño o de operación real.

Al final, la potencia frigorífica total de la cámara es:

Tabla 46. Potencia frigorífica para la aplicación de congelador vísceras.

Fuentes de calor		Carga (BTU/día)
Q_t	Carga por transmisión de paredes	291,894.67
Q_i	Carga por renovación	542.29
Q_{ca}	Carga por cambio de aire	908,482.66
Q_f	Carga por iluminación	68,132.81
Q_m	Carga por motores	262,075.98
Q_H	Carga por personas	41,600.00
Q_p	Carga por producto	1,347,485.69
Q_0	Carga total	2,920,214.12
	Factor de seguridad (10 %)	292,021.41
Q_0	Carga total final	3,212,235.53*

*Para esta aplicación se considera un tiempo de operación de 24 horas al día

Túnel de Congelación

La planta cuenta con un túnel de congelación marca Ross con 3 módulos para congelar producto y para el cual se realizó el cálculo de la potencia frigorífica de manera similar a la que se efectúa para una cámara de refrigeración.

1) Carga por transmisión de paredes:

$$Q_t = UA\Delta T$$

- Se obtienen las dimensiones del equipo para calcular la superficie total del espacio refrigerado.

$$\begin{aligned} \text{Superficie} &= (\text{Largo}) \underline{18.27 \text{ ft}} \cdot (\text{Ancho}) \underline{8.17 \text{ ft}} \cdot (\text{Alto}) \underline{10.33 \text{ ft}} \\ &= (\text{Largo} \cdot \text{Ancho} \cdot 2) + (\text{Largo} \cdot \text{Alto} \cdot 2) + (\text{Alto} \cdot \text{Ancho} \cdot 2) \\ &= (18.27 \text{ ft} \cdot 8.17 \text{ ft} \cdot 2) + (18.27 \text{ ft} \cdot 10.33 \text{ ft} \cdot 2) + (8.17 \text{ ft} \cdot 10.33 \text{ ft} \cdot 2) \\ &= \mathbf{844.78 \text{ ft}^2} \end{aligned}$$

- Se considera una pérdida de calor recomendada según *Dossat, 2002* de 3.686 BTU/ft²h.
- El tiempo de operación del equipo de congelación es de 13 horas al día ya que se trabaja durante dos turnos al día, cada turno es de 8 horas pero se utiliza una hora y media por turno para cargar y descargar el producto del túnel.

La fórmula para el cálculo de carga por transmisiones de paredes es:

$$Q_t = (3.686 \text{ BTU/ft}^2\text{h} \cdot 844.78 \text{ ft}^2) = \mathbf{3,113.83 \text{ BTU/h}}$$

El tiempo que el túnel se encuentra en operación es de 13 horas netas de trabajo, por lo que la potencia frigorífica se considera:

$$Q_t = 3113.83 \text{ BTU/h} \cdot 13 \text{ horas/día} = \mathbf{40,479.80 \text{ BTU/día}}$$

2) Carga por renovación:

$$Q_i = Q_r D_t D_f (1 - E)$$

Como primera incógnita de la ecuación se encuentra el calor sensible y latente de refrigeración, el cual se calcula de la siguiente manera:

$$Q_r = 795.6 A (h_i - h_r) r \left(1 - \frac{i}{r}\right)^{0.5} (gH)^{0.5} F_m$$

Se determinó la posición de esta aplicación dentro del espacio total, es decir, se verificaron áreas y condiciones de los espacios colindantes para determinar la carga por infiltraciones de aire.

Mediante una carta psicrométrica a la presión del municipio de Cuautitlán Izcalli (11.31 psi) se leyeron las entalpías de aire a la temperatura de congelación (-40°F) y a la temperatura de aire de infiltración (32°F) de las áreas contiguas, para esto se midió la temperatura y la humedad relativa de cada área para establecer las condiciones del aire de infiltración.

Además se obtuvo la densidad del aire para las mismas temperaturas utilizando como referencia la tabla 40, ver anexos. Se empleó una regla de proporcionalidad ya que la tabla está basada en condiciones atmosféricas (14.7 psi) y se requieren los datos a las condiciones de estudio, 11.31 psi.

Por último, el factor de densidad (F_m) se calcula empleando la ecuación 16 del cálculo de potencia frigorífica.

$$F_m = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{0.384 \text{ lb/ft}^3}{0.061 \text{ lb/ft}^3} \right)^{1/3}} \right]^{1.5} = 0.5163$$

Por lo tanto, al sustituir todos los datos se obtiene lo siguiente:

$$q = 795.6 * 25.83 \text{ ft}^2 \left(15.48 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \right) * 0.384 \text{ lb/ft}^3 \left(1 - \frac{0.061 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}}{0.384 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}} \right)^{0.5} \left(32.2 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2} * 6.56 \text{ ft} \right)^{0.5} * 0.5163$$

$$Q_r = 840,828.45 \text{ BTU/h}$$

- Área de la puerta: 25.83ft²
- Diferencia de entalpías: 15.48BTU/lb
- Densidad del aire refrigerado: 0.384lb/ft³
- Densidad del aire de infiltración: 0.061lb/ft³
- Aceleración de la gravedad: 32.2ft/s²
- Altura de la puerta: 6.56ft
- Factor de densidad: 0.5163

La siguiente incógnita de la ecuación principal, ecuación 14, es el factor de tiempo de apertura de puerta, D_t , que se calcula a partir de la ecuación 17.

$$D_t = \frac{\left((3 \text{ puerta} * 30 \text{ s}) + \left(\frac{20 \text{ s}}{60 \text{ s}/1 \text{ min}} \right) \right)}{13 \text{ horas} * 3600 \text{ s/hora}} = 0.00022$$

Al final, el resultado obtenido es:

$$Q_i = 840,828.45 \text{ BTU/h} * 0.00022 * 0.5163 * (1-0.85) * 13 \text{ horas/día} = \underline{\underline{186.90 \text{ BTU/día}}}$$

3) Carga por cambios de aire:

$$Q_{ca} = V * CA * \rho * \Delta H$$

- Se obtienen las dimensiones del cuarto para calcular el volumen total del espacio refrigerado.

$$\begin{aligned} \text{Volumen} &= (\text{Largo}) \underline{18.27\text{ft.}} \quad (\text{Ancho}) \underline{8.17\text{ft.}} \quad (\text{Altura}) \underline{10.33 \text{ft}} \\ &= (18.27\text{ft} * 8.17 \text{ft} * 10.33\text{ft}) \\ &= \underline{1,541.92\text{ft}^3} \end{aligned}$$

Para los cambios de aire, se utilizó como referencia la tabla 42, veranexos, obtenida de Dossat, 1997. De esta tabla se obtuvo el valor de **9.3** para un volumen de cámara de 2000ft³.

Por último, los dos valores faltantes se obtuvieron a través de tablas mencionadas anteriormente. El valor de la densidad del aire refrigerado, ρ_r , se obtuvo a partir de la tabla X por medio de la regla de proporcionalidad; y el valor de diferencia de entalpías, ΔH , se obtuvo a partir de la carta psicrométrica a las condiciones de 11.31psi.

Al sustituir todos los valores se obtiene:

$$Q_{ca} = 1541.92\text{ft}^3 * 9.3 * 0.384\text{lb}/\text{ft}^3 * 15.48\text{BTU}/\text{lb} * 13 \text{ horas}/\text{día} = \underline{1, 107,535.43\text{BTU}/\text{día}}$$

4) Carga por motores:

$$Q_m = \text{BTU consumidos por maquinaria}$$

Se registró el número de motores instalados en el equipo y la capacidad de cada uno de ellos. Además el fabricante indica un consumo de energía por módulo que sea agregado al túnel.

El equipo cuenta con 3 evaporadores (1 en cada módulo) instalados cada uno con un ventilador con un motor de 1.5 HP, es decir, 4.5 HP totales. (1 HP = 2544.427 BTU/h)

Además, el valor que indica el fabricante de consumo por módulo del túnel de congelación es de 26.82HP. Por lo tanto, la potencia total por carga de motores es la siguiente:

$$\begin{aligned} Q_m &= (4.5 \text{ HP de evaporadores} + 80.46 \text{ HP de módulos}) * 2544.427 \text{ BTU}/\text{h}/\text{HP} * 13 \\ &\quad \text{horas}/\text{día} = \underline{2, 810, 268.73 \text{ BTU}/\text{día}} \end{aligned}$$

5) Carga por producto:

$$Q_A = mCp_1(T_1 - T_f) \quad \left| \quad Q_B = mh_{if} \quad \left| \quad Q_C = mCp_2(T_f - T_2)\right.\right.$$

Para esta cámara existe un diferencial de temperatura del producto a la entrada con respecto a la salida. Al ingresar, el producto tiene una temperatura aproximada de 5°C y una vez que se retira para embarcar ha alcanzado una temperatura de a -18°C aproximadamente.

El primer dato obtenido fue la cantidad de producto que se ingresa diario en el equipo, la cual es de 17.5 toneladas. Posteriormente se obtuvieron cuatro datos fundamentales para este cálculo de potencia frigorífica. Al ser una planta que procesa diferentes tipos de cortes de res y cerdo, y ambos son ingresados a la misma cámara de congelación, se tomaron como referencia los valores del *sirloin*, el cual aporta la mayor cantidad de potencia según la tabla 44, ver anexos. Los valores obtenidos fueron:

1. El calor específico antes del punto de congelación : 0.84 BTU/lb °F
2. La temperatura de congelación : 28.94°F
3. El calor latente de congelación : 102.75BTU/lb
4. El calor específico después del punto de congelación: 0.505 BTU/lb °F
5. Temperatura final del producto: 1.4 °F

Por lo tanto, la potencia frigorífica que aporta el producto se calcula de la siguiente manera:

$$Q_A = 38,580.5\text{lb} * 0.84 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F} * (41^\circ\text{F} - (28.94^\circ\text{F})) = \underline{\underline{390,835.9 \text{ BTU/día}}}$$

$$Q_B = 38,580.5\text{lb} * 102.75\text{BTU/lb} = \underline{\underline{3,964,146.38\text{BTU/día}}}$$

$$Q_C = 38,580.5 * 0.505 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F} * (28.94^\circ\text{F} - (1.4 ^\circ\text{F})) = \underline{\underline{536,566.02\text{BTU/día}}}$$

Al final la potencia frigorífica resulta:

$$Q_P = (390,835.9 \text{ BTU/día} + 3,964,146.38 \text{ BTU/día} + 536,566.02 \text{ BTU/día}) = \underline{\underline{4,891,548.29 \text{ BTU/día}}}$$

De igual manera, a la carga calculada se le aumenta un 10% de factor de seguridad para cubrir posibles errores de criterio de diseño o de operación real.

Al final, la potencia frigorífica total de la cámara es:

Tabla 47. Potencia frigorífica para la aplicación de túnel de congelación.

Fuentes de calor		Carga (BTU/día)
Q_t	Carga por transmisión de paredes	40,479.80
Q_i	Carga por renovación	186.90
Q_{ca}	Carga por cambio de aire	1, 107,535.43
Q_m	Carga por motores	2, 810,268.73
Q_p	Carga por producto	4,891,548.02
Q_0	Carga total	8, 850,019.15
	Factor de seguridad (10 %)	885,001.91
Q_0	Carga total final	9, 735,021.06*

*Para esta aplicación se considera un tiempo de operación de 13 horas al día.

BIBLIOGRAFÍA

- AHRI. (2014). *Air conditioning, Heating and Refrigeration Institute*. Obtenido de <http://www.ahri.org>
- Alarcón, J. (1998). *Tratado práctico de refrigeración automática* (12 ed.). España, España: Boixareu.
- Álvarez, A. (Feb de 2009). *Parámetros para el Acondicionamiento Interno de Alimentos en Cámaras Frigoríficas*. Obtenido de MUNDO HVAC&R: www.mundohvacr.com.mx
- ANSI. (2014). *American National Standards Institute*. Obtenido de <http://www.ansi.org>
- ANSI/IIAR. (2008). *American National Standard for Equipment, Design and Installation of Closed-Circuit Ammonia Mechanical Refrigerating Systems*. USA: IIAR.
- ASHRAE. (2006). *ASHRAE Handbook Refrigeration*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- ASHRAE. (2009). *FUNDAMENTALS*. Atlanta: American Society of Heating.
- ASHRAE. (2010). *REFRIGERATION*. Atlanta, Estados Unidos de América.
- ASHRAE. (2014). *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*. Obtenido de <http://www.ashrae.org>
- ASME. (2001). *REFRIGERATION PIPING AND HEAT TRANSFER COMPONENTS*. USA: American National Standards Institute.
- ASME. (2014). *American Society of Mechanical Engineers*. Obtenido de <http://www.asme.org>
- ASTM. (Sep-Oct de 2011). La ASME: relevancia constante; Una entrevista con June Ling de la ASME. *ASTM Standardization News*.

- ASTM. (2014). *American Society for Testing and Materials*. Obtenido de <http://www.astm.org>
- Bent, W. (23 de junio de 2011). Fundamental principles for sizing and design of gravity. *International Journal of Refrigeration*, 34, 2092-2108.
- Bhatka, V., Kriplani, V., & Awari, G. (2013). Alternative refrigerants in vapour compression refrigeration cycle. *Int. J. Environ. Sci. Technol.*, 10, 871-880.
- Bohn. (2005). *Manual de ingeniería*. Obtenido de Boletín H-ENG-1 APM: <http://www.bohn.com.mx>
- Casciaro, J., & Thome, J. (2001). Thermal performance of flooded evaporators, Part 1: Review of boiling heat transfer studies. *ASHRAE Transactions*, 107, 903-918.
- Clausen, J. (2014). Sistema de deshielo por gas caliente con retorno de refrigerante a condensadores con refrigerante R-717. *2014 Industrial Refrigeration Conference & Heavy Equipment Show* (págs. 1-18). USA: IAR.
- COLMAC COIL. (2012). Technical Bulletin. *Comparando la Construcción de Evaporadores de Amoniaco: "¿Cual es el mejor?"*. Washington, Colville, USA.
- Conan, J.-G. (1990). *Refrigeración industrial*. España: S.A. Ediciones Paraninfo.
- Crane. (1992). *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. México: McGraw Hill.
- DANFOSS. (Diciembre de 2011). *Controles automáticos para sistemas de refrigeración industriales*. Obtenido de Manual de aplicación: www.danfoss.com
- DANFOSS. (Diciembre de 2012). Electrically operated expansion valves. Dinamarca.
- DANFOSS. (Agosto de 2013). *Expansion Valves*. Obtenido de Thermostatic expansion valves for ammonia: www.ra.danfoss.com
- Dinçer, I. (1997). *Heat transfer in food cooling applications* (1st ed.). USA: Taylor & Francis.
- Dopazo, A., & Fernández, J. (2011). Experimental evaluation of an ejector as liquid recirculator in an overfeed NH₃ system with a plate evaporator. *International Journal of Refrigeration*, 34(7), 1676-1683.

- Dossat, R. J. (1997). *Principles of refrigeration* (4th ed. ed.). (E. Francis, Ed.) USA: Prentice Hall.
- EVAPCO. (2014). Evaporators Optimized performance at low recirculation rates. USA.
- Franco, J. M. (2006). *Manual de refrigeración*. Barcelona, España: Reverté.
- FRICK. (Mayo de 2008). Pressure Vessels. Waynesboro, Virginia, USA.
- Gameiro, W. (18 de Marzo de 2002). Energy Costs...Are Changing Refrigeration Design. *IIAR Ammonia Refrigeration Conference* . Kansas, USA.
- GEA FES. (2008). Screw Compressor Technical Manual. USA.
- Giménez, R. (2005). *Frío industrial. Mantenimiento y servicios a la producción*. España: Marcombo.
- Gosney, W., & Olama, H. (1975). Heat and enthalpy gains through cold room doorways. *Proceedings of the Institute of Refrigeration*, 72, 31-41.
- Hajabdollahi, H., Ahmadi, P., & Dincer, I. (2011). Thermoeconomic optimization of a shell and tube condense rusing both genetic algorithm and particle swarm. *International Journal of Refrigeration*, 34(4), 1066-1076.
- HANSEN. (Febrero de 2013). *Specifications, Applications, Service instructions & Parts*. Obtenido de Hand Expansion Valves (Regulators): www.hantech.com
- Hildebrand, L. F. (2010). Ammonia refrigeration systems. Comparisons in evaporator feed methods past, present & future. *The annual RETA national conference*. Portland, USA: Refrigerating Engineers & Technicians Association.
- IIAR. (2014). *International Institute of Ammonia Refrigeration*. Obtenido de <http://www.iiar.org>
- Jekel, T., & Reindl, D. (2011). Liquid refrigerant pumping in industrial refrigeration systems. *ASHRAE Journal*, 36-43.
- Lamúa, M., & Cuesta, J. C. (2000). *El amoniaco como refrigerante*. Madrid, España: AMV.

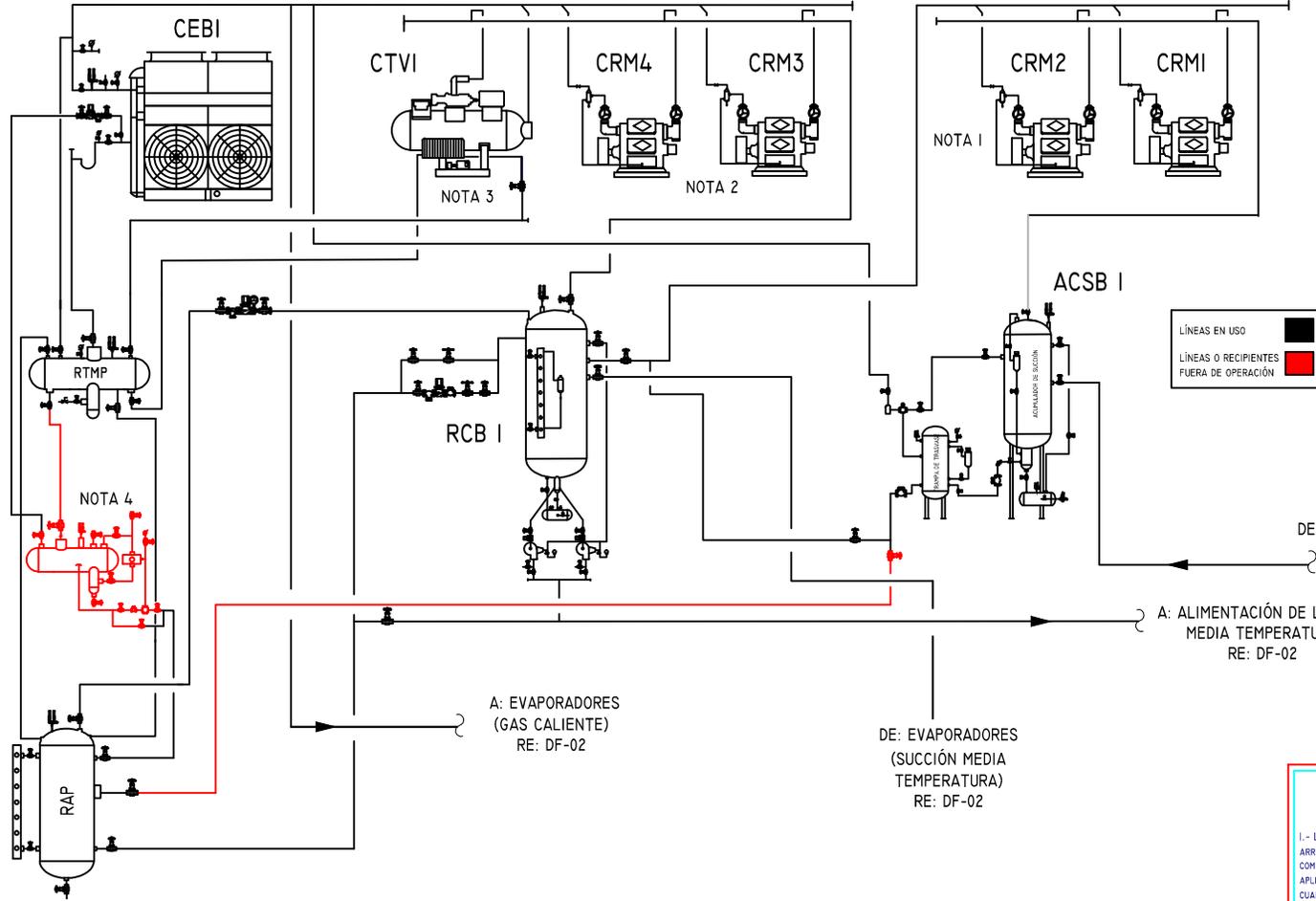
- López, A. (1992). *Las instalaciones frigoríficas en las bodegas*. Madrid, España: A. Madrid Vicente.
- Mahlia, T., Taufiq, B., & IsmailMasjuki, H. (2007). Correlation between conductivity and the thickness of selected insulation materials for building wall. *Energy and Buildings*, 39, 182-187.
- Mithraratne, P., & Wijesundera, N. (2002). An experimental and numerical study of hunting in thermostatic-expansion-valve-controlled evaporators. *International Journal of Refrigeration*, 25(7), 992-998.
- Mohammed, A., Wenning, T., & Kissock, K. (2013). Principles of Energy Efficient Ammonia. *ASHRAE Transactions*, 119, 222-230.
- Murdaugh, J. (2012). *Refrigeration Pressure Vessel Basics*. Phoenix, Arizona, USA.
- Oral, G., & Yilmaz, Z. (2003). Building form for cold climatic zones. *Energy and Buildings*, 35, 383-388.
- Paradero, M. (2014). *Montaje y Mantenimiento de Instalaciones Frigoríficas Industriales*. España: Paraninfo.
- PARKER. (2010). *Evaporator pressure regulating valves for evaporator temperature control*. Obtenido de Catalogue 90-20 UK: <https://www.parker.com>
- Pearson, A. (2008). Stress corrosion cracking in refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 31, 742-747.
- Phillips. (2012). *Thermosyphon Receivers*. Illinois, USA.
- Rapín, P. (1979). *Instalaciones frigoríficas*. París, Francia: Marcombo.
- Rapin, P., & Jacquard, P. (2001). *Formulario del frío*. Barcelona, España: ALFAOMEGA.
- RETA. (2014). *Refrigerating Engineers & Technicians Association*. Obtenido de <http://www.reta.com>

- Ruano Domínguez, R. (2011). *Sistemas de Refrigeración. Evaluación de la eficiencia*.
Obtenido de Ingeniería Energética General: <http://www.energianow.com>
- Sanz del Castillo, F., & Vadillo Rodríguez, I. (2011). *Ahorro de energía en circuitos de refrigeración*. Obtenido de ANEFRYC-Danfoss S.A.: <http://www.danfoss.com>
- Skemp, S. H. (Abril-Junio de 2003). La función de la ASME en la sociedad moderna. *Ingenierías*, 6(19), 28-30.
- Torrella, E. (1996). *La producción de frío*. Valencia, España: U.P.V.
- Torrella, E., & M., P. J. (1985). Instalaciones frigoríficas. Sistemas de deshielo. *Montajes e instalaciones*, 10(176), 59-64.
- UNEP. (2014). *International standards in refrigeration and air-conditioning*. Obtenido de United Nations Environment Programme: <http://www.unep.fr>
- Venkatarathnam, G., & S Srinivasa, M. (Febrero de 2012). Refrigerants for Vapour Compression Refrigeration Systems. *Resonance*, 139-162.
- Ying, L., Laizai, T., & Xiaosong, Z. &. (2014). Experimental evaluation of an ejector as liquid recirculator in a falling-film water chilled. *International Journal of Refrigeration*, 40, 309-316.
- Ze-Zhao, H., Hua, Z., Liu, B.-L., & Wu, S.-Y. (2012). *Refrigeration Technology*. Beijing, China: Science Press.

NOMENCLATURA DE EQUIPO Y CAPACIDADES NOMINALES											
CRM1	CRM2	CRM3	CRM4	CTVI	CEBI	RAPI	ACSB I	ACSM I	RCB I		
COMPRESOR DE REFRIGERANTE TIPO: HFC/MARCA: NAB-BOOSTER/MODELO: NAB-1000/MOTOR (HP): 1.00/VELOCIDAD (RPM): 21.19/CAPACIDAD (TR): 13.44/TOM. SUCCIÓN (T): 15.07/PRESION SUCCIÓN (PSIG): 29.10/HORN. SUCCIÓN (PSI): 29.10/ENF. DE ACEITE: AGUA/EXISTENTE: EQUIPO	COMPRESOR DE REFRIGERANTE TIPO: HFC/MARCA: NAB-BOOSTER/MODELO: NAB-1000/MOTOR (HP): 1.00/VELOCIDAD (RPM): 21.19/CAPACIDAD (TR): 13.44/TOM. SUCCIÓN (T): 15.07/PRESION SUCCIÓN (PSIG): 29.10/HORN. SUCCIÓN (PSI): 29.10/ENF. DE ACEITE: AGUA/EXISTENTE: EQUIPO	COMPRESOR DE REFRIGERANTE TIPO: HFC/MARCA: NAB-BOOSTER/MODELO: NAB-1000/MOTOR (HP): 1.00/VELOCIDAD (RPM): 21.19/CAPACIDAD (TR): 13.44/TOM. SUCCIÓN (T): 15.07/PRESION SUCCIÓN (PSIG): 29.10/HORN. SUCCIÓN (PSI): 29.10/ENF. DE ACEITE: AGUA/EXISTENTE: EQUIPO	COMPRESOR DE REFRIGERANTE TIPO: HFC/MARCA: NAB-BOOSTER/MODELO: NAB-1000/MOTOR (HP): 1.00/VELOCIDAD (RPM): 21.19/CAPACIDAD (TR): 13.44/TOM. SUCCIÓN (T): 15.07/PRESION SUCCIÓN (PSIG): 29.10/HORN. SUCCIÓN (PSI): 29.10/ENF. DE ACEITE: AGUA/EXISTENTE: EQUIPO	COMPRESOR DE REFRIGERANTE TIPO: HFC/MARCA: NAB-BOOSTER/MODELO: NAB-1000/MOTOR (HP): 1.00/VELOCIDAD (RPM): 21.19/CAPACIDAD (TR): 13.44/TOM. SUCCIÓN (T): 15.07/PRESION SUCCIÓN (PSIG): 29.10/HORN. SUCCIÓN (PSI): 29.10/ENF. DE ACEITE: AGUA/EXISTENTE: EQUIPO	CONDENSADOR TIPO: ANUAL/MARCA: SBC/MODELO: VCA-464/MOTOR (HP): 1.00/VELOCIDAD (RPM): 21.19/CAPACIDAD (TR): 13.44/TOM. SUCCIÓN (T): 15.07/PRESION SUCCIÓN (PSIG): 29.10/HORN. SUCCIÓN (PSI): 29.10/ENF. DE ACEITE: AGUA/EXISTENTE: EQUIPO	RECIPIENTE ALTA PRESION DIMS. (IN x FT): 30.0 x 12 LONG. CAPACIDAD (T.R.): 235/TEMPERATURA (T): 90/T. SUCCIÓN (T): -7.0/P. SUCCIÓN (PSIG): 103/EN OPERACIÓN EQUIPO	ACUM. DE SUCCIÓN VERTICAL DIMS. (IN x FT): 24.0 x 8 LONG. CAPACIDAD (T.R.): 80/T. SUCCIÓN (T): -7.0/P. SUCCIÓN (PSIG): 103/EN OPERACIÓN EQUIPO	ACUM. DE SUCCIÓN VERTICAL DIMS. (IN x FT): 24.0 x 8 LONG. CAPACIDAD (T.R.): 80/T. SUCCIÓN (T): -7.0/P. SUCCIÓN (PSIG): 103/EN OPERACIÓN EQUIPO	RECIRCULADOR POR BOMBAS DIMS. (IN x FT): 48.0 x 10 LONG. CAPACIDAD (T.R.): 242.94/TOM. (T): 15.1/TEMP. (T): 15.1/EN OPERACIÓN EQUIPO		

NOTA 4: ESTE ACUMULADOR DE SUCCIÓN FUE SUSTITUIDO POR EL RECIRCULADOR POR BOMBAS (RCU) PERO PUEDE SER CONSIDERADO PARA FUTURAS MODIFICACIONES

SIMBOLOGÍA DE VALVULAS				



LÍNEAS EN USO
LÍNEAS O RECIPIENTES FUERA DE OPERACIÓN

CUADRO DE CAPACIDADES			
TEMPERATURA	TEMPERATURA REGULADORA (F)	PRESION REGULADORA (PSIG)	CAPACIDADES (T.R.)
MEDIA TEMPERATURA	29.3	44.36	93.06
BAJA TEMPERATURA	-5.4	9.59	20.0
			SE = 11.04

NOTAS:

- 1.- LOS COMPRESORES CRM1 Y CRM2 TRABAJAN EN CONJUNTO SÓLO AL ARRANQUE DEL SISTEMA, CUANDO SE HA ABATIDO LA CARGA, SÓLO TRABAJA EL COMPRESOR CRM2 AL 100% DE SU CARGA, SUCCIONANDO DESDE LAS APLICACIONES DE CONGELACIÓN. EL COMPRESOR CRM1 SÓLO TRABAJA DE APOYO CUANDO PRESIÓN EN EL ACSB I, AUMENTA.
- 2.- LOS COMPRESORES CRM3 Y CRM4 SE ENCUENTRAN NORMALMENTE FUERA DE OPERACIÓN.
- 3.- EL COMPRESOR CTVI OPERA INDIVIDUALMENTE A 21.00 RPM Y 50% DE SU CAPACIDAD, SUCCIONANDO DESDE EL RECIPIENTE DE PRESIÓN INTERMEDIA.
- 4.- MODIFICACIONES DEL SISTEMA, INHABILITACIÓN DEL RECIPIENTE PILOTO AL DEJAR DE FUNCIONAR COMO SISTEMA PHILLIPS.

PROYECTO	FECHA	REV.	FECHA	PROYECTADO POR	REVISADO POR	APROBADO POR

DIAGRAMA DE FLUIDO CUARTO DE MAQUINAS
CENTRO DE DISTRIBUCION
CIUDAD DE MEXICO
PROCESADORA DE CARNE

CUARTO DE MAQUINAS
DIAGRAMA DE FLUIDO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
PROYECTO DE TESIS
CUAUTITLÁN (IZCALLI) ESTADO DE MEXICO