



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTILÁN

APLICACIÓN DEL BIÓXIDO DE CARBONO COMO
REFRIGERANTE INDUSTRIAL EN UN SISTEMA DE
PRODUCCIÓN DE FRÍO EN CASCADA.

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO EN ALIMENTOS

P R E S E N T A :

ROBERTO BADILLO CHÁVEZ

ASESOR: I.A. ALFREDO ALVAREZ CARDENAS

CUAUTILÁN IZCALLI, EDO. DE MÉXICO.

2007.



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

U. N. A. M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES CUAUTITLAN

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS



DRA. SUEMI RODRIGUEZ ROMO
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN
P R E S E N T E

ATN: L. A. ARACELI HERRERA HERNANDEZ
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la Tesis :

Aplicación del bióxido de carbono como refrigerante industrial
en un sistema de producción de Frío en cascada.

que presenta el pasante: Roberto Badiño Chávez
con número de cuenta: 09832377-5 para obtener el título de :
Ingeniero en Alimentos

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

ATENTAMENTE

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 30 de Agosto de 2007.

PRESIDENTE	<u>IQ. Guadalupe Franco Rodríguez</u>	
VOCAL	<u>IA. Alfredo Alvarez Cardenas</u>	
SECRETARIO	<u>Dr. José Luis Arjona Román</u>	
PRIMER SUPLENTE	<u>MC. Leticia Zuñiga Gómez</u>	
SEGUNDO SUPLENTE	<u>IA. Víctor Manuel Avalos Avila</u>	

AGRADECIMIENTOS.

Este trabajo es el resultado de un conjunto de esfuerzos, los cuales no quisiera dejar de reconocer. Pensando en la posibilidad de una penosa omisión, a continuación trato de hacer mención de todos aquellos que de una u otra forma, contribuyeron con la exitosa conclusión de este trabajo.

A Dios por brindarme la fuerza, el carácter, la convicción y la constancia, necesarios para librar este difícil reto. Por que he tenido la fortuna de estar siempre rodeado de seres valiosos que me han ayudado y de las cuales he aprendido muchas cosas, pero sobre todo por que he tenido la posibilidad de ser feliz, disfrutar la vida y lograr las metas que me he propuesto hasta ahora.

A mis padres, Rosa María Chávez y Roberto Badillo un infinito agradecimiento; esto es para ustedes, por haberme brindado siempre su apoyo incondicional y todo lo necesario para lograr concluir esta y todas las etapas de mi vida hasta ahora. Sepan que su incansable trabajo y esfuerzo no fue desperdiciado. Los amo y comparto con ustedes este logro que también es suyo. La unión de nuestra familia y el esfuerzo de cada uno de nosotros nos han hecho salir adelante.

A mis hermanos Ricardo y Mauricio, que siempre me apoyaron. Por que hemos compartido toda una vida juntos y por que vamos a seguir adelante.

A todos mis familiares que supieron comprender mis ausencias y estuvieron siempre dispuestos a colaborar y ayudar. Los momentos con ustedes han sido invaluable.

A todos mis amigos: Elizabeth, Juan, Raúl, Vicente, Uriel, Emmanuel, Israel, Pablo, Oscar, Jorge, Palomita, Sandy, Letty, Lucero, Ere y Carlos. Pasamos muchos momentos juntos; muchos fueron difíciles, otras veces nos peleamos, pero siempre estuvimos juntos y nos apoyamos. He aprendido mucho de todos ustedes y de una u otra forma, son parte de este trabajo.

Mi más sincero y cariñoso agradecimiento a la Universidad Nacional Autónoma de México y a los profesores que contribuyeron con mi formación académica. Es un orgullo pertenecer a esta, nuestra máxima casa de estudios por que cada aula y cada jardinera, cada profesor y cada clase, pero sobre todo cada amigo y cada instante dejaron una huella imborrable en mi formación académica, personal y espiritual.

Al profesor Alfredo Álvarez Cárdenas un especial agradecimiento por el interés que puso en este trabajo. Sus constantes críticas y valiosos consejos lo hicieron mejor. Le agradezco también por ser un ejemplo de excelencia académica y superación constante, que despertaron en mi el interés y el hambre de ser mejor cada día. Pero sobre todo agradezco su amistad.

A los ingenieros Manuel Alarcón López y Norberto Aguilar Castillo, por que ustedes representan mi principal influencia profesional. Agradezco toda la experiencia y enseñanzas que me han brindado sin recelo.

A ti Astrid, por ser mi inspiración. Esto también es para ti. Gracias por estar conmigo siempre, sin importar lo difícil de las circunstancias, por compartir tantos momentos juntos, por no pedir nunca nada a cambio, por no dejarme caer y por darme fuerza en los momentos difíciles. Por todos nuestros recuerdos, nuestro presente y por todos nuestros planes; pues tu sabes que este es solo uno de los muchos pasos que habremos de dar juntos.

ÍNDICE GENERAL.

RESUMEN	i
NOMENCLATURA.	iii
SIMBOLOGÍA.	v
OBJETIVOS.	viii
INTRODUCCIÓN.	1
CAPÍTULO I. EL BIÓXIDO DE CARBONO COMO REFRIGERANTE.	3
1.1 Historia del bióxido de carbono como refrigerante.	3
1.2 Propiedades del bióxido de carbono como refrigerante.	5
1.2.1 Propiedades físicas.	5
1.2.2 Propiedades termodinámicas.	9
1.3 Criterios de selección de un refrigerante.	14
1.3.1 Criterios térmicos.	14
1.3.2 Criterios técnicos.	17
1.3.3 Criterios de seguridad.	18
1.3.4 Criterios medioambientales.	18
1.3.5 Propiedades que debe reunir un refrigerante secundario.	19
1.4 Análisis de la viabilidad del uso del bióxido de carbono como refrigerante industrial.	20
CAPÍTULO II. SISTEMAS DE PRODUCCIÓN DE FRÍO POR COMPRESIÓN MECÁNICA.	22
2.1 Fundamentos de producción de frío por compresión mecánica.	22
2.1.1 Sistemas de producción de frío por compresión mecánica (Ciclo frigorífico).	22
2.1.2 Descripción termodinámica del ciclo frigorífico.	24
2.2 Cálculo termodinámico de instalaciones frigoríficas.	27
2.3 Régimen de operación de la instalación frigorífica.	33
2.3.1 Régimen seco.	33
2.3.2 Régimen con recalentamiento de vapor.	33
2.3.3 Régimen con subenfriamiento de líquido.	35
2.4 Método de alimentación a evaporadores.	36

2.4.1	Expansión directa.	36
2.4.2	Inundada.	37
2.4.3	Recirculación por bombas.	39
2.4.4	Recirculación por diferencia de presiones.	41
2.5	Sistemas de compresión múltiple.	46
2.5.1	Compresión múltiple directa.	47
2.5.1.1	Interenfriador cerrado.	49
2.5.1.2	Interenfriador abierto.	51
2.5.2	Sistemas de producción de frío en cascada (Compresión múltiple indirecta).	53
2.5.2.1	Utilización de los sistemas de producción de frío en cascada.	53
2.5.2.2	Características de los sistemas de producción de frío en cascada.	54
2.5.2.3	Cálculo de instalaciones de producción de frío en cascada.	56

CAPÍTULO III. DISEÑO DEL SISTEMA DE PRODUCCIÓN DE FRÍO. 62

3.1	Determinación de las condiciones de trabajo de la instalación.	62
3.1.1	Aplicación del sistema en cascada.	63
3.1.2	Determinación de la temperatura de evaporación del refrigerante de baja temperatura.	64
3.1.3	Cálculo de la carga térmica y selección del túnel de congelación individual.	64
3.1.3.1	Calor desprendido por el producto.	65
3.1.3.2	Entradas de calor a través de las paredes del equipo.	67
3.1.3.3	Calor desprendido por motores.	68
3.1.4	Determinación de la temperatura de condensación del refrigerante de alta temperatura.	69
3.1.5	Condiciones de trabajo intermedias.	70
3.2	Diseño del sistema de producción de frío en cascada.	72
3.2.1	Diseño del sistema de baja temperatura con bióxido de carbono como refrigerante.	73

3.2.1.1	Selección del sistema de deshielo del evaporador.	73
3.2.1.2	Selección del método de alimentación a evaporadores.	74
3.2.1.3	Selección del tipo de compresor.	78
3.2.1.4	Selección del tipo de condensador.	83
3.2.2	Diseño del sistema de alta temperatura con amoníaco como refrigerante.	84
3.2.2.1	Selección del método de alimentación a evaporadores.	85
3.2.2.2	Selección del tipo de condensador.	87
3.3	Diseño del diagrama de flujo de la instalación en cascada.	90

CAPÍTULO IV. EVALUACIÓN TERMODINÁMICA DEL SISTEMA EN CASCADA PROPUESTO. 95

4.1	Determinación de las condiciones termodinámicas de la instalación propuesta.	95
4.2	Cálculo de la eficiencia termodinámica del sistema en cascada propuesto.	99
4.2.1	Cálculo del sistema de bióxido de carbono.	99
4.2.2	Cálculo del sistema de amoníaco.	100
4.2.3	Cálculo de la eficiencia termodinámica del sistema en cascada.	102

CAPÍTULO V. ANÁLISIS TERMODINÁMICO COMPARATIVO CON UN SISTEMA DE COMPRESIÓN MÚLTIPLE DIRECTA. 105

5.1	Diseño del diagrama de flujo de la instalación con amoníaco.	105
5.2	Determinación de las condiciones termodinámicas del amoníaco en la instalación.	108
5.3	Cálculo de la eficiencia termodinámica del sistema con amoníaco.	109
5.3.1	Cálculo de la zona de baja presión.	109
5.3.2	Cálculo de la zona de alta presión.	111
5.3.3	Cálculo de la eficiencia termodinámica del sistema de compresión múltiple directa.	113
5.3.4	Comparación termodinámica del sistema en cascada con el sistema de compresión múltiple directa.	114
5.4	Análisis de alternativas para el mejoramiento de la eficiencia termodinámica del sistema en cascada.	119

CONCLUSIONES.	122
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.	124
ANEXO 1.	127
ANEXO 2.	128

INDICE DE FIGURAS.

Figura 1. Diagrama de fases del CO ₂ .	7
Figura 2. Variación de la presión de vapor con respecto a la temperatura para diferentes refrigerantes.	9
Figura 3. Relación entre la densidad del CO ₂ líquido y la densidad del CO ₂ vapor, con respecto a la temperatura.	11
Figura 4. Producción frigorífica volumétrica (q_v) para diferentes refrigerantes.	12
Figura 5. Diagrama Presión-Entalpía para el CO ₂ .	13
Figura 6. Diagrama de flujo de un sistema de producción de frío por compresión mecánica.	23
Figura 7. Diagrama P-h para un ciclo frigorífico en régimen seco.	26
Figura 8. Ciclo de Carnot.	30
Figura 9. Regímenes de operación en sistemas de refrigeración.	36
Figura 10. Método inundado de alimentación a evaporadores.	38
Figura 11. Método inundado de alimentación a evaporadores.	38
Figura 12. Método de recirculación por bombas de alimentación a evaporadores.	39
Figura 13. Método de recirculación por bombas de alimentación a evaporadores.	41
Figura 14. Sistema de recirculación Phillips de alimentación a evaporadores.	42
Figura 15. Sistema de recirculación Phillips de alimentación a evaporadores.	43
Figura 16. Recipiente piloto.	44
Figura 17. Sistema de compresión en dos etapas.	48
Figura 18. Interenfriador cerrado.	49
Figura 19. Diagrama P-h para una instalación en dos etapas de compresión con interenfriador cerrado y sistema de expansión directa de alimentación a evaporadores.	50

Figura 20. Instalación en dos etapas de compresión con interenfriador cerrado y sistema de expansión directa de alimentación a evaporadores.	50
Figura 21. Interenfriador abierto.	51
Figura 22. Diagrama P-h para una instalación en dos etapas de compresión con interenfriador abierto y sistema de expansión directa de alimentación a evaporadores.	52
Figura 23. Instalación en dos etapas de compresión con interenfriador abierto y sistema de expansión directa de alimentación a evaporadores.	52
Figura 24. Sistema en cascada CO ₂ /NH ₃ .	54
Figura 25. Diagrama P-h para un sistema en cascada CO ₂ /NH ₃ .	55
Figura 26. Influencia del ΔT_{ICI} sobre el costo inicial del ICI y el compresor.	57
Figura 27. Influencia del ΔT_{ICI} sobre el costo de energía eléctrica consumida por el compresor.	58
Figura 28. Dimensiones del túnel de congelación individual (I.Q.F.) seleccionado.	68
Figura 29. Sistema de recirculación por bombas para CO ₂ .	76
Figura 30. Compresores de CO ₂ : A, Compresor de tornillo; B, compresor de pistón.	79
Figura 31. Comparación de costos por mantenimiento y consumo de energía eléctrica para compresores de pistón y de tornillo.	81
Figura 32. Capacidad de compresores de CO ₂ y NH ₃ a diferentes temperaturas de evaporación.	82
Figura 33. Intercambiador de calor intermedio (de casco y tubo) empleado como evaporador/condensador en sistemas en cascada NH ₃ /CO ₂ .	83
Figura 34. Coeficientes de transferencia de calor para diferentes formas de alimentar refrigerante al intercambiador de calor intermedio con método inundado.	86
Figura 35. Flujo de refrigerante dentro del intercambiador de calor intermedio.	87
Figura 36. Condensador evaporativo.	89
Figura 37. Unidad condensadora.	91
Figura 38. Solubilidad de agua en CO ₂ y R-134a.	91
Figura 39. A, Filtro deshidratador para CO ₂ ; B, Mirilla de humedad para CO ₂ .	92
Figura 40. Cálculo del diámetro de tubería para CO ₂ y NH ₃ .	93
Figura 41. Sistema de producción de frío en cascada propuesto.	94
Figura 42. Diagrama P – h del sistema en cascada propuesto.	96

Figura 43. Diagrama P – h para el CO ₂ en el sistema en cascada propuesto.	97
Figura 44. Diagrama P – h para el NH ₃ en el sistema en cascada propuesto.	98
Figura 45. Sistema de compresión múltiple directa con interenfriador cerrado y sistema de recirculación por bombas.	107
Figura 46. Diagrama P – h para una instalación de compresión múltiple directa.	108
Figura 47. Unidad congeladora en cascada NH ₃ /CO ₂ .	117
Figura 48. Comparación del precio de diferentes tipos de plantas.	118
Figura 49. Límites de operación de compresores de pistón para CO ₂ .	121

ÍNDICE DE TABLAS.

Tabla 1. Propiedades físicas de compuestos refrigerantes.	8
Tabla 2. Niveles de presión de diferentes refrigerantes.	15
Tabla 3. Propiedades físicas de refrigerantes comunes.	17
Tabla 4. Condiciones intermedias para un sistema de producción de frío en cascada NH ₃ /CO ₂ .	71
Tabla 5. Selección del método de alimentación a evaporadores.	74
Tabla 6. Límites de operación de los compresores de pistón y de tornillo.	79
Tabla 7. Ventajas y desventajas de diferentes tipos de condensadores.	88
Tabla 8. Condiciones termodinámicas del CO ₂ en los diferentes puntos de la instalación en cascada.	97
Tabla 9. Condiciones termodinámicas del NH ₃ en los diferentes puntos de la instalación en cascada.	98
Tabla 10. Condiciones de operación del sistema en cascada propuesto.	103
Tabla 11. Condiciones de operación del NH ₃ en los diferentes puntos de la instalación de compresión múltiple directa.	109
Tabla 12. Condiciones de operación del sistema de compresión múltiple directa.	114
Tabla 13. Condiciones de operación del sistema de compresión múltiple directa.	115
Tabla 14. Eficiencia termodinámica de instalación en cascada a diferentes condiciones de operación.	120
Tabla 15. Eficiencia termodinámica de sistemas de compresión múltiple.	120

RESUMEN.

La creciente demanda de alimentos ha llevado a la industria alimentaria a incrementar y mejorar el proceso de producción y conservación de alimentos. Este fenómeno afecta directamente al campo de la producción de frío, pues se requiere de sistemas más eficientes que sean capaces de proveer alimentos de alta calidad con un mínimo de mermas.

Es por eso que este trabajo presenta una alternativa para mejorar el proceso de congelación de alimentos. Es bien sabido que mientras mayor sea la velocidad de congelación de un alimento, mayor será su calidad al descongelarlo. Eso responde al hecho de que durante un proceso de congelación rápido, se forman muchos núcleos de hielo cuando el alimento alcanza su punto inicial de congelación, de esta forma dichos núcleos tienen poco espacio para su crecimiento y se generan cristales de hielo pequeños, los cuales son incapaces de romper la estructura molecular del alimento (células y tejidos). De esta forma cuando el alimento es descongelado, la estructura del mismo sufre mínima degradación y con esto conserva su calidad.

Cuando la congelación se lleva a cabo de manera lenta se forman pocos núcleos de hielo, los cuales disponen de grandes espacios para su crecimiento. Al crecer, dichos cristales rompen las células y tejidos del alimento de manera que cuando este es descongelado la estructura se degrada y se genera pérdida de líquidos propios del alimento. Esto trae consigo pérdida de nutrientes y aún de peso, representando pérdidas económicas.

La velocidad de congelación está íntimamente relacionada con la diferencia existente entre la temperatura del medio utilizado para enfriar el alimento y la temperatura del propio alimento; por lo tanto, mientras mayor sea esta diferencia, mayor será la velocidad de congelación. Para incrementar esta diferencia de temperaturas es necesario disminuir la temperatura del medio a enfriar, lo cual se consigue al disminuir la temperatura de evaporación del refrigerante en el sistema de evaporación. Sin

embargo, cuando se desean conseguir temperaturas demasiado bajas de evaporación (debajo de -40°C) en sistemas convencionales que emplean NH_3 como refrigerante, múltiples problemas se hacen presentes, tales como pérdida de eficiencia termodinámica del sistema de refrigeración, manejo de presiones inferiores a la atmosférica en el mismo, incremento de las dimensiones y costo de la instalación de refrigeración, etc.

Actualmente el crecimiento de la población y de las ciudades, ha provocado que las plantas procesadoras de alimentos, originalmente situadas en los alrededores de las ciudades, queden rodeadas por zonas habitacionales, de forma que una fuga de NH_3 representa un serio problema debido a su toxicidad. Este problema se ve considerablemente amortiguado cuando se emplea CO_2 como refrigerante predominante en una instalación en cascada NH_3/CO_2 el cual logra disminuir drásticamente la cantidad de NH_3 en la instalación. Al mismo tiempo logra incrementar la seguridad para el personal de la planta y del medio ambiente.

Por ello este trabajo presenta una alternativa para operar sistemas de refrigeración de muy baja temperatura por medio de un sistema en cascada que emplea NH_3 y CO_2 como refrigerantes, capaz de subsanar las dificultades antes mencionadas y agregando a la instalación beneficios de otra índole, pues el CO_2 se comporta de forma muy diferente al NH_3 bajo iguales condiciones.

NOMENCLATURA.

A	Área (m ²)	Pi	Presión intermedia (kg/cm ²)
AW	Equivalente térmico de trabajo de compresión (kcal/kg).	Q	Calor transferido (kcal/h).
CFC	Clorofluorocarbonos.	q ₀	Producción frigorífica específica (kcal/Kg)
CO ₂	Bióxido de carbono.	Q ₀	Carga térmica (kcal/h).
Cp	Capacidad calorífica (kcal/kg°C)	Qp	Calor de producto (kcal/h).
CA	Compresor de alta presión.	Qm	Calor desprendido por motores (kcal/h).
CB	Compresor de baja presión.	Qe	Calor de entrada por paredes (kcal/h).
GWP	Potencial de recalentamiento global (global warming potential).	RAP	Recipiente de alta presión.
h	Entalpía (kcal/kg).	RPC	Recipiente de presión constante.
HP	Caballos de fuerza (horse power).	RT	Recipiente transvase.
IQF	Congelación rápida individual (individual quick freezing).	RL	Recipiente de líquido.
ICI	Intercambiador de calor intermedio.	RC	Relación de compresión.
kcal	Kilocalorías.	S	Entropía
kg	Kilogramos.	SP	Separador de partículas.
kW	Kilowatts.	T	Temperatura (°C).
LS	Líquido saturado.	T ₀	Temperatura de evaporación (°C).
L _{sub}	Líquido subenfriado.	T _{cr}	Temperatura crítica (°C).
LIP	Línea igualadora de presión.	Ti	Temperatura intermedia (°C).
MLV	Mezcla líquido-vapor.	Td	Temperatura de descarga (°C).
m	Metros.	T _{maxmc}	Temperatura máxima del mes más caliente (°C).
M	Masa molecular.	T _{medmc}	Temperatura media del mes más caliente (°C).
NH ₃	Amoniaco (R-717)	U	Coefficiente global de transferencia de calor (kcal/hm ² °C)
NR	Nomenclatura de refrigerantes.	V	Gasto volumétrico (m ³ /h).

Ni	Potencia indicada teórica (kW).	VS	Vapor saturado.
ODP	Potencial de destrucción de la capa de ozono (ozone depeletion potencial).	VR	Vapor recalentado.
P	Presión (kg/cm ²).	Ve	Volumen específico (m ³ /kg)
P ₀	Presión de evaporación (kg/cm ²).	W	Trabajo de compresión (kcal/h).
P _{cr}	Presión crítica (kg/cm ²).		

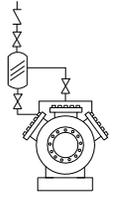
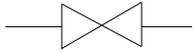
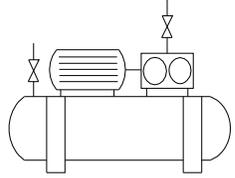
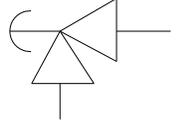
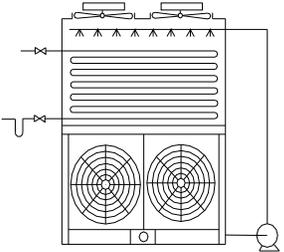
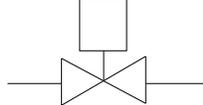
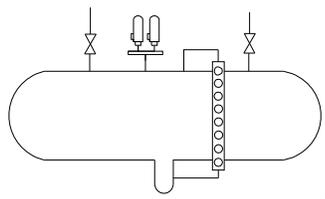
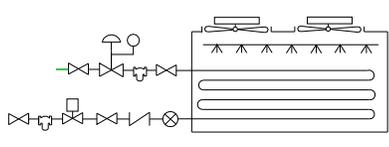
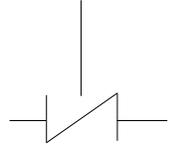
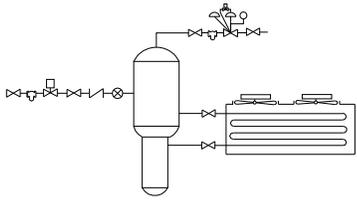
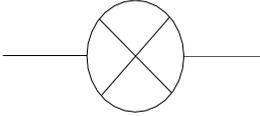
Letras griegas.

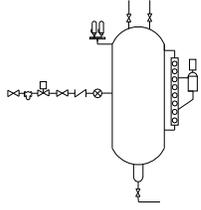
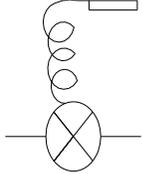
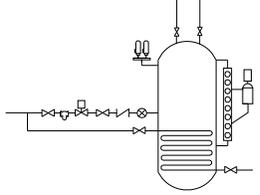
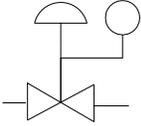
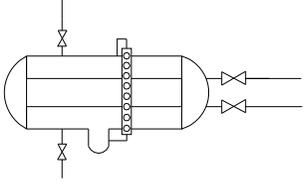
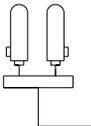
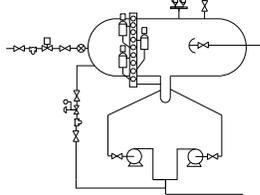
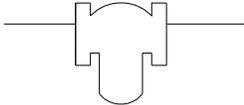
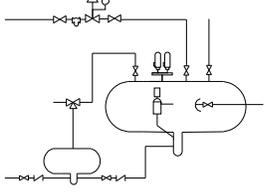
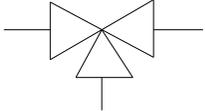
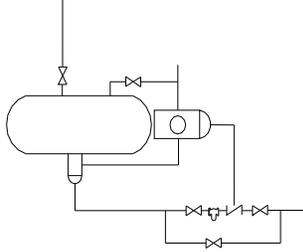
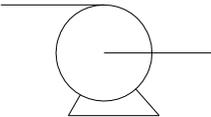
ξ	Eficiencia termodinámica.
ξ_c	Eficiencia de Carnot.
λ	Calor latente (kcal/kg).
μ	Rendimiento termodinámico.
ρ	Densidad (kg/m ³)
Δ	Incremento.

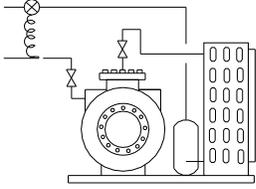
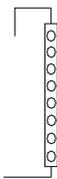
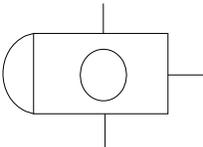
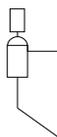
Subíndices.

AP	Alta presión.
BP	Baja presión.
AT	Alta temperatura.
BT	Baja temperatura.
v	Evaporación.

SIMBOLOGÍA.

EQUIPO	SÍMBOLO	EQUIPO	SÍMBOLO
Compresor de pistón.		Válvula de paso.	
Compresor de tornillo.		Válvula de paso angular.	
Condensador evaporativo.		Válvula solenoide.	
Recipiente de líquido.		Válvula check.	
Evaporador de convección forzada.		Válvula check piloteada.	
Evaporador inundado.		Válvula de expansión.	

<p>Interenfriador abierto.</p>		<p>Válvula de expansión termostática.</p>	
<p>Interenfriador cerrado.</p>		<p>Válvula reguladora de presión.</p>	
<p>Intercambiador de calor de casco y tubo.</p>		<p>Válvula de seguridad.</p>	
<p>Sistema de recirculación por bombas.</p>		<p>Filtro.</p>	
<p>Sistema de recirculación por diferencia de presiones.</p>		<p>Válvula de tres vías.</p>	
<p>Recipiente piloto.</p>		<p>Bomba.</p>	

<p>Unidad condensadora.</p>		<p>Visor de nivel de líquido.</p>	
<p>Válvula de flotador.</p>		<p>Regulador de nivel de líquido.</p>	

OBJETIVOS.

OBJETIVO GENERAL.

Evaluación de la eficiencia termodinámica de un sistema en cascada $\text{CO}_2 - \text{NH}_3$, mediante el diseño de una instalación frigorífica, para su aplicación en producción de frío industrial.

OBJETIVOS PARTICULARES.

OBJETIVO PARTICULAR 1.

Análisis de las propiedades termodinámicas y condiciones de trabajo del CO_2 por medio de una revisión bibliográfica para su aplicación en el diseño de un sistema de producción de frío en cascada.

OBJETIVO PARTICULAR 2.

Diseño de una instalación frigorífica en cascada elaborando un diagrama de flujo para su posterior evaluación termodinámica.

OBJETIVO PARTICULAR 3.

Contrastar termodinámicamente la compresión múltiple directa con la indirecta por medio de la evaluación de la eficiencia termodinámica del sistema de producción de frío en cascada diseñado y de una instalación en dos etapas de compresión que utilice NH_3 como refrigerante.

INTRODUCCIÓN.

El uso del bióxido de carbono (CO_2) como refrigerante fue muy frecuente en las primeras aplicaciones de refrigeración en los comienzos del siglo XX ⁽¹⁷⁾; sin embargo, dejó de usarse y se interrumpió el desarrollo de tecnología específica con la aparición de los clorofluorocarbonos (CFC), que empezaron a predominar en las instalaciones frigoríficas por ser muy estables e inofensivos, además de que en esa época (1920-1930) se ignoraban las consecuencias de las emisiones de CFC a la atmósfera ⁽²⁹⁾. Los CFC además ofrecían trabajar en condiciones de presión más bajas y altas eficiencias en sistemas convencionales de compresión de vapor, haciendo más económicas las instalaciones y su operación ⁽²²⁾.

El interés que ha tenido la industria del frío de emplear refrigerantes libres de cloro, que no tengan efecto sobre el recalentamiento del planeta y el adelgazamiento de la capa de ozono, así como la necesidad de aplicaciones de frío de muy bajas temperaturas en el campo de los alimentos y otras industrias, los ha llevado a retomar la alternativa del uso del CO_2 como refrigerante; de hecho, en los últimos años desde que este compuesto fue “redescubierto” como refrigerante, el número de artículos sobre este tema se ha incrementado notablemente ^(20,22).

Además, existen otros aspectos de los refrigerantes en los que también se requieren mejoras, tales como: carácter inflamable, toxicidad, bajas temperaturas de evaporación, nivel de presión, olor del refrigerante y la eficiencia frigorífica o termodinámica de los sistemas ⁽¹⁶⁾.

Con respecto a las necesidades de la industria de manejar muy bajas temperaturas de evaporación (por debajo de los -45°C), se han presentado problemas con los refrigerantes y sistemas convencionales tales como: condiciones de presión muy bajas en las zonas de producción de frío, disminución de la producción frigorífica específica, altas relaciones de compresión e incremento en el volumen específico del refrigerante en la succión del compresor.

Estos problemas pueden resolverse con los sistemas conocidos como sistemas en cascada, donde refrigerantes especiales como el CO₂, son capaces de subsanar dichas dificultades ⁽²³⁾. Estos refrigerantes trabajan en la zona de baja temperatura encargándose de retirar calor en las aplicaciones y otro refrigerante “peligroso” (como el amoníaco, NH₃) en la zona de alta temperatura se encarga de condensar al primero concentrándose en pequeñas cantidades en el cuarto de máquinas ⁽²⁹⁾. Estos sistemas constan de un intercambiador de calor (generalmente de casco y tubo) que funciona como evaporador para el refrigerante en la zona de alta temperatura y como condensador para el refrigerante de la zona de baja temperatura ⁽⁸⁾.

Todo esto ha despertado nuevamente el interés de la industria del frío por el uso del CO₂ como refrigerante en sus instalaciones frigoríficas conociendo que este compuesto no es inflamable ni tóxico para el ser humano y que no tiene olor agresivo; además, de ser inofensivo con el medio ambiente, a diferencia de refrigerantes como los CFC o el amoníaco ⁽¹⁸⁾; además, de que es un compuesto fácil de separar de los gases de combustión de compuestos orgánicos, disminuyendo considerablemente los costos y evitando la dependencia de industrias que monopolizan la producción y venta de refrigerantes ^(2,20).

CAPITULO I

EL BIÓXIDO DE CARBONO COMO REFRIGERANTE.

1.1 HISTORIA DEL BIÓXIDO DE CARBONO COMO REFRIGERANTE.

La utilización del bióxido de carbono (CO₂) como refrigerante data del año de 1850, cuando Alexander Twinig propone la utilización de este compuesto para producir frío. Sin embargo, es hasta 1881 cuando Carl Von Linde construye el primer compresor de CO₂ en Europa. Posteriormente, el alemán Franz Windhausen avanza considerablemente en la tecnología de dichas máquinas. En 1887, la empresa J. & E. Hall de Gran Bretaña compra la patente y comienza la fabricación de máquinas en 1890 ^(14,22,30).

Sus primeras aplicaciones como refrigerante fueron, en sistemas de refrigeración, alrededor de 1890 y en aire acondicionado alrededor de 1900. Las aplicaciones de refrigeración incluyeron pequeños sistemas de almacenamiento refrigerado, contenedores de exposición, mercados de alimentos y cocinas de restaurantes. En sistemas de aire acondicionado, las primeras aplicaciones fueron en embarcaciones de pasajeros, hospitales, teatros y restaurantes ⁽²²⁾.

En los comienzos del siglo XX, se empezaron a implementar técnicas frigoríficas en transporte marítimo, donde era fundamental la seguridad de la instalación frigorífica, por lo que el uso del CO₂ fue frecuente en dichas embarcaciones, ya que era el único refrigerante verdaderamente seguro de esa época por no ser tóxico ni inflamable ⁽²⁹⁾. “En Europa, los sistemas de CO₂ eran frecuentemente la única opción debido a las restricciones legales en el uso de refrigerantes tóxicos y flamables” ⁽²²⁾.

Por el año de 1930 empezaron a desarrollarse en los Estados Unidos los refrigerantes Clorofluorocarbonos (CFC), que empezaron a desplazar al CO₂, bajo el argumento de considerarse inofensivos y estables frente a refrigerantes como el amoníaco (NH₃), el bióxido de azufre o anhídrido sulfuroso (SO₂), además de que ofrecían presiones más bajas de trabajo y altas eficiencias en sistemas convencionales de compresión mecánica de vapor ⁽³¹⁾.

Fueron entonces diferentes los motivos que declinaron el uso del CO₂ como refrigerante, tales como problemas ocasionados por “altas presiones de trabajo, agresiva mercadotecnia de los productos de CFC, bajo costo de ensamble de tubería empleada en instalaciones para CFC (a causa de las menores presiones de trabajo) y el fracaso de los fabricantes de sistemas de CO₂ para mejorar y modernizar el diseño de sistemas y maquinaria” ⁽²²⁾. Además, es necesario aclarar que en ese tiempo se ignoraban por completo las graves consecuencias que tendrían, sobre la capa de ozono, las emisiones de CFC ⁽¹⁴⁾.

Alrededor de 1980, conociendo ya las consecuencias que tuvieron dichas emisiones, reduciendo el espesor de la capa de ozono (necesaria para la filtración de los rayos ultravioleta del sol), se generalizó el interés de la industria por buscar refrigerantes menos agresivos con el medio ambiente.

El profesor noruego Gustav Lorentzen ideó entonces el posible renacimiento del CO₂ y en 1992, al lado de Pettersen, publican los resultados experimentales de una comparación entre el prototipo de un sistema de CO₂ para aire acondicionado en automóviles y un sistema con R-12. Dichos resultados revelan una mayor eficiencia en el primer sistema ⁽¹⁹⁾.

Las investigaciones mencionadas han estimulado el interés por la investigación del uso del CO₂ como refrigerante y sobre todo partiendo del hecho de que no tiene ningún efecto sobre el adelgazamiento de la capa de ozono, insignificantes efectos sobre el recalentamiento global, altos coeficientes de transferencia de calor, compatible con los

materiales de construcción de los sistemas de refrigeración, excelente disponibilidad, muy bajo costo y el importante hecho de que queda libre del monopolizado mercado de refrigerantes ⁽²⁾.

Además, en cuestiones de peligrosidad, el CO₂ es inocuo frente a los CFC, que al ser más densos que el aire y carecer de olor, las fugas de refrigerantes CFC son difíciles de detectar y el gas que se escapa se acumula a nivel del suelo en el cuarto de máquinas de bodegas y embarcaciones ⁽²⁰⁾. Hesse y Kruse proponen en 1993, un sistema de refrigeración en cascada para dar solución a las altas presiones de trabajo que tendría un sistema frigorífico con CO₂ como único refrigerante. Dichos sistemas trabajan con dos o más refrigerantes operando simultáneamente y en este caso, el sistema propuesto por Hesse y Kruse trabaja con CO₂ y NH₃, donde el primero es empleado en la zona de baja temperatura alimentando a las aplicaciones de frío, y el segundo en la zona de alta temperatura. De esta forma se evita llevar al CO₂ a altas presiones para poder condensarlo a temperatura ambiente y únicamente se eleva medianamente su presión de modo que pueda condensar a bajas temperaturas empleando amoníaco para ello ⁽¹⁸⁾.

1.2 PROPIEDADES DEL BIÓXIDO DE CARBONO COMO REFRIGERANTE.

Es indispensable conocer las propiedades de un compuesto químico para ser tomadas en cuenta en su aplicación como refrigerante y consideradas para llevar a cabo un diseño adecuado del sistema de producción de frío en el que será utilizado.

1.2.1 PROPIEDADES FÍSICAS.

El bióxido de carbono o anhídrido carbónico es un compuesto inorgánico con un peso molecular es 44g/mol. Según la nomenclatura de refrigerantes, R-744 es el nombre asignado para el CO₂, donde R para refrigerante, 7 empleado para sustancias inorgánicas y 44 debido a su peso molecular ⁽³¹⁾.

Dependiendo de las condiciones de presión y temperatura, puede existir en los tres estados físicos; sin embargo, a temperatura y presión atmosférica es un gas incoloro y carece también de olor.

Es muy soluble en agua y dicha solubilidad aumenta conforme disminuye la temperatura. Dicha solución de CO₂ en agua produce ácido carbónico (H₂CO₃), un ácido débil que corroe el acero al carbón, pero no aluminio o el acero inoxidable ⁽³⁴⁾. Esta propiedad debe ser considerada en el diseño de una instalación en el momento de elegir los materiales de construcción de sus componentes.

El punto crítico; es decir, la condición a la cual un gas ya no puede ser condensado ⁽¹⁵⁾, se encuentra a una temperatura de 31°C y su presión asociada de 75.05 kg/cm² ⁽³⁴⁾. Lo anterior se ilustra en la figura 1 que representa el diagrama de fases del CO₂. Estas propiedades son de suma importancia en su utilización como refrigerante ya que una vez sobrepasado el punto crítico, no importa la magnitud de la presión a la que se someta el vapor, este no presentará ningún fenómeno de condensación ^(5,29).

El CO₂ no puede existir como líquido a presión atmosférica; si se disminuye la presión en el estado líquido se forma una mezcla de gas y sólido (hielo seco). A presión atmosférica normal (760 mmHg = 1.03 kg/cm²), el hielo seco sublima (cambio de estado directo de sólido a gas) a una temperatura de -78°C.

A una presión de 5.3 kg/cm² y una temperatura de -56.6°C se localiza el punto triple del CO₂ (ver figura 1) donde coexisten en equilibrio termodinámico la fase sólida, líquida y gaseosa ^(29,34) por lo tanto, este aspecto representa una limitación para emplearlo a temperaturas inferiores a -56.6°C.

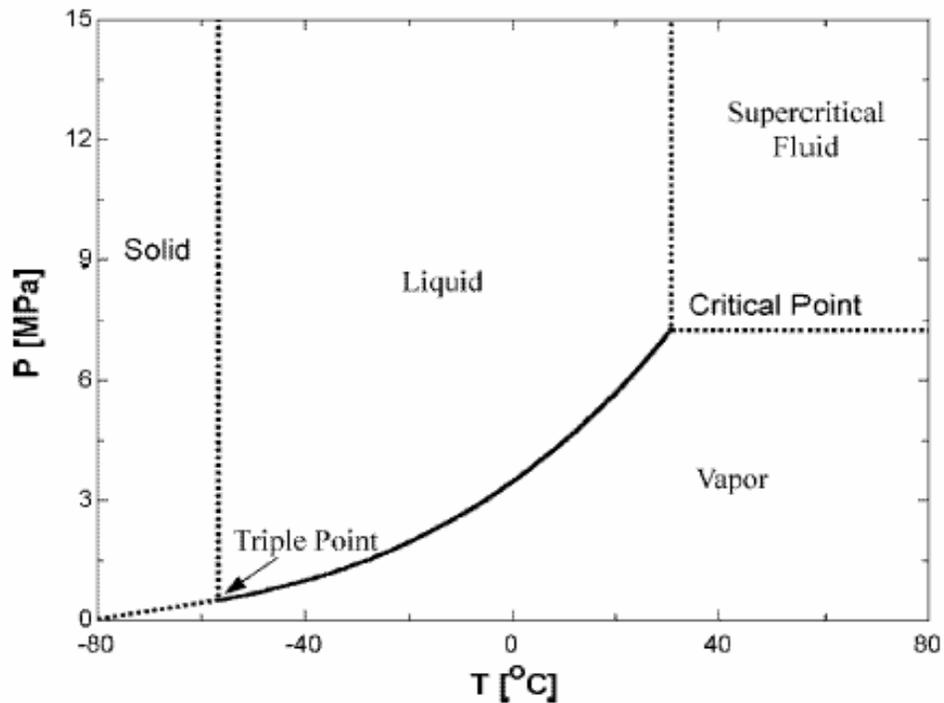


Figura 1. Diagrama de fases del CO₂ (Pettersen, 2004).

La tabla 1 agrupa algunas propiedades físicas de importancia y aspectos de interés (precauciones de operación e impacto ecológico) a ser consideradas en la aplicación de diferentes compuestos como refrigerantes, mostrando los más comunes.

En esta tabla existen datos que es conveniente resaltar, tales como el nulo ODP y el insignificante GWP del CO₂, lo cual responde al interés de la industria en su búsqueda de refrigerantes ecológicos. Sin embargo, es de importancia destacar el valor de producción frigorífica volumétrica (q_v) de 5385 kcal/m³ (a 0°C), el cual es 3-10 mayor que los refrigerantes citados. Este último aspecto se refleja en el hecho de requerir una instalación de menores dimensiones.

Tabla 1. Propiedades físicas de compuestos refrigerantes.

NR	M (kg/kmol)	T _b (°C)	T _{cr} (°C)	P _{cr} (kg/cm ²)	ODP/GWP	Flamable/Tóxico	Ve (m ³ /kg) ^c	q _v (kcal/m ³)
R-12	120.9	-29.8	112.0	41.91	1/8500	N/N	0.078	655
R-22	86.5	-40.8	96.0	50.68	0.05/1700	N/N	0.065	1043
R-134a	102.0	-26.2	101.1	41.50	0/1300	N/N	-----	685
R-717	17.0	-33.3	133.0	116.45	0/0	S/S	0.418	1047
R-744	44.0	-78.4	31.1	75.05	0/1	N/N	0.0142	5384
R-407C ^a	86.2	-43.8	86.1	47.31	0/1600	N/N	-----	962
R-410A ^b	72.6	-52.6	70.2	48.84	0/1900	N/N	-----	1615
R-290	44.1	-42.1	96.7	43.34	0/3	S/N	-----	933

(Pettersen, 2004; Rapin, 1979).

NR = Nomenclatura de refrigerantes.

M = Peso molecular.

T_b = Temperatura de ebullición (a presión atmosférica normal).

T_{cr} = Temperatura crítica.

P_{cr} = Presión crítica.

ODP = Potencial de destrucción de la capa de ozono (ozone depletion potential).

GWP = Potencial de recalentamiento global (global warming potential).

Ve = Volumen específico.

q_v = Producción frigorífica volumétrica (considerada a 0°C).

^a = Mezcla ternaria de R-32/125/134a (23/25/52%).

^b = Mezcla ternaria binaria de R-32/125 (50/50%).

^c = Considerado a -10°C.

Sin embargo, los valores de presión y de temperatura crítica son notablemente inferiores a los correspondientes al resto de los refrigerantes mostrados en dicha tabla, condiciones que imposibilitan la condensación del CO₂ bajo condiciones normales de presión y temperatura atmosféricas; es decir, que no es posible que exista transferencia de calor con el medio ambiente como sucedería con otros refrigerantes en sistemas convencionales de producción de frío ⁽²⁵⁾.

1.2.2 PROPIEDADES TERMODINÁMICAS.

En el año 2004, Pettersen, Kim y Bullard⁽²⁵⁾, presentan una serie de gráficas correspondientes a diferentes propiedades termodinámicas del CO₂.

La gráfica comparativa que muestra la variación de la presión de vapor con respecto a la temperatura para diferentes refrigerantes se muestra en la figura 2.

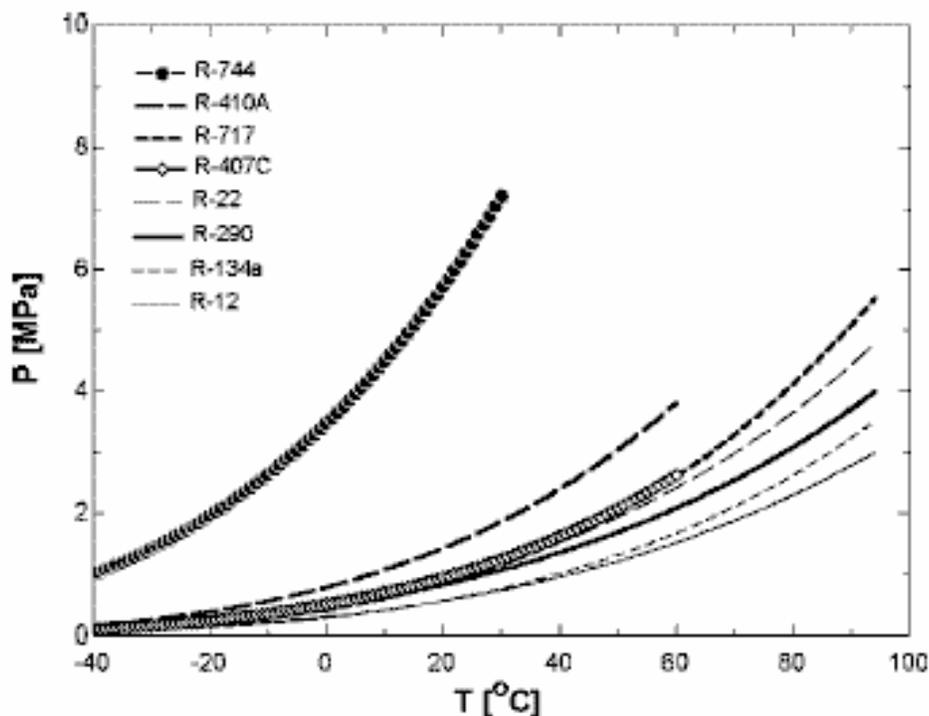


Figura 2. Variación de la presión de vapor con respecto a la temperatura para diferentes refrigerantes (Pettersen, 2004).

Es indispensable hacer notar los altos niveles de presión de vapor de CO₂ en relación con los demás refrigerantes, pues esta es una propiedad muy importante de los fluidos refrigerantes. Es decir, que a una misma temperatura, la presión ejercida por el CO₂ en una instalación de producción de frío será considerablemente mayor que la ejercida por cualquier otro refrigerante mostrado en la tabla.

Esto obliga a poner especial atención en este aspecto para el diseño de instalaciones, las cuales deberán garantizar un mínimo escape del gas. Dichas fugas, si bien no son peligrosas tanto para el personal como para el ambiente, tampoco son deseables. Además, los materiales de la instalación deberán garantizar su resistencia a altas presiones.

La densidad es otra propiedad importante a considerar en un fluido refrigerante. Tomando en cuenta que esta es el inverso del volumen específico (V_e), a altas densidades corresponden valores de V_e bajos. En la tabla 1, el CO₂ presenta el valor de volumen específico (a -10°C) más bajo en relación a los otros refrigerantes presentados; por consiguiente, posee altas densidades. Por ejemplo, a -10°C , la densidad del CO₂ gaseoso, es de 70.42 kg/m^3 , mientras que para el NH₃ gaseoso es de 2.39 kg/m^3 .

Al ser más denso que los refrigerantes convencionales, el volumen de refrigerante requerido en la instalación, se reducirá, para una misma potencia frigorífica y de este modo, las dimensiones del compresor serán inferiores. Asimismo, esta diferencia de volumen se refleja a lo largo de todo el sistema de refrigeración, por lo que los recipientes, tuberías y evaporadores serán también más pequeños al utilizar CO₂. Esto hace que el costo de estos sistemas sea inferior al de los sistemas convencionales.

Otro aspecto interesante en cuanto a la densidad, es la relación existente entre la densidad de un líquido con la densidad de su vapor. La figura 3 representa dicha relación correspondiente a los diferentes refrigerantes.

Esta relación entre ambas densidades determina las características de separación de las fases líquido y vapor. Al ser pequeña esta relación, existe una menor diferencia entre la densidad del CO₂ líquido y el CO₂ vapor, lo que genera que dicha separación de fases se lleve a cabo de manera lenta. Esta característica va a ser importante en el funcionamiento de instalaciones frigoríficas en el uso de recipientes donde se requiera una separación de fases, así como en evaporadores.

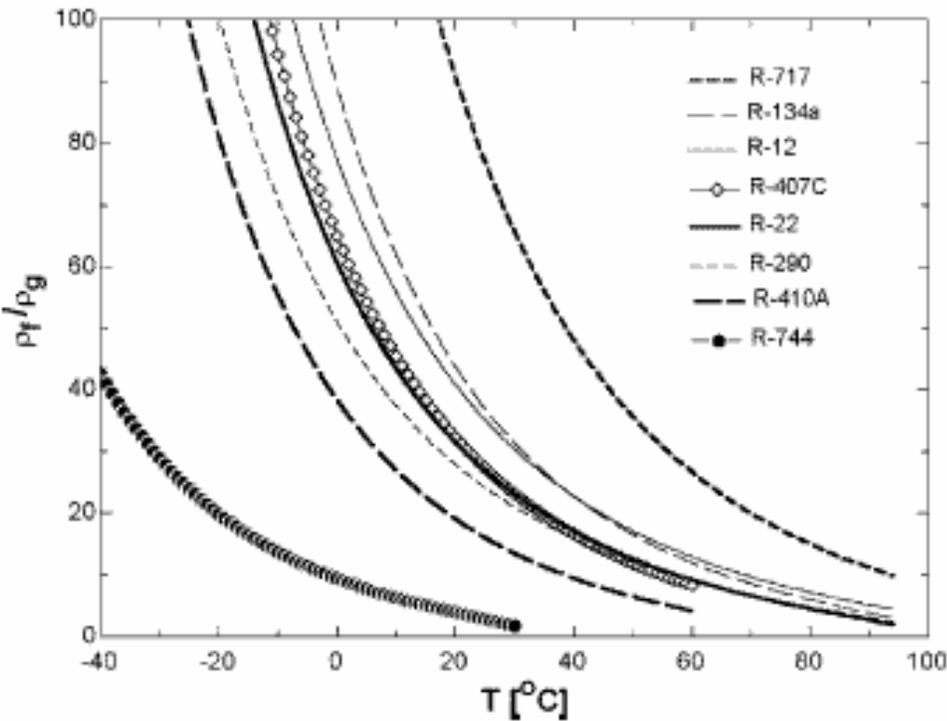


Figura 3. Relación entre la densidad del CO₂ líquido y la densidad del CO₂ vapor, con respecto a la temperatura (Pettersen, 2004).

Sin embargo, la alta densidad del vapor de CO₂ determina una propiedad muy importante que es la producción frigorífica volumétrica (q_v). Al ser alta la densidad, q_v también lo es. En la tabla 1 (página 8) se muestra que para el CO₂, q_v es de magnitud significativamente elevada. La figura 4 registra los valores de producción frigorífica volumétrica correspondientes a diferentes temperaturas.

El valor de q_v aumenta con la temperatura hasta los 22°C, después decrece. Esta propiedad es mayor para el CO₂ que para el resto de los refrigerantes, lo cual es un aspecto a favor de este refrigerante, ya que implica que absorbe una mayor cantidad de calor por unidad de volumen que los refrigerantes convencionales.

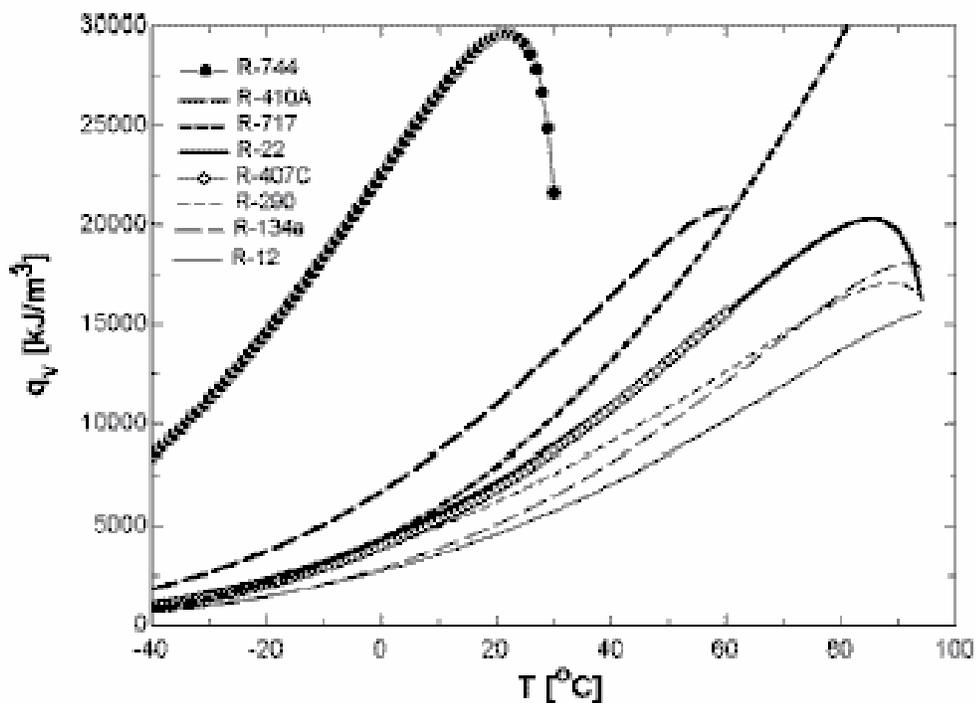


Figura 4. Producción frigorífica volumétrica (q_v) para diferentes refrigerantes (Pettersen, 2004).

La figura 5 representa el diagrama presión-entalpía (P-h) correspondiente al CO₂, que es utilizado para la obtención de datos que se emplean en la realización de diversos cálculos necesarios para la evaluación y diseño de la instalación frigorífica.

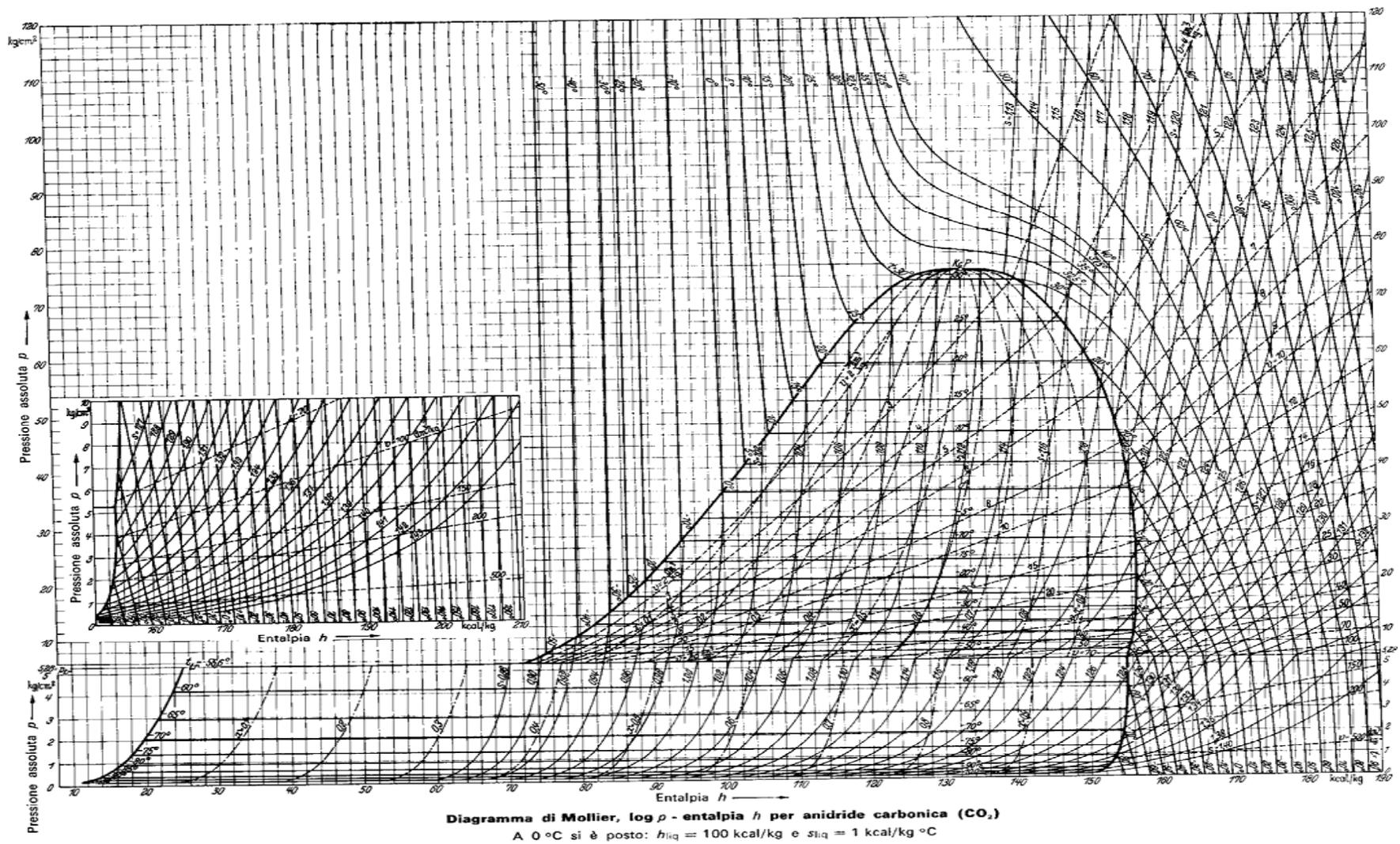


Figura 5. Diagrama Presión-Entalpía para el CO_2 (Bonauguri, 1981).

1.3 CRITERIOS DE SELECCIÓN DE UN REFRIGERANTE.

Existen diferentes criterios para la selección del refrigerante empleado en las instalaciones frigoríficas. Estos criterios son:

1.3.1 CRITERIOS TÉRMICOS.

- La presión correspondiente a la temperatura de evaporación debe ser mayor a la presión atmosférica, es decir:

$$P_0 \rightarrow P_0 \geq P_{\text{atm}}$$

Esta característica es deseable para evitar la entrada de aire en el sistema, el cual puede ser más perjudicial que una posible salida del refrigerante; ya que el vapor de agua contenido en el aire, solidifica en la válvula de expansión en caso de que se trabaje a temperaturas inferiores a 0°C, además de provocar un aumento en la presión de condensación.

Sin embargo, en el caso del CO₂, lejos de tener presiones inferiores a la atmosférica en el evaporador, estas son muy superiores; es decir, a una temperatura de -40°C, la presión correspondiente es de 9.99 kg/cm², valor que es muy superior al valor de presión atmosférica (1.03 kg/cm²). En el caso del NH₃, tomando en cuenta la misma temperatura, la presión correspondiente es de 0.72 kg/cm² (absoluta), una presión inferior a la atmosférica.

- La temperatura crítica del refrigerante debe ser más alta que la de descarga del compresor, con el fin de evitar que el refrigerante alcance dicha temperatura crítica al final de la compresión.
- La presión de condensación debe ser lo más baja posible, pues si esta es alta, la Relación de compresión también lo será, lo que propicia altos costos de operación (por el compresor).

En lo que respecta a los dos puntos anteriores, el CO₂ posee una presión crítica baja; además de que sus niveles de presión son elevados, esto dificulta mucho emplearlo en niveles de presión y temperatura normales de condensación, ya que, al ser estas cercanas a 30°C, estaría sobrepasando su temperatura crítica (31°C), debido a que el compresor lo descargaría a una temperatura muy por encima de esta; además, su presión sería demasiado elevada, por lo que se dificulta el uso de este refrigerante en los niveles normales de presión de condensación.

Lo mencionado anteriormente se puede apreciar mejor en la tabla 2, que relaciona la presión crítica de diferentes refrigerantes con la presión de condensación a 30°C:

Tabla 2. Niveles de presión de diferentes refrigerantes.

PROPIEDAD	R-12	R-22	R-717	R-718	R-744	R-40	R-764
P (kg/cm ²)	7.59	12.26	11.89	10.08	73.32	6.65	4.67
P _{cr} (kg/cm ²)	41.97	50.33	114.85	225.54	75.22	68.10	80.25

P = Presión de condensación a 30°C.

P_{cr} = Presión Crítica del refrigerante.

Para todos los refrigerantes citados, la presión de condensación a 30°C, está muy por debajo de la presión crítica, excepto para el CO₂, en el cual, aún cuando también está por debajo, se acerca mucho, por lo que cualquier aumento en la presión provocaría que el refrigerante alcance dicha presión crítica. Además, para el CO₂, la presión de condensación es mucho más elevada que para el resto.

- La relación de compresión (relación entre la presión de condensación y la de evaporación) debe ser pequeña para evitar un gran recalentamiento del vapor a la salida del compresor.

- La producción frigorífica volumétrica (q_v) debe ser lo más grande posible, de esta forma el refrigerante absorbe una mayor cantidad de calor por unidad de volumen. Para ello es necesario que la producción frigorífica específica (q_0) sea elevada y el volumen específico (V_e) sea pequeño.

En este sentido, el CO_2 tiene una gran ventaja sobre los refrigerantes convencionales, ya que q_v es considerablemente mayor a la presentada por la mayoría de los refrigerantes. Si bien sus valores de producción frigorífica específica no son altos, sus valores de V_e si son lo suficientemente bajos para que q_v sea grande. Este aspecto lo hace una opción atractiva para su empleo como refrigerante en la producción de frío.

- Elevado calor latente de evaporación para que el refrigerante sea capaz de absorber una mayor cantidad de calor por unidad de masa.
- Baja capacidad calorífica (C_p) del líquido a presión constante, lo cual facilita el subenfriamiento del líquido. Según la definición de C_p como la cantidad de energía necesaria para modificar la temperatura de una masa determinada de un compuesto, es deseable que se requiera retirar una pequeña cantidad de energía para disminuir la temperatura de una determinada masa de refrigerante en forma líquida.
- C_p a presión constante de vapor elevada, lo cual dificulta los recalentamientos del vapor ⁽³³⁾. Esto quiere decir que es deseable que se requiera una cantidad grande de energía para provocar un aumento en la temperatura de una determinada masa de refrigerante en forma de vapor.

Las tres propiedades mencionadas anteriormente se muestran en la tabla 3 para los refrigerantes convencionales.

Tabla 3. Propiedades físicas de refrigerantes comunes.

PROPIEDAD	R-12	R-22	R-717	R-718	R-744	R-40	R-764
λ_v (kcal/kg)	122.76	167.76	1017	2195.82	210.6	325.8	304.2
C_{p_l} (kcal/kg°C)	0.24	0.34	1.10	1.0	0.77	0.38	0.34
C_{p_g} (kcal/kg°C)	0.15	0.15	0.52	0.5	0.2	0.19	0.15

(Marsh, 1993).

λ_v = Calor latente de evaporación a -15°C .

C_{p_l} = Capacidad calorífica del líquido a 30°C .

C_{p_g} = Capacidad calorífica del vapor a la presión constante de 1atm y a 30°C .

Al comparar el CO_2 con los demás refrigerantes reportados, se observa que no es muy sensible al subenfriamiento de líquido, pero tampoco lo es al recalentamiento de vapor, por lo que, si bien no tiene los beneficios de un C_{p_l} bajo, tampoco tiene la desventaja de un C_{p_g} también bajo.

1.3.2 CRITERIOS TÉCNICOS.

- Debe tenerse en cuenta la acción de los refrigerantes sobre los materiales de construcción y aceites lubricantes ⁽³³⁾.

En este sentido, el CO_2 es compatible con la mayoría de los aceites lubricantes empleados en compresores y con materiales construcción de tubería y equipos ⁽¹⁰⁾.

- Debe ser inerte ante el medio a enfriar (agua o aire), es decir, que en casos de fuga en las zonas de producción de frío, el refrigerante no debe interactuar químicamente con el medio a enfriar.

Este aspecto tampoco representa un problema puesto que, ya se mencionó que si se presenta una fuga del sistema al aire empleado para enfriar, no representaría un problema serio, puesto que el aire puro contiene un pequeño porcentaje de este gas de forma natural.

- Fácil detección de fugas, ya sea por medio del olor o por medio de detección de pérdidas de carga de refrigerante en el sistema.

En el caso particular del CO₂, este carece de olor y color; además, es más pesado que el aire, por lo que tiende a acumularse en el suelo. Este hecho puede resultar muy peligroso (especialmente en espacios reducidos), ya que al no ser auto-alarmanante (como el NH₃), puede desplazar el oxígeno hasta el punto de resultar fatal. Por tanto, este peligro requerirá especial atención en el diseño, funcionamiento e implementación de las detecciones de fugas y de los sistemas de ventilación de emergencia. Sin embargo, todos los aspectos referentes a límites de exposición son casi 1,000 veces más grandes para el CO₂ que para el NH₃.

1.3.3 CRITERIOS DE SEGURIDAD.

- Toxicidad.

El CO₂ no es tóxico; sin embargo, si está presente en el ambiente en muy elevadas concentraciones, en cuyo caso puede provocar asfixia.

- Inflamabilidad.

En este sentido, el CO₂ no es inflamable, aún si se presenta en concentraciones elevadas.

1.3.4 CRITERIOS MEDIOAMBIENTALES.

- Bajo potencial de debilitamiento de la capa de ozono.

El CO₂ tiene un nulo potencial de debilitamiento de la capa de ozono, pues no reacciona químicamente con dicho compuesto (O₃).

- Aporte al efecto invernadero ⁽³³⁾.

El aporte del CO₂ al efecto invernadero (tabla 1) si es significativo, por lo que se puede pensar que el emplear CO₂ como refrigerante industrial representa un riesgo para el medio ambiente; sin embargo, este compuesto no se produce como el NH₃, sino que únicamente se le captura, refina y ubica en un sistema frigorífico; es decir, cuando se le utiliza como refrigerante, el gas ya existe y solamente se aprovecha el producido en muchos procesos como co-producto, principalmente por las centrales eléctricas, por lo que la liberación de CO₂ de un sistema de refrigeración al medio ambiente, no representa un incremento en el volumen total existente en la atmósfera.

Por todo lo mencionado anteriormente, el CO₂ no tiene problemas para cumplir con los criterios medioambientales.

1.3.5 PROPIEDADES QUE DEBE REUNIR UN REFRIGERANTE SECUNDARIO.

Para la selección de un refrigerante secundario, se requiere que éste tenga ciertas propiedades que se adecuen a la instalación que se esté analizando. En este caso, deberá cumplir con:

- Altos niveles de presión para que mantengan una presión que sobrepase la atmosférica aún cuando su temperatura sea muy baja.
- Presión crítica baja.
- Baja viscosidad a la temperatura de funcionamiento para obtener una gran capacidad de refrigeración con un bajo volumen de fluido y un mínimo cambio de temperatura.
- Obtener grandes coeficientes de transferencia de calor con una mínima diferencia de temperatura en los intercambiadores de calor y evaporadores.
- Obtener una mínima pérdida de presión del fluido del sistema, de manera que se pueda utilizar una bomba que consuma una mínima potencia.

1.4 ANÁLISIS DE LA VIABILIDAD DEL USO DEL BIÓXIDO DE CARBONO COMO REFRIGERANTE INDUSTRIAL.

Con la revisión realizada, es posible establecer como principales limitantes del CO₂, su bajo punto crítico y los altos niveles de presión.

Especialmente estas dos características hacen evidente los problemas que ocasionaría emplear a este refrigerante en sistemas comunes de producción de frío. Esto es, llevar al CO₂ a la presión necesaria para que condense a temperatura ambiente con aire (unos 30°C), implica elevar su temperatura muy por encima de la temperatura crítica (31°C) debido al trabajo de compresión, por lo que cualquier aumento en la presión provocaría la formación de un fluido supercrítico.

Sin embargo, no se puede pasar por alto que los valores que presenta de q_v lo aventajan de manera importante sobre los refrigerantes convencionales. Además, el hecho que representa una de las ventajas más importantes del CO₂, que es su habilidad de mantener una presión positiva (mayor a la presión atmosférica) en un rango de temperatura muy amplio; es decir, que en un rango de temperaturas muy bajas de evaporación, la presión asociada para el CO₂, es mayor a la atmosférica; mientras que, para refrigerantes como el NH₃, la presión asociada a estas temperaturas son de vacío.

El CO₂, es una opción interesante que soluciona varios problemas frecuentes de la industria asociados con los refrigerantes, tales como costo, toxicidad, el carácter inflamable, vacío provocado por bajas temperaturas de evaporación y nivel de presión, además de ofrecer altos valores de eficiencia termodinámica. Además del creciente interés ecológico por reducir el adelgazamiento de la capa de ozono y el recalentamiento del planeta.

En suma, al analizar las propiedades del CO₂, se recomienda como la mejor opción para su empleo en sistemas frigoríficos industriales, la aplicación en sistemas en cascada como refrigerante de baja temperatura o secundario, donde sea condensado

muy por debajo de su temperatura crítica y se aprovechen sus cualidades como refrigerante sin las desventajas ya mencionadas. Además de confinar a un refrigerante tóxico o peligroso en un área bien controlada, disminuyendo la carga del mismo y permitiendo que el CO₂ sea el que se distribuya en la planta, evitando que dicho refrigerante tóxico entre en contacto con áreas de proceso de alimentos, con operarios o con los mismos alimentos.

CAPITULO II

SISTEMAS DE PRODUCCIÓN DE FRÍO POR COMPRESIÓN MECÁNICA.

2.1 FUNDAMENTOS DE PRODUCCIÓN DE FRÍO POR COMPRESIÓN MECÁNICA.

La producción de frío por compresión mecánica, es el sistema empleado casi en la totalidad de las instalaciones industriales de producción de frío y existen diferentes tecnologías para retirar calor de un área o medio determinado según las propiedades del sistema; sin embargo, en esta sección se hace el enfoque en sistemas continuos de producción de frío por compresión mecánica de vapor ⁽²⁶⁾.

2.1.1 SISTEMAS DE PRODUCCIÓN DE FRÍO POR COMPRESIÓN MECÁNICA (CICLO FRIGORÍFICO).

Son sistemas encargados de transportar calor desde un foco caliente hasta un foco frío, ejecutando un trabajo. En esta forma de producción de frío se emplea un fluido refrigerante que circula en un circuito cerrado, absorbiendo calor latente de evaporación del área o medio que se desea enfriar. El resto del sistema se destina a recuperar el refrigerante y regresarlo a las condiciones óptimas para que siga retirando calor de manera continua; esto es, compresión, expansión y condensación, lo que permite transferir el calor hacia el medio ambiente.

De esta forma, el refrigerante fluye a través de un circuito cerrado cuyos componentes básicos son el evaporador, el compresor, el condensador y la válvula de expansión, que se encuentran interconectados por las tuberías por las que fluye el refrigerante.

Estos sistemas se caracterizan por que la evaporación se lleva a cabo a bajas presiones logradas por la válvula de expansión y la condensación del vapor a altas presiones propiciadas cuando se hace pasar al vapor a un compresor ⁽²⁵⁾.

En la figura 6 se muestra el diagrama básico de un sistema de refrigeración por compresión mecánica donde, el equipo A es el compresor (en este caso de pistón), el B es el separador de aceite que, en todo caso, se conecta después del compresor, pues este, utiliza una gran cantidad de aceite para la lubricación del elemento compresor. Este aceite se encuentra en contacto directo con el refrigerante, el cual arrastra pequeñas gotas de dicho aceite que generalmente, se deposita en el evaporador E reduciendo de manera importante el coeficiente de transferencia de calor. Por esta razón es importante separar el aceite del refrigerante y recircularlo hacia el compresor.

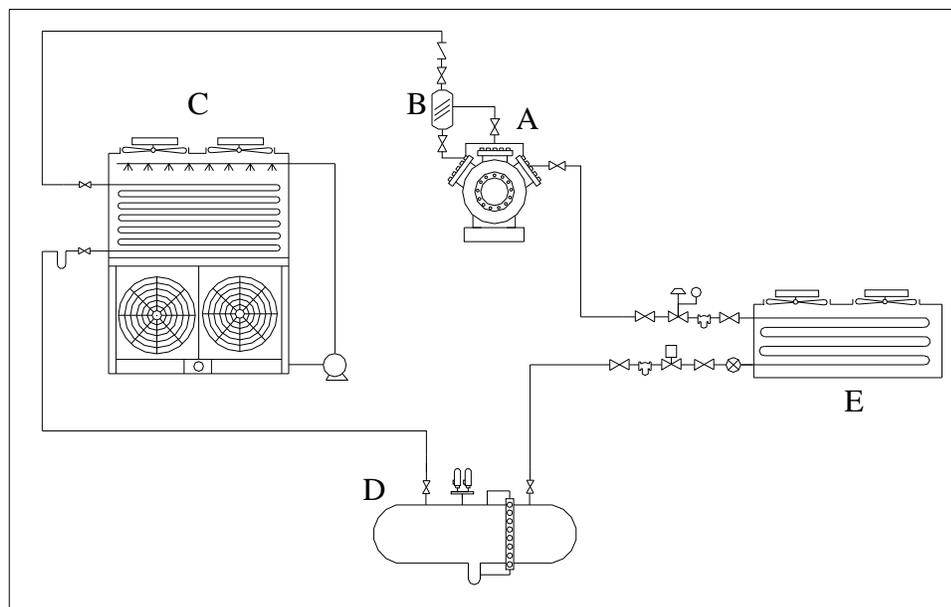


Figura 6. Diagrama de flujo de un sistema de producción de frío por compresión mecánica en régimen seco.

El equipo C es el condensador (en este caso de tipo evaporativo), el D es un tanque llamado recipiente de líquido, el cual tiene la función de almacenar el refrigerante de la

instalación y de este se alimentan los evaporadores y/o acumuladores del sistema. El equipo E es el evaporador, el cual se encuentra en el recinto a enfriar.

Como se puede observar, existe una serie de válvulas y accesorios a la entrada y salida del evaporador que cumplen funciones específicas para servicio y control.

2.1.2 DESCRIPCIÓN TERMODINÁMICA DEL CICLO FRIGORÍFICO.

La descripción termodinámica del ciclo frigorífico se hace basándose en el representado en la figura 6 e iniciando en el proceso de evaporación, que el proceso termodinámico en que el refrigerante pasa del estado líquido a vapor al absorber calor del medio a enfriar mientras fluye dentro del evaporador. El evaporador es el equipo del sistema que está en contacto con el medio o área a enfriar y es básicamente un intercambiador de calor que puede ser de muy diversas formas dependiendo de la aplicación del frío. En este equipo, entra una mezcla líquido-vapor (MLV) generada en la válvula de expansión que se evapora completamente al absorber calor latente de evaporación del medio a enfriar, generando así un vapor saturado (VS) a la misma presión de evaporación (P_0) a la que entró ya que este proceso se lleva a cabo de forma isobárica (a presión constante).

El vapor generado en el evaporador es succionado por el compresor, donde el VS es comprimido de manera isoentrópica. En el proceso de compresión, el compresor aplica trabajo mecánico provocando un incremento en la presión, entalpía y temperatura del refrigerante, así como una reducción del volumen. El compresor, consiste en una máquina encargada de crear y mantener la presión P de condensación de un lado del sistema, para que el refrigerante condense a la temperatura del medio condensante (aire atmosférico, agua u otro refrigerante) y la presión de evaporación P_0 en el otro lado del sistema, llevando al refrigerante de P_0 a P .

A causa del trabajo de compresión, ejercido por el elemento compresor (pistones, rotores, paletas, etc.), se transfiere calor sensible de recalentamiento al refrigerante; de

esta forma, el VS a P_0 succionado por el compresor, pasa a ser un vapor recalentado (VR) a presión de condensación (P) y con una temperatura de descarga (T_d) superior a la temperatura de condensación^(29,32).

Una vez que el refrigerante en condiciones de VR, P y T_d abandona el compresor, pasa al condensador, donde el refrigerante se condensa, es decir, pasa del estado gaseoso al estado líquido.

El condensador consiste en otro intercambiador de calor en el que el refrigerante transfiere al medio ambiente, al agua o a otro refrigerante (según el tipo de condensador y el tipo de sistema) el calor latente de condensación; es decir, aquel calor que el refrigerante extrajo del medio que enfrió en el evaporador, el calor sensible de recalentamiento transferido por el trabajo de compresión y el calor sensible de subenfriamiento (solo en casos específicos), de modo que en el condensador se elimina una mayor cantidad de calor que la que se absorbió en el evaporador.

A la salida del condensador se tiene refrigerante en condiciones de líquido saturado (LS) o un líquido subenfriado (L_{sub}) a P . La condensación, de igual forma que la evaporación, se lleva a cabo de manera isobárica.

Una vez que el refrigerante abandona el condensador, se hace pasar por la válvula de expansión, que provoca una caída de presión desde P hasta P_0 . Cuando el LS a P proveniente del condensador atraviesa dicha válvula, se encuentra a una presión mucho menor (P_0), lo que provoca una evaporación instantánea de una parte del refrigerante; para esto, emplea el calor necesario del propio líquido, el cual se enfría hasta llegar a la temperatura correspondiente a P_0 que es la predominante en el evaporador. Así, a la salida de la válvula de expansión se tiene una mezcla líquido-vapor (MLV) a P_0 , que entra en el evaporador para iniciar de nuevo el ciclo frigorífico⁽²⁹⁾.

Un ciclo frigorífico en régimen seco (ver figura 6) puede ser representado termodinámicamente en un diagrama P-h, como se muestra en la figura 7.

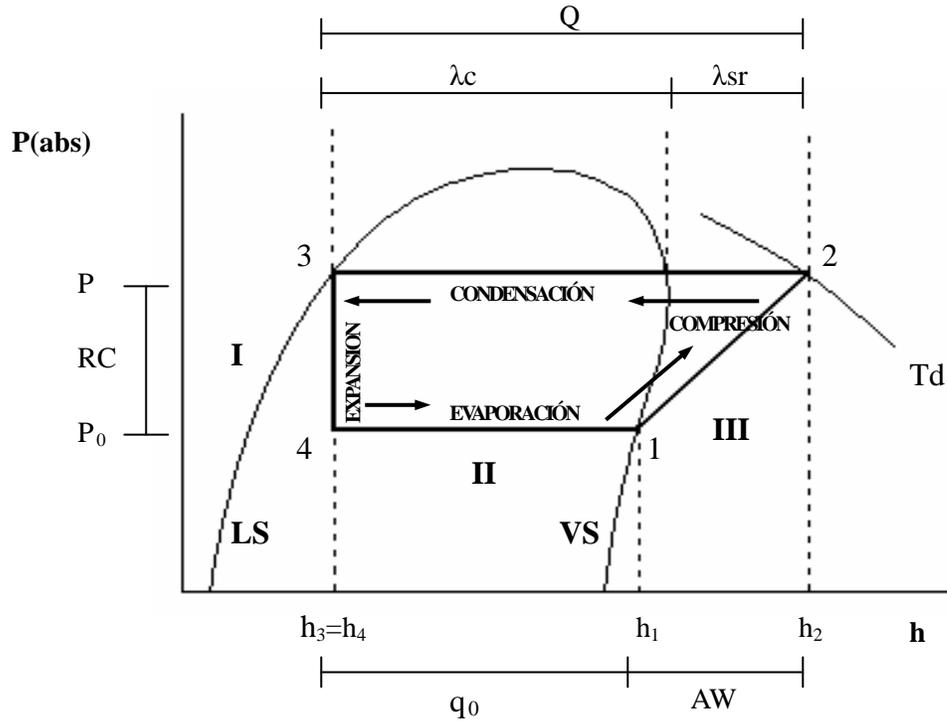


Figura 7. Diagrama P-h para un ciclo frigorífico en régimen seco.

- Q = Calor total cedido en el condensador.
- λ_c = Calor latente de condensación.
- λ_{sr} = Calor sensible de recalentamiento.
- T_d = Temperatura del refrigerante a la descarga del compresor.
- q_0 = Producción frigorífica específica.
- AW = Equivalente térmico del trabajo de compresión.
- RC = Relación de compresión.
- LS = Líquido Saturado.
- VS = Vapor saturado.
- I = Zona de líquido subenfriado.
- II = Zona de mezcla líquido-vapor.
- III = Zona de vapor recalentado.

2.2 CÁLCULO TERMODINÁMICO DE INSTALACIONES FRIGORÍFICAS.

De un diagrama P-h como el que se muestra en la figura 7, pueden obtenerse los datos necesarios para realizar la secuencia de cálculos que permite evaluar termodinámicamente una instalación frigorífica. Esta secuencia es la siguiente:

a) Producción frigorífica específica (q_0).

Es la cantidad de calor que el refrigerante puede absorber, por unidad de masa del mismo, en el evaporador; esto es, es el calor latente de evaporación que provoca en el refrigerante, un incremento de entalpía desde h_4 (a la entrada del evaporador) hasta h_1 (a la salida del evaporador) a temperatura constante en el refrigerante. Por lo tanto, este parámetro depende del refrigerante que se esté empleando y de la temperatura de evaporación; además, del método en que se alimenta fluido al evaporador (es decir, como líquido saturado o como una mezcla líquido vapor).

$$q_0 = h_1 - h_4 \quad [\text{kcal/kg}] \quad (1)$$

Donde:

h_4 = Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador (kcal/kg).

h_1 = Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador (kcal/kg).

b) Producción frigorífica volumétrica (q_v).

Es la cantidad de calor que el refrigerante puede absorber por unidad de volumen desplazado por el compresor.

$$q_v = \frac{q_0}{V_e} \quad [\text{kcal/m}^3] \quad (2)$$

Donde:

V_e = Volumen específico del refrigerante a la succión del compresor (m^3/kg).

c) Gasto másico (G).

Es el caudal de refrigerante necesario para absorber calor por unidad de tiempo en el evaporador. Debe estar presente en la instalación de manera suficiente para poder retirar toda la cantidad de calor necesaria.

$$G = \frac{Q_0}{q_0} \quad [\text{kg/h}] \quad (3)$$

Donde:

Q_0 = Carga térmica. Esto es, la cantidad total de calor que debe retirar el refrigerante en el evaporador (kcal/h). A su vez se define como: $Q_0 = (G)(h_1 - h_4)$.

d) Gasto volumétrico (Gv).

Es el volumen de refrigerante necesario para absorber calor por unidad de tiempo en el evaporador. Este es un dato de importante en el dimensionamiento del compresor de la instalación y que puede calcularse de las dos formas siguientes:

$$G_v = \frac{Q_0}{q_v} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (4)$$

$$G_v = (G)(V_e) \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (5)$$

e) Equivalente térmico de trabajo de compresión (AW).

Cantidad de calor cedida al refrigerante por trabajo de compresión. Esto es, como su nombre lo indica, la energía mecánica aplicada al compresor que se convierte en energía calorífica del refrigerante y que se ve reflejada en un aumento de entalpía, por lo tanto, el cálculo está dado por la diferencia de entalpías del refrigerante a la salida y a la entrada del compresor.

$$AW = h_2 - h_1 \quad [\text{kcal/kg}] \quad (6)$$

Donde:

h_2 = Entalpía del refrigerante a la salida del compresor (kcal/kg).

h_1 = Entalpía del refrigerante a la entrada del compresor (kcal/kg).

f) Trabajo de compresión (W).

Cantidad de calor que el compresor aplica al refrigerante para comprimirlo, desde P_0 hasta P , por unidad de tiempo. El cálculo de este parámetro implica a AW y a G .

$$W = (G)(AW) \quad [\text{kcal/h}] \quad (7)$$

g) Potencia teórica aplicada al compresor. (Ni).

Cantidad de energía que requiere el motor del compresor por unidad de tiempo (kW) para poder efectuar un trabajo (W), por lo que depende de este parámetro.

$$Ni = \frac{W}{860} \quad [\text{kW}] \quad (8)$$

$$1 \text{ kW} = 860 \text{ kcal/h.}$$

h) Eficiencia termodinámica según Carnot (ξ_c).

La eficiencia termodinámica del sistema de producción de frío, según Carnot, depende solamente de la temperatura de condensación y la de evaporación. Esto debido a que en la representación del ciclo de Carnot, la compresión se hace a partir de vapor húmedo, además de que la expansión es isentrópica. Su representación termodinámica en un diagrama entrópico (T-S) se muestra en la figura 8.

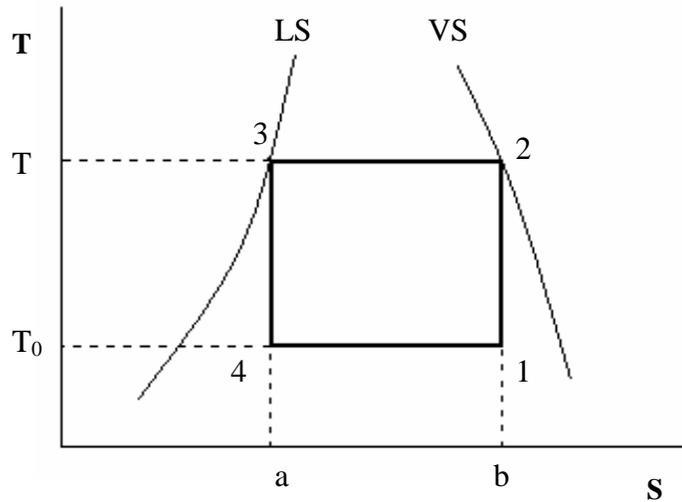


Figura 8. Ciclo de Carnot.

Entonces, $S_1 = S_2$ y $S_3 = S_4$; de esta forma, el calor retirado del medio a enfriar Q_0 se cuantifica como sigue:

$$Q_0 = T_0(S_1 - S_4)$$

El calor retirado en el condensador se cuantifica de la siguiente manera:

$$Q = T(S_2 - S_3)$$

El trabajo aplicado al sistema, se define por la diferencia entre las energías anteriores, esto es:

$$W = Q - Q_0 = T(S_2 - S_3) - T_0(S_1 - S_4)$$

Pero $(S_2 - S_3) = (S_1 - S_4)$; por lo tanto $W = (T - T_0)(S_1 - S_4)$, entonces:

$$\epsilon_C = \frac{\text{Calor retirado}}{\text{Trabajo aplicado}} = \frac{Q_0}{W}$$

$$\epsilon_C = \frac{T_0}{(T - T_0)} \quad (9)$$

Donde T = Expresada en K.

i) Eficiencia termodinámica del ciclo real (ϵ).

La eficiencia termodinámica de un ciclo real de producción de frío por compresión mecánica es, como toda eficiencia, la relación entre lo que se produce y el trabajo necesario para producirlo; para el caso de producción de frío, esto es la relación entre el calor total absorbido (en el área que se desea enfriar) y el trabajo que cuesta retirarlo; es decir, el trabajo de compresión W. El cálculo se hace de la siguiente manera:

$$\epsilon = \frac{Q_0}{W} = \frac{(q_0)(G)}{(AW)(G)} = \frac{q_0}{AW} \quad [\text{adimensional}] \quad (10)$$

j) Rendimiento termodinámico (μ).

Está determinado por la relación entre la eficiencia termodinámica según Carnot y la eficiencia termodinámica del ciclo real. Esta relación de eficiencias indica la diferencia entre el ciclo de Carnot y el ciclo real; o sea, lo alejado que se encuentra el comportamiento del ciclo real con respecto al ciclo ideal.

$$\mu = \frac{\epsilon}{\epsilon_C} \quad [\text{adimensional}] \quad (11)$$

k) Calor cedido en el condensador (Q).

Es la cantidad total de calor que se debe retirar del refrigerante en el condensador; es decir, el calor sensible de recalentamiento y el calor latente de condensación. Esta determinado por G y las condiciones del refrigerante a la entrada y a la salida del condensador, esto es:

$$Q = (G)(h_2 - h_3) \quad [\text{kcal/h}] \quad (12)$$

Otra forma de calcularlo es la siguiente:

$$Q = Q_0 + W \quad [\text{kcal/h}] \quad (13)^{(32)}$$

La ecuación (10) que se utiliza para calcular la eficiencia termodinámica de un ciclo frigorífico, esta en función de la carga térmica y del trabajo de compresión. El primer parámetro es fijo ya que depende solamente de la cantidad de producto que se desea enfriar, así como de otras fuentes de calor. Sin embargo, el trabajo de compresión W , depende de otros parámetros característicos del sistema.

Según la ecuación (7), el trabajo está definido por el producto de AW y G . El primero depende de las propiedades del refrigerante y del tipo de compresor empleado, pues con la utilización de compresores de pistón, este parámetro es mayor que para compresores de tornillo, cuyo sistema de enfriamiento de aceite permite controlar la temperatura de descarga del refrigerante. Además, T_0 influye de manera directa en AW , pues a medida que disminuye el primero, aumenta el segundo.

En cuanto a G ; este depende, según la ecuación (3) de Q_0 y q_0 . Como ya se mencionó, Q_0 es fija; sin embargo, un aumento en q_0 produciría una disminución en G . Como consecuencia de esto, la cantidad de refrigerante necesario para la instalación disminuye, además W disminuye y a su vez la eficiencia del sistema (ϵ) aumenta. Este aumento en q_0 puede lograrse alimentando líquido subenfriado a la válvula de expansión para que la cantidad de vapor formado en esta sea la menor posible. Otra opción para incrementar q_0 es alimentar líquido saturado (y no una mezcla líquido-vapor) a los evaporadores, lo que garantiza un incremento de q_0 al máximo. Esto se logra separando en un tanque, por diferencia de densidades, la fracción de vapor formado en la válvula de expansión, del líquido; el vapor pasa a la parte superior del tanque mientras que el líquido se estanca en el fondo. El vapor saturado es succionado por el compresor y el líquido saturado se alimenta al evaporador por acción de la gravedad o por medio de bombeo.

En suma, la eficiencia termodinámica de los sistemas de producción de frío se ve directamente afectada por q_0 , pues al aumentar esta, disminuye G , con lo que también disminuye W ; todo esto, provoca un aumento en la eficiencia termodinámica y por lo tanto de μ . Por esta razón, en las instalaciones industriales de producción de frío, a

menudo se toman medidas destinadas a provocar que la magnitud de q_0 aumente por medio del subenfriamiento del líquido que entra en la válvula de expansión, alimentando líquido saturado a los evaporadores.

2.3 RÉGIMEN DE OPERACIÓN DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA.

En relación al sistema en régimen seco ideal descrito anteriormente, existen variaciones debidas a las condiciones reales de operación de las instalaciones frigoríficas o de modificaciones intencionales para mejorar la eficiencia del sistema. De esto se derivan los diferentes regímenes de operación, que son:

2.3.1 RÉGIMEN SECO.

Este régimen es en el que se basa la explicación de los ciclos frigoríficos; es decir, el ciclo 1-2-3-4 descrito en la figura 9 es el correspondiente a este régimen de operación; el cual, se caracteriza principalmente porque la expansión de líquido inicia a partir de un líquido saturado hasta una mezcla líquido-vapor (MLV), la cual se alimenta directamente al evaporador y en este se evapora totalmente de forma que el compresor succiona vapor saturado sin presencia de líquido; o sea, vapor seco. Este régimen de operación es comúnmente empleado en instalaciones industriales de pequeñas dimensiones ya que es económico y de sencilla instalación ^(3,32).

2.3.2 RÉGIMEN CON RECALENTAMIENTO DE VAPOR.

Este régimen se caracteriza porque el compresor, en lugar de succionar vapor saturado como en el ciclo saturado simple (régimen seco), succiona vapor recalentado. Es decir, vapor en cualquiera de las condiciones de la zona *III* de la figura 7, según la temperatura de evaporación y el grado de recalentamiento. Este recalentamiento de vapor puede ser producido por dos circunstancias diferentes y de acuerdo a esto, se clasifica en: recalentamiento útil y recalentamiento inútil.

En el **recalentamiento útil**, el vapor saturado generado en el evaporador, continúa absorbiendo calor del mismo recinto a enfriar; es decir que, para que el vapor adquiera la condición de recalentamiento y que este sea útil, dicho calor deberá ser extraído de la misma área del que se extrajo aquel calor que llevó a la mezcla líquido-vapor (MLV) a la condición de vapor saturado. La representación termodinámica de este régimen de operación se describe en el ciclo 1'-2'-3-4 de la figura 9.

Como puede observarse, el punto 1' se encuentra en la zona *III* (ver figura 7) correspondiente a vapor recalentado y no en la línea de vapor saturado.

Es destacable el incremento en la producción frigorífica $q_0' > q_0$, pues provoca un incremento en la eficiencia termodinámica. Sin embargo, el recalentamiento del vapor repercute en un incremento de la temperatura del refrigerante a la descarga del compresor; es decir, $T_d' > T_d$.

En suma, el recalentamiento de vapor tiene la ventaja de asegurar la entrada de vapor seco en el compresor, además del incremento de q_0 a q_0' ; sin embargo, el incremento de T_d a T_d' representa una desventaja más importante.

El **recalentamiento inútil** se caracteriza por que el vapor saturado extrae el calor necesario para adquirir la condición de recalentamiento, de la tubería de succión del compresor, es decir, fuera del área a enfriar. Las modificaciones termodinámicas en el refrigerante son iguales que en el caso anterior; sin embargo, la forma de cuantificar q_0 es diferente, ya que el recalentamiento se genera en un medio externo, es decir no extraído del área a enfriar, por lo que q_0 es la misma que para el régimen seco (bajo las mismas condiciones). En suma, el recalentamiento inútil posee las mismas desventajas que el recalentamiento útil; sin embargo, no presenta sus ventajas. Estas desventajas pueden subsanarse aislando adecuadamente la tubería de succión del compresor^(34,32).

2.3.3 RÉGIMEN CON SUBENFRIAMIENTO DE LÍQUIDO.

Este régimen de operación se caracteriza por una eliminación de calor sensible de subenfriamiento posterior a la condensación del refrigerante. Los medios empleados para lograr dicho subenfriamiento pueden ser en el propio condensador, o en dispositivos ideados para tal efecto. Así mismo, puede ser mediante agua, aire o por el mismo refrigerante de la instalación. Según lo anterior, se clasifican en: subenfriamiento externo y subenfriamiento interno.

El **subenfriamiento externo** tiene lugar cuando se emplea algún medio diferente del propio refrigerante para lograrlo, ya sea agua o aire. Además, dicho subenfriamiento puede llevarse a cabo en el mismo condensador, al ser diseñado este con un área de transferencia de calor extra destinada para el subenfriamiento. También puede adicionarse un intercambiador de calor para retirar calor sensible de subenfriamiento.

El subenfriamiento de líquido trae como consecuencia la disminución de la entalpía del refrigerante alimentado al evaporador, como se ilustra en el ciclo 1-2-3'-4' de la figura 9, en la que se puede apreciar que, en el ciclo con subenfriamiento, existe un incremento desde q_0 hasta q_0' , con los consiguientes beneficios de este hecho descritos anteriormente; sin embargo, no presenta la desventaja del incremento en T_d y el calor sensible de recalentamiento.

El **subenfriamiento interno** se logra al poner en contacto térmico al líquido que se va a alimentar a los evaporadores con el mismo refrigerante que se encuentre a una temperatura inferior en otro punto del sistema, ya sea como líquido o como vapor. Este contacto térmico se logra con el uso de un intercambiador de calor. El subenfriamiento de líquido en este caso se logra a costa de la evaporación del líquido de menor temperatura (ciclo 1-2-3'-4' de la figura 9) o del recalentamiento del vapor con el que se puso en contacto térmico (ciclo 1'-2'-3'-4' de la figura 9)^(3,31).

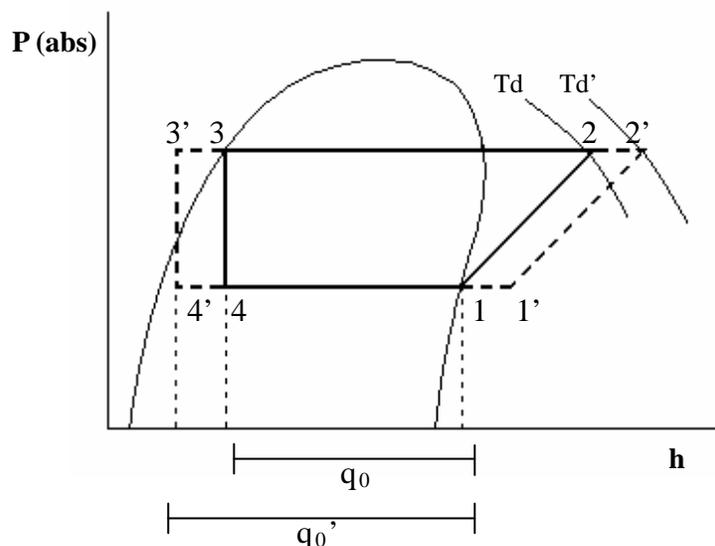


Figura 9. Regímenes de operación en sistemas de refrigeración.

2.4 MÉTODO DE ALIMENTACIÓN A EVAPADORES.

La forma en que se alimenta el refrigerante al evaporador es un factor determinante en el diseño de instalaciones frigoríficas, ya que dependiendo del método, se pueden obtener grandes ventajas derivadas de las modificaciones termodinámicas al ciclo frigorífico. Por ello, es importante hacer una descripción de los diferentes métodos de alimentación a evaporadores, así como analizar las ventajas y desventajas que presenta su utilización y los casos donde es más conveniente emplearlos.

2.4.1 EXPANSIÓN DIRECTA.

En este método de alimentación a evaporadores se basa la explicación del ciclo frigorífico en régimen seco ya que es el más sencillo y económico de todos. En este método, el LS proveniente del condensador, pasa por la válvula de expansión; la cual, permite el paso de la cantidad exacta de refrigerante que se va a evaporar; es decir, que la relación de alimentación es 1:1. El diagrama de flujo y el diagrama P-h para

este método de alimentación a evaporadores, quedan representados por las figuras 6 y 7 respectivamente.

Este método es comúnmente empleado en aplicaciones de refrigeración y generalmente es controlado por una válvula de expansión termostática, pues esta garantiza la llegada de vapor seco al compresor al asegurar el recalentamiento del vapor y evitando de esta forma golpes de líquido.

2.4.2 INUNDADA.

En la alimentación inundada, la MLV proveniente de la válvula de expansión entra inmediatamente después en un tanque separador de partículas (SP) donde, por diferencia de densidades, el vapor asciende hasta la parte más alta del tanque y el líquido se deposita en el fondo del mismo.

El SP se encuentra a P_0 y cumple dos funciones; la primera es asegurar la entrada de vapor seco al compresor y la segunda es facilitar la alimentación de líquido saturado por acción de la gravedad al evaporador.

El líquido depositado en el fondo del SP cae por gravedad al evaporador, cubriendo con líquido toda su superficie interna. El vapor producido en el evaporador regresa al SP para ser succionado por el compresor, permitiendo el ingreso de más líquido en el evaporador. El diagrama de flujo para este método de alimentación a evaporadores se muestra en la figura 10, y en la figura 11 se muestra su representación termodinámica.

Las ventajas del método inundado a evaporadores se hace evidente al observar el incremento de q_0 al pasar del punto 4 al 5 en la figura 11, ya que se alimenta líquido saturado y no una mezcla líquido-vapor al evaporador. Este paso del punto 4 al 5 representa solamente la separación física de las fases líquido y vapor.

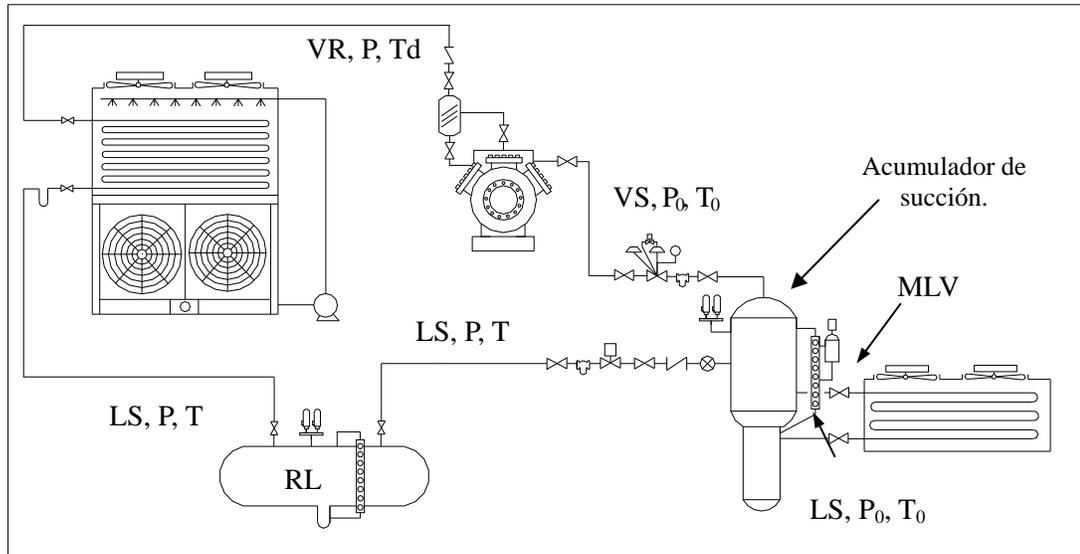


Figura 10. Método inundado de alimentación a evaporadores.

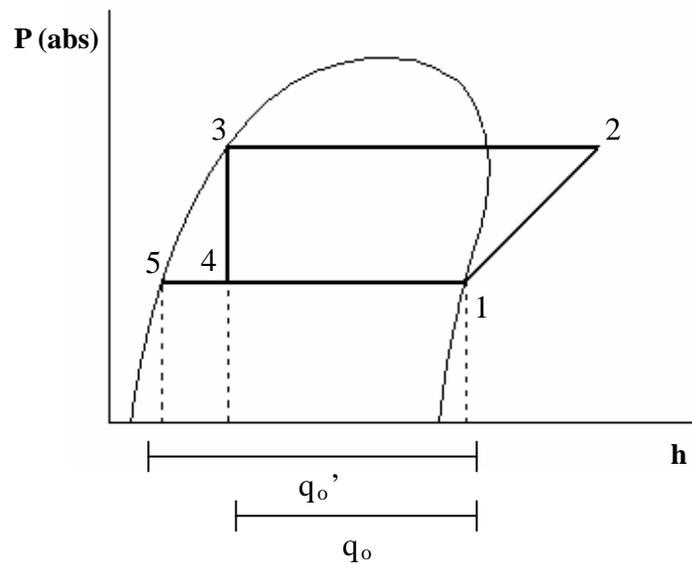


Figura 11. Método inundado de alimentación a evaporadores.

Inundando el evaporador, se aprovecha toda el área de transferencia de calor. Sin embargo, tiene la desventaja de que para emplear este método, es necesaria la instalación de un SP por cada evaporador.

Este método de alimentación a evaporadores es muy comúnmente empleado en equipos tales como generadores de agua helada, bancos de hielo, fábricas de hielo, carbonatadores, etc.

2.4.3 RECIRCULACIÓN POR BOMBAS.

Un sistema de recirculación se define como aquel en el que el flujo másico de refrigerante alimentado a un evaporador supera al flujo másico de vapor producido en el mismo.

En el método de recirculación por bombas que se muestra en la figura 12, el líquido proveniente del RAP, pasa por válvula de expansión donde se forma la MLV; la cual, entra en un separador de partículas (SP). En este equipo se separa la fase líquida de la fase vapor debido a una diferencia de densidades. El líquido depositado en el fondo es succionado por una bomba que generalmente es de desplazamiento positivo y de fabricación especial para refrigerantes.

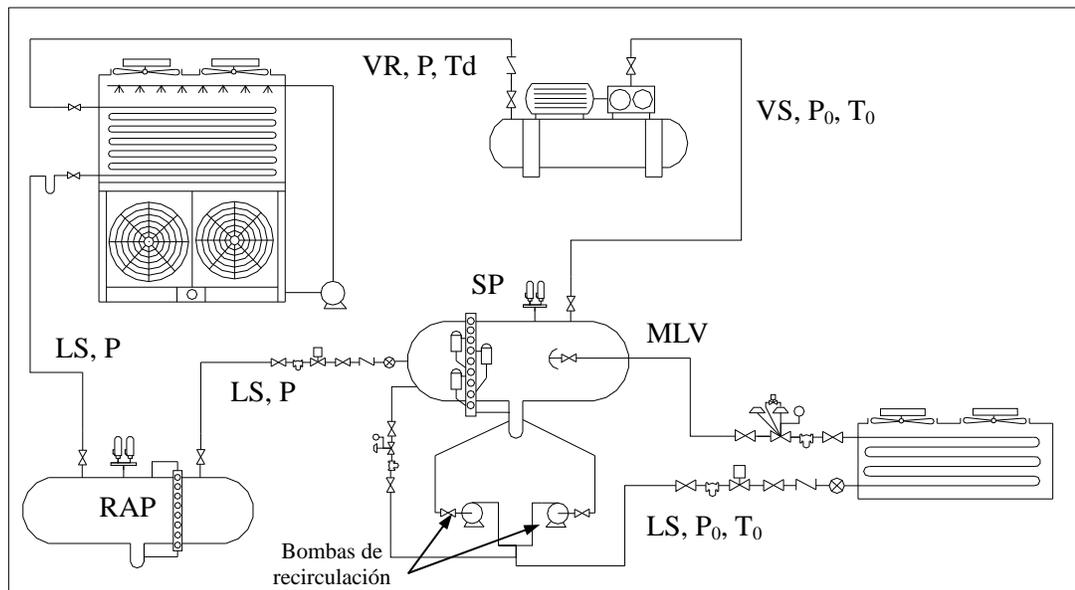


Figura 12. Método de recirculación por bombas de alimentación a evaporadores.

Esta bomba envía al refrigerante en exceso al evaporador, logrando relaciones de alimentación que van desde 3:1 hasta 10:1. Una vez que pasa por el evaporador, regresa el vapor producido y el líquido no evaporado al SP, donde se separa el líquido del vapor y este último, junto con el vapor producido por la expansión, son succionados por el compresor. El líquido no evaporado es enviado nuevamente (recirculado) hacia el evaporador.

Las principales ventajas de los sistemas de recirculación por bombas son las siguientes:

- La superficie interna del evaporador permanece completamente inundada.
- La aceleración del líquido favorece el coeficiente convectivo de transferencia de calor, provocando un aumento del coeficiente global de transferencia de calor (U).
- La alta velocidad del líquido ayuda también a eliminar el estancamiento de aceite en el evaporador.
- Un solo sistema de recirculación por bombas es capaz de alimentar a varios evaporadores aún cuando estén ubicados lejos del cuarto de máquinas o a mayor altura que la bomba.
- Alimentan líquido saturado al evaporador, por lo que se tienen las ventajas del incremento de q_0 .

Por otro lado, presenta algunas desventajas tales como:

- Las bombas representan un consumo de energía extra, lo que incrementa el costo de operación de la instalación.
- Se requiere mayor mantenimiento al existir más elementos móviles en el sistema.
- El diseño de la instalación se dificulta, ya que una caída de presión en la tubería de succión de las bombas provocaría la evaporación de parte del refrigerante, lo que tiene como consecuencia la posible cavitación de las mismas.

En la figura 13 se representa termodinámicamente el sistema recirculado por bombas de alimentación a evaporadores. Del punto 3 al 4 se realiza la expansión (desde P hasta P_0) generando una MLV, la cual entra en el separador de partículas donde el líquido es succionado por las bombas en la condición correspondiente al punto 5; es decir, como LS.

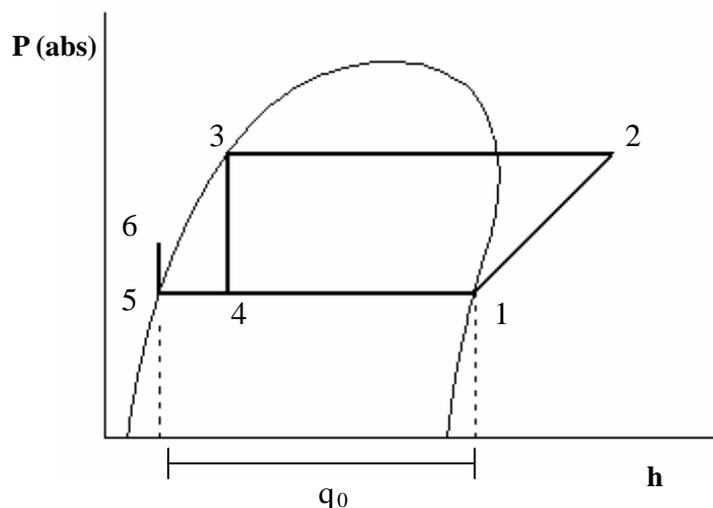


Figura 13. Método de recirculación por bombas de alimentación a evaporadores.

El efecto del bombeo provoca un incremento en la presión hasta el punto 6 (aproximadamente 25lb/in^2 por encima de P_0)⁽¹⁾; sin embargo, justo antes de la entrada del evaporador existe otra válvula de expansión (manual) que reestablece la P_0 en el punto 5. Del punto 5 se alimenta el fluido al evaporador. El uso de este sistema de recirculación generalmente es para aplicaciones de muy baja temperaturas donde se requiere eliminar calor rápidamente y aquellas con Q_0 grandes.

2.4.4 RECIRCULACIÓN POR DIFERENCIA DE PRESIONES.

En este método de alimentación recirculada a evaporadores, el vapor producido en el evaporador y el exceso de líquido, pasan a un SP donde el líquido es drenado por gravedad a un recipiente trasvase (RT) que se encuentra a la misma presión pero a

una altura inferior. Una vez que el RT se llena, se permite el acceso a este recipiente, de vapor del lado de alta presión de la instalación para crear una diferencia de presiones suficiente para desplazar al líquido desde el RT al evaporador o al recipiente de líquido.

El diagrama de flujo básico de un sistema de recirculación por diferencia de presiones o sistema Phillips se muestra en la figura 14. En este sistema, el líquido pasa en sobrealimentación del recipiente de presión constante (RPC) a la válvula de expansión, donde se genera la MLV, la cual entra en el evaporador. El refrigerante evaporado y el exceso de líquido pasan a un SP donde el vapor es succionado por el compresor y el líquido se acumula en el fondo.

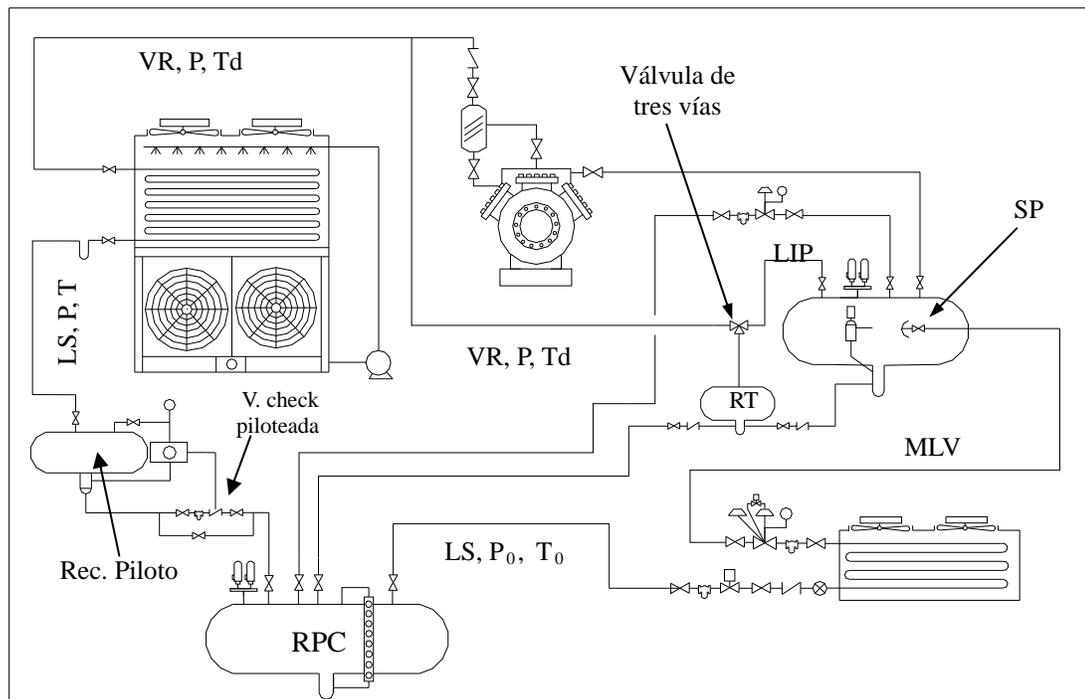


Figura 14. Sistema de recirculación Phillips de alimentación a evaporadores.

Mientras esto sucede, la válvula de tres vías mantiene abierta una línea igualadora de presiones (LIP) entre el SP y el RT. De esta forma el líquido cae del primer recipiente al segundo por efecto de la gravedad. Cuando el líquido alcanza el nivel registrado por el regulador de nivel del RT, este manda una señal a la válvula de tres vías para

que cierre la LIP y permita el paso, a través de la misma válvula, de vapor proveniente de la descarga del compresor de forma que este produzca una diferencia de presiones suficiente para permitir el flujo del líquido desde el RT hasta el RPC.

En este momento entra en contacto directo, el líquido a P_0 y T_0 proveniente del RT, con el líquido a P y T acumulado en el RPC, por lo que en este equipo se lleva a cabo un subenfriamiento.

Las modificaciones termodinámicas de este sistema se muestran en la figura 15. El paso del punto 3 al 4 representa una expansión (en la válvula check pilotada) del refrigerante proveniente del condensador, que reduce su presión de forma que en el RPC, la presión sea menor a la de condensación; de hecho, la presión en este equipo es 25-30lb/in² mayor a la presión más baja del sistema. De esta forma, se permite el flujo del refrigerante desde el RT (que en el momento de descarga esta a P) hasta el RPC ⁽¹⁾.

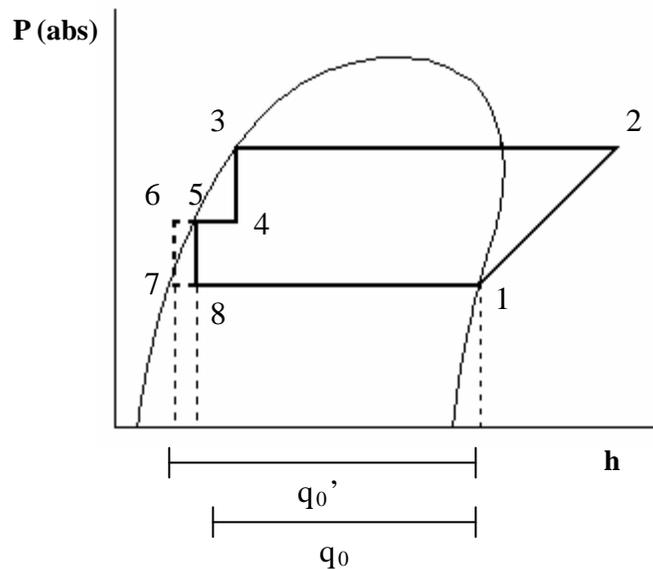


Figura 15. Sistema de recirculación Phillips de alimentación a evaporadores.

Al arranque de la instalación, no ha pasado líquido del RT al RPC, entonces no se ha provocado un subenfriamiento; entonces, se lleva a cabo el ciclo 1-2-3-4-5-8, por lo que se alimenta refrigerante al evaporador desde 8 y se toma en cuenta q_0 . Después de cierto tiempo, al haber ya ocurrido el subenfriamiento, se llevará a cabo el ciclo 1-2-3-4-5-6-7 donde el paso del punto 5 al 6 representa el subenfriamiento causado por la mezcla del líquido proveniente del RT con el líquido del RPC. En este caso se alimenta refrigerante desde 7 y se toma en cuenta q_0' .

La función del recipiente piloto (figura 16), es acumular el líquido proveniente del condensador y asegurar el flujo de refrigerante a través de la válvula check pilotada (por medio de una válvula de flotador), en la que desciende la presión del refrigerante. Al descender la presión del refrigerante, una parte se evapora, por lo que en el RPC existe una MLV que, por diferencia de densidades, se separa. El vapor acumulado en el RPC desfoga en un recipiente de menor presión, generalmente en el SP o en un interenfriador cuando la instalación es de compresión múltiple.

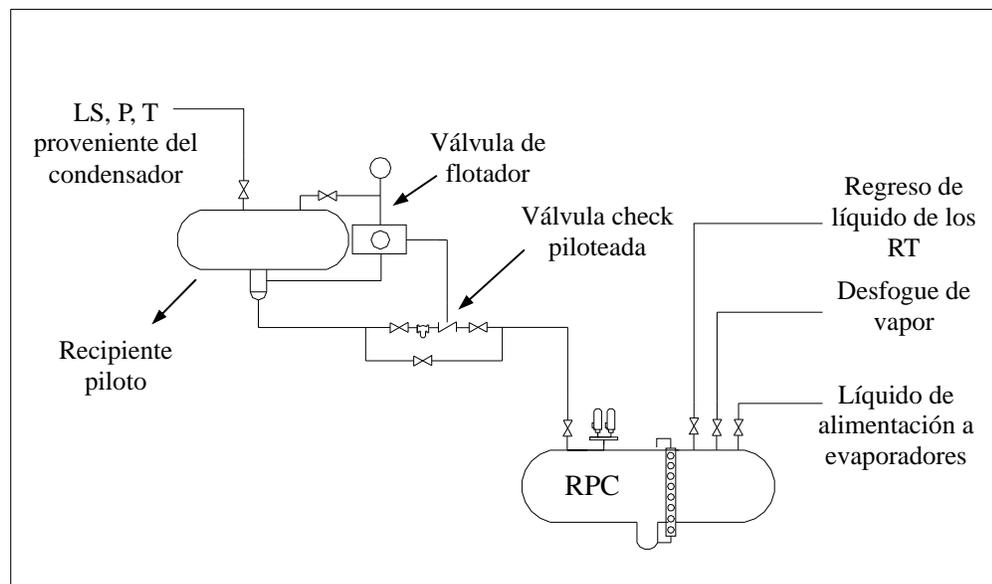


Figura 16. Recipiente piloto.

Cabe señalar que el sistema descrito anteriormente es el sistema de recirculación por diferencia de presiones conocido como Phillips y es el más empleado en la industria, sin embargo existen sistemas derivados de este con algunas modificaciones.

El **sistema alterno** una variante del método anterior, que difiere en algunos aspectos. El principal es que el líquido contenido en el RT no descarga en el RPC (porque de hecho esta instalación no cuenta con dicho equipo), sino que pasa directamente a alimentar al evaporador.

Otra diferencia importante es que el RT no es desalojado por medio del vapor proveniente de la descarga del compresor, sino lo hace por medio de VS a P proveniente del recipiente de líquido (RL).

El **sistema combinado** posee características tanto del sistema Phillips como del Alterno. En este sistema, la descarga del RT se logra por medio de vapor de alta presión proveniente de la línea de descarga del compresor al igual que en el sistema Phillips; sin embargo, el líquido descargado por el RT en este caso, puede seguir dos caminos. El primero es alimentando al evaporador, lo cual sucede en casos donde la demanda de refrigerante en el evaporador es alta, esto sucede, cuando se tiene la máxima carga térmica en el área a enfriar. El segundo camino lo toma cuando disminuye la carga térmica, en este caso, el refrigerante se dirige al RL, desde el cual es alimentado al evaporador.

De manera general para los sistemas de recirculación por diferencia de presiones se tienen las siguientes ventajas:

- Mejoramiento del coeficiente global de transferencia de calor por el incremento de la velocidad del refrigerante. Este aspecto también favorece en el sentido de que el refrigerante a alta velocidad arrastra el aceite acumulado en el evaporador.
- El uso del separador de partículas protege al compresor contra golpes de líquido.

- Bajos costos de mantenimiento y operación debidos a la sencillez de su instalación y a la gran versatilidad de operación.

Así mismo, en general para todos los sistemas de recirculación por diferencia de presiones se tienen las siguientes desventajas:

- La instalación debe contar con un mayor número de recipientes.
- El empleo de vapor de la descarga del compresor (sistema Phillips y combinado) reduce la capacidad de compresión para refrigeración.
- Aumento en las dimensiones de la tubería de alimentación a evaporadores ^(1,6,21).

2.5 SISTEMAS DE COMPRESIÓN MÚLTIPLE.

La descripción del ciclo frigorífico básico, los regímenes de operación y los métodos de alimentación a evaporadores realizada hasta este punto, se han hecho con base en sistemas de compresión simple. Sin embargo, existen condiciones de operación de los sistemas frigoríficos en los que se imposibilita trabajar en una sola etapa de compresión.

Cuando las temperaturas necesarias en el medio a enfriar son muy bajas, y la temperatura de condensación permanece en el rango normal, la relación entre la presión de condensación y la presión de evaporación (relación de compresión RC) es muy grande.

El intentar comprimir al refrigerante en dichas condiciones, trae problemas tales como: bajo rendimiento volumétrico, alto consumo energético y principalmente, altas temperaturas del refrigerante a la descarga del compresor. Estas altas temperaturas de descarga afectan el sistema de lubricación al disminuir la viscosidad del lubricante; esto repercute en la durabilidad del compresor; además puede provocar la

descomposición del aceite lubricante. Estas dificultades pueden subsanarse por medio de las instalaciones con dos o más etapas de compresión.

Los sistemas de compresión múltiple pueden ser directos o indirectos. Los sistemas de compresión múltiple directa emplean dos compresores (uno de alta y otro de baja presión) conectados en serie por medio de un interenfriador y que comprimen el mismo refrigerante en dos etapas sucesivas. Los sistemas de compresión múltiple indirecta constan de dos circuitos independientes, cada circuito con un refrigerante diferente; ambos circuitos están conectados por un intercambiador de calor intermedio donde los refrigerantes solo entran en contacto térmico, funcionando este equipo, como el evaporador en un circuito y el condensador en el otro.

La diferencia entre la compresión múltiple directa y la indirecta radica pues, en que el primero consiste en dos sistemas unidos física y térmicamente (por el interenfriador) y el segundo consiste en dos sistemas de simple etapa donde existe entre ambos, unión térmica pero no física; teniendo como ventaja, el poder emplear dos refrigerantes diferentes en cada sistema simple y de esta forma emplear en la zona de baja temperatura, un refrigerante especial cuya presión en estas condiciones sea positiva.

2.5.1 COMPRESIÓN MÚLTIPLE DIRECTA.

En estos sistemas, en lugar de que el refrigerante se comprima desde P_0 hasta P , se comprime, en una primera etapa (por el compresor de primera etapa o compresor de baja presión CB) desde P_0 hasta una presión denominada presión intermedia (P_i). El vapor recalentado descargado en esta primera etapa es enviado a un intercambiador de calor llamado interenfriador, donde se le retira el calor sensible de recalentamiento a presión constante. Para ello se emplea agua o el mismo refrigerante del sistema. Una vez que se le retira dicho calor, es succionado y comprimido nuevamente para que el compresor de segunda etapa o compresor de alta presión CA comprima desde P_i hasta P . Este proceso se muestra en la figura 17.

El paso del punto 1 al 3 implica la compresión en simple etapa, en la que se cuantifica a AW como $h_3 - h_1$. En el sistema de dos etapas, el refrigerante sigue el camino 1-2-4-5, donde el paso del punto 1 al 2 implica la compresión de primera etapa, del 2 al 4 implica la pérdida de calor sensible de recalentamiento en el interenfriador y el paso del 4 al 5 implica la compresión de segunda etapa.

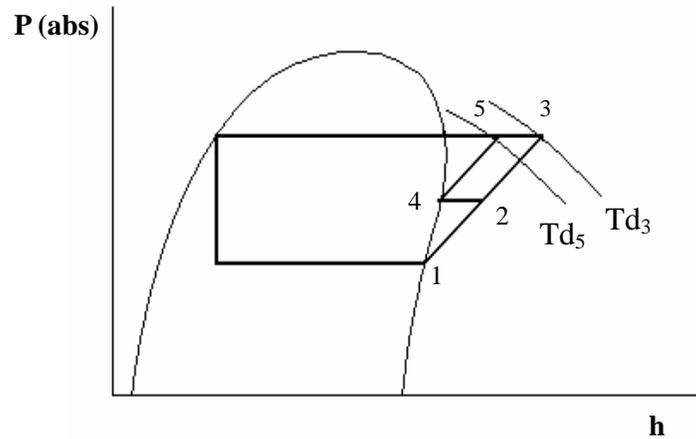


Figura 17. Sistema de compresión en dos etapas.

La temperatura del refrigerante a la descarga del compresor en dos etapas Td_5 , es considerablemente inferior a Td_3 , esto implica que la cantidad de calor sensible de recalentamiento que debe retirar el condensador es menor; además, se disminuye el riesgo de provocar que el refrigerante sobrepase la temperatura crítica. Otro aspecto importante, es el hecho de que el volumen específico es mayor en el punto 2 que en el 4, por lo que comprimir al refrigerante del punto 2 al 3 requiere más trabajo que hacerlo de 4-5 ^(28,33).

Para la eliminación de calor sensible de recalentamiento del vapor proveniente del compresor de primera etapa, existen los siguientes tipos de interenfriadores:

2.5.1.1 Interenfriador cerrado.

A este tipo de interenfriador (figura 18) también se le llama de expansión parcial. Consiste en un tanque provisto de un serpentín interno. El líquido proveniente del condensador se divide en dos flujos, uno se expande desde P_0 hasta P_i en una válvula de expansión y entra directamente en el tanque; el otro pasa por el serpentín. Aquel fluido que pasa por la válvula de expansión sufre una caída de presión y temperatura hasta P_i y T_i , generando una MLV, por lo que este fluido será el encargado de retirar el calor sensible de recalentamiento del vapor descargado por el compresor de primera etapa o compresor de alta presión (CA) y además, retirará calor sensible de subenfriamiento del fluido que circula dentro del serpentín, que se destinará a la alimentación de evaporadores.

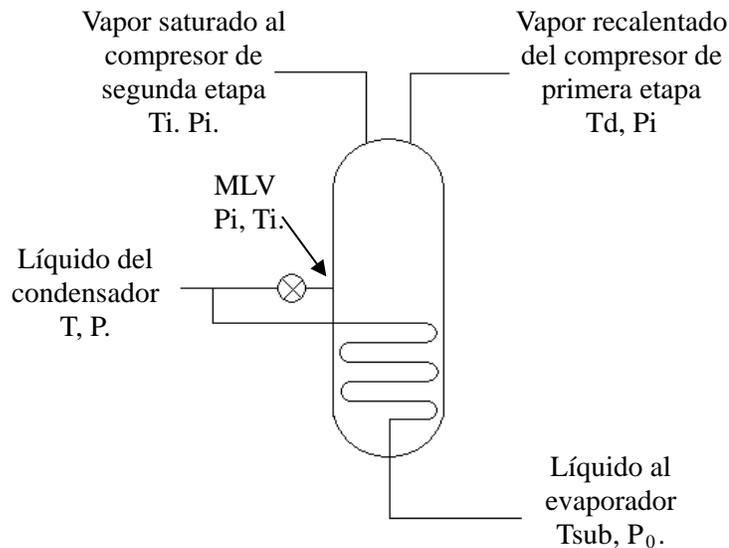


Figura 18. Interenfriador cerrado.

De esta forma el interenfriador cerrado no solo se limita a la función de retirar el calor sensible de recalentamiento del vapor descargado por el compresor de primera etapa, sino también a subenfriar el líquido destinado a la alimentación de evaporadores, lo que permite un aumento de q_0 y además, de representar la separación física entre el lado de alta presión del sistema y el lado de baja. Las

modificaciones termodinámicas con este tipo de interenfriador se esquematizan en la figura 19 y las modificaciones físicas se representan en la figura 20.

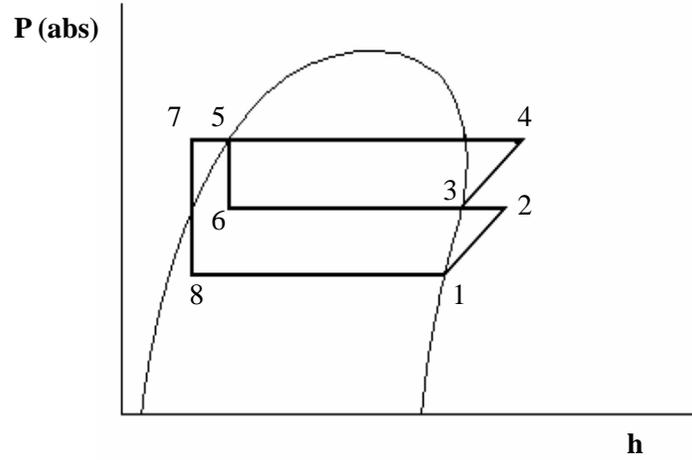


Figura 19. Diagrama P-h para una instalación en dos etapas de compresión con interenfriador cerrado y sistema de expansión directa de alimentación a evaporadores.

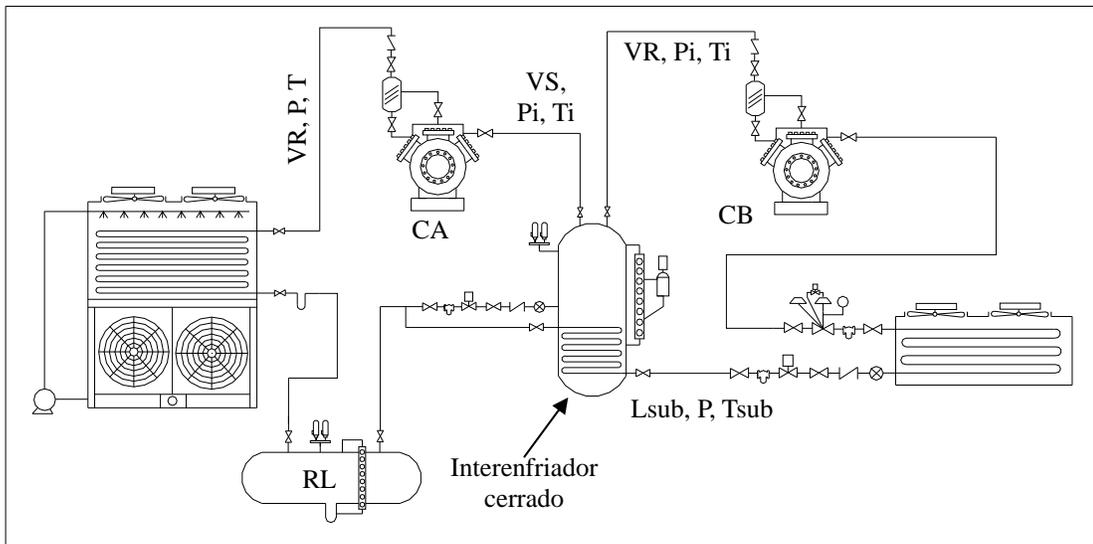


Figura 20. Instalación en dos etapas de compresión con interenfriador cerrado y sistema de expansión directa de alimentación a evaporadores.

El paso de 5 a 6 en la figura 20, implica la expansión del refrigerante que entra en el interenfriador y su posterior evaporación, mientras que el paso de 5 a 7 implica el subenfriamiento del líquido que alimenta al evaporador.

2.5.1.2 Interenfriador abierto.

A este tipo de interenfriador también se le llama de expansión total, pues a diferencia del cerrado, en el interenfriador abierto, la totalidad del líquido proveniente del condensador se expande y entra como una MLV en el tanque, el cual está desprovisto de serpentín. Esta mezcla es la encargada de retirar el calor sensible de recalentamiento al vapor descargado por el compresor de primera etapa. La fracción líquida es expandida nuevamente hasta P_0 y es alimentada al evaporador, por lo que se logra una expansión escalonada. Este tipo de interenfriador se esquematiza en la figura 21.

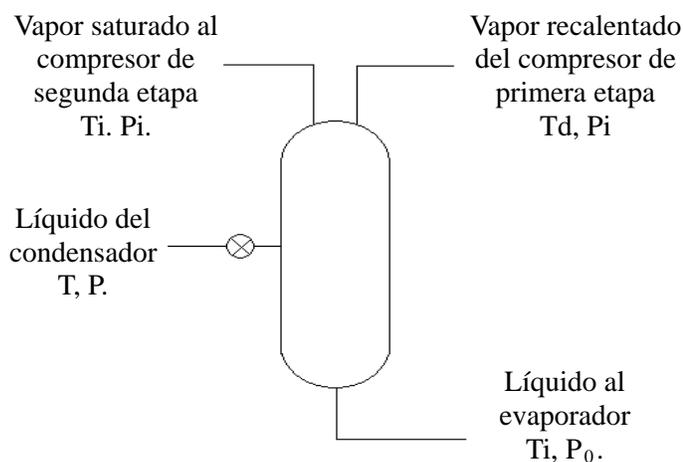


Figura 21. Interenfriador abierto.

En la figura 22 se aprecian los beneficios termodinámicos de la expansión escalonada y las características termodinámicas de los sistemas con interenfriador abierto. De los puntos 1 al 4 se lleva a cabo la compresión en dos etapas explicadas anteriormente. Del punto 5 al 6, se expande el líquido a P y T , hasta P_i y T_i . El paso de 6 a 7 implica

la separación de las fases líquido y vapor en el interior del interenfriador y del punto 7 al 8 se expande el líquido desde P_i y T_i hasta P_0 y T_0 . En la figura 23 se muestran las modificaciones físicas que conlleva la utilización del interenfriador abierto.

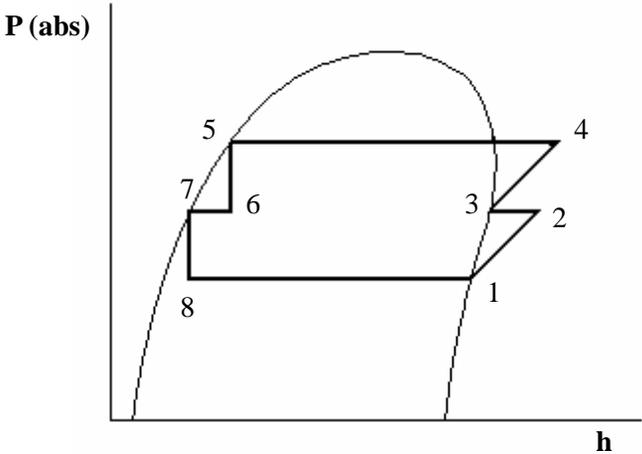


Figura 22. Diagrama P-h para una instalación dos etapas de compresión con interenfriador abierto y sistema de expansión directa de alimentación a evaporadores.

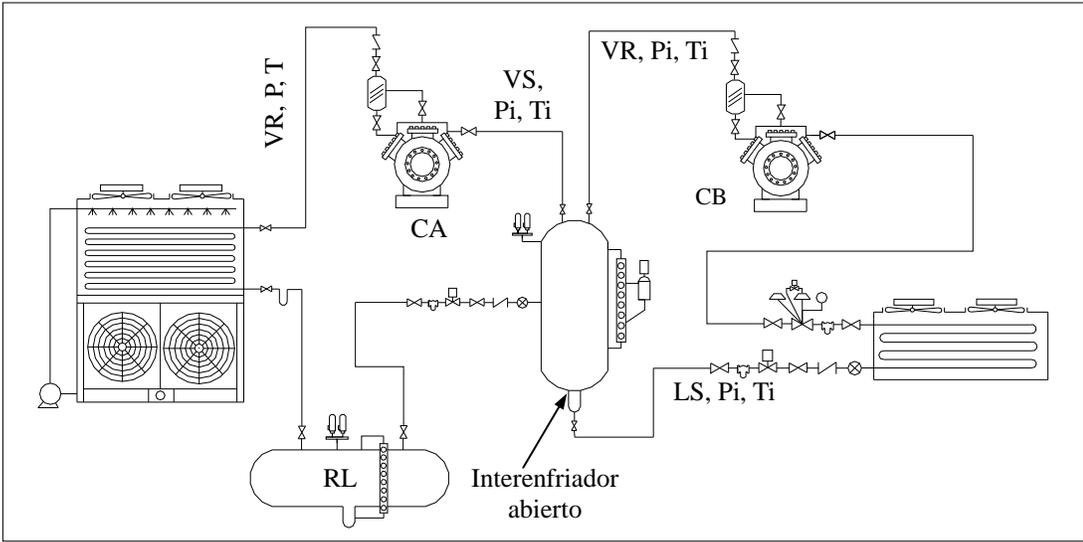


Figura 23. Instalación en dos etapas de compresión con interenfriador abierto y sistema de expansión directa de alimentación a evaporadores.

2.5.2 SISTEMAS DE PRODUCCIÓN DE FRÍO EN CASCADA (COMPRESIÓN MÚLTIPLE INDIRECTA).

2.5.2.1 Utilización de los sistemas de producción de frío en cascada.

En instalaciones cuyas aplicaciones requieren de muy bajas temperaturas de trabajo, se presentan ciertas dificultades con los refrigerantes convencionales. Entre estas se encuentran las siguientes:

- A muy bajas temperaturas corresponden también muy bajas presiones (inferiores a la atmosférica), lo que puede inducir a la entrada de aire al sistema en las zonas de producción de frío.
- Existe una relación inversa entre la temperatura y el volumen específico del refrigerante, por lo que a muy bajas temperaturas, el volumen que tendría que desplazar el compresor sería muy grande.
- El descenso en la temperatura del refrigerante, conduce a una disminución de la producción frigorífica específica, a causa de una mayor fracción de vapor formada tras la expansión.
- Incremento en la RC que disminuye la eficiencia del sistema y el compresor, y obliga a usar sistemas de compresión múltiple o sistemas en cascada ^(14,23,32).

Todas las dificultades anteriores se resuelven utilizando refrigerantes “especiales” (como el CO₂) en los sistemas de compresión en cascada. Los refrigerantes empleados en dichos sistemas, generalmente tienen la característica de no ser adecuados para trabajar en la zona de condensación normal, ya que dan lugar a altas presiones con el consiguiente problema de fugas de refrigerante y la necesidad de emplear equipos especiales que sean capaces de trabajar bajo tales condiciones. Además, generalmente poseen bajas temperaturas y presiones críticas.

El CO₂ también posee estas características. En los sistemas en cascada se emplean dos o más refrigerantes, el primero, un refrigerante convencional utilizado en la zona

de alta temperatura (donde no puede trabajar el refrigerante especial), y el segundo es el refrigerante especial utilizado en la zona de baja temperatura, donde se presentan las dificultades antes mencionadas para los de refrigerantes convencionales ⁽³³⁾.

2.5.2.2 Características de los sistemas de producción de frío en cascada.

El funcionamiento y componentes de una instalación en cascada se explica de acuerdo al diagrama esquematizado de una instalación CO_2/NH_3 en la figura 24.

En el sistema representado en la figura 30, el CO_2 es el refrigerante que se distribuye en las aplicaciones del frío de la instalación. Una vez que absorbe calor del medio a enfriar se evapora, se comprime y posteriormente entra en un intercambiador de calor intermedio (ICI) que generalmente es de casco y tubo, donde se condensa al entrar en contacto térmico con el amoníaco (NH_3). El NH_3 absorbe el calor retirado por el CO_2 en la aplicación, más el calor aplicado por el compresor de CO_2 ; entonces se evapora y se comprime, para posteriormente pasar al condensador donde se le extrae el calor que el CO_2 absorbió de la aplicación, más el calor aplicado por el compresor de CO_2 , mas el calor aplicado por el compresor de NH_3 .

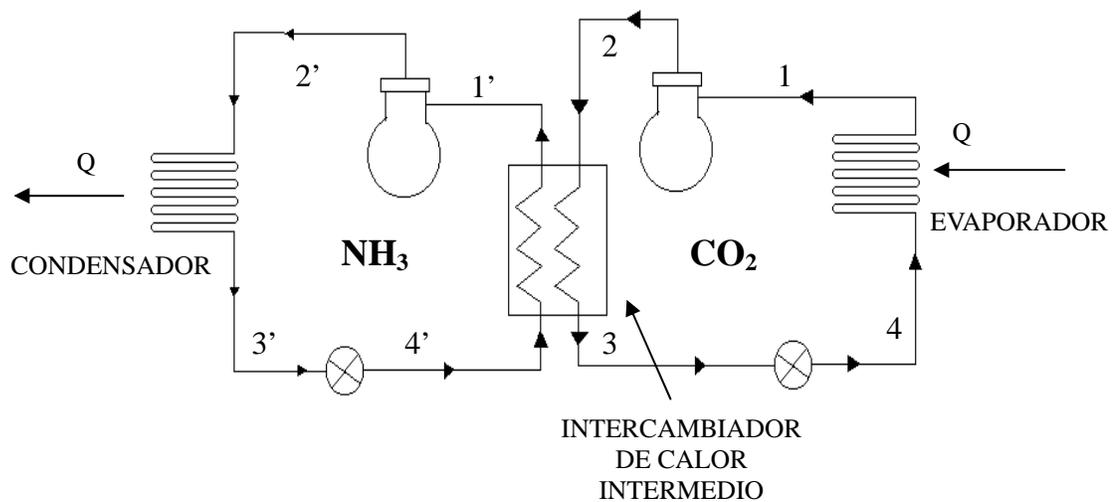


Figura 24. Sistema en cascada CO_2/NH_3 (Palau, 1992).

El ICI y su diseño es relevante, pues funciona como evaporador para el refrigerante de alta temperatura y como condensador para el refrigerante de baja temperatura. En la figura 25 se describe termodinámicamente este tipo de instalación.

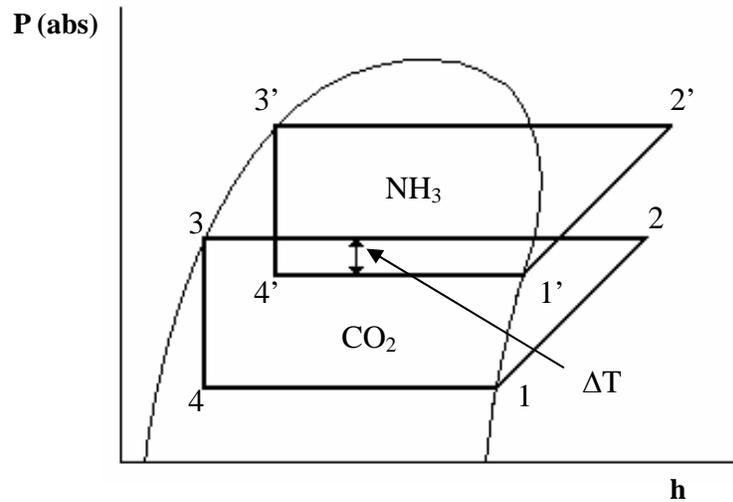


Figura 25. Diagrama P-h para un sistema en cascada CO_2/NH_3 (Conan, 1990).

Cabe señalar que la representación termodinámica del sistema en cascada en un mismo diagrama P-h, se hace para facilitar la comprensión del sistema, pues cada refrigerante posee su propio diagrama P-h ⁽²⁸⁾. En la figura 25 se aprecia que la temperatura de condensación del CO_2 es mayor a la temperatura de evaporación del NH_3 . Esto se hace para generar un ΔT , que es condición fundamental para la transferencia de calor que da lugar a la evaporación del NH_3 y la condensación del CO_2 en el ICI.

Al emplearse un refrigerante que trabaja con niveles de presión altos en la zona de baja temperatura, se soluciona la problemática de tener muy bajas presiones en el evaporador del sistema de baja temperatura, pues se tendrá una presión positiva en este equipo y en toda la zona de baja temperatura del sistema.

2.5.2.3 Cálculo de instalaciones de producción de frío en cascada.

Para la definición de los parámetros de cálculo de un sistema en cascada, se toman como referencia a las figuras 24 y 25.

El primer paso es definir la temperatura de evaporación del refrigerante de alta temperatura (T_{0AT}) y la temperatura de condensación del refrigerante de baja temperatura (T_{0BT}), pues la temperatura de condensación del refrigerante de alta temperatura (T_{AT}) está definida por la temperatura del lugar donde se va a ubicar la instalación y la temperatura de evaporación del refrigerante de baja temperatura (T_{0BT}) está definida por la temperatura que se desee obtener en el producto a enfriar. Para definir T_{0AT} y T_{BT} es necesario hacer las siguientes consideraciones:

- Conseguir que la relación de compresión del compresor de alta temperatura (RC_{AT}) sea igual a la relación de compresión del compresor de baja temperatura (RC_{BT}), a fin de obtener la mínima relación de compresión en ambos compresores y minimizar los costos de operación, esto es:

$$RC_{AT} = RC_{BT}$$

- Considerar que la T_{0AT} deberá ser aproximadamente $5^{\circ}C$ menor a la T_{BT} (ver figura 26), a fin de garantizar el intercambio de calor:

$$\Delta T_{ICI} = 5^{\circ}C \text{ ó } T_{BT} - T_{0AT} = 5^{\circ}C$$

Entonces, para definir T_{0AT} y T_{BT} tomando en cuenta las consideraciones anteriores, es necesario tener ya definidas T_{0BT} y T_{AT} y agrupar los datos como sigue:

T_{0AT}	T_{BT}	T_{0AT}	P_{BT}	RC_{AT}	RC_{BT}

Es importante respetar un ΔT ($T_{BT} - T_{0AT}$)= 5°C en el ICI, pues los resultados de una investigación realizada por Ole Christensen en 2006, revelan la influencia del ΔT_{ICI} sobre el costo del compresor y el ICI. Para determinadas condiciones de operación, se evaluó el costo inicial de estos equipos con valores de ΔT_{ICI} de 2 a 11 K. La figura 26 muestra como para valores bajos de ΔT_{ICI} se tiene un ICI de grandes dimensiones (y por consiguiente de alto costo) y un compresor pequeño. Con valores altos de ΔT_{ICI} ocurre lo contrario. El mínimo costo, considerando ambos equipos (SUM), se tiene con un $\Delta T_{ICI}=11^{\circ}\text{F}$ (6°C)⁽⁹⁾.

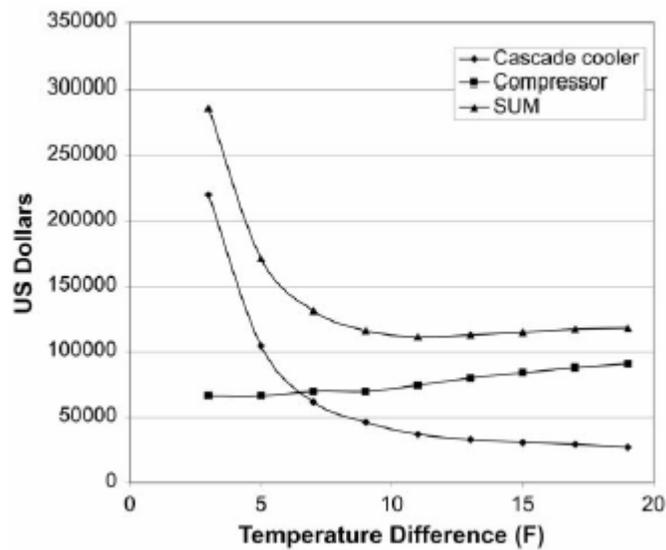


Figura 26. Influencia del ΔT_{ICI} sobre el costo inicial del ICI y el compresor (Christensen, 2006).

Por otro lado, la inversión por concepto de energía eléctrica consumida por el compresor también se ve influenciado por el ΔT_{ICI} , teniendo el mínimo con un $\Delta T_{ICI}=7^{\circ}\text{F}$ (4°C); esto se aprecia en la figura 27. Por lo tanto, al promediar ambos resultados, obtenemos un valor óptimo de $\Delta T_{ICI}=9^{\circ}\text{F}$ (5°C). De hecho, varias instalaciones en Europa se han diseñado respetando este valor⁽⁹⁾.

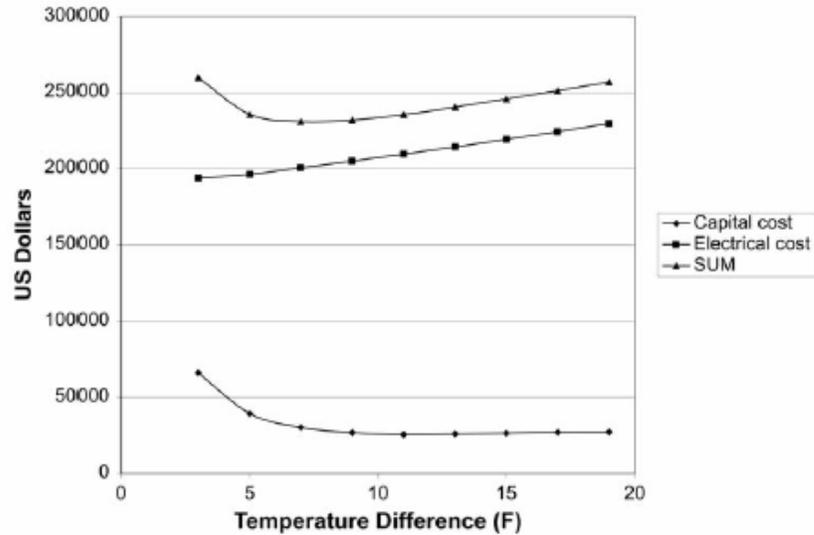


Figura 27. Influencia del ΔT_{ICl} sobre el costo de energía eléctrica consumida por el compresor (Christensen, 2006).

Una vez definidas las condiciones de trabajo de la instalación en cascada, es posible aplicar una secuencia de cálculo (basada en la secuencia revisada en la sección 2.2 página 27) que permita evaluar termodinámicamente al sistema. Esta secuencia es la siguiente:

1.- Producción frigorífica específica del sistema de baja temperatura (q_{0BT}).

$$q_{0BT} = h_1 - h_4 \quad (14)$$

2.- Producción frigorífica específica del sistema de alta temperatura (q_{0AT}).

$$q_{0AT} = h_1' - h_4' \quad (15)$$

3.- Producción frigorífica volumétrica del sistema de baja temperatura (q_{vBT}).

$$q_{vBT} = \frac{q_{0BT}}{Ve_1} \quad (16)$$

4.- Producción frigorífica volumétrica del sistema de alta temperatura (q_{vAT}).

$$q_{vAT} = \frac{q_{0AT}}{V_{e1'}} \quad (17)$$

5.- Gasto másico del sistema de baja temperatura (G_{BT}).

$$G_{BT} = \frac{Q_{0BT}}{q_{0BT}} \quad (18)$$

6.- Gasto másico del sistema de alta temperatura (G_{AT}).

Se considera que el calor cedido por el refrigerante de baja temperatura es igual al absorbido por el refrigerante de alta temperatura, esto es:

$$Q_{\text{absorbido}} = Q_{\text{cedido}}$$

Por lo tanto, el calor cedido por el refrigerante de baja temperatura, es Q_0 para el refrigerante de alta temperatura; es decir Q_{0A} se define como:

$$Q_{0AT} = (G_{BT})(h_2 - h_1) \quad (19)$$

El gasto másico de refrigerante en el sistema de alta temperatura queda como:

$$G_{AT} = \frac{Q_{0AT}}{q_{0AT}} = \frac{(G_{BT})(h_2 - h_1)}{q_{0AT}} \quad (20)$$

7.- Gasto volumétrico del sistema de baja temperatura (G_{vBT}).

$$G_{vBT} = (G_{BT})(V_{e1'}) \quad (21)$$

8.- Gasto volumétrico del sistema de alta temperatura (G_{vA}).

$$G_{vAT} = (G_{AT})(V_{e1'}) \quad (22)$$

9.- Equivalente térmico de trabajo de compresión del sistema de baja temperatura (AW_{BT}).

$$AW_{BT} = h_2 - h_1 \quad (23)$$

10.- Equivalente térmico de trabajo de compresión del sistema de alta temperatura (AW_{AT}).

$$AW_{AT} = h_2' - h_1' \quad (24)$$

11.- Trabajo de compresión del sistema de baja temperatura (W_{BT}).

$$W_{BT} = (G_{BT})(AW_{BT}) \quad (25)$$

12.- Trabajo de compresión del sistema de alta temperatura (W_{AT}).

$$W_{AT} = (G_{AT})(AW_{AT}) \quad (26)$$

13.- Potencia teórica aplicada al compresor de baja temperatura (Ni_{BT}).

$$Ni_{BT} = \frac{W_{BT}}{860} \quad (27)$$

14.- Potencia teórica aplicada al compresor de alta temperatura (Ni_{AT}).

$$Ni_{AT} = \frac{W_{AT}}{860} \quad (28)$$

13.- Eficiencia termodinámica según Carnot para el sistema en cascada (ϵ_c).

$$\epsilon_c = \frac{(T_{0BT})}{T_{AT} - T_{0BT}} \quad (29)$$

Donde:

T_{0BT} = Temperatura de evaporación del refrigerante de baja temperatura (K).

T_{AT} = Temperatura de condensación del refrigerante de alta temperatura (K).

14.- Eficiencia termodinámica del ciclo real para el sistema en cascada (ϵ).

$$\epsilon = \frac{(Q_{0BT})}{W_{BT} + W_{AT}} \quad (30)$$

15.- Rendimiento termodinámico del sistema en cascada (μ).

$$\mu = \frac{\epsilon}{\epsilon_c} \quad (31)$$

19.- Calor cedido en el condensador de baja temperatura o ICI ($Q_{BT} = Q_{0AT}$).

$$Q_{BT} = Q_{0BT} + W_{BT} \quad (32)$$

20.- Calor cedido en el condensador de alta temperatura (Q_{AT}).

$$Q_{AT} = Q_{0AT} + W_{AT} = Q_{0BT} + W_{BT} + W_{AT} \quad (33)^{(32)}.$$

CAPITULO III

DISEÑO DEL SISTEMA DE PRODUCCIÓN DE FRÍO.

3.1 DETERMINACIÓN DE LAS CONDICIONES DE TRABAJO DE LA INSTALACIÓN.

La aplicación de las bajas temperaturas en la industria de los alimentos y en otras industrias es muy amplia; además, en una sola planta generalmente se manejan diferentes aplicaciones del frío, tales como almacenes de refrigeración y congelación, túneles continuos, equipos de generación de hielo y de agua helada, etc. Por otro lado, las características de la instalación que ha de cubrir las necesidades frigoríficas, no dependen solamente de la temperatura a la cual ha de evaporar y condensar el refrigerante; además de esto, es necesario considerar la cantidad de producto que se va a someter al proceso de refrigeración y/o congelación, algunas propiedades fisicoquímicas del mismo y las condiciones climáticas de la región geográfica donde ha de localizarse la planta procesadora.

Los sistemas en cascada representan una alternativa para necesidades frigoríficas de muy bajas temperaturas (inferiores a -40°C); por lo tanto, su aplicación queda limitada a ciertas aplicaciones que, en la industria de los alimentos tienen estas características. El sistema diseñado, utiliza amoníaco NH_3 (R-717) como refrigerante de alta temperatura o refrigerante primario (en sala de máquinas) y bióxido de carbono CO_2 (R-744) como refrigerante de baja temperatura o refrigerante secundario (en aplicaciones de frío).

3.1.1 APLICACIÓN DEL SISTEMA EN CASCADA.

El sistema en cascada se diseñó considerando una planta procesadora de fresas congeladas. La congelación de las fresas se lleva a cabo de manera rápida en túneles continuos tipo I.Q.F. (Individual Quick Freezing).

La velocidad de congelación es importante pues mientras mayor es esta, la calidad del producto al ser descongelado será mayor debido a que los cristales de hielo formados son muy pequeños evitando al máximo rupturas en la estructura del fruto. Por otro lado, disminuye el tiempo de procesamiento de un producto y permite incrementar la producción de una planta frigorífica. Para conseguir dicha congelación rápida, es necesario eliminar calor sensible y calor latente en un periodo relativamente corto de tiempo; para esto, se requiere que el medio de congelación se encuentre a muy baja temperatura (y alta velocidad del aire) y por lo tanto representa un campo de aplicación para un sistema en cascada. El rango de temperatura a la que operan dichos túneles de congelación varía entre -30 y -50°C .

El túnel tipo I.Q.F. consta de una banda transportadora sinfín, en la que se coloca el alimento que se desea congelar. Dicha banda transportadora dirige el alimento por el interior de un túnel aislado, en cuyo interior se encuentra el evaporador y los ventiladores que impulsan al aire a alta velocidad a pasar sobre el alimento, ya sea de forma paralela o perpendicular. Permite altas producciones de alimentos congelados y flexibilidad para congelar alimentos de diferentes formas y tamaños.

Para el desarrollo de este proyecto, se supuso una planta procesadora de 8 toneladas de fresa ubicada en Zamora Michoacán, pues esta es una zona productora de esta fruta.

3.1.2 DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN DEL REFRIGERANTE DE BAJA TEMPERATURA.

Los sistemas de producción de frío convencionales que trabajan a muy bajas temperaturas de evaporación, suelen operar a temperaturas no menores a los -40°C , pues a temperaturas inferiores pierden eficiencia; por ello, el sistema en cascada tendría su aplicación a temperaturas de evaporación inferiores a -40°C . Por otro lado, no es común emplear, en la industria de los alimentos, temperaturas de evaporación inferiores a los -50°C .

Una consideración importante en torno al refrigerante que se va a emplear en la instalación es la temperatura correspondiente al punto triple que, para el caso del CO_2 es de -56.6°C , por lo que no se pueden obtener temperaturas iguales o inferiores a esta. Por estas razones, se seleccionó una temperatura adecuada para la aplicación del sistema en cascada y que además, pudieran emplearse también sistemas de compresión convencionales en dos etapas de compresión con un solo refrigerante; esto, para poder hacer una comparación termodinámica entre ambos sistemas. Por lo tanto, la temperatura de evaporación del refrigerante de baja temperatura (T_{0BT}) en la aplicación es de -50°C .

3.1.3 CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA Y SELECCIÓN DEL TÚNEL DE CONGELACIÓN INDIVIDUAL.

El término de carga térmica se refiere a la cantidad de calor que debe retirar el sistema frigorífico, el cual debe calcularse considerando todas las fuentes de calor; estas difieren de una aplicación a otra y para el caso de un túnel de congelación individual o I.Q.F. (individual quick freezing) las fuentes a considerar son:

- Calor desprendido por el producto (Q_p).
- Entrada de calor a través de las paredes del equipo (Q_e).
- Calor desprendido por motores (Q_m).

El calor desprendido por motores, se refiere, en el caso de túneles continuos, a los motores de los ventiladores y al de la banda transportadora; y se calcula una vez que se ha hecho una selección tentativa del túnel, pues se requieren conocer la potencia de dichos motores. El mismo caso se tiene para la entrada de calor a través de las paredes del equipo, pues este depende de las dimensiones del mismo y no puede calcularse sino hasta que se tenga dicha especificación. Por tanto, el túnel se selecciona cuando se conoce Q_p y se corrobora la selección una vez que se calcula Q_e y Q_m .

3.1.3.1 Calor desprendido por el producto.

El calor desprendido por el producto (Q_p) corresponde a la suma del calor sensible que se requiere retirar para llevar al producto desde su temperatura inicial hasta el punto inicial de congelación (Q_{p1}), del calor sensible desde este punto hasta la temperatura final (Q_{p2}) y del calor latente de congelación (Q_{p3}). Estos calores se calculan como:

$$Q_{p1} = (m)(C_{p1})(T_i - T_{IC})$$

$$Q_{p2} = (m)(C_{p2})(T_{IC} - T_f)$$

$$Q_{p3} = (m)(\lambda_c)$$

Donde:

m = Flujo másico de producto (kg/h).

C_{p1} = Capacidad calorífica del producto antes de congelarse (kcal/kg°C).

C_{p2} = Capacidad calorífica del producto después de congelarse (kcal/kg°C).

T_i = Temperatura inicial del producto (°C).

T_{IC} = Temperatura inicial de congelación del producto (°C).

T_f = Temperatura final del producto (°C).

λ_c = Calor latente de congelación del producto (kcal/kg).

Retomando lo planteado en la sección 3.1.1 (página 63), se procesan 1000 kg/h de producto y que la producción diaria es de 8000 kg/h (8ton), entonces el tiempo de operación del equipo es de 8 h/día.

Los datos necesarios sobre la fresa son los siguientes:

$$C_{p1} = 0.92 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}.$$

$$T_{IC} = -0.8^\circ\text{C}$$

$$C_{p2} = 0.42 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}.$$

$$T_i = 20^\circ\text{C}.$$

$$\lambda_c = 71.7 \text{ kcal/kg}.$$

$$T_f = -18^\circ\text{C}^{(28)}.$$

El cálculo queda:

$$Q_{p1} = (m)(C_{p1})(T_i - T_{IC}) = (1000 \text{ kg/h})(0.92 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C})(20 + 0.8) = 19136 \text{ kcal/h}.$$

$$Q_{p2} = (m)(C_{p2})(T_{IC} - T_f) = (1000 \text{ kg/h})(0.42 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C})(-0.8 + 18) = 7224 \text{ kcal/h}.$$

$$Q_{p3} = (m)(\lambda_c) = (1000 \text{ kg/h})(71.7 \text{ kcal/kg}) = 71700 \text{ kcal/h}.$$

Entonces el calor desprendido por el producto se calcula como:

$$Q_p = Q_{p1} + Q_{p2} + Q_{p3} = (19136 + 7224 + 71700) \text{ kcal/h}.$$

$$Q_p = 98060 \text{ kcal/h} = 113.97 \text{ kW}.$$

Con base en los cálculos anteriores, la selección del túnel tipo I.Q.F. se hace considerando un margen de seguridad con respecto a Q_p ; es decir, que el equipo debe tener una capacidad superior a 113.97 kW. Las características del túnel son las siguientes:

Especificaciones del equipo:

Proveedor.....FRIGOSCANDIA.
Modelo..... FLoFREEZE® FFS1.
Medidas externas.....(6500L x 4300A x 4800H)mm.

Especificaciones de producto:

Producto.....Fresas.
Temperatura de salida del producto.....-18°C.
Dimensiones del producto.....25-35mm.
Contenido de agua del producto.....70%.
Capacidad.....1050 kg/h.

Condiciones de operación:

Consumo de potencia.....46 kW.
Capacidad de refrigeración.....189 kW
Alimentación de refrigerante.....Bombas (opcional inundado).
Temp. de evaporación del refrigerante.....-40/-50°C.
Sistema de deshielo.....Agua (opcional gas caliente).

Una vez que se conocen las dimensiones del equipo y el consumo de potencia por motores, se calcula nuevamente la carga térmica considerando el calor que entra por las paredes del equipo (Q_e) y el calor desprendido por motores (Q_m).

3.1.3.2 Entrada de calor a través de las paredes del equipo.

Los datos necesarios para el cálculo del calor que entra a través de las paredes del equipo (Q_e) son las dimensiones de éste, que son: 6.5m de largo, 4.3m de ancho y

4.8m de altura (ver figura 28). Además debe considerarse una entrada de calor máxima recomendada de $10 \text{ kcal/ m}^2\text{h}^{(14)}$.

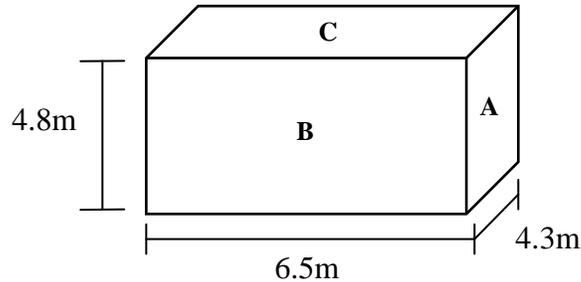


Figura 28. Dimensiones del túnel de congelación individual (I.Q.F.) seleccionado.

Se tienen dos caras A, dos caras B y dos caras C y al tenerse una entrada máxima de calor de $10 \text{ kcal/m}^2\text{h}$, para el cálculo de Q_e debe multiplicarse la entrada de calor máxima recomendada por el área total (A_T), que se calcula como:

$$A_T = (2)(A) + (2)(B) + (2)(C) = [(2)(4.3)(4.8)]\text{m} + [(2)(6.5)(4.8)]\text{m} + [(2)(6.5)(4.3)]\text{m}$$

$$A_T = 159.58 \text{ m}^2.$$

La entrada de calor por paredes del equipo se calcula como:

$$Q_e = (Q/A)(A_T) = (10 \text{ kcal/ m}^2\text{h})(159.58\text{m}^2)$$

$$Q_e = 1595.8 \text{ kcal/h.}$$

3.1.3.3 Calor desprendido por motores:

Para calcular el calor desprendido por motores (Q_m) es necesario obtener un factor térmico (FT) que está determinado por la potencia (P) de los motores (que en este caso es de 46 kW o 61.68 HP) y por la posición de los mismos, es decir, si el motor está dentro o fuera del espacio a enfriar. En este caso, para motores de 61.68 HP de potencia

ubicados dentro del espacio a enfriar, el factor térmico es de: 743.87 kcal/HPh⁽¹⁴⁾, por lo tanto, el calor desprendido por los motores se calcula como:

$$Q_m = (FT)(P) = (743.87 \text{ kcal/hHP})(61.68 \text{ HP})$$

$$Q_m = 45,882.02 \text{ kcal/h.}$$

Una vez obtenidos los valores de Q_e y Q_m se hace un recálculo de la carga térmica, a fin de obtener la carga térmica total, a la que se agrega un factor de seguridad del 10%:

$$Q_0 = (Q_p + Q_e + Q_m)(1.1) = (98,060 + 1,595.8 + 4,5882.02)(1.1).$$

$$Q_0 = 160,091.60 \text{ kcal/h.}$$

Sin embargo debe recordarse que el equipo se seleccionó considerando solamente Q_p ; por lo tanto, debe corroborarse que el equipo tenga la capacidad de retirar el calor correspondiente a Q_0 .

$$160,091.60 \text{ kcal/h} \left| \frac{1.157 \text{ W}}{1 \text{ kcal/h}} \right| \left| \frac{1 \text{ kW}}{1000 \text{ W}} \right| = 185.22 \text{ kW}$$

El equipo tiene una capacidad de refrigeración de 189 kW; por lo tanto, puede emplearse para este caso. Además, se requieren congelar 1,000 kg/h de producto y el túnel seleccionado puede congelar hasta 1,050 kg/h de producto. Es importante aclarar que para cálculos posteriores, se toma en cuenta la capacidad total del equipo que es de 189 kW, que equivale a 162,615.2 kcal/h, pues es conveniente diseñar la instalación para que sea capaz de responder en condiciones críticas; es decir a su máxima capacidad.

3.1.4 DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN DEL REFRIGERANTE DE ALTA TEMPERATURA.

La temperatura de condensación en un sistema de producción de frío, siempre va a estar determinada por el medio que se va a emplear para retirar al refrigerante calor

sensible de recalentamiento, latente de condensación y en algunos casos, calor sensible de subenfriamiento, cuya temperatura va a depender en todo caso de las condiciones ambientales del lugar donde se localice la planta; particularmente de la temperatura mas alta del mes más caliente (T_{maxmc}) y de la temperatura media del mes más caliente (T_{medmc}). Estas temperaturas se consideran en una relación que se emplea para determinar la temperatura de condensación de un sistema de producción de frío; esta es:

$$T = (T_{maxmc})(0.6) + (T_{medmc})(0.4) \quad (21)$$

Como la planta se ubica en Zamora Michoacán los datos de T_{maxmc} y T_{medmc} deben corresponder a ésta localización. Los datos son los siguientes:

$$T_{maxmc} = 32.2^{\circ}\text{C}.$$

$$T_{medmc} = 21.1^{\circ}\text{C}.$$

Por lo tanto, el cálculo de la temperatura de condensación para el refrigerante de alta temperatura (T_{AT}) queda como sigue:

$$T_{AT} = (T_{maxmc})(0.6) + (T_{medmc})(0.4) = (32.2^{\circ}\text{C})(0.6) + (21.1^{\circ}\text{C})(0.4)$$

$$T_{AT} = 27.7^{\circ}\text{C}.$$

Esta temperatura debe ser considerada, tanto para la selección del equipo de condensación como para los cálculos correspondientes a la evaluación termodinámica del sistema de producción de frío, pues de esta depende principalmente la relación de compresión y la determinación de las condiciones intermedias en sistemas de producción de frío en cascada.

3.1.5 CONDICIONES DE TRABAJO INTERMEDIAS.

Al tratarse de un sistema en cascada, debe recordarse que se trata de un sistema de compresión múltiple indirecta y como tal, está compuesto por dos sistemas

independientes de compresión simple y además, en cada uno de estos trabaja un refrigerante diferente, por lo que debe definirse la temperatura y presión de evaporación, y la temperatura y presión de condensación para cada uno.

Una vez definida la temperatura de evaporación del refrigerante de baja temperatura T_{0BT} (-50°C) y la temperatura de condensación del refrigerante de alta temperatura T_{AT} (27.7°C), resta por definir la temperatura de evaporación del refrigerante de alta temperatura T_{0AT} y la temperatura de condensación del refrigerante de baja temperatura T_{BT} . Para este propósito se realizó la metodología descrita en el apartado 2.5.2.3 del capítulo II utilizando los diagramas P-h para los refrigerantes R-717(NH_3) (ver anexo 2) y R-744(CO_2) (ver figura 5) y que se basa en conseguir relaciones de compresión iguales para ambos compresores; es decir, que $\text{RC}_{BT}/\text{RC}_{AT} \approx 1$; esto con el fin de minimizar el consumo de energía. Los resultados de un ensayo matemático se muestran en la tabla 4, contando con los siguientes datos:

$$T_{0\text{CO}_2} = -50^{\circ}\text{C}, P_{0\text{CO}_2} = 6.95 \text{ kg/cm}^2.$$

$$T_{\text{NH}_3} = 27.7^{\circ}\text{C}, P_{\text{NH}_3} = 10.9 \text{ kg/cm}^2.$$

Tabla 4. Condiciones intermedias para un sistema de producción de frío en cascada CO_2/NH_3 .

T_{CO_2} ($^{\circ}\text{C}$)	$T_{0\text{NH}_3}$ ($^{\circ}\text{C}$)	P_{CO_2} (kg/cm^2)	$P_{0\text{NH}_3}$ (kg/cm^2)	RC_{CO_2}	RC_{NH_3}	$\text{RC}_{\text{CO}_2}/\text{RC}_{\text{NH}_3}$
-6	-11	30.22	2.8	4.34	3.89	1.11
-7	-12	29.39	2.7	4.22	4.03	1.04
-8	-13	28.58	2.6	4.11	4.19	0.98
-9	-14	27.76	2.5	3.99	4.36	0.91
-10	-15	27.01	2.4	3.88	4.54	0.85

En todos los pares de datos de T_{CO_2} y $T_{0\text{NH}_3}$, el ΔT es de 5°C . Como se puede observar en la tabla, la relación $\text{RC}_{BP}/\text{RC}_{AP}$ más cercana a uno corresponde al renglón de color

amarillo, al que corresponden las temperaturas de -8 y -13°C para la condensación del CO_2 y la evaporación del NH_3 respectivamente.

De acuerdo a lo mostrado en la tabla 4 y según el análisis anterior, la definición de las condiciones de operación del sistema de producción de frío en cascada queda como sigue:

Zona de alta temperatura:	Zona de baja temperatura:
$T_{0\text{NH}_3} = -13^{\circ}\text{C}.$	$T_{0\text{CO}_2} = -50^{\circ}\text{C}.$
$P_{0\text{NH}_3} = 2.6 \text{ kg/cm}^2.$	$P_{0\text{CO}_2} = 6.95 \text{ kg/cm}^2.$
$T_{\text{NH}_3} = 27.7^{\circ}\text{C}.$	$T_{\text{CO}_2} = -8^{\circ}\text{C}.$
$P_{\text{NH}_3} = 10.9 \text{ kg/cm}^2.$	$P_{\text{CO}_2} = 28.58 \text{ kg/cm}^2.$
$\text{RC}_{\text{NH}_3} = 4.19.$	$\text{RC}_{\text{CO}_2} = 4.11.$

3.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE PRODUCCIÓN DE FRÍO EN CASCADA.

El diseño de una instalación frigorífica es el resultado de la aplicación de un conjunto de criterios que pueden ser de índole termodinámica, técnica y económica, y que por esto, pueden existir varias alternativas de solución para una instalación, dependiendo de la importancia que se le tome a cada criterio.

En el diseño de una instalación frigorífica se debe hacer una gran cantidad de especificaciones en cuanto al equipo, tuberías, válvulas y accesorios, métodos de alimentación a evaporadores, sistemas de enfriamiento de aceite, sistemas de deshielo, métodos de regulación y control, capacidades y consumos de potencia, etcétera. Para el diseño del sistema de producción de frío en cascada que se presenta a continuación, se hicieron las siguientes especificaciones:

- Sistema de deshielo del evaporador.
- Método de alimentación al evaporador del sistema de baja temperatura.
- Tipo de compresor del sistema de baja temperatura.
- Tipo de condensador del sistema de baja temperatura (ICI).
- Método de alimentación al evaporador del sistema de alta temperatura (ICI).
- Tipo de condensador del sistema de alta temperatura.

3.2.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE BAJA TEMPERATURA CON BIÓXIDO DE CARBONO COMO REFRIGERANTE.

Primeramente, deben tenerse a la mano los datos necesarios para el diseño, de manera resumida para agilizar su desarrollo. A este respecto tenemos:

Producto a congelar: Fresas a granel.

Equipo de congelación: Túnel de congelación tipo I.Q.F.

Tiempo de operación: 8 h/día.

Carga térmica: 162615.2 kcal/h.

$T_{0\text{CO}_2}$: -50°C .

T_{CO_2} : -8°C .

3.2.1.1 Selección del sistema de deshielo del evaporador.

El deshielo del evaporador es un procedimiento de gran importancia, pues el vapor de agua contenido en el aire, se condensa y solidifica en el serpentín del evaporador, reduciendo la eficiencia de este y llegando incluso a bloquear el paso de aire a través del haz de tubos. Para esto es conveniente deshielar el evaporador 3-4 veces al día. Existen muchas opciones para el deshielo del evaporador que se clasifican en externos e internos. Los métodos externos son: paro de ciclo y calentamiento natural, por paro de ciclo y circulación forzada de aire, por aspersion de agua o por circulación de aire caliente (calentado a través de una resistencia eléctrica). Los métodos internos son: por calentamiento eléctrico del evaporador, por inversión de ciclo, y por gas caliente ^(32,34).

Para la selección del sistema de deshielo del evaporador, es importante tener en cuenta las recomendaciones del fabricante y, en este sentido, se recomienda el uso de agua para este fin, o en su defecto gas caliente. En el caso del sistema por medio de gas caliente, el gas empleado proviene de la zona de alta temperatura del sistema; sin embargo, en el caso de sistemas en cascada, a la zona de alta temperatura del sistema corresponde un refrigerante diferente al de la zona de baja; aún así, es posible dehielar por medio de gas proveniente de la descarga de los compresores de CO₂; sin embargo, requiere la inclusión de equipos y accesorios aptos para trabajar a muy altas presiones (54-56 kg/cm²) ^(24,27), lo cual incrementa el costo de la instalación; por lo tanto, el deshielo del evaporador del túnel de congelación se llevará a cabo por medio de aspersión de agua.

3.2.1.2 Selección del método de alimentación a evaporadores.

El método de alimentación a evaporadores juega un papel fundamental en el diseño de la instalación frigorífica, pues existen modificaciones termodinámicas en el sistema que difieren de uno a otro método; además, es de gran importancia económica, pues dependiendo del método, este puede representar un porcentaje importante en el costo total de la instalación.

El parámetro termodinámico que se toma en cuenta en la selección del método de alimentación a evaporadores, es la carga térmica, que además, es un parámetro de influencia para la selección del resto de los equipos de la instalación. Con respecto a este parámetro es conveniente atender los valores mostrados en la tabla 5.

Tabla 5. Selección del método de alimentación a evaporadores.

CARGA TÉRMICA (kcal/h).	MÉTODO DE ALIMENTACIÓN A EVAPORADORES.
0 – 100 000	Expansión directa.
100 000 – 200 000	Inundado.
200 000 o más.	Método recirculado.

(Moreno, 1994).

En esta, se muestra el método de alimentación a evaporadores más conveniente de acuerdo a la carga térmica; sin embargo, se engloba en una sola categoría a los métodos recirculados, por lo que, en el caso de requerir un método recirculado, tendrán que hacerse análisis adicionales para seleccionar cual de estos es el más conveniente.

Según la tabla 5 y de acuerdo a la carga térmica de 162,615.2 kcal/h, el método de alimentación a evaporadores más conveniente es el inundado; sin embargo, es conveniente hacer otras consideraciones, pues en el túnel I.Q.F. se requiere una rápida eliminación de calor; para esto, resulta conveniente incrementar la velocidad del líquido en el serpentín del evaporador a fin de incrementar el coeficiente global de transferencia de calor.

Para este propósito es recomendable emplear un método de recirculación de líquido, pues con estos, de manera general, la velocidad del líquido en el serpentín del evaporador se incrementa con respecto al método inundado, teniendo como una ventaja adicional, el arrastre de aceite del compresor por el líquido a alta velocidad, impidiendo que dicho aceite se acumule en el serpentín y disminuya con esto, su eficiencia.

Los sistemas recirculados tienen otra ventaja sobre el inundado. En el primer caso, todos los tanques necesarios se ubican en la sala de máquinas a diferencia del segundo caso, en el que el tanque de inundación debe ubicarse directamente sobre el evaporador y al emplearse para alimentar un túnel de congelación, dicho tanque se encontraría en el área de proceso, lo que pondría en riesgo tanto al personal como al producto procesado en esa área. Por los anteriores argumentos resulta conveniente emplear un sistema de recirculación.

Una vez decidido el empleo de un método de recirculación para la alimentación de líquido al túnel, es necesario establecer cual de estos es el más conveniente; para este propósito, se analizaron las ventajas y desventajas de uno con respecto al otro,

considerando de manera global a los sistemas de recirculación por diferencia de presiones, pues las diferencias entre uno y otro, son mínimas.

De acuerdo con todos los argumentos expuestos anteriormente, se seleccionó el sistema de recirculación por bombas (ver figura 29) para el sistema de baja presión que trabaja con CO₂ como refrigerante, pues presenta mayores ventajas termodinámicas y térmicas que los sistemas por diferencia de presiones, los cuales presentan ventajas en su mayoría económicas.



Figura 29. Sistema de recirculación por bombas para CO₂ (*York International Corporation, 1998*).

En el estudio “El sistema de recirculación de líquido por presión de gas, desde un análisis en sus aplicaciones prácticas en la industria frigorífica”⁽⁴⁾ se demuestra como, para un caso práctico específico, el gasto másico es 4.5% menor en el sistema de recirculación por bombas que en el de diferencia de presiones, el trabajo de compresión

es 4.6% menor y en el primero se emplean compresores de menor tamaño que en el segundo.

Por otro lado, la inversión inicial es 14% mayor para el sistema de recirculación por bombas que para el de diferencia de presiones ⁽⁴⁾. Esto respalda la confirmación anterior de que el sistema de recirculación por bombas presenta un mayor número de ventajas térmicas y termodinámicas; sin embargo, se encuentra en desventaja económica.

Para el caso específico de un sistema en cascada CO₂/NH₃, las dimensiones del acumulador de succión para el CO₂ serán aproximadamente la mitad que las correspondientes a un equipo equivalente para NH₃. Esto se debe a que, para un rango de T₀ = -23°C a -50°C, la velocidad máxima de CO₂ en un acumulador vertical, está dada por la siguiente relación:

$$W_{\max\text{CO}_2} = 0.45W_{\max\text{NH}_3}$$

Por otro lado, el volumen de CO₂ relativo al volumen de NH₃ para capacidades de producción de frío equivalentes, está dado por la siguiente relación:

$$V_{\text{CO}_2} = 0.1V_{\text{NH}_3}$$

Entonces, el radio de sección transversal del acumulador para CO₂, relativo al de NH₃, está dado por:

$$\frac{A_{\text{CO}_2}}{A_{\text{NH}_3}} = \frac{V_{\text{CO}_2}/W_{\max\text{CO}_2}}{V_{\text{NH}_3}/W_{\max\text{NH}_3}} = \frac{0.1}{0.45} = 0.22$$

El diámetro requerido para el acumulador de CO₂ relativo al acumulador de NH₃, está dado por:

$$\frac{D_{\text{CO}_2}}{D_{\text{NH}_3}} = \left(\frac{A_{\text{CO}_2}}{A_{\text{NH}_3}} \right)^{0.5} = 0.47 \approx 0.5 \quad (9)$$

Es necesario aclarar que el enfoque de este trabajo es hacia la eficiencia termodinámica; por lo tanto, se buscó diseñar un sistema termodinámicamente eficiente por encima de un sistema económico (sin perder de vista este aspecto); esto llevó a considerar al sistema de recirculación por bombas como el más conveniente para este caso.

En la realidad, el diseño más adecuado de una instalación frigorífica resulta de hacer un balance en los aspectos termodinámico-económico-técnico, pues los tres criterios son de gran importancia y el resultado final dependerá principalmente del criterio de la persona que diseña la instalación y de las posibilidades económicas de quien la solicita.

3.2.1.3 Selección del tipo de compresor.

Para seleccionar que tipo de compresor a emplear en el sistema de CO₂, solamente se tomaron en cuenta dos tipos de compresores de entre la gran diversidad de equipos de compresión existentes; estos son el compresor de pistón y el compresor de tornillo (ver figura 30), y se tomó esta decisión debido a que son estos, los más empleados en sistemas frigoríficos industriales y los de mayor disponibilidad en el mercado. La diferencia principal entre ambos tipos de compresores es el elemento compresor; es decir, la parte del equipo que se encarga de comprimir el vapor.

En el compresor de pistón (A), el elemento compresor es precisamente el pistón, el cual consiste en un émbolo que se desplaza dentro de un cilindro. Este pistón tiene un movimiento alternativo, de manera que el volumen comprendido entre el pistón y el cilindro se ve disminuido y aumentado de forma alternada. Este es el principio de funcionamiento de este tipo de compresor; comprime al reducir el volumen (y aumentar la presión) disponible para el vapor situado en el espacio comprendido entre el pistón y el cilindro.

En el compresor de tornillo (B), el elemento compresor se divide en dos piezas que son dos rotores con forma de espas o tornillos que giran a alta velocidad y entre los cuales

se hace pasar el vapor, cuyo volumen se ve reducido al quedar atrapado en el espacio existente entre los lóbulos que forman parte de los tornillos.

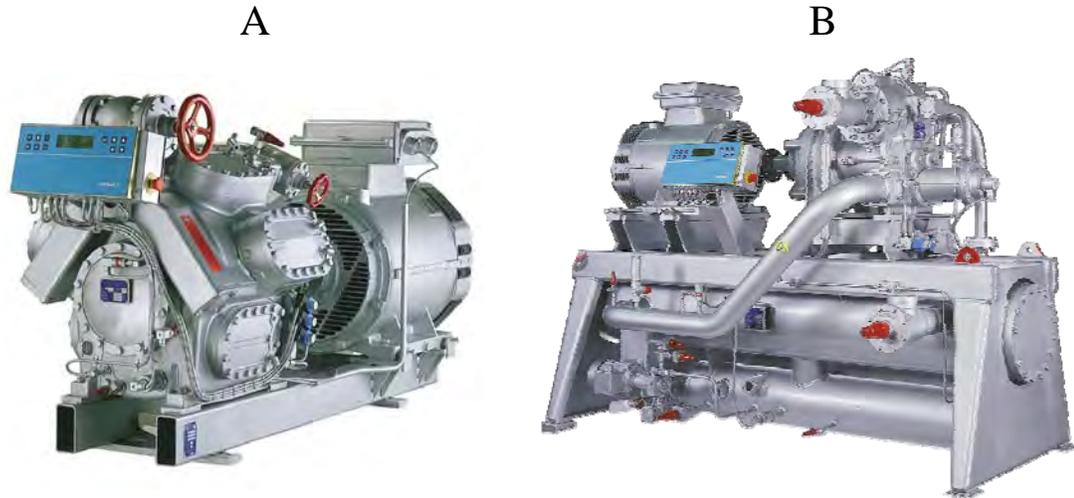


Figura 30. Compresores de CO₂: A, Compresor de tornillo; B, compresor de pistón (York International Corporation, 1998).

De acuerdo a lo anterior, es evidente que ambos compresores son volumétricos, pues la forma de comprimir es reduciendo mecánicamente el volumen del vapor; sin embargo, el de pistón es de tipo alternativo y el de tornillo es de tipo rotativo. La selección del tipo de compresor se hace, generalmente, tomando en cuenta dos parámetros principales que son, la relación de compresión y la capacidad. Los límites de operación de ambos compresores se muestran en la tabla 6.

Tabla 6. Límites de operación de los compresores de pistón y de tornillo.

TIPO DE COMPRESOR.	RELACIÓN DE COMPRESIÓN MÁXIMA.	CAPACIDAD (kcal/h)
Pistón	9:1	6,000 – 750,000
Tornillo	20:1	30,000-4,500,000

(Moreno, 1994).

De la observación de tabla 6, resulta obvio que en instalaciones en las que la relación de compresión sea mayor a 9:1, debe emplearse el de tornillo. Sin embargo, comúnmente se presentan casos en los que puede emplearse, de acuerdo a los parámetros establecidos en la tabla 6, tanto uno como el otro.

De acuerdo a los datos de diseño, la carga térmica es de 162,615.2 kcal/h y el compresor de CO₂ tiene una relación de compresión de 4.11 (ver tabla 4 en la página 71) por lo que en este caso pueden emplearse ambos tipos de compresores; por lo tanto, para elegir cual de ellos es el más conveniente, deben analizarse otros aspectos de importancia. Para este propósito, a continuación se enlistan las ventajas de un compresor sobre el otro.

a) Ventajas del compresor de pistón (CP) sobre el de tornillo (CT):

- Empleo de accesorios sencillos (e instalación) para el enfriamiento de aceite.
- Menor consumo de potencia bajo capacidad parcial que el CT.
- Los motores empleados por los CP son convencionales, lo que reduce costos de reparación y mantenimiento del mismo.
- El CP requiere menor espacio de instalación que el CT.

b) Ventajas del compresor de tornillo (CT) sobre el compresor de pistón (CP):

- Capacidad de manejar altas relaciones de compresión, muy por encima que el CP.
- Capacidad de admitir líquido.
- Mínima disminución de la eficiencia volumétrica al aumentar RC, en comparación con el CP, en el que disminuye la eficiencia volumétrica si aumenta RC.
- Espacio muerto considerablemente menor en el CT (es casi nulo) que en el CP.
- El CT tiene la ventaja de producir bajas temperaturas de descarga del vapor, pues dicha temperatura es controlable por medio del sistema de enfriamiento de aceite.

De acuerdo a los argumentos anteriores puede decirse que el compresor de tornillo presenta mayores ventajas técnicas que el de pistón; sin embargo es el compresor el equipo que consume una mayor cantidad de energía en una instalación frigorífica; además, el mayor porcentaje del costo de operación de una instalación corresponde al consumo energético de los compresores; por lo anterior, es importante analizar el consumo de energía de ambos tipos de compresores. Para esto, se emplearon datos presentados por la empresa York International Corporation⁽³⁶⁾ sobre costos de consumo de energía y mantenimiento; el cual se hizo, tomando en cuenta los siguientes aspectos:

- Niveles de precios en Dinamarca.
- Misma capacidad para ambos tipos de compresores.
- Mismas condiciones de operación.
- Compresores marca Sabroe operando con CO₂ como refrigerante.

En este estudio se calcularon los costos por operación y por mantenimiento acumulados a diferentes tiempos de operación, desde 10,000 hasta 40,000 horas, para un compresor de tornillo modelo SAB163HM y un compresor de pistón modelo HPC/SMC108 (marca Sabroe). Los resultados se muestran en la gráfica de la figura 31.

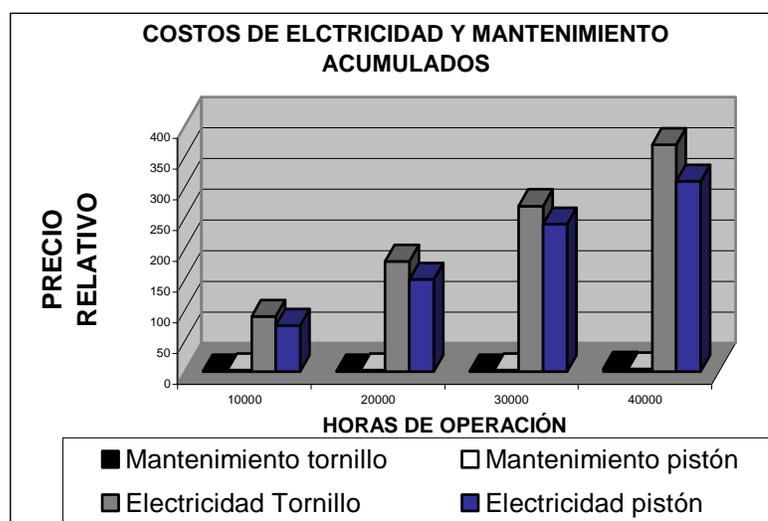


Figura 31. Comparación de costos por mantenimiento y consumo de energía eléctrica para compresores de pistón y de tornillo (York International Corporation, 1998).

Los resultados revelan que es mayor el costo de mantenimiento en el compresor de pistón que en el de tornillo y que el consumo de energía eléctrica es mayor para el de tornillo que para el de pistón; sin embargo, el alto costo por mantenimiento en el compresor de pistón es insignificante frente al alto costo por consumo de energía eléctrica del compresor de tornillo; por lo tanto, se consideró emplear el compresor de pistón para la zona de baja presión (para CO₂), pues de esta forma se tendrán costos inferiores de operación del equipo, siendo este un factor fundamental en la elección del compresor, debido a que, como ya se mencionó, es el equipo responsable de la mayor parte del consumo de energía en una instalación frigorífica.

En el caso específico del sistema en cascada CO₂/NH₃, los compresores de CO₂ son de 8-12 más pequeños que los de amoniaco para la misma capacidad. Esto se observa más claramente en la figura 32, donde se aprecia que para una misma temperatura de evaporación, el compresor de CO₂ tiene una capacidad mayor que el de NH₃ ⁽⁹⁾.

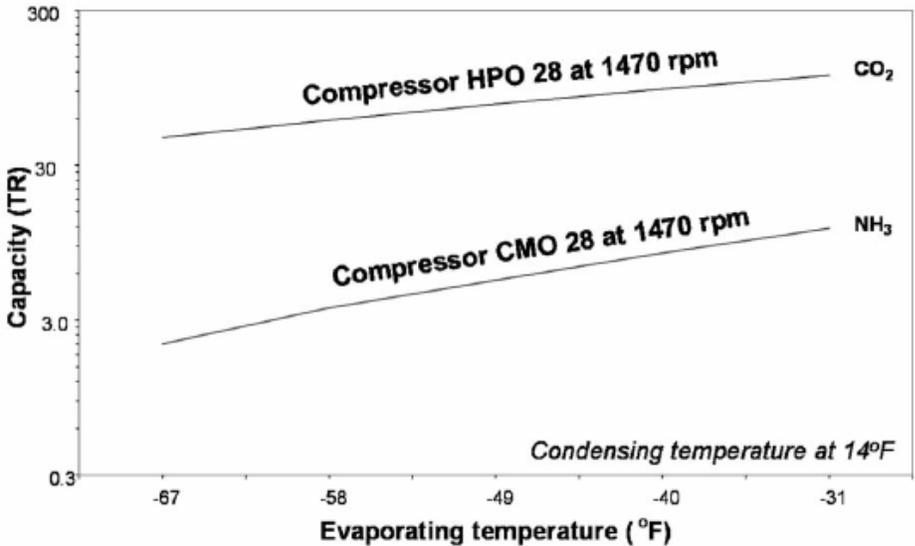


Figura 32. Capacidad de compresores marca Sabroe, modelos CMO y HPO para CO₂ y NH₃ respectivamente a diferentes temperaturas de evaporación (Christensen, 2006).

3.2.1.4 Selección del tipo de condensador.

Para la selección del tipo de condensador en un sistema de producción de frío convencional, se toman ciertos criterios que no son aplicables en el sistema de baja temperatura de un sistema en cascada, pues en los primeros se consideran principalmente condiciones ambientales y de disponibilidad de agua al ser aire o agua los medios para llevar a cabo la condensación. En el caso de los sistemas en cascada, es un refrigerante el que condensa al otro; por lo tanto, las posibilidades se reducen a un equipo en el que se pueda poner en contacto térmico a ambos refrigerantes.

La solución de dicho problema generalmente se encuentra en el empleo de un intercambiador de calor de casco y tubo como el que se muestra en la figura 33 pues este es menos sensible a la presencia de aceite; sin embargo, puede emplearse cualquier tipo de intercambiador de calor. En este equipo, uno de los refrigerantes fluye por el interior de los tubos y el otro lo hace por el exterior, existiendo solamente contacto térmico y no físico.



Figura 33. Intercambiador de calor intermedio (de casco y tubo) empleado como evaporador/condensador en cascada NH_3/CO_2 (*York International Corporation, 1998*).

En este caso, el amoníaco se evapora al fluir por el exterior de los tubos mientras el CO_2 se condensa mientras lo hace por el interior de los mismos ⁽³¹⁾. Por esto, la construcción de este equipo es crítica pues, debe evitarse la posibilidad de orificios que permitan la mezcla de ambos refrigerantes, lo que hace al ICI, el equipo más costoso de una instalación en cascada de tipo CO_2/NH_3 ⁽⁹⁾. Estos equipos son además, de construcción compacta y alto rendimiento ^(29,31). Con esto, queda también definido el tipo de evaporador para el NH_3 en el sistema de alta temperatura.

3.2.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE ALTA TEMPERATURA CON AMONÍACO COMO REFRIGERANTE.

Los datos necesarios para el diseño del sistema de alta presión son:

Producto a enfriar: Condensación del CO_2 gaseoso del sistema de baja presión.

Equipo de intercambio de calor: Intercambiador de calor de casco y tubo.

Tiempo de operación: 8 h/día.

Carga térmica: Se obtiene calculando el calor de rechazo por la condensación del CO_2 .

$T_{0\text{CO}_2}$: -9°C .

T_{CO_2} : 30°C .

Para el diseño del sistema de alta temperatura en un sistema en cascada es importante considerar lo siguiente:

- No es necesario seleccionar el tipo de evaporador puesto que el tipo de condensador seleccionado para el CO_2 , funciona como evaporador para el NH_3 .
- No es necesario considerar sistema de deshielo puesto que en el intercambiador de calor intermedio (ICI) se pone en contacto térmico a ambos refrigerantes y no hay formación de escarcha.
- Es conveniente emplear el mismo tipo de compresor que se seleccionó para el sistema de baja temperatura con el fin de homogenizar las tecnologías empleadas; además, el tipo de compresor representa las mismas ventajas y desventajas

independientemente del refrigerante a emplear, por lo que los argumentos que llevaron a la selección del tipo de compresor del sistema de baja temperatura son válidos para el sistema de alta. Además, la relación de compresión del sistema de NH_3 de 4.19 (ver tabla 5 de la página 74) también permite la utilización de compresores de pistón.

- La carga de amoniaco en el sistema en cascada es representa tan solo 10-20% de la carga en un sistema convencional ⁽⁹⁾.

Por lo anterior, solamente resta seleccionar el método de alimentación para el evaporador de amoniaco y el tipo de condensador.

3.2.2.1 Selección del método de alimentación a evaporadores.

Puesto que todavía no se conoce la carga térmica que tendrá que retirar el sistema de alta temperatura, se hizo una selección tentativa del método de alimentación a evaporadores, considerando los siguientes criterios:

- La carga térmica en el evaporador del sistema de CO_2 es de 162,615.2 kcal/h; por lo tanto, la carga térmica a retirar por el sistema de NH_3 será mayor a esta cantidad debido a que el sistema de alta se encarga de retirar la carga térmica del sistema de baja más el calor de compresión de ambos compresores. De acuerdo a la tabla 6, se descarta el método de alimentación por expansión directa.
- Se tiene un solo evaporador de amoniaco en la sala de máquinas que es el intercambiador de calor de casco y tubo descrito en el punto 3.2.1.3 como condensador de CO_2 .

Según las consideraciones anteriores se selecciona el método inundado para la alimentación de NH_3 al ICI como el más conveniente, pues con este, se obtiene la máxima q_0 y con ello altas eficiencias, además de considerar que no es requisito indispensable que la transferencia de calor se lleve a cabo de manera rápida, por lo que emplear un sistema recirculado representaría un costo adicional innecesario.

Una vez seleccionado el método inundado para la alimentación de amoniaco al ICI, es necesario hacer ciertas especificaciones. Cuando el evaporador trabaja inundado, el fluido a enfriar (en este caso el CO₂) circula dentro de los tubos y el fluido que retira el calor (NH₃) lo hace dentro del casco. En este caso, el volumen interno no esta ocupado en su totalidad por tubos, sino solo parcialmente, con el fin de proveer el espacio suficiente para la distribución del vapor dentro del casco, consiguiendo con ello, velocidades bajas en dicho espacio arriba de los tubos ⁽¹⁴⁾.

Otra especificación necesaria es la ubicación de las líneas de entrada y salida de NH₃. En la figura 34 se aprecia claramente que la forma más eficiente de alimentar NH₃ al ICI es por la parte de abajo de este para que la salida de los vapores esté en la parte superior del mismo.

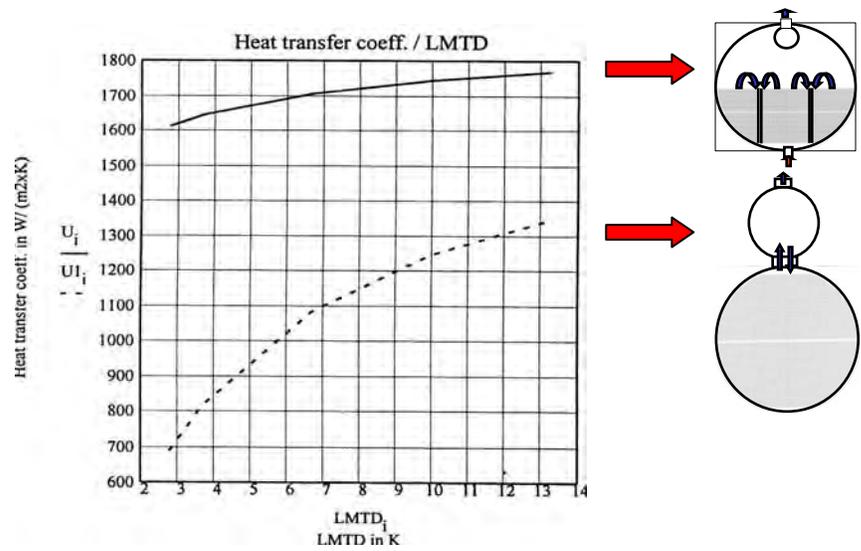


Figura 34. Coeficientes de transferencia de calor para diferentes formas de alimentar refrigerante al ICI con método inundado (York International Corporation, 1998).

De acuerdo a la figura 34, se consigue mayor coeficiente de transferencia de calor cuando se emplea una línea (de NH₃) que sale del fondo del tanque de inundación y se conecta en la parte inferior del ICI que cuando sale del fondo del tanque de inundación y entra en la parte superior del ICI. De esta forma, es más conveniente emplear la

primera solución en la que se consigue que el flujo de refrigerante se lleve a cabo como se ilustra en la figura 35.

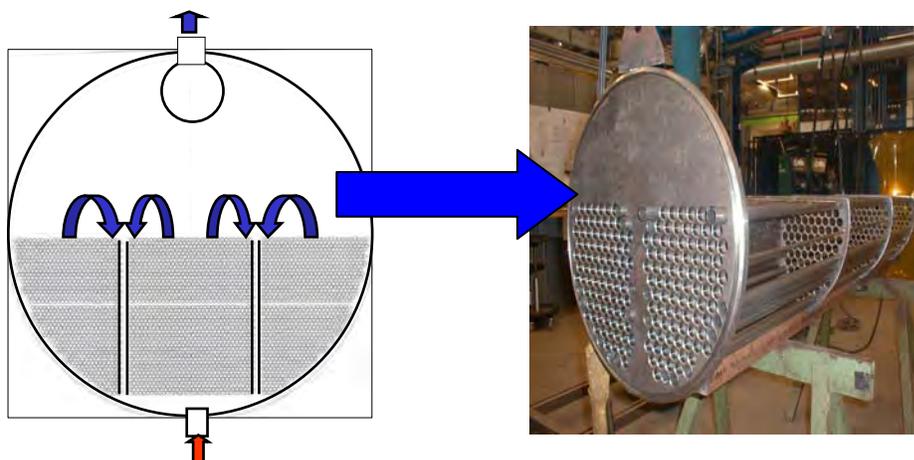


Figura 35. Flujo de refrigerante dentro del intercambiador de calor intermedio (*York International Corporation, 1998*).

3.2.2.2 Selección del tipo de condensador.

Como se ha mencionado antes, la selección del tipo de condensador depende principalmente de tres aspectos: disponibilidad de agua, humedad relativa del ambiente y calidad del agua. Además, deben considerarse otros aspectos que se enlistan en la tabla 8 para los tres tipos de condensadores térmicamente más eficientes y por consiguiente de mayor utilización en la actualidad en instalaciones frigoríficas.

Considerando que la carga térmica es de 162,615.2 kcal/h, el calor que ha de eliminar el condensador será superior a esta cantidad; sin embargo, no llegará a ser lo suficientemente alta para tener que descartar algún tipo de condensador de los presentados en la tabla 7; por lo tanto, y de acuerdo a la información de dicha tabla, el tipo de condensador que presenta mayores ventajas es el evaporativo (ver figura 36) siendo la más importante el rendimiento económico elevado; además, presenta menos desventajas, por ello se determinó el empleo de este tipo de condensador para el sistema de alta presión que trabaja con NH_3 .

Tabla 7. Ventajas y desventajas de diferentes tipos de condensadores.

TIPO DE CONDENSADOR	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Evaporativo	<ul style="list-style-type: none"> - Bajo consumo de agua. - Rendimiento económico elevado. - De fácil limpieza. - Disponible para amplia gama de capacidades. 	<ul style="list-style-type: none"> - Mal funcionamiento en atmósferas con alta HR. - Espacioso.
Multitubular horizontal	<ul style="list-style-type: none"> - Poco espacioso. - Disponible para amplia gama de capacidades. 	<ul style="list-style-type: none"> - Requiere calidad de agua. - Requiere bomba de agua. - Requiere parar el equipo para su limpieza.
Multitubular vertical	<ul style="list-style-type: none"> - Poco espacioso. - No produce grandes caídas de presión. - Emplea agua de cualquier tipo. 	<ul style="list-style-type: none"> - Alto consumo de agua. - Solo disponible para altas capacidades. - Costo elevado.

El condensador evaporativo es un equipo en el que se combina un condensador con una torre de enfriamiento con circulación de agua y flujo forzado de aire. Este tipo de condensador responde a la necesidad de reducir el consumo de agua en la industria.

El funcionamiento de este tipo de condensador, como se mencionó antes, es similar al de una torre de enfriamiento; el aire entra por la parte inferior ya sea impulsado (por ventiladores) o aspirado y se hace pasar a través del serpentín por el que circula el refrigerante. De manera simultánea, se asprea agua por la parte superior, logrando que se humedezca la superficie del serpentín. En la parte más alta del equipo, se colocan unas placas deflectoras en las que chocan las gotas de agua que son arrastradas por el aire, de manera que evitan la pérdida de agua. Cuando el agua entra en contacto con el serpentín, absorbe calor cedido por el refrigerante y se calienta; cuando el aire pasa por la superficie del agua, absorbe como calor latente el que esta había absorbido como calor sensible del serpentín.



Figura 36. Condensador evaporativo.

En este tipo de equipos, se recomienda que la diferencia entre la temperatura de condensación y la del agua de enfriamiento sea de 4-7°C. El consumo de agua es aproximadamente de 2-3 litros de agua por hora por cada 1000 kcal/h. Para esto se debe regular la velocidad media del aire para evitar pérdidas excesivas de agua; esta ha de estar en el rango de 1.6-2.5 m/s. Emplear este tipo de condensadores es conveniente en el caso de escasez de agua y su alto costo se compensa por el bajo consumo de agua, el cual incluso, se puede reducir a cero en épocas del año cuando la temperatura es baja, pues en estos casos se puede utilizar solo como condensador enfriado por aire, suprimiendo el flujo de agua ⁽²⁹⁾.

3.3 DISEÑO DEL DIAGRAMA DE FLUJO DE LA INSTALACIÓN EN CASCADA.

De acuerdo a las características establecidas como resultado del análisis anterior, se elaboró el diagrama de flujo de la instalación donde se muestran las siguientes especificaciones:

- Tipo de compresores.
- Tipo de condensadores.
- Tipo de evaporadores.
- Método de alimentación a evaporadores.
- Sistema de deshielo.
- Arreglo de válvulas de control.

Existen algunas consideraciones que deben hacerse cuando se trabaja con CO₂ como refrigerante, principalmente son las siguientes:

Por un lado, es importante recordar que, al trabajar con presiones positivas, no es necesario instalar un purgador de gases incondensables en el sistema de CO₂ ⁽⁹⁾.

Otro aspecto sobre los sistemas en cascada que emplean CO₂, es la necesidad de equipar el acumulador de succión con un serpentín interno para el enfriamiento del CO₂ líquido, esto para evitar su evaporación (debida a las entradas de calor a través del aislamiento) y el aumento de la presión en este equipo cuando la instalación esta fuera de funcionamiento ⁽¹²⁾. Para este propósito se emplea una unidad condensadora ⁽⁹⁾ como la que se muestra en la figura 37.



Figura 37. Unidad condensadora (*Danfoss Industrial Refrigeration, 2003*).

Por otro lado, la figura 38 muestra la tendencia del CO₂ por absorber humedad en estado líquido, lo que hace necesaria la inclusión de dos equipos en el sistema; estos son, un filtro deshidratador y una mirilla indicadora de humedad ⁽¹²⁾, como se muestra en la figura 39.

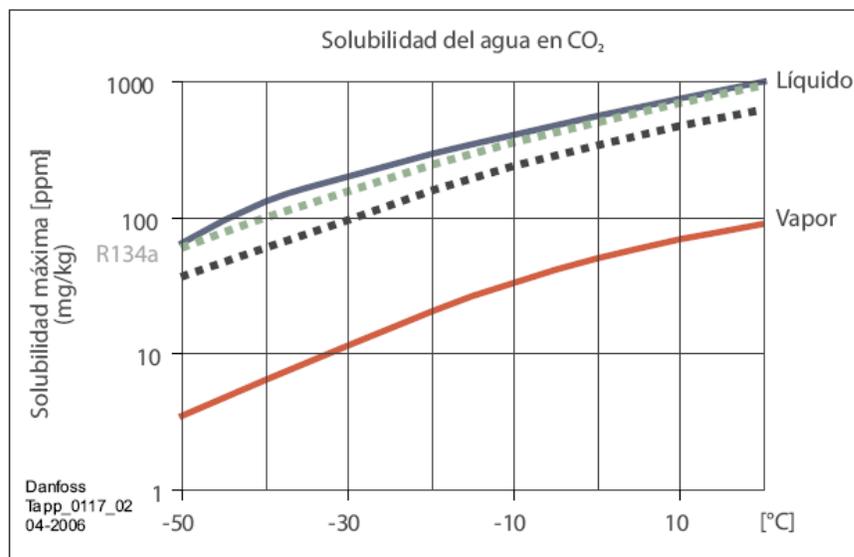


Figura 38. Solubilidad de agua en CO₂ y R-134a (13 *Danfoss, 2006*).

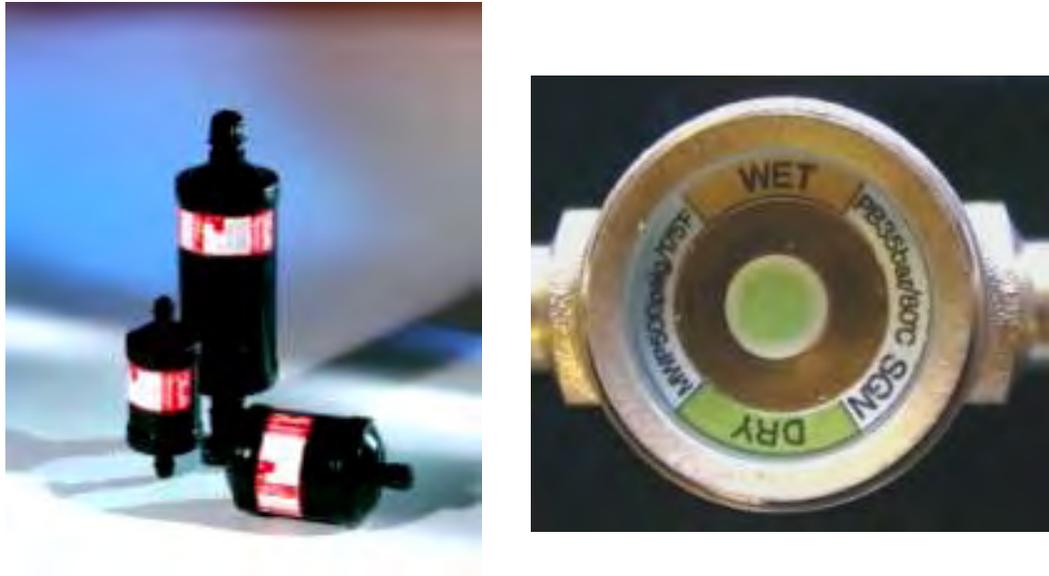


Figura 39. A, Filtro deshidratador para CO₂; B, Mirilla indicadora de humedad para CO₂ (Danfoss Industrial Refrigeration, 2003).

En cuanto a las tuberías, con la ayuda del programa de cálculo DIRcalc 1.14⁽¹¹⁾, se calculó el diámetro de tubería para CO₂ y NH₃ bajo diferentes condiciones de operación, obteniéndose como resultado, en promedio, diámetros aproximadamente 45% más pequeños para CO₂ que para NH₃ en líneas de vapor y diámetros aproximadamente 40% mayores para CO₂ que para NH₃ en líneas de líquido. Esto se debe a la pequeña diferencia existente entre la densidad del CO₂ líquido y el CO₂ vapor, por ello al comparar las líneas de vapor de CO₂ con las de vapor de NH₃, las primeras resultan menores, y ocurre lo contrario en líneas de líquido.

Un ejemplo de lo anterior, puede ser observado en la figura 40, donde se agrupan los resultados obtenidos del cálculo del diámetro de tubería en diferentes líneas para NH₃ y CO₂.

300 TR at -40F evaporation temperature, circulation rate 1:3

Wet suction, 300 ft pipe, two 90 bends, one stop valve

	Pipe size in (nom.)	Temperature drop F	Pressure drop psi	Velocity ft/s
Ammonia	12"	1.01	0.31	54
CO2	6"	0.96	2.85	23

Dry suction, 100 ft pipe, two 90 bends, one stop valve

	Pipe size in (nom.)	Temperature drop F	Pressure drop psi	Velocity ft/s
Ammonia	12"	0.29	0.089	68
CO2	6"	0.33	1	39

Liquid, 300 ft pipe

	Pipe size in (nom.)	Temperature drop F	Pressure drop psi	Velocity ft/s
Ammonia	2½"	1.4	1.4	3.6
CO2	4"	0.3	1.05	3.5

Discharge, 100 ft pipe

	Pipe size in (nom.)	Temperature drop F	Pressure drop psi	Velocity ft/s
Ammonia	6"	0.21	0.2	79
CO2	4"	0.14	0.9	29

Figura 40. Cálculo de diámetro de tubería para CO₂ y NH₃ (Christensen, 2006).

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores y criterios de diseño, el diagrama de flujo de la instalación queda como se muestra en la figura 41. En este, podemos identificar los siguientes equipos:

COMNH3	Compresor de pistón para amoniaco.
CONNH3	Condensador evaporativo de amoniaco.
RECNH3	Recipiente de líquido para amoniaco.
ACUNH3	Acumulador de succión de amoniaco para sistema inundado.
ICINH3/CO2	Intercambiador de calor intermedio CO ₂ /del NH ₃ .
COMCO2	Compresor de pistón para CO ₂ .
RECCO2	Recipiente de líquido para CO ₂ .
ACUCO2	Acumulador de succión de CO ₂ para sistema recirculado.
EVACO2	Evaporador de CO ₂ en el túnel de congelación tipo IQF.

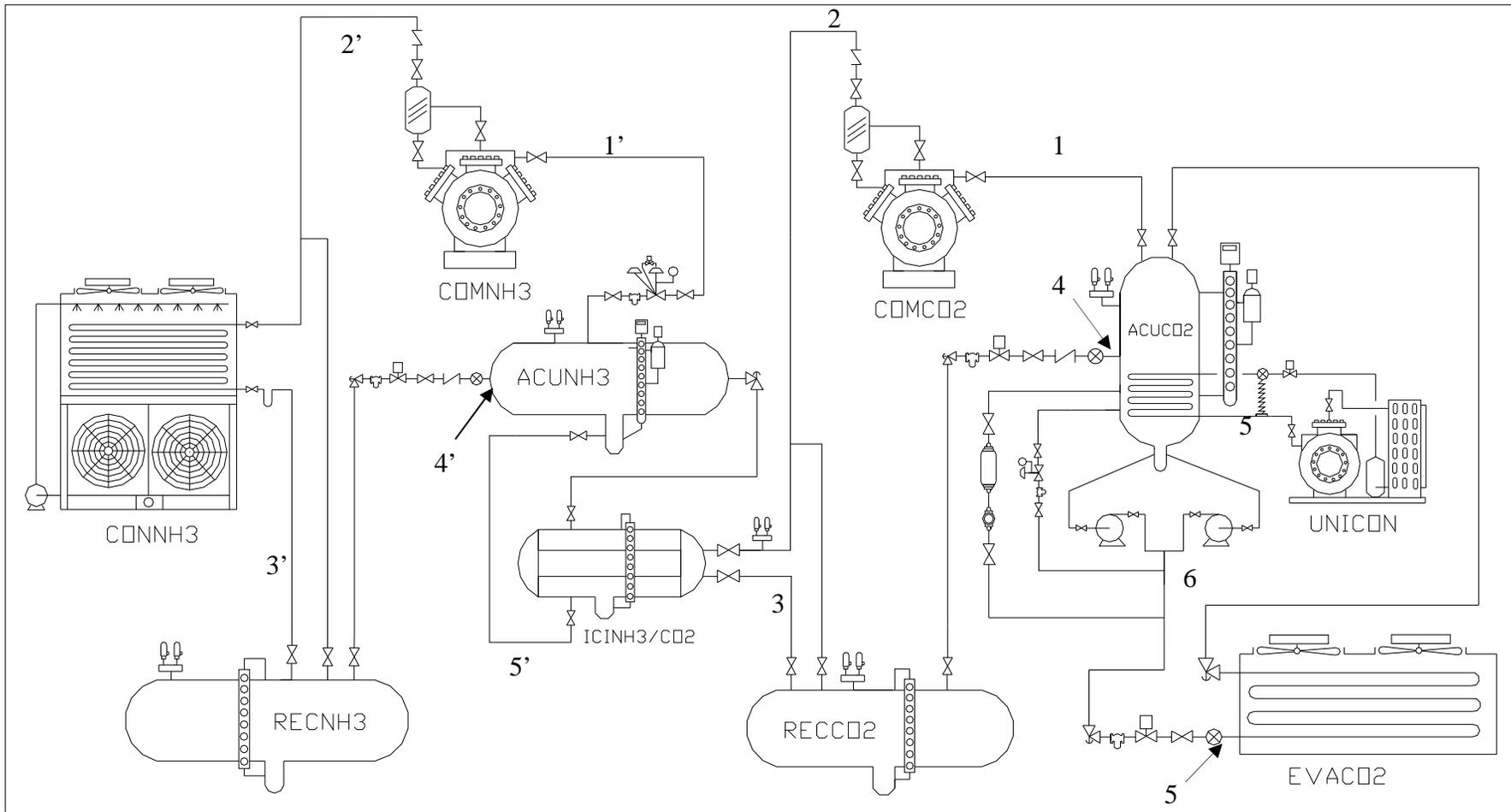


Figura 41. Sistema de producción de frío en cascada propuesto.

CAPITULO IV

EVALUACIÓN TERMODINÁMICA DEL SISTEMA EN CASCADA PROPUESTO.

4.1 DETERMINACIÓN DE LAS CONDICIONES TERMODINÁMICAS DE LA INSTALACIÓN PROPUESTA.

El diagrama Presión – Entalpía es una importante herramienta en el estudio y evaluación de sistemas de producción de frío pues, mediante dichos diagramas se facilita la comprensión del ciclo frigorífico así como la obtención de datos correspondientes a las condiciones termodinámicas de los refrigerantes en los diferentes puntos de la instalación, que permiten realizar la metodología de cálculo para su evaluación termodinámica.

En el caso de los sistemas en cascada, se emplea, como ya se mencionó, un refrigerante diferente para cada etapa del sistema y por consiguiente, la representación termodinámica del sistema se compone de dos diagramas Presión – Entalpía, correspondientes al NH_3 y al CO_2 ; sin embargo, en esta sección se muestra englobado en un solo diagrama representado de acuerdo al nivel de temperatura, con la finalidad de facilitar la comprensión del sistema y posteriormente se muestran de manera individual.

En la figura 42 se muestra el diagrama Presión – Entalpía correspondiente a la instalación diseñada (la figura 41), incluyendo las condiciones de operación de cada refrigerante, las cuales están determinadas principalmente por las temperaturas del sistema y el método de alimentación a evaporadores.

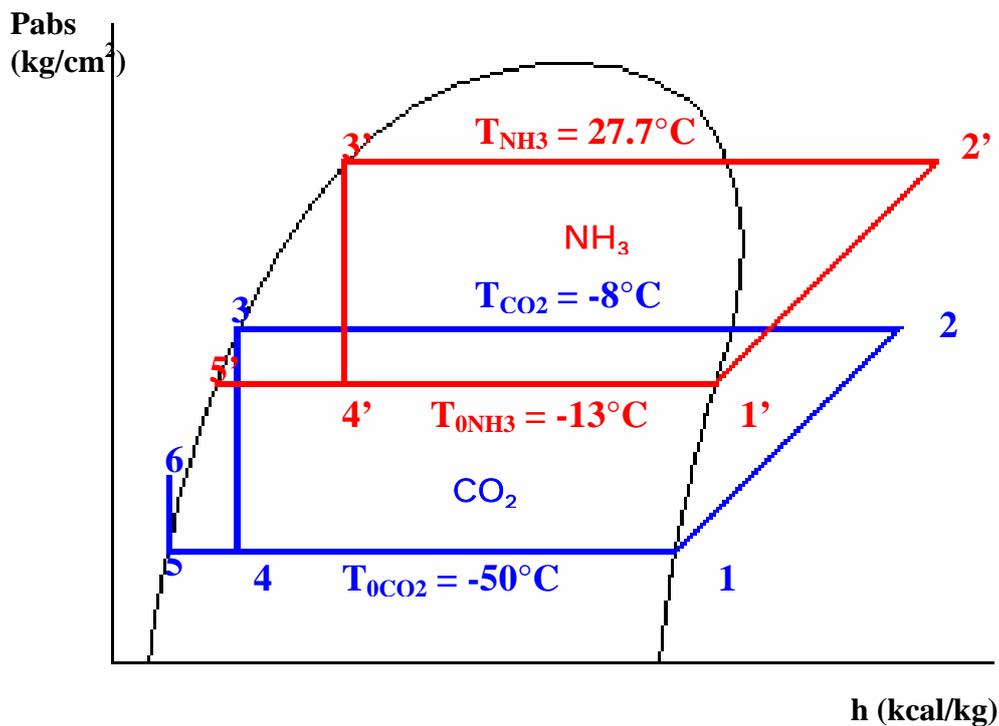


Figura 42. Diagrama P – h del sistema en cascada propuesto.

El cálculo y evaluación de los sistemas de compresión múltiple (ya sea directa o indirecta) debe realizarse, inicialmente, de manera separada, diferenciando la zona de baja temperatura de la de alta temperatura. Para esto, es indispensable iniciar con la zona de baja temperatura pues, de esta, depende la zona de alta temperatura; es decir, que es necesario conocer el calor de rechazo del sistema de baja temperatura para poder calcular el sistema de alta temperatura.

El primer paso es obtener las condiciones termodinámicas del refrigerante de baja temperatura, en este caso CO_2 , a partir de su diagrama Presión – Entalpía, el cual se representa en la figura 43.

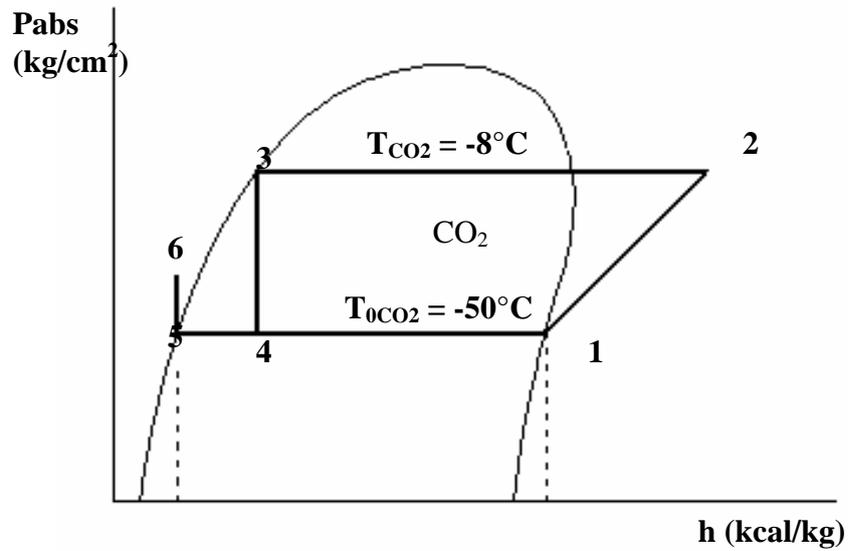


Figura 43. Diagrama P - h para el CO₂ en el sistema en cascada propuesto.

Las condiciones termodinámicas del CO₂ en los puntos mostrados en la figura 43, se resumen en la tabla 8

Tabla 8 Condiciones termodinámicas del CO₂ en los diferentes puntos de la instalación en cascada.

CONDICIÓN	VALOR
h ₁ (kcal/kg)	155.5
h ₂ (kcal/kg)	170.5
h ₃ = h ₄ (kcal/kg)	95
h ₅ (kcal/kg)	75
Ve ₁ (m ³ /kg)	0.06
Td ₂ (°C)	35

Posteriormente se obtienen las condiciones del NH₃ a partir del diagrama P-h correspondiente que se muestra en la figura 44.

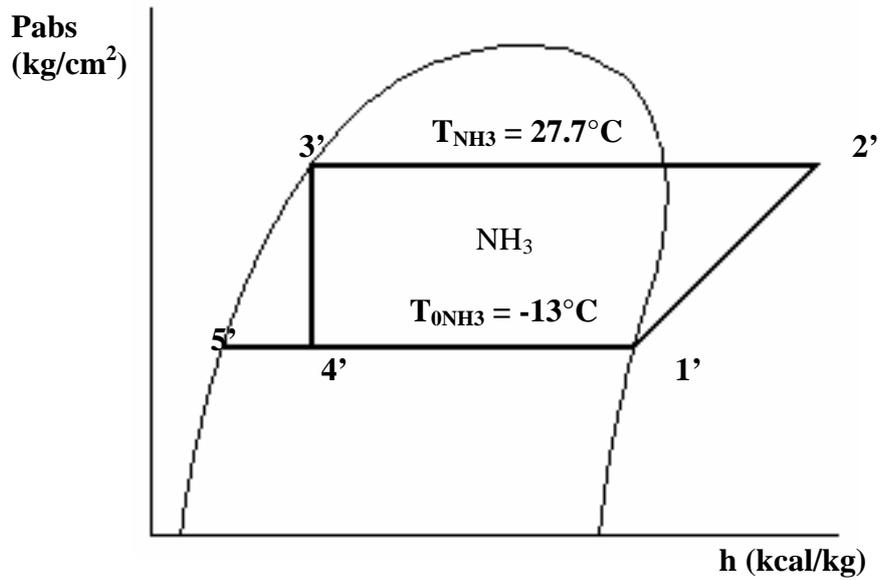


Figura 44. Diagrama P - h para el NH₃ en el sistema en cascada propuesto.

A partir del diagrama mostrado en la figura 44 se obtuvieron los datos que se agrupan en la tabla 9

Tabla 9 Condiciones termodinámicas del NH₃ en los diferentes puntos de la instalación en cascada.

CONDICIÓN	VALOR
h ₁ (kcal/kg)	398
h ₂ (kcal/kg)	446
h ₃ = h ₄ (kcal/kg)	131
h ₅ (kcal/kg)	86
Ve ₁ (m ³ /kg)	0.43
Td ₂ (°C)	85

4.2 CÁLCULO DE LA EFICIENCIA TERMODINÁMICA DEL SISTEMA EN CASCADA PROPUESTO.

La evaluación del sistema frigorífico debe basarse en el resultado de cálculos que definen parámetros de influencia sobre las condiciones de operación del sistema.

4.2.1 CÁLCULO DEL SISTEMA DE BIÓXIDO DE CARBONO.

1.- Producción frigorífica específica.

$$q_{0BT} = h_1 - h_5 = (155.5 - 75) \text{ kcal/kg}$$

$$q_{0BT} = 80.5 \text{ kcal/kg.}$$

2.- Producción frigorífica volumétrica.

$$q_{vBT} = q_{0BT}/Ve_1 = (80.5 \text{ kcal/kg})/(0.06 \text{ m}^3/\text{kg})$$

$$q_{vBT} = 1341.66 \text{ kcal/m}^3.$$

3.- Gasto másico.

$$G_{BT} = \frac{Q_{0BT}}{q_{0BT}} = \frac{162615.2 \text{ kcal/kg}}{80.5 \text{ kcal/kg}}$$

$$G_{BT} = 2020.06 \text{ kg/h.}$$

4.- Gasto volumétrico.

$$G_{vBT} = (G_{BT})(Ve_1) = (2020.06 \text{ kg/h})(0.06 \text{ m}^3/\text{kg})$$

$$G_{vBT} = 121.20 \text{ m}^3/\text{h.}$$

5.- Equivalente térmico de trabajo de compresión.

$$AW_{BT} = h_2 - h_1 = (170.5 - 155.5) \text{ kcal/kg}$$

$$AW_{BT} = 15 \text{ kcal/kg.}$$

6.- Trabajo de compresión.

$$W_{BT} = (G_{BT})(AW_{BT}) = (2020.06 \text{ kg/h})(15 \text{ kcal/kg})$$

$$W_{BT} = 30300.96 \text{ kcal/h.}$$

7.- Potencia teórica aplicada al compresor.

$$Ni_{BT} = \frac{W_{BT}}{860} = \frac{30300.96 \text{ kcal/h}}{860}$$

$$Ni_{BT} = 35.23 \text{ kW.}$$

8.- Calor cedido en el condensador o ICI.

$$Q_{BT} = Q_{0BT} + W_{BT} = (162615.2 + 30300.96) \text{ kcal/h}$$

$$Q_{BT} = 192916.16 \text{ kcal/h.}$$

4.2.2 CÁLCULO DEL SISTEMA DE AMONIACO.

1.- Producción frigorífica específica.

$$q_{0AT} = h_{1'} - h_{5'} = (398 - 86) \text{ kcal/kg}$$

$$q_{0AT} = 312 \text{ kcal/kg.}$$

2.- Producción frigorífica volumétrica.

$$q_{vAT} = q_{0AT}/Ve_{1'} = (312 \text{ kcal/kg})/(0.43 \text{ m}^3/\text{kg})$$

$$q_{vAT} = 134.16 \text{ kcal/m}^3.$$

3.- Gasto másico.

Se considera como carga térmica Q_{0AT} para el sistema de alta temperatura, el calor de rechazo del condensador de baja temperatura Q_{BT} , pues este es el calor que tendrá que retirar el sistema de alta temperatura; es decir, 191877.57 kcal/h.

$$G_{AT} = \frac{Q_{0AT}}{q_{0AT}} = \frac{192916.16 \text{ kcal/h}}{312 \text{ kcal/kg}}$$

$$G_{AT} = 618.32 \text{ kg/h.}$$

4.- Gasto volumétrico.

$$G_{VAT} = (G_{AT})(V_{e1'}) = (618.32 \text{ kg/h})(0.43 \text{ m}^3/\text{kg})$$

$$G_{VAT} = 265.87 \text{ m}^3/\text{h.}$$

5.- Equivalente térmico de trabajo de compresión.

$$AW_{AT} = h_{2'} - h_{1'} = (446 - 398)\text{kcal/kg}$$

$$AW_{AT} = 48 \text{ kcal/kg.}$$

6.- Trabajo de compresión.

$$W_{AT} = (G_{AT})(AW_{AT}) = (618.32 \text{ kg/h})(48 \text{ kcal/kg})$$

$$W_{AT} = 29679.41 \text{ kcal/h.}$$

7.- Potencia teórica aplicada al compresor.

$$Ni_{AT} = \frac{W_{AT}}{860} = \frac{29679.41 \text{ kcal/h}}{860}$$

$$Ni_{AT} = 34.51 \text{ kW.}$$

8.- Calor cedido en el condensador o ICI.

$$Q_{AT} = Q_{OBT} + W_{BT} + W_{AT} = (162615.2 + 30300.96 + 29679.41) \text{ kcal/h}$$

$$Q_{AT} = 222595.58 \text{ kcal/h.}$$

4.2.3 CÁLCULO DE LA EFICIENCIA TERMODINÁMICA DEL SISTEMA EN CASCADA.

9.- Eficiencia termodinámica según Carnot.

Las temperaturas empleadas en este cálculo son la más alta y la más baja del sistema y en escala absoluta.

$$T_0 = -50^\circ\text{C} = 223.15 \text{ K.}$$

$$T = 27.7^\circ\text{C} = 300.85 \text{ K.}$$

$$\epsilon_c = \frac{T_{OBT}}{T_{AT} - T_{OBT}} = \frac{223.15 \text{ K}}{300.85 \text{ K} - 223.15 \text{ K}}$$

$$\epsilon_c = 2.8719.$$

10.- Eficiencia termodinámica del ciclo real.

$$\epsilon = \frac{Q_{OBT}}{W_{BT} - W_{AT}} = \frac{162615.2 \text{ kcal/h}}{(30300.96 + 29671.41) \text{ kcal/h}}$$

$$\epsilon = 2.7111.$$

11.- Rendimiento termodinámico.

$$\mu = \frac{\epsilon}{\epsilon_c} = \frac{2.7111}{2.8719}$$

$$\mu = 0.9440.$$

Los datos obtenidos para el sistema en cascada se agruparon para facilitar su evaluación en la tabla 10 contando con los siguientes datos:

$$Q_0 = 162615.2 \text{ kcal/h.}$$

$$T_{0\text{CO}_2} = -50^\circ\text{C.}$$

$$T_{\text{CO}_2} = -8^\circ\text{C.}$$

$$T_{0\text{NH}_3} = -13^\circ\text{C.}$$

$$T_{\text{NH}_3} = 27.7^\circ\text{C.}$$

Tabla 10 Condiciones de operación del sistema en cascada propuesto.

PARÁMETRO	SISTEMA DE CO ₂	SISTEMA DE NH ₃
q ₀ (kcal/kg)	80.5	312
q _v (kcal/m ³)	1341.66	134.16
G (kg/h)	2020.06	618.32
G _v (m ³ /h)	121.20	265.87
AW (kcal/kg)	15	48
W (kcal/h)	30300.96	29671.41
Ni (kW)	35.23	34.51
Q (kcal/h)	192916.16	222595.58
εc	2.8719	
ε	2.7111	
μ	0.9440	

De los valores presentados en la tabla 10, es notable la diferencia existente entre q_v del CO₂ y la del NH₃, 10 veces mayor para el primero, aún cuando el CO₂ trabaja a una temperatura de evaporación mucho menor que el NH₃. Esto se debe a los valores tan bajos de Ve que presenta el CO₂; lo cual, pone de manifiesto su valor como refrigerante, pues tiene efecto directo sobre las dimensiones del compresor y la eficiencia termodinámica del sistema.

Se puede observar también la consecuencia de buscar obtener RC iguales en ambos ciclos, pues se obtienen valores de W y Ni muy similares. En este punto es importante destacar que aún para RC iguales en ambos ciclos, el AW es más de 3 veces mayor para el NH₃. Este aspecto tiene repercusión en la eficiencia termodinámica del sistema y se explica al observar el exponencial adiabático (indicativo del grado de recalentamiento de un refrigerante) para cada uno, siendo de 1.335 para el NH₃ y de 1.3 para el CO₂⁽¹⁷⁾.

CAPITULO V

ANÁLISIS TERMODINÁMICO COMPARATIVO CON UN SISTEMA DE COMPRESIÓN MÚLTIPLE DIRECTA.

Para valorar y justificar la aplicación del sistema de producción de frío en cascada es necesario compararlo con un sistema de producción de frío convencional; el cual, según las condiciones de trabajo, es de compresión múltiple y trabaja con NH₃ como único refrigerante.

Para esto, se consideró comparar ambos sistemas desde un punto de vista termodinámico, lo cual hace necesario diseñar un sistema de compresión múltiple directa que trabaje con las mismas condiciones de operación que el sistema en cascada propuesto.

Además de esto, será necesario tener en cuenta el mismo tipo de equipos, método de alimentación a evaporadores, etc., para que ambos sistemas trabajen en condiciones termodinámicas lo más semejantes posible, pues de otra forma los resultados analizados serán de poca validez.

5.1 DISEÑO DEL DIAGRAMA DE FLUJO DE LA INSTALACIÓN CON AMONIACO.

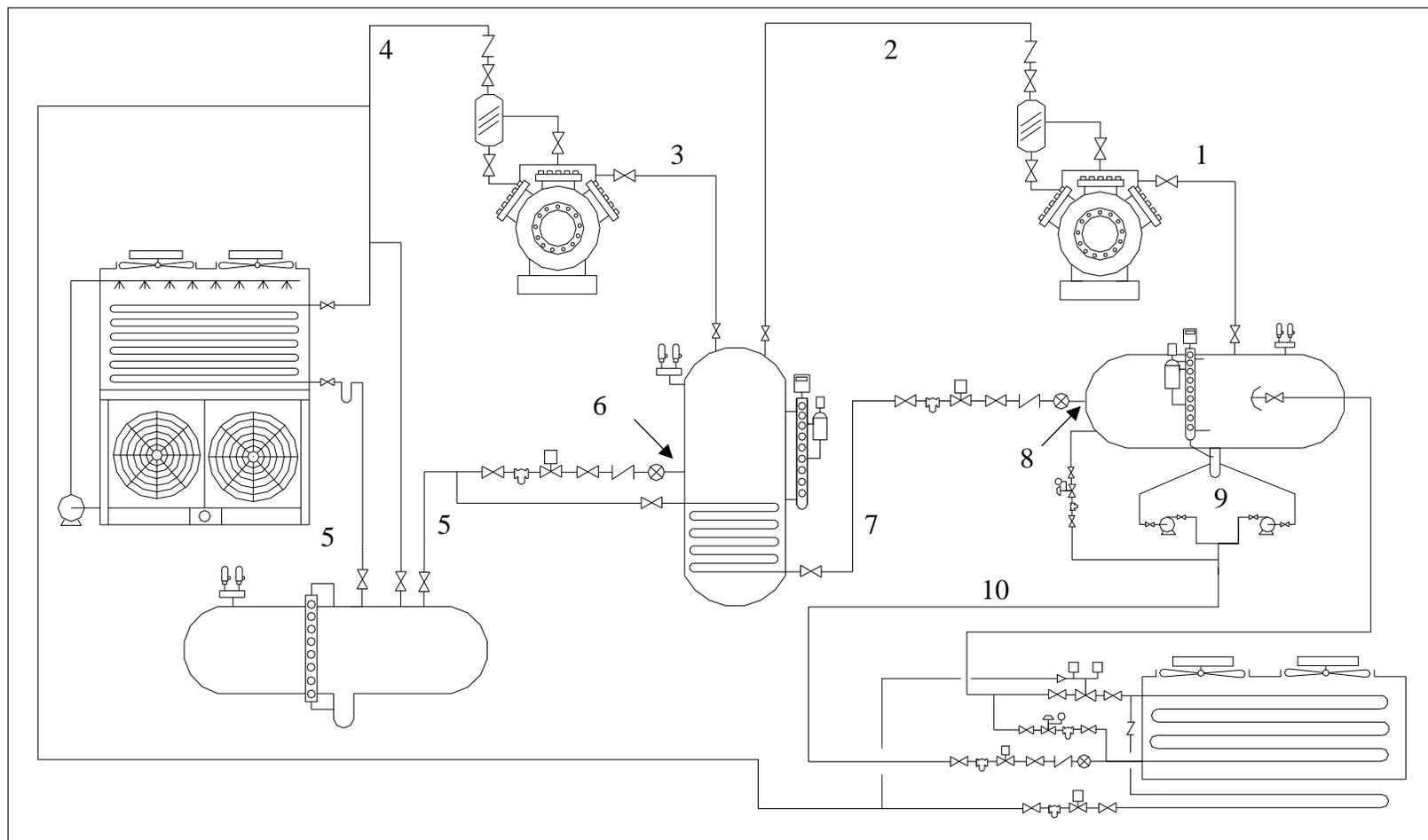
Considerando las mismas condiciones de operación que en el sistema en cascada y el mismo tipo de equipo, el diagrama de flujo para la instalación de compresión múltiple directa se hizo con base en los siguientes aspectos:

- NH_3 como refrigerante.
- Misma aplicación que en el sistema en cascada (Túnel I.Q.F.).
- $T_0 = -50^\circ\text{C}$ y $T = 27.7^\circ\text{C}$.
- $Q_0 = 162615.2$ kcal/h.
- Dos etapas de compresión.
- Interenfriador cerrado.
- Recirculación por bombas.
- Compresores de pistón.
- Condensador evaporativo.

De esta forma, considerando las mismas condiciones de operación y el mismo tipo de equipos para ambos sistemas de compresión múltiple, se puede hacer la comparación termodinámica que permita establecer las principales diferencias entre ambas instalaciones.

Sin embargo, cabe señalar que la diferenciación entre ambos no se limita a la eficiencia termodinámica pues, si bien es esta de gran importancia y el enfoque de este trabajo, no es el único parámetro a considerar para tomar en cuenta una instalación en cascada pues, como se mencionó en diferentes secciones de este trabajo, los sistemas en cascada buscan resolver otros problemas además de los termodinámicos. Sobre estos se habla más adelante. El diagrama de flujo correspondiente a la instalación de compresión múltiple directa con las características enlistadas arriba se muestra en la figura 45.

Figura 45. Sistema de compresión múltiple directa con interenfriador cerrado y sistema de recirculación por bombas.



5.2 DETERMINACIÓN DE LAS CONDICIONES TERMODINÁMICAS DEL AMONIACO EN LA INSTALACIÓN.

En este caso, como se trata de una instalación de compresión múltiple directa, se debe empezar por el cálculo de las condiciones intermedias. Este cálculo se limita a obtener una sola presión con su correspondiente temperatura llamadas P_i y T_i respectivamente; a diferencia de los sistemas en cascada, en los que es necesario obtener dos presiones y dos temperaturas, correspondientes a la condición a la que evapora el refrigerante de alta temperatura y la condición a la que condensa el refrigerante de baja. P_i y T_i se obtienen como sigue:

- $P_0 @ -50^\circ\text{C} = 0.42 \text{ kg/cm}^2$; $P @ 27.7^\circ\text{C} = 10.9 \text{ kg/cm}^2$.
- $P_i = \sqrt{(P_0 \times P)} = \sqrt{(10.9 \times 0.42)} = 2.1494 \text{ kg/cm}^2$.
- $T_i @ 2.1494 \text{ kg/cm}^2 = -18^\circ\text{C}$.

El diagrama P-h correspondiente a la instalación representada en la figura 4 se ilustra en la figura 46.

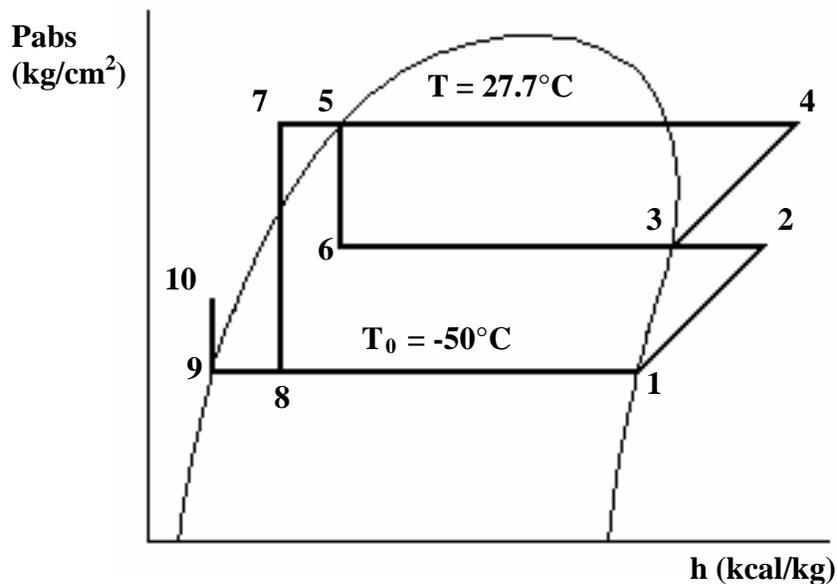


Figura 46. Diagrama P – h para una instalación de compresión múltiple directa.

A partir del diagrama representado en la figura 46, se obtuvieron los datos que se agruparon en la tabla 11

Tabla 11 Condiciones de operación del NH₃ en los diferentes puntos de la instalación de compresión múltiple directa.

CONDICIÓN	VALOR
h ₁ (kcal/kg)	383
h ₂ (kcal/kg)	436
h ₃ (kcal/kg)	395
h ₄ (kcal/kg)	455
h ₅ = h ₆ (kcal/kg)	133
h ₇ = h ₈ (kcal/kg)	110
h ₉ (kcal/kg)	48
Ve ₁ (m ³ /kg)	2.6
Ve ₃ (m ³ /kg)	0.59
Td ₂ (°C)	51
Td ₄ (°C)	98

5.3 CÁLCULO DE LA EFICIENCIA TERMODINÁMICA DEL SISTEMA CON AMONIACO.

En el caso de las instalaciones de compresión múltiple directa, también deben hacerse los cálculos iniciando por la zona de baja presión y después con la de alta.

5.3.1 CÁLCULO DE LA ZONA DE BAJA PRESIÓN.

1.- Producción frigorífica específica.

$$q_{0BP} = h_1 - h_9 = (383 - 48) \text{ kcal/kg}$$

$$q_{0BP} = 335 \text{ kcal/kg.}$$

2.- Producción frigorífica volumétrica.

$$q_{vBP} = q_{0BP} / Ve_1 = (335 \text{ kcal/kg}) / (2.6 \text{ m}^3/\text{kg})$$

$$q_{vBP} = 871 \text{ kcal/m}^3.$$

3.- Gasto másico.

$$G_{BP} = \frac{Q_{0BP}}{q_{0BP}} = \frac{162615.2 \text{ kcal/h}}{335 \text{ kcal/h}}$$

$$G_{BP} = 485.41 \text{ kg/h.}$$

4.- Gasto volumétrico.

$$G_{VBP} = (G_{BP})(V_{e1}) = (485.41 \text{ kg/h})(2.6 \text{ m}^3/\text{kg})$$

$$G_{VBP} = 1262.06 \text{ m}^3/\text{h.}$$

5.- Equivalente térmico de trabajo de compresión.

$$AW_{BP} = h_2 - h_1 = (436 - 383)\text{kcal/kg}$$

$$AW_{BP} = 53 \text{ kcal/kg.}$$

6.- Trabajo de compresión.

$$W_{BP} = (G_{BP})(AW_{BP}) = (485.41 \text{ kg/h})(53 \text{ kcal/kg})$$

$$W_{BP} = 25727.18 \text{ kcal/h.}$$

7.- Potencia teórica aplicada al compresor.

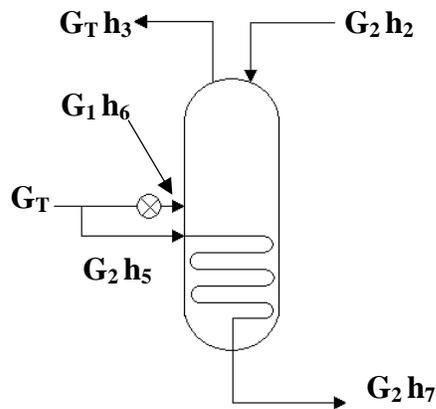
$$N_{iBP} = \frac{W_{BP}}{860} = \frac{25727.18 \text{ kcal/h}}{860}$$

$$N_{iBP} = 29.91 \text{ kW.}$$

5.3.2 CÁLCULO DE LA ZONA DE ALTA PRESIÓN.

1.- Gasto másico.

Para hacer los cálculos correspondientes a la zona de alta presión, es necesario conocer el gasto en el compresor de alta presión; es decir, el gasto total (G_T); y si se considera que este succiona del interenfriador, entonces es necesario hacer un balance de materia y energía en este equipo. El balance queda como sigue:



$$G_1 h_6 + G_2 h_5 + G_2 h_2 = G_T h_3 + G_2 h_7$$

Pero $G_T = G_1 + G_2$ y $G_1 = G_T - G_2$; entonces:

$$(G_T - G_2) h_6 + G_2 h_5 + G_2 h_2 = G_T h_3 + G_2 h_7$$

$$G_T h_6 - G_2 h_6 + G_2 h_5 + G_2 h_2 = G_T h_3 + G_2 h_7$$

$$G_2 h_5 + G_2 h_2 - G_2 h_6 - G_2 h_7 = G_T h_3 - G_T h_6$$

$$G_2 (h_5 + h_2 - h_6 - h_7) = G_T (h_3 - h_6)$$

Pero $h_5 = h_6$; entonces:

$$G_2 (h_2 - h_7) = G_T (h_3 - h_6)$$

Despejando se tiene:

$$G_T = \frac{G_2(h_2 - h_7)}{h_3 - h_6}$$

$$G_2 = G_{BP}$$

$$G_T = \frac{G_2(h_2 - h_7)}{h_3 - h_6} = \frac{(485.41 \text{ kg/h})(436 - 110) \text{ kcal/kg}}{(395 - 133) \text{ kcal/kg}}$$

$$G_T = G_{AP} = 603.99 \text{ kcal/kg.}$$

4.- Gasto volumétrico.

$$G_{V_{AP}} = (G_{AP})(V_{e3}) = (603.99 \text{ kg/h})(0.59 \text{ m}^3/\text{kg})$$

$$G_{V_{AP}} = 356.35 \text{ m}^3/\text{h.}$$

5.- Equivalente térmico de trabajo de compresión.

$$AW_{AP} = h_4 - h_3 = (455 - 395) \text{ kcal/kg}$$

$$AW_{AP} = 60 \text{ kcal/kg.}$$

6.- Trabajo de compresión.

$$W_{AP} = (G_{AP})(AW_{AP}) = (603.99 \text{ kg/h})(60 \text{ kcal/kg})$$

$$W_{AP} = 36239.64 \text{ kcal/h.}$$

7.- Potencia teórica aplicada al compresor.

$$Ni_{AP} = \frac{W_{AP}}{860} = \frac{36239.64 \text{ kcal/h}}{860}$$

$$Ni_{AT} = 42.13 \text{ kW.}$$

8.- Calor cedido en el condensador.

$$Q = Q_0 + W_{BP} + W_{AP} = (162615.2 + 25727.18 + 36239.64) \text{ kcal/h}$$

$$Q = 224582.02 \text{ kcal/h.}$$

5.3.3 CÁLCULO DE LA EFICIENCIA TERMODINÁMICA DEL SISTEMA DE COMPRESIÓN MÚLTIPLE DIRECTA.

9.- Eficiencia termodinámica según Carnot.

$$T_0 = -50^\circ\text{C} = 223.15 \text{ K.}$$

$$T = 27.7^\circ\text{C} = 300.85 \text{ K.}$$

$$\epsilon_c = \frac{T_{0BP}}{T_{AP} - T_{0BP}} = \frac{223.15 \text{ K}}{(300.85 - 223.15) \text{ K}}$$

$$\epsilon_c = 2.8719$$

10.- Eficiencia termodinámica del ciclo real.

$$\epsilon = \frac{Q_{0BT}}{W_{BT} - W_{AT}} = \frac{162615.2 \text{ Kcal/h}}{(25727.18 - 36239.64) \text{ Kcal/h}}$$

$$\epsilon = 2.6242$$

11.- Rendimiento termodinámico.

$$\mu = \frac{\epsilon}{\epsilon_c} = \frac{2.6242}{2.8719}$$

$$\mu = 0.9137.$$

Los datos obtenidos para el sistema de compresión múltiple directa se agruparon para facilitar su evaluación en la tabla 12 contando con los siguientes datos:

$$Q_0 = 162615.2 \text{ kcal/h.}$$

$$T_0 = -50^\circ\text{C.}$$

$$T = 27.7^\circ\text{C.}$$

Tabla 12 Condiciones de operación del sistema de compresión múltiple directa.

PARÁMETRO	BAJA PRESIÓN	ALTA PRESIÓN
q_0 (kcal/kg)	335	-----
q_v (kcal/m ³)	871	-----
G (kg/h)	485.41	603.99
Gv (m ³ /h)	1262.06	356.35
AW (kcal/kg)	53	60
W (kcal/h)	25727.18	36239.64
Ni (kW)	29.91	42.13
Q (kcal/h)	-----	224582.02
ε_c	2.8719	
ε	2.6242	
μ	0.9137	

5.3.4 COMPARACIÓN TERMODINÁMICA DEL SISTEMA EN CASCADA CON EL SISTEMA DE COMPRESIÓN MÚLTIPLE DIRECTA.

Para realizar la comparación termodinámica entre la instalación de compresión múltiple directa y la de cascada (compresión múltiple indirecta), se agruparon los datos en la tabla 13 la cual permite apreciar con mayor facilidad las diferencias termodinámicas entre estas dos instalaciones.

Se cuenta con los siguientes datos:

$$Q_0 = 162615.2 \text{ kcal/h.}$$

$$T_0 = -45^\circ\text{C.}$$

$$T = 30^\circ\text{C.}$$

Tabla 13 Condiciones de operación del sistema de compresión múltiple directa.

INSTALACIÓN	CASCADA		MÚLTIPLE DIRECTA	
	Sistema de CO ₂	Sistema de NH ₃	Zona baja presión.	Zona alta presión.
q ₀ (kcal/kg)	80.5	312	335	-----
q _v (kcal/m ³)	1341.66	134.16	871	-----
G (kg/h)	2020.06	618.32	485.41	603.99
Gv (m ³ /h)	121.20	265.87	1262.06	356.35
AW (kcal/kg)	15	48	53	60
W (kcal/h)	30300.96	29671.41	25727.18	36239.64
Ni (kW)	35.23	34.51	29.91	42.13
Q (kcal/h)	192916.16	222595.58	-----	224582.02
ε _c	2.8719		2.8719	
ε	2.7111		2.6242	
μ	0.9440		0.9137	

Del análisis de esta tabla, es destacable la diferencia existente entre q₀ del NH₃ y el CO₂ evaporando ambos a -50°C, siendo la del primero aproximadamente cuatro veces mayor a la del segundo; esto hace al NH₃ uno de los refrigerantes más importantes en la industria frigorífica. Sin embargo, aún con la importante diferencia antes mencionada y que se consiguen gastos máscicos menores en el sistema de compresión múltiple directa, el sistema en cascada tiene una mayor eficiencia termodinámica, lo cual se debe a los bajos valores de AW para el CO₂, esto compensa los bajos valores de q₀.

Por otro lado, es también significativa la diferencia existente de q_v entre el NH₃ y el CO₂, ambos evaporando a -50°C; de hecho el Ve del NH₃ a -50°C es de 2.6 m³/kg; más de cuarenta veces mayor al Ve del CO₂ a la misma temperatura, que es de 0.06 m³/kg. Esto tiene importantes consecuencias en las características del compresor de CO₂, pues este, tendrá que desplazar una cantidad menor de vapor, lo cual reduce las dimensiones de este equipo y con ello el costo por adquisición del mismo.

Del análisis anterior, queda claro que, las deficiencias termodinámicas (principalmente valores bajos de q₀ frente al NH₃ y otros refrigerantes comunes) del CO₂ como refrigerante, se ven compensadas por cualidades (principalmente los valores altos de q_v)

que, a final de cuentas son más importantes, al conseguir una eficiencia termodinámica y un rendimiento termodinámico mayores a la del sistema de compresión múltiple directa que trabaja con NH_3 como único refrigerante. Esto pone de manifiesto además, la limitante de estos sistemas para trabajar a muy bajas temperaturas de evaporación, pues son útiles bajo condiciones de temperatura de evaporación no menores a los -35°C .

Es notable que, una mayor eficiencia termodinámica con un sistema en cascada trabajando a -50°C , comparándolo con un sistema de compresión múltiple directa, no es el único beneficio que se obtiene de un sistema en cascada; además de esto, se tiene la ventaja de trabajar en el área producción de frío con un refrigerante no tóxico, no inflamable y que además es ecológico pues el CO_2 se rescata de procesos de combustión evitando que se libere en la atmósfera; lo cual, tiene como consecuencia que es barato pues no tiene que producirse como el NH_3 , cuya venta se encuentra monopolizada.

Un aspecto técnico importante además, es el hecho de requerir para este refrigerante, de equipos en general, de menores dimensiones y por consiguiente, de menores costos, aunado al hecho de que, con el CO_2 , se resuelve el problema de trabajar en condiciones de presiones muy bajas en la zona de producción de frío del sistema, pues se debe recordar que el CO_2 presenta altos niveles de presión.

Las características antes mencionadas hacen a los sistemas en cascada, sistemas de producción de frío competentes frente a los convencionales, considerando que en los últimos años el aspecto ecológico cobra fuerza; todo esto ha llevado a la fabricación de unidades condensadoras compactas de sistemas en cascada prediseñadas (ver figura 47) empleando NH_3 y CO_2 como refrigerantes, las cuales están disponibles también para altas capacidades (ver anexo 1). Estas unidades incluyen:

- Sistema de recirculación con dos bombas para CO_2 .
- Compresor de pistón para CO_2 .
- Separador de aceite.
- Intercambiador de calor intermedio (condensador de CO_2 y evaporador de NH_3).

- Compresor de pistón para NH_3 .
- Condensador enfriado por agua tipo casco y tubo para amoniaco.
- Válvulas y controles para ambos refrigerantes ⁽³⁶⁾.

Sin embargo, es posible diseñar sistemas en cascada en los que se seleccionen cada uno de los equipos por separado y que permitan ajustarse de manera más exacta a necesidades específicas. En este punto es necesario indicar que, el diseño de una instalación no busca solamente la eficiencia termodinámica, sino que existe una serie de cualidades que deben buscarse también como lo son seguridad, economía, practicidad, versatilidad, funcionalidad, etcétera.

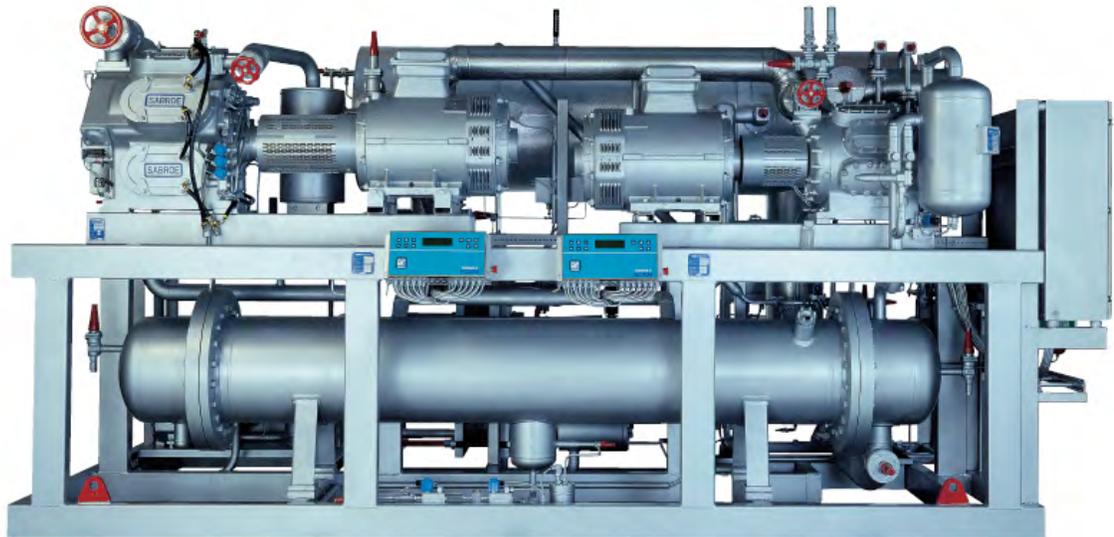


Figura 47. Unidad congeladora en cascada NH_3/CO_2 (York International Corporation, 1998).

Todo lo anterior pone de manifiesto como mejor alternativa a un sistema en cascada NH_3/CO_2 para instalaciones que requieran una temperatura de evaporación de -50°C , utilizando al NH_3 como refrigerante primario y al CO_2 como secundario, incluso en el caso de que una instalación de este tipo consiga una eficiencia termodinámica igual a la presentada por un sistema de compresión múltiple directa.

Un aspecto siempre importante es el costo de adquisición de una instalación; en este sentido, la empresa York International Corporation presenta datos interesantes acerca del costo de instalaciones que constan de diferentes diseños y trabajan con diferentes refrigerantes, pero trabajando bajo las mismas condiciones. En la figura 48 se aprecian dichos resultados que ponen de manifiesto el bajo costo de la instalación en cascada al compararla con instalaciones de compresión simple y compresión múltiple que trabajan con NH₃ y R-22 como refrigerantes. Representa el costo relativo al costo de la instalación en cascada.

Esto añade una ventaja más a los sistemas en cascada pues, como se ha mencionado antes, el criterio económico suele ser más importante aún que los criterios termodinámicos y técnicos, y se aprecia que los sistemas en cascada son económicamente competitivos.

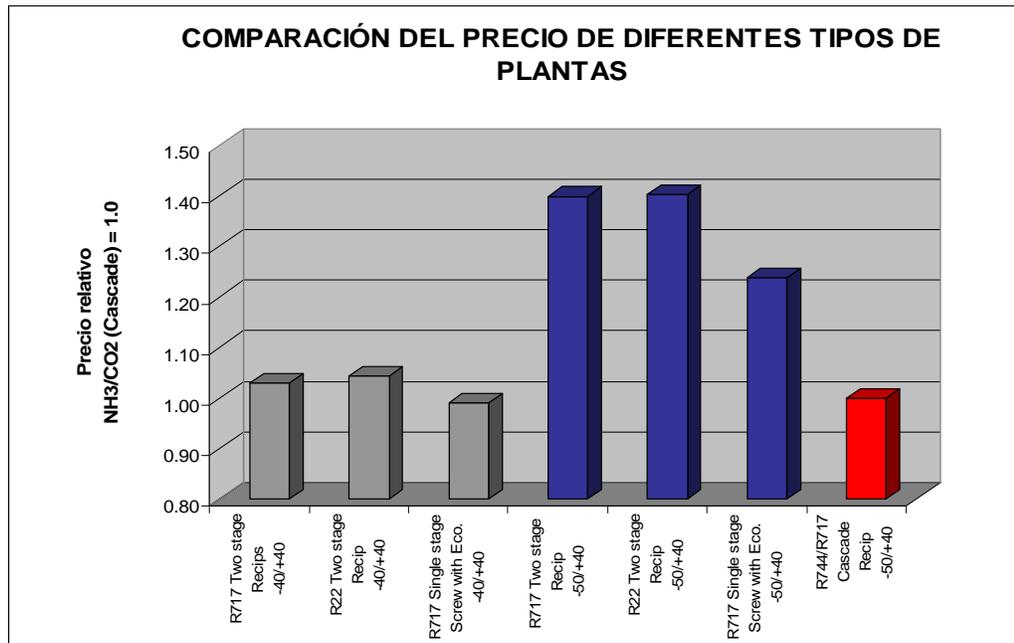


Figura 48. Comparación del precio de diferentes tipos de plantas (York International Corporation, 1998).

5.4 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS PARA EL MEJORAMIENTO DE LA EFICIENCIA TERMODINÁMICA DEL SISTEMA EN CASCADA.

Como puede observarse en la tabla 12 (página 115), el AW que presenta el CO₂ es notablemente inferior al que presenta el NH₃ para RC muy similares. Esto se debe a que no existe un gran aumento en la entalpía del CO₂ durante la compresión isoentrópica (ver figura 5 de la página 13). Por otro lado, AW está directamente relacionado con W y este a su vez con ϵ ; entonces es posible predecir que, si se incrementa la RC para el ciclo de CO₂ y se disminuye la RC del ciclo de NH₃, se obtendrá una mayor eficiencia del sistema en cascada, pues se logrará una disminución del trabajo de compresión para el ciclo de NH₃ sin que se produzca un aumento significativo en el trabajo de compresión del ciclo de CO₂. Esto se explica al comparar el valor del exponencial adiabático que es mayor para el NH₃ que para el CO₂, lo que implica que el primero se recalienta más fácilmente.

Para contrastar la hipótesis anterior, es necesario calcular la eficiencia de sistemas en cascada en los que RC no sea igual para ambos ciclos; es decir, sistemas en cascada en los que se cumpla la condición: $RC_{CO_2} > RC_{NH_3}$. Para este propósito se empleó la misma metodología aplicada en las secciones 4.2 y 4.3 de éste capítulo, variando T_{CO_2} y T_{NH_3} y manteniendo constantes T_{0CO_2} y T_{0NH_3} , pero siempre manteniendo un ΔT de 5°C. Los resultados se muestran en la tabla 14 contando con los siguientes datos:

$$\begin{aligned} T_{0CO_2} &= -50^\circ\text{C}, \\ T_{0NH_3} &= 27.7^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

En esta, es posible observar que la máxima eficiencia se logra con CO₂ condensando a -4°C y NH₃ evaporando a -9°C (renglón sombreado en color amarillo claro). Si se disminuye más la T_{CO_2} y se aumenta T_{0NH_3} , la disminución en el trabajo de compresión del ciclo de NH₃ ya no compensa el aumento en el trabajo del ciclo de CO₂.

Tabla 14 Eficiencia termodinámica de instalación en cascada a diferentes condiciones de operación.

T_{CO_2} (°C)	T_{NH_3} (°C)	AW_{CO_2} (kcal/kg)	AW_{NH_3} (kcal/kg)	RC_{CO_2}	RC_{NH_3}	ϵ_c	ϵ	μ
-8	-13	15	48	4.10	4.19	2.87	2.7111	0.9440
-7	-12	15.2	47	4.22	4.03	2.87	2.7159	0.9456
-6	-11	15.5	45.3	4.34	3.89	2.87	2.7291	0.9502
-5	-10	15.8	44	4.46	3.63	2.87	2.7317	0.9511
-4	-9	15.9	43	4.58	3.51	2.87	2.7480	0.9568
-3	-8	16.4	41.3	4.71	3.40	2.87	2.7414	0.9545
-2	-7	16.7	40.5	4.82	3.30	2.87	2.7305	0.9507

Es importante observar como AW_{CO_2} tiene un muy pequeño aumento a medida que se incrementa RC_{CO_2} (al aumentar T_{CO_2}), a diferencia de la gran disminución en el AW_{NH_3} a medida que disminuye RC_{NH_3} (al aumentar T_{NH_3}). Es precisamente esta condición la que permite incrementar la eficiencia del sistema en cascada si tiene una cierta condición en la que $RC_{CO_2} > RC_{NH_3}$. Con este incremento en la eficiencia termodinámica, es posible aventajar de manera importante al sistema en cascada sobre el sistema de compresión múltiple directa. Esto se puede apreciar en la tabla 15

Tabla 15 Eficiencia termodinámica de sistemas de compresión múltiple.

SISTEMA	ϵ_c	ϵ	μ
Comp. Múltiple directa con NH_3 (27.7/-50)	2.8719	2.6242	0.9137
Cascada: NH_3 (27.7/-13) / CO_2 (-8/-50)	2.8719	2.7111	0.9440
Cascada: NH_3 (27.7/-9) / CO_2 (-4/-50)	2.8719	2.7480	0.9568

El renglón sombreado en color amarillo claro resalta las condiciones de operación en las que se obtiene la máxima eficiencia para un sistema en cascada que trabaja en las condiciones indicadas. Por lo tanto, las condiciones óptimas de operación para un

sistema en cascada cuya T_0 es de -50°C , T de 27.7°C , y que trabaja con NH_3 como refrigerante de alta temperatura y CO_2 como refrigerante de baja temperatura, son:

Zona de baja temperatura:	Zona de alta temperatura:
$T_{0\text{CO}_2} = -50^\circ\text{C}$.	$T_{0\text{NH}_3} = -9^\circ\text{C}$.
$P_{0\text{CO}_2} = 6.95 \text{ kg/cm}^2$.	$P_{0\text{NH}_3} = 3.1 \text{ kg/cm}^2$.
$T_{\text{CO}_2} = -4^\circ\text{C}$.	$T_{\text{NH}_3} = 27.7^\circ\text{C}$.
$P_{\text{CO}_2} = 31.92 \text{ kg/cm}^2$.	$P_{\text{NH}_3} = 10.9 \text{ kg/cm}^2$.
$\text{RC}_{\text{CO}_2} = 4.58$.	$\text{RC}_{\text{NH}_3} = 3.51$.

Es importante aclarar que el diseño de la instalación en cascada presentado en el capítulo III no cambia, pues la modificación en las condiciones de operación de la instalación, no son tan drásticas como para cambiar alguno de los criterios empleados en el diseño de la instalación; incluso, en el caso de la RC, esta aumenta para el CO_2 , pero sin que salga del límite de operación del compresor de pistón. Para respaldar esto, la figura 49 muestra que existen compresores de CO_2 que se fabrican para trabajar bajo las condiciones de operación determinadas; es decir, succionando a una presión correspondiente a -50°C y descargando a una presión correspondiente a -4°C .

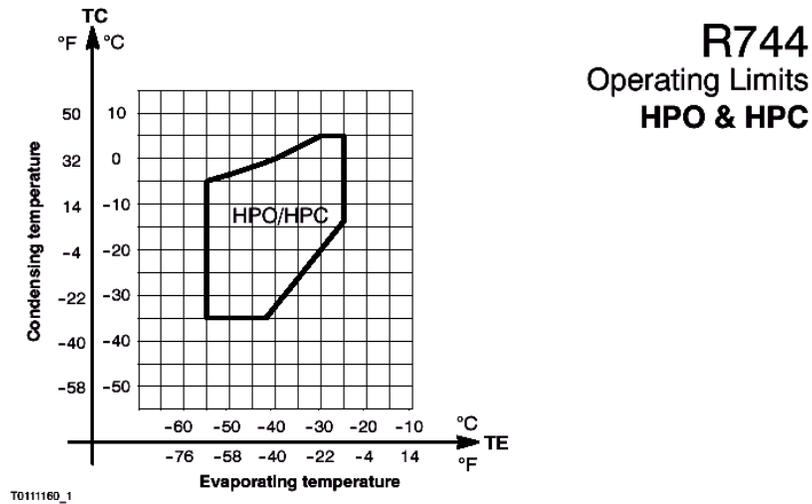


Figura 49 Límites de operación de compresores de pistón para CO_2 (York International Corporation, 1998).

CONCLUSIONES.

- El CO₂ representa una buena opción para su utilización como refrigerante debido a que posee propiedades termodinámicas favorables, tales como sus valores bajos de V_e y sus altos valores de q_v ; sin embargo, principalmente su bajo valor de T_c y sus altos niveles de presión, lo limitan a su utilización como refrigerante de baja temperatura en sistemas de producción de frío en cascada, donde dicha “desventaja” de los altos valores de presión, se convierte en una ventaja, pues soluciona el problema de las bajas presiones (o presiones negativas) en las zonas de producción de frío.
- El empleo del CO₂ como refrigerante, permite dar solución a problemas presentados por refrigerantes convencionales, pues su emisión no representa un problema ecológico; además, su obtención no es por fabricación, sino por recuperación de otros procesos, lo que tiene como consecuencia su bajo costo (aproximadamente tres veces más barato que otros refrigerantes secundarios), su venta no está controlada por monopolios y no aporta un aumento en el volumen total de CO₂ en la atmósfera. Por otro lado, no es tóxico ni explosivo, por lo que contribuye a la seguridad de los sistemas de producción de frío industriales.
- En el diseño de sistemas en cascada que empleen CO₂ como refrigerante, es necesario tener en cuenta que se requiere para este refrigerante, de equipos y accesorios especiales, que sean capaces de soportar las altas presiones a las que trabaja. Sin embargo, actualmente ya existe en el mercado tecnología disponible para esto y se sigue desarrollando en respuesta a la creciente demanda del CO₂ como refrigerante en la industria y en refrigeración comercial.
- Cuando se diseña una instalación en cascada, es necesario atender a consideraciones especiales. El material de construcción del ICI debe ser compatible para ambos refrigerantes; además, este equipo debe soportar la diferencia de presiones provocada por los niveles de presión de cada refrigerante. La determinación de sus condiciones de operación (condiciones intermedias) merecen un análisis diferente al que se hace para un sistema de compresión

múltiple directa, considerando el ΔT que debe existir para que se lleve a cabo el intercambio de calor que da lugar a la evaporación de un refrigerante y la condensación del otro. Además, es conveniente emplear el conocimiento de las propiedades de los refrigerantes para conseguir una mayor eficiencia termodinámica.

- Para mejorar la eficiencia termodinámica de un sistema en cascada CO_2/NH_3 , es conveniente analizar la relación de compresión de ambos refrigerantes y su influencia sobre dicha eficiencia, pues de este análisis resulta que el tener $\text{RC}_{\text{CO}_2} > \text{RC}_{\text{NH}_3}$ incrementará la eficiencia termodinámica del sistema dentro de un cierto rango, el cual depende de las condiciones de operación del sistema.
- En general, los sistemas en cascada representan una solución en varios sentidos cuando se desea obtener muy bajas temperaturas (aproximadamente a temperaturas inferiores a -40°C), ya sea en el sentido de la eficiencia termodinámica, del aspecto económico, de seguridad en la planta y niveles de presión a la temperatura de evaporación del refrigerante; por ello, este tipo de sistemas, principalmente del tipo CO_2/NH_3 , han tenido una creciente demanda en Europa en los últimos años y actualmente se encuentran operando en industrias y supermercados en diferentes países del mundo.
- El objetivo de este trabajo no involucra el establecer el límite práctico de operación entre los sistemas en cascada y los de compresión múltiple directa que operan con NH_3 como único refrigerante, por lo que se recomienda, que en un trabajo posterior, se contemple el análisis de dicho límite, que permita establecer con mayor precisión bajo que condiciones de operación resulta conveniente una instalación de compresión múltiple como directa o en cascada.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

1. A.Blasquez E. Refrigeración industrial. 2001. Equipo, Válvulas y Controles. México.
2. Adriansyah, W. 2004. Combined air conditioning and tap water heating plant using CO₂ as a refrigerant. *Energy and Buildings*. 36:690-695.
3. Alarcón, J. 1998. “Tratado práctico de refrigeración automática”. Marcombo Boixareu Editores. España, pp 436.
4. Alarcón, M. 2005. El sistema de recirculación de líquido por presión de gas, desde un análisis en sus aplicaciones prácticas en la industria frigorífica. 2005 Ammonia Refrigeration Conference & Exhibition Fairmont Acapulco Princess. *IAR*.
5. Atkins, P. 1991. “Fisicoquímica”. Editorial Addison-Wesley Iberoamericana. Estados Unidos, pp 1001.
6. Bonauguri, E. 1981. “Técnica del Freddo”. Ed. Hoepli. Italia. pp 345.
7. Burghardt, D. 1982. “Ingeniería termodinámica”. Harla. España. pp 558.
8. Castellan, G. 1987. “Fisicoquímica”. Addison-Wesley Longman de México. México, pp 1057.
9. Christensen, O. 2006. System Design for Industrial Ammonia/CO₂ Cascade Installations. 2006 Ammonia Refrigeration Conference & Exhibition Reno Nevada. *IAR*.
10. Conan, J. 1990. “Refrigeración industrial”. Paraninfo. España. pp 470.
11. Danfoss, DIRcalc 1.14. 2006. Programa de cálculo.
12. Danfoss Industries, 2003. “CO₂, Refrigerant for industrial refrigeration”. NPV, presentación México.
13. Danfoss Industries, 2006. “Controles automáticos para sistemas de refrigeración industrial”. Manual de aplicación. México, pp 102.
14. Dossat, R. 1961. “Principios de refrigeración”. Compañía Editorial Continental. México, pp 594.
15. Elonka, S. 1988. “Refrigeración y acondicionamiento de aire: preguntas y respuestas”. Mc Graw Hill. México, pp 423.
16. Host, M. 1973. “Vedemecum del frigorista”. Acribia. España, pp 454.

17. Instituto Nacional del Frío, 2000. "El amoníaco como refrigerante". AMV Ediciones España. pp 169.
18. Kim, S. y Kim, M. 2001. Experiment and simulation on the performance of an autocascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration*. 25:1093-1101.
19. Kruse, H. y Suß, J, 1998. Efficiency of the indicated process of CO₂-compressors. *International Journal of Refrigeration*. 21(3):194-201.
20. Marsh, W. 1993. "Principios de refrigeración". Editorial Diana. México, pp 572.
21. Moreno, J. 1994. "Revisión de criterios empleados en el diseño de instalaciones frigoríficas", UNAM, tesis, FES-Cuautitlán, México.
22. Mozurkewich, G; Greenfield, M; Schneider, W; Zietlow, D. y Meyer, J. 2001. Simulated performance and cofluid dependence of a CO₂-cofluid refrigeration cycle with wet compression. *International Journal of Refrigeration*. 25:1123-1136.
23. Palau, E. 1992. "Instalaciones frigoríficas para la industria enológica". Servicio de Publicaciones Universidad Politécnica de Valencia. España. pp 137.
24. Pearson, A. 2006. Defrost Options For Carbon Dioxide Systems. 2006 Ammonia Refrigeration Conference & Exhibition Reno Nevada. IAR.
25. Pettersen, J; Kim, H. y Bullard, C. 2003. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science*. 30:119-174.
26. Pinazo, J. 1995. "Cálculos en instalaciones frigoríficas", Servicio de Publicaciones Universidad Politécnica de Valencia. España. pp 438.
27. Quintanar, M. 2006. Los sistemas amoníaco-CO₂, desde un análisis termodinámico y sus aplicaciones en refrigeración industrial. 2006 Ammonia Refrigeration Conference & Exhibition Reno Nevada. IAR.
28. Ramírez, J. 1994. "Refrigeración". Ediciones CEAC. España. pp 411.
29. Rapin, R. 1979. "Instalaciones frigoríficas". Tomo 2. Marcombo Boixareu Editores. España. pp 598.
30. Roselló, F. 1983. "Energía y máquinas térmicas". Limusa. México. pp 462.
31. Sánchez, M. 1998. "Ingeniería de las Instalaciones Térmicas Agroindustriales". Servicio de Publicaciones Universidad de Córdoba. España. pp 565.
32. Sánchez, M. 2001. "Ingeniería del frío: teoría y práctica". AMV Ediciones. España, pp 507.

33. Schmitz, G. y Pfafferott, T. 2002. Modelling and transient simulation of CO₂-refrigeration systems with Modelica. *International Journal of Refrigeration*. 27:42-52
34. Torrella, E. 1996. “La producción de frío”. Servicio de Publicaciones Universidad Politécnica de Valencia. España. pp 376.
35. Wark, K. 1991. Termodinámica”. Mc Graw Hill. México, pp 923.
36. York International Corporation. 1998. “The basics of the carbon dioxide”. Manufacturers of DeMarkus & Reco CO₂ Recovery Systems. Estados Unidos, pp 5.

ANEXO 1 Unidades congeladoras en cascada NH₃/CO₂ (York International Corporation, 1998).

Technical data									
Model	Capacity ¹⁾ -50 C [kW]	Power consumption ²⁾ -50 C [kW]	CO ₂ side Compressor / Motor	CO ₂ Pump- separator ³⁾ Type / Vol [L]	CO ₂ Pumps ⁴⁾	CO ₂ / NH ₃ Cascade cooler ⁵⁾	NH ₃ side Compressor / Motor	NH ₃ Conden- ser water flow [m ³ /h] ⁶⁾	Approx. Dimensions L x W x H [mm]
CAFP 080	82	64	HPO 24 / 37 kW	PSH 0525 / 490	2 x 3 kW	CASC 4020B2	SMC 104S / 37 kW	25	4400 x 2000 x 2000
CAFP 120	123	96	HPO 26 / 55 kW	PSH 0525 / 490	2 x 3 kW	CASC 4030A2	SMC 106S / 55 kW	37	4500 x 2000 x 2000
CAFP 160	164	128	HPO 28 / 75 kW	PSH 0625 / 760	2 x 3 kW	CASC 4030B2	SMC 108S / 75 kW	50	4600 x 2000 x 2100
CAFP 200	200	152	HPC 104S / 90 kW	PSH 0625 / 760	2 x 3 kW	CASC 5030A2	SMC 106E / 90 kW	60	4700 x 2000 x 2100
CAFP 300	300	228	HPC 106S / 132 kW	PSH 0825 / 1340	2 x 4.5 kW	CASC 5030B2	SMC 112L / 160 kW	90	5300 x 2200 x 2200
CAFP 400	400	304	HPC 108S / 200 kW	PSH 0825 / 1340	2 x 4.5 kW	CASC 6030B2	SMC 112E / 200 kW	120	5500 x 2200 x 2300
1): Capacity is based on 50Hz and -50C evaporation temperature in CO ₂ pump separator. Furthermore 25C / 30C cooling water to / from condenser.									
2): Power consumption is compressors only.									
3): Size based on sufficient separation when half filled with liquid.									
4): One pump is stand by. Size based on liquid circulation rate 3 and a liquid head of 25 m.									
5): Based on -5C CO ₂ condensing temperature and -10C NH ₃ evaporating temperature.									
6): Based on 25C inlet water temperature and 30C outlet water temperature.									

ANEXO 2 Diagrama Presión - Entalpía para el amoníaco NH₃ (Bonauguri, 1981).

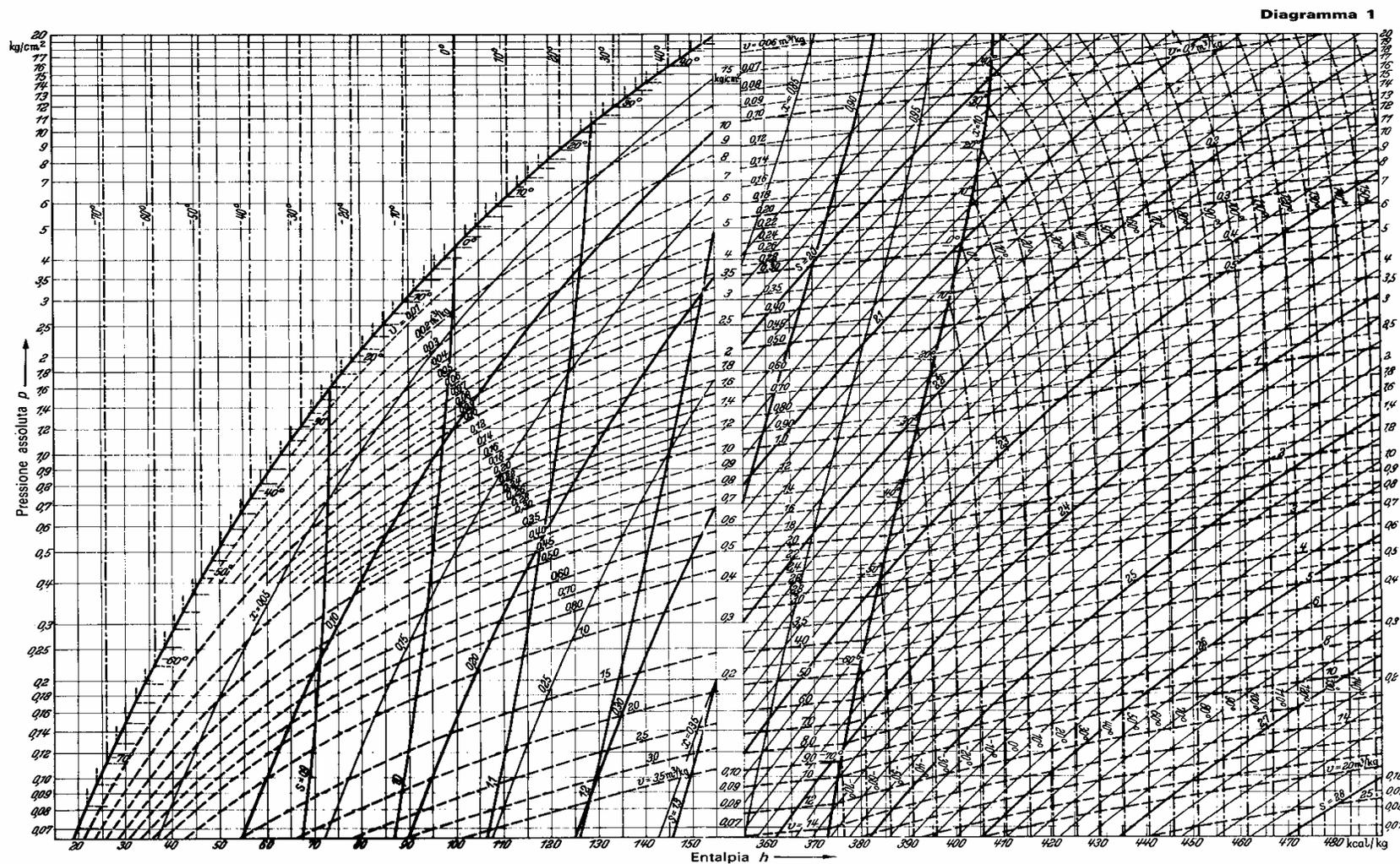


Diagramma di Mollier, log p - entalpia h per ammoniaca (NH₃)
 A 0 °C si è posto h_{liq} = 100 kcal/kg e s_{liq} = 1 kcal/kg °C