

**ANÁLISIS OPERATIVO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DEL  
FRIGORÍFICO METROPOLITANO**

**JAIME GIOVANNY BUITRAGO ARENAS**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2012**

**ANÁLISIS OPEATIVO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DEL FRIGORÍFICO  
METROPOLITANO**

**JAIME GIOVANNY BUITRAGO ARENAS**

**Trabajo de Grado para optar al título de  
INGENIERO MECÁNICO**

**Director**

**OMAR A. GELVEZ AROCHA**

**Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTA DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÀNICA  
BUCARAMANGA**

**2012**

## **DEDICATORIA**

*A mis padres por su infinito amor y apoyo en todo momento.*

*A mis hermanos por acompañarme y enseñarme con su ejemplo.*

*A mi tío Eduardo y la familia Arenas por permitirme emprender este largo y  
maravilloso viaje.*

*A mi novia Melisa por ser mi más hermosa bendición.*

**Giovanny Buitrago Arenas**

## **AGRADECIMIENTOS**

Al ingeniero Omar armando Gelvez Arocha, Director de este proyecto de grado, por su colaboración incondicional y su significativo aporte académico y profesional durante mi carrera universitaria.

Al señor gerente Reynaldo Herrera, al Ingeniero Luis Sepulveda y al personal técnico del Frigorífico Metropolitano de Bucaramanga por su colaboración y confianza durante la realización de este trabajo.

A mis familiares y amigos por acompañarme en todo momento, confiar en mí y motivarme a mejorar como persona y profesional.

## CONTENIDO

	<b>Pág.</b>
INTRODUCCIÓN	19
1. GENERALIDADES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DEL FRIGORÍFICO METROPOLITANO	20
1.1 REFRIGERACIÓN A BAJAS TEMPERATURAS	25
1.1.1 Proceso de expansión del refrigerante	26
1.1.1.1 Formación de flash-gas	26
1.1.2 Métodos para conservar un alto efecto refrigerante en evaporadores de baja temperatura	29
1.1.3 Remoción de flash-gas en sistemas con compresor de tornillo	35
1.2 FORMACIÓN DE ESCARCHA EN LOS EVAPORADORES	39
1.2.1 Sistemas de suministro a los Evaporadores.	40
1.2.1.1 Expansión directa	40
1.2.1.2 Evaporadores inundados	41
1.2.1.3 Líquido recirculado	43
1.2.2 Métodos de desescarche	44
2. DESCRIPCIÓN DEL FRIGORÍFICO METROPOLITANO	46
2.1 SUBSISTEMA DE COMPRESIÓN	48
2.1.1 Compresores	48
2.1.1.1 Descripción física de los compresores	48
2.1.1.2 Descripción del proceso interno de compresión	50
2.1.1.3 Características de diseño de los compresores.	52
2.1.1.4 Puerto de succión lateral en los compresores (Economizador)	57
2.1.2 Sistema de refrigeración de aceite de los compresores	58
2.1.3 Sistema motriz del compresor	60
2.1.4 Sistema de control del compresor	61
2.2 SUBSISTEMA ECONOMIZADOR	65
2.2.1 Tanque economizador	65

2.2.1.1. Descripción física y técnica del tanque economizador	65
2.2.1.2 Principio de funcionamiento del tanque economizador	66
2.3 SUBSISTEMA DE EVAPORACIÓN	67
2.3.1 Evaporadores	67
2.3.1.1 Descripción física de los evaporadores	67
2.3.1.2 Principio de funcionamiento de los evaporadores.	71
2.3.2 Unidad recirculadora.	72
2.3.2.1 Tanque de separación vertical	72
2.3.2.2 Bombas de amoníaco	73
2.3.2.3 Funcionamiento de la unidad recirculadora	75
2.3.2.4 Ventajas al usar unidad recirculadora	76
2.3.2.5 Ventajas y Desventajas de los evaporadores inundados	77
2.3.3 Sistema de desescarche por gas caliente	78
2.4 SUBSISTEMA DE CONDENSACIÓN	82
2.4.1 Condensador Evaporativo	82
2.4.1.1 Descripción física y técnica del condensador evaporativo	82
2.4.1.2 Principio de funcionamiento del condensador evaporativo	84
2.4.1.3 Ventajas del uso de un condensador evaporativo	86
2.5 SUBSISTEMA DE ALMACENAMIENTO	86
2.5.1 Tanque receptor de alta presión	86
2.5.1.1 Descripción física y técnica del tanque receptor de alta presión	86
2.5.1.2 Líneas del tanque receptor de alta presión.	89
2.6 ACCESORIOS DE LA INSTALACIÓN	90
2.6.1 Válvulas de cierre	91
2.6.1 Válvula de regulación manual	94
2.6.2 Válvula reguladora de presión	96
2.6.3 Válvulas solenoides	101
2.6.4 Válvulas de seguridad	106
2.6.4 Válvulas de retención pilotada	108
2.6.5 Flotador de nivel	110

2.6.6 Tuberías	111
2.7 SUBSISTEMA DE CONTROL	114
2.7.1 Control de la instalación	114
2.7.1.1 Control en el compresor	114
2.7.1.2 Control en el tanque economizador y de recirculado	118
2.7.1.3 Control de los ventiladores del condensador evaporativo	118
2.7.1.4 Control de los evaporadores	121
2.8 ESPACIOS REFRIGERADOS	127
3. ANÁLISIS OPERACIONAL DEL FRIGORÍFICO METROPOLITANO	133
3.1 CÁLCULO DE LA CARGA DE REFRIGERACIÓN	133
3.1.1 Carga térmica por transmisión de calor por suelo, techo y paredes	134
3.1.1.1 Volumen y superficie de transmisión de los espacios refrigerados	135
3.1.1.2 Temperatura máxima exterior	136
3.1.1.3 Temperaturas interiores de operación	137
3.1.1.4 Coeficiente global de transmisión de calor	137
3.1.2 Carga térmica por servicios (luces, personal, máquinas, etc)	139
3.1.2.1 Carga térmica suministrada por la iluminación	139
3.1.2.2 Carga térmica aportada por personal de trabajo	140
3.1.2.3 Carga suministrada por trabajo de máquinas	141
3.1.3 Carga térmica por infiltraciones	142
3.1.4 Carga térmica por enfriamiento de género	143
3.1.5 Carga térmica por la operación de los ventiladores	146
3.2 POTENCIA FRIGORÍFICA NECESARIA	146
3.3 ANÁLISIS DE LA CAPACIDAD TÉRMICA DEL SISTEMA	147
3.3.1 Puntos termodinámicos del ciclo de refrigeración	148
3.3.2 Diagrama P-h del ciclo de refrigeración del frigorífico	155
3.3.3 Cálculo del flujo de refrigerante	155
3.3.4 Análisis de la capacidad de operación y capacidad máxima de los evaporadores	160
3.3.5 Análisis de la capacidad frigorífica de los compresores	161

3.3.5.1 Volumen de aspiración de los compresores	161
3.3.5.2 Cálculo de la capacidad frigorífica de los compresores	162
3.3.6 Análisis de la capacidad de rechazo de calor del condensador evaporativo	164
3.3.7 Cálculo de las pérdidas en tuberías	165
4. ANÁLISIS AMBIENTAL	168
4.1 REFRIGERANTE UTILIZADO	168
CONCLUSIONES	176
RECOMENDACIONES	179
BIBLIOGRAFIA	180
ANEXOS	181

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
Figura 1. Sistema de compresión mecánica de vapor	24
Figura 2. Expansión de líquido saturado en una etapa	27
Figura 3. Expansión en dos etapas y con separación de líquido y vapor	28
Figura 4. Configuración para remover flash-gas en forma directa	29
Figura 5. Configuración para remover flash-gas subenfriando líquido	30
Figura 6. Comparativo entre los métodos de remoción de flash-gas	31
Figura 7. Diagrama p-h del ciclo hipotético analizado	33
Figura 8. Porcentaje de ahorro al remover flash-gas para varios refrigerantes	35
Figura 9. Compresión de refrigerante en un equipo tipo tornillo	36
Figura 10. Sistema economizador	37
Figura 11. Comparación del COP entre un sistema economizador y un sistema de dos etapas, utilizando amoníaco y equipado con un tanque de flash.	37
Figura 12. Capacidad de refrigeración y potencia de compresión en un sistema de amoníaco operando con economizador	39
Figura 13. Expansión directa	40
Figura 14. Evaporador inundado de refrigerante	42
Figura 15. Configuración de un sistema recirculado	44
Figura 16. Esquema del sistema de refrigeración del Frigorífico Metropolitano de Bucaramanga	47
Figura 17. Compresores Vilter VSS	49
Figura 18. Corte sección de compresión	51
Figura 19. Flujo de refrigerante a través del compresor	52
Figura 20. Esquema diseño y operación de los compresores Vilter monotornillo	55
Figura 21. Esquema de operación de las válvulas deslizantes	56
Figura 22. Puerto de succión lateral	57
Figura 23. Sistema de enfriamiento de aceite por termosifón	59
Figura 24. Tanque termosifón	60
Figura 25. Principio de circulación en un intercambiador AlfaNova	60

Figura 26. Diagrama de control del compresor vilter	64
Figura 27. Pantalla táctil del microcontrolador vission	64
Figura 28. Tanque Economizador	65
Figura 29. Evaporador aleteado	68
Figura 30. Evaporador en cámara de conservación	69
Figura 31. Evaporador en cuarto de congelamiento	70
Figura 32. Recirculación en evaporadores inundados	71
Figura 33. Tanque de separación	73
Figura 34. Bombas de amoníaco	74
Figura 35. Circuito de alimentación a los evaporadores del sistema	76
Figura 36. Circuito de alimentación a los evaporadores	81
Figura 37. Condensador Evaporativo VCA	82
Figura 38. Estructura del Condensador evaporativo B.A.C serie VCA	83
Figura 39. Descripción del funcionamiento del condensador evaporativo	85
Figura 40. Tanque receptor de alta presión	87
Figura 41. Esquema del receptor de alta presión	88
Figura 42. Válvula de cierre tipo ángulo	92
Figura 43. Válvula de cierre tipo globo	93
Figura 44. Válvula de expansión manual tipo globo RS200C	95
Figura 45. Ubicación de la válvula HA4AOS dentro del circuito	97
Figura 46. Corte de la válvula HA4AOS	98
Figura 47. Válvula HA4AOS con piloto MS	100
Figura 48. Válvula solenoide HS6	102
Figura 49. Válvula solenoide HS7	103
Figura 50. Válvula HS4D	104
Figura 51. Etapas de operación de la válvula HS4D	106
Figura 52. Válvula de seguridad	107
Figura 53. Disposición de válvula de seguridad doble H8021	108
Figura 54. Válvula de retención HCK2	109
Figura 55. Flotador de nivel HLL	110

Figura 56. Microcontrolador vision	115
Figura 57. Diagrama de flujo para la operación del compresor vilter	117
Figura 58. Conexión entre los flotadores de nivel y la válvula de suministro (HS4D) al tanque economizador	118
Figura 59. Controlador PCT-400Ri plus	120
Figura 60. Esquema de conexión del controlador PCT-400 Ri plus	121
Figura 61. Controlador TC-900Ri clock	123
Figura 62. Esquema de conexión controlador TC-900 Ri clock	124
Figura 63. Distribución física de los espacios refrigerados	127
Figura 64. Interior de la cámara de conservación	129
Figura 65. Entradas a los cuartos de congelación	130
Figura 66. Configuración de los paneles de aislamiento	132
Figura 67. Cargas térmicas del frigorífico metropolitano	134
Figura 68. Enfriamiento del producto	145
Figura 69. Circuito simplificado del sistema de refrigeración	151
Figura 70. Diagrama P-h del circuito de refrigeración	157
Figura 71. Flujos másicos en la unidad recirculadora	158
Figura 72. Flujos másicos en el tanque economizador	159
Figura 73. Ciclo frigorífico de análisis de refrigerantes	173

## LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Especificaciones del compresor	50
Tabla 2. Especificaciones del tanque economizador	66
Tabla 3. Comparación de las especificaciones de los Evaporadores	69
Tabla 4. Especificaciones del tanque separador	73
Tabla 5. Especificaciones de las Bombas de amoníaco	74
Tabla 6. Secuencia horaria de desescarche en los evaporadores de conservación	78
Tabla 7. Especificaciones del condensador evaporativo	84
Tabla 8. Especificaciones del Receptor de alta presión	88
Tabla 9. Válvulas de cierre	91
Tabla 10. Descripción de tuberías	113
Tabla 11. Setpoints controlador del condensador evaporativo	119
Tabla 12. Setpoitns controladores de conservación	122
Tabla 13. Entradas digitales de control	125
Tabla 14. Salidas digitales de control	126
Tabla 15. Condiciones internas en los espacios refrigerados	128
Tabla 16. Dimensiones de los espacios refrigerados	135
Tabla 17. Condiciones de operación de los espacios frigoríficos	137
Tabla 18. Cálculo de la carga térmica por transmisión de calor	139
Tabla 19. Cálculo de la carga térmica por luces	140
Tabla 20. Cálculo de la carga térmica por personal de trabajo	140
Tabla 21. Cálculo de la carga térmica por motores	141
Tabla 22. Sumatoria de las cargas térmicas por servicios	142
Tabla 23. Cálculo de la carga térmica por infiltraciones de aire	143
Tabla 24. Cálculo de la carga térmica por enfriamiento de género	145
Tabla 25. Cálculo de la carga térmica por la operación de los ventiladores	146
Tabla 26. Resumen Cargas térmicas y potencia frigorífica	147
Tabla 27. Puntos termodinámicos del sistema	149

Tabla 28. Toma de datos en los puntos con disposición de manómetros y/o termómetros (compresor 1)	153
Tabla 29. Toma de datos en los puntos con disposición de manómetros y/o termómetros (compresor2)	154
Tabla 30. Flujos de masa	156
Tabla 31. Flujos de masa en el tanque recirculador	158
Tabla 32. Flujos de masa en el tanque economizador	159
Tabla 33. Capacidad máxima de extracción de calor	160
Tabla 34. Comparación de las capacidades frigoríficas en los evaporadores	161
Tabla 35. Cálculo del volumen de aspiración de los compresores	162
Tabla 36. Distribución del volumen aspirado en los compresores	162
Tabla 37. Capacidades frigoríficas para los compresores	164
Tabla 38. Capacidades de rechazo de calor del condensador evaporativo	165
Tabla 39. Pérdidas en tuberías del sistema	167
Tabla 41. Propiedades del refrigerante R717	170
Tabla 41. Coeficientes ODP y GWP para varios refrigerantes	171
Tabla 42. Comparación entre refrigerantes	173

## LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. PROPIEDADES TERMODINÁMICAS REFRIGERANTE R717 (AMONÍACO)	182
ANEXO B. DIAGRAMA DE MOLIERE PARA EL REFRIGERANTE R717 (AMONÍACO)	183
ANEXO C. DATOS CLIMATOLÓGICOS DE LAS ESTACIONES DE SANTANDER-COLOMBIA	184
ANEXO D. CARTA PSICROMETRICA	185
ANEXO E. DATOS TÉCNICOS DEL COMPRESOR VILTER	186
ANEXO F. DATOS TÉCNICOS DE LOS EVAPORADORES KRACK	188
ANEXO G. CURVAS DE DESEMPEÑO DE LAS BOMBAS DE RECIRCULACIÓN DE AMONÍACO	192
ANEXO H. DATOS TÉCNICOS DEL CONDENSADOR EVAPORATIVO BAC	193
ANEXO I. DIMENSIONES DE INSTALACIÓN Y AISLAMIENTO PARA VÁLVULAS DE CIERRE	199
ANEXO J. DESCRIPCIÓN FISICA, TECNICA Y DE OPERACIÓN DE LAS VÁLVULAS DE REGULACIÓN DE PRESIÓN HANSEN	203
ANEXO K. DATOS TÉCNICOS DEL FLOTADOR DE CONTROL DE NIVEL HANSEN	211
ANEXO L. ESPECIFICACIONES DEL ACERO A234	215
ANEXO M. TABLA DE VELOCIDADES RECOMENDADAS EN TUBERÍAS	216
ANEXO N. PROGRAMA PARA EL CÁLCULO DE LOS PUNTOS DE ESTADO	217
ANEXO O. TABLA PARA EL CÁLCULO DE PÉRDIDAS EN TUBERÍAS	220

## RESUMEN

**TITULO:** ANALISIS OPERATIVO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION DEL FRIGORIFICO METROPOLITANO\*

**AUTOR:** BUITRAGO ARENAS JAIME GIOVANNY\*\*

**PALABRAS CLAVES:** Sistema de refrigeración, Amoniaco, Refrigeración industrial, Frigorífico

### DESCRIPCION

Este trabajo de grado tiene por objeto realizar una descripción global del sistema de refrigeración del Frigorífico Metropolitano de Bucaramanga. Dicha descripción comprende estudiar las características físicas, técnicas, principios de operación, ventajas y desventajas de los equipos que componen la instalación.

La descripción realizada cimienta las bases para analizar el comportamiento operativo del sistema desde el punto de vista termodinámico; en función de las cargas térmicas y las capacidades frigoríficas instaladas. Con tal fin se determinan los requerimientos frigoríficos para una condición de operación dada y se comparan con las capacidades máximas del sistema. De igual forma al describir la instalación se identifican dos inconvenientes que caracterizan los circuitos dispuestos para este tipo de aplicación industrial; la remoción de flash gas y la formación de escarcha son limitaciones típicas de sistemas que operan entre grandes diferencias de temperatura, estas se ven compensadas en la práctica por métodos eficientes y confiables que permiten minimizar su impacto en el sistema.

Adicionalmente se realiza un análisis comparativo entre fluidos refrigerantes, definiendo los coeficientes de destrucción de capa de ozono y potencial de infecto invernadero, éstos se muestran para varios refrigerantes con lo cual se establecen las ventajas del uso de amoniaco en la instalación desde el punto ambiental. Las propiedades termodinámicas y su impacto sobre un ciclo frigorífico se comparan a través de una situación hipotética y los resultados refuerzan la elección del amoniaco como refrigerante a nivel industrial.

---

\* Proyecto de Grado

\*\* Universidad Industrial de Santander. Facultad De Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela De Ingeniería Mecánica. Director. OMAR A. GELVEZ AROCHA.

## ABSTRACT

**TITULO:** Bucaramanga metropolitan frigorific´s operational analysis of the refrigeration system\*

**AUTOR:** BUITRAGO ARENAS JAIME GIOVANNY\*\*

**PALABRAS CLAVES:** Refrigeration system, Ammonia, Industrial Refrigeration, Frigorific

### DESCRIPCION

This degree project has as purpose to make an overall description of the refrigeration system of the Bucaramanga Metropolitan Frigorific. This description takes place to study the physical and technical characteristics, principles of operations, advantages and disadvantages of the equipment that make up the system.

The performing description pretend to support the principles to analyze the system´s operational behavior from the thermodynamic approach and the role of the thermal loads and the installed refrigeration capacity, which such objective it is possible to determinate the refrigeration requirements for a given condition compared with the system´s maximum capabilities. Similarly at the moment to describe the installation we can also identifies two drawbacks that characterize the circuits arranged for this type of industrial applications , the removal of flash gas and frost formation are typical system limitations that operate between large temperature differences, these are offset in practice by efficient and reliable methods that minimize their impact on the system.

Additionally, a comparative analysis is realized between refrigerants, defining the destruction coefficients of ozone layer and greenhouse infection potential, they are shown for refrigerants which establish the advantages of ammonia uses in the installation from the environmental approach. The thermodynamic properties and their impact on a refrigeration cycle are compared through a hypothetical situation and the results make stronger the ammonia choice as a industrial refrigerant.

---

\* Degree Project

\*\* Universidad Industrial de Santander. Physical-Mechanical Engineering Faculty, Mechanical Engineering School, Eng. Omar Gelvez Arocha.

## INTRODUCCIÓN

El desarrollo de un país depende en un alto porcentaje a la adecuada utilización de la energía debido a que los recursos energéticamente disponibles se están agotando. Uno de los sectores que en las instalaciones industriales consume mayor energía es la refrigeración y el aire acondicionado, ya que tiene innumerables aplicaciones entre ellas la conservación y congelación de alimentos. Por este motivo los sistemas de refrigeración y aire acondicionado han pasado de ser un lujo a una necesidad, y las industrias se ven obligadas a ser competentes a la hora de invertir en este campo buscando la mejor alternativa que les brinde tanto eficiencia como economía.

El Frigorífico Metropolitano de Bucaramanga como instalación destinada a la conservación y congelación de alimentos, en su mayoría provenientes del sector avícola de la región; tiene como propósito controlar las características de calidad recibidas de los productos almacenados, con el fin de lograr la satisfacción del cliente. Para alcanzar su propósito el Frigorífico cuenta con dispositivos que en conjunto operan bajo un ciclo denominado “compresión de vapor”; en el cual un fluido de trabajo llamado “refrigerante” se evapora y condensa alternadamente, para luego comprimirse en la fase de vapor.

Conocer, entender y controlar la forma como operan los dispositivos, es fundamental para el Frigorífico Metropolitano ya que permite analizar y proponer metodologías en busca de ahorro energético, las cuales se traducen en bajos costos de producción. De esta forma el trabajo presentado a continuación pretende consolidar las bases de futuros análisis y propuestas energéticas de ahorro ya que describe y analiza la esencia misma del Frigorífico: su sistema de refrigeración.

## **1. GENERALIDADES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DEL FRIGORÍFICO METROPOLITANO**

La función de una planta de refrigeración es enfriar artículos o productos y mantenerlos a una temperatura más baja que la temperatura ambiente. La refrigeración se puede definir como un proceso que saca y transporta el calor de una zona de baja a una de alta temperatura.

Los más viejos y mejores refrigerantes conocidos son el hielo, el agua y el aire. Al principio, el único propósito de la refrigeración fue conservar alimentos. Los chinos fueron los primeros en descubrir que el hielo aumentaba la vida y mejoraba el gusto de las bebidas y durante los siglos los esquimales han conservado alimentos congelándolos.

A principios de este siglo fueron conocidos los términos tales como bacterias, fermentación, enmohecimiento, encimas, etc. También se descubrió que el aumento de microorganismos es dependiente de la temperatura y que este crecimiento disminuye cuando la temperatura desciende y que el crecimiento empieza a ser muy bajo a temperaturas por debajo de 10°C.

Como consecuencia de este conocimiento fue entonces posible el uso de la refrigeración para conservar productos alimenticios y el hielo se empezó a usar para este propósito.

La electricidad empezó a jugar su papel al principio de este siglo y las plantas mecánicas de refrigeración empezaron a ser comunes en muchos campos: por ejemplo, cervecerías, mataderos, pescaderías y fabricación de hielo.

Después de la segunda guerra mundial el desarrollo de los pequeños compresores herméticos adquirió una seria reputación y los refrigeradores y congeladores empezaron a utilizarse en los hogares. Hoy en día estas aplicaciones son estimadas como necesidades normales de un hogar. De hecho es difícil imaginar la vida sin refrigeración y congelación, este impacto en nuestra existencia es mucho más grande de lo que la gente se imagina. Para explorar un poco más específicamente las diversas aplicaciones de la refrigeración en la vida cotidiana se muestra la siguiente clasificación:

- **Refrigeración doméstica:** en este campo se encuentran los refrigeradores y congeladores domésticos. Dado que estos equipos hacen parte del quehacer diario en la vida de las personas, la refrigeración doméstica representa una parte muy significativa de la industria de la construcción de equipos refrigerantes.

Las unidades domésticas son de tipo pequeño con capacidades entre 1/5 Kw y 2 Kw, sus compresores son herméticos de pistones o rotativos, serpentines en la parte trasera del equipo funcionan como sistema de condensación y/o evaporador con circulación de aire natural o forzada como en el caso de los sistemas no frost, la expansión del refrigerante es de tipo directo y se logra a través de un tubo capilar.

- **Refrigeración comercial:** la refrigeración comercial enmarca el diseño, instalación y mantenimiento de unidades de refrigeración aplicadas en establecimientos comerciales para exhibir productos perecederos al público, almacenarlos, manipularlos, etc. Entre las características esenciales de este tipo de equipos se encuentran la apertura constante del mismo permitiendo la entrada de aire exterior, esta acción puede darse por medio de cortinas de aire, puertas corredizas o tapas; la temperatura establecida para los equipos puede variar desde 7/10°C para frutas y verduras hasta -18/20°C para congelados.

Los fluidos refrigerantes utilizados son generalmente de tipo freones y los sistemas de control de expansión pueden ser desde electrónicos hasta todo-nada.

- **Refrigeración industrial:** la refrigeración industrial son aplicaciones de refrigeración de alta, media, baja y muy baja temperatura, en compresión mecánica hasta  $-60^{\circ}\text{C}$ , que como regla general son las instalaciones de mayor tamaño que las correspondientes a la refrigeración comercial, de esta forma abarca equipos de mayor potencia y con grado de seguridad más elevado que las unidades utilizadas en aplicaciones comerciales.

Entre las aplicaciones más usuales se encuentran: plantas de hielo, grandes plantas de almacenamiento de alimentos (carne, pescado, pollo, congelados, etc.), cervecerías, lecherías y plantas industriales como: refinerías de petróleo, plantas químicas, etc.

El refrigerante utilizado es en gran medida amoníaco y los sistemas pueden ser simples o de varias etapas de compresión, el sistema de evaporación puede ser inundado ya sea a través de bombas mecánicas o por diferencia de presión, los compresores utilizados son esencialmente de tornillo o en algunos casos alternativos y el sistema de condensación es en la mayoría de los casos evaporativo.

- **Acondicionamiento de aire:** en esta aplicación se estudia todo lo que concierne a las condiciones del aire en un lugar o espacio determinado. Por lo general, esto involucra no únicamente el control de temperatura sino también de la humedad del mismo y el movimiento del aire incluyéndose el filtrado y la limpieza de este.

Las aplicaciones de acondicionamiento de aire son de dos tipos de acuerdo a sus propósitos, para producir confort o de tipo industrial. Cualquier acondicionamiento

de aire que tenga como función primordial la aplicación de aire para confort humano, se le llama acondicionamiento de aire para confort. Se tienen instalaciones típicas de este tipo en casas, escuelas, oficinas, iglesias, hoteles, establecimientos comerciales, edificios públicos, fabricas, automóviles, aviones, barcos etc.

Los sistemas de acondicionamiento de aire para confort hoy en día son elevados, desde bombas de calor con sistemas Split de dos unidades a distancia a grandes plantas de tratamiento de aire con agua como fluido caloportador; la variedad de fluidos frigoríficos utilizados va de acuerdo a las necesidades de temperaturas y las condiciones externas del lugar de aplicación. Los sistemas más utilizados en la actualidad son sistemas de VRV (refrigerante variable) con compresores tipo scroll en baterías de etapas de capacidades fijas, así como las bombas de calor aire/aire y aire/agua con calderas de apoyo y/o aportación térmica directa de la caldera.

- **Acondicionamiento industrial:** las funciones de los sistemas de acondicionamiento de aire industrial son enfriamientos térmicos y procesos de humidificación/deshumidificación, de diversos tipos de materiales, con variedad de formas, pesos, temperaturas y condiciones, donde los diseños son concebidos para esa única aplicación y control dedicado.

Como instalaciones de aplicación de pueden citar secaderos de productos como jamones, embutidos, pieles, pescado, enfriamiento de plásticos de inyección, enfriamiento de agua de procesos térmicos, etc.

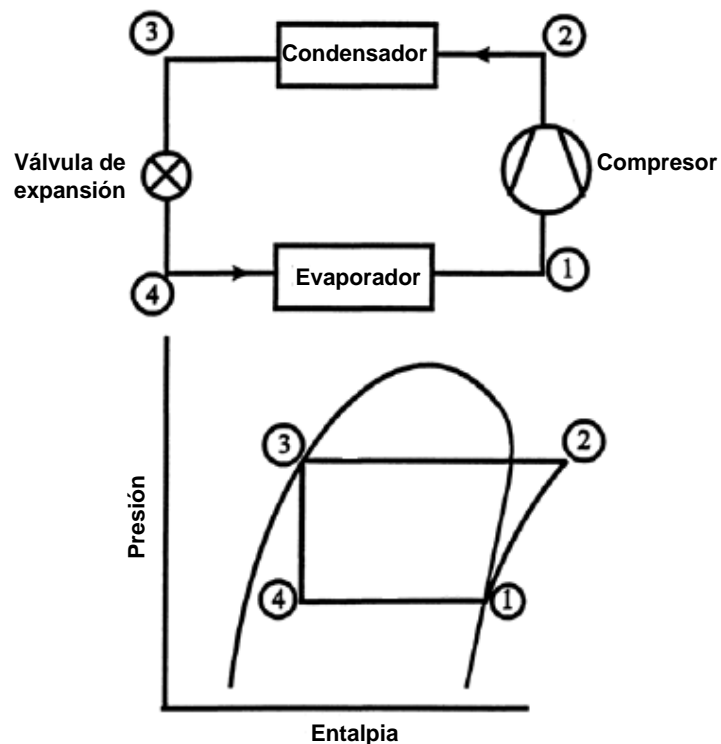
Habiendo presentado las diferentes y extensas aplicaciones que tiene la refrigeración, el análisis a realizar en este trabajo se dirigirá específicamente hacia la refrigeración de tipo industrial.

## Desempeño de los sistemas de refrigeración industrial

Los sistemas de refrigeración industrial en su gran mayoría operan bajo el principio del ciclo de compresión de vapor, el cual se muestra de manera esquemática y en un diagrama P-h en la figura 1

En un ciclo de compresión de vapor se disponen básicamente de equipos tales como compresor, condensador, dispositivo de expansión y evaporador; estos componentes interactúan con un fluido de trabajo llamado refrigerante, con el fin de extraer calor de una zona de baja temperatura (cuarto de conservación o congelación) y transportarlo a una zona de alta temperatura que generalmente corresponde al ambiente.

Figura 1. Sistema de compresión mecánica de vapor



Fuente: Wilber F. Stoecker, Industrial Refrigeration Handbook

El ciclo inicia con la compresión del refrigerante en el estado 1 (figura 1) hasta la presión del condensador. Después el refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la de los alrededores. El refrigerante líquido-saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasar por un dispositivo de expansión. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. Finalmente el refrigerante ingresa al evaporador en el estado 4 como una mezcla saturada de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, con lo cual completa el ciclo.

Además las grandes diferencias de temperatura que se manejan entre el espacio a refrigerar y el ambiente, en los sistemas de refrigeración industrial impactan directamente en el desempeño de la instalación.

### **1.1 REFRIGERACIÓN A BAJAS TEMPERATURAS**

La necesidad de refrigerar espacios a temperaturas por debajo de los cero grados Celsius se da en aplicaciones industriales, esta situación lleva a que el refrigerante tenga que ser expandido entre una diferencia grande de temperaturas (proceso 3-4 de la figura 1.1) y al llevarse a cabo este proceso se vaporiza una cantidad muy alta de refrigerante, fenómeno que afecta el desempeño termodinámico del ciclo.

Por otro lado la necesidad de enfriar espacios a temperaturas muy bajas, limita la forma como se extrae el calor del recinto. Dado que el aire del espacio a refrigerar mantiene valores de humedad relativa altos, el efecto de congelación se presenta en las áreas directas de intercambio de calor del evaporador manifestándose con la formación de escarcha en el mismo. Esta situación afecta el óptimo intercambio de calor entre el recinto y el refrigerante disminuyendo el desempeño de la instalación.

Así los aspectos que caracterizan una instalación de refrigeración industrial de baja temperatura son:

- Proceso de expansión del refrigerante
- Formación de escarcha en los evaporadores

Ambos aspectos se describen detalladamente a continuación y se presentan las opciones para mitigar su impacto en el desempeño del sistema.

### **1.1.1 Proceso de expansión del refrigerante**

**1.1.1.1 Formación de flash-gas.** Refrigerar a bajas temperaturas requiere expandir líquido entre un rango considerable de temperaturas, con lo cual una fracción importante del líquido se vaporizara. Este vapor es incapaz de absorber calor del evaporador y por lo tanto no tiene ninguna utilidad para la refrigeración, sin embargo demanda un gasto de potencia al comprimirlo hasta la presión de condensación al iniciar el ciclo. Este vapor recibe el nombre de flash-gas y afecta negativamente el desempeño del sistema. Para analizar mas cuidadosamente el fenómeno se estudia la expansión del amónico líquido saturado de 30°C y una presión de 1163.8 Kpa hasta una presión de 289.9 Kpa correspondiente a la temperatura de saturación de -10°C. La figura 2 muestra el proceso mencionado. En la medida que la calidad del refrigerante desciende la capacidad de retiro de calor en el evaporador se incrementa.

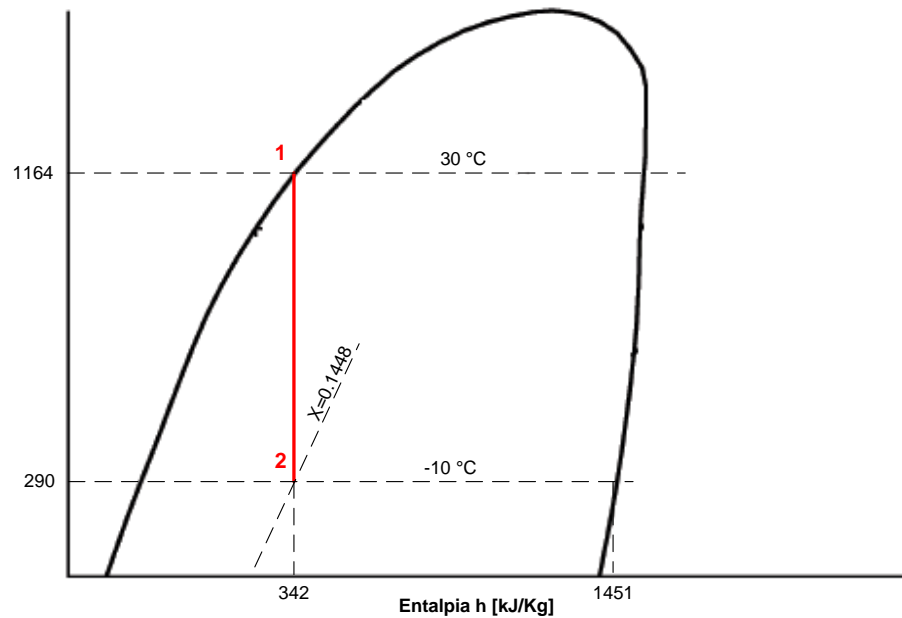
Estimando la capacidad de un evaporador según:

$$Q = m (h_f - h_g)$$

Donde:

$(h_f - h_g)$ : corresponde a la diferencia de entalpía del refrigerante a la entrada y salida del evaporador y se denomina efecto refrigerante neto.

Figura 2. Expansión de líquido saturado en una etapa



Fuente: Autor

Asumiendo una masa de 1 Kg/s, se tiene para las condiciones del ejercicio propuesto:

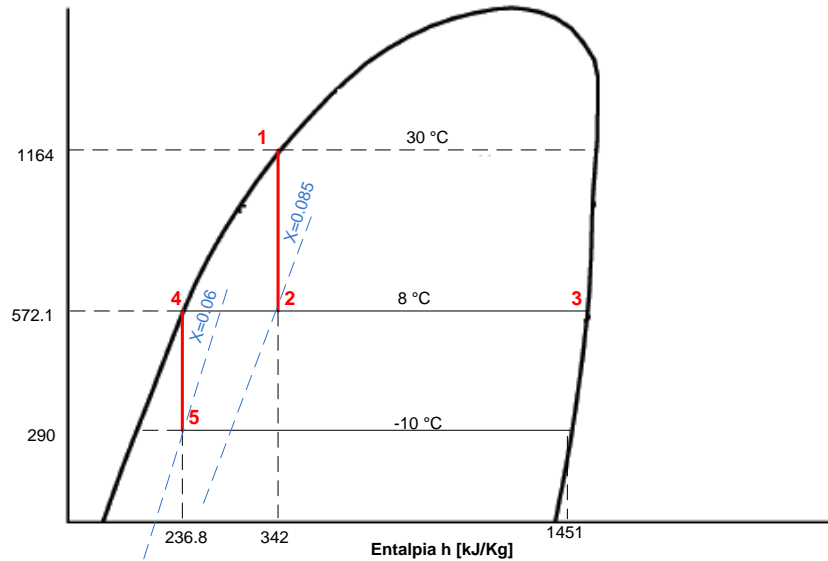
$$Q = 1 (1451 - 342) = 1109 \text{ kw}$$

En la figura 2 se muestra como la calidad del refrigerante después del proceso de expansión se vuelve 0.1448, valor correspondiente a la fracción de vapor generada, la cual es enviada a los evaporadores y disminuye la capacidad de absorber calor del refrigerante.

Ahora se analizará la situación de expansión en dos etapas a través de La figura 3. Esta muestra el proceso equivalente al mencionado pero realizando el proceso

de expansión de la siguiente forma: una caída inicial de presión a 572.1 kPa y una expansión de líquido hasta una presión de 289.9 kPa.

Figura 3. Expansión en dos etapas y con separación de líquido y vapor



Fuente: Autor

Entonces de la figura 3 se tiene una capacidad igual a:

$$Q = 1 (1451 - 236.8) = 1214.2 \text{ kw}$$

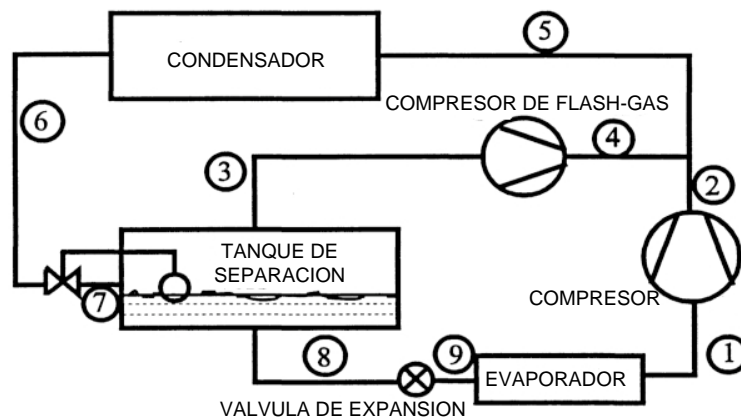
Se concluye que expandir en dos etapas permite aumentar el efecto refrigerante neto debido a la disminución de la calidad del refrigerante; de igual forma se incrementa la capacidad de retiro de calor. Esto se logra gracias a que la fracción de vapor 0.0853 Kg/s generada en (2) no se translada a los evaporadores, esta fracción se envía al proceso de compresión a una presión intermedia (punto3). Como resultado solo una fracción de vapor de 0.058 Kg/s (5) de los 0.1448 Kg/s generados y enviados en el caso de una sola etapa alcanzara los evaporadores, de esta manera el efecto refrigerante se incrementa.

**1.1.2 Métodos para conservar un alto efecto refrigerante en evaporadores de baja temperatura.** Para mantener un alto efecto refrigerante en los sistemas de refrigeración a bajas temperaturas es preciso expandir el refrigerante en más de una etapa y extraer de la línea de succión de los evaporadores la fracción de vapor generada en las expansiones, para lograr la separación y extracción de este vapor generado o flash-gas se utilizan tanques de separación intermedia, los cuales pueden ser de dos tipos:

- **Tanque de flash-gas directo.** En la figura 4 se muestra esquemáticamente la configuración para este caso:

El refrigerante líquido proveniente del condensador o ya sea de un tanque de alta presión pasa a través de una válvula de control de nivel hacia un tanque de separación o *tanque de flash*, aquí el líquido inicialmente más denso que el vapor es separado y enviado a la válvula de expansión del evaporador, por otro lado el vapor es drenado y comprimido hasta la presión de condensación, para finalmente unirse al vapor del compresor principal.

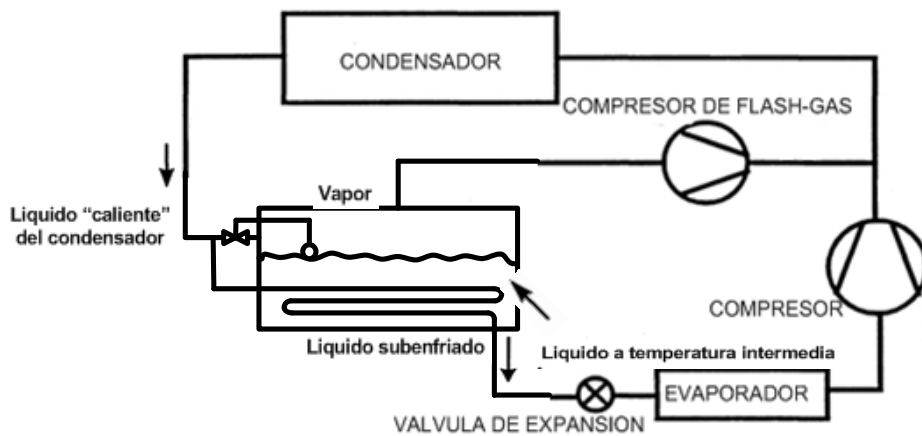
Figura 4. Configuración para remover flash-gas en forma directa



Fuente: Wilber F. Stoecker, Industrial Refrigeration Handbook

- **Tanque indirecto de flash-gas con Subenfriamiento de líquido.** Un beneficio que puede obtenerse al subenfriar el refrigerante líquido es producir el *flashing* del mismo para luego retirar el flash-gas generado, evitando llevar al evaporador fracciones de vapor inútiles para la refrigeración. Un método popular se muestra en la figura 5

Figura 5. Configuración para remover flash-gas subenfriando líquido



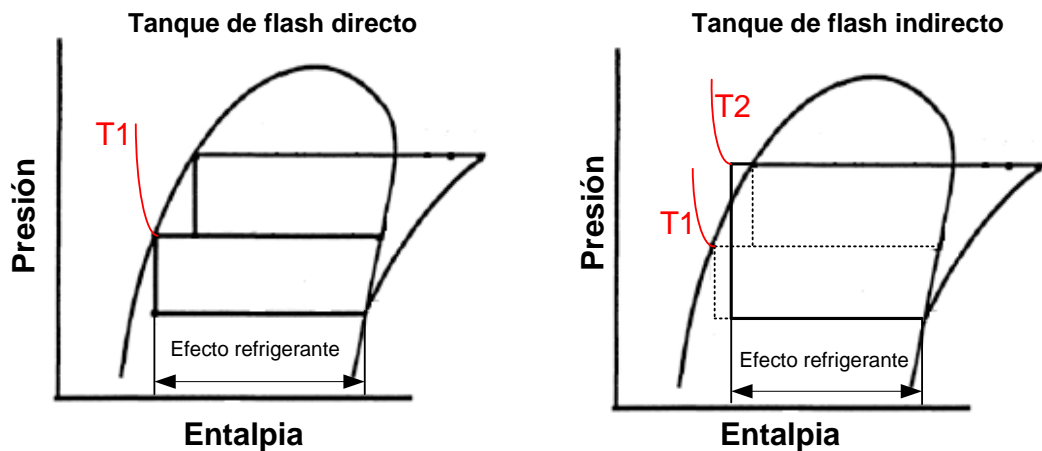
Fuente: Wilber F. Stoecker, Industrial Refrigeration Handbook

Aquí un serpentín se sumerge en el líquido contenido en el tanque de presión intermedia. El líquido a mayor temperatura proveniente del condensador recorre el serpentín transfiriendo calor al líquido de menor temperatura. El líquido subenfriado es entonces una forma de remover flash-gas porque algo de líquido del tanque se vaporiza y es drenado hacia el exterior a una presión intermedia.

La ventaja de esta configuración respecto a la de la figura 4, consiste en que el líquido subenfriado se mantiene a alta presión, lo cual permite que el mismo recorra largas distancias y soporte caídas de presión sin experimentar *flashing*. Beneficio que no se logra con el tanque de separación directo ya que de él sale líquido saturado y este sufrirá el efecto de *flashing* con la mínima caída de presión debido a la fricción, una elevación de la línea o la absorción de calor del ambiente.

Como desventaja, el líquido que recorre el serpentín no puede enfriarse hasta la temperatura de saturación ( $T_1$ ); siempre su temperatura al abandonar el tanque será superior ( $T_2$ ), debido a la diferencia de temperaturas que se mantiene respecto al líquido de *flashing* con el fin de garantizar el intercambio de calor entre ellos.

Figura 6. Comparativo entre los métodos de remoción de flash-gas



Fuente: Autor

La figura 6 muestra la diferencia entre usar un tanque de flash directo y uno indirecto (con serpentín interior), puede verse gráficamente lo que se explicó en el párrafo anterior. El mayor efecto refrigerante se da para el caso de expansión en dos etapas o lo que es lo mismo con tanque de separación directo.

Para las dos configuraciones mostradas anteriormente se requiere un compresor que tome el flash-gas generado del tanque y lo comprima hasta la presión de descarga del compresor principal.

Para analizar el beneficio que se obtiene al usar alguna de las dos configuraciones para remover flash-gas se estudiara un caso hipotético en el cual se comprime amoníaco entre una temperatura de evaporación de  $30^{\circ}\text{C}$  y una temperatura de

condensación de 35°C, removiendo flash-gas a una temperatura de -2°C y enviando éste al condensador a través de un compresor auxiliar. Si se estima una capacidad de refrigeración de 200kW entonces se puede comparar los requerimientos de potencia si el sistema opera sin y con remoción de flas-gas.

Para el caso de una sola etapa o sin remover flash-gas se tiene los siguientes valores de entalpía:

$$\text{Salida del evaporador} = 1423,6 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Salida del compresor} = 1796,9 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Salida del condensador} = 366,4 \text{ kJ/kg}$$

El flujo másico a través del sistema es:

$$m = \frac{200 \text{ kW}}{1423,6 - 366,4} = 0,189 \text{ kg/s}$$

Y el requerimiento de potencia será:

$$W = (0,189 \text{ kg/s}) \times (1796,6 - 1423,6 \text{ kJ/kg}) = \mathbf{70,55 \text{ kW}}$$

Para el caso con remoción de flash-gas se tienen los siguientes valores de entalpía:

$$h_1 = 1423,6 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 1796,9 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 1459,7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 1633,5 \text{ kJ/kg}$$

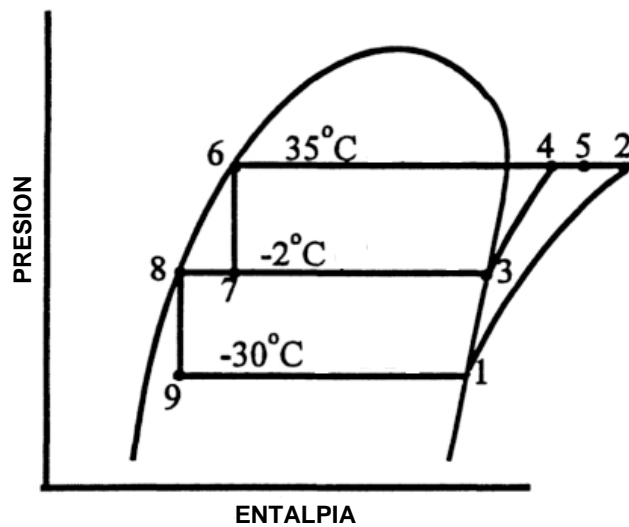
$$h_6 = 366,4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_7 = 366,4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_8 = 190,7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_9 = 190,7 \text{ kJ/k}$$

Figura 7. Diagrama p-h del ciclo hipotético analizado



Fuente: Autor

El flujo másico a través del evaporador será:

$$m_1 = \frac{200 \text{ kW}}{(h_1 - h_9)} = 0,162 \text{ kg/s}$$

Y

$$m_8 = m_9 = m_2 = m_1 = 0,162 \text{ kg/s}$$

El flujo másico de flash-gas  $m_3$ , se calcula de un balance de masa y energía en el tanque de separación:

$$m_7 = m_3 + m_8$$

Y

$$m_7 h_7 = m_3 h_3 + m_8 h_8$$

Entonces:

$$m_3 = 0,162 \left( \frac{366,4 - 190,7}{1459,7 - 366,4} \right) = 0,0260 \text{ kg/s}$$

Los requerimientos de potencia en los compresores son:

Compresor principal:

$$m_1(h_2 - h_1) = 0,162(1796,9 - 1423,6) = 60,47 \text{ kW}$$

Compresor de flash-gas:

$$m_3(h_4 - h_3) = 0,0260(1633,5 - 1459,7) = 4,52 \text{ kW}$$

La potencia total de compresión da:

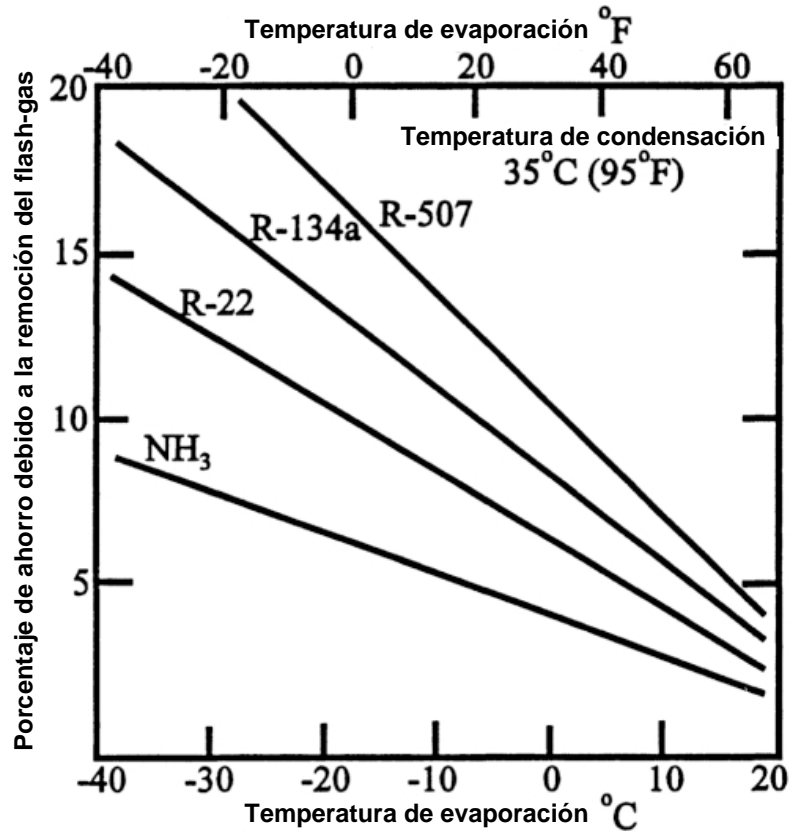
$$60,47 + 4,52 = \mathbf{64,99 \text{ kW}}$$

El porcentaje de ahorro obtenido con la remoción de flash-gas es:

$$\left( \frac{70,55 - 64,99}{70,55} \right) 100 = 7,9\%$$

Se entiende entonces que la magnitud de ahorro obtenida con la remoción de flash-gas depende de las propiedades termodinámicas del refrigerante y de la diferencia entre las temperaturas de evaporación y condensación. la figura 8 muestra el porcentaje de ahorro para algunos refrigerantes en función de la diferencia de temperaturas ya mencionadas.

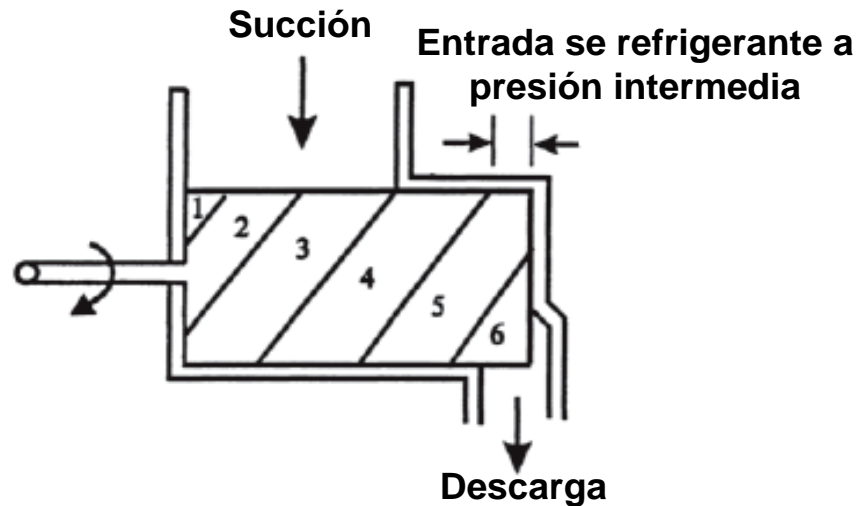
Figura 8. Porcentaje de ahorro al remover flash-gas para varios refrigerantes



Fuente: Wilber F. Stoecker, Industrial Refrigeration Handbook

**1.1.3 Remoción de flash-gas en sistemas con compresor de tornillo.** Los compresores de tornillo ofrecen la oportunidad de introducir flash-gas removido, en un punto intermedio del proceso de compresión (Ver Fig. 9). Este procedimiento le brinda al compresor algunas de las ventajas de un sistema de múltiples compresores o de dos etapas.

Figura 9. Compresión de refrigerante en un equipo tipo tornillo



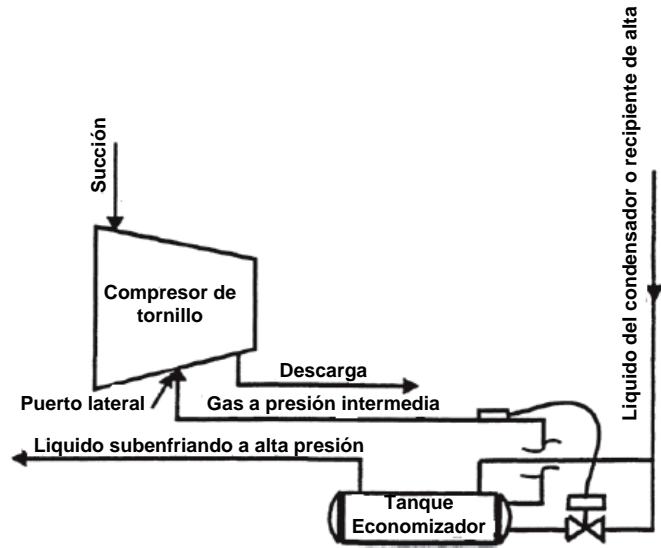
Fuente: Wilber F. Stoecker, Industrial Refrigeration Handbook

Este puerto de alimentación de refrigerante recibe el nombre de puerto lateral; una vez ha sido seleccionada y fijada su ubicación, el compresor no tiene la flexibilidad para mantener constante la presión intermedia cuando ocurran cambios en las presiones de succión y descarga.

Remover flash-gas por cualquiera de los dos métodos anteriormente especificados y mandar este vapor a través de una línea que llegue al compresor por el puerto lateral recibe el nombre de sistema economizador, y se puede ver en la figura 10. Cuando el sistema economizador opera en óptimas condiciones el ciclo provee significativos beneficios con respecto al costo inicial de inversión.

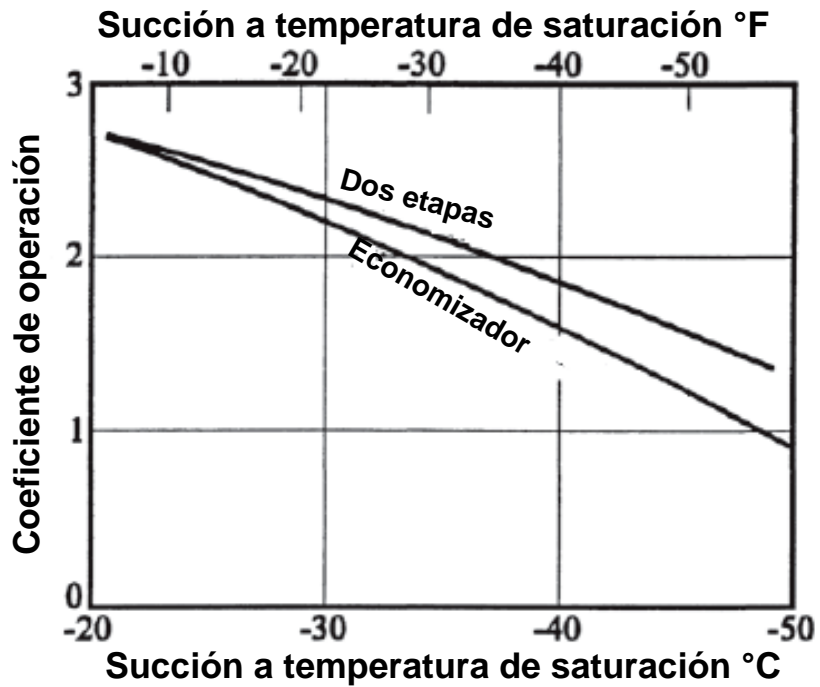
La elección entre un sistema economizador o un sistema de dos etapas, debe ser analizada y producto de un balance entre las necesidades que se tienen de refrigeración, los beneficios obtenidos por cada posibilidad y los costos iniciales de inversión. El coeficiente de operación para ambos casos se compara en la figura 11

Figura 10. Sistema economizador



Fuente: Wilber F. Stoecker, Industrial Refrigeration Handbook

Figura 11. Comparación del COP entre un sistema economizador y un sistema de dos etapas, utilizando amoníaco y equipado con un tanque de flash.

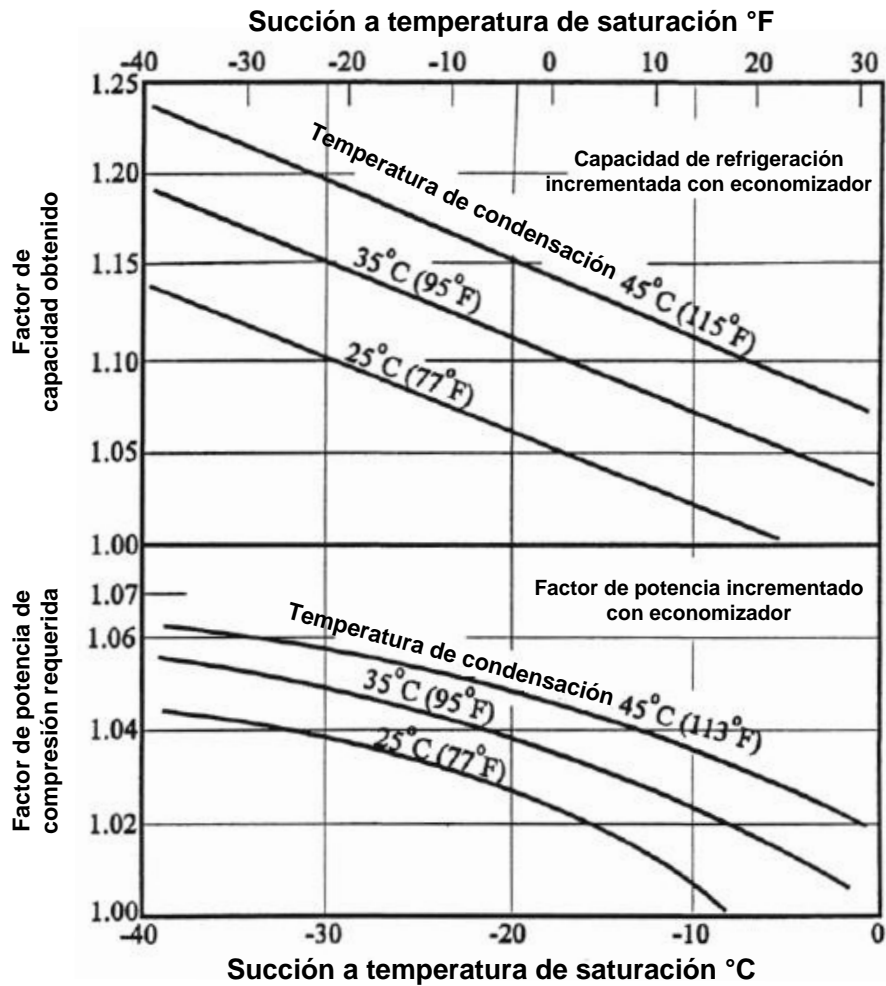


Fuente: Wilber F. Stoecker, Industrial Refrigeration Handbook

Una razón por la cual el sistema economizador no alcanza la eficiencia de un sistema de dos etapas se debe a que la presión en la cavidad de compresión varia, mientras el puerto lateral esté abierto. En esta etapa inicial de admisión, el gas se expande descontrolado, dando como resultado pérdidas termodinámicas. La configuración “economizador” incrementa la capacidad del sistema porque la entalpía del líquido al llegar a la válvula de expansión se ha reducido, aunque el volumen de flujo suministrado al compresor continúe invariable. Debe resaltarse que el mayor beneficio se alcanza al usar un tanque de flash directo por las razones ya mencionadas en párrafos anteriores. Debido al suministro de gas adicional durante el proceso de compresión, los requerimientos de potencia en el compresor aumentan. Ambos efectos se ilustran en la figura 12

Es importante resaltar que el sistema economizador es más efectivo cuando el compresor opera a máxima capacidad de refrigeración; al disponer de válvulas reguladoras de capacidad, la presión en el puerto lateral cae progresivamente mientras la válvula esté abierta (capacidad parcial), de esta manera la presión intermedia optima no prevalece y varia, de igual forma los beneficios que se obtienen con la remoción de flash-gas disminuyen. El economizador resulta totalmente ineficiente cuando la presión en el puerto lateral cae hasta la presión de succión, por la apertura de la válvula de capacidad.

Figura 12. Capacidad de refrigeración y potencia de compresión en un sistema de amoníaco operando con economizador



Fuente: Wilber F. Stoecker, Industrial Refrigeration Handbook

## 1.2 FORMACIÓN DE ESCARCHA EN LOS EVAPORADORES

La formación de escarcha en los evaporadores al extraer calor de un recinto a bajas temperaturas es una situación que caracteriza estos sistemas de refrigeración; este fenómeno afecta el óptimo intercambio de calor entre el recinto y el refrigerante disminuyendo el desempeño de la instalación, por tal motivo es fundamental remover la escarcha generada. Existen varios métodos para este fin,

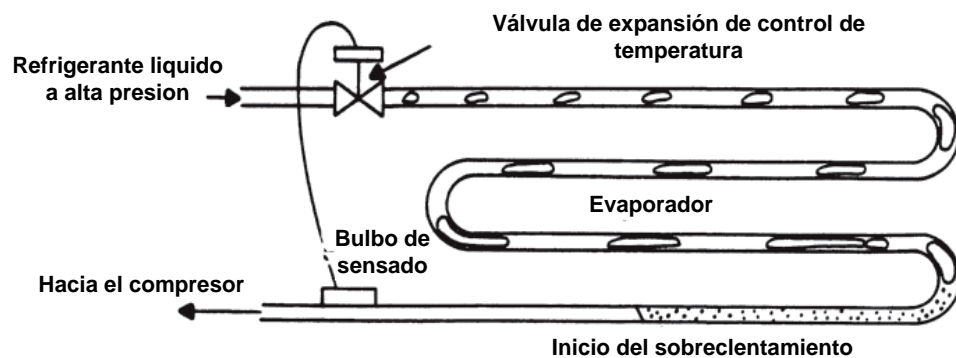
sin embargo su aplicación está condicionada a la forma como se suministra el refrigerante a los evaporadores, estos métodos se enuncian a continuación:

- Expansión directa
- Evaporadores inundados
- Recirculación de líquido

**1.2.1 Sistemas de suministro a los Evaporadores.** Para obtener una transferencia de calor eficiente en el proceso de extracción de energía del recinto a refrigerar se tienen varias formas para suministrar el refrigerante a los evaporadores. Cada método presenta sus características y sus beneficios, estos se presentan a continuación:

**1.2.1.1 Expansión directa.** En esta configuración todo el líquido que entra al evaporador se vaporiza dentro del mismo, un esquema se muestra en la figura 13

Figura 13. Expansión directa



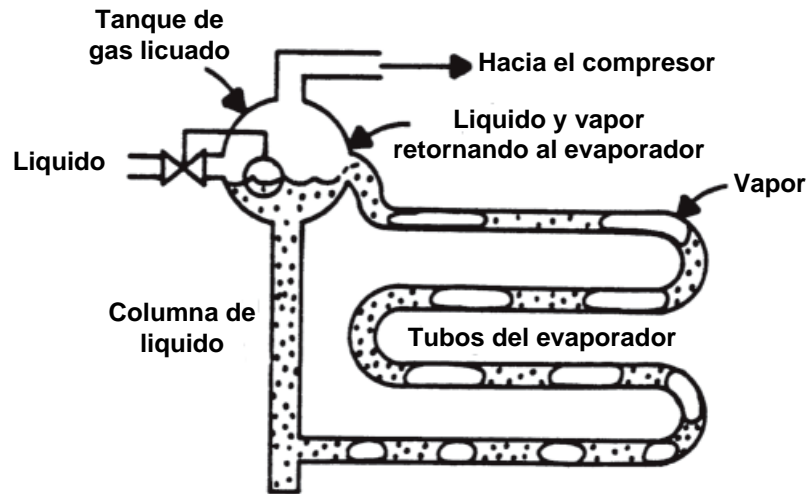
Fuente: Wilber F. Stoecker, Industrial Refrigeration Handbook

El control sobre el sistema se da por medio de la válvula de control de temperatura o *válvula termostática*, su función es censar la temperatura a través de un bulbo ubicado a la salida del evaporador, generalmente el vapor debe abandonar el equipo con un sobrecalentamiento de 4 a 7°C, si este valor es correcto la válvula abre permitiendo el paso del refrigerante hacia el evaporador. Esta configuración es la de menor costo y es usada muy frecuentemente con refrigerantes halocarbonados a temperaturas de refrigeración moderadas, su aplicación se limita drásticamente cuando se requieren bajas temperaturas o se usa amoníaco como refrigerante.

**1.2.1.2 Evaporadores inundados.** Aprovechando el fenómeno de convección natural se hace circular mayor cantidad de refrigerante en los evaporadores, que la cantidad final que se vaporiza, con este procedimiento se logra que toda la superficie interna del evaporador sea humedecida por refrigerante líquido. El vapor generado es separado en un tanque de gas licuado y enviado a la línea de succión del compresor. La configuración se muestra en la figura 14

Una válvula de control de nivel admite líquido refrigerante para reemplazar la cantidad vaporizada. La presión estática en la columna de líquido es mayor que la presión de la mezcla de líquido y vapor en los tubos del evaporador, esta diferencia de presión permite el flujo del refrigerante.

Figura 14. Evaporador inundado de refrigerante



Fuente: Wilber F. Stoecker, Industrial Refrigeration Handbook

Entre las ventajas de esta configuración en comparación con la expansión directa se encuentra:

- Las superficies del evaporador se usan más efectivamente porque están completamente húmedas.
- Los problemas de distribución de refrigerante en circuitos con evaporadores en paralelo son menos severos.
- El vapor enviado a los compresores se mantiene a la temperatura de saturación, lo cual repercute en la disminución de la temperatura de descarga del mismo.

Entre sus desventajas puede destacarse:

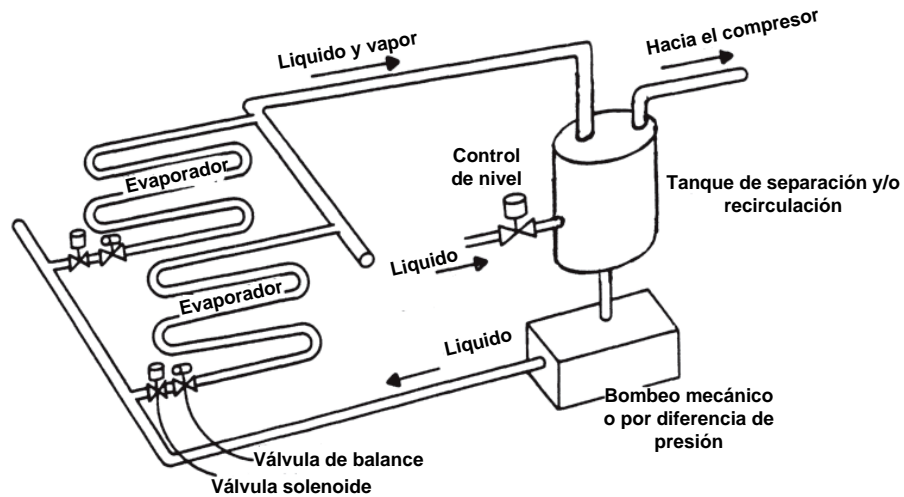
- El costo de la configuración es mayor

- La cantidad de refrigerante necesaria para cubrir el evaporador y el tanque de gas licuado es mayor.
- Cantidades de aceite acumuladas en el tanque de gas licuado y el evaporador deberán ser periódicamente o continuamente removidas.

**1.2.1.3 Líquido recirculado.** En esta configuración el refrigerante líquido es forzado a circular por el evaporador a través de bombas mecánicas o por diferencia de presión. Una gran cantidad de líquido entra al evaporador y una mezcla de líquido y vapor abandonan el mismo, esta mezcla es enviada de vuelta a un tanque recirculador donde se separa el líquido del vapor. El tanque de recirculación y/o separación cuenta con válvulas de control de nivel para permitir la entrada del refrigerante al mismo, cuando se sufre un descenso de líquido a causa de la succión de las bombas. Esta configuración ofrece las ventajas del sistema inundado, una eficiente transferencia de calor en el evaporador y un vapor de succión en los compresores a temperatura de saturación.

La configuración de evaporador inundado y la configuración de líquido recirculado operan bajo eficiencias similares, la elección de uno u otro sistema se basa en factores económicos; la adición de un sistema de bombeo y un tanque recirculador incrementa el costo inicial de la instalación, pero por otro lado el costo de mantenimiento en el caso de los evaporadores inundados es mayor dado las múltiples locaciones en las que hay que remover aceite y los controles que deben instalarse. Según lo anterior la configuración de evaporadores inundados es factible en sistemas pequeños (entre tres y cuatro evaporadores) y la recirculación de líquido en instalaciones con un mayor número de evaporadores.

Figura 15. Configuración de un sistema recirculado



Fuente: Wilber F. Stoecker, Industrial Refrigeration Handbook

**1.2.2 Métodos de desescarche.** La transferencia de calor en las superficies refrigerantes hace que el vapor de agua presente en el aire atmosférico dentro del recinto a refrigerar se deposite en estas zonas en forma de escarcha cuando la temperatura es inferior a 0 °C. Afectando el correcto funcionamiento de los evaporadores y por tanto el desempeño global de la instalación.

La formación de escarcha es prácticamente ilimitada en cuanto al tiempo, debido a las infiltraciones de vapor de agua a través de paredes y puertas del recinto, por no ser totalmente estancas, y por las aperturas que se producen por causas del servicio. La humedad que despiden los productos almacenados en las cámaras frigoríficas es otra fuente de formación de escarcha.

La determinación de la duración y frecuencia de desescarche es muy difícil, depende del tipo de evaporador, de la naturaleza de la instalación y del procedimiento utilizado para ello.

En función de cómo se proceda para obtener la fusión de escarcha, podemos clasificar los sistemas de desescarche en dos grandes grupos:

▪ Procedimientos de tipo externo en los cuales la fusión de la escarcha es obtenida a partir de la capa periférica; dicha fusión debe ser total. Entre estos métodos se encuentran:

- Desescarche manual (por raspado o cepillado)
- Desescarche por paro de la máquina y calentamiento natural de los evaporadores
- Desescarche por paro de la máquina y circulación de aire forzado sobre el evaporador
- Desescarche por aspersión o pulverización de agua, salmuera o anticoagulantes.

Procedimientos internos, son más modernos y más rápidos, en los cuales la fusión de la escarcha se obtiene a partir de la capa interior que se halla en contacto con los tubos del evaporador sin necesidad de una fusión total, ya que la escarcha se rompe al faltarle soporte sobre los tubos.

- Desescarche por calentamiento eléctrico del evaporador
- Desescarche por gases calientes
- Desescarche por inversión del ciclo.

## 2. DESCRIPCIÓN DEL FRIGORÍFICO METROPOLITANO

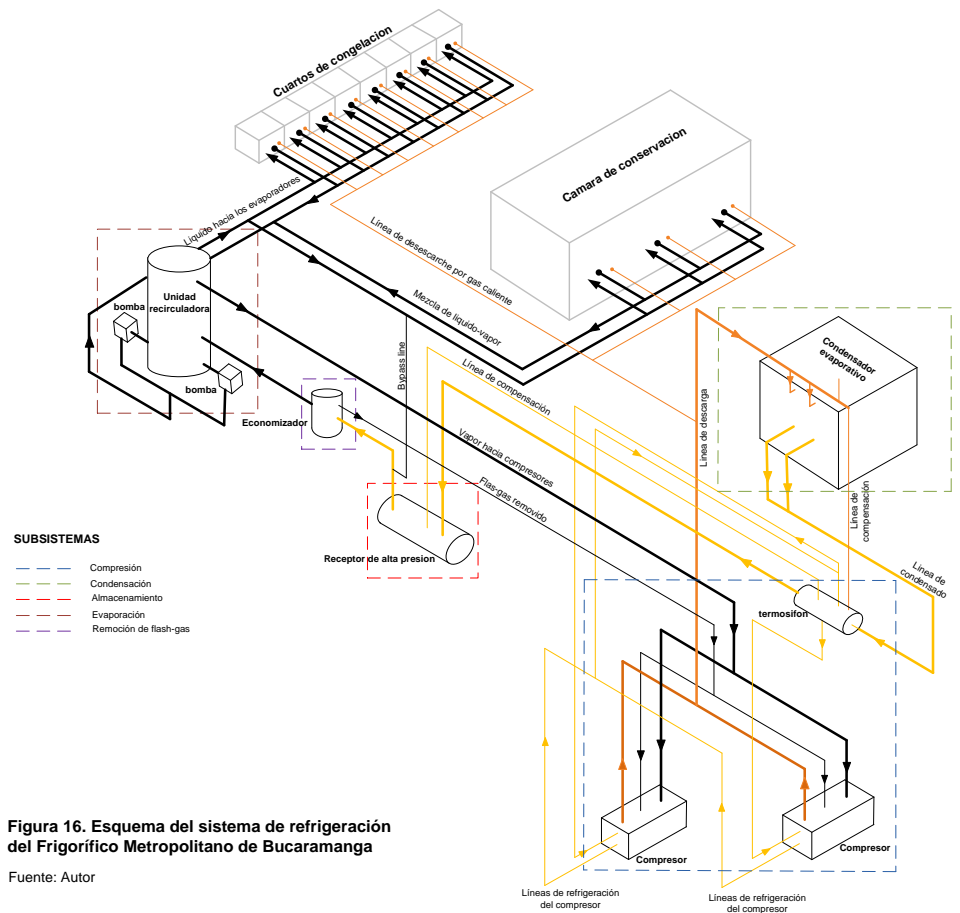
El sistema del frigorífico metropolitano de Bucaramanga se encuentra dentro de la Categoría de refrigeración industrial dado que su aplicación es la conservación de alimentos a baja temperatura y a gran escala. Es un sistema de compresión mecánica de amoníaco con dos compresores monotornillo dispuestos en paralelo con enfriamiento de aceite por sistema termosifón. La compresión se da en una etapa simple y la expansión en dos etapas: la primera, desde la presión de condensación hasta un valor de presión intermedia, aquí el sistema separa el flash-gas generado en un tanque de acción directa denominado “economizer”. La segunda expansión ocurre desde la presión intermedia hasta la presión de evaporación. Los compresores ofrecen la posibilidad de un puerto lateral para inyectar el flash-gas originado en el proceso inicial de expansión. El proceso de condensación en el sistema se logra gracias a un condensador evaporativo que envía el refrigerante condensado a un recipiente de alta presión que actúa como tanque de almacenamiento. El suministro de refrigerante a los evaporadores es recirculado, para lo cual se usa un tanque recirculador que actúa como separador de vapor de líquido y bombas mecánicas para enviar el líquido hacia los evaporadores. La figura 16 muestra el esquema general del sistema.

Para comprender más detalladamente el sistema de refrigeración general, este se divide en los siguientes subsistemas:

- Subsistema de compresión
- Subsistema de remoción de flash-gas
- Subsistema de evaporación
- Subsistema de condensación

- Subsistema almacenamiento
- Accesorios de la instalación
- Subsistema de control
- Espacios refrigerados

Figura 16. Esquema del sistema de refrigeración del Frigorífico Metropolitano de Bucaramanga



Fuente: Autor

## **2.1 SUBSISTEMA DE COMPRESIÓN**

El subsistema de compresión del frigorífico metropolitano está compuesto por:

- Los compresores
- Sistema de refrigeración de aceite de los compresores
- Sistema motriz de los compresores
- Sistema de control de los compresores

Los compresores como equipos individuales presentan características físicas, de diseño y de operación que complementadas con los demás sistemas listados anteriormente garantizan el correcto funcionamiento del sistema global de compresión.

### **2.1.1 Compresores**

**2.1.1.1 Descripción física de los compresores.** Para la compresión del refrigerante el sistema cuenta con dos compresores VILTER monotornillo modelo VSS – 1201E con puerto lateral para economizador, dispuestos en paralelo en un cuarto central de máquinas desde aquí se abastece el refrigerante a condiciones de descarga para todos los espacios refrigerados. En la figura 17 se muestra el compresor mencionado.

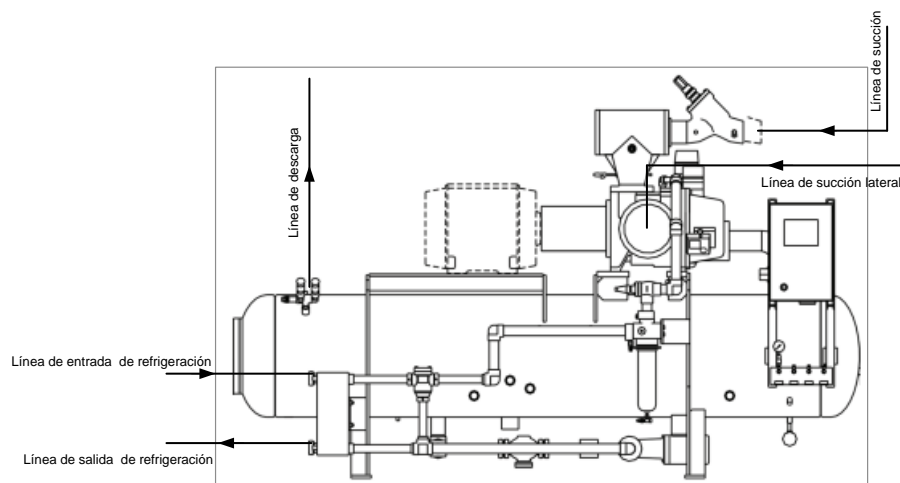
La tabla 1 muestra las especificaciones técnicas más importantes del compresor, entre ellas se destacan el volumen desplazado (CFM), la capacidad de refrigeración estimada a condiciones de temperatura de evaporación  $-7^{\circ}\text{C}$ ,

Temperatura de condensación 35°C, condición de líquido subenfriado y vapor de aspiración saturado.

Los valores de volumen desplazado y capacidad para las condiciones reales de operación se calculan en la sección 3.3.5.

Conexiones del puerto de descarga y de succión. El valor de capacidad frigorífica se muestra para el mismo modelo sin y con economizador.

Figura 17. Compresores Vilter VSS



Fuente: Autor

Tabla 1. Especificaciones del compresor

COMPRESOR MONOTORNILLO VILTER VSS					
Modelo	CFM	Capacidad (Amoníaco)**		Medidas de conexión estándar	
		Tons	BHP	Succión	Descarga
VSS 2101	2020	784	811	6"	5"
VSS 2101E*	2020	885	858	6"	5"
*Modelos con economizador					
**Tons y BHP basados en -7°C y 35°C; líquido subenfriado, aspiración saturada					

Fuente: [www.emersonclimate.com](http://www.emersonclimate.com)

Los equipos VILTER VSS son compresores monotornillo rotativos, de desplazamiento positivo que incorporan tres componentes fundamentales, estos incluyen típicamente un rotor principal cilíndrico con seis ranuras helicoidales y dos estrellas laterales planas, cada una con once dientes.

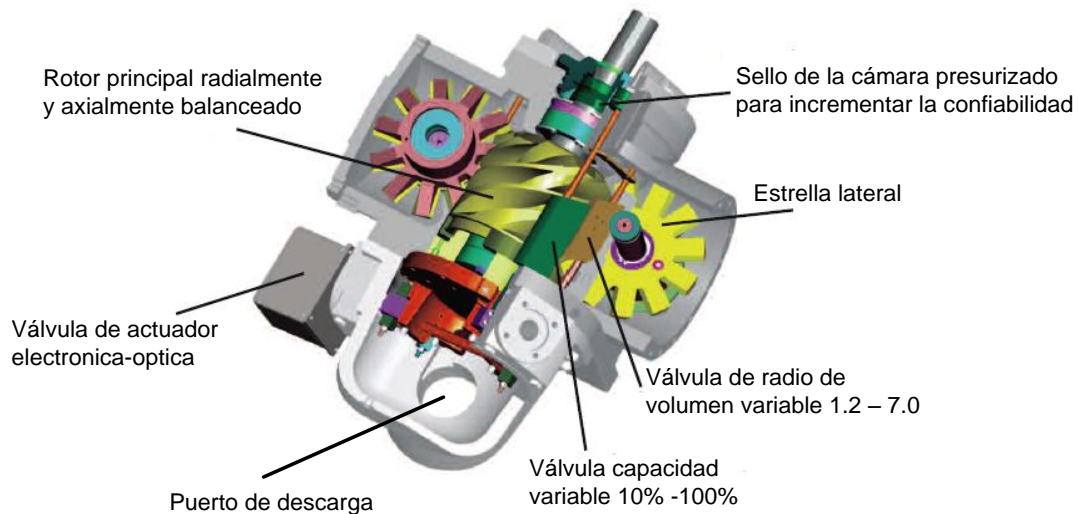
**2.1.1.2 Descripción del proceso interno de compresión.** Los componentes mencionados anteriormente rotan y completan el proceso de compresión gracias al engrane de las dos estrellas laterales con las ranuras helicoidales en el rotor principal. Un motor eléctrico a través de un eje de acople imparte movimiento rotativo al rotor principal el cual a su vez acciona las estrellas laterales engranadas, así mismo los ejes rotativos de las estrellas laterales están paralelos unos a otros y mutuamente perpendiculares al eje del rotor principal.

El proceso de compresión inicia al aspirar amoníaco para llenar las ranuras superiores e inferiores del rotor principal; seguidamente el engrane de las estrellas laterales con una de las ranuras del rotor principal atrapa el gas de aspiración dando inicio al proceso de compresión. Mientras el rotor principal gira, el engranaje de la estrella lateral reduce el volumen inicial de amoníaco en la ranura

y aumenta su presión, este fenómeno ocurre simultáneamente en los lados opuestos del rotor principal, dado que el compresor tiene dos estrellas laterales.

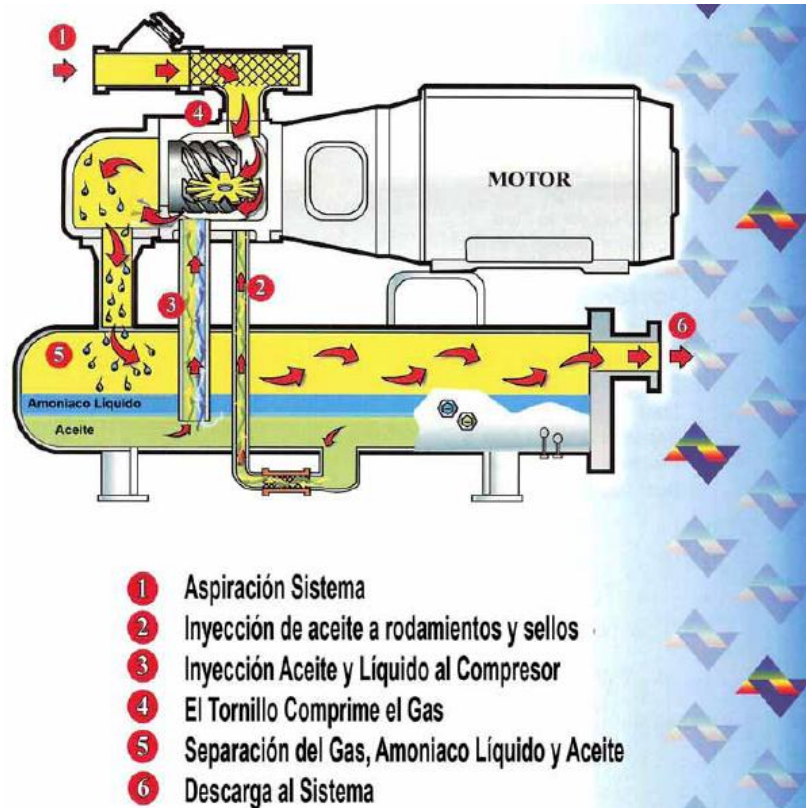
Finalmente al concluir el giro del rotor principal, la ranura se alinea con el puerto de descarga en la carcasa y de esta manera el amoníaco y cualquier líquido que se encuentre en la ranura son descargados radialmente a través del puerto. El proceso de compresión ocurre simultáneamente seis veces en dos sitios por cada revolución del motor al tener el rotor principal seis ranuras. Esta situación lleva a 21600 golpes de compresión simultáneos en las ranuras superiores e inferiores por minuto y un flujo relativamente uniforme de amoníaco comprimido al operar el motor a 3600 rpm. En la figura 20 se muestra de manera esquemática el proceso de operación descrito.

Figura 18. Corte sección de compresión



Fuente: [www.emersonclimate.com](http://www.emersonclimate.com)

Figura 19. Flujo de refrigerante a través del compresor



Fuente: [www.emersonclimate.com](http://www.emersonclimate.com)

### 2.1.1.3 Características de diseño de los compresores.

**Balance de fuerzas.** Entre las características principales del compresor monotornillo VILTER se encuentra la no existencia de fuerzas netas radiales y axiales en el rotor principal ni en los componentes del eje de acople por el trabajo de compresión. Dado que el proceso de compresión ocurre simétricamente y simultáneamente en los lados opuestos del rotor las fuerzas causadas por la compresión se cancelan, resultando como únicas cargas, las verticales ejercidas en los cojinetes del rotor principal debidas a la gravedad y las cargas axiales resultantes de la presión de aspiración que actúan en el rotor principal. La figura 20 muestra esquemáticamente el balance de fuerzas.

**Sistema de válvulas deslizantes.** El compresor monotornillo vilter usa dos válvulas deslizantes por cada uno de los lados de compresión del gas, estas válvulas son conocidas comúnmente como:

- Válvula deslizante de capacidad: Esta válvula permite o no, que se atrape entre la hélice del rotor la cantidad máxima de refrigerante para realizar el proceso de compresión, al accionarse se mueve entre posiciones de 20% a 100% de flujo para permitir que el compresor iguale las necesidades de flujo del sistema y de esta forma lograr la variación de la capacidad. Es importante resaltar que mientras índices de flujo más bajos son posibles, estos no son recomendados debido a la reducción en la cantidad de aceite que esta fluyendo, lo cual puede resultar en sobrecalentamiento de los elementos involucrados en el proceso de compresión (una descripción más detallada se muestra en la figura 21)
- Válvula deslizante de volumen. Esta válvula permite que el puerto de descarga se situé en una posición optima logrando reducir o incrementar el volumen de salida; con esto se pretende controlar la presión de descarga, para mayor volumen menor resultara la presión. (una descripción más detallada se muestra en la figura 21)

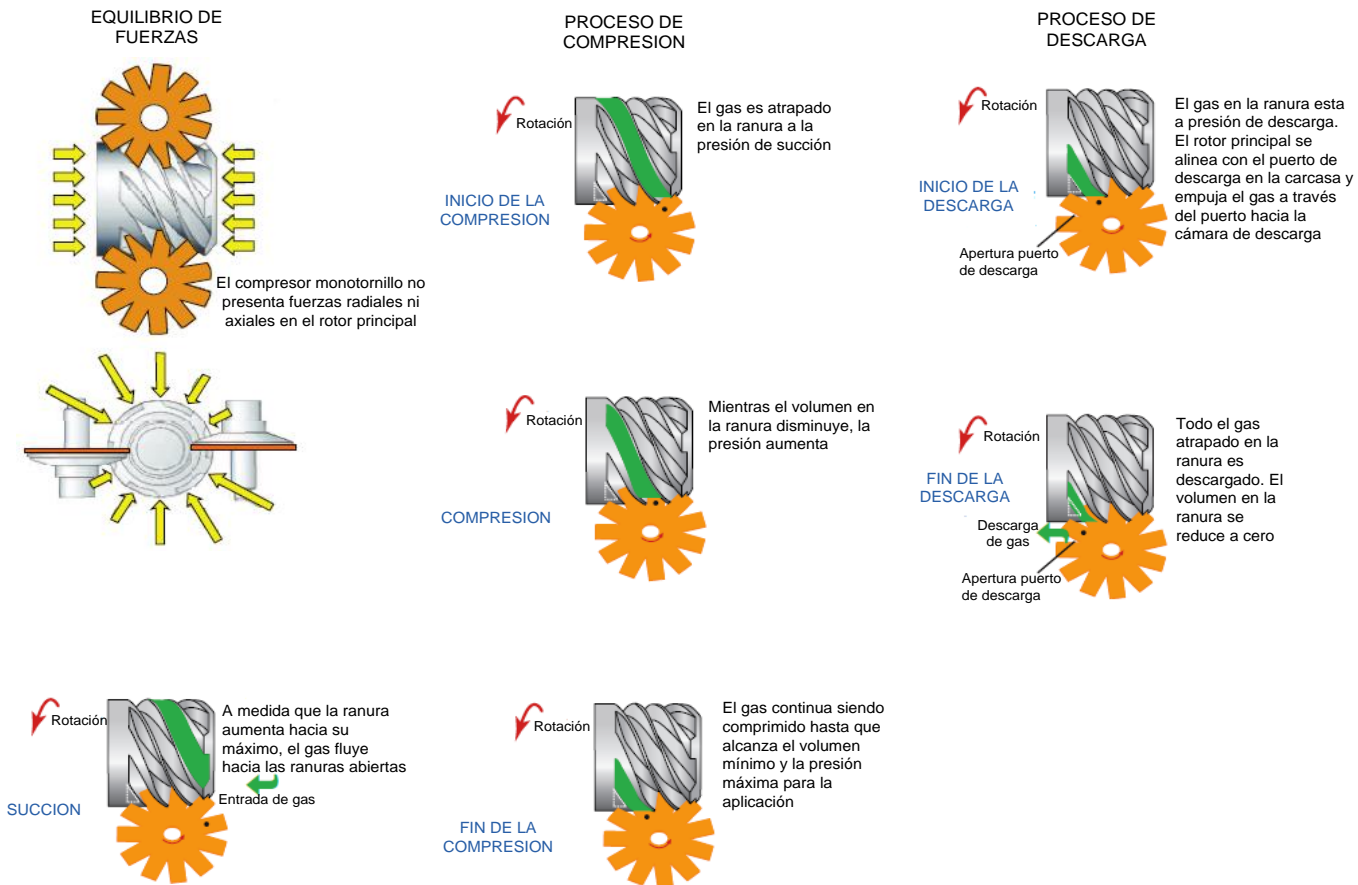
El diseño dual de las válvulas deslizantes permiten al compresor iniciar su operación completamente descargado, de igual forma al estar las dos válvulas en la posición de abierta, se crea un paso sin restricciones de flujo a través del compresor permitiendo en el momento de arranque el arrastre de aceite acumulado hacia el puerto de descarga, previniendo la posibilidad de una traba hidráulica.

Adicionalmente la posibilidad de operar las válvulas deslizantes de capacidad y volumen paralelamente (no en serie como otro tipo de compresores de tornillo), proporcionan un funcionamiento con una eficiencia optima a cargas parciales; el

operar las válvulas en serie lleva a que una de las válvulas deslizantes bloquee parte del puerto detrás de la otra válvula creando una restricción y una penalización de desempeño a cargas parciales. La operación del sistema dual de válvulas se describe esquemáticamente en la Figura 21.

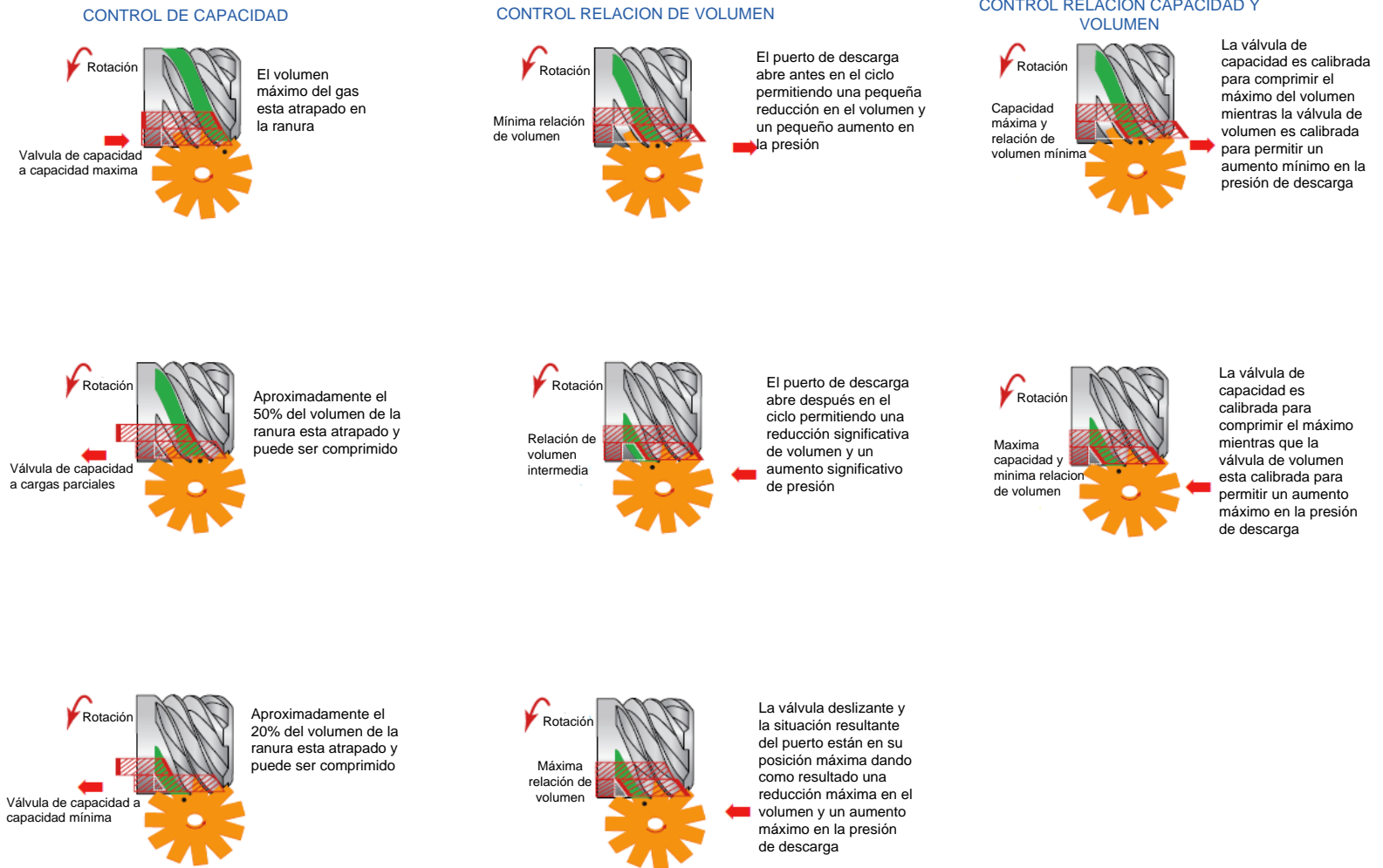
Figura 20. Esquema diseño y operación de los compresores Vilter monotornillo

**COMPRESOR MONOTORNILLO VILTER - DISEÑO Y OPERACION**



Fuente: [www.emersonclimate.com](http://www.emersonclimate.com)

Figura 21. Esquema de operación de las válvulas deslizantes



Fuente: [www.emersonclimate.com](http://www.emersonclimate.com)

**2.1.1.4 Puerto de succión lateral en los compresores (Economizador).** La figura 22 muestra la entrada lateral que tiene el compresor vilter VSS – 1201E , este puerto de succión como ya se analizo en la sección 1.2 , permite la entrada del flash-gas removido a una presión intermedia entre la presión de succión y descarga; para garantizar esta situación se dispone de una válvula reguladora de presión ubicada antes del compresor sobre la línea de flash-gas; este dispositivo censa la presión a su salida y permite el paso del refrigerante, mientras el valor censado coincida con la presión intermedia optima de entrada para el puerto lateral.

La válvula reguladora de presión es marca Hansen Technologies modelo HA4AOS la cual se describe detalladamente en la sección 2.6.3.

El valor de presión óptima para el puerto lateral se analiza más adelante en la sección 3.3.

Figura 22. Puerto de succión lateral



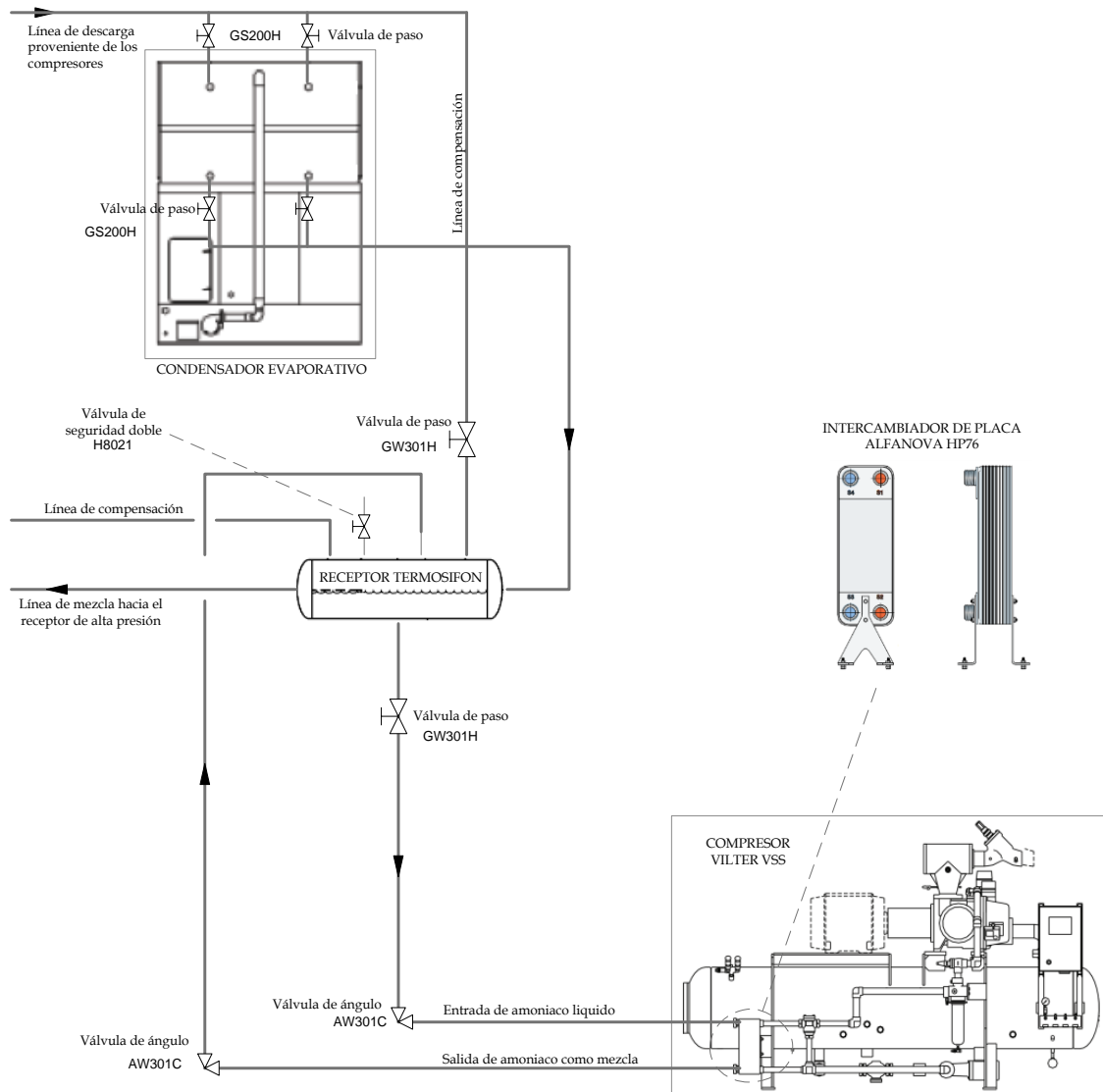
Fuente: Autor

**2.1.2 Sistema de refrigeración de aceite de los compresores.** La refrigeración del compresor se lleva a cabo manteniendo a temperaturas moderadas el aceite de lubricación que fluye a través del mismo, el método usado para este fin se denomina Termosifón y consiste básicamente en usar refrigerante a las condiciones de salida del condensador y hacerlo pasar por un intercambiador de calor. En la figura 23 se observa el esquema de este sistema.

El receptor termosifón mostrado en la figura 24, no es más que un tanque ubicado a un nivel de altura mayor que el intercambiador de calor que refrigera el aceite, la diferencia de densidades es entonces explotada para generar movimiento de fluido. El refrigerante líquido depositado en el termosifón alimenta la entrada del intercambiador de calor por acción de la gravedad, proporcionando una carga estática que aumenta la presión de entrada en el intercambiador. El líquido entra en el intercambiador y absorbe calor del aceite a través de la superficie de transferencia con lo cual inicia la vaporización del mismo. La densidad de la mezcla resultante vapor-líquido de refrigerante, resulta menor que la correspondiente al líquido a la entrada del intercambiador y mayor a la del termosifón receptor; el resultado es un retorno de mezcla de refrigerante al receptor debido al principio de convección natural.

El intercambiador de calor utilizado en el sistema termosifón descrito anteriormente, corresponde a un AlfaNova HP76, la Figura 25 ilustra su principio de funcionamiento. Su superficie de intercambio de calor consiste en placas onduladas de metal delgado superpuestas. Los canales formados entre ellas tienen orificios en las esquinas para que los dos líquidos circulen por canales alternos, siempre a contracorriente. Las placas tienen los bordes soldados, manteniendo el líquido encerrado en la unidad. Los puntos de contacto de las placas también están soldados, para soportar la presión del líquido circulante.

Figura 23. Sistema de enfriamiento de aceite por termosifón



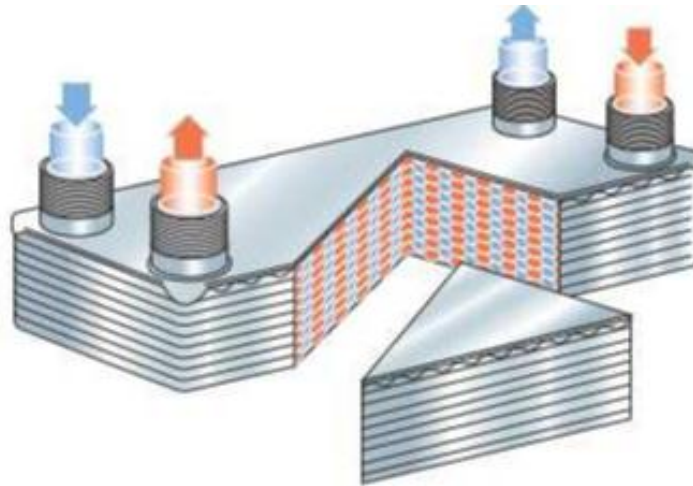
Fuente: Autor

Figura 24. Tanque termosifón



Fuente: Autor

Figura 25. Principio de circulación en un intercambiador AlfaNova



Fuente: [http://ecbook.ecweb.se/alfalaval/closeathand\\_ES/](http://ecbook.ecweb.se/alfalaval/closeathand_ES/)

**2.1.3 Sistema motriz del compresor.** Los compresores tienen motores eléctricos asíncronos, trifásicos, con velocidad de giro de 3565 rpm, tensión 440 V, 60 Hz, 350 Hp y están acoplados directamente al eje del rotor del compresor.

El motor es de tipo abierto y al no estar en contacto con el refrigerante, no existe la posibilidad de contaminación del circuito, con todos los problemas que esto

conlleva. En caso de avería del motor abierto, este puede ser reparado en el mismo lugar de trabajo.

**2.1.4 Sistema de control del compresor.** Para monitorear y controlar los eventos y factores más importantes para el correcto funcionamiento del compresor se cuenta con un microcontrolador marca vission. A través de la pantalla táctil mostrada en la figura 26 se pueden leer valores como capacidad de refrigeración, volumen de desplazamiento, temperatura, presión de descarga, presión de succión, condiciones de operación del aceite, amperaje del motor, etc.

El microcontrolador vission debe evitar la operación del compresor fuera de las condiciones normales. Esto lo consigue avisando a los operadores con alarmas cuando los parámetros de funcionamiento llegan a un punto anormal de funcionamiento, y parando automáticamente antes de que estas condiciones puedan dañar la unidad.

Los parámetros de control de seguridad son:

- Baja temperatura en el gas de succión
- Alta temperatura en el gas de descarga
- Baja temperatura en el separador de aceite de arranque
- Baja temperatura en el separador de aceite en funcionamiento
- Temperatura baja de inyección de aceite
- Temperatura alta de inyección de aceite

- Presión de succión alta
- Presión de descargar alta
- Presión del aceite de pre lubricación
- Presión del aceite de baja
- Presión diferencial del aceite en arranque alta
- Presión diferencial del aceite en funcionamiento alta
- Amperaje del motor alto

Estos parámetros de operación tienen valores que dictan las necesidades del proceso y no corresponden a limitaciones mecánicas del compresor. Los valores máximos y mínimos del compresor están estipulados por el fabricante, mientras los valores de operación deben ser programados según cada instalación.

Para el correcto control de los parámetros anteriormente descritos el microcontrolador se apoya en la siguiente instrumentación:

**Presión:** existen cuatro transductores de presión para leer las presiones del sistema que se listan a seguir.

- PT1 transductor presión de aspiración (-15.0 – 400 psig) mide la presión del gas aspirado en el interior del compresor
- PT2 transductor presión de descarga. (-15.0 – 400 psig) mide la presión de descarga del gas en el separador

- PT3 transductor presión entrada filtro de aceite. (-15.0 – 400 psig) mide la presión del aceite a medida que este entra en el filtro
- PT4 transductor presión del aceite en el separador. (-15.0 – 400 psig) mide la presión del aceite a través del filtro de aceite mientras se inyecta en la cavidad de compresión.

**Temperatura.** Existen cuatro lecturas de temperatura para el control del procesador, estas se listan a seguir.

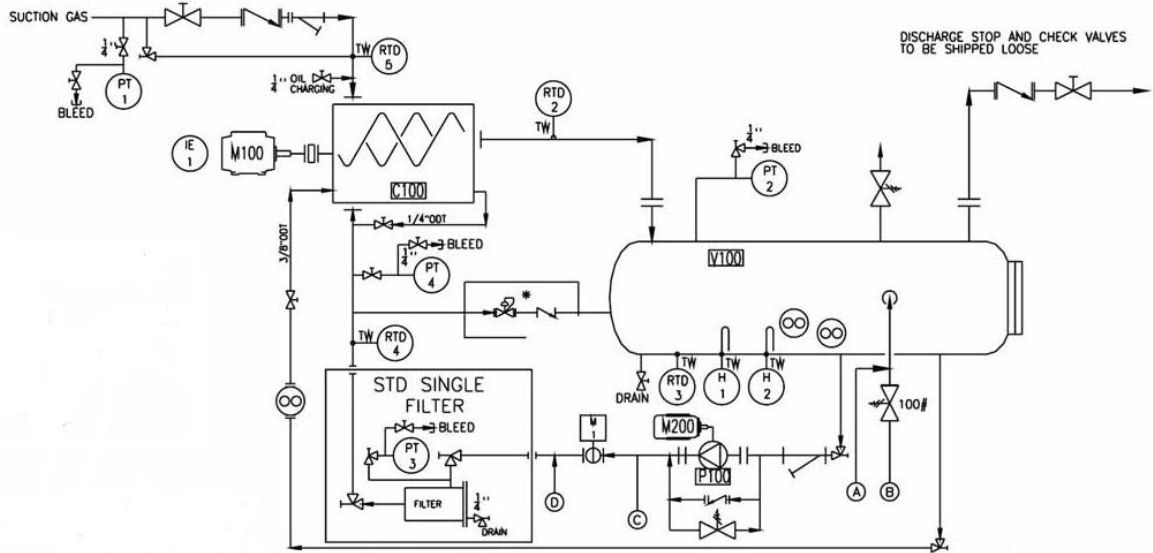
- RTD1 temperatura de succión RTD. Mide la temperatura del gas e succión
- RTD2 temperatura de descarga RTD. Mide la temperatura de la mezcla de gas/aceite a medida que se descarga del compresor
- RTD3 temperatura separador de aceite RTD. Mide la temperatura en la carcasa del separador de aceite
- RTD4 temperatura inyección de aceite RTD. Mide la temperatura del aceite que es inyectado en el compresor.

Adicionalmente el microcontrolador utiliza los siguientes instrumentos:

Transformador de corriente del motor

Actuadores ópticos para indicar la posición de las válvulas deslizantes

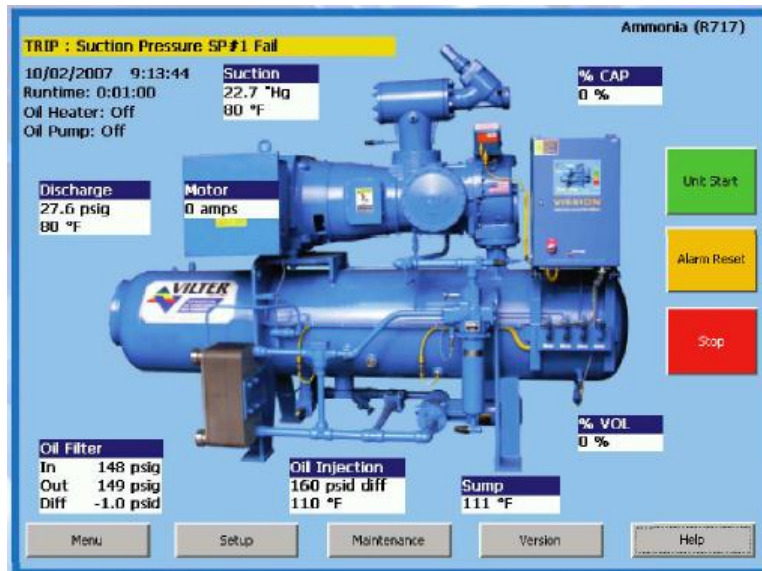
Figura 26. Diagrama de control del compresor vilter



Fuente: Autor

El microcontrolador también guarda en su memoria un registro de eventos ocurridos en el proceso de compresión, desde alarmas hasta detenciones del compresor, acceder a este registro es sencillo y puede hacerlo cualquier operario.

Figura 27. Pantalla táctil del microcontrolador vission



Fuente: Autor

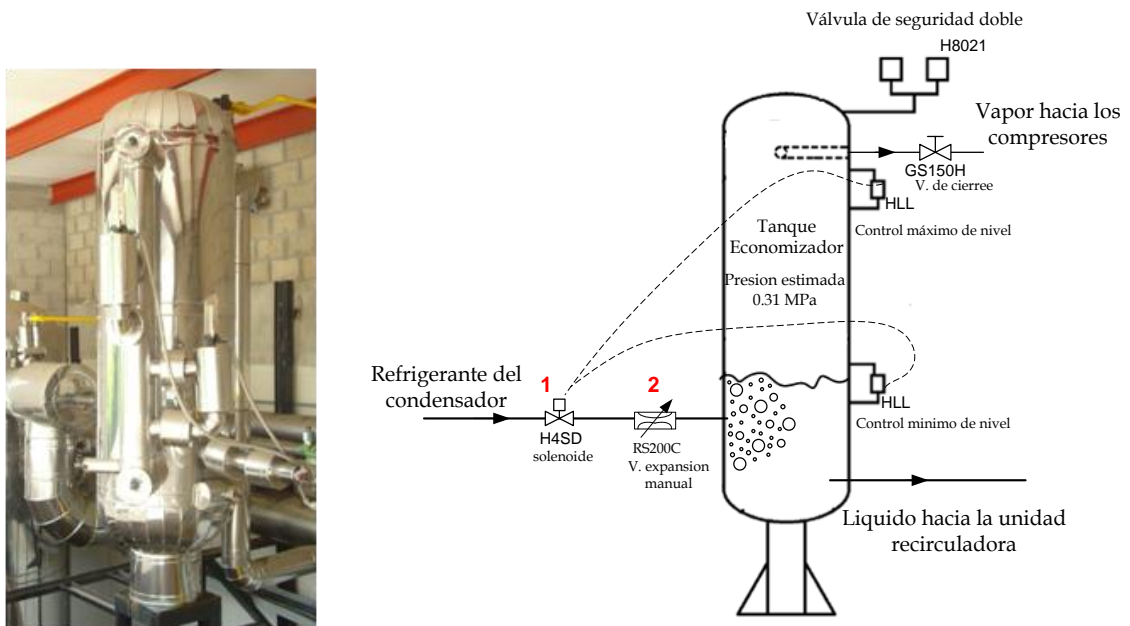
## 2.2 SUBSISTEMA ECONOMIZADOR

El subsistema economizador se compone básicamente de un tanque intermedio donde se expande refrigerante generando flash-gas y de los dispositivos de control de nivel así como las válvulas de entrada y salida de refrigerante. Para el tanque economizador y los dispositivos de control de nivel se muestra a continuación sus respectivas características físicas y principios de operación.

### 2.2.1 Tanque economizador

**2.2.1.1. Descripción física y técnica del tanque economizador.** Corresponde a un tanque vertical de forma cilíndrica, de hierro dúctil y aislado para evitar la transferencia de calor hacia su interior. La figura 28 lo ilustra.

Figura 28. Tanque Economizador



Fuente: Autor

Las especificaciones técnicas y físicas se resumen en la tabla 2

Tabla 2. Especificaciones del tanque economizador

TANQUE ECONOMIZADOR	
Fabricante	Alfrio
Dimensiones largo x diámetro (m <sup>3</sup> )	3 x 0.8
Diámetro entrada de refrigerante (m)	0.05
Diámetro salida de refrigerante (m)	0.05

Fuente: Autor

**2.2.1.2 Principio de funcionamiento del tanque economizador.** Como ya se presento en la sección 1.1.2 el tanque economizador es el recipiente intermedio entre el lado de alta (salida del condensador) y el lado de baja (salida de los evaporadores). El flujo proveniente del condensador se expande inicialmente a través de la válvula de regulación manual RS200C (2), La expansión del gas produce una vaporización parcial del refrigerante líquido que entra, esta acción se traduce en una menor temperatura del refrigerante en el tanque, la fracción de vapor (*flash-gas*) producida es enviada al puerto lateral de los compresores y el líquido a la unidad recirculadora.

El suministro de refrigerante al interior del tanque economizador es regulado por la acción conjunta de la válvula solenoide de entrada (1) (referencia H4SD de Hansen technologies) que se encuentra en la línea de suministro y dos flotadores de nivel HLL instalados en columnas derivadas del economizador, uno controla el nivel máximo y el otro el nivel mínimo de líquido. Los flotadores de nivel HLL toman la lectura de nivel de líquido en el economizador y según sea el caso ordena eléctricamente a la válvula solenoide H4SD para que permita el paso de flujo o lo restrinja. La figura 28 muestra esquemáticamente la configuración del tanque economizador con sus respectivas válvulas, líneas de suministro y líneas de descarga de flujo. Ambos dispositivos se describen con más detalle en la sección 2.6.4 y 2.6.7 respectivamente.

La válvula H4SD está configurada de tal manera que su apertura no sea del 100% instantáneamente, inicialmente permite paso de refrigerante igual a un 10% de su capacidad de flujo con el fin de evitar un choque violento entre el flujo de entrada y el ya existente en el interior del tanque, teniendo en cuenta que la diferencia de presiones es considerable. Unos instantes después de funcionar al 10% de su capacidad y habiendo alcanzado un equilibrio de presiones entre los flujos mencionados, la válvula abre al 100% de su operación.

## **2.3 SUBSISTEMA DE EVAPORACIÓN**

El subsistema de evaporación se compone de los siguientes elementos y sistemas complementarios:

- Evaporadores
- Unidad de recirculación
- Sistema de desescarche

A continuación se describen físicamente los evaporadores, el tanque de separación y las bombas de amoníaco, elementos que componen la unidad de recirculación; también se explica el principio de funcionamiento individual de los equipos y su funcionamiento global como sistema. Finalmente se describe el método utilizado como desescarche, la configuración física y la secuencia de la operación.

### **2.3.1 Evaporadores**

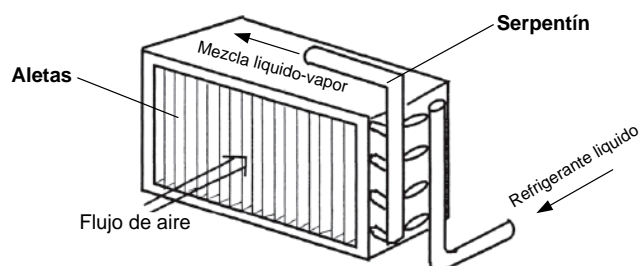
**2.3.1.1 Descripción física de los evaporadores.** Los evaporadores son de tipo aleteado; aletas o placas metálicas se colocan sobre un serpentín de tubo descubierto con el fin de absorber calor y así aumentar el área superficial externa

del evaporador. El aire dentro del espacio a refrigerar se hace circular de manera forzada usando ventiladores sobre el serpentín, gran cantidad de este flujo no entra en contacto directo con la superficie del tubo; entonces se agregan aletas al serpentín, las cuales se extienden hacia afuera ocupando los espacios abiertos entre los tubos y actuando como colectores de calor. Las aletas absorben calor del aire que ordinariamente no estaría en contacto con la superficie principal del tubo y conducen este calor al serpentín.

Las aletas están soldadas al serpentín del evaporador para garantizar un buen contacto térmico entre ambas. La dimensión del tubo determina el dimensionamiento de la aleta; a medida que se aumenta el tamaño del serpentín se podrá aumentar el tamaño de la aleta. El espacio entre aletas varía desde 1 a 14 aletas por pulgada, dependiendo principalmente de la temperatura de operación del serpentín.

La acumulación de escarcha en los evaporadores es inevitable debido a que trabajan a bajas temperaturas, esta escarcha restringe el paso de aire entre las aletas y retarda la circulación del mismo a través del serpentín; por esta razón estos evaporadores deben tener un espaciado entre dos y tres aletas por pulgada. La figura 29 muestra esquemáticamente la configuración de un evaporador aleteado, puede verse la entrada y salida del serpentín y el arreglo de aletas para aumentar la transferencia de calor entre el flujo de aire y el fluido refrigerante.

Figura 29. Evaporador aleteado



Fuente: Autor

Los evaporadores utilizados en el sistema de refrigeración corresponden a la serie PC de la marca KRACK; sin embargo el modelo usado para la cámara de conservación difiere en algunas características técnicas con el utilizado para los cuartos de congelamiento. Básicamente las diferencias se dan en el dimensionamiento de los modelos y en el hecho de que para la cámara de conservación son utilizados 3 evaporadores, mientras se usa un solo evaporador por cuarto de congelamiento. En la figura 30 y 31 se muestran cada uno de los evaporadores instalados.

Figura 30. Evaporador en cámara de conservación



Fuente: Autor

Una diferencia adicional es la capacidad frigorífica, la cual está influenciada por la condición de temperatura deseada en el interior de cada cuarto.

La tabla 3 muestra de manera comparativa las especificaciones técnicas para cada tipo de evaporador mencionado.

Tabla 3. Comparación de las especificaciones de los Evaporadores

<b>EVAPORADORES KRACK SERIE PC III</b>		
<b>Espacio refrigerado</b>	<b>Conservación</b>	<b>Congelación</b>
Modelo	3L-9010	3L-7410

<b>EVAPORADORES KRACK SERIE PC III</b>		
<b>Espacio refrigerado</b>	<b>Conservación</b>	<b>Congelación</b>
Material del serpentín	S	S
Material de las aletas	S	S
Número de ventiladores	3	3
RPM de los ventiladores	1160	1160
Caudal de aire (CFM)	55500	65400
Capacidad frigorífica (BTU/°TD)	61200	46440
Superficie externa (Ft²)	84	70
Filas del serpentín	8	10
Paso entre aletas (in)	3	3
Potencia para cada motor (Hp)	5	5
Alimentación de refrigerante	RB	RB
Método de desescarche	HG	HG
Número de evaporadores	3	1
S: acero; RB: refrigerante sobrealimentado; HG: gas caliente; TD: (Tentrada refrigerante al evaporador menos Taire del cuarto)		

Fuente: [www.Krackingersollrand.com](http://www.Krackingersollrand.com)

Figura 31. Evaporador en cuarto de congelamiento

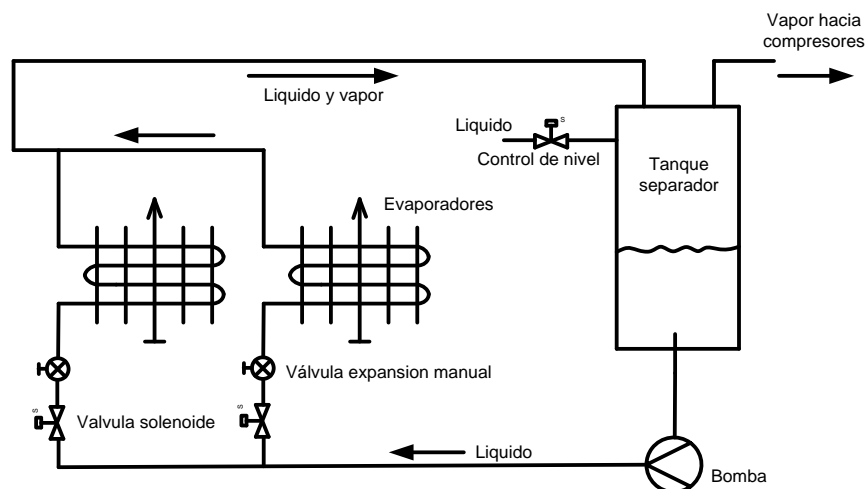


Fuente: Autor

**2.3.1.2 Principio de funcionamiento de los evaporadores.** Los evaporadores en el sistema operan bajo el método de líquido recirculado; esto quiere decir que son evaporadores sobrealimentados con un significativo exceso de refrigerante líquido y solo parte de este se vaporiza. El exceso de líquido es separado del vapor en un tanque con características especiales y recirculado a los evaporadores a través de bombas mecánicas, mientras el vapor es aspirado por los compresores. Al conjunto conformado por el tanque de separación y las bombas se le llama unidad recirculadora. Un esquema se muestra en la figura 32. La parte de líquido que se vaporiza es la necesaria para satisfacer la carga térmica a eliminar. El líquido restante es utilizado para mantener la superficie interna de los tubos húmeda, de esta manera se incrementa la transferencia de calor y al mismo tiempo se elimina aceite depositado.

Al utilizar el método de recirculación de líquido es importante establecer ciertos conceptos. Se conoce como índice de circulación la relación másica entre el líquido bombeado y la cantidad de líquido evaporado. La cantidad de líquido evaporado depende del calor latente del refrigerante a la temperatura del evaporador.

Figura 32. Recirculación en evaporadores inundados



Fuente: Autor

Otro concepto utilizado es la tasa de sobrealimentación, está hace referencia a la relación entre el líquido y el vapor que retornan al tanque de separación intermedio o de recirculación.

Si el vapor abandona un evaporador en condiciones de vapor saturado sin líquido en exceso, el índice de circulación es 1 y la tasa de sobrealimentación es 0. En el sistema de refrigeración del frigorífico metropolitano el índice de circulación es 4, la tasa de sobrealimentación a plena carga es 3 y a carga nula es 4. En todo caso, a plena carga, la composición en peso de refrigerante en el tanque de separación se compone por tres partes de líquido y una de vapor.<sup>1</sup>

**2.3.2 Unidad recirculadora.** La unidad recirculadora tiene como función distribuir el refrigerante líquido hacia los evaporadores y recogerlo en forma de mezcla al retornar de los mismos. La unidad se compone básicamente de los siguientes elementos:

- Tanque de separación vertical
- Bombas de amoníaco
- Accesorios de control de suministro al tanque

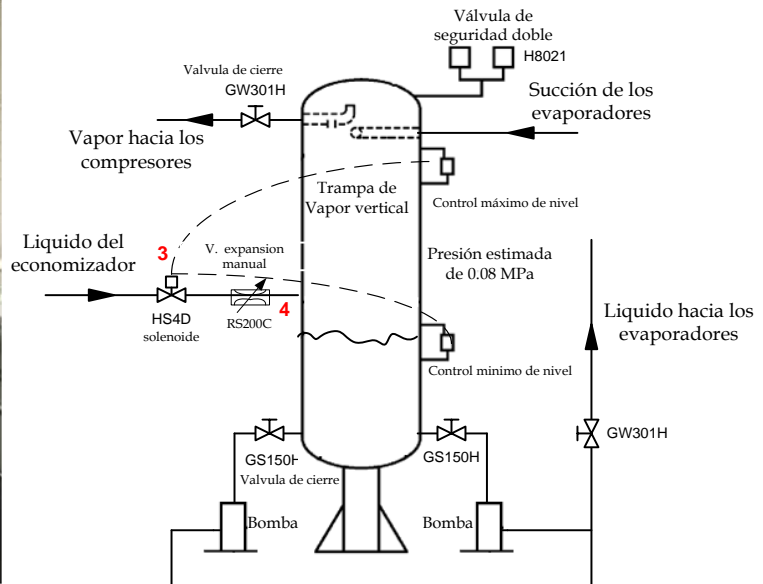
Estos componentes se detallan a continuación:

**2.3.2.1 Tanque de separación vertical.** El tanque de separación se muestra en la figura 33 y sus especificaciones técnicas se presentan en la tabla 4

---

<sup>1</sup> ASHRAE. Handbook Refrigeration. Atlanta: GA, 2006. Chapter 1, pág. 3.

Figura 33. Tanque de separación



Fuente: Autor

Tabla 4. Especificaciones del tanque separador

TANQUE RECIRCULADOR	
Fabricante	Alfrio
Volumen interno (m <sup>3</sup> )	16
Dimensiones largo x diámetro (m)	5 x 2
Diámetro entrada de refrigerante (m)	0.05
Diámetro salida de refrigerante hacia las bombas(m)	0.038
Diámetro retorno de los evaporadores (m)	0.05
Diámetro aspiración de los compresores (m)	0.15

Fuente: Autor

**2.3.2.2 Bombas de amoníaco.** Se usan dos bombas semiherméticas (con rotor encapsulado) para minimizar la posibilidad de fugas y facilitar el aislamiento de la unidad. Cabe resaltar que solo una bomba opera a la vez mientras la otra cumple un papel de respaldo en caso de falla.

Cada bomba dispone de una línea de caudal mínimo con lo cual se garantiza que el caudal suministrado por la bomba en condiciones de operación no sea inferior al crítico, evitando de esta forma la cavitación. Esta línea también evita la acumulación de refrigerante en forma de gas cuando esta se encuentra en reposo, evitando entonces la cavitación de la bomba en el arranque

Las bombas cuentan con un preostato diferencial y con un filtro en la línea de aspiración como forma de protección

Las bombas de amoníaco se muestran en la figura 34 y sus especificaciones técnicas se presentan en la tabla 5

Figura 34. Bombas de amoníaco



Fuente: Autor

Tabla 5. Especificaciones de las Bombas de amoníaco

<b>BOMBAS DE AMONÍACO</b>	
Fabricante	Hansen Technologies
Modelo	CAM series
Material	Acero inoxidable
Máxima presión de operación	360
Rango de temperatura (°C)	(-50 – 90)

<b>BOMBAS DE AMONIACO</b>	
Rango de caudal (m <sup>3</sup> /h)	(1.5 – 24)
Cabeza diferencial (m)	(23 – 69)

Fuente: Autor

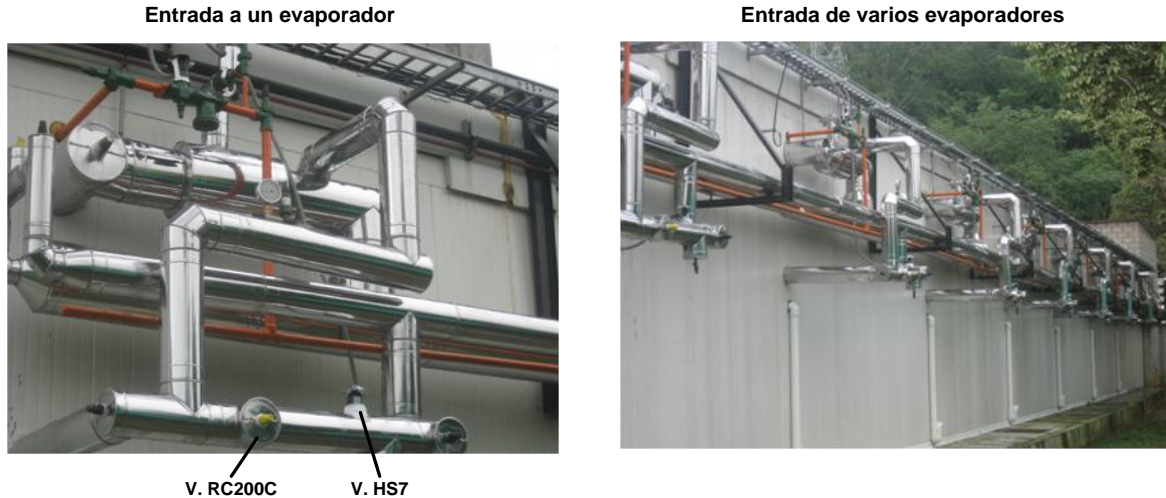
**2.3.2.3 Funcionamiento de la unidad recirculadora.** El tanque vertical actúa como trampa de succión, recibe mezcla de líquido y vapor proveniente de los evaporadores, en su interior precipita la fracción de líquido para que sea aspirado por las bombas mecánicas y estas recirculen el refrigerante de vuelta a los evaporadores. Mientras tanto el vapor separado es aspirado por los compresores. El nivel de líquido en el interior del tanque de recirculación se mantiene constante gracias a dos flotadores de nivel (uno control nivel máximo y el otro nivel mínimo de líquido) referencia HLL.

El refrigerante sufre un nuevo proceso de expansión en la entrada del tanque vertical, por acción de la válvula de regulación manual RS200C (3) la cual se encuentra entre el tanque y la válvula solenoide de suministro H4SD (4). La válvula H4SD está configurada de tal manera que su apertura no sea del 100% instantáneamente, inicialmente permite paso de refrigerante igual a un 10% de su capacidad de flujo con el fin de evitar un choque violento entre el flujo de entrada y el ya existente en el interior del tanque, teniendo en cuenta que la diferencia de presiones es considerable. Unos instantes después de funcionar al 10% de su capacidad y habiendo alcanzado un equilibrio de presiones entre los flujos mencionados, la válvula abre al 100% de su operación.

Las bombas impulsan el amoníaco líquido hacia los evaporadores en una cantidad tal, que no todo el líquido enviado se evapora, consiguiendo de esta forma que el interior de los evaporadores se mantenga continuamente húmedo, aumentando así su eficiencia. La unidad recirculadora se muestra esquemáticamente en la figura 35

El caudal de líquido aspirado por los evaporadores es controlado por la válvula de expansión manual RS200C (a la entrada de cada evaporador se encuentra una), la cual es ajustada en la puesta en marcha del sistema. Dado el caso que un evaporador tenga que salir de funcionamiento una válvula solenoide referencia HS7 (por cada evaporador se encuentra una válvula de este tipo) se encarga de cerrar el paso de refrigerante hacia el equipo. Estas válvulas pueden verse en la figura 36 y están presentes en cada uno de los circuitos de entrada a los evaporadores.

Figura 35. Circuito de alimentación a los evaporadores del sistema



Fuente: Autor

**2.3.2.4 Ventajas al usar unidad recirculadora.** Entre las ventajas de usar una unidad de recirculación están:

- Es posible mantener la sobrealimentación de refrigerante líquido a los evaporadores, con lo cual se aumentan los coeficientes de transmisión de calor.
- El exceso de líquido facilita el retorno de aceite hacia el tanque, el cual dispone de una sección para su acumulación y posterior drenado.

- El tanque separador protege a los compresores de aspirar vapor sobrecalentado en exceso.
- El separador asegura la no aspiración de líquido lo cual garantiza un correcto funcionamiento de los compresores.

**2.3.2.5 Ventajas y Desventajas de los evaporadores inundados.** Entre las ventajas de esta clase de evaporadores están:

- La superficie de intercambio térmico se aprovecha mejor, ya que el evaporador es alimentado por líquido saturado y no por una fracción de líquido/vapor.
- El incremento de entalpía del refrigerante entre la entrada y la salida del evaporador es mayor.
- La eficiencia energética del ciclo (el COP) aumenta.
- La temperatura de descarga de los compresores es menor, ya que a la salida del evaporador se obtiene vapor saturado y no sobrecalentado.

Entre las desventajas se encuentran:

- Se requiere una cantidad de refrigerante mayor
- Mayor coste inicial que los evaporadores de expansión seca

**2.3.3 Sistema de desescarche por gas caliente.** Entre las características importantes del subsistema de evaporación se destaca el método utilizado para el desescarche de los evaporadores, en el Frigorífico Metropolitano se realiza el desescarche por gas caliente. Básicamente el deshielo de los evaporadores se consigue mediante gas refrigerante caliente proveniente de la línea de descarga de los compresores el cual se hace circular en contracorriente a través del serpentín del evaporador, transfiriendo energía desde el gas caliente hacia los tubos, el hielo alojado en la superficie externa de los mismos se funde y es recogido en estado líquido en una bandeja inferior para su inmediata evacuación fuera del espacio refrigerado.

El proceso de desescarche es el mismo para todos los evaporadores del sistema, sin embargo la orden para su inicio se da de forma distinta.

La orden de desescarche para los cuartos de congelación es dada por un operario de logística cada dos baches de producto congelado (se entiende por bache el volumen total del cuarto de congelación en producto, que ha sido mantenido por algún tiempo en condiciones de congelación)

Para los evaporadores de la cámara de conservación la orden de desescarche se da de manera programada y secuencial, la tabla 6 muestra la secuencia de desescarche para los 3 evaporadores mencionados.

Tabla 6. Secuencia horaria de desescarche en los evaporadores de conservación

NÚMERO DE DESESCARCHES DIARIOS	NÚMERO DE EVAPORADOR		
	1	2	3
Horario primer desescarche	0	3	5
Horario segundo desescarche	8	11	13
Horario tercer desescarche	16	19	21

Fuente: Autor

La tabla anterior muestra que los desescarches se dan cada 8 horas para un evaporador dado y de forma tal que solo uno sufra el proceso a la vez, para garantizar el mínimo impacto en el proceso de refrigeración de la cámara.

La configuración física del sistema y el protocolo dispuesto para el desescarcho es el mismo para todos los evaporadores. El circuito se muestra en la Figura 36 y la secuencia del proceso a continuación:

1. El proceso inicia con la señal de cierre de la válvula solenoide (HS7)(1) impidiendo el paso de refrigerante líquido hacia los evaporadores, después de 15 minutos a la orden de cierre se apagan los ventiladores de los evaporadores.
2. Seguidamente se acciona la válvula solenoide piloto (HS6)(2) permitiendo el paso de gas caliente por el conducto de pilotaje el cual acciona la válvula de cierre por succión (HCK2)(3) que cierra la línea de retorno de los evaporadores.
3. Se da la orden de apertura a la válvula solenoide (HS7)(4) ubicada en la línea de gas caliente, permitiendo que este gas recorra todo el serpentín tubular del evaporador en sentido opuesto o como lo hace el refrigerante líquido en operación normal, deshaciendo la escarcha formada. Esta circulación dura 30 minutos.
4. El gas caliente condensado sale del evaporador y se dirige por la tubería de desviación que se encuentra entre la aspiración de líquido habitual y el retorno de refrigerante hacia el tanque separador; pasando este por una válvula reguladora de presión (HA4AOS)(5) que mantiene constante la presión en el serpentín del evaporador. La válvula reguladora abre durante el proceso de desescarcho gracias a que la presión del gas caliente iguala la presión de taraje.

5. La señal de fin de desescarche cierra las solenoides de desviación del gas caliente (HS7)(4) y la válvula piloto (HS6)(2), así pues, automáticamente se abre la salida de retorno del refrigerante dado que la válvula de cierre (HCK2)(3) no es accionada por la línea piloto. En este instante se encienden los ventiladores.

6. Tras un minuto de haber encendido los ventiladores con el fin de refrigerar el serpentín inicialmente, se da la señal de apertura de la válvula solenoide (HS7)(1) para permitir la entrada de refrigerante líquido a los evaporadores. La proyección de agua al encender los ventiladores se recoge en una bandeja que dispone el evaporador para ser enviada hacia el exterior de cada recinto a través de una línea de drenaje.

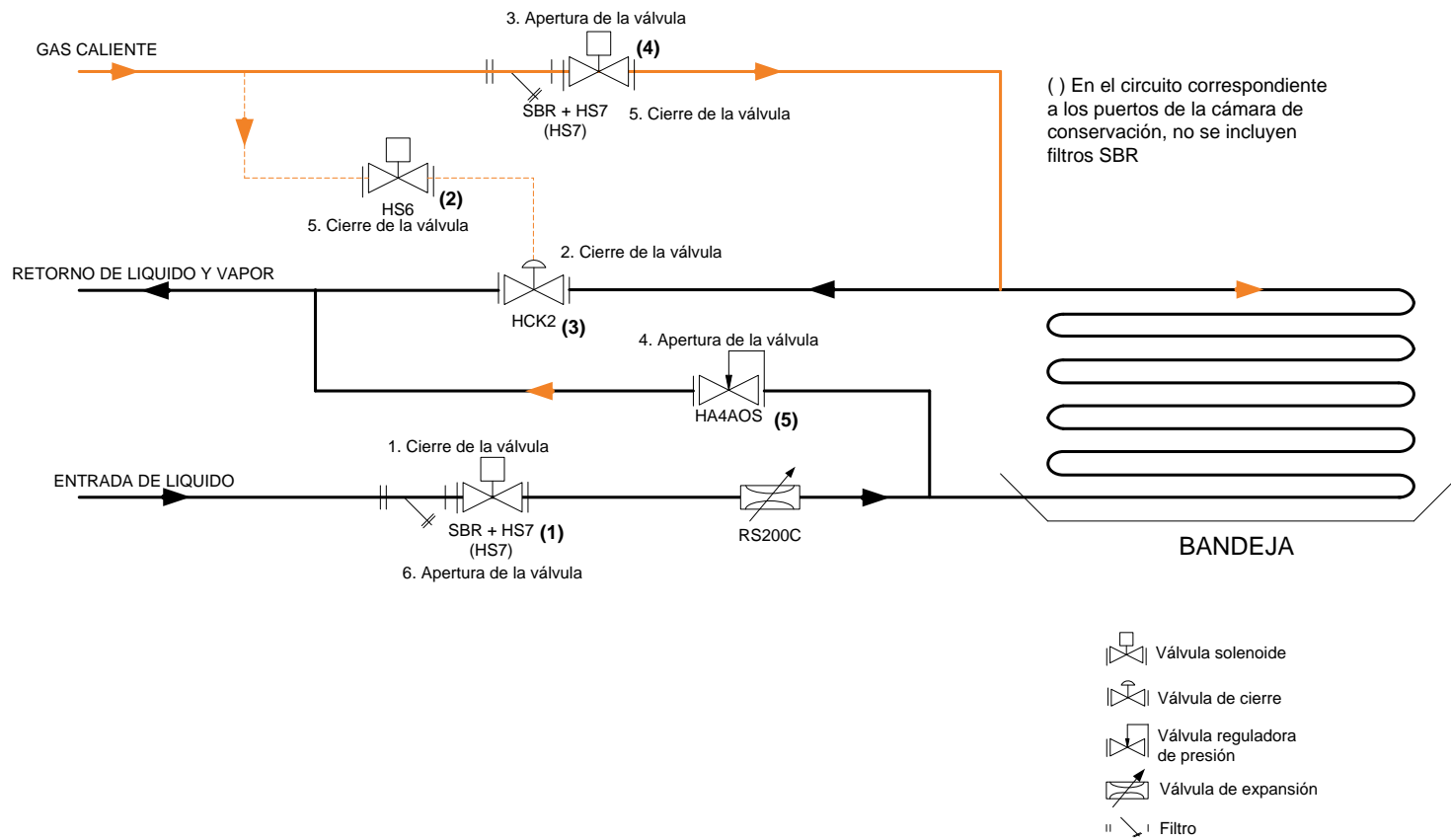
Las válvulas mencionadas anteriormente se describen y analizan detalladamente en la sección 2.6

Entre las ventajas del desescarche por gas caliente están:

- Ningún coste de funcionamiento añadido ya que se aprovecha la energía que de otra manera sería disipada en el condensador
- El deshielo es rápido y efectivo
- Durante el desescarche se reduce la carga térmica a disipar en el condensador

Figura 36. Circuito de alimentación a los evaporadores

**CIRCUITO DE ENTRADA A LOS  
EVAPADORES CON SU RESPECTIVO  
DESESCARCHE**



Fuente: Autor

## 2.4 SUBSISTEMA DE CONDENSACIÓN

La función de condensación del sistema de refrigeración es realizada por un condensador tipo evaporativo. En esta sección se describe físicamente, se enuncian sus especificaciones técnicas y se explica su principio de funcionamiento.

### 2.4.1 Condensador Evaporativo

**2.4.1.1 Descripción física y técnica del condensador evaporativo.** El condensador evaporativo utilizado en el sistema de refrigeración corresponde a un VCA de la marca Baltimore Air Company (B.A.C). Este equipo se muestra en la figura 37.

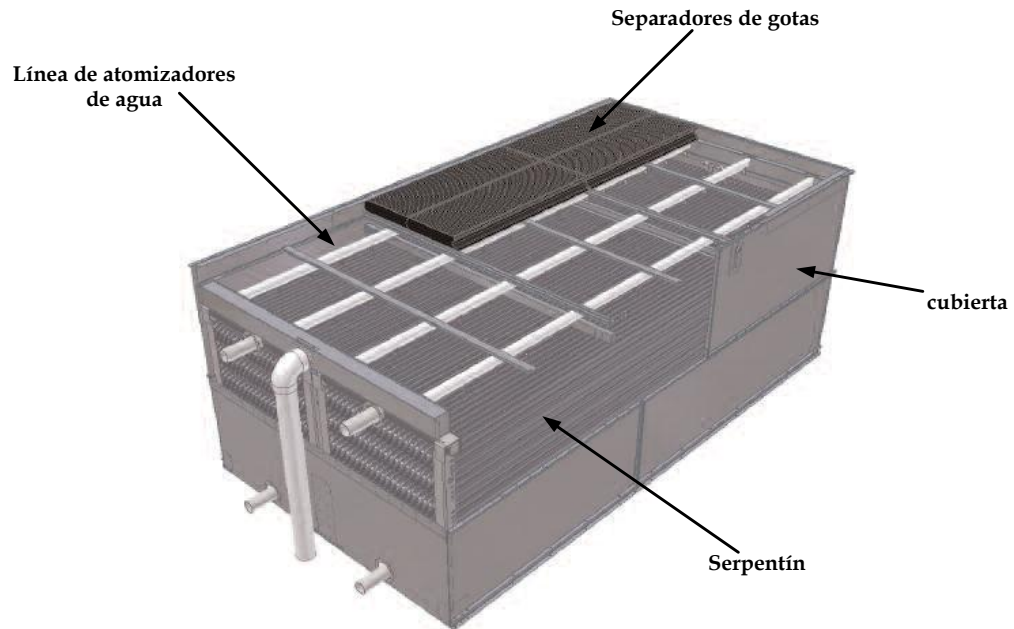
Figura 37. Condensador Evaporativo VCA



Fuente: Autor

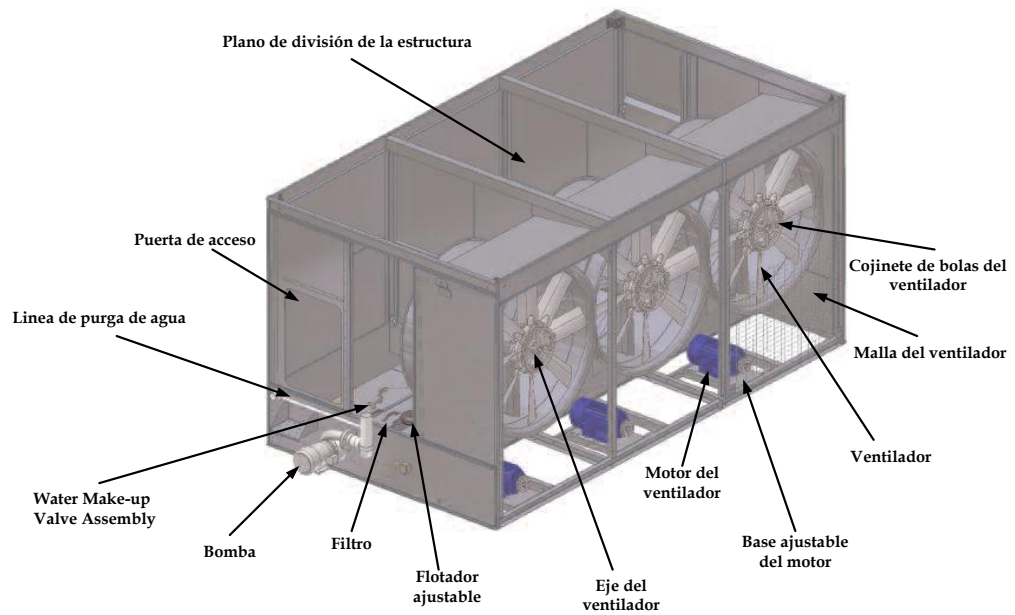
Las características físicas y técnicas del condensador se aprecian en la figura 38 y en la tabla 7

Figura 38. Estructura del Condensador evaporativo B.A.C serie VCA



SECCION DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL SERPENTIN

SECCION BAJA DE VENTILACION



Fuente: Tomado de B.A.C; Product & Application Handbook, Volumen III, Pág. N82

Tabla 7. Especificaciones del condensador evaporativo

<b>CONDENSADOR EVAPORATIVO VCA</b>	
<b>Modelo</b>	VCA-707A
<b>Rechazo de calor (MBH)</b>	10393
<b>R-717 (Tons)*</b>	502
<b>Número de ventiladores</b>	3
<b>Potencia de los ventiladores (Hp)</b>	10
<b>Flujo de aire (CFM)</b>	94200
<b>Potencia de la bomba (Hp)</b>	7.5
<b>Flujo de agua (GPM)</b>	760
<b>Peso aproximado en vacío (Lbs.)</b>	27150
<b>Peso aproximado en operación (Lbs.)</b>	36860
<b>Carga de R-717 en operación (Lbs.)</b>	1061
<b>Volumen interno del serpentín (Ft³)</b>	114
<b>Dimensiones (largo x ancho x alto) (Ft)</b>	19.35 x 9.83 x 16.1
<b>*Tons de R717 a una temperatura de condensación de 35.72°C, temperatura de succión -6.67°C y temperatura de entrada de bulbo húmedo 25.56 °C</b>	

Fuente: [www.baltimoreaircol.com](http://www.baltimoreaircol.com)

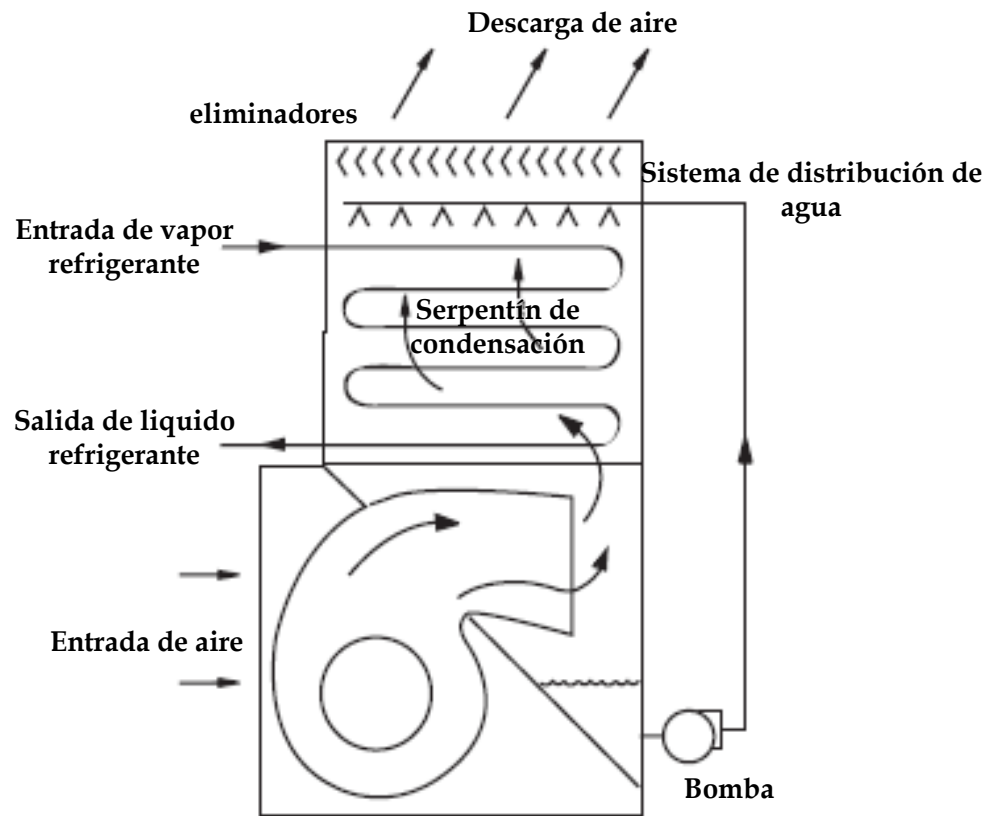
**2.4.1.2 Principio de funcionamiento del condensador evaporativo.** Un condensador evaporativo es una combinación de condensador enfriado por aire y torre de enfriamiento; es un condensador atmosférico con circulación forzada de agua y flujo de aire.

Tanto el aire como el agua se emplean en el condensador, el aire se introduce por la parte inferior y es impulsado por ventiladores a través de un arreglo de serpentines de condensación, para salir posteriormente por la parte superior del condensador. El agua simultáneamente se introduce por unas tuberías situadas en la parte superior de los serpentines de condensación y a través de unas toberas

de dispersión es distribuida en forma de lluvia; humedeciendo uniformemente toda la superficie de los serpentines para conseguir una eficiencia máxima.

El efecto de condensación del refrigerante que fluye por los serpentines, se da cuando el agua absorbe calor sensible del refrigerante elevando su temperatura hasta alcanzar que parte de esta se evapore y es allí donde el aire, atraviesa la cortina acuosa absorbiendo algo de agua rociada sobre los serpentines y retirando el calor en forma latente absorbido por el agua

Figura 39. Descripción del funcionamiento del condensador evaporativo



Fuente: Tomado de B.A.C; Product & Aplicacion Handbook, Volumen III, Pag G55

**2.4.1.3 Ventajas del uso de un condensador evaporativo.** Entre las ventajas del uso de un condensador evaporativo sobre otros sistemas están:<sup>2</sup>

- Bajos costos de operación en sistemas que condensan a temperaturas con una diferencia respecto la temperatura de diseño de bulbo húmedo de 15°F, lo cual se traduce en ahorros de potencia estimados en 10% sobre sistemas con torres de refrigeración y 30% sobre sistemas enfriados por aire.
- Gracias a la eficiencia del principio de refrigeración evaporativo utilizada, se reduce el área de transferencia de calor, el número de ventiladores y por lo tanto el número de motores para los mismos; este ahorro se refleja en un costo inicial de materiales equivalente entre 30 y 50% comparado con condensadores de aire.
- El condensador evaporativo ahorra valioso espacio ya que combina los serpentines de condensación y la torre de enfriamiento en un solo equipo, eliminando la necesidad de grandes bombas o tuberías; de esta forma el condensador evaporativo requiere solo el 50% de la zona de trabajo utilizada por un condensador de aire de capacidad comparable.

## **2.5 SUBSISTEMA DE ALMACENAMIENTO**

Este subsistema lo compone un tanque receptor de alta presión y se describe a continuación.

### **2.5.1 Tanque receptor de alta presión**

**2.5.1.1 Descripción física y técnica del tanque receptor de alta presión.** El sistema de refrigeración incorpora un receptor de refrigerante de tipo horizontal y

---

<sup>2</sup> Tomado de B.A.C; Product & Application Handbook, Volumen III, Pág. G55.

de alta presión, el cual sirve como almacenamiento principal en el sistema. Este receptor maneja las variaciones de volumen entre el condensador evaporativo y la línea de baja presión, durante la operación del sistema y para facilitar reparaciones o desescarche de los evaporadores. En la figura 40 se observa el tanque receptor.

Figura 40. Tanque receptor de alta presión



Fuente: Autor

En la tabla 8 se resumen las características físicas y técnicas más importantes del tanque receptor.

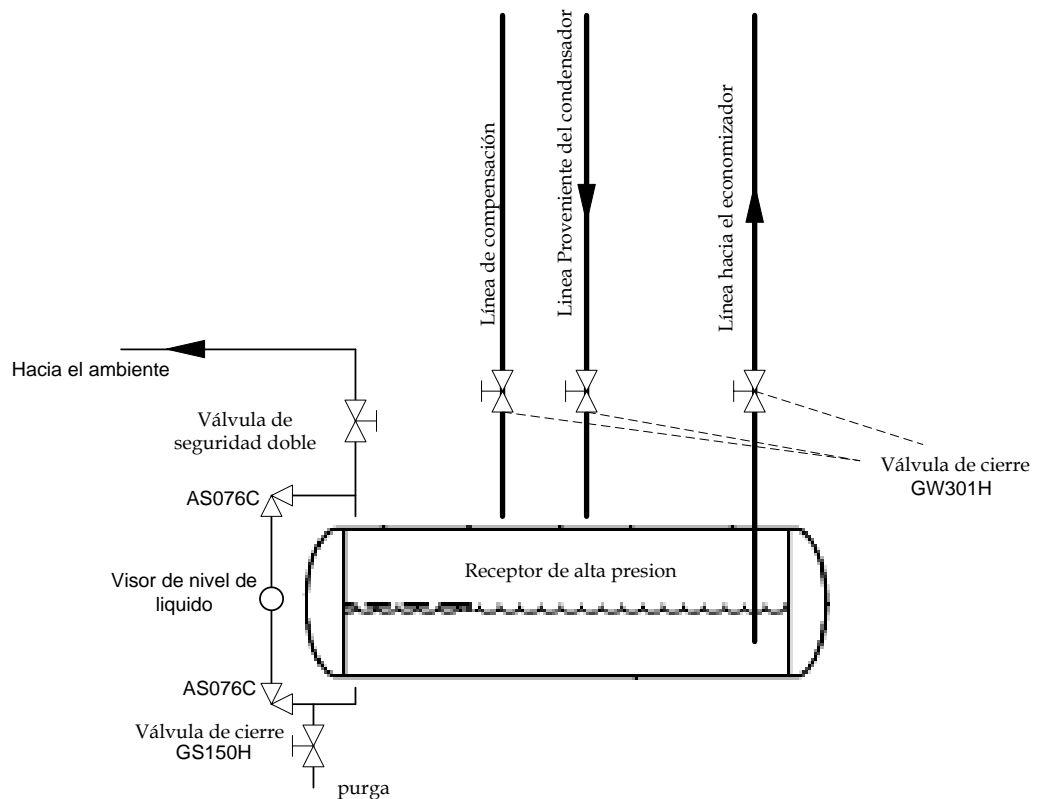
Un esquema del tanque receptor de alta presión se ilustra en la figura 41, allí se muestran las tuberías de salida, entrada y compensación del refrigerante con sus respectivas válvulas de paso, de igual forma las líneas de purga y de seguridad necesarias en este tipo de recipientes.

Tabla 8. Especificaciones del Receptor de alta presión

RECEPTOR DE ALTA PRESIÓN	
Fabricante	Alfrio
Modelo	Horizontal
Capacidad de refrigerante (Ft <sup>3</sup> )	212
Dimensiones largo x diámetro (Ft)	14.04 x 4.72
Diámetro entrada de refrigerante (in)	3
Diámetro salida de refrigerante (in)	1.5
Diámetro línea de compensación (in)	2.5

Fuente: Autor

Figura 41. Esquema del receptor de alta presión



Fuente: Autor

**2.5.1.2 Líneas del tanque receptor de alta presión.** Las líneas del receptor se describen detalladamente a seguir:

- **Línea de compensación.** Esta línea tiene como función equilibrar la presión de entrada al condensador evaporativo con la presión en el interior del tanque receptor, con esto se garantiza que el refrigerante proveniente del condensador fluya de una forma uniforme y constante hasta el receptor. Para explicar el funcionamiento de esta línea se recurre a la siguiente analogía: “Considérese una botella plástica de 2 litros que se llena parcialmente con agua, al girarla con el cuello hacia abajo, el agua intentara salir de la misma con un flujo esporádico o irregular (chorros); la razón de este fenómeno es la diferencia de presión a través de la botella. Se tiene la presión atmosférica en la boca de la botella, mientras que en el interior de la misma (parte superior del agua) la presión es menor. En cada (chorro) del líquido de la botella, la presión en la botella se iguala con la presión atmosférica por la precipitación de burbujas de aire dentro de la botella.

De esta forma se produce el drenaje en los serpentines del condensador debido a la no compensación de presiones entre el receptor de alta y las conexiones de drenaje en el condensador.

Al tomar la misma botella con líquido parcial, tapar manualmente la boca de la misma, girarla, abrir un agujero en la parte inferior y abrir la boca de la botella, el agua sale de la misma en un flujo más uniforme y continuo (el tamaño del orificio debe ser adecuado).

El orificio de ventilación entonces permite que las presiones en ambos lados de la botella se igualen, haciendo fluir el agua fuera de la misma por gravedad. El mismo efecto se aprecia en las líneas de drenaje del condensador cuando todas las tuberías son diseñadas e instaladas adecuadamente; la línea de

compensación resulta equivalente al agujero de ventilación en la botella.”<sup>3</sup> La línea de compensación se muestra en la figura 41

- **Línea proveniente del condensador.** Esta línea suministra refrigerante líquido a alta presión proveniente del condensador evaporativo. En un posición intermedio de esta línea se encuentra ubicado el tanque termosifón utilizado para la refrigeración del aceite de los compresores como se vio en la sección 2.1.2
- **Línea de salida hacia el economizador.** Corresponde a la salida de refrigerante líquido hacia el tanque economizador; la distancia entre el receptor y el tanque economizador es significativamente corta (un metro) por lo cual el valor de presión de flujo se considera constante.
- **Líneas auxiliares.** Entre estas líneas se encuentran las líneas de seguridad utilizadas junto a las válvulas (ver sección 2.6.5) correspondientes para aliviar presiones excesivas en el tanque liberando refrigerante al ambiente en caso de ser necesario, la línea de purga que tiene como función drenar aceite u otros líquidos filtrados o generados en el circuito y las líneas que conectan el visor de nivel de líquido del tanque.

Todas las líneas anteriormente descritas se ilustran en la figura 41

## 2.6 ACCESORIOS DE LA INSTALACIÓN

Los accesorios utilizados en el sistema frigorífico corresponden a modelos fabricados por la marca Hansen Technologies; entre estos se encuentran diferentes tipos de válvulas, flotadores de nivel y un dispositivo de auto purga.

---

<sup>3</sup> Tomado de <http://www.coldsystemsllc.com>

**2.6.1 Válvulas de cierre.** La función de esta válvula es bloquear manualmente el paso del refrigerante; son utilizadas en la entrada y salida de las líneas entre equipos (condensadores, recipientes, evaporadores, compresores, etc.) y donde existen largas longitudes de tubería con el fin de poder aislar partes del circuito en caso de fugas o reparaciones.

Hansen Technologies ofrece para este tipo de aplicación una gran variedad de modelos de válvulas, las cuales presentan el mismo principio de operación, pero difieren entre sí por características tales como: la estructura del cuerpo, el método de unión con las líneas del sistema y el elemento dispuesto para su apertura o cierre.

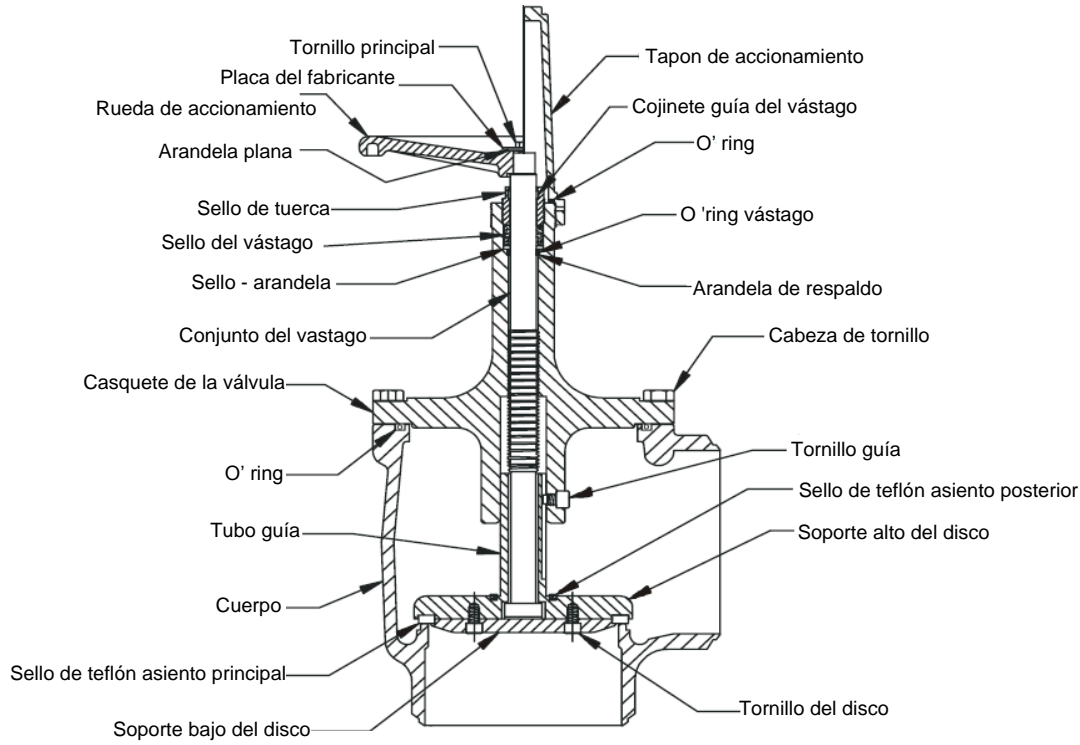
Una descripción entre los diferentes modelos utilizados en el sistema de refrigeración se muestra en la tabla 9. Así mismo el esquema de la figura 42 y 43 ilustra el corte de las válvulas tipo Ángulo y tipo globo respectivamente, la estructura interna mostrada en las figuras es la misma para todos los modelos enunciados.

Tabla 9. Válvulas de cierre

<b>VÁLVULAS DE CIERRE</b>				
<b>Referencia fabricante</b>	<b>Estructura</b>	<b>Unión</b>	<b>Tamaño (in)</b>	<b>Elemento de cierre</b>
ASO76C	Ángulo	Socket Weld	0.5	Tapón
AW301C	Ángulo	Soldadura a tope	3	Tapón
GW301H	Globo	Soldadura a tope	3	Rueda
GS200H	Globo	Socket Weld	2	Rueda
GS150H	Globo	Socket Weld	1.5	Rueda

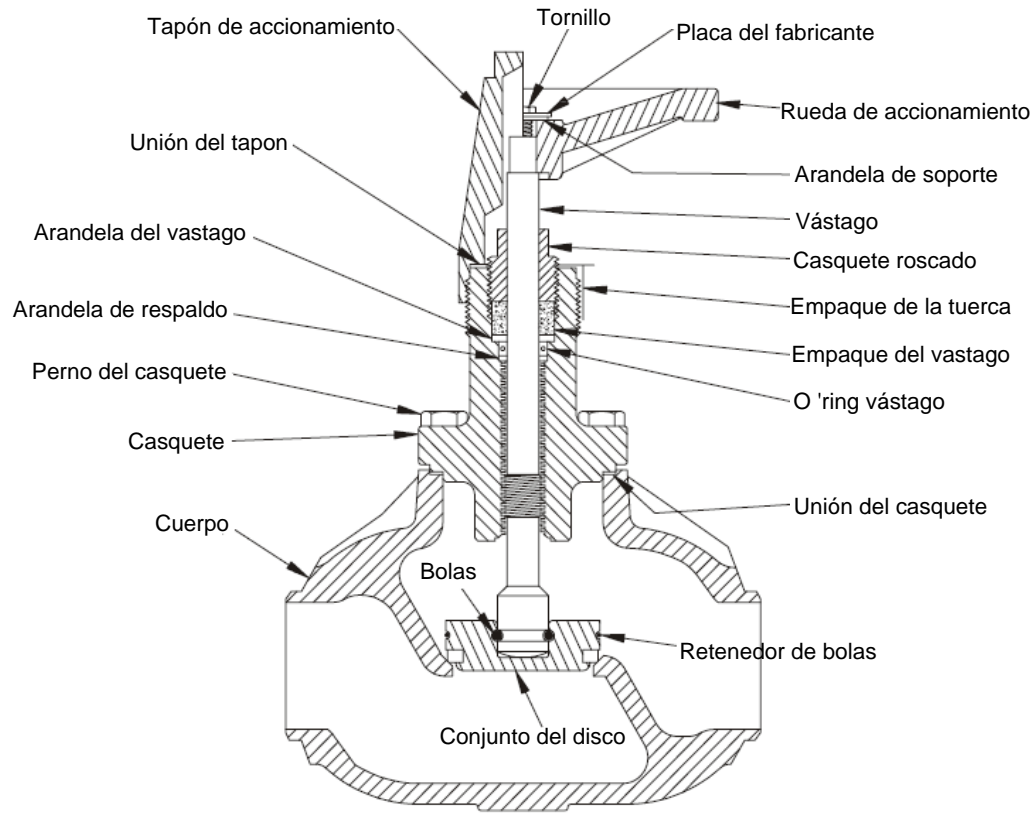
Fuente: Autor

Figura 42. Válvula de cierre tipo ángulo



Fuente: Hansen Technologies

Figura 43. Válvula de cierre tipo globo.

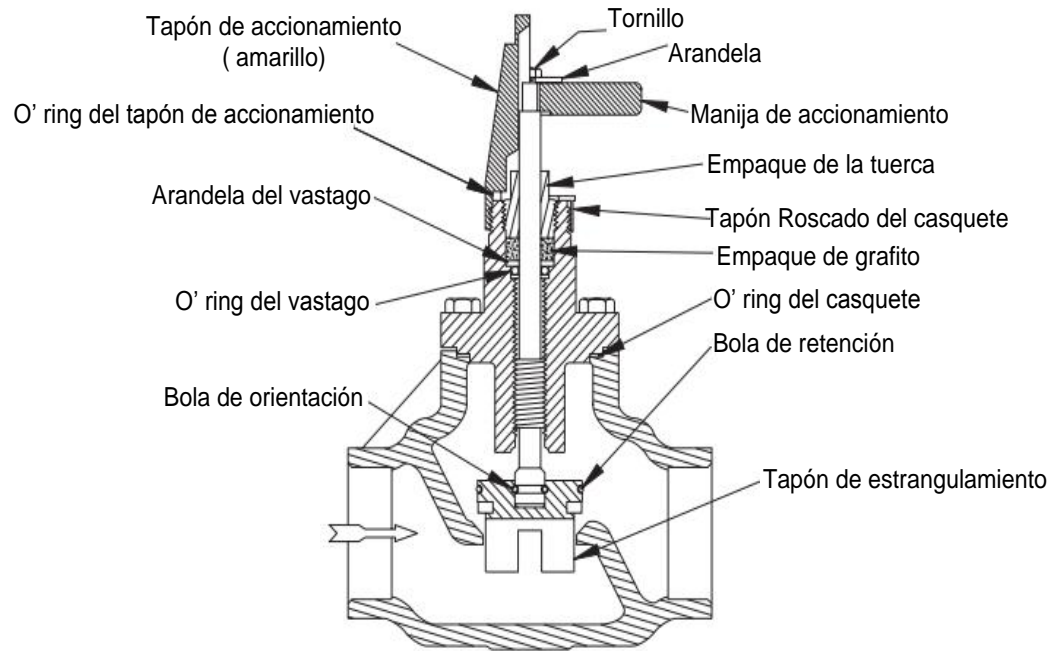


Fuente: Hansen Technologies

Las válvulas de cierre permiten el paso de refrigerante mientras se está en condiciones normales de operación, cuando sea requerido obstruir el flujo del sistema por cualquier motivo ya mencionado anteriormente se acciona el elemento de cierre y el vástago principal de la válvula se moverá hasta entrar en contacto con el asiento; de esta forma el paso de flujo a través de la válvula se obstruye.

**2.6.1 Válvula de regulación manual.** El modelo utilizado de este tipo de válvula es el RS200C. Estas válvulas son básicamente un orificio fijo que se calibra en la puesta en marcha del sistema; en instalaciones centralizadas regulan el caudal máximo a la entrada de los evaporadores estableciendo la presión de operación en los mismos. Reciben el nombre de válvulas de expansión manual. De igual forma pueden ser utilizadas en las entradas de líquido a recipientes (economizador, unidad recirculadora), creando una caída de presión y evitando que el refrigerante entre violentamente

Figura 44. Válvula de expansión manual tipo globo RS200C



Fuente: Hansen Technologies

El paso del flujo a través del cuerpo de la válvula se limita según los requerimientos establecidos, esto se obtiene accionando la manija para mover el vástago en dirección del asiento hasta lograr la obstrucción deseada

**2.6.2 Válvula reguladora de presión.** Esta válvula cumple la función de mantener la presión establecida para un punto o sección del circuito de refrigeración; el tipo de válvula con la que dispone el sistema para este fin corresponde a la referencia HA4AOS de la casa fabricante Hansen technologies.

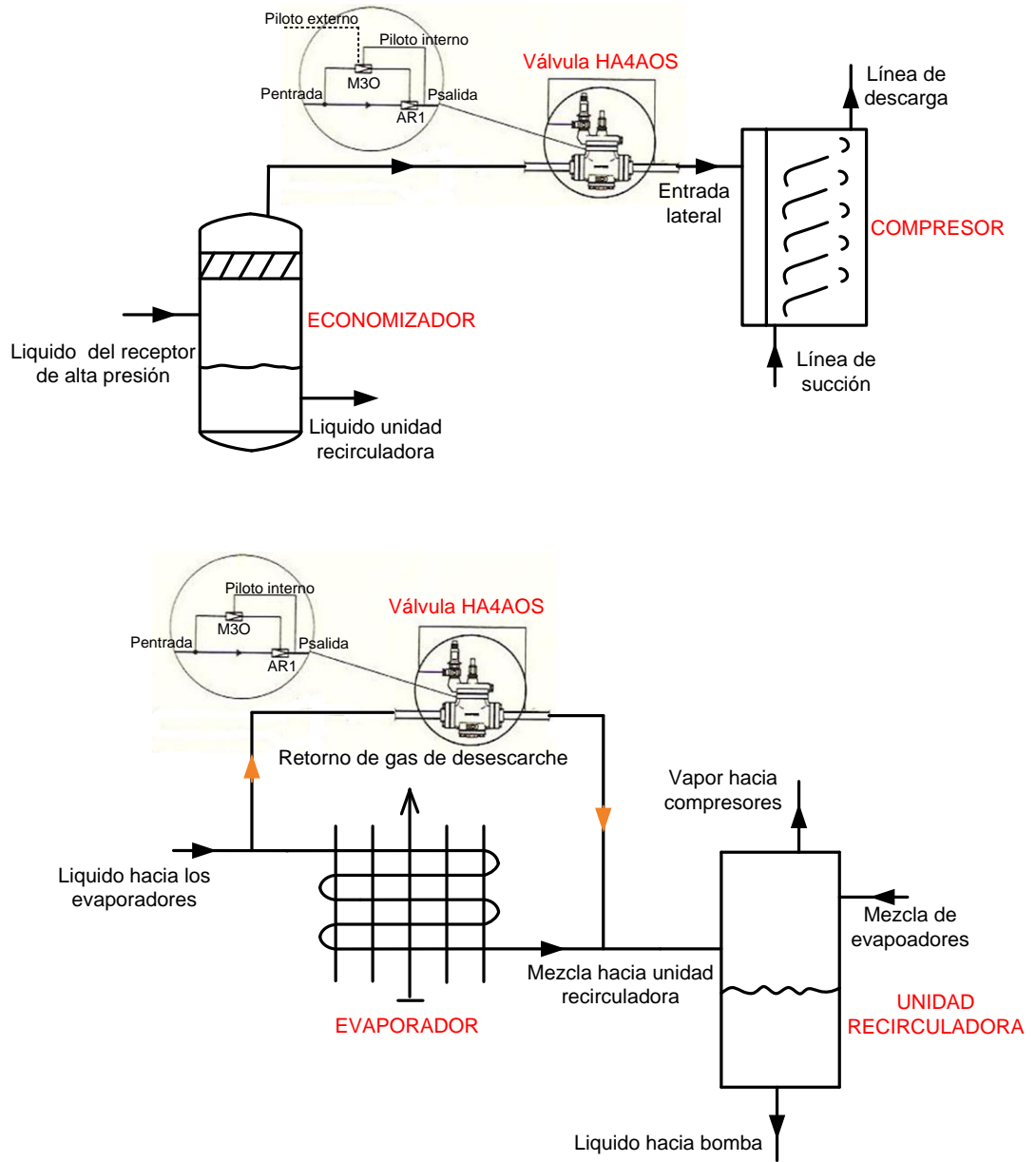
La válvula está diseñada para mantener una presión constante en la salida de la misma, dado que por este lado recibe la presión de control.

En el circuito del frigorífico metropolitano esta válvula está presente en:

- Entrada lateral del compresor: para mantener un valor constante de presión a la entrada del compresor por este puerto.
- Salida de los evaporadores por la derivación dispuesta para el gas de desescarche: controla la presión de salida hacia la unidad recirculadora

La ubicación de las válvulas se muestra esquemáticamente en la figura 45

Figura 45. Ubicación de la válvula HA4AOS dentro del circuito

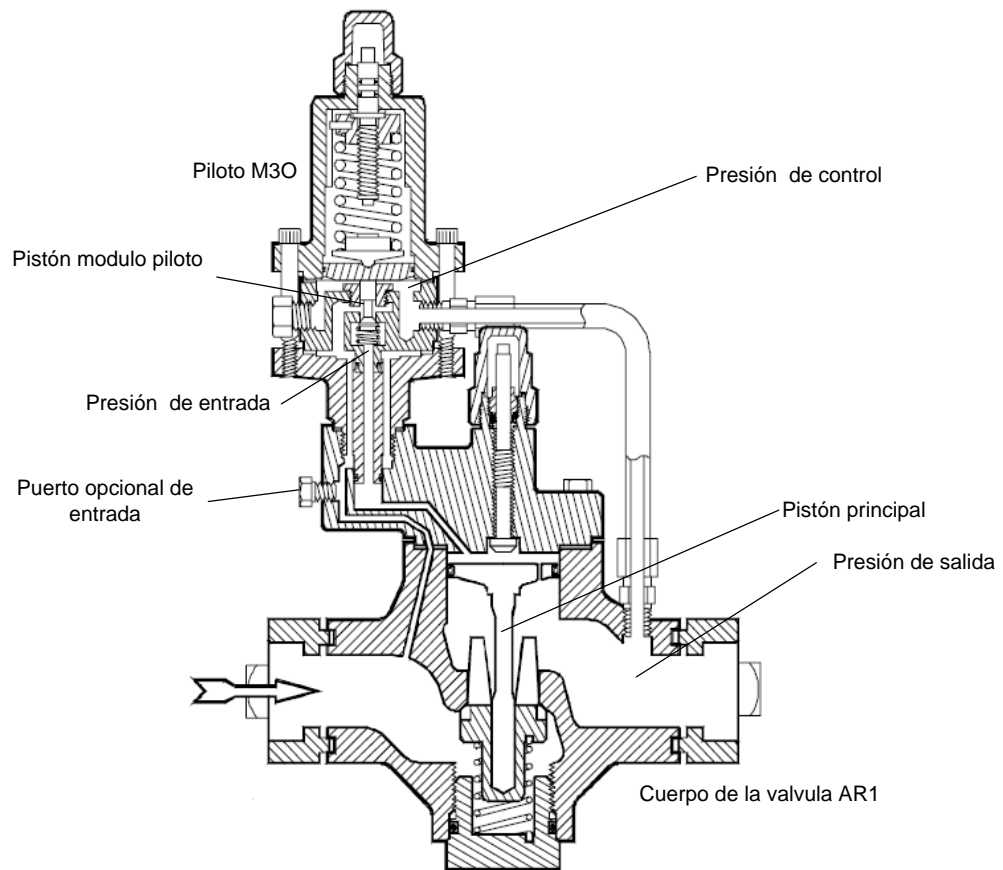


Fuente: Autor

Las partes que componen principalmente la válvula son:

- Regulador principal AR1 ( cuerpo de la válvula)
- Modulo de regulación o piloto M3O (regulación a la salida )
- Modulo de regulación con solenoide MS (opcional)
- Pistón de accionamiento principal

Figura 46. Corte de la válvula HA4AOS

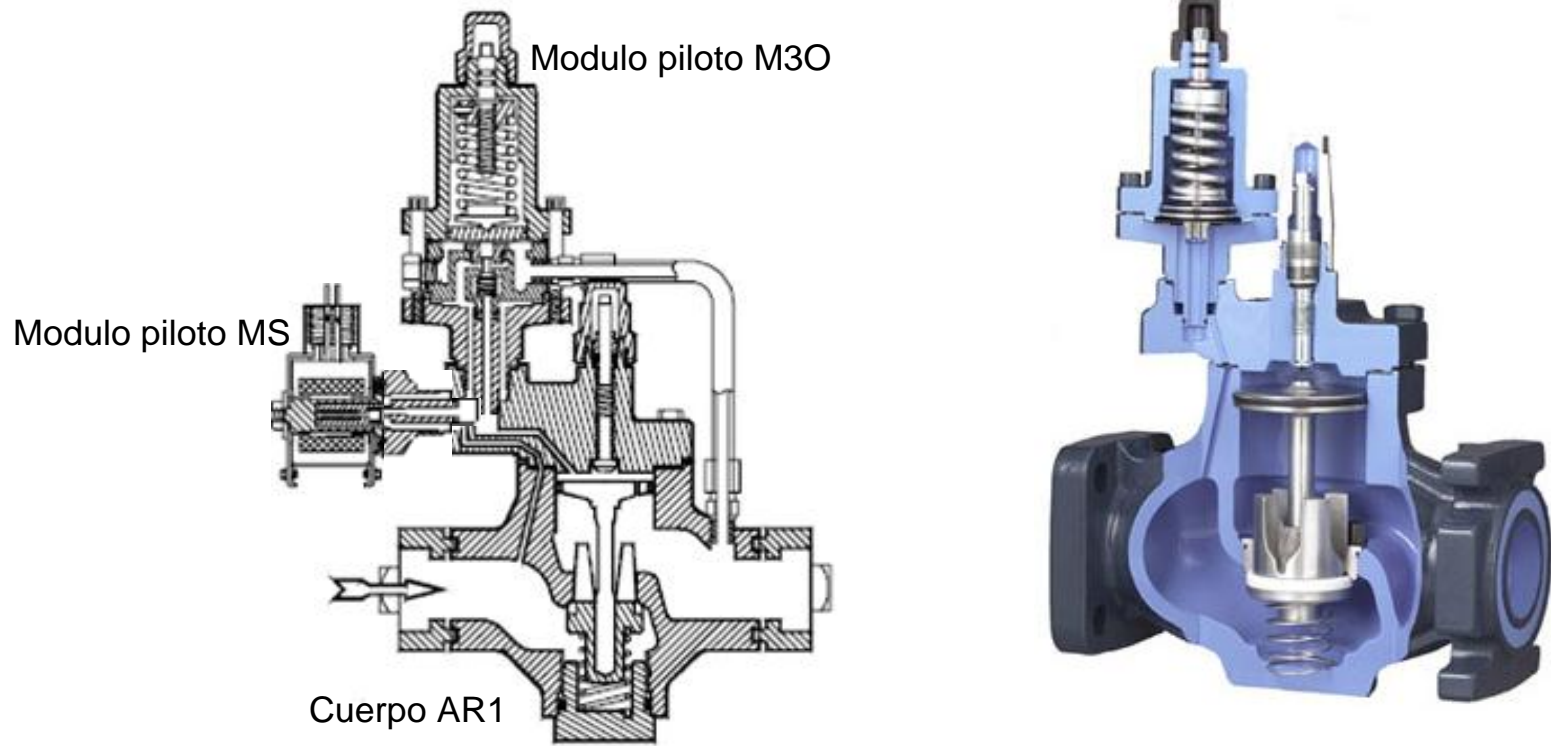


Fuente: Autor

La válvula es tarada de tal forma que permita un flujo constante, cuando la presión de salida en la válvula desciende por debajo del taraje del modulo piloto M3O, el pistón del modulo piloto desciende permitiendo que la presión de entrada llegue por encima del pistón principal de la válvula y lo desplaze hacia abajo logrando abrir la misma; de esta manera el flujo a través del cuerpo AR1 se incrementa y la presión de salida aumenta, de esta forma el pistón del modulo M3O se desplaza hacia arriba bloqueando el paso de flujo a la presión de entrada; entonces se mantiene el pistón principal de la válvula en una posición máxima de apertura y se mantiene la presión de salida en el valor deseado.

La válvula HA4AOS que se utiliza en la entrada lateral del compresor hace uso del puerto opcional , en este se instala una válvula solenoide MS que es accionada exteriormente con el fin de sacar de funcionamiento la válvula reguladora de presión en el caso que se quiera deshabilitar el puerto lateral de compresión. Con esta disposición la válvula MS simplemente cuando es accionada obstruye el paso de la presión de entrada hacia el pistón principal con lo cual este no abre y el flujo a través de la misma es nulo. La configuración de la válvula HA4AOS con válvula solenoide MS se muestra en la figura 47

Figura 47. Válvula HA4AOS con piloto MS



Fuente: Autor

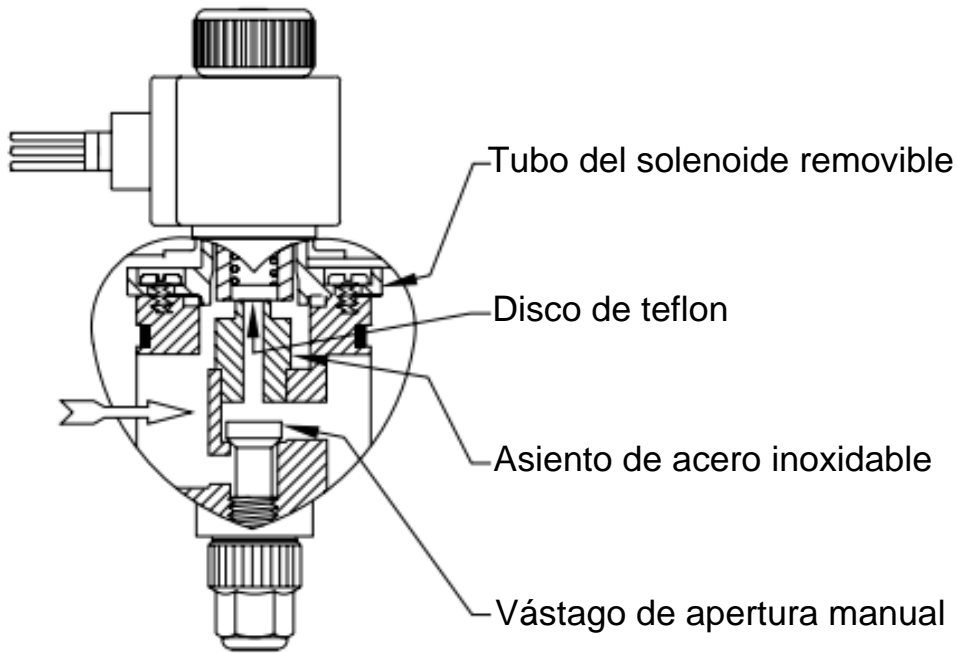
**2.6.3 Válvulas solenoides.** Las válvulas utilizadas son fabricadas por Hansen Technologies específicamente para refrigeración industrial, son compactas, robustas y para evitar problemas con suciedad o falta de aceite se utilizan pistones en acero inoxidable con junta de teflón. Los asientos de los módulos son de acero pulido inoxidable y discos de teflón. Entre sus características principales están:

- Cierre por muelle
- Asiento de teflón
- Baja pérdida de presión
- Bobinas de gran duración
- Filtros disponibles para unión directa
- Presiones seguras de funcionamiento hasta 27 Bar
- Rango de temperatura -50°C hasta 116°C
- Aptas para NH<sub>3</sub>, CO<sub>2</sub>, R134a, R404A, entre otros refrigerantes.

En el circuito del Frigorífico metropolitano se usan básicamente 3 modelos de válvulas solenoides:

**HS6:** tiene el cuerpo en acero pulido, el tipo de apertura es directa y es ideal como piloto, dentro del circuito se encuentra en las líneas pilotos del sistema de desescarche.

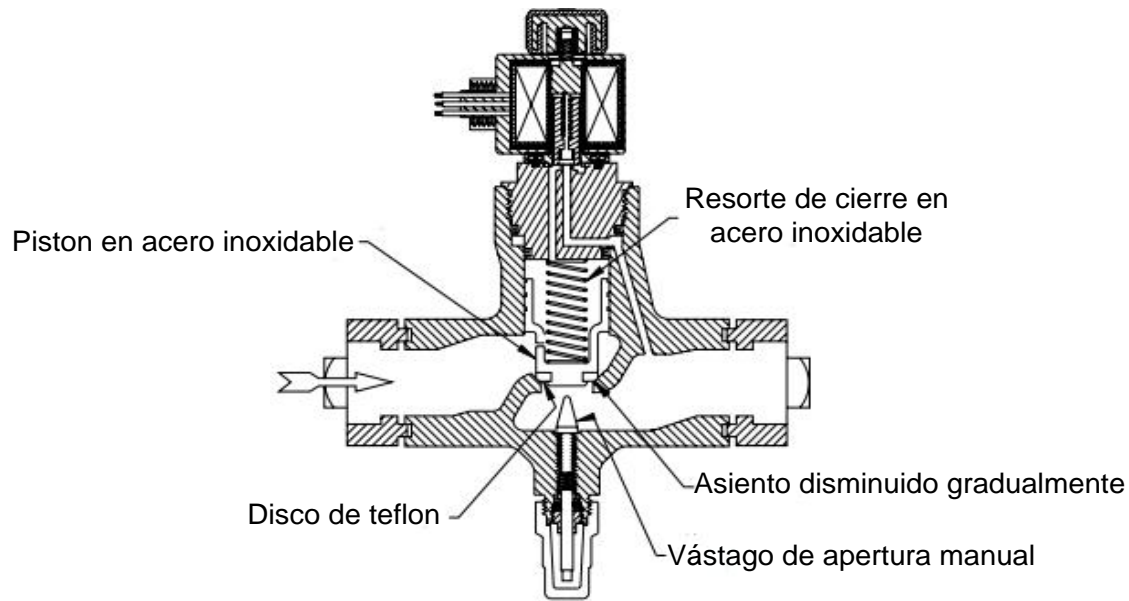
Figura 48. Válvula solenoide HS6



Fuente: Hansen Technologies

**HS7:** Presenta cuerpo en fundición modular y tiene pistón y asiento en acero inoxidable. Esta válvula es utilizada en líneas de aspiración de refrigerante, en el circuito de alimentación de los evaporadores y básicamente en lugares específicos del circuito donde se requieren cierres y aperturas fiables.

Figura 49. Válvula solenoide HS7

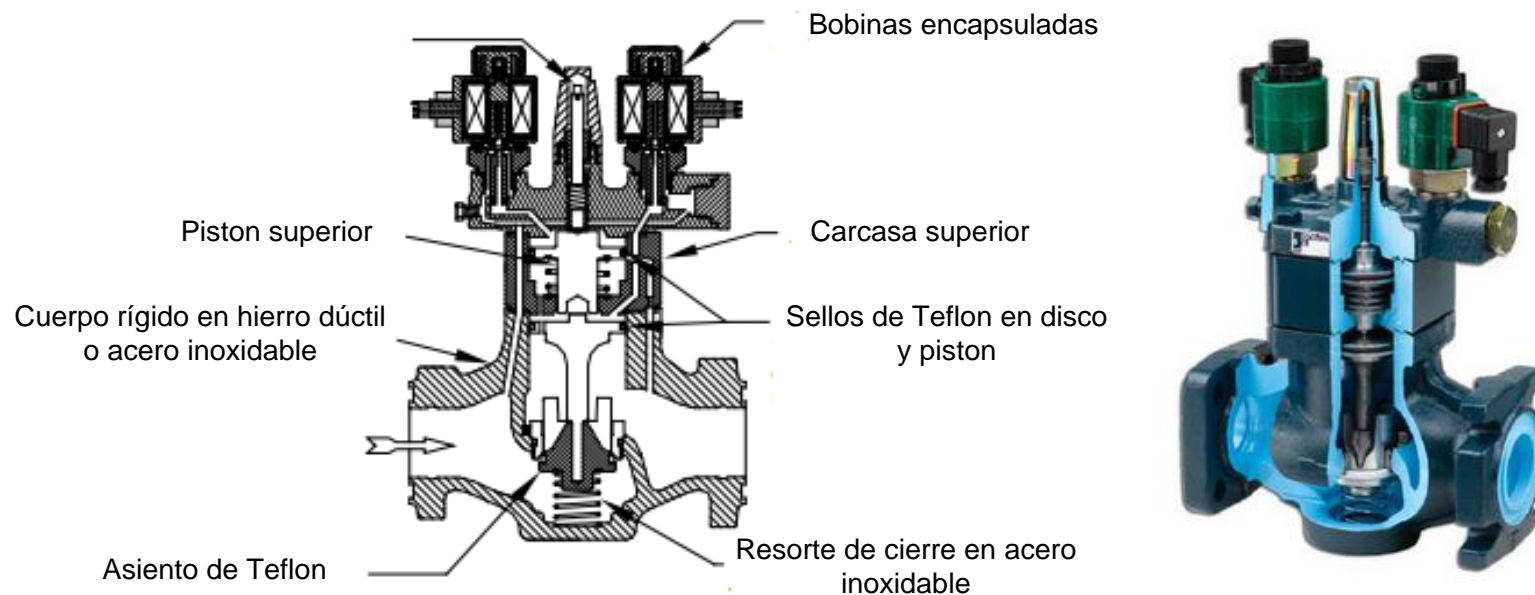


Fuente: Hansen Technologies

**HS4D:** esta válvula presenta cuerpo rígido en acero o hierro dúctil, pistón y sellos de teflón en el contacto entre el pistón y el asiento. Esta válvula tiene una alta capacidad a la suciedad o aceite autoadhesivo en condiciones de operación, así mismo en sistemas libres de aceite.

Dentro del circuito frigorífico esta válvula se encuentra en la entrada del tanque economizador y la entrada de la unidad recirculadora, acompañada de un filtro para garantizar una operación más fiable. Tiene como función permitir o no el flujo de refrigerante hacia los tanques economizador y recirculador respectivamente.

Figura 50. Válvula HS4D



Fuente: Hansen Technologies

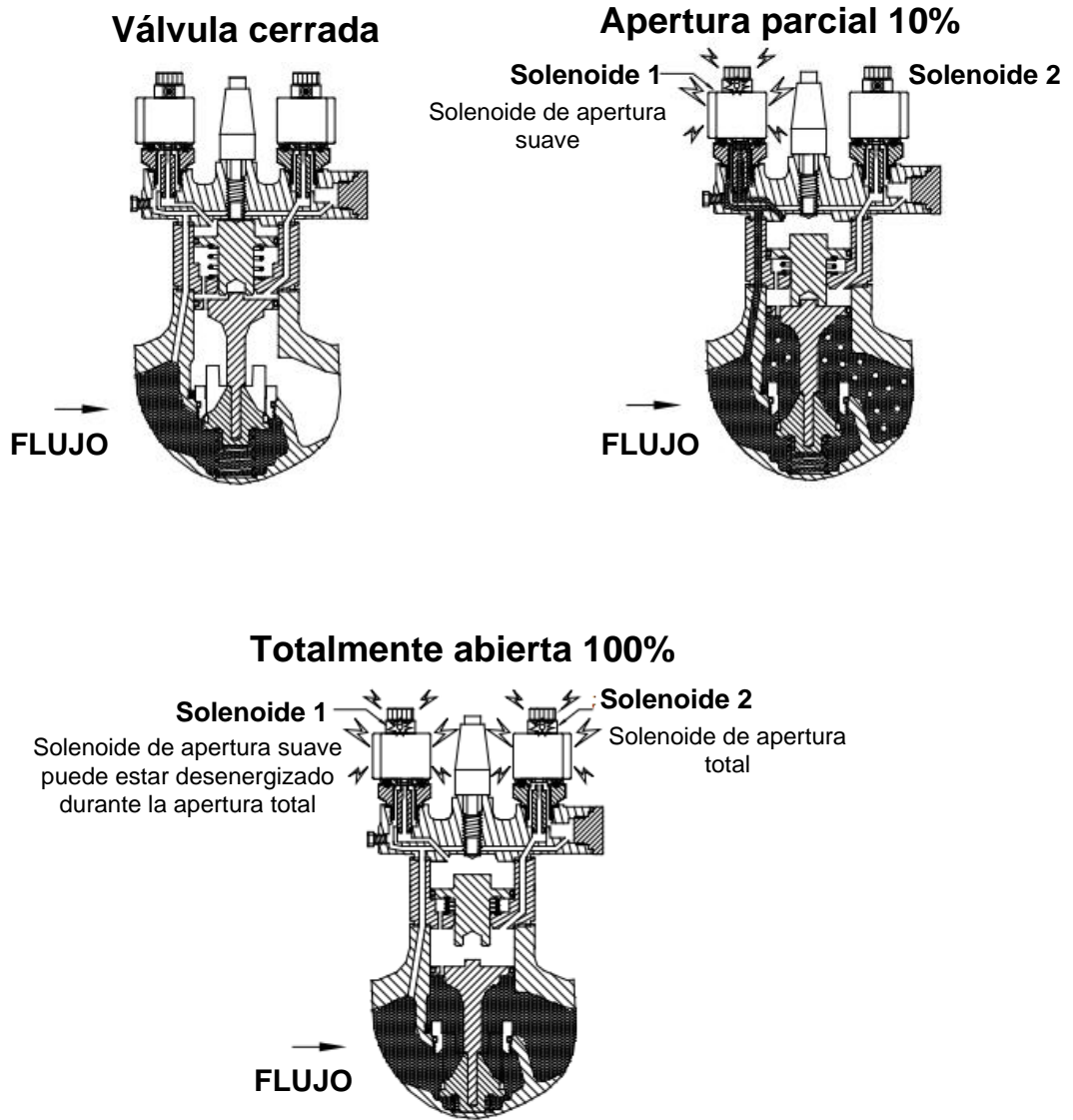
El principio de operación para los tres tipos de válvulas solenoides utilizados es el mismo, sencillamente una orden eléctrica externa acciona la bobina del solenoide para desplazar el pistón piloto, de esta forma el refrigerante se

dirige hacia la parte superior del vástago principal, el cual se mueve para abrir paso al refrigerante a través de la válvula.

La válvula HS4D tiene como característica especial el uso de dos solenoides independientes, uno de ellos permite a la válvula una apertura parcial del 10% y el otro su apertura total, esta característica la hace ideal para aplicaciones donde se necesita reducir el golpe hidráulico en la alimentación de tanques. Esta válvula se utiliza en la línea de suministro a tanque economizador y la unidad recirculadora.(ver sección 2.2.1 y 2.3.2)

La figura 51 muestra las diferentes etapas de operación de la válvula.

Figura 51. Etapas de operación de la válvula HS4D

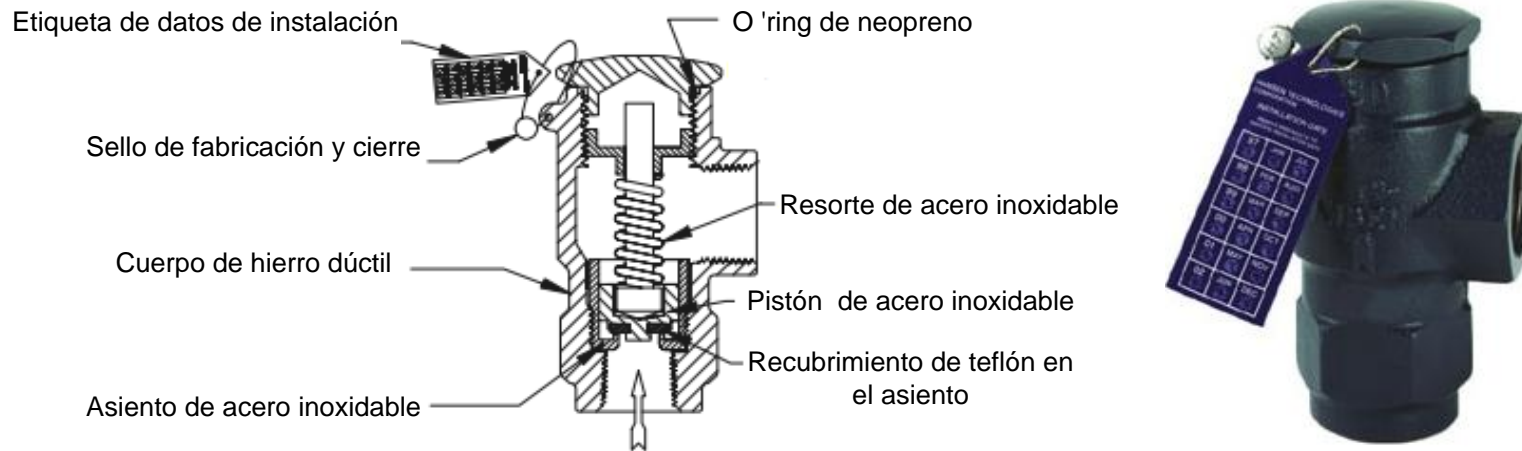


Fuente: [www.HansenTechnologies.com](http://www.HansenTechnologies.com)

**2.6.4 Válvulas de seguridad.** Son las destinadas a evacuar el exceso de refrigerante a la atmósfera. Son instaladas para aliviar sobrepresiones accidentales que pudiesen presentarse y prevenir accidentes. Su ubicación dentro del circuito frigorífico se da principalmente en las líneas del compresor y recipientes a presión, entre otras.

Su operación es simple, permiten el paso del refrigerante cuando la presión supera el taraje del resorte de la válvula.

Figura 52. Válvula de seguridad



Fuente: Hansen Technologies

Las válvulas de seguridad que se utilizan en el circuito del frigorífico metropolitano son de disposición doble de tres vías, modelo H8021 y su esquema se muestra en la figura 53. Dentro del sistema de refrigeración se encuentran en los compresores, tanque receptor de alta presión, tanque economizador y la unidad recirculadora.

Figura 53. Disposición de válvula de seguridad doble H8021



Fuente: Hansen Technologies

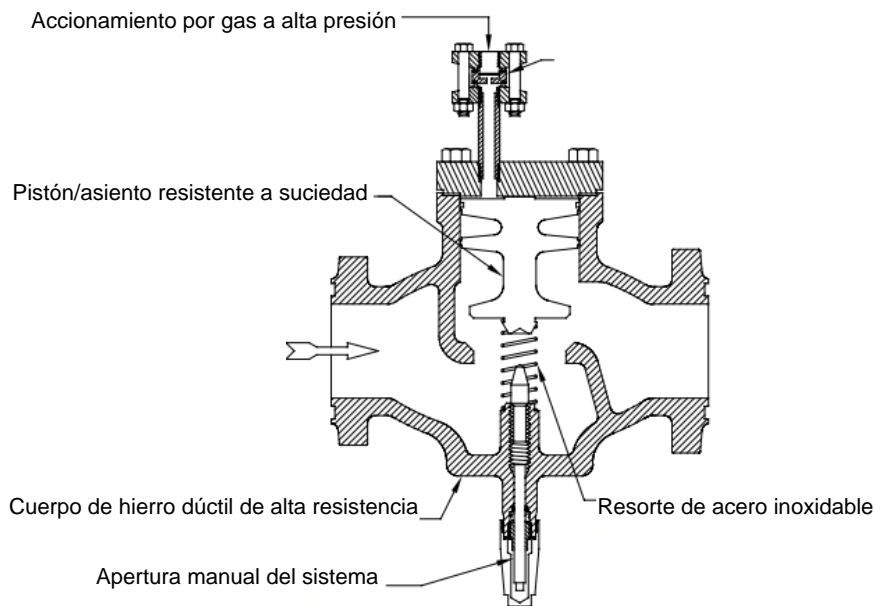
**2.6.4 Válvulas de retención pilotada.** Las válvulas de retención utilizadas corresponden al modelo HCK2, están unidas con bridas y son tipo pistón, de servicio pesado, controlan el caudal de refrigerante y permiten regular la presión de flujo obstruyendo el paso del mismo a través de la misma.

La válvula permite el paso restringido de refrigerante en condiciones de funcionamiento normal, cuando se es requerido el cierre del paso a través de la misma, el pistón principal se acciona con gas a alta presión (gas de desescarhe) a través de puerto piloto que se encuentra en la parte superior de la válvula y se obstruye totalmente el flujo de refrigerante. La restricción al flujo en condiciones normales de operación tiene como fin reducir la presión

del refrigerante a un valor cercano al mantenido en la unidad recirculadora, esto debido a que el flujo de retorno correspondiente a conservación y congelación presenta valores de presión diferentes y se deben igualar antes de unirse en la línea que llega a la unidad recirculadora.

Esta válvula se encuentra a la salida de cada evaporador y se acciona por pilotaje externo utilizando el gas a alta presión de desescarche (Ver sección 2.3.3)

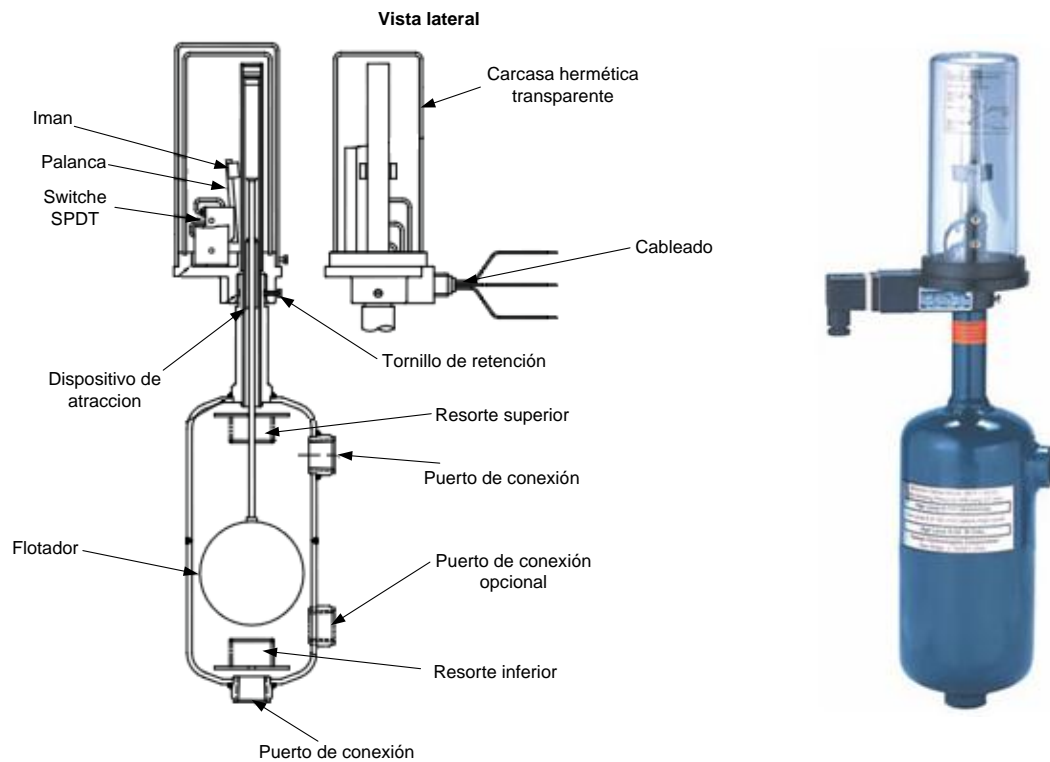
Figura 54. Válvula de retención HCK2



Fuente: Hansen Technologies

**2.6.5 Flotador de nivel.** Los flotadores utilizados corresponden al modelo HLL de Hansen Technologies, los cuales son interruptores que controlan el nivel de líquido mediante la apertura o cierre de un contacto de doble acción (SPDT), el cual envía la señal controlando la válvula solenoide de alimentación de los tanques. EL flotador está instalado en columnas independientes unidas al tanque economizador y a la unidad recirculadora por medio de válvulas de corte. Este dispositivo puede contar con contactos normalmente abiertos o cerrados, de 10 Amperios, montados en un cabezal hermético y transparente. En la figura 55 se ilustra su estructura

Figura 55. Flotador de nivel HLL



Fuente: Hansen Technologies

**2.6.6 Tuberías.** Todas las tuberías del sistema son de acero A234 grado WPB 105, característica necesaria para sistemas de refrigeración industrial que operan a temperaturas bajas y utilizan amoníaco como fluido refrigerante. Las secciones de tubería que presentan aislamiento, están recubiertas exteriormente con SUPERWALL®FRIGO, material que se detallara en la sección 2.8

El sistema de tuberías del Frigorífico Metropolitano está diseñado para:

- Abastecer adecuadamente los evaporadores
- Evitar caídas excesivas de presión
- Evitar la retención de cantidades excesivas de aceite de lubricación
- Mantener el sistema limpio y seco, entre otras.

El correcto dimensionamiento de las tuberías impacta directamente sobre las condiciones de operación y la eficiencia del sistema. Una pérdida de carga excesiva del refrigerante en la línea de succión ocasiona pérdidas importantes en la capacidad y en la eficiencia del sistema, ya que fuerza al compresor a operar a una presión de succión más baja para mantener la temperatura de evaporación deseada.

La tubería de aspiración entre otras, debe estar aislada para prevenir la condensación de la humedad del aire ambiente y reducir la transferencia de calor hacia el refrigerante. El aislamiento debe dimensionarse de forma que en su superficie exterior la temperatura sea superior a la del rocío del ambiente y así evitar formación de escarcha.

El incorrecto dimensionamiento de la tubería de descarga también afecta la capacidad del sistema. Una caída de presión excesiva en la línea de gas caliente incrementa la potencia necesaria por unidad de refrigeración del compresor, disminuyendo su capacidad. Para evitar este fenómeno se tiende a utilizar en estas líneas un mayor diámetro, aunque debe mantenerse una velocidad mínima para garantizar el arrastre de aceite en todas las condiciones de carga del sistema.

La tubería de descarga no está aislada porque es deseable que transfiera calor al ambiente, pero debe señalizarse para evitar quemaduras por contacto.

Las tuberías de líquido deben permitir que el refrigerante llegue a la válvula de expansión ligeramente subenfriado y a una presión suficientemente alta (por encima de la presión de saturación correspondiente a la temperatura del líquido) para el óptimo funcionamiento de la válvula. Por este motivo la caída de presión en estas líneas debidas al rozamiento y a su paso a través de válvulas y demás accesorios, será mínima para evitar la re vaporización del refrigerante en la tubería.

La tubería de gas caliente será dimensionada para que el refrigerante fluya a una velocidad apropiada y el tiempo de desescarche este en un punto de equilibrio (ni muy lento, tampoco muy rápido).

En la tabla 10 se enuncian las líneas principales que componen el ciclo de refrigeración del Frigorífico Metropolitano de Bucaramanga, entre los factores más importantes están: dimensiones, aislamiento, estado del refrigerante y velocidades recomendadas.<sup>4</sup>

---

<sup>4</sup> Ver Anexo M

Tabla 10. Descripción de tuberías

RELACION DE TUBERÍAS					
Sección	Longitud [m]	Diámetro [m];(in)	Señalización	Refrigerante	
				Estado	Velocidad [m/s]
Compresor - Condensador	20.3	0.08 (3)	Naranja	Vapor	25
Condensador- Recibidor	26.7	0.08 (3)	Amarilla	Líquido	0.6
Recibidor- Economizador	3.6	0.04 (1.5)	Amarilla	Mezcla	1
Economizador- Recirculador	2	0.02 (0.75)	Aislada	Líquido	1
Economizador- Compresor	29.5	0.04 (1.5)	Aislada	Vapor	13
Recirculador- Evaporadores conservación	62	0.05 (2)	Aislada	Líquido	0.8
Recirculador- Evaporadores congelación	59	0.05 (2)	Aislada	Líquido	0.8
Evaporadores conservación recirculador -	62	0.08 (3)	Aislada	Mezcla	15
Evaporadores congelación recirculador -	59	0.08 (3)	Aislada	Mezcla	15
Recirculador- Compresor	30.6	0.15 (6)	Aislada	Vapor	13
Desescarche	121	0.012 (0.5)	Naranja	Vapor	30

Fuente: Autor

## 2.7 SUBSISTEMA DE CONTROL

**2.7.1 Control de la instalación.** El sistema de control utilizado en la instalación se basa en tecnología PLC. Los PLC se encargan de recoger todas las señales de los indicadores tales como sondas de temperatura y transductores de presión. Una vez realizados los algoritmos correspondientes se envían señales adecuadas que permiten actuar sobre los mecanismos de funcionamiento y seguridad.

Básicamente el sistema de control actúa sobre:

- Compresor
- Tanque economizador y de recirculado
- Condensador evaporativo
- Evaporadores

El frigorífico metropolitano dispone de un tablero de control desde el cual se muestra: el estado de operación de las válvulas solenoides HS4D e indica cual de las dos bombas de amoníaco está funcionando. Adicionalmente en el tablero de control se encuentran alojados los controladores para el condensador evaporativo y los evaporadores.

A continuación se describirá específicamente el control realizado a cada uno de los equipos anteriormente mencionados.

**2.7.1.1 Control en el compresor.** Como se mencionó en la sección 2.1.4 el compresor vilter incluye un microcontrolador vision para monitorear y controlar los eventos y factores más importantes en el correcto funcionamiento del compresor

.A través de la pantalla táctil mostrada en la figura 56 se pueden leer valores como capacidad de refrigeración, volumen de desplazamiento, temperatura y presión de descarga y succión, condiciones de operación del aceite, amperaje del motor, etc. El microcontrolador permite almacenar en su memoria valores de funcionamiento óptimo para temperatura y presión del ciclo frigorífico, así estos valores actúan como límites de operación que sirven para decidir automáticamente si el compresor debe detenerse para evitar alguna falla o avería.

La figura 56 muestra el microcontrolador vision y su ubicación como parte propia del compresor

Figura 56. Microcontrolador vision



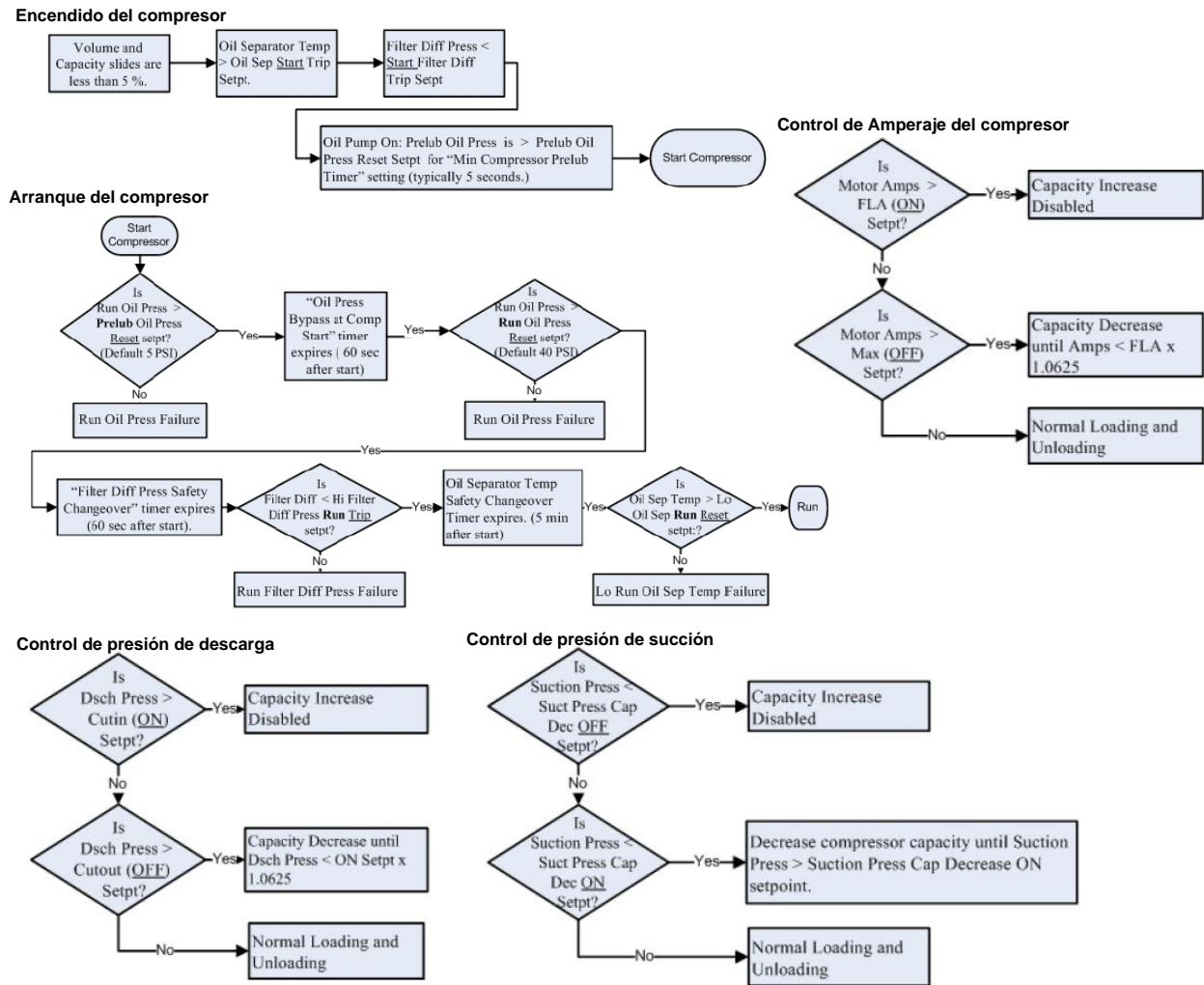
Fuente: Autor

La figura 57 muestra La lógica de operación utilizada por el microcontrolador para los siguientes eventos:

- Encendido del compresor
- Arranque del compresor y
- Control de presión de succión y descarga
  
- Control de amperaje

Adicionalmente la descripción y ubicación dentro del compresor de los instrumentos de medición como transductores de presión y de temperatura se describieron en la sección 2.1.4.

Figura 57. Diagrama de flujo para la operación del compresor vilter



Fuente: www.emersonclimate.com

**2.7.1.2 Control en el tanque economizador y de recirculado.** La variable a controlar en este caso es el nivel de líquido en cada uno de los tanques, este control se logra gracias a la interacción de los flotadores de nivel descritos en la sección 2.6.7 y las válvulas se suministro referencia HS4D detalladas en la sección 2.6.4.

La figura 58 muestra la conexión entre los flotadores que registran el nivel del líquido en el tanque economizador y dependiendo de la necesidad que se tenga dan la orden eléctrica a la válvula de suministro HS4D. Esta configuración es igual a la utilizada en la unidad recirculadora

Figura 58. Conexión entre los flotadores de nivel y la válvula de suministro (HS4D) al tanque economizador



Fuente: Autor

**2.7.1.3 Control de los ventiladores del condensador evaporativo.** El condensador evaporativo dispone de 3 ventiladores para su funcionamiento, sin embargo la operación de cada uno de ellos es independiente y depende de la cantidad de calor a rechazar al ambiente, para necesidades altas o capacidad máxima del condensador, los 3 ventiladores entrarán a operar; en el caso de requerir una capacidad de trabajo del condensador mínima un solo ventilador entrará en funcionamiento.

El control sobre la operación de los ventiladores es importante porque representa un ahorro energético al darse situaciones donde la capacidad máxima del condensador evaporativo no es necesaria. Para ejercer el trabajo de control se utiliza un controlador marca Full Gauge referencia PCT-400Ri plus, con el cual es posible manipular hasta 4 ventiladores al mismo tiempo y activarlos de modo lineal, secuencial o por capacidades. Adicionalmente el controlador cuenta con una salida serial RS-485 para establecer comunicación con el software SITRAD. El controlador está programado de la siguiente forma:

Tabla 11. Setpoints controlador del condensador evaporativo

<b>Setpoints del controlador pct-400 ri plus</b>	
Elemento	Presión de descarga [psig]
Bomba de agua	150
Ventilador 1	156
Ventilador 2	162
Ventilador 3	168

Fuente: Autor

La tabla 11 muestra como los elementos del condensador evaporativo se activan o se desactivan dependiendo de la presión de descarga registrada por el sistema frigorífico.

SITRAD es el software de Full Gauge Controls para controlar a distancia las instalaciones de refrigeración, calentamiento y climatización. El software evalúa, configura y almacena, continuamente, datos de temperatura, humedad, tiempo, presión y voltaje, permitiendo la modificación de los parámetros de operación de los instrumentos con total seguridad y precisión, desde cualquier lugar del mundo vía internet a través de un computador o celular.

El controlador se muestra en la figura 59

Figura 59. Controlador PCT-400Ri plus



Fuente: Autor

Las especificaciones técnicas del controlador se resumen en:

**Alimentación:** 12Vdc

**Presión de control:** 0 hasta 100 psi (transductor SB69-100V)  
0 hasta 500 psi (transductor SB69-500V)

**Corriente máxima:** 5A

**Dimensiones:** 71 x 28 x 71 mm

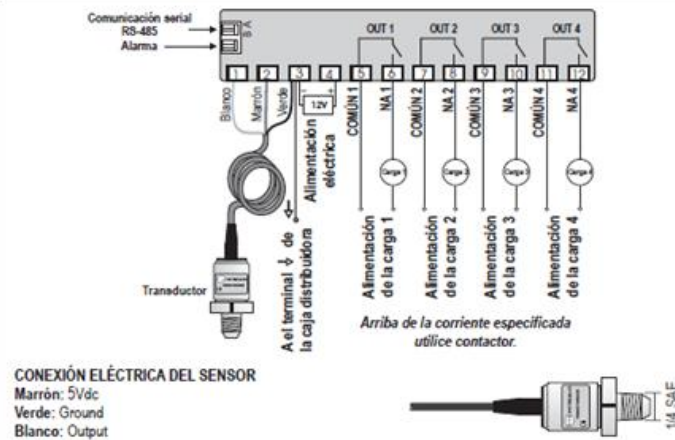
**Temperatura de operación:** 0 hasta 60°C

**Humedad de operación:** 10 hasta 90%HR (no condensante)

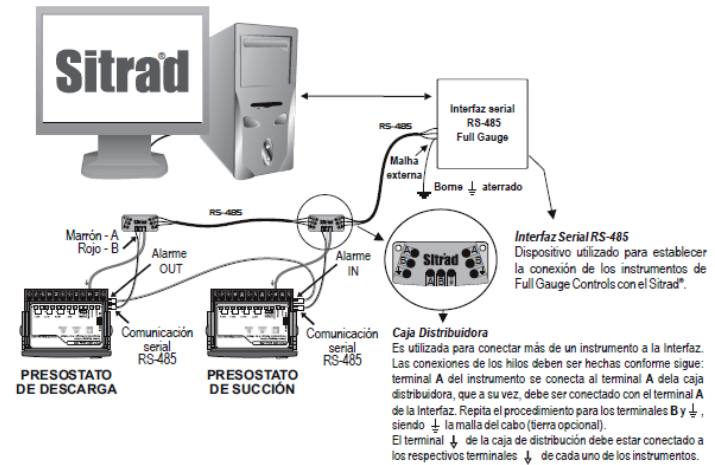
**Salida de control:** OUT 1-Salida de la primera etapa de control de presión  
OUT 2-Salida de la segunda etapa de control de presión  
OUT 3-Salida de la tercera etapa de control de presión  
OUT 4-Salida de la cuarta etapa de control de presión  
ALRM- Led indicativo de alarma

La figura 60 muestra el esquema de conexión para el controlador

Figura 60. Esquema de conexión del controlador PCT-400 Ri plus



a (esquema individual de conexión)



b (esquema de conexión a la línea serial)

Fuente: www.FullGauge.com

**2.7.1.4 Control de los evaporadores.** El control de los evaporadores se logra a través del controlador marca Full Gauge referencia TC-900Ri clock, el cual automatiza los procesos de deshielo de acuerdo con la necesidad de la instalación, proporcionando ahorro en energía. Posee dos sensores, uno para temperatura ambiente y otro que fijado en el evaporador comanda el final de deshielo y el retorno de los ventiladores. Adicionalmente posee un reloj interno en tiempo real que permite la creación de una agenda con hasta 8 deshielos diarios para cada día de la semana. Posee salida para comunicación serial permitiendo su administración remotamente a través del SITRAD.

El controlador TC-900Ri clock se ilustra en la figura 61

A pesar de ser el mismo modelo de controlador para todos los evaporadores, su funcionamiento para variación de carga de refrigeración está programado de forma diferente, para conservación y congelación. En el caso de congelación sencillamente el controlador está programado para que apague los ventiladores cuando se registre una temperatura en el serpentín de  $-32^{\circ}\text{C}$ , el encendido se realiza de forma manual por un operario. Este funcionamiento se debe a que los cuartos de congelamiento trabajan a cargas de refrigeración máximas. (Cuarto full capacidad de producto).

Para el caso de los evaporadores de conservación el controlador está programado bajo los siguientes setpoints:

Tabla 12. Setpoitns controladores de conservación

<b>SETPOINTS DE LOS EVAPORADORES DE CONSERVACION</b>	
Controlador (evaporador)	Temperatura [ $^{\circ}\text{C}$ ]
1	-18
2	-18.5
3	-19.5

Fuente: Autor

Así el controlador 1 (evaporador del medio de la cámara) apagara los ventiladores cuando se llegue a la temperatura establecida, sucesivamente el 2 (evaporador más lejano de la puerta de acceso a la cámara) y finalmente el 3 (evaporador más cercano a la puerta de acceso). El reinicio de operación de los ventiladores esta dado por una histéresis de  $2^{\circ}\text{C}$  en todos los ventiladores

Figura 61. Controlador TC-900Ri clock



Fuente: Autor

Las especificaciones técnicas del controlador son:

**Alimentación:** TC-900Ri clock 115/230 Vac (50/60 Hz)

**Temperatura de control:** -50 hasta 75 °C

**Temperatura de operación:** 0 hasta 50 °C

**Humedad de operación:** 10 hasta 90% HR (no condensante)

**Dimensiones:** 71 x 28 x 71 mm

**Corriente máxima por salida:**

REFR: 5A

FANS: 5A

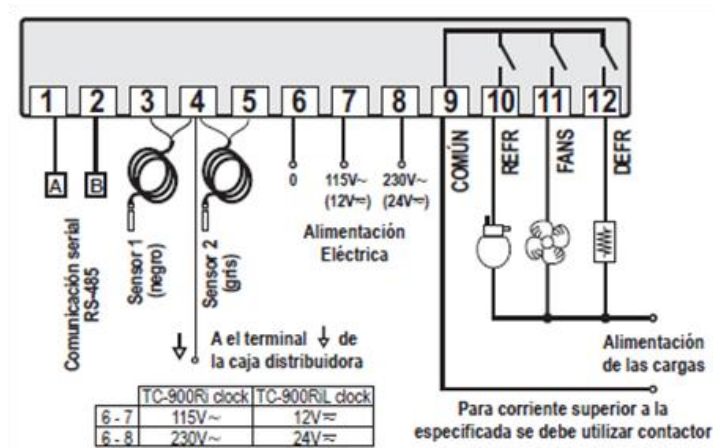
DEFR: 5A

**Sensores:**

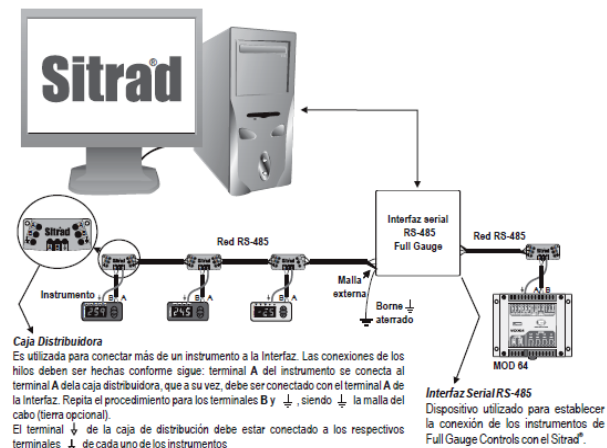
S1: Sensor del ambiente (negro)

S2: Sensor del evaporador (gris)

Figura 62. Esquema de conexión controlador TC-900 Ri clock



a (esquema de conexión individual)



b (esquema de conexión a la red serial)

Fuente: [www.FullGauge.com](http://www.FullGauge.com)

Las señales más destacadas dentro de la operación de la instalación y sus respectivas respuestas se resumen en las tablas a seguir:

Tabla 13. Entradas digitales de control

SITUACION	ELEMENTO	FUNCION
Presión de succión baja en compresor	Transductor de presión (controlador vission)	Mantiene la presión deseada a la entrada del compresor, modificando la posición de la válvula de control de capacidad.
Presión excesiva de descarga en compresor	Transductor de presión (controlador vission)	Alarma / paro del compresor
Temperatura en cámara de conservación	Controlador TC-900Ri	Actúa en las solenoides de alimentación de líquido a los evaporadores
Temperatura en cuartos de congelación	Controlador TC-900Ri	Actúa en las solenoides de alimentación de líquido a los evaporadores
Presión mínima a la entrada del condensador	Controlador PCT-400Ri	Actúa sobre los ventiladores del condensador
Alto nivel de líquido en tanque economizador	Switche de nivel HLL	Paro de compresores /Cierre de válvulas solenoides de suministro de líquido
Bajo nivel de líquido en tanque economizador	Switche de nivel HLL	Paro de compresores
Alto nivel de líquido en la unidad recirculadora	Switche de nivel HLL	Paro de compresores / Cierre de válvulas solenoides de suministro/ Rearranque automático al bajar el nivel diferencial
Nivel de trabajo de líquido en la unidad recirculadora	Switche de nivel HLL	Apertura o Cierre de la válvula solenoide de suministro de líquido
Bajo nivel de líquido en la unidad recirculadora	Switche de nivel HLL	Paro en el bombeo de líquido a los evaporadores/ Rearranque automático al subir el nivel del ajuste diferencial

SITUACION	ELEMENTO	FUNCION
Alta temperatura del aceite	Transductor de temperatura (controlador vissio)	Alarma /Paro del compresor
Bajo nivel de aceite en el separador	Nivostato (controlador vissio)	Alarma /Paro del compresor
Excesiva temperatura de descarga	Transductor de temperatura (controlador vissio)	Alarma /Paro del compresor
Temperatura en codos del evaporador	Controlador TC-900Ri	Fin de desescarche / Arranque de ventiladores de los evaporadores
Baja presión diferencial en bombas de recirculación	Presostato diferencial	Paro de bomba

Fuente: Autor

Tabla 14. Salidas digitales de control

SITUACION	ELEMENTO	FUNCION
Control de temperatura en cámara de conservación	Válvula solenoide de líquido	Actúa en función de la temperatura de la cámara de conservación, abre con temperatura superior a la deseada y viceversa. / Cierra durante el desescarche del evaporador
Control de temperatura en cuarto de congelación	Válvula solenoide de líquido	Actúa en función de la temperatura del cuarto de congelación, abre con temperatura superior a la deseada y viceversa. / Cierra durante el desescarche del evaporador
Inicio de desescarche	Válvula solenoide de gas caliente	Permite el paso de gas caliente en la desviación de la línea de descarga hacia los evaporadores.
Regulación de presión de salida evaporadores	Válvula reguladora de presión	Durante el desescarche regula la presión del gas caliente a la salida de los evaporadores.

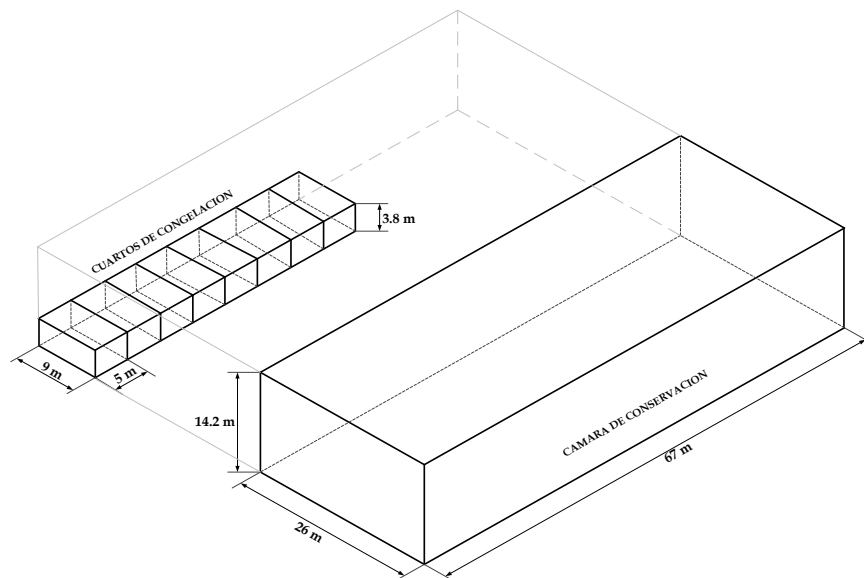
SITUACION	ELEMENTO	FUNCION
Inicio de desescarche	Válvula solenoide piloto cámara de conservación	Permite el paso de gas caliente por la línea piloto para accionar la válvula de cierre de succión durante el proceso de desescarche.
Suministro de líquido al tanque recirculador	Válvula solenoide	La válvula solenoide permite el paso de líquido hacia la unidad recirculadora. Cuando el nivel del tanque es inferior al nivel de trabajo.

Fuente: Autor

## 2.8 ESPACIOS REFRIGERADOS

El espacio físico dispuesto para la correcta conservación y almacenamiento de los productos alimenticios recibidos, se compone de ocho cámaras de congelamiento y una gran cámara de conservación, cuya distribución y dimensionamiento respectivo se ilustra en la figura 63

Figura 63. Distribución física de los espacios refrigerados



Fuente: Autor

Los espacios refrigerados deben mantenerse a unas condiciones interiores de temperatura y humedad relativa con el fin de garantizar la calidad de los productos; estas condiciones son fijadas bajo normatividad<sup>5</sup> del gobierno nacional y sus valores se muestran en la tabla 15

Tabla 15. Condiciones internas en los espacios refrigerados

<b>Espacio refrigerado</b>	<b>Temperatura (°C)</b>	<b>Humedad Relativa (%)</b>
Cámara de conservación	-13	80
Cuartos de congelación	-26	80

Fuente: Autor.

Los espacios refrigerados presentan las siguientes características:

#### **Cámara de conservación.**

- Tiene un volumen interno igual a 24.736 m<sup>3</sup>
- Tiene dos puertas de acceso, ambas isotérmicas y con control de apertura en el interior y exterior de la cámara.
- Dispone de un dispositivo de bloqueo de emergencia para las puertas, operado interiormente y exteriormente de la misma.
- Cuenta con un termohigómetro móvil, con el fin de medir las condiciones internas de la cámara en puntos localizados de la misma.
- Esta totalmente aislada con paneles de poliuretano.

---

<sup>5</sup> COLOMBIA. MINISTERIO DE LA PROTECCION SOCIAL. Resolución numero 4287 de 2007. Bogotá D.C., 21 de noviembre de 2007. Art. 23. Pág. 17.

- Dispone de una uniforme e intensa iluminación artificial con mandos de encendido en el interior y exterior de la misma.
- Cuenta con una tubería de desagüe para evacuar líquido condensado de los evaporadores, fuera de la cámara.
- Cuenta con un arreglo ordenado de posiciones para almacenar el producto recibido; dejando amplios espacios de movilidad para los operarios y maquinaria de transporte.

Los espacios refrigerados se ilustran en las figuras 64 y 65 respectivamente:

Figura 64. Interior de la cámara de conservación



Fuente: Autor

Figura 65. Entradas a los cuartos de congelación



Fuente: Autor

### **Cuartos de congelación.**

- Todos los cuartos tienen igual dimensión y un volumen interno de  $171 \text{ m}^3$  cada uno.
- Tienen una puerta de acceso corrediza, isotérmica y con control de apertura en el interior y exterior del cuarto.
- Están aislados en su totalidad por paneles de poliuretano.
- Disponen de una uniforme e intensa iluminación artificial con mandos de encendido en el interior y exterior.
- Cuenta con una bandeja en disposición longitudinal y una tubería de desagüe para evacuar líquido condensado del evaporador, fuera de cada cuarto.

- Dispone de termómetros fijos, situados en puntos estratégicos de cada cuarto.

Los espacios refrigerados se encuentran aislados con paneles SUPERWALL®FRIGO construidos por la empresa metecno; estos paneles son de tipo compuesto y están constituidos por dos revestimientos en lámina metálica y unida entre ellas una capa de aislante poliuretano. Este tipo de panel tiene como características principales que es monolítico autoportante, aislante, resistente y ligero; a estas se suma la configuración geométrica de la junta, la cual permite que la cabeza de fijación entre paneles, después de las operaciones de montaje no queden expuestas a la vista; otorgando a las paredes de las cámaras un aspecto agradable y elegante.

El espesor de los paneles utilizados es de 150 mm, su ancho modular viene determinado por fábrica 1000 mm y el largo depende de las exigencias específicas del proyecto, teniendo como limitante de transporte un valor máximo de 15 mts.

Entre las características físicas del poliuretano se encuentran:<sup>6</sup>

- térmica: 0.18 W/m K con una tolerancia de +0.002 a una temperatura de 24°C<sup>7</sup>
- Absorción de agua: 0.15 kg/m<sup>2</sup>
- Resistencia a la intemperie: resistencia a las influencias atmosféricas. La luz solar y la lluvia producen únicamente una alteración del color de las superficies expuestas, tornándose ésta ligeramente quebradiza.

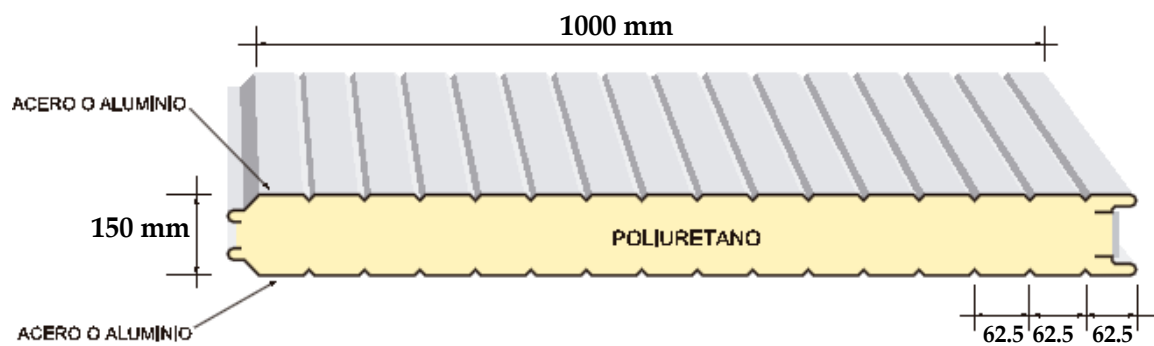
---

<sup>6</sup> Tomado de [www.metecnocolombia.com](http://www.metecnocolombia.com)

<sup>7</sup> Conforme la norma ASTM C-518.

- Resistencia a los productos químicos: excelente resistencia al agua, agua de mar, vapores de ácidos, a la mayoría de los solventes, hidrocarburos y aceites minerales.
- Estabilidad dimensional: -0.9% Vol. (máximo) a -28°C ; 4.6% Vol. (máximo) a 70°C y 97% humedad relativa ambiente ; 2.9% Vol. (máximo) a 93°C

Figura 66. Configuración de los paneles de aislamiento



Fuente: [www.metecnocolombia.com](http://www.metecnocolombia.com)

### 3. ANÁLISIS OPERACIONAL DEL FRIGORÍFICO METROPOLITANO

En este capítulo se realiza un análisis comparativo entre los requerimientos impuestos sobre el sistema por los productos a congelar o conservar, con la capacidad real de retiro de calor del sistema instalado

#### 3.1 CÁLCULO DE LA CARGA DE REFRIGERACIÓN

Un cálculo preciso de carga de refrigeración es esencial para el desarrollo de un sistema frigorífico. Desgraciadamente la precisión en este cálculo no es tarea fácil, ya que algunas de las fuentes de calor son difíciles de predecir y evaluar. Frecuentemente los errores en el cálculo de cargas de enfriamiento se dan por omisión de una fuente que contribuye a la carga, que por ligeras inexactitudes al calcular una fuente.

La carga de refrigeración para un espacio refrigerado está dada por:

$$Q = (q_{sup} + q_{ser} + q_{inf} + q_{enf} + q_{res} + q_{ven}) \quad ec. 1$$

Donde:

$q_{sup}$  ; Carga térmica correspondiente a la transmisión de calor a través de las paredes, techo y suelo de los espacios refrigerados.

$q_{ser}$  ; Carga térmica suministrada por luces, personas, máquinas o fuentes de calor que trabajen y operen en el interior de los espacios.

$q_{inf}$  ; Carga térmica debida a la entrada de aire exterior en los espacios frigoríficos.

$q_{enf}$  ; Carga térmica que debe retirarse al producto para que este alcance la temperatura de conservación o congelación deseada.

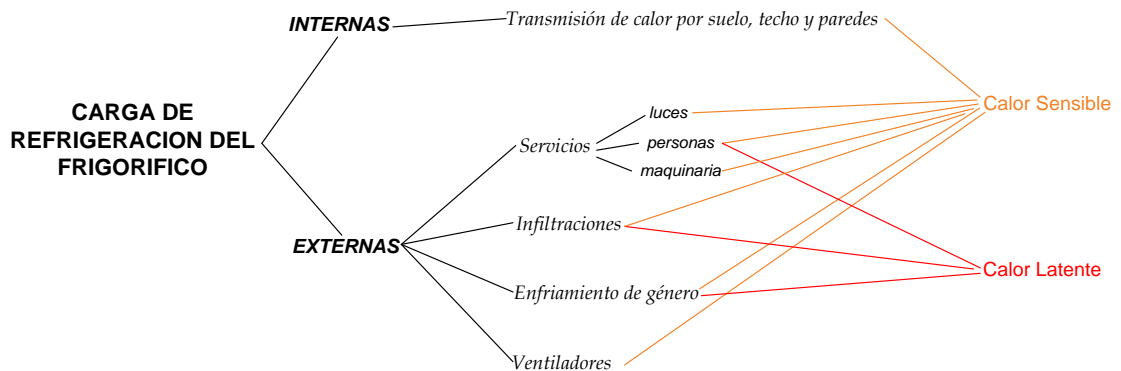
$q_{res}$  ; Carga térmica suministrada por los productos durante el tiempo que permanecen almacenados sin alcanzar su temperatura de congelación.

$q_{ven}$  ; Carga térmica debida a la operación de los ventiladores (evaporadores)

La ecuación 1 muestra como la carga de refrigeración es el resultado de la sumatoria de diversas fuentes de calor que impactan en el espacio refrigerado a considerar.

Estas fuentes de calor se relacionan esquemáticamente en la figura 67, su respectivo análisis y cálculo se presenta separadamente, en el desarrollo de esta sección.

Figura 67. Cargas térmicas del frigorífico metropolitano



Fuente: Autor

**3.1.1 Carga térmica por transmisión de calor por suelo, techo y paredes.** La expresión correspondiente para este cálculo es:

$$q_{sup} = U \times S_t \times (T_{ext} - T_{int}) \times 3600 \text{ segundos} \times \frac{24 \text{ horas}}{10^6 \text{ julios}} \quad \text{ec. 2}$$

Esta fórmula permite obtener el valor calculado en  $\left[\frac{MJ}{dia}\right]$

Donde:

$U$  = coeficiente de transmisión global  $\left[\frac{W}{m^2.K}\right]$

$S_t$  = superficie de transmisión de calor  $[m^2]$

$T_{ext}$  = temperatura del aire exterior  $[^{\circ}C]$

$T_{int}$  = temperatura del aire interior  $[^{\circ}C]$

Antes de calcular la carga térmica  $q_{sup}$  es necesario definir los parámetros anteriormente citados, sus valores se muestran y calculan a seguir:

**3.1.1.1 Volumen y superficie de transmisión de los espacios refrigerados.** En la figura 63 se determinó la distribución y las dimensiones para cada uno de los espacios refrigerados, dichos valores y el cálculo de volumen y superficie de transmisión respectivos se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 16. Dimensiones de los espacios refrigerados

Dimensión	Cámara de conservación	Cuarto de congelamiento
Ancho (A)	67 m	5 m
Profundidad (L)	26 m	9 m
Altura (H)	14.2 m	3.8 m

Dimensión	Cámara de conservación	Cuarto de congelamiento
Volumen $V = A \times L \times H$	$V_{cs} = 24736.4 \text{ m}^3$	$V_{cg} = 171 \text{ m}^3$
Superficie $S_t = 2(A \times L) + 2(A \times H) + 2(L \times H)$	$S_{tcs} = 6125 \text{ m}^2$	$S_{tcg} = 196.4 \text{ m}^2$

Fuente: Autor

En la refrigeración industrial a diferencia del acondicionamiento de aire, no se distingue entre suelo, paredes y techo, y tampoco se tiene en cuenta su orientación porque el género conservado en los espacios refrigerados tiene una elevada inercia térmica y los resultados varían insignificadamente al contemplar estos detalles.

**3.1.1.2 Temperatura máxima exterior.** Este valor corresponde a la temperatura máxima promedio registrada oficialmente por el IDEAM en su estación meteorológica “Llano grande”, ubicada en el municipio de Girón a lo largo del año 2011. La lectura es apropiada dada la cercanía de la estación con el Frigorífico Metropolitano de Bucaramanga.

La temperatura máxima registrada es necesaria porque se está considerando la operación del sistema bajo las condiciones más desfavorables.

Así, los valores tomados son:

$$T_{ext} = 31^\circ\text{C} \quad \text{Temperatura exterior}^8$$

$$T_{ext,h} = 25^\circ\text{C} \quad \text{Temperatura de bulbo húmedo}^9$$

---

<sup>7,8</sup>Tomado de Instituto de Hidrología, Meteorología e Investigaciones Ambientales (IDEAM); ATLAS CLIMATOLOGICO NACIONAL.

$$Hr_{ext} = 83.5 \% \quad \text{Humedad relativa exterior}^{10}$$

**3.1.1.3 Temperaturas interiores de operación.** Las condiciones de temperatura y humedad relativa de operación al interior de cada uno de los espacios refrigerados fueron expuestas anteriormente a lo largo del documento y se presentan resumidos en la tabla 17

Tabla 17. Condiciones de operación de los espacios frigoríficos

	Espacio Refrigerado		Temperatura (°C)	Humedad Relativa (%)
	Conservación	Congelación		
Interior	X		-13	80
Interior		X	-26	80
Exterior	X	X	31	83.5
Entrada	X		0	/
Entrada		X	0	/

Fuente: Autor

**3.1.1.4 Coeficiente global de transmisión de calor.** El coeficiente global de transmisión de calor es el valor que representa el flujo de energía que se transmite entre el exterior y el interior de los espacios refrigerados a través del suelo, paredes, techo y aislamientos respectivos, por metro cuadrado de superficie y por cada grado de temperatura kelvin.

Se define como:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext}} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_{int}}} \quad (ec. 3)$$

---

<sup>10</sup> Calculado psicométricamente con los datos de Temperatura.

Donde:

$U$  = coeficiente de transmisión global  $\left[ \frac{W}{m^2.K} \right]$

$h_{ext}$  = coeficiente de convección del aire exterior  $\left[ \frac{W}{m^2.K} \right]$

$h_{int}$  = coeficiente de convección del aire interior  $\left[ \frac{W}{m^2.K} \right]$

La suma de las fracciones  $\left( \frac{1}{h_{ext}} + \frac{1}{h_{int}} \right)$ , da como resultado un valor muy pequeño en comparación con la fracción  $\frac{e}{\lambda}$ ; por esta razón se aproxima a cero el resultado de dicha operación.

Entonces para:

$\lambda = 0.18 \frac{W}{m.K}$ ; conductividad térmica del aislamiento (poliuretano) tomada de la sección 2.8

$e = 0.15$  m; espesor del aislamiento tomado de la sección 2.8

La ecuación (3) da como resultado.

$$U = 1.2 \frac{W}{m^2.K}$$

Habiendo calculado los valores necesarios para determinar la carga  $q_{sup}$ , se reemplazan estos valores en la ecuación 2 para cada espacio refrigerado según corresponda. La tabla 18 resume el cálculo de esta carga térmica.

Tabla 18. Cálculo de la carga térmica por transmisión de calor

Variable	Cámara de conservación	Cuarto de congelamiento
$U$	$U = 1.2 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	$U = 1.2 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
$S_{tcs}$	$S_{tcs} = 6125 m^2$	$S_{tcg} = 196.4 m^2$
$T_{ext}$	$31^\circ C$	$31^\circ C$
$T_{int}$	$T_{int,cs} - 13^\circ C$	$T_{int,cg} = -26^\circ C$
$q_{sup}$	$q_{sup,cs} = 27941 \frac{MJ}{dia}$	$q_{sup,cg} = 1158 \frac{MJ}{dia}$
$q_{sup} = U \times S_t \times (T_{ext} - T_{int}) \times 3600 \text{ segundos} \times \frac{24 \text{ horas}}{10^6 \text{ julios}}$		

Fuente: Autor

**3.1.2 Carga térmica por servicios (luces, personal, máquinas, etc.).** Las cargas térmicas se calcularán para cada servicio y la sumatoria de las mismas corresponderá a la carga térmica total por servicios.

**3.1.2.1 Carga térmica suministrada por la iluminación.** La cantidad de calor emitida por las lámparas está dada por:

$$q_{iluminacion} = N^{\circ} \text{ lamparas} \times W \times t \times \left( \frac{3600}{10^6} \right) \quad ec. 4$$

Donde:

$W$  = potencia de cada lámpara en Wattios

$t$  = tiempo de operación de las lámparas

La tabla 19 ilustra los cálculos para esta carga térmica

Tabla 19. Cálculo de la carga térmica por luces

Variable	Cámara de conservación	Cuarto de congelamiento
$N^{\circ} \text{lamparas}$	36	2
$W$	400 wattios	150 wattios
$t$	24 horas diarias	24 horas diarias
$q_{iluminacion}$	$q_{ilum,cs} = 1245 \frac{Mj}{dia}$	$q_{ilum,cg} = 4.32 \frac{Mj}{dia}$

Fuente: Autor

**3.1.2.2 Carga térmica aportada por personal de trabajo.** La manipulación del producto requiere la permanencia de personal de trabajo dentro de los espacios refrigerados durante cierto tiempo; esta actividad emite calor a los espacios refrigerados. Este flujo de calor se calcula por:

$$q_{personal} = N^{\circ} \text{personas} \times C \times t \times \left( \frac{3600}{10^6} \right) \quad ec. 5$$

Donde:

$C$  = calor desprendido por cada persona en Wattios

$t$  = tiempo de permanencia del personal dentro del espacio

Tabla 20. Cálculo de la carga térmica por personal de trabajo

Variable	Cámara de conservación	Cuarto de congelamiento
$N^{\circ} \text{personas}$	8	1
$C^{11}$	378 wattios	390 wattios

<sup>11</sup> Tomado de Wilbert F. Stoecker. Industrial Refrigeration Handbook. McGraw-Hill, 2004; pág. 623

<i>t</i>	18 horas diarias	12 horas diarias
<i>q<sub>personal</sub></i>	$q_{pers,cs} = 196 \frac{Mj}{dia}$	$q_{pers,cg} = 17 \frac{Mj}{dia}$

Fuente: Autor

**3.1.2.3 Carga suministrada por trabajo de máquinas.** Para la correcta manipulación del producto dentro de los espacios refrigerados es necesario contar con maquinaria especial. Durante su operación, las máquinas emiten carga térmica al espacio refrigerado; este valor se obtiene de:

$$q_{maquinas} = N^{\circ}_{motores} \times P \times t \times \left( \frac{3600}{10^3} \right) \quad ec. 6$$

Donde:

*P* = potencia de cada motor en Kw

*t* = tiempo de operación dentro de los espacios refrigerados

Los únicos equipos que operan en el interior de los espacios refrigerados son montacargas, su aporte de carga térmica viene dado por un único motor de tipo eléctrico. A seguir en la tabla 21 se muestran los valores calculados para este tipo de carga.

Tabla 21. Cálculo de la carga térmica por motores

Variable	Cámara de conservación	Cuarto de congelamiento
<i>N<sup>o</sup><sub>motores</sub></i>	4	2
<i>P</i>	10.5 Kw	2 Kw
<i>t</i>	15 horas diarias	8 horas diarias

Variable	Cámara de conservación	Cuarto de congelamiento
$q_{maquinas}$	$q_{maq,cs} = 2268 \frac{Mj}{dia}$	$q_{maq,cg} = 115 \frac{Mj}{dia}$

Fuente: Autor

Finalmente sumando las contribuciones de cada tipo de servicio se calcula:

Tabla 22. Sumatoria de las cargas térmicas por servicios

Carga térmica	Cámara de conservación	Cuarto de congelamiento
$q_{iluminacion}$	$q_{ilum,cs} = 1245 \frac{Mj}{dia}$	$q_{ilum,cg} = 4.32 \frac{Mj}{dia}$
$q_{personal}$	$q_{pers,cs} = 196 \frac{Mj}{dia}$	$q_{pers,cg} = 17 \frac{Mj}{dia}$
$q_{maquinas}$	$q_{maq,cs} = 2268 \frac{Mj}{dia}$	$q_{maq,cg} = 115 \frac{Mj}{dia}$
$q_{servicios}$	$q_{ser,cs} = 3709 \frac{Mj}{dia}$	$q_{ser,cg} = 137 \frac{Mj}{dia}$
$q_{servicios} = q_{iluminacion} + q_{personal} + q_{maquinas}$		

Fuente: Autor

**3.1.3 Carga térmica por infiltraciones.** Para el cálculo de esta carga se debe establecer el número de renovaciones de aire al día; esta variable contempla el número de veces que es abierto y cerrado un espacio refrigerado, permitiendo de esta manera la renovación total del aire a las condiciones exteriores.

La expresión utilizada para este cálculo es:

$$q_{inf} = V \times \frac{n^{\circ} \text{ renovaciones}}{dia} \times \frac{1}{v} \times (h_{ext} - h_{int}) \times \left( \frac{1}{10^3} \right) \quad ec. 7$$

Donde:

$V$  = volumen del espacio refrigerado

$v$  = Volumen específico del aire interior a condiciones de conservación o congelación

$h_{ext}$  = Entalpía del aire a condiciones exteriores

$h_{int}$  = Entalpía del aire a condiciones interiores de conservación o congelación

Tabla 23. Cálculo de la carga térmica por infiltraciones de aire

Variable	Cámara de conservación	Cuarto de congelamiento
$V$	$V_{cs} = 24736.4 \text{ m}^3$	$V_{cg} = 171 \text{ m}^3$
$v$	$v_{cs} = 0.7237 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$	$v_{cg} = 0.7 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$
$h_{ext}^{12}$	$h_{ext} = 45.45 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$	$h_{ext} = 45.45 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$
$h_{int}$	$h_{int,cs} = -16.59 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$	$h_{cg} = -25.45 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$
$n^\circ \text{ renovaciones}$	0.5 veces por día	2 veces por día
$q_{inf}$	$q_{inf,cs} = 1060 \frac{\text{Mj}}{\text{dia}}$	$q_{inf,cg} = 34.61 \frac{\text{Mj}}{\text{dia}}$

Fuente: Autor

**3.1.4 Carga térmica por enfriamiento de género.** Este cálculo representa la cantidad de energía que tiene que retirarse al producto a almacenar, para lograr que este alcance la temperatura deseada dentro del recinto refrigerado. Este valor es dependiente en gran parte del calor específico del producto.

La ecuación a utilizar será:

---

<sup>12</sup> Valores para  $h_{ext}$  y  $h_{int}$  calculados psicrométricamente con Temperatura y Humedad relativa establecidas en 3.1.1.2

$$q_{enf} = m \times C_e \times (T_{ent} - T_{pro}) \times \left(\frac{1}{10^3}\right) \quad ec. 8$$

Donde:

$m$  = Masa de rotación diaria del producto

$C_e$  = Calor específico del producto

$T_{ent}$  = Temperatura de entrada al espacio refrigerado según corresponda

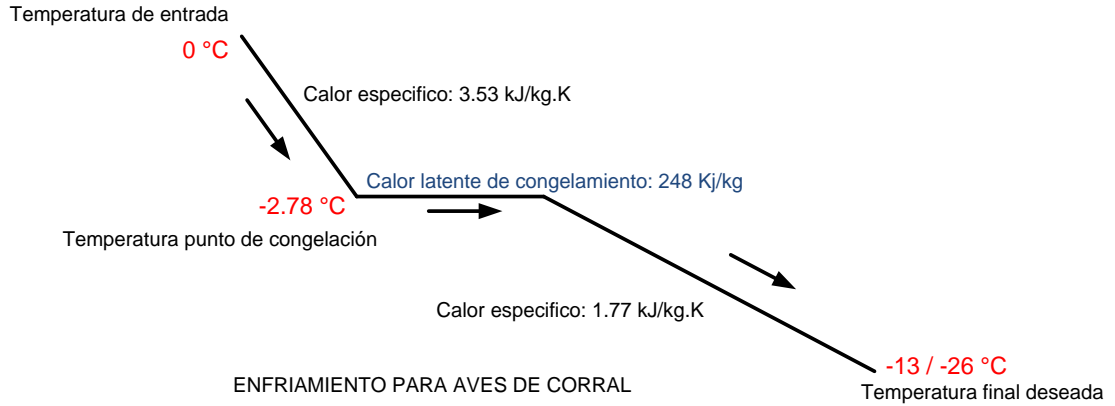
$T_{pro}$  = Temperatura del producto

La ecuación anterior permite determinar el requerimiento de calor a extraer para lograr un descenso específico de temperatura en el producto (carga sensible); entonces debe analizarse en que intervalos ocurre este descenso y considerar de igual forma la carga latente de congelación.

Debe entenderse que para temperaturas por encima del punto de congelación se tiene un valor de calor específico y por debajo del mismo punto otro valor correspondiente; de igual forma el descender por debajo de este punto requiere extraer un calor latente el cual puede ser determinado a partir de tablas. Todos los valores de calor específico determinados para estos cálculos corresponden a carne de ave de corral.

La figura 68 ilustra el enfriamiento del producto:

Figura 68. Enfriamiento del producto



Fuente: Autor

Tabla 24. Cálculo de la carga térmica por enfriamiento de género

Variable	Cámara de conservación	Cuarto de congelamiento
$m$	$m_{rcs} = 15000 \text{ Kg}$	$m_{rcg} = 6000 \text{ Kg}$
$C_{e0,-2.78}^{13}$	$C_{e,cs} = 3.53 \left( \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}} \right)$	$C_{e,cg} = 3.53 \left( \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}} \right)$
$C_{e-2.78,Tint}^{14}$	$C_{e,cs} = 1.77 \left( \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}} \right)$	$C_{e,cs} = 1.77 \left( \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}} \right)$
$T_{ent}$	$T_{ent,cs} = 0^{\circ}\text{C}$	$T_{ent,cg} = 0^{\circ}\text{C}$
$T_{p.cong}$	$-2.78^{\circ}\text{C}$	$-2.78^{\circ}\text{C}$
$T_{pro}$	$T_{pro,cs} = -13^{\circ}\text{C}$	$T_{pro,cg} = -26^{\circ}\text{C}$
$q_{0,-2.78}$	147.2	58.88
$q_{lat}$	3720	1488
$q_{-2.78,Tint}$	270.81	246.6
$q_{enf}$	$q_{enf,cs} = 4138 \frac{\text{Mj}}{\text{dia}}$	$q_{enf,cg} = 1793.5 \frac{\text{Mj}}{\text{dia}}$

Fuente: Autor

<sup>13</sup> Tomado de Wilbert F. Stoecker. Industrial Refrigeration Handbook. McGraw-Hill, 2004; pág. 591

<sup>14</sup> Tomado de Wilbert F. Stoecker. Industrial Refrigeration Handbook. McGraw-Hill, 2004; pág. 591

**3.1.5 Carga térmica por la operación de los ventiladores.** Los ventiladores utilizados por los evaporadores dentro de los espacios refrigerados emiten una carga térmica producto de su operación; esta se calcula según:

$$q_{ven} = N^{\circ}_{evaporadores} \times N^{\circ}_{ventiladores/evaporador} \times P \times t \times \left(\frac{3600}{10^3}\right) \quad ec. 9$$

Donde:

$P$  = potencia de cada ventilador en Kw

$t$  = tiempo de operación

Tabla 25. Cálculo de la carga térmica por la operación de los ventiladores

Variable	Cámara de conservación	Cuarto de congelamiento
$N^{\circ}_{evaporadores}$	3	1
$N^{\circ}_{ventiladores/evaporador}$	3	3
$P$	3.73 Kw (5 Hp)	3.73 Kw (5 Hp)
$t$	22 horas diarias	22 horas diarias
$q_{ventiladores}$	$q_{ven,cs} = 2659 \frac{Mj}{dia}$	$q_{ven,cg} = 886.2 \frac{Mj}{dia}$

Fuente: Autor

### 3.2 POTENCIA FRIGORÍFICA NECESARIA

La potencia frigorífica al igual que la carga térmica representa la energía por unidad de tiempo que debe extraerse del recinto a refrigerar. Este valor se calcula a partir de la carga térmica total del sistema, pero cambiando la unidad de tiempo establecida (día) por la cantidad de horas diarias que operara el equipo frigorífico.

El equipo frigorífico no opera las 24 horas del día, entonces en las horas de operación debe extraerse la cantidad de energía total.

La potencia frigorífica se calcula por:

$$Q_{sf} = \frac{Q_t \left[ \frac{Mj}{dia} \right]}{\frac{N_{horas}}{dia}} \times \frac{10^3 KJ}{1 Mj} \times \frac{1 hora}{3600 s} \quad ec.10$$

Tabla 26. Resumen Cargas térmicas y potencia frigorífica

Carga térmica	Cámara de conservación	Cuarto de congelamiento
Transmisión	$q_{sup,cs} = 27941$	$q_{sup,cg} = 1158$
Servicios	$q_{ser,cs} = 3709$	$q_{ser,cg} = 137$
Infiltraciones	$q_{inf,cs} = 1060$	$q_{inf,cg} = 34.61$
Enfriamiento de género	$q_{enf,cs} = 4138$	$q_{enf,cg} = 1793.5$
Ventiladores	$q_{ven,cs} = 2659$	$q_{ven,cg} = 886.2$
<b>TOTAL</b>	<b><math>Q_{cs} = 39507</math></b>	<b><math>Q_{cg} = 4009</math></b>
Operación diaria	24 horas	8 horas
Potencia frigorífica	<b>457.2 kw</b>	<b>139.2 kw</b>
<b>TOTAL POTENCIA FRIGORIFICA</b>		<b><math>Q_t = 1571 kw</math></b>
Todos los valores de carga térmica en unidades $\frac{MJ}{dia}$		

Fuente: Autor

### 3.3 ANÁLISIS DE LA CAPACIDAD TÉRMICA DEL SISTEMA

El sistema de refrigeración es un sistema de compresión mecánica de amoníaco con dos compresores monotornillo dispuestos en paralelo con enfriamiento de aceite por sistema termosifón. La compresión se da en una etapa simple y la expansión en dos etapas: la primera, desde la presión de condensación hasta un

valor de presión intermedia, aquí el sistema separa el flash-gas generado en un tanque de acción directa denominado “economizer”. La segunda expansión ocurre desde la presión intermedia hasta la presión de evaporización. Los compresores ofrecen la posibilidad de un puerto lateral para inyectar el flash-gas originado en el proceso inicial de expansión. El proceso de condensación en el sistema se logra gracias a un condensador evaporativo que envía el refrigerante condensado a un recipiente de alta presión que actúa como tanque de almacenamiento. El suministro de refrigerante a los evaporadores es recirculado, para lo cual se usa un tanque recirculador que actúa como separador de vapor de líquido y bombas mecánicas para enviar el líquido hacia los evaporadores. El sistema maneja dos niveles de temperatura de evaporización diferentes, uno para conservación ( $-18^{\circ}\text{C}$ ) y otro para congelación ( $-32^{\circ}\text{C}$ ) para lo cual tiene instalado los evaporadores en paralelo y cada aplicación tiene válvulas de expansión manual para controlar el flujo requerido en cada caso.

Inicialmente se definirán los puntos más significativos dentro del ciclo con el fin de determinar sus propiedades termodinámicas, las cuales sirven como herramienta para definir el trazado del ciclo en el diagrama p-h. Habiendo definido los puntos y por tanto el ciclo termodinámico se calcula la capacidad de evaporadores, compresores y condensador evaporativo en función de los puntos de operación establecidos, finalmente estos resultados se comparan con los valores máximos que ofrece cada uno de los equipos mencionados..

**3.3.1 Puntos termodinámicos del ciclo de refrigeración.** Los puntos más significativos dentro del sistema de refrigeración se enuncian a continuación, ilustrando su ubicación dentro del ciclo, calculando sus propiedades termodinámicas y manifestando la naturaleza de su obtención

La forma como se definen los puntos termodinámicos se da por varios métodos:

- Lectura directa: Son puntos en los cuales se tiene instalado algún dispositivo que permite leer directamente una o varias propiedades termodinámicas
- Efecto de estado: Son puntos donde sus propiedades termodinámicas se establecen gracias al conocimiento del estado físico del refrigerante (líquido, mezcla, o vapor).
- Criterios de diseño: en estos puntos una o varias propiedades se definen por parámetros recomendados de diseño.

La ubicación de los puntos seleccionados se muestra en circuito frigorífico de la figura 69 y sus respectivas características termodinámicas se recogen en siguiente tabla:

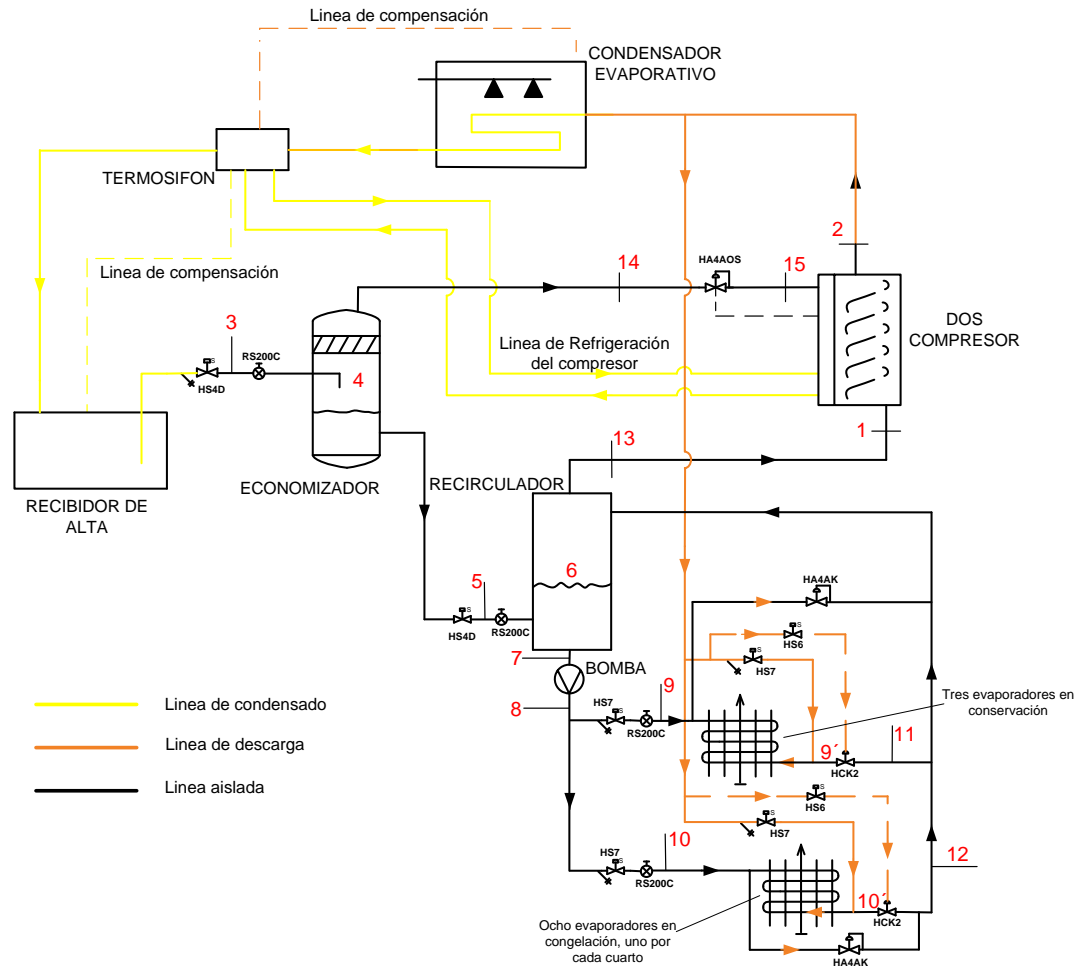
Tabla 27. Puntos termodinámicos del sistema

<b>PUNTOS TERMODINAMICOS DEL SISTEMA</b>					
<b>Punto</b>	<b>Propiedad termodinámica</b>				
	<b>Presión [Mpa]</b>	<b>Temperatura [°C]</b>	<b>Entalpía [Kj/kg]</b>	<b>Volumen específico [m³/kg]</b>	<b>Calidad</b>
1*	0.08	-28	1433	1.467	>1
2*	1.22	89	1648	0.1358	>1
3*	1.22	31.5	349	0.0016	0
4	0.31	-8.2	349	0.0579	0.14
5	0.31	-8.2	162	0.0015	0
6	0.08	-37.9	162	0.1371	0.09
7	0.08	-37.9	28.35	0.0014	0
8*	0.34	-6.1	28.73	0.0014	<0

<b>PUNTOS TERMODINAMICOS DEL SISTEMA</b>					
<b>Punto</b>	<b>Propiedad termodinámica</b>				
	<b>Presión [Mpa]</b>	<b>Temperatura [°C]</b>	<b>Entalpía [Kj/kg]</b>	<b>Volumen específico [m³/kg]</b>	<b>Calidad</b>
9*	0.2	-18	28.73	0.0014	<0
9´	0.2	-18	448.3	0.1447	0.25
10*	0.1	-32	28.73	0.0014	<0
10´	0.1	-32	448.3	0.2654	0.28
11	0.08	-37.9	448.3	0.4268	0.3
12	0.08	-37.9	448.3	0.4268	0.3
13	0.08	-37.9	1411	1.4021	1
14	0.31	-8.2	1453	0.3908	1
15*	0.18	3	1492	0.7295	>1
*Datos obtenidos a partir de la lectura de manómetros y termómetros					

Fuente: Autor

Figura 69. Circuito simplificado del sistema de refrigeración



Fuente: Autor

La figura 69 muestra el circuito simplificado del frigorífico; para el caso de la compresión se cuenta con dos compresores de iguales características y para el proceso de extracción de calor de los espacios a refrigerar se cuentan con 3 evaporadores en la cámara de conservación y 8 para la sección de congelamiento (1 por cuarto). Tanto los compresores como los evaporadores se encuentran instalados en paralelo al circuito central de refrigeración por lo cual un análisis único a cada tipo de equipo es válido.

Las propiedades termodinámicas de cada punto seleccionado se obtuvieron utilizando un programa<sup>15</sup> sencillo con el software EES (Engineering Equation Solver), esta herramienta facilita determinar las nuevas propiedades termodinámicas para los puntos, cuando estos sufren variaciones.

De igual forma debe entenderse que los datos mostrados en la tabla 27 corresponden a un instante de operación del sistema frigorífico, debe resaltarse que los valores para estos puntos son variables en el tiempo y predecir dicha variación es significativamente complicado. Estos resultados brindan la oportunidad de tener una idea de cómo se comporta la instalación termodinámicamente hablando y permite entender en términos generales su funcionamiento como ciclo.

La naturaleza de sistema dinámico que tiene el circuito de refrigeración del frigorífico se muestra evidenciada en la toma de datos resumida en las tablas 28 y 29. Estas tablas recogen los datos correspondientes a los puntos donde se tienen dispositivos como manómetros o termómetros, la toma se extendió a lo largo de una semana aproximadamente con 4 lecturas diarias.

---

<sup>15</sup>Ver la lógica del programa en el anexo O

Tabla 28. Toma de datos en los puntos con disposición de manómetros y/o termómetros (compresor 1)

FECHA	HORA	CAP	P.SUCCION N	T. SUCCION	P.DESCARG A	T. DESCARGA	VOL	TEMPERATURA CUARTOS								T.CAMARA	P.BOMBA
								1	2	3	4	5	6	7	8		
04-20	21:44	84	1.8	-32	163	89	74	-23	-16	-39	-28	-25	14	-26	-32	-17	36
04-21	1:41	2	2.9	25	85.8	69	2	-29	-28	-14	-30	-28	-	-22	-15	-18	36
04-21	5:12	403	5.3	-28	161	86	64	-29	-28	9.2	-15	4.7	-	-28	-24	-18	36
04-21	7:21	99	1.7	-33	161	84	89	-30	-32	-29	-23	-22	-	-30	-28	-18	29
04-21	20:26	39	1.5	-29	159	80	87	-29	-33	-27	4.4	3.1	12.6	-29	-29	-18	34
04-21	21:53	42	1.6	-30	160	80	84	-31	-32	-28	-26	-33	12.5	-29	-30	-18	34
04-22	1:25	52	1.7	-1	158	76	83	-30	-17	-30	-27	-16	12.6	-25	-30	-18	34
04-22	6:28	99	2.4	-30	156	82	84	-23	-27	8.9	2.6	-23	11.6	4.8	-32	-18	34
04-22	7:30	98	2.7	-31	164	84	83	-26	-28	-22	-22	-24	12.5	-29	-31	-18	36
04-22	14:35	2	2.3	26	12.2	60	1	-30	-32	-31	-27	-29	16.3	-29	-32	-18	36
04-22	17:47	2	1.8	27	0.4	47	2	-32	-32	-34	-30	-30	17.8	-30	-33	-18	36
04-22	23:38	2	1.5	25	0.7	36	1	-17	-13	-34	-29	-28	15.6	-32	-33	-18	36
04-23	6:44	96	3.4	-29	163	85	81	-26	-22	-23	-19	5.8	13.5	-25	-22	-18	36
04-23	14:01	88	1.5	-32	169	84	76	-10	-28	-30	-27	-27	12.5	-26	-29	-18	29
04-23	21:46	89	2.0	-22	165	83	74	-29	-32	-25	-31	-24	14.6	-29	-18	-18	34
04-24	6:46	48	1.6	-26	162	82	85	-24	-27	-10	-27	-30	12.7	-23	-29	-18	34
04-24	14:00	68	1.6	-31	164	84	76	-31	-32	-12	-26	-28	11.4	-23	-21	-18	30
04-24	17:20	86	1.3	-17	162	81	76	-28	-14	-12	-30	-27	15.2	-25	-18	-18	36
04-25	14:06	99	1.4	-31	166	82	77	-18	-25	-30	-16	-27	11.8	-16	-29	-18	36
04-25	21:36	19	1.8	0	158	76	95	-33	-28	-35	-28	-30	13.6	-15	-18	-18	34
04-26	6:47	58	1.5	-22	159	82	76	-29	-33	-33	-22	-19	12.9	-28	-30	-18	34
04-26	14:13	70	1.1	-32	166	83	78	-31	-26	-25	-16	-28	14.8	-12	-11	-18	36
04-26	23:13	76	1.6	-29	164	82	77	-30	8.9	-35	-10	-21	14.4	-24	-31	-19	34
04-27	6:38	2	9.5	24	7.5	41	2	-17	-24	-29	-18	-24	-	0.1	-17	-18	34
04-27	14:37	99	2.4	-27	161	87	87	-30	0.2	-30	0.2	0.3	16.4	-26	-30	-18	39
04-27	17:05	95	3.3	-30	170	85	83	-24	12.3	-31	-20	-14	13.9	-24	-29	-18	39
04-27	21:39	63	1.7	-27	160	82	79	-23	-28	-35	-25	-22	14.2	-29	-19	-18	38
04-28	07:13	73	2.5	-30	161	85	73	-29	-33	0.6	-31	-30	-	-21	-28	-18	38

Fuente: Autor

Tabla 29. Toma de datos en los puntos con disposición de manómetros y/o termómetros (compresor2)

FECHA	HORA	CAP	P.SUCCION	T. SUCCION	P.DESCARGA	T. DESCARGA	VOL	TEMPERATURA CUARTOS								T.CAMARA	P.BOMBA
								1	2	3	4	5	6	7	8		
04-20	21:32	100	2.8	-32	163	84	74	-23	-16	-39	-28	-25	14	-26	-32	-17	36
04-21	1:29	97	3.3	-32	157	87	2	-29	-28	-14	-30	-28	-	-22	-15	-18	36
04-21	5:01	71	6.4	-31	165	89	64	-29	-28	9.2	-15	-4.7	-	-28	-24	-18	36
04-21	7:13	100	2.7	-31	162	85	89	-30	-32	-29	-23	-22	-	-30	-28	-18	29
04-21	20:15	99	2.5	-30	161	84	87	-29	-33	-27	4.4	-3.1	12.6	-29	-29	-18	34
04-21	21:41	100	2.6	-31	161	84	84	-31	-32	-28	-26	-33	12.5	-29	-30	-18	34
04-22	1:14	79	3.3	-27	158	86	83	-30	-17	-30	-27	-16	12.6	-25	-30	-18	34
04-22	5:16	86	3.1	-31	155	88	84	-23	-27	-8.9	2.6	-23	11.6	4.8	-32	-18	34
04-22	7:19	81	3.9	-29	166	90	83	-26	-28	-22	-22	-24	12.5	-29	-31	-18	36
04-22	14:23	100	3.5	-30	155	87	1	-30	-32	-31	-27	-29	16.3	-29	-32	-18	36
04-22	17:35	99	2.9	-28	156	85	2	-32	-32	-34	-30	-30	17.8	-30	-33	-18	36
04-22	23:29	62	2.4	-16	154	82	1	-17	-13	-34	-29	-28	15.6	-32	-33	-18	36
04-23	6:33	71	5.0	-27	166	90	81	-26	-22	-23	-19	-5.8	13.5	-25	-22	-18	36
04-23	14:03	82	2.7	-32	170	88	76	-10	-28	-30	-27	-27	12.5	-26	-29	-18	29
04-23	21:37	80	2.5	-31	161	86	74	-29	-32	-25	-31	-24	14.6	-29	-18	-18	34
04-24	6:35	80	2.7	-28	164	87	85	-24	-27	-10	-27	-30	12.7	-23	-29	-18	34
04-24	14:32	70	2.7	-30	168	88	76	-31	-32	-12	-26	-28	11.4	-23	-21	-18	30
04-24	17:20	69	3.1	-28	166	86	76	-28	-14	-12	-30	-27	15.2	-25	-18	-18	36
04-25	14:05	79	3.1	-29	169	87	77	-18	-25	-30	-16	-27	11.8	-16	-29	-18	36
04-25	21:22	92	3.0	-30	161	87	95	-33	-28	-35	-28	-30	13.6	-15	-18	-18	34
04-26	6:35	83	2.4	-30	162	87	76	-29	-33	-33	-22	-19	12.9	-26	-30	-18	34
04-26	17:01	92	2.2	-29	170	88	78	-31	-26	-25	-16	-28	14.8	-12	-11	-18	36
04-26	23:05	100	2.5	-32	160	83	77	-30	-8.9	-35	-10	-21	14.4	-24	-31	-19	34
04-27	6:25	58	1.1	-26	157	82	2	-17	-24	-29	-18	-24	-	0.1	-17	-18	34
04-27	14:25	99	3.5	-31	163	82	87	-30	0.2	-30	0.2	0.3	16.4	-26	-30	-18	39
04-27	16:52	68	5.0	-28	174	88	83	-24	-123	-31	-20	-14	13.9	-24	-29	-18	39
04-27	21:33	77	2.8	-32	163	88	79	-23	-28	-35	-25	-22	14.2	-29	-19	-18	38
04-28	07:26	56	1.6	-30	160	82	73	-29	-33	0.6	-31	-30	-	-21	-28	-18	38

Fuente: Autor

**3.3.2 Diagrama P-h del ciclo de refrigeración del frigorífico.** Como herramienta para analizar y describir el ciclo de refrigeración del frigorífico metropolitano se presenta el respectivo diagrama presión – entalpía para el sistema. El diagrama mostrado en la figura 70 se traza en base a los puntos ilustrados anteriormente.

El diagrama P-h muestra una compresión isentrópico del refrigerante en los compresores (1-2), seguidamente se da una condensación a presión constante (2-3), aquí se realiza la expansión inicial en el tanque economizador y se separan las fases de vapor y líquido (3-4), la fase líquida sufre una segunda expansión en el tanque recirculador (5-6) mientras el vapor es enviado al puerto lateral de los compresores (4-14), entonces el refrigerante líquido sale del recirculador y sufre una compresión isentrópico en la bomba (7-8) para luego ser expandido por cada una de las válvulas de expansión manual a la entrada de cada evaporador según corresponda (8-9 conservación y 8-10 congelación), una fracción de refrigerante se vaporiza en los evaporadores (9-9' conservación y 10-10' congelación) para luego expandirse a la presión de la unidad recirculadora (9',10' - 11,12), aquí se mezclan las corrientes de refrigerante para retornar al tanque recirculador (11,12-6) y finalmente vapor se envía a la entrada de los compresores (6-1) completando el ciclo.

**3.3.3 Cálculo del flujo de refrigerante.** Con base en las propiedades termodinámicas del refrigerante en la entrada y salida de los evaporadores y habiendo determinado la carga de refrigeración necesaria por el sistema, se procede a calcular los flujos de masa para el ciclo, cálculos necesarios para determinar las capacidades de evaporadores, compresores y condensador.

El flujo másico necesario para satisfacer la carga calculada esta dado por:

$$m_{9vapor} + m_{10vapor} = \frac{Q_c}{(h_{gsalida} - h_{fliquido})} ; \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad ec. 11$$

Donde:

$Q_c$ : Carga de refrigeración en Kw (equipos operando 20 horas al día)

$h_{gsalida}$ : Entalpía del vapor a la salida del evaporador en kj/kg

$h_{fliquido}$ : Entalpía del líquido a la entrada del evaporador kj/kg

Tabla 30. Flujos de masa

Flujos de masa en evaporadores							
CONSERVACION				CONGELACION			
$Q_{cs}$	$h_g *$	$h_f$	$m_{9vapor}$	$Q_{cg}$	$h_g *$	$h_f$	$m_{10vapor}$
457.2	1439	28.73	<b>0.32</b>	1113.6	1418	28.73	<b>0.8</b>
*entalpía de valor saturado a la presión del punto 9 y 10 respectivamente							

Fuente: Autor

El flujo másico calculado corresponde a la cantidad de vapor que debe vaporizarse para extraer la carga térmica de todos los espacios refrigerados. Sin embargo al conocer la tasa de recirculación  $n=4$  es posible calcular la cantidad de refrigerante total que es bombeado a los evaporadores.

$$m_8 = n \times (m_{9vapor} + m_{10vapor}) \quad ec. 12$$

Entonces:

$$m_8 = 1.12 \times 4 = 4.5 \text{ kg/s}$$

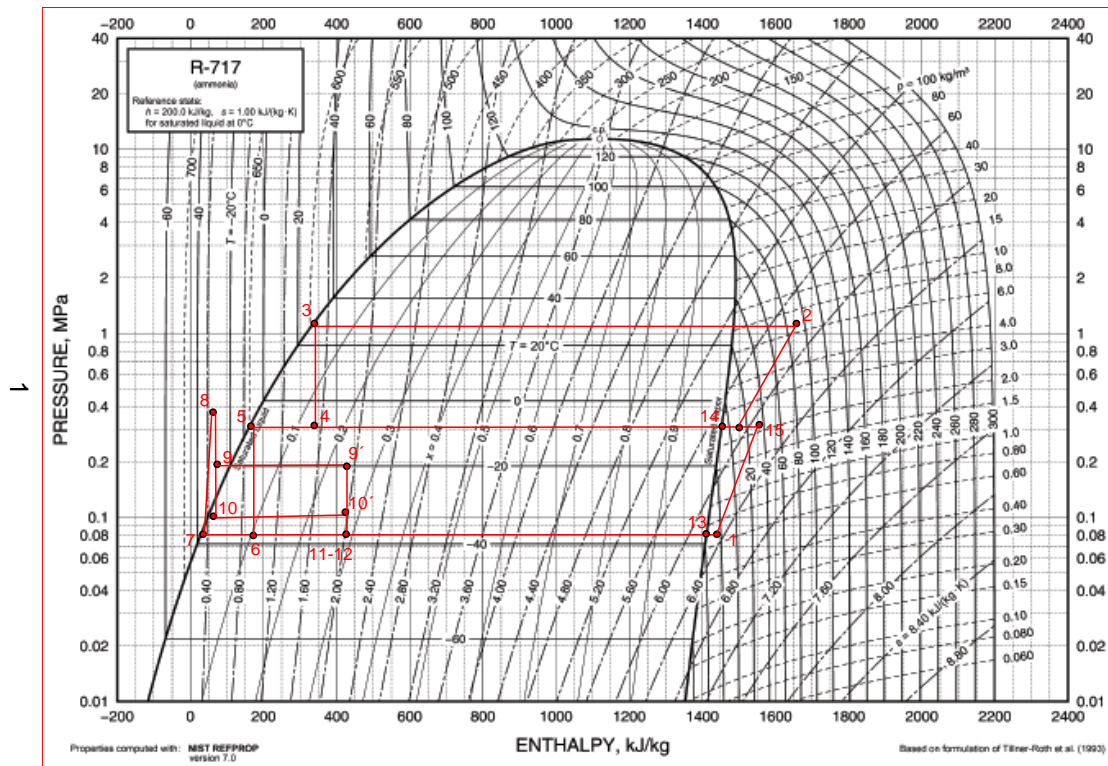
Ahora se realiza un balance de masa y energía en el tanque recirculador para determinar los flujos restantes en la unidad recirculadora.

El balance queda

$$m_{13} = m_5 \text{ ec. 13}$$

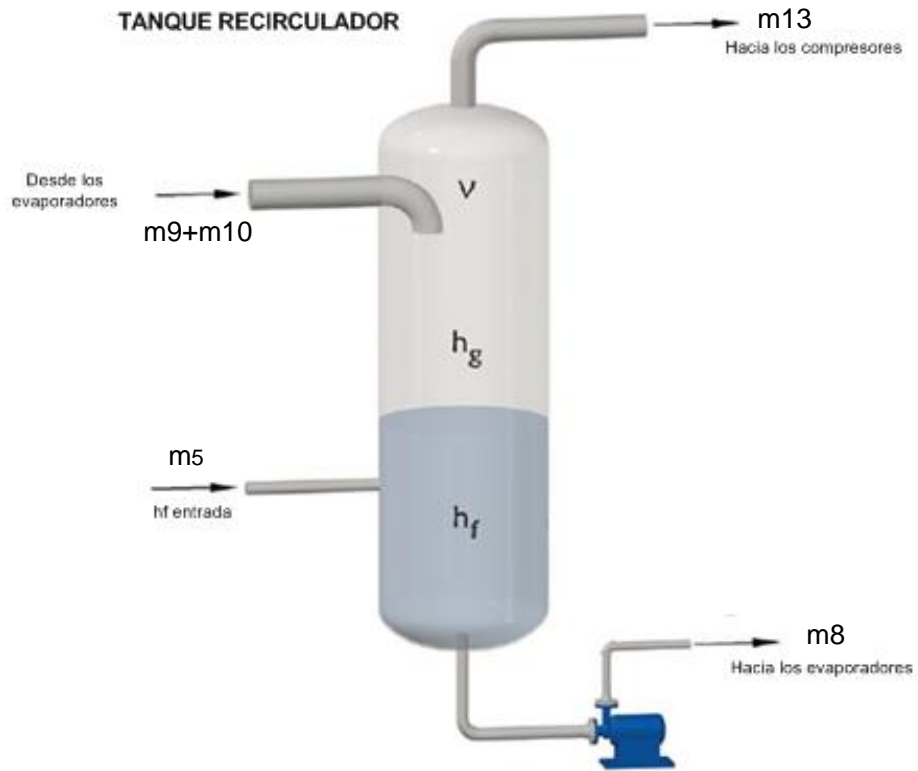
$$m_5 h_5 + m_{total} h_{11} = m_8 h_7 + m_c h_{13} \text{ ec. 14}$$

Figura 70. Diagrama P-h del circuito de refrigeración



Fuente: Autor

Figura 71. Flujos másicos en la unidad recirculadora



Fuente: Autor

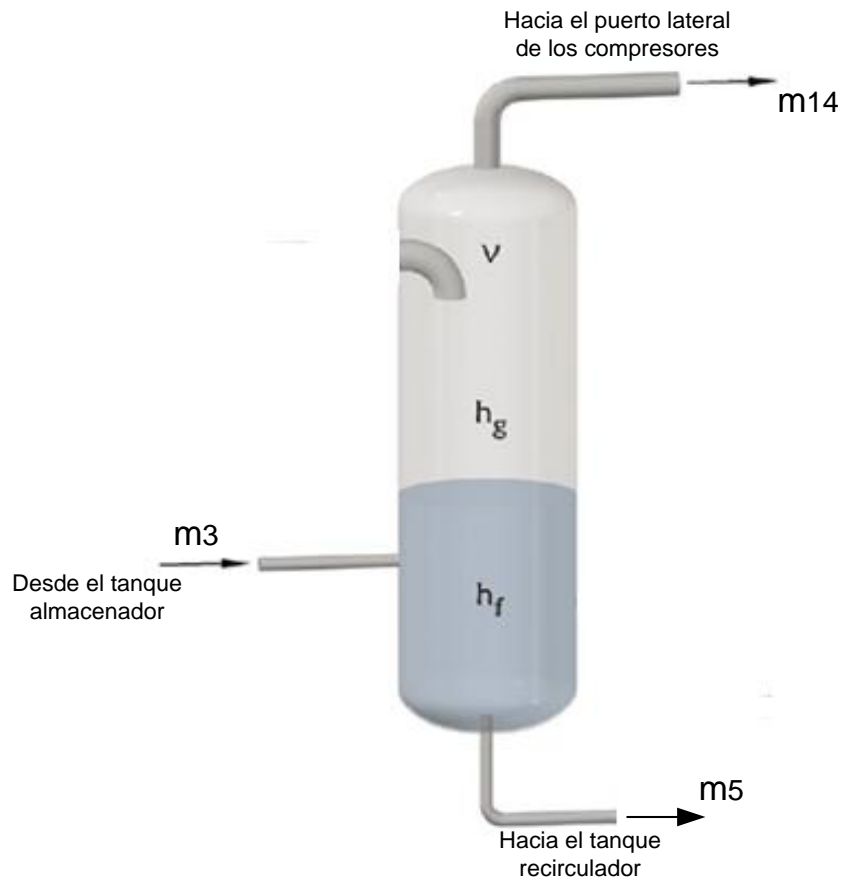
Tabla 31. Flujos de masa en el tanque recirculador

Flujos de masa en el tanque recirculador						
$h_5$	$m_{total}$	$h_{11}$	$m_8$	$h_7$	$h_{13}$	$m_5$
162	4.5	374	4.5	28.35	1411	1.24
Masas en Kg/s y entalpías en Kj/kg						

Fuente: Autor

Finalmente un balance de masa y energía en el tanque economizador permite el cálculo de los flujos restantes en el ciclo frigorífico.

Figura 72. Flujos másicos en el tanque economizador



Fuente: Autor

El balance da:

$$m_3 = m_5 + m_{14} \quad \text{ec. 15}$$

$$m_3 h_3 = m_5 h_5 + m_{14} h_{14} \quad \text{ec. 16}$$

Tabla 32. Flujos de masa en el tanque economizador

Flujos de masa en el tanque economizador					
$h_5$	$m_5$	$h_3$	$h_{14}$	$m_{14}$	$m_3$
162	1.24	349	1453	0.21	1.45
Masas en Kg/s y entalpías en Kj/kg					

Fuente: Autor

**3.3.4 Análisis de la capacidad de operación y capacidad máxima de los evaporadores.** Esta sección compara la capacidad de extraer calor de los espacios refrigerados. Un valor se define en función de los factores de operación (cargas térmicas) y el segundo valor se obtiene a partir de los datos del fabricante para los equipos existentes, este segundo cálculo representa la capacidad máxima disponible con los equipos.

Analizando las características de los evaporadores existentes en el sistema se determina la capacidad frigorífica máxima que pueden ofrecer. Es preciso distinguir entre los evaporadores utilizados en la cámara de conservación y los utilizados en los cuartos de congelamiento.

En la tabla 33 se resumen los datos necesarios y los resultados para el cálculo de capacidad máxima, diferenciando entre conservación y congelación

Tabla 33. Capacidad máxima de extracción de calor.

<b>Capacidad máxima de extracción de calor instalada</b>		
<b>Variable</b>	<b>Conservación</b>	<b>Congelación</b>
Ref. evaporador	3L-9010	3L-7410
Temperatura del espacio	-13°C	-26
Temperatura de evaporación	-18°C	-32
$^{\circ}TD = (Tc - Tev)$	5	6
$BTUH/^{\circ}TD^{16}$	61200	46440
$Q_{max}$	161.4 kw	147 kw
$Q_{maxtotal}$	484.2 kw	1176 kw
$Q_{total}$	<b>1660.2 kw</b>	
$BTUH = 2.93 \times 10^{-4} kw ; ^{\circ}TD \text{ en grados } ^{\circ}F$		

Fuente: Autor

<sup>16</sup> Valor tomado del catalogo del fabricante. Ver anexo F

Los dos valores de capacidad frigorífica en los evaporadores se muestran en la tabla 34

Tabla 34. Comparación de las capacidades frigoríficas en los evaporadores

Comparación entre capacidades frigoríficas en los evaporadores	
Capacidad en función de las variables de operación.	Capacidad máxima en función de los datos del fabricante
1571 kw	1660.2 kw

Fuente: Autor

**3.3.5 Análisis de la capacidad frigorífica de los compresores.** Como punto de partida para este análisis se calcula el volumen de aspiración de los compresores en función de los puntos termodinámicos establecidos; estos valores se evalúan con los datos teóricos del fabricante para determinar qué proporción desplazara cada compresor. De igual forma se calcula y evalúa la capacidad frigorífica de operación y la máxima capacidad establecida por el fabricante. Finalmente se determina la potencia de entrada requerida para cada compresor con los puntos seleccionados.

**3.3.5.1 Volumen de aspiración de los compresores.** Para las condiciones estimadas de operación del sistema se tiene un volumen de aspiración igual a:

$$Va = m_5 \times v_1 \quad ec. 17$$

Donde:

$m_5$  = flujo másico de succión [Kg/s]

$v_1$  = volumen específico del refrigerante en el punto 1 [m<sup>3</sup>/kg]

Tabla 35. Cálculo del volumen de aspiración de los compresores

Volumen de aspiración en los compresores					
$m_5$	$v_1$	Va de operación		Va del tornillo <sup>17</sup>	
		m <sup>3</sup> /s	CFM	m <sup>3</sup> /s	CFM
1.24	1.467	1.82	3096	1.3	2020

Fuente: Autor

La tabla 35 muestra que el volumen de aspiración obtenido con los datos de operación debe repartirse necesariamente entre los dos compresores, de esta forma uno de ellos trabaja a full capacidad mientras el otro desplazara el volumen restante. La distribución del flujo másico en los compresores se cuantifica en la siguiente tabla.

Tabla 36. Distribución del volumen aspirado en los compresores

Volumen de aspiración para cada compresor		
Variable	Compresor 1	Compresor 2
Volumen m <sup>3</sup> /s (CFM)	1.18 (2020)	0.63 (1076)
Capacidad (%)	100	53

Fuente: Autor

**3.3.5.2 Cálculo de la capacidad frigorífica de los compresores.** El valor de capacidad frigorífica para los compresores esta dado por:

$$Q_{cooperacion} = m_d x (h_{13} - h_8) \quad ec. 18$$

Donde:

$m_d$ = flujo másico desplazado por el compresor

---

<sup>17</sup> Ver Anexo E

$h_{13}$ =entalpía de la fracción de vapor de refrigerante a la salida de los evaporadores

$h_8$ = entalpía del refrigerante líquido a la entrada de los evaporadores

Entonces se tiene:

$$m_d = d_1 \times V_1 \quad \text{ec. 19}$$

Donde:

$d_1$ =densidad del refrigerante en el punto de succión de los compresores

$V_1$ =volumen de aspiración

Dado que el valor de capacidad frigorífica del compresor dado por el fabricante está a condiciones de -6°C y 35°C; líquido subenfriado, succión saturada, y 0°C sobrecalentamiento, se debe calcular la capacidad equivalente que proporciona el compresor a las condiciones de operación. Este valor se determina de la ecuación:

$$Q_{cfabricante} = d_1 \times V_{max} \times (h_{13} - h_8) \quad \text{ec. 20}$$

Donde:

$V_{max}$ =volumen de desplazamiento máximo del compresor

Tabla 37. Capacidades frigoríficas para los compresores

Capacidades frigoríficas para los compresores			
Variable	Valores en función de las condiciones del fabricante	Valores en función de las condiciones establecidas	
$d_1$ [kg/m <sup>3</sup> ]	0.6815	0.6815	
$V$ [m <sup>3</sup> /s]	1.18	1.18	0.63
$h_8$ [kJ/kg]	28.73	28.73	
$h_{13}$ [kJ/kg]	1411	1411	
$Q_c$ [kw]	1116	1116	593.5

Fuente: Autor

La tabla 37 muestra como los requerimientos de capacidad frigorífica de la instalación, calculados a partir de los puntos termodinámicos establecidos superan la capacidad máxima de un solo compresor; necesitando de esta forma la operación del segundo compresor, el cual suministra la carga restante

**3.3.6 Análisis de la capacidad de rechazo de calor del condensador evaporativo.** La tasa de remoción de calor al ambiente para los datos de operación establecidos se calcula y se compara con el valor de capacidad de rechazo de calor establecida por el fabricante del equipo existente. Para los datos establecidos la carga de rechazo se calcula con:

$$Q_{ceo} = m_3(h_2 - h_3) \quad e.21$$

Para la capacidad a partir de los datos del fabricante se tiene un

$$Q_{cef} = 10393^{18} \frac{MBUH}{f} \quad ec.22$$

---

<sup>18</sup> Valor tomado de Catalogo B.A.C, sección G40. Ver anexo H

Donde:

$f$  = factor de corrección que depende de la temperatura de condensación y de la temperatura de bulbo húmedo del aire exterior.

Los cálculos de las capacidades se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 38. Capacidades de rechazo de calor del condensador evaporativo

Capacidades de rechazo de calor en el condensador		
variable	Cálculo para datos establecidos	Cálculo para datos de fabricante
$m_3$ [kg/s]	1457	/
$h_2$ [kJ/kg]	1648	/
$h_3$ [kJ/kg]	349	/
$T_{cond}$ [°C]*	/	31.5
$T_{wb}$ [°C]**	/	22.44
$f$	/	1.6 <sup>19</sup>
$Q_{ceo}$ [kW]	<b>1892</b>	/
$Q_{cef}$ [kW]	/	<b>1903</b>
* $T_{sat}$ correspondiente a la presión del punto 3		
**Valor calculado psicrométricamente con las propiedades del ambiente exterior.		
MBH = 1000BTU/h = 0.293w		

Fuente: Autor

**3.3.7 Cálculo de las pérdidas en tuberías.** Para el análisis del ciclo termodinámico, así como la elaboración del diagrama p-h se consideraron las pérdidas de presión en las tuberías despreciables; para validar esta suposición se calculan estos valores de caída de presión y se muestran en la tabla a seguir:

<sup>19</sup> Tomado de la tabla 5 Anexo H

La capacidad de cada línea está dada por:

$$Q_l = \frac{D^2 \pi}{4} U \frac{1}{v} 3600 h_r \quad ec. 23$$

Donde:

$D$  = diámetro de la tubería

$U$  = velocidad de flujo

$v$  = volumen específico del refrigerante por la línea

$h_r$  = entalpía del refrigerante por la línea

Con el valor de temperatura de saturación y diámetro se lee de tablas<sup>20</sup> la capacidad de cada línea según corresponda (succión, descarga) y se calcula según la ecuación:

$$\Delta t = 0.02 L_{tuberia} \left( \frac{Q_l}{Q_{tabla}} \right)^{1.8} \quad ec. 24$$

Entonces para un  $\Delta t$  determinado existe un  $\Delta p_{tabla}$  correspondiente de tabla, luego:

$$\Delta p_{real} = \frac{0.02}{\Delta t_{real}} \times \frac{\Delta p_{tabla}}{1000} \quad ec. 25$$

---

<sup>20</sup> Tomado de la tabla2 Anexo P

Todos los cálculos y los datos necesarios para desarrollar los mismos se resumen en la tabla 39. La tabla muestra la mayor caída de presión por tuberías igual a 23.5Kpa (3.4psi), valor despreciable para efectos de cálculos y diagrama p-h del sistema frigorífico.

Tabla 39. Pérdidas en tuberías del sistema

LÍNEA	LONGITUD [m]	DIAMETRO [m]	VELOCIDAD DE FLUJO [m/s]	VOLUMEN ESPECÍFICO [m <sup>3</sup> /s]	ENTALPIA DEL REFRIGERANTE [Kj/Kg]	CAPACIDAD DE LA LÍNEA [Kw]	TEMPERATURA DE SATURACION [°C]	ΔT TABLA [K/m]	CAPACIDAD TABLA [Kw]	ΔT REAL [K]	Δp TABLA [Pa/m]	Δp REAL [Kpa]
Compresor-condensador	20.3	0,08	25	0.1352	1630	1515	31.5	0,02	616,9	0,008062619	370,5	0,91905621
Condensador-recibidor	26.7	0,08	0.6	0.001687	349	624	31.5	0,02	616,9	0,001633299	370,5	4,53683046
Recibidor-economizador	3.6	0,04	1	0.001687	349	260	31.5	0,02	113,3	0,003568027	370,5	2,0767778
Economizador-recirculador	2	0,02	1	0.001551	178.6	36,18	-4.632	0,02	13,7	0,00229724	276,6	2,40810705
Economizador-compresor	29.5	0,04	13	0.3418	1457	69,64	-4,632	0,02	80,6	0,00061494	276,6	8,99600084
Recirculador- evaporadores conservación	62	0,05	0.8	0.001546	172	174,8	-6,1	0,02	155,7	0,001231559	276,6	4,49186922
Recirculador- evaporadores congelación	58	0,05	0.8	0.001546	172	174,8	-6,1	0,02	155,7	0,001231559	276,6	4,49186922
Evaporadores conservación-recirculador	62	0,08	15	0.2564	396.1	116,5	-18	0,02	249	0,000407707	168,8	8,28046288
Evaporadores congelación-recirculador	58	0,08	15	0.1447	448.3	233,6	-32	0,02	162,4	0,003078338	116,3	0,75560263
Recirculador-compresor	30.6	0,15	13	0.6926	1434	275,6	-22,5	0,02	1491,4	0,0001436	168,8	23,5097521

Fuente: Autor

## 4. ANÁLISIS AMBIENTAL

### 4.1 REFRIGERANTE UTILIZADO

Un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúe como agente de enfriamiento absorbiendo calor de otro medio o sustancia.

Para que una sustancia pueda ser utilizada como refrigerante debe cumplir gran parte de las siguientes propiedades:

- Punto de ebullición inferior a la temperatura ambiente, a presión atmosférica.
- Elevado calor latente de vaporización, así el calor absorbido por unidad de masa de refrigerante en circulación es mayor.
- Temperatura de condensación baja a una máxima presión de trabajo.
- No inflamable, ni explosivo, ni tóxico.
- Químicamente estable
- No corrosivo
- Fácil detección de fugas
- Inocuo para los aceites lubricantes
- Bajo punto de congelación

- Alta temperatura crítica
- Volumen específico de vapor moderado, para reducir al mínimo las dimensiones del compresor.
- Bajo costo.

Los efectos de los refrigerantes sobre el medio ambiente se cuantifican a partir de los siguientes coeficientes:

**El ODP, (Potencial de Destrucción de Ozono):** este coeficiente se relaciona directamente con la cantidad de átomos de cloro que contienen las moléculas de las sustancias. Su valor determina la capacidad de destrucción que tiene la sustancia sobre la capa de ozono.

Las sustancias con potencial de destrucción de la capa de ozono, una vez alcanzan esta capa, los rayos ultravioletas son suficientemente intensos para destruir sus moléculas. De esta manera se desprenden los átomos de cloro que se combinan con el ozono para formar otros compuestos debilitando la capa que hace de filtro contra las radiaciones ultravioletas de onda corta.

**El PEI (GWP), Potencial de Efecto Invernadero:** este coeficiente determina el efecto invernadero de las sustancias.

El sistema de refrigeración del Frigorífico Metropolitano utiliza como sustancia refrigerante Amoníaco o R717 como es llamado en la tecnología de la refrigeración. El amoníaco es un gas incoloro que se licua bajo presión y posee un olor penetrante y desagradable, característica que actúa como advertencia de su toxicidad; además se detecta en el aire desde concentraciones de  $3\text{mg/m}^3$ , valor

que corresponde a un nivel muy inferior a aquellos que producen daño para la salud ( $\geq 1750 \text{ mg/m}^3$ ).

A pesar de ser producido sintéticamente para su uso en refrigeración, es considerado un refrigerante natural porque es encontrado en los ciclos de materiales de la naturaleza.

El amoníaco es combustible solamente hasta un grado limitado; su energía de ignición es 50 veces más alta que en gases naturales y el amoníaco no enciende en ausencia de llama; debido a su alta afinidad con la humedad atmosférica es considerado como “difícilmente inflamable”, a esta característica se suma el hecho de ser más liviano que el aire, facilitando así su evacuación y previniendo grandes concentraciones.

Entre las características más importantes del R717 como refrigerante se encuentra el no tener potencial de destrucción del ozono ( $\text{ODP}=0$ ) y no tener una incidencia directa en el efecto invernadero ( $\text{GWP}=0$ ); su incidencia en el efecto invernadero es muy limitada debida a su alta eficiencia energética ya que de todos los refrigerantes conocidos, el amoníaco requiere de una menor cantidad de energía para crear capacidad refrigerante gracias a sus excelentes capacidades termodinámicas.<sup>21</sup>

La tabla 40 resume las principales características del refrigerante R717

Tabla 41. Propiedades del refrigerante R717

Propiedades del refrigerante R717 (Amoníaco)	
Propiedad	Valor
Apariencia	Incoloro

<sup>21</sup> Tomado de [www.antilhue.com/reportajes/amoniacorefrigerante-natural.php](http://www.antilhue.com/reportajes/amoniacorefrigerante-natural.php)

<b>Propiedades del refrigerante R717 (Amoníaco)</b>	
Olor	Característico y desagradable
Masa molar	17.03 kg/kmol
Constante de gas	0.4882 kJ/kg°K
Punto de ebullición (1atm)	-33.3 °C
Punto de congelación (1atm)	-77.7 °C
Temperatura critica	132.5 °C
Presión critica	11.28 Mpa
Volumen critico	0.0724 m³/kmol
Límites de explosión	0.11 kg – 0.24 kg
Temperatura de ignición	650 °C
Umbral de detección	3.5 mg/m³
Límite de tolerancia	350-700 mg/m³
Síntomas de envenenamiento	1750 mg/m³
Concentración fatal	3500 mg/m³
Miscible en aceite	no

Fuente: [www.antilhue.com/reportajes/amoníaco-refrigerante-natural.php](http://www.antilhue.com/reportajes/amoníaco-refrigerante-natural.php)

La tabla 41 muestra el coeficiente ODP Y GWP para varios refrigerantes

Tabla 41. Coeficientes ODP y GWP para varios refrigerantes

<b>Refrigerante</b>	<b>ODP</b>	<b>GWP</b>
R-11	1	4750
R-12	1	10900
R-13	1	14400
R-22	0.055	1810
R-23	0	14800
R-32	0	675
R-113	0.8	6130
R-114	1	10000
R-115	0.6	7370
R-116	0	12200
R-123	0.02	77

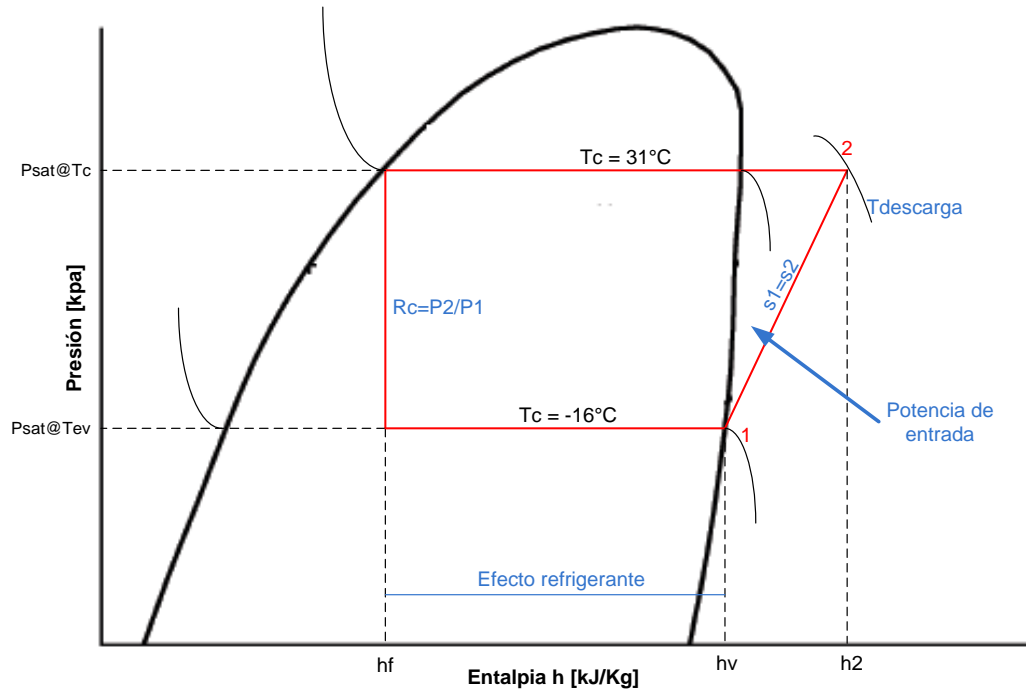
Refrigerante	ODP	GWP
R-124	0.022	609
R-125	0	3500
R-134a	0	1430
R-141b	0.11	725
R-142b	0.065	2310
R-143 <sup>a</sup>	0	4470
R-152 <sup>a</sup>	0	124
R-218	0	8830
R-227ea	0	3220
R-236fa	0	9810
R-245ca	0	693
R-245fa	0	1030
R-C318	0	10300
R-744	0	1
R-290	0	~20
R-600	0	~20
R-600a	0	~20
R-601 <sup>a</sup>	0	~20
R-717	0	<1
R-1270	0	~20

Fuente:

Para entender de una forma más detallada las ventajas que proporciona el uso del refrigerante R717 se analiza un ciclo frigorífico simple a condiciones de temperatura de condensación 31°C, temperatura de evaporación -16°C., el proceso de compresión se considera isentrópico y la succión en estado de vapor saturado.

La figura 73 muestra el ciclo frigorífico que se dispuso para analizar el comportamiento de varios refrigerantes, los cálculos obtenidos para cada refrigerante se dan por tonelada de refrigeración y se comparan en la tabla 42.

Figura 73. Ciclo frigorífico de análisis de refrigerantes



Fuente: Autor

Tabla 42. Comparación entre refrigerantes

Refrigerante		P.eva	P. con	Radio	Efecto	Flujo	Potencia	T.
N°	Nombre químico o composición	Mpa	Mpa	compresión	refrigerante KJ/Kg	g/s	de entrada Kw	descarga °C
170	Etano	1.608	4.639	2.88	161.71	6.10	0.365	323
744	Dióxido de carbono	2.254	7.18	3.19	133.23	3.88	0.192	343
1270	Propileno	0.358	1.304	3.64	286.17	3.46	0.220	315
290	Propano	0.286	1.075	3.76	277.90	3.53	0.218	309
502	R-22/115	0.343	1.312	3.83	105.95	9.43	0.228	311
507a	R-125/143a (50/50)	0.379	1.459	3.85	110.14	9.07	0.239	308
404a	R-125/R143a/R	0.365	1.42	3.89	114.15	8.75	0.237	309

Refrigerante		P.eva	P. con	Radio	Efecto	Flujo	Potencia	T.
	143a (44/52/4)							
410a	R-32/125 (50/50)	0.478	1.872	3.92	167.89	5.84	0.222	324
125	Pentafluoreta no	0.403	1.561	3.87	85.30	11.41	0.244	304
22	Clorodifluoro etano	0.295	1.187	4.02	162.67	6.13	0.214	326
12	diclorodifluoro metano	0.181	0.741	4.09	117.02	8.49	0.212	311
500	R-12/152a (73.8/26.2)	0.214	0.876	4.09	139.68	7.08	0.212	314
407c	R32/125/134 a (23/25/52)	0.288	1.26	4.38	163.27	6.11	0.222	321
600a	Isobutano	0.088	0.403	4.58	263.91	3.76	0.215	303
134a	Tetrafluoreta no	0.163	0.767	4.71	148.03	6.71	0.216	310
124	Clorotetrafluoro etano	0.0088	0.443	5.03	117.83	8.41	0.214	303
717	Amoníaco	0.235	1.162	4.94	1103.1	0.90	0.210	372
600	Butano	0.056	0.283	5.05	292.24	3.53	0.218	303
11	Triclorofluoro metano	0.02	0.125	6.25	155.95	6.36	0.197	316
123	Diclorotrifluoro etano	0.016	0.109	6.81	142.28	7.02	0.204	306
113	Triclorotrifluoro etano	0.007	0.054	7.71	122.58	7.84	0.200	303

Fuente: Autor

Los resultados termodinámicos mostrados en la tabla 42 muestran como el R717 (Amoníaco) ofrece para las condiciones establecidas el mayor efecto refrigerante neto y el menor flujo de refrigerante necesario para extraer la carga de

refrigeración (1 tonelada), valores que marcan una diferencia significativa a favor respecto a los otros refrigerantes.

## CONCLUSIONES

Se describió el sistema global de refrigeración del Frigorífico Metropolitano de Bucaramanga, dividiéndolo en subsistemas para los cuales se determinaron sus:

- Características físicas,
- Características técnicas
- Principios de funcionamiento
- Ventajas y desventajas

El trabajo de grado permitió complementar la formación académica del autor al interactuar directamente con una instalación frigorífica de tipo industrial y observar como los conocimientos teóricos se aplican en la práctica para resolver problemas concretos tales como: la remoción del gas-flash, la eliminación de escarcha formada en los evaporadores, el manejo de diferentes temperaturas de evaporación en una instalación centralizada y la función que cumplen elementos específicos dentro del sistema, con el fin de obtener sistemas eficientes y confiables.

Se calcularon los diferentes tipos de cargas térmicas que impactan en la cámara de conservación y los cuartos de congelamiento del Frigorífico Metropolitano de Bucaramanga.

Se obtuvo como era de esperarse que la carga térmica por transmisión a través de superficies y la carga térmica por enfriamiento de género son las de mayor impacto en el sistema.

Para la cámara de conservación la carga térmica por transmisión representa la mayor fuente de calor a extraer esto debido a las significativas dimensiones de la misma.

<b>Carga térmica</b>	<b>Cámara de conservación</b>	<b>Cuarto de congelamiento</b>
Transmisión	$q_{sup,cs} = 27941$	$q_{sup,cg} = 1158$
Servicios	$q_{ser,cs} = 3709$	$q_{ser,cg} = 137$
Infiltraciones	$q_{inf,cs} = 1060$	$q_{inf,cg} = 34.61$
Enfriamiento de género	$q_{enf,cs} = 4138$	$q_{enf,cg} = 1793.5$
Ventiladores	$q_{ven,cs} = 2659$	$q_{ven,cg} = 886.2$
<b>TOTAL</b>	<b><math>Q_{cs} = 39507</math></b>	<b><math>Q_{cg} = 4009</math></b>
Todos los valores de carga térmica en unidades $\frac{MJ}{dia}$		

En el caso de los cuartos de congelación la carga térmica por enfriamiento de género es la fuente de calor más significativa debido a que el producto se lleva a una temperatura significativamente baja.

Se definió el ciclo frigorífico de la instalación en el diagrama de moliere a través de la lectura directa de propiedades termodinámicas, criterios de diseño y el análisis del estado del refrigerante en puntos específicos dentro del circuito.

Se compararon las capacidades máximas para evaporadores, compresores y condensador evaporativo obtenidas a partir de los datos del fabricante, con las capacidades calculadas a partir de los datos de operación seleccionados. Datos que representan un instante de operación en un sistema dinámico y análisis que sirvió como aproximación del funcionamiento del sistema.

- Los evaporadores operan al 94% de su capacidad

Capacidad frigoríficas en los Evaporadores	
Capacidad en función de las variables de operación.	Capacidad máxima en función de los datos del fabricante
1571 kw	1660.2 kw

- Un compresor opera al 100% de su capacidad, mientras el otro al 53%. Este resultado evidencia la necesidad de dos compresores en el sistema y concuerda con la operación real del mismo. En la practica un solo compresor es requerido cuando se trabaja aproximadamente con la cámara de conservación y 4 cuartos de congelamiento, al entrar los otros 4 cuartos de congelamiento en funcionamiento se hace necesaria la operación del segundo compresor.

Capacidades frigoríficas para los Compresores			
Capacidad	Condiciones del fabricante	Condiciones establecidas	
		Compresor 1	Compresor 2
$Q_c$ [kw]	1116	1116	593.5

- El condensador evaporativo opera al 98% de su capacidad

Capacidad frigorífica del Condensador Evaporativo	
Capacidad en función de las variables de operación.	Capacidad máxima en función de los datos del fabricante
1892 kw	1903 kw

- Se confirmo el R717 como mejor opción de refrigerante para usar en el sistema de refrigeración. A través de un análisis comparativo de parámetros termodinámicos y ambientales entre varios refrigerantes para un ciclo específico, se mostraron las ventajas y beneficios de usar este refrigerante en sistemas industriales.

## RECOMENDACIONES

Instalar en algunos puntos del sistema dispositivos que permitan medir presión y/o temperatura del refrigerante, en aras de determinar con un grado mayor de exactitud el comportamiento del flujo a través del circuito y con esto realizar cálculos más acertados. Entre estos puntos estarían:

Tanque economizador

Tanque de recirculación

Salida de cada evaporador

## **BIBLIOGRAFIA**

ASHRAE. Handbook of Fundamentals. Atlanta: GA, 2006

ASHRAE. Handbook Refrigeration Systems and Applications. Atlanta: GA, 2009

CENGEL Yanus; BOLES Michael. Termodinámica. Mc Graw-Hill. México, D.F, 2002

DOSSAT Roy J. Principios de Refrigeración. Compañía Editorial Continental SA. De C.V. México, 1998.

RAPIN P.J; JACQUARD P. Instalaciones Frigoríficas 2. Alfaomega grupo editor S.A de C.V. México. 1995

STOECKER Wilbert F. Industrial Refrigeration Handbook. Mc Graw-Hill.1998

# **ANEXOS**

# ANEXO A. PROPIEDADES TERMODINÁMICAS REFRIGERANTE R717 (AMONÍACO)

Thermophysical Properties of Refrigerants

30.35

Refrigerant 717 (Ammonia) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp., °C	Pres- sure, MPa	Density, kg/m <sup>3</sup>	Volume, m <sup>3</sup> /kg	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat $c_p$			Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp., °C
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid		
-77.65*	0.00609	732.9	15.602	-143.15	1341.23	-0.4716	7.1213	4.202	2.063	1.325	2124	354.1	559.6	6.84	819.0	19.64	62.26	-77.65
-70	0.01094	724.7	9.9079	-110.81	1355.55	-0.3094	6.9088	4.245	2.086	1.327	2051	360.5	475.0	7.03	792.1	19.73	59.10	-70
-60	0.02189	713.6	4.7057	-68.06	1373.73	-0.1640	6.6602	4.303	2.125	1.330	1967	368.4	391.3	7.30	757.0	19.93	55.05	-60
-50	0.04084	702.1	2.6277	-24.73	1391.19	0.0945	6.4396	4.360	2.178	1.335	1890	375.6	328.9	7.57	722.3	20.24	51.11	-50
-40	0.07169	690.2	1.5533	19.17	1407.76	0.2867	6.2425	4.414	2.244	1.342	1816	382.2	281.2	7.86	688.1	20.64	47.26	-40
-38	0.07971	687.7	1.4068	28.01	1410.96	0.3245	6.2056	4.424	2.259	1.343	1802	383.4	273.1	7.92	681.4	20.73	46.51	-38
-36	0.08945	685.3	1.2765	36.88	1414.11	0.3619	6.1694	4.434	2.275	1.345	1787	384.6	265.3	7.98	674.6	20.83	45.75	-36
-34	0.09795	682.8	1.1604	45.77	1417.23	0.3992	6.1339	4.444	2.291	1.347	1773	385.8	257.9	8.03	667.9	20.93	45.00	-34
-33.33 <sup>b</sup>	0.10133	682.0	1.1242	48.76	1418.26	0.4117	6.1221	4.448	2.297	1.348	1768	386.2	255.5	8.05	665.7	20.97	44.75	-33.33
-32	0.10826	680.3	1.0567	54.67	1420.29	0.4362	6.0992	4.455	2.308	1.349	1759	387.0	250.8	8.09	661.3	21.04	44.26	-32
-30	0.11943	677.8	0.96396	63.60	1423.31	0.4730	6.0651	4.465	2.326	1.351	1744	388.1	244.1	8.15	656.2	21.15	43.52	-30
-28	0.13151	675.3	0.88082	72.55	1426.28	0.5096	6.0317	4.474	2.344	1.353	1730	389.2	237.6	8.21	648.0	21.26	42.78	-28
-26	0.14457	672.8	0.80614	81.52	1429.21	0.5460	5.9989	4.484	2.363	1.355	1716	390.2	231.4	8.27	641.5	21.38	42.05	-26
-24	0.15864	670.3	0.73896	90.51	1432.08	0.5821	5.9667	4.494	2.383	1.358	1702	391.2	225.5	8.33	634.9	21.51	41.32	-24
-22	0.17379	667.7	0.67840	99.52	1434.91	0.6180	5.9351	4.504	2.403	1.360	1687	392.2	219.8	8.39	628.4	21.63	40.60	-22
-20	0.19008	665.1	0.62373	108.55	1437.68	0.6538	5.9041	4.514	2.423	1.363	1673	393.2	214.4	8.45	622.0	21.77	39.88	-20
-18	0.20756	662.6	0.57428	117.60	1440.39	0.6893	5.8736	4.524	2.446	1.365	1659	394.1	209.2	8.51	615.5	21.90	39.16	-18
-16	0.22630	660.0	0.52949	126.67	1443.06	0.7246	5.8437	4.534	2.469	1.368	1645	395.0	204.2	8.57	609.1	22.05	38.45	-16
-14	0.24637	657.3	0.48885	135.76	1445.66	0.7597	5.8143	4.543	2.493	1.371	1631	395.8	199.3	8.63	602.8	22.19	37.74	-14
-12	0.26782	654.7	0.45192	144.88	1448.21	0.7946	5.7853	4.553	2.517	1.375	1616	396.7	194.7	8.69	596.4	22.35	37.04	-12
-10	0.29071	652.1	0.41810	154.01	1450.70	0.8293	5.7569	4.564	2.542	1.378	1602	397.5	190.2	8.75	590.1	22.50	36.34	-10
-8	0.31513	649.4	0.38767	163.16	1453.14	0.8638	5.7289	4.574	2.568	1.382	1588	398.2	185.9	8.81	583.9	22.67	35.65	-8
-6	0.34114	646.7	0.35970	172.34	1455.51	0.8981	5.7013	4.584	2.594	1.385	1574	398.9	181.7	8.87	577.7	22.83	34.96	-6
-4	0.36880	644.0	0.33414	181.54	1457.81	0.9323	5.6741	4.595	2.622	1.389	1559	399.6	177.7	8.93	571.5	23.00	34.27	-4
-2	0.39819	641.3	0.31074	190.76	1460.06	0.9662	5.6474	4.606	2.651	1.393	1545	400.2	173.8	8.99	565.3	23.18	33.59	-2
0	0.42938	638.6	0.28930	200.00	1462.24	1.0000	5.6210	4.617	2.680	1.398	1531	400.8	170.1	9.06	559.2	23.37	32.91	0
2	0.46246	635.8	0.26962	209.27	1464.35	1.0336	5.5951	4.628	2.710	1.402	1516	401.4	166.5	9.12	553.1	23.55	32.24	2
4	0.49748	633.1	0.25153	218.55	1466.40	1.0670	5.5695	4.639	2.742	1.407	1502	401.9	162.9	9.18	547.1	23.75	31.57	4
6	0.53463	630.3	0.23489	227.87	1468.37	1.1003	5.5442	4.651	2.774	1.412	1487	402.4	159.5	9.24	541.1	23.95	30.91	6
8	0.57370	627.5	0.21956	237.20	1470.28	1.1334	5.5192	4.663	2.807	1.417	1473	402.8	156.2	9.30	535.1	24.15	30.24	8
10	0.61505	624.6	0.20543	246.57	1472.11	1.1664	5.4946	4.676	2.841	1.422	1458	403.2	153.0	9.36	529.1	24.37	29.59	10
12	0.65866	621.8	0.19237	255.95	1473.88	1.1992	5.4703	4.689	2.877	1.428	1443	403.6	149.9	9.43	523.2	24.58	28.94	12
14	0.70463	618.9	0.18031	265.37	1475.56	1.2318	5.4463	4.702	2.913	1.434	1429	403.9	146.9	9.49	517.3	24.81	28.29	14
16	0.75303	616.0	0.16914	274.81	1477.17	1.2643	5.4226	4.716	2.951	1.440	1414	404.2	144.0	9.55	511.5	25.04	27.65	16
18	0.80395	613.1	0.15879	284.28	1478.70	1.2967	5.3991	4.730	2.990	1.446	1399	404.4	141.1	9.61	505.6	25.27	27.01	18
20	0.85748	610.2	0.14920	293.78	1480.16	1.3289	5.3759	4.745	3.030	1.453	1384	404.6	138.3	9.68	499.9	25.52	26.38	20
22	0.91369	607.2	0.14029	303.31	1481.53	1.3610	5.3529	4.760	3.071	1.460	1370	404.8	135.6	9.74	494.1	25.77	25.75	22
24	0.97268	604.3	0.13201	312.87	1482.82	1.3929	5.3301	4.776	3.113	1.468	1355	404.9	133.0	9.80	488.4	26.03	25.12	24
26	1.03450	601.3	0.12431	322.47	1484.02	1.4248	5.3076	4.793	3.158	1.475	1340	404.9	130.4	9.87	482.7	26.29	24.50	26
28	1.09930	598.2	0.11714	332.09	1485.14	1.4565	5.2853	4.810	3.203	1.484	1324	405.0	127.9	9.93	477.0	26.57	23.89	28
30	1.16720	595.2	0.11046	341.76	1486.17	1.4881	5.2631	4.828	3.250	1.492	1309	404.9	125.5	10.00	471.4	26.85	23.28	30
32	1.23820	592.1	0.10422	351.45	1487.11	1.5196	5.2412	4.847	3.299	1.501	1294	404.8	123.1	10.06	465.7	27.14	22.67	32
34	1.31240	589.0	0.09840	361.19	1487.95	1.5509	5.2194	4.867	3.349	1.510	1279	404.7	120.7	10.13	460.1	27.43	22.07	34
36	1.39000	585.8	0.09296	370.96	1488.70	1.5822	5.1978	4.888	3.401	1.520	1263	404.5	118.4	10.19	454.6	27.74	21.47	36
38	1.47090	582.6	0.08787	380.78	1489.36	1.6134	5.1763	4.909	3.455	1.530	1248	404.3	116.2	10.26	449.1	28.05	20.88	38
40	1.55540	579.4	0.08310	390.64	1489.91	1.6446	5.1549	4.932	3.510	1.541	1232	404.0	114.0	10.33	443.5	28.38	20.29	40
42	1.64350	576.2	0.07863	400.54	1490.36	1.6756	5.1337	4.956	3.568	1.553	1216	403.7	111.9	10.39	438.0	28.71	19.71	42
44	1.73530	572.9	0.07445	410.48	1490.70	1.7065	5.1126	4.981	3.628	1.565	1201	403.3	109.8	10.46	432.6	29.06	19.13	44
46	1.83100	569.6	0.07052	420.48	1490.94	1.7374	5.0915	5.007	3.691	1.577	1185	402.9	107.8	10.53	427.1	29.41	18.56	46
48	1.93050	566.3	0.06682	430.52	1491.06	1.7683	5.0706	5.034	3.756	1.591	1169	402.4	105.8	10.60	421.7	29.78	17.99	48
50	2.03400	562.9	0.06335	440.62	1491.07	1.7990	5.0497	5.064	3.823	1.605	1153	401.9	103.8	10.67	416.3	30.16	17.43	50
55	2.31110	554.2	0.05554	466.10	1490.57	1.8758	4.9977	5.143	4.005	1.643	1112	400.3	99.0	10.86	402.9	31.16	16.04	55
60	2.61560	545.2	0.04880	491.97	1489.27	1.9523	4.9458	5.235	4.208	1.687	1070	398.3	94.5	11.05	389.6	32.26	14.69	60
65	2.94910	536.0	0.04296	518.26	1487.09	2.0288	4.8939	5.341	4.438	1.739	1028	396.0	90.1	11.25	376.4	33.47	13.37	65
70	3.31350	526.3	0.03787	545.04	1483.94	2.1054	4.8415	5.465	4.699	1.799	984	393.3	85.9	11.47	363.2	34.80	12.08	70
75	3.71050	516.2	0.03342	572.37	1479.72	2.1823	4.7885	5.610	5.001	1.870	940	390.1	81.9	11.70	350.2	36.30	10.83	75
80	4.14200	505.7	0.02951	600.34	1474.31	2.2596	4.7344	5.784	5.355	1.955	895	386.5	78.0	11.95	337.1	38.00	9.61	80
85	4.61000	494.5	0.02606	629.04	1467.53	2.3377	4.6789	5.993	5.777	2.058	848	382.5	74.2	12.23	324.1	39.95	8.44	85
90	5.11670	482.8	0.02300	658.61	1459.19	2.4168	4.6213	6.250	6.291	2.187	800	377.9	70.5	12.55	311.0	42.24	7.30	90
95	5.66430	470.2	0.02027	689.19	1449.01	2.4973	4.5612	6.573	6.933	2.349	751	372.7	66.8	12.91	297.9	44.99	6.20	95
100	6.25530	456.6	0															

## ANEXO B. DIAGRAMA DE MOLIERE PARA EL REFRIGERANTE R717 (AMONÍACO)

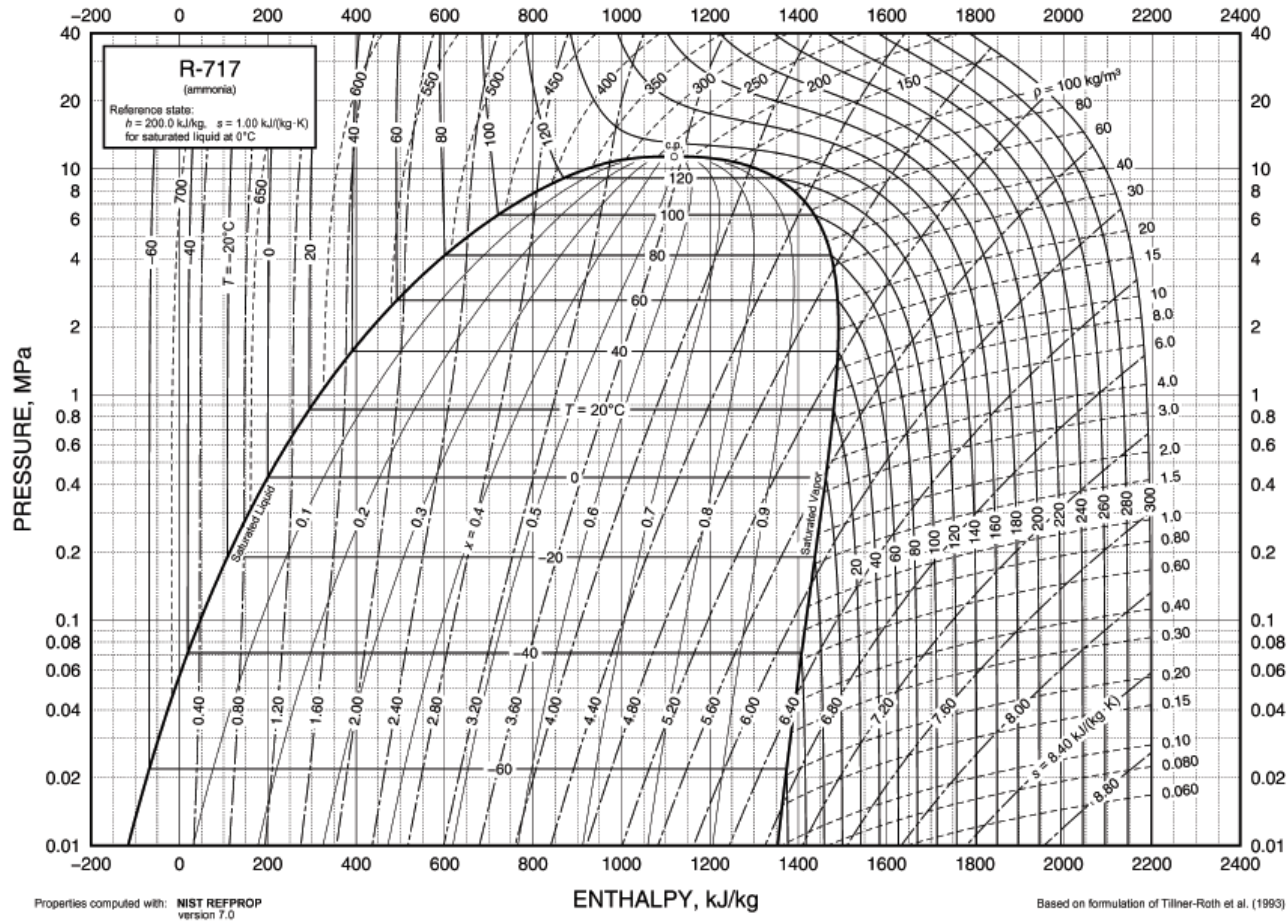


Fig. 16 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 717 (Ammonia)

30.34

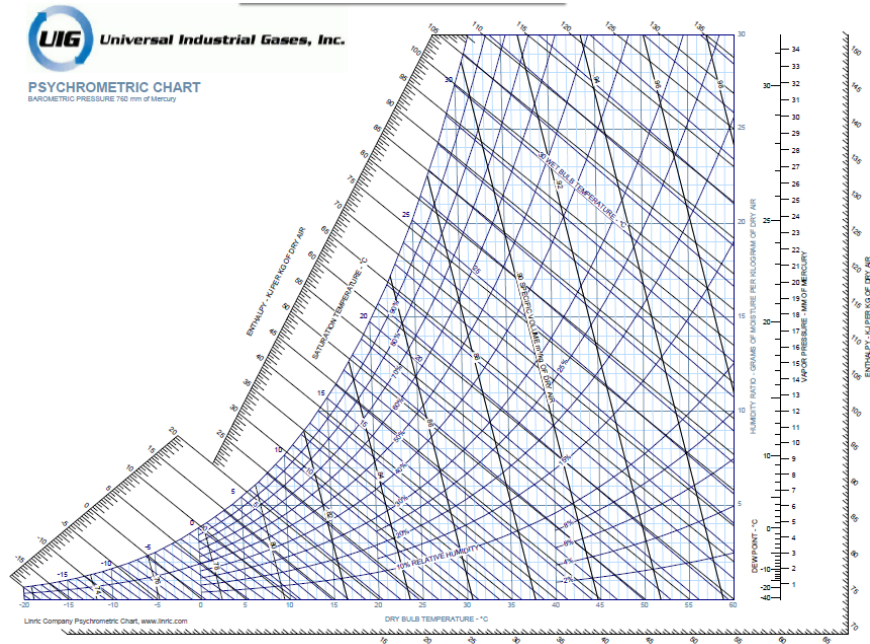
2009 ASHRAE Handbook—Fundamentals (SI)

## ANEXO C. DATOS CLIMATOLÓGICOS DE LAS ESTACIONES DE SANTANDER-COLOMBIA

SANTANDER											
Código	Tipo	Estación	Municipio	Corriente	Elevación msn	Longitud	Latitud	Prec.	T. Med	T. Media Máx	T Media Min
2312506	CP	Albania	Albania	Q Canutillo	1690	-73,92	5,78	2491	18,6	22,9	14,8
2315503	SP	Apto Yariguies	Barrancabermeja	Magdalena	126	-73,80	7,02	2487	28,2	32,5	22,9
2319504	CP	Univ Ind Santander	Bucaramanga	Tona	1018	-73,10	7,13	1253	23,0	27,9	19,2
2403527	AM	Gja Tinaga	Cerrito	Servita	2698	-72,70	6,85	1243	13,5	18,9	8,5
2402505	CO	Charala	Charala	Fonce	1350	-73,17	6,28	2651	21,1	28,3	15,7
2401526	CO	Chima	Chima	Suárez	1090	-73,37	6,35	3047	23,2	29,9	17,5
2312512	CO	Cimitarra	Cimitarra	Q Toraba	300	-73,95	6,32	2804	27,0	31,6	22,1
2314502	CO	El Carmen	El Carmen	Oponcito	815	-73,52	6,68	2261	24,1	27,6	20,2
2401528	CO	Gambita	Gambita	Lenguaruco	1900	-73,35	5,95	2453	17,8	23,0	12,5
2319511	CO	Llano Grande	Girón	De Oro	777	-73,18	6,97	978	25,0	30,6	19,5
2401525	CO	La Laja	Guadalupe	Suárez	1400	-73,42	6,27	3183	21,2	26,2	15,5
2312513	CO	Landazuri	Landazuri	Agua Miel	1085	-73,80	6,23	3121	22,9	26,4	17,6
2319513	SP	Apto Palonegro	Lebrija	De Oro	1189	-73,20	7,10	1215	21,3	25,3	18,5
2402504	CO	Esc Agr Mogotes	Mogotes	Mogoticos	1667	-72,97	6,48	2651	18,6	25,3	13,1
2312504	CO	Campo Capote	Puerto Parra	Q Capote	180	-73,92	6,58	2717	26,8	32,7	22,6
2406501	CO	Hda Las Brisas	Puerto Wilches	Sogamoso	138	-73,77	7,25	2933	28,4	34,2	20,9
2318501	CP	Villa Leiva	Sabana de Torres	Q Stos Gutiérrez	328	-73,50	7,43	2548	27,5	33,4	22,6
2405502	CO	La Floresta	San Vicente de C	Sogamoso	1200	-73,43	6,95	1834	21,9	25,5	19,1
2319509	CO	Vivero Surata	Surata	Surata	1725	-73,00	7,35	1080	18,5	24,1	13,9
3701502	CO	Berlin	Tona	Jordán	3214	-72,87	7,18	707	8,6	13,3	4,4
2401527	CO	Vélez Gja	Vélez	Q Palenque	2170	-73,67	6,02	1901	16,5	22,8	12,0
2405503	CO	Zapatoca	Zapatoca	Q Zapatoca	1810	-73,27	6,80	1314	18,8	23,5	14,5

SP Sinóptica principal	CO Climatológica ordinaria	Prec.	Precipitación total anual en milímetros	T. Media Min	Temperatura media mínima en grados Celsius
SS Sinóptica secundaria	AM Agrometeorológica	T. Med	Temperatura media en grados Celsius	msn	Metros sobre el nivel del mar
CP Climatológica principal	ME Meteorológica especial	T. Media Máx	Temperatura media máxima en grados Celsius		

# ANEXO D. CARTA PSICROMETRICA



## ANEXO E. DATOS TÉCNICOS DEL COMPRESOR VILTER

# Vilter Single Screw Compressor Specifications

VSM Series										
Model Number	Displacement CFM	Base Ratings (a)		Standard Connection Sizes		Unit Dimensions and Weights (b)				Shipping Weight (Lbs.)
		Ammonia Tons	BHP	Suction	Discharge	Length	Width Single Oil Filter	Width Dual Oil Filter	Height	
VSM-152*	152	52	76	3"	3"	8'-2"	3'-7"	3'-11"	5'-9"	2800
VSM-152E*		57	79							
VSM-192*	177	81	94	3"	3"	8'-2"	3'-7"	3'-11"	5'-9"	2800
VSM-192E*		88	98							
VSM-202*	202	72	93	3"	3"	8'-2"	3'-7"	3'-11"	5'-9"	2950
VSM-202E*		79	98							
VSM-301	303	107	123	3"	3"	8'-2"	3'-7"	3'-11"	5'-9"	4100
VSM-301E		111	129							
VSM-301	352	126	151	3"	3"	8'-2"	3'-7"	3'-11"	5'-9"	4100
VSM-301E		129	158							
VSM-401	403	140	169	4"	3"	8'-2"	3'-9"	3'-11"	5'-9"	3000
VSM-401E		161	178							
VSM-501	502	193	202	4"	3"	8'-2"	3'-9"	4'-0"	6'-11"	6150
VSM-501E		207	217							
VSM-601	609	229	241	4"	4"	9'-9"	3'-11"	4'-5"	7'-2"	8700
VSM-601E		252	254							
VSM-701	691	260	272	5"	4"	9'-9"	3'-11"	4'-5"	7'-9"	6900
VSM-701E		283	287							

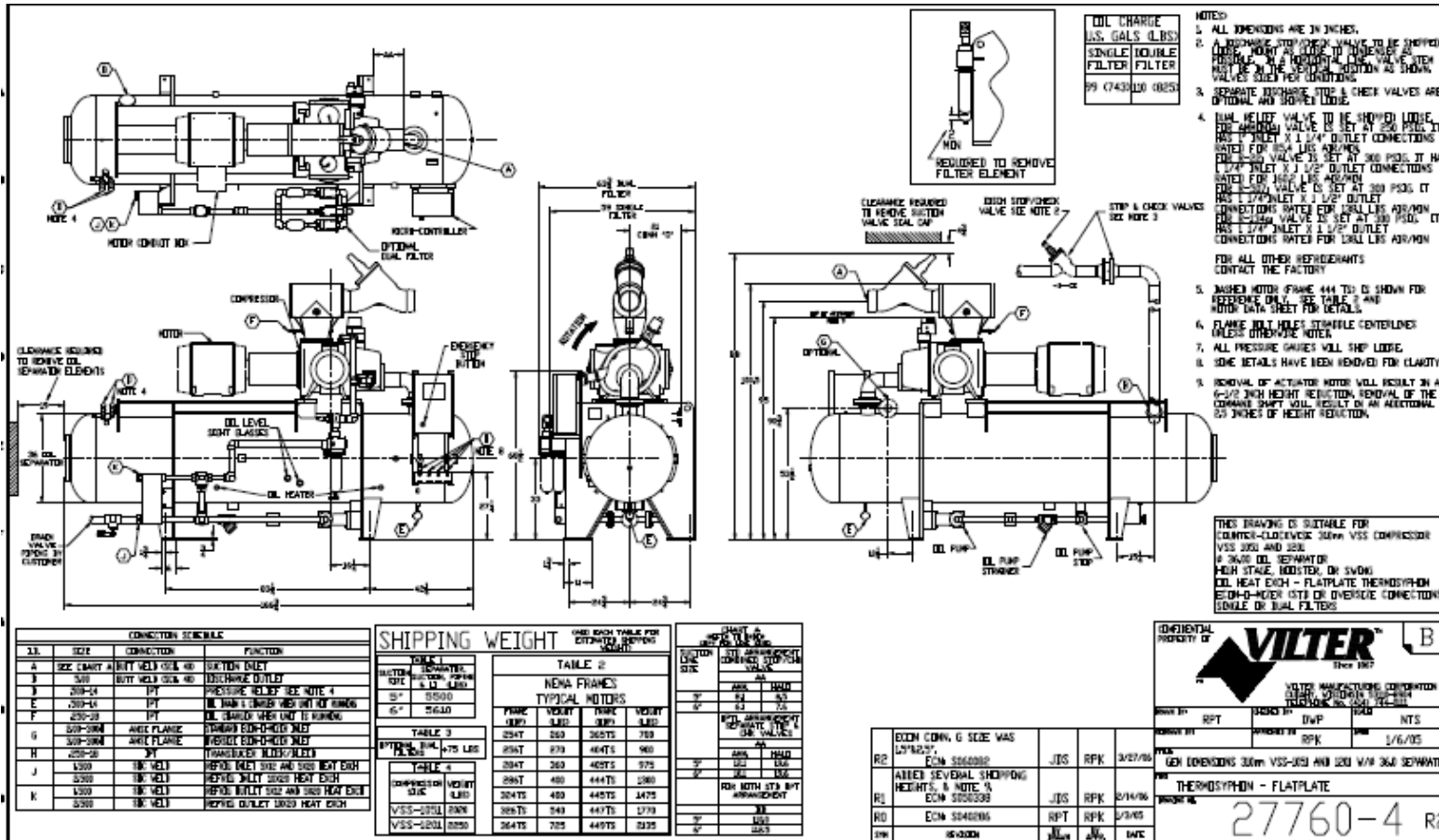
  

VSS Series										
Model Number	Displacement CFM	Base Ratings (a)		Standard Connection Sizes		Unit Dimensions and Weights (b)				Shipping Weight (Lbs.)
		Ammonia Tons	BHP	Suction	Discharge	Length	Width Single Oil Filter	Width Dual Oil Filter	Height	
VSS-751	778	302	327	5"	4"	12'-7"	3'-7"	4'-4"	8'-0"	5200
VSS-751E		322	344							
VSS-901	890	344	358	5"	4"	12'-7"	3'-7"	4'-4"	8'-0"	5250
VSS-901E		381	391							
VSS-1051	1070	413	401	5"	5"	14'-0"	4'-1"	4'-10"	8'-8"	6000
VSS-1051E		458	486							
VSS-1201	1192	468	500	6"	5"	14'-0"	4'-1"	4'-10"	8'-10"	6800
VSS-1201E		518	521							
VSS-1551	1526	588	643	6"	5"	14'-2"	5'-8"	5'-9"	9'-10"	9200
VSS-1551E		660	682							
VSS-1851	1790	711	738	8"	5"	14'-2"	5'-8"	5'-9"	9'-10"	9200
VSS-1851E		764	781							
VSS-2101	2020	794	811	8"	5"	14'-2"	5'-8"	5'-9"	9'-10"	9200
VSS-2101E		883	838							
VSS-2401	Q3 2011			10"	8"	16'-10"	6'-10"	6'-10"	11"	19500
VSS-2401E										
VSS-2601	Q3 2011			10"	8"	16'-10"	6'-10"	6'-10"	11"	19500
VSS-2601E										
VSS-2801	Q3 2011			10"	8"	16'-10"	6'-10"	6'-10"	11"	19500
VSS-2801E										
VSS-3001	Q3 2011			10"	8"	16'-10"	6'-10"	6'-10"	11"	19500
VSS-3001E										

(a) Tons and BHP based on + 20°F and 95°F; 0°K liquid subcooling, saturated suction, 0°K superheat. Ratings for other refrigerants are available, consult Vilter for more information.

(b) Dimensions and weights are approximate, and are based on use with thermosiphon plate oil cooling, standard size oil separator and standard motor.

\* Models operate at 1775 RPM; all others operate at 3550 RPM (60 Hz)



**OIL CHARGE**  
 U.S. GALS (LBS)  
 SINGLE DOUBLE  
 FILTER FILTER  
 99 (743) (10) (825)

- NOTES**
1. ALL DIMENSIONS ARE IN INCHES.
  2. A DISCHARGE STOP/OPEN VALVE TO BE SHIPPED WITH MOTOR AS SHOWN IN THIS DRAWING. A DISCHARGE VALVE ITEM MUST BE IN THE BOTTOM POSITION AS SHOWN. VALVES SHOWN IN OTHER POSITIONS.
  3. SEPARATE DISCHARGE STOP & CHECK VALVES ARE OPTIONAL AND SHOWN LOOSE.
  4. DUAL HEAT EXCHANGER VALVE TO BE SHIPPED LOOSE. DISCHARGE VALVE IS SET AT 250 PSIG. IT HAS 1/2" INLET & 1/2" OUTLET CONNECTIONS RATED FOR 1000 LBS AS/INCH. OIL 2-300 VALVE IS SET AT 250 PSIG. IT HAS 1/2" INLET & 1/2" OUTLET CONNECTIONS RATED FOR 1000 LBS AS/INCH. OIL 2-300 VALVE IS SET AT 250 PSIG. IT HAS 1/2" INLET & 1/2" OUTLET CONNECTIONS RATED FOR 1000 LBS AS/INCH. OIL 2-300 VALVE IS SET AT 250 PSIG. IT HAS 1/2" INLET & 1/2" OUTLET CONNECTIONS RATED FOR 1000 LBS AS/INCH.
  5. INCHES MOTOR FRAME 444 TO BE SHOWN FOR REFERENCE ONLY. SEE TABLE 2 AND MOTOR DATA SHEET FOR DETAILS.
  6. FLANGE BOLT HOLES STANDARD CENTERLINE UNLESS OTHERWISE NOTED.
  7. ALL PRESSURE GAUGES WILL SHIP LOOSE.
  8. SOME DETAILS HAVE BEEN REMOVED FOR CLARITY.
  9. REMOVAL OF ACTUATOR MOTOR WILL RESULT IN A 6-1/2 INCH HEIGHT REDUCTION. REMOVAL OF THE CHARGE SHIRT WILL RESULT IN AN ADDITIONAL 2-1/2 INCHES OF HEIGHT REDUCTION.

THIS DRAWING IS SUITABLE FOR  
 COUNTER-CLOCKWISE 350W VSS COMPRESSOR  
 VSS 300 AND 300  
 4 3/8 INCH OIL SEPARATOR  
 FLOW STAGE, REDUCED BY 5/8 INCH  
 OIL HEAT EXCH - FLATPLATE THERMOSYPHON  
 8000-D-MOTOR (STD OF OVERSIDE CONNECTIONS)  
 SINGLE OR DUAL FILTERS

CONNECTOR SCHEDULE				
3.1.	SIZE	CONNECTION	FUNCTION	
A	3/4"	BUTT WELD 1/2" X 40	3/4" INLET	DISCHARGE
B	3/4"	BUTT WELD 1/2" X 40	DISCHARGE	OUTLET
C	2 1/2"-4"	PT	PRESSURE RELIEF SEE NOTE 4	
E	2 1/2"-3"	PT	OIL HEAT EXCHANGER VALVE USED TO SHUT DOWN	
F	2 1/2"-3"	PT	OIL HEAT EXCHANGER VALVE USED TO SHUT DOWN	
G	3/8"-3/4"	WELD FLANGE	THERMOSYPHON OIL HEAT EXCH	
H	3/8"-3/4"	WELD FLANGE	THERMOSYPHON OIL HEAT EXCH	
J	1/2"	1/2" WELD	REFILL VALVE USED TO SHUT DOWN	
K	1/2"	1/2" WELD	REFILL VALVE USED TO SHUT DOWN	
L	1/2"	1/2" WELD	REFILL VALVE USED TO SHUT DOWN	

**SHIPPING WEIGHT**

ONE EACH TABLE FOR  
 DIMENSIONS SHOWN  
 WEIGHT

TABLE 1		TABLE 2	
FRAME	WEIGHT	FRAME	WEIGHT
300T	340	300T	340
300T	350	300T	350
300T	360	300T	360
300T	370	300T	370
300T	380	300T	380
300T	390	300T	390
300T	400	300T	400
300T	410	300T	410
300T	420	300T	420
300T	430	300T	430
300T	440	300T	440
300T	450	300T	450
300T	460	300T	460
300T	470	300T	470
300T	480	300T	480
300T	490	300T	490
300T	500	300T	500

CHART A  
 SPEC. TUBING  
 DIMENSIONS SHOWN  
 WEIGHT

TYPE	WEIGHT
300T	340
300T	350
300T	360
300T	370
300T	380
300T	390
300T	400
300T	410
300T	420
300T	430
300T	440
300T	450
300T	460
300T	470
300T	480
300T	490
300T	500

CONFIDENTIAL PROPERTY OF **VILTER** Since 1927

VILTER MANUFACTURING CORPORATION  
 1000 W. 10TH AVENUE  
 DENVER, CO. 80202

DESIGNED BY	RPT	DESIGNED BY	DWP	DESIGNED BY	NTS
DATE	1/16/05	DATE	1/16/05	DATE	1/16/05

GEN CONDENS 300W VSS-300 AND 300 W/IN 3/8" SEPARATOR  
 THERMOSYPHON - FLATPLATE

PROJECT NO. **27760-4 R2**

# ANEXO F. DATOS TÉCNICOS DE LOS EVAPORADORES KRACK

## SPECIFICATIONS

### THREE FAN UNIT

MODEL	HP EACH	4 FINS/INCH						3 FINS/INCH					
		0" ESP		1/4" ESP		1/2" ESP		0" ESP		1/4" ESP		1/2" ESP	
		BTU/H *TD	CFM	BTU/H *TD	CFM	BTU/H *TD	CFM	BTU/H *TD	CFM	BTU/H *TD	CFM	BTU/H *TD	CFM
3S-656	1 1/2	24420	40500					22110	41100				
3S-658		29040	38700					27060	39300				
3S-6510		33660	37800					32000	38700				
3L-656	2	26730	48600	24750	41700			24420	49500	22530	42600		
3L-658		32340	47400	30000	40500			30260	48300	28200	41400		
3L-6510		37290	46800	34320	39300			35430	47700	32610	40200		
3L-656	3	28050	50400	25740	45900	24420	40500	25530	50700	23430	46800	22200	41400
3L-658		33990	49200	31680	44400	29070	39300	31950	50100	29760	45300	27450	40200
3L-6510		38940	48600	36300	43800	33990	38400	36990	49200	34470	44700	32280	39300
3L-656	5	30360	61800	29040	56800	27390	49200	27630	63000	26430	56700	24930	50100
3L-658		37620	60000	35310	53700	33000	47700	35340	61200	33000	54600	30640	49200
3L-6510		42240	57900	40260	52500	37950	47100	40140	59100	38250	53400	36000	48300
3S-706	1 1/2	26220	43500					24380	45600				
3S-708		31380	41700					30150	43800				
3S-7010		35880	40800					34440	42600				
3S-706	2	28620	52500	26220	44700			26550	54600	24530	46500		
3S-708		34830	51300	32100	43500			33300	53100	30810	45300		
3S-7010		40000	50700	36570	42000			38430	52500	35100	43800		
3L-706	3	28880	54900	28290	50400	26580	48900	26960	56700	26310	52200	24720	47700
3L-708		35880	53700	34140	49200	32100	44700	34440	55200	32760	51300	30610	46500
3L-7010		40710	52200	38330	48600	36900	43800	39080	53700	37700	50400	35430	45600
3L-706	5	33000	67500	32430	65400	31050	59400	30690	70200	30160	68100	28880	61800
3L-708		41400	66000	38330	62700	37950	57300	39750	68700	37770	65100	36420	59700
3L-7010		46590	64200	44850	61200	42990	55800	44730	66600	43050	63600	41260	57900
3S-726	1 1/2	25820	41100					23580	42000				
3S-728		30600	39900					28620	40800				
3S-7210		34920	38700					33180	39600				
3L-726	2	28080	48900	25920	42600			25560	49800	23910	43500		
3L-728		34200	48000	31320	41400			31980	48900	29280	42300		
3L-7210		39600	47400	36000	40800			37620	48300	34200	41700		
3L-726	3	28440	51000	27360	46200	25820	41100	25890	51900	24900	47100	23580	42000
3L-728		34820	49800	33120	45600	30690	40200	32640	50700	30960	46500	28950	41100
3L-7210		40320	48900	38160	44400	35280	39000	38280	49800	36240	45300	33330	39900
3L-726	5	32040	62400	30240	57000	28500	51300	29160	63600	27510	58200	25890	51900
3L-728		39240	60300	37080	54900	35280	50100	36690	61500	34680	56100	33000	51000
3L-7210		44840	58500	42480	53400	40320	48900	42390	59700	40260	54600	38280	49800
3S-746	1 1/2	27540	44700					25620	46500				
3S-748		33000	43200					31980	45000				
3S-7410		37950	42000					36420	44100				
3S-746	2	29160	52800	27900	46200			27680	54900	25950	48000		
3S-748		36450	51300	33480	44700			34620	56400	32490	46500		
3S-7410		41670	50100	38700	43800			39990	53700	37140	45600		
3L-746	3	30510	55500	29010	50700	27750	45300	28380	57600	26980	52500	25800	47400
3L-748		37200	54300	35340	49800	33840	44700	34850	56400	33830	51800	32490	46500
3L-7410		42780	53400	40820	48900	38700	43800	41070	55600	39300	50700	37140	45600
3L-746	5	34800	70800	33480	66300	32730	61800	32370	73500	31140	68700	30730	64200
3L-748		43140	69900	41280	64500	39610	59400	41400	71700	39630	66900	36870	61800
3L-7410		49110	67500	48060	63000	45390	57900	47130	70200	46440	65400	42450	60300

SHADED RATINGS FOR ROOM TEMPERATURE ABOVE +32°F TO PREVENT MOISTURE CARRYOVER

PHYSICAL DATA														
BASE MODEL	ROWS DEEP	TUBES HIGH	FACE AREA (SQ FT)	FANS NO-DIA	APPROX WEIGHT (LBS)	STEEL	CU/AL	ALUM (CU FT)	COIL VOL	TOTAL SURFACE (SQ FT)	3FPI	4FPI	WATER DEFROST (GPM)	DIMENSIONS LENGTH x HEIGHT (IN)
656	6				5900	3500	2900	6.2	4749	5874			66	
658	8	22	66.0	3-36	7100	4000	3200	8.3	6330	7833			78	229 x 56
6510	10				8900	4500	3700	10.4	7914	9795			90	
706	6				6100	3600	2900	6.7	4985	6170			72	
708	8	28	69.3	3-42	7400	4100	3300	8.8	6647	8227			84	193 x 69
7010	10				9200	4600	3800	10.9	8309	10294			96	
726	6				6200	3800	3000	6.7	5181	6408			72	
728	8	24	72.0	3-36	7600	4200	3400	8.8	6906	8547			84	229 x 60
7210	10				9500	4700	3900	10.9	8634	10686			96	
746	6				6300	3700	3100	7.1	5345	6615			78	
748	8	30	74.3	3-42	7800	4300	3500	9.4	7127	8821			90	193 x 73
7410	10				9700	4800	4000	11.7	8808	11026			102	

**THREE  
FAN  
UNIT**

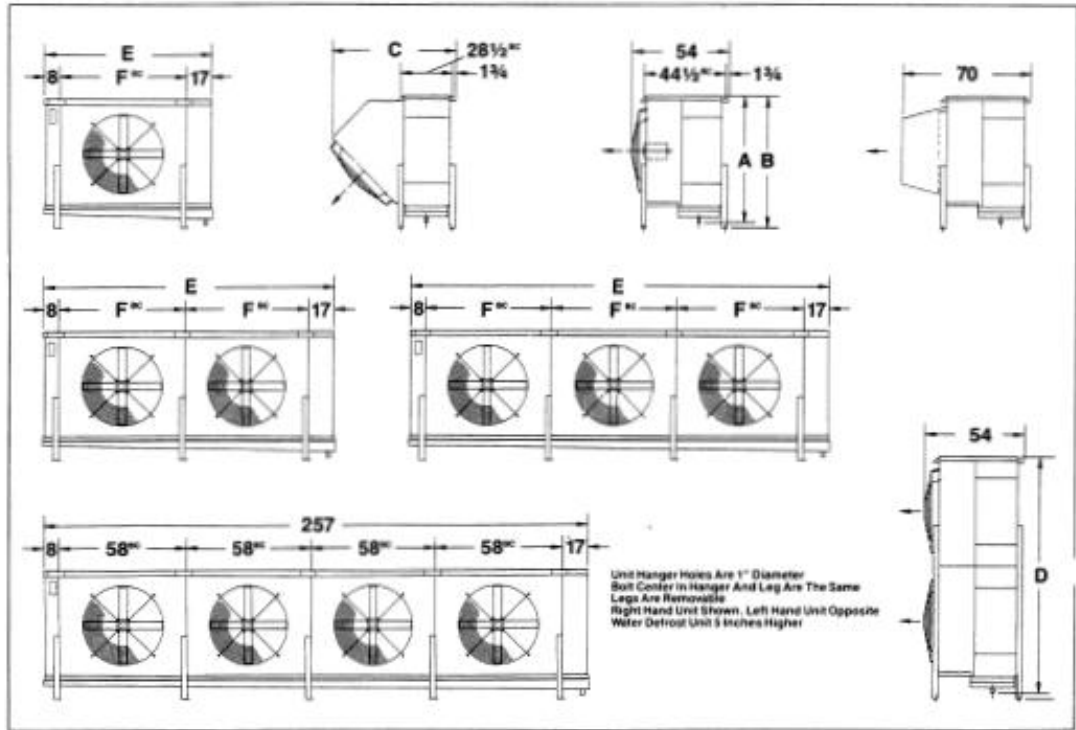
MODEL	HP EACH	4 FINS/INCH						3 FINS/INCH					
		0" ESP		1/4" ESP		1/2" ESP		0" ESP		1/4" ESP		1/2" ESP	
		BTUH/°TD	CFM	BTUH/°TD	CFM	BTUH/°TD	CFM	BTUH/°TD	CFM	BTUH/°TD	CFM	BTUH/°TD	CFM
3S-796	1 1/2	28470	46500					26330	48000				
3S-796		33930	45000					31380	47200				
3S-7910		39000	43800					37000	45000				
3S-796	2	30810	54300	28860	47700			28500	57000	26800	49200		
3S-796		37400	53100	34710	48200			34980	56400	32100	48000		
3S-7910		43290	51900	39780	45000			41130	54300	37800	46800		
3L-796	3	31320	55500	29640	51300	28680	48800	28960	58500	27420	54000	26500	48600
3L-796		38220	54600	36660	50100	34710	48200	35340	57600	33900	52800	32950	48000
3L-7910		44070	53700	42000	49200	39780	45000	41880	56400	39900	52200	37900	46800
3L-796	5	35880	71400	34200	66600	32760	61800	33200	75000	31640	70200	30300	65700
3L-796		44070	70200	42000	65100	40500	60000	41970	73200	38850	68400	37500	63300
3L-7910		50700	68100	48360	63600	46020	57000	48180	71100	45930	66900	43710	61200
3L-796	7 1/2	39390	84000	38610	81000	36600	74100	36440	85500	35720	82800	33180	77700
3L-796		49500	79800	47580	76800	44460	70800	46290	81300	44000	78600	41130	74100
3L-7910		55200	77700	53040	74400	50910	68700	52440	80100	50400	76200	47790	71700
3S-846	1 1/2	29940	47700					28820	49200				
3S-846		35400	46200					32970	48300				
3S-8410		40890	45000					38850	47100				
3S-846	2	32000	55500	30660	49500			28980	57900	27420	49500		
3S-846		39210	54000	36300	48000			36270	56700	33570	48900		
3S-8410		45000	52800	41730	47100			42750	55500	39630	48000		
3L-846	3	32880	57000	31230	51900	30300	48000	29760	59100	28260	54600	27420	49500
3L-846		40000	55800	37920	51000	36000	46500	37050	58200	35670	52800	33300	48600
3L-8410		46380	55500	43830	49800	41580	45600	44040	57600	41640	51900	39510	47400
3L-846	5	37500	73500	35820	68100	34400	63300	33930	75600	32430	70500	31170	66900
3L-846		46350	71700	44250	67500	42000	62400	42870	74100	40920	69600	39120	64800
3L-8410		52260	70200	51000	66600	48720	61500	49650	73200	48450	68700	46290	64200
3L-846	7 1/2	42840	88200	40000	83400	37800	77100	39000	90000	36240	85800	34200	78900
3L-846		51660	84000	49320	80400	47000	74700	48300	85800	45630	83100	43500	76200
3L-8410		57960	80700	56070	78000	52920	72000	55000	82500	53250	80400	50280	74700
3S-906	2	33300	56400					30000	59100				
3S-906		40950	54300					37860	57300				
3S-9010		46800	53400					44460	56400				
3L-906	3	33780	57600	32400	52800	31000	48300	30540	59100	29310	54000	28110	50400
3L-906		41400	56400	39000	51600	36900	46800	38310	58800	36060	53460	34140	49200
3L-9010		48000	55500	45000	50700	44100	45900	45600	58200	42750	52500	41010	48000
3L-906	5	38700	74100	37350	69000	35500	64200	35010	77400	33810	72000	32160	67500
3L-906		47700	72600	45900	67800	44100	62700	44130	75600	42450	70500	40800	66000
3L-9010		54900	70600	52650	66900	50400	61800	52170	74400	50000	69600	47880	65100
3L-906	7 1/2	43650	91200	41850	83700	40500	79200	39510	94800	37860	88200	36660	83100
3L-906		54000	88200	51750	81900	49000	76200	49950	92100	47880	86100	45360	79800
3L-9010		61200	86100	58950	80400	55800	73800	58140	90600	56000	84300	53000	77400
3L-966	5	40820	74700	38800	69300	37920	65100	36480	77700	35190	74400	34320	67800
3L-966		48960	73200	47000	68100	45000	63600	45300	78200	43500	72000	41610	66600
3L-9610		56440	72300	54720	67500	52320	62700	53820	75300	51990	70800	49710	65700
3L-966	7 1/2	45000	92700	43180	87600	41760	80400	40740	96900	39540	91500	37800	84000
3L-966		56160	90300	53760	84600	50880	77700	51960	94500	51960	88500	47070	81000
3L-9610		63840	88500	60960	82500	58080	76200	60630	92400	57900	86700	55170	71800

SHADED RATINGS FOR ROOM TEMPERATURE ABOVE +32°F TO PREVENT MOISTURE CARRYOVER

PHYSICAL DATA												
BASE MODEL	ROWS DEEP	TUBES HIGH	FACE AREA (SQ FT)	FANS NO-DIA	APPROX WEIGHT (LBS)			COIL VOL (CU FT)	TOTAL SURFACE (SQ FT)		WATER DEFROST (GPM)	DIMENSIONS LENGTH x HEIGHT (IN)
					STEEL	CU/AL	ALUM	(CU FT)	3FPI	4FPI		
796	6				6800	4000	3200	7.5	5698	7052	84	
798	8	32	79.2	3-42	8300	4700	3700	9.9	7597	9402	96	193 x 77
7910	10				10500	5100	4400	12.3	9496	11753	108	
846	6				7300	4300	3300	7.9	6042	7476	84	
848	8	28	84.0	3-42	8900	4900	3900	10.6	8055	9972	102	228 x 69
8410	10				11000	5500	4600	13.2	10071	12465	114	
906	6				7600	4400	3500	8.5	6474	8010	96	
908	8	30	90.0	3-42	9400	5100	4100	11.5	8631	10683	108	228 x 73
9010	10				11700	5700	4800	14.4	10791	13356	120	
966	6				8000	4500	3700	9.4	6906	8544	102	
968	8	32	96.0	3-42	9800	5650	4300	12.6	9207	11394	114	228 x 77
9610	10				12300	6000	5000	15.9	11511	14247	132	

# DIMENSIONS

## STANDARD UNIT

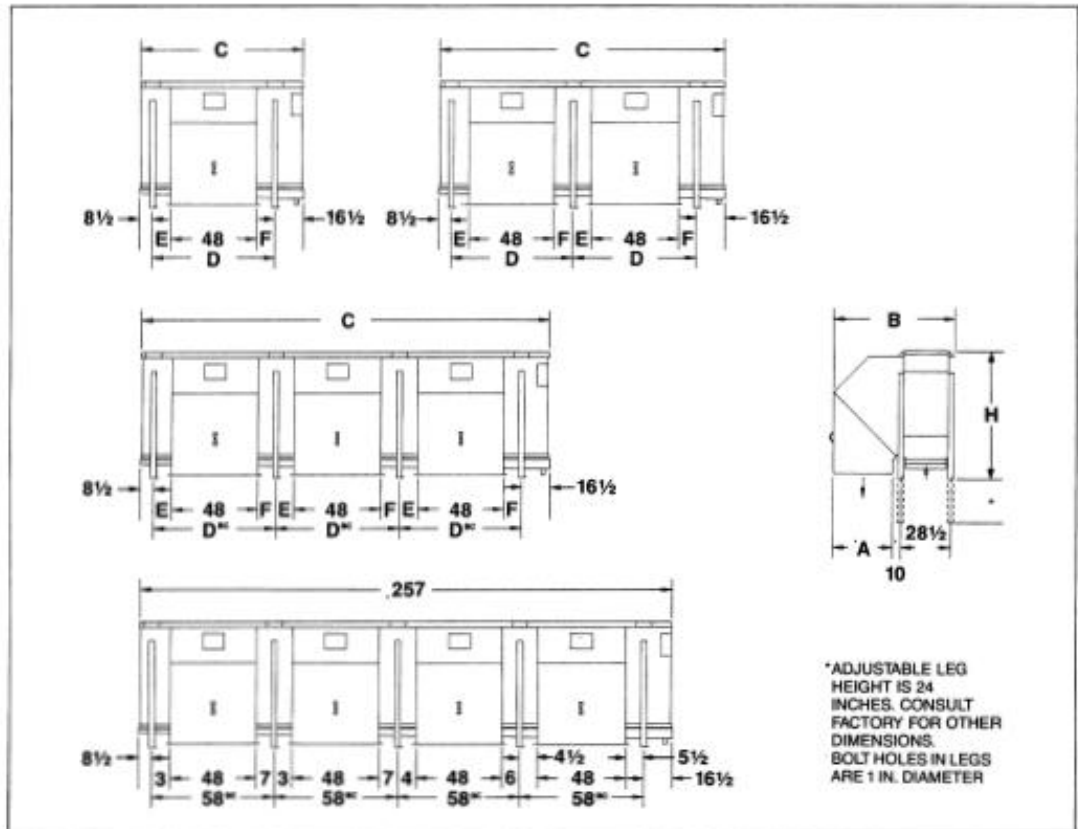


DO NOT USE FOR CONSTRUCTION. USE CERTIFIED PRINTS.

DIMENSIONS—INCHES							
BASE MODEL	NO OF FANS	A	B	C	D	E	F
17	1	50	53	—	95	81	56
21	1	58	53	—	95	93	68
22	1	54	57	67	104	93	68
24	1	58	61	67	112	93	68
28	1	67	78	71	129	93	68
31	1	71	74	71	138	93	68
32	1	75	78	71	145	93	68
33	2	51	53	—	96	137	56
36	2	55	57	67	105	137	56
40	2	59	61	67	113	137	56
41	2	51	53	—	96	161	68
44	2	55	57	67	105	161	68
46	2	68	71	71	130	137	56
48	2	59	61	67	113	161	68
51	2	72	74	71	139	137	56
53	2	76	78	71	147	137	56
56	2	68	78	71	129	161	68
61	2	72	74	71	139	161	68
64	2	75	78	71	147	161	68

DIMENSIONS—INCHES							
BASE MODEL	NO OF FANS	A	B	C	D	E	F
50	3	52	53	—	97	193	56
55	3	56	57	67	106	193	56
58	3	52	53	—	97	229	68
60	3	60	61	67	114	193	56
65	3	56	57	67	160	229	68
70	3	68	69	71	131	193	56
72	3	60	61	67	61	229	68
74	3	73	74	71	136	193	56
79	3	77	78	71	149	193	56
84	3	69	70	71	132	229	68
90	3	73	74	71	140	229	68
96	3	77	78	71	146	229	68
68	4	56	57	67	106	—	—
75	4	57	58	67	114	—	—
82	4	61	62	67	115	—	—
95	4	78	71	71	131	—	—
103	4	73	74	71	148	—	—
110	4	77	78	71	149	—	—

## PENTHOUSE ARRANGEMENT

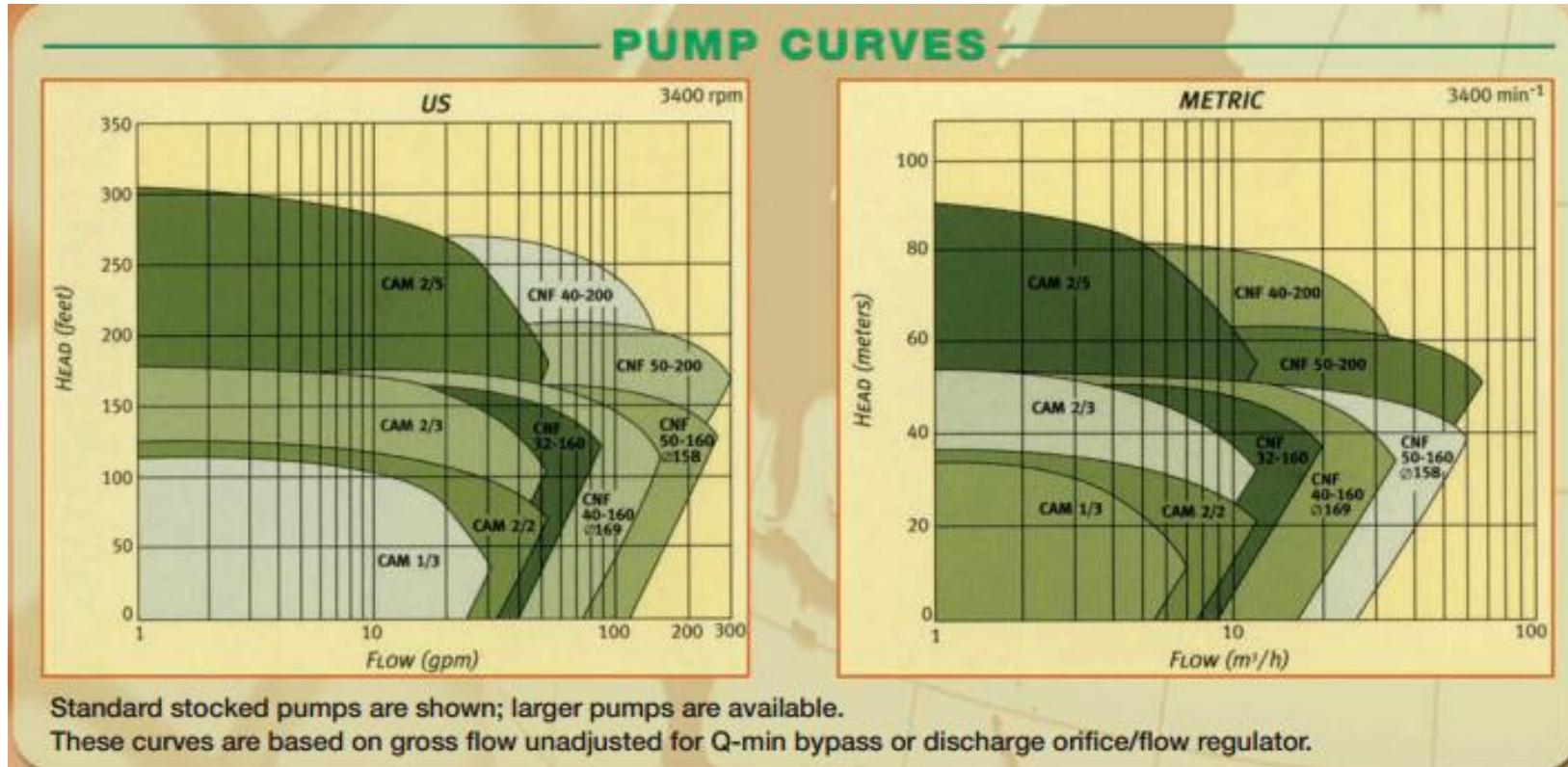


DO NOT USE FOR CONSTRUCTION. USE CERTIFIED PRINTS.

DIMENSIONS—INCHES								
BASE MODEL	NO OF FANS	A	B	C	D	E	F	H
22	1	25	67	93	68	8½	11½	54
24	1	25	67	93	68	8½	11½	58
28	1	29	71	93	68	8½	11½	67
31	1	29	71	93	68	8½	11½	71
32	1	29	71	93	68	8½	11½	75
36	2	25	67	137	56	2½	5½	57
40	2	25	67	137	56	2½	5½	61
44	2	25	67	161	68	8½	11½	57
46	2	29	71	137	56	2½	5½	71
48	2	25	67	161	68	8½	11½	61
51	2	29	71	137	56	2½	5½	74
53	2	29	71	137	56	2½	5½	78
56	2	29	71	161	68	8½	11½	70
61	2	29	71	161	68	8½	11½	74
64	2	29	71	161	68	8½	11½	78

DIMENSIONS—INCHES								
BASE MODEL	NO OF FANS	A	B	C	D	E	F	H
55	3	25	67	193	56	2½	5½	57
60	3	25	67	193	56	2½	5½	61
65	3	25	67	229	68	8½	11½	57
70	3	29	71	193	56	2½	5½	69
72	3	25	67	229	68	8½	11½	61
74	3	29	71	193	56	2½	5½	74
79	3	29	71	193	56	2½	5½	78
84	3	29	71	229	68	8½	11½	70
90	3	29	71	229	68	8½	11½	74
96	3	29	71	229	68	8½	11½	78
75	4	25	67	—	—	—	—	58
82	4	25	67	—	—	—	—	62
95	4	29	71	—	—	—	—	71
103	4	29	71	—	—	—	—	74
110	4	29	71	—	—	—	—	78

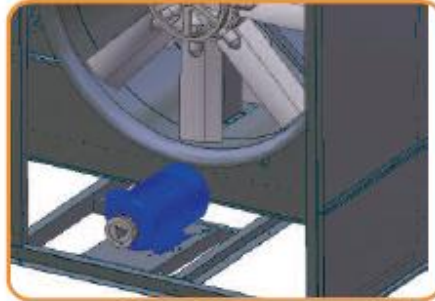
## ANEXO G. CURVAS DE DESEMPEÑO DE LAS BOMBAS DE RECIRCULACIÓN DE AMONÍACO



## ANEXO H. DATOS TÉCNICOS DEL CONDENSADOR EVAPORATIVO BAC

### Evaporative Condensers

## VCA Spotlight



External Drive System

### External Drive System

The fans, motors, and drive system of the VCA are located outside of the moist discharge air stream, protecting them from moisture condensation and icing, while facilitating maintenance.

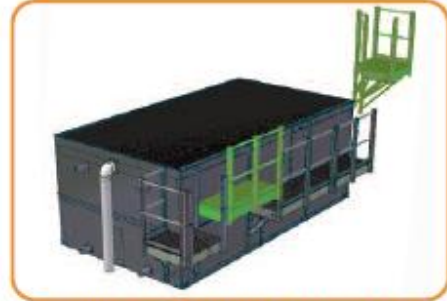
- Fans are supplied with dedicated motors.
- Minimum L<sub>10</sub> bearing life is 94,000 hours.
- Premium efficient/inverter duty motors standard
- Motors meet NEMA Standard MG 31, Section IV, Part 31.



Oversized Access Door

### Access Doors

30" x 42" access door(s) are standard on all VCA models.



Pre-Assembled External Platform Sections

### Pre-Assembled External Platform, Ladder & Safety Cage

Every external platform is pre-assembled at the factory to ensure that every component will fit and function exactly as described. The platform will attach quickly in the field with minimal fasteners. Platforms can be added at the time of order or as an aftermarket item. Safety gates are available for all handrail openings. All components are designed to meet OSHA requirements.



InterLok™ System

### InterLok™ System

The coil section self aligns with the basin section. This feature significantly reduces the time required to rig the VCA.

Additionally, the VCA is provided with lifting ears on the top of the casing section. These lifting ears slide out of the way of discharge options and do not require the removal of the eliminators during rigging.

G10



Baltimore Aircoil Company



### International Building Code Compliance

The VCA is the first evaporative condenser to be shake table tested at a certified independent dynamic testing laboratory and meets the stringent 2006 IBC Code.



IBC Compliant Condenser

### Hygienic Cold Water Basin

The cold water basin is sloped toward the pump suction to eliminate stagnant water and reduce biological growth. Additionally, the suction strainer has an easily removable section to simplify maintenance.

### TriArmor® Corrosion Protection System

The TriArmor® Corrosion Protection System is available on the VCA. The system consists of a heavy-gauge G-235 galvanized steel substrate, fully encapsulated by a thermosetting hybrid polymer, and further protected by a polyurethane barrier applied to all submerged surfaces of the cold water basin. The basin is leak tested at the factory and warranted against leaks and corrosion for 5 years.



TriArmor® Corrosion Protection System

### BranchLok™ Removal System

Nozzle inspection/replacement has been made much easier with the BranchLok™ Removal System. No tools are necessary to remove the eliminators, the eliminator supports or the branches themselves. The branch end slide into notches in the support channels located at the ends of the VCA.



BranchLok™ Removal System

...because temperature matters™



# BAC 360™ Spray Nozzle

Reduce maintenance costs and ensure efficient equipment operation with BAC's non-clog nozzle that combines scatter diffusion technology with BAC's largest nozzle orifice yet, to create the most technologically advanced spray nozzle in the industry!



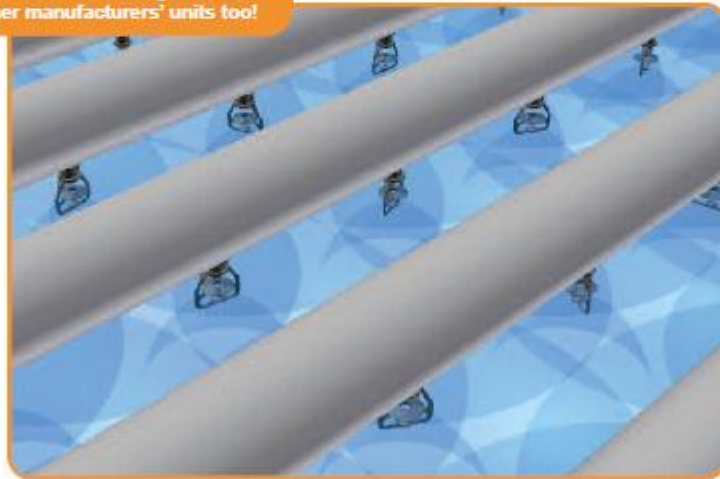
Refrigeration

## Features and Benefits

- **Ease of Maintenance**
  - Easy snap in/out grommet design
  - Anti-scale design
- Large non-clog orifice
- Robust, durable construction
- Universal alignment
- No moving parts
- Eliminates dry spots inherent in other designs



BAC 360™ Spray Nozzles can easily replace nozzles in existing BAC units and other manufacturers' units too!



...because temperature matters™



G13



Table 7. Heat Rejection Capacity Factors – R-22, R-134a (Series V Only)

Condensing Pressure (psig)		Condensing Temp (°F)	Entering Wet-Bulb Temperature (°F)																
R-22	R-134a		50	52	54	56	58	60	62	64	66	68	70	72	74	76	78	80	82
155.7	95.2	85	1.09	1.14	1.19	1.25	1.32	1.40	1.49	1.60	1.74	1.91	2.12	2.40	2.78	3.33	-	-	-
158.2	97.1	86	1.06	1.10	1.15	1.20	1.27	1.34	1.42	1.52	1.64	1.79	1.98	2.22	2.54	2.98	3.66	4.78	-
160.7	98.9	87	1.02	1.06	1.11	1.16	1.22	1.28	1.36	1.45	1.56	1.69	1.85	2.06	2.33	2.70	3.24	4.08	-
163.2	100.7	88	0.99	1.03	1.07	1.12	1.17	1.23	1.30	1.38	1.48	1.60	1.74	1.92	2.16	2.47	2.90	3.56	4.65
165.8	102.6	89	0.96	0.99	1.03	1.08	1.13	1.18	1.25	1.32	1.41	1.52	1.64	1.80	2.00	2.27	2.63	3.15	3.97
168.4	104.3	90	0.93	0.96	1.00	1.04	1.09	1.14	1.20	1.27	1.35	1.44	1.56	1.70	1.87	2.10	2.40	2.82	3.46
171.0	106.2	91	0.90	0.93	0.97	1.01	1.05	1.10	1.15	1.21	1.29	1.37	1.47	1.60	1.75	1.95	2.20	2.55	3.06
173.7	108.1	92	0.88	0.91	0.94	0.97	1.01	1.06	1.11	1.16	1.23	1.31	1.40	1.51	1.65	1.82	2.04	2.33	2.74
176.4	110.0	93	0.85	0.88	0.91	0.94	0.98	1.02	1.07	1.12	1.18	1.25	1.33	1.43	1.56	1.71	1.90	2.14	2.49
179.1	111.9	94	0.83	0.85	0.88	0.91	0.95	0.98	1.03	1.08	1.13	1.20	1.27	1.35	1.47	1.60	1.77	1.98	2.27
181.8	113.9	95	0.81	0.83	0.86	0.88	0.92	0.95	0.99	1.04	1.09	1.15	1.22	1.30	1.40	1.51	1.66	1.84	2.09
184.6	115.9	96	0.79	0.81	0.83	0.86	0.89	0.92	0.96	1.00	1.05	1.10	1.17	1.24	1.33	1.43	1.56	1.72	1.93
187.4	117.5	97	0.76	0.79	0.81	0.83	0.86	0.89	0.93	0.97	1.01	1.06	1.12	1.18	1.26	1.36	1.47	1.61	1.80
190.2	119.9	98	0.75	0.76	0.79	0.81	0.84	0.86	0.90	0.93	0.97	1.02	1.07	1.13	1.21	1.29	1.39	1.52	1.68
193.0	122.1	99	0.73	0.74	0.77	0.79	0.81	0.84	0.87	0.90	0.94	0.98	1.03	1.09	1.15	1.23	1.32	1.43	1.57
195.9	124.1	100	0.71	0.73	0.74	0.77	0.79	0.81	0.84	0.87	0.91	0.95	0.99	1.04	1.10	1.17	1.26	1.36	1.48
210.7	149.6	105	0.63	0.64	0.66	0.67	0.69	0.71	0.73	0.75	0.77	0.80	0.83	0.87	0.91	0.95	1.00	1.07	1.14
226.4	146.4	110	0.56	0.57	0.58	0.60	0.61	0.62	0.64	0.65	0.67	0.69	0.71	0.74	0.77	0.80	0.83	0.87	0.92

Selection Example

Given:

R-717 refrigerant

Compressor evaporator capacity = 550 tons

Compressor BHP = 600

Condensing temperature = 95°F

Wet-bulb temperature = 78°F

Solution:

- Determine the total heat rejection:  
Compressor evaporator capacity =  
550 TR x 12,000 BTUH/TR = 6,600,000 BTUH  
Compressor BHP input =  
600 BHP x 2,545 BTUH/BHP = 1,527,000 BTUH  
Total heat rejection = 8,127,000 BTUH = 8,127 MBH
- From Table 5, the heat rejection capacity factor for R-717 at 95°F condensing temperature and 78°F wet-bulb temperature is 1.35
- Multiply: 8,127 MBH x 1.35 = 10,972 MBH
- From Table 1 select a unit with a Base Heat Rejection equal to or greater than 10,972 MBH: Model CXV-N530

Contact your local BAC Representative for assistance with alternate refrigerant selections.



**Table 5. Heat Rejection Capacity Factors – R-717 (Ammonia)**

Condensing Pressure (psig)	Condensing Temp (°F)	Entering Wet-Bulb Temperature (°F)																
		50	52	54	56	58	60	62	64	66	68	70	72	74	76	78	80	82
151.3	85	0.97	1.01	1.06	1.11	1.17	1.25	1.33	1.43	1.55	1.70	1.89	2.14	2.47	2.97	3.73	-	-
154.1	86	0.94	0.98	1.02	1.07	1.13	1.19	1.27	1.36	1.46	1.60	1.76	1.97	2.26	2.66	3.26	4.25	-
156.9	87	0.91	0.95	0.99	1.03	1.08	1.14	1.21	1.29	1.39	1.51	1.65	1.83	2.08	2.40	2.88	3.63	-
159.8	88	0.88	0.91	0.95	0.99	1.04	1.10	1.16	1.23	1.32	1.42	1.55	1.71	1.92	2.20	2.58	3.16	4.13
162.6	89	0.85	0.89	0.92	0.96	1.00	1.05	1.11	1.18	1.26	1.35	1.46	1.60	1.78	2.02	2.34	2.80	3.53
165.5	90	0.83	0.86	0.89	0.93	0.97	1.01	1.07	1.13	1.20	1.28	1.38	1.51	1.67	1.87	2.13	2.51	3.08
168.5	91	0.80	0.83	0.86	0.90	0.93	0.98	1.02	1.08	1.14	1.22	1.31	1.42	1.56	1.73	1.96	2.27	2.72
171.5	92	0.78	0.81	0.83	0.87	0.90	0.94	0.99	1.04	1.10	1.17	1.25	1.35	1.47	1.62	1.82	2.08	2.44
174.5	93	0.76	0.78	0.81	0.84	0.87	0.91	0.95	1.00	1.05	1.11	1.19	1.28	1.38	1.52	1.69	1.91	2.21
177.6	94	0.74	0.76	0.79	0.81	0.84	0.88	0.92	0.96	1.01	1.07	1.13	1.21	1.31	1.43	1.58	1.77	2.02
180.7	95	0.72	0.74	0.76	0.79	0.82	0.85	0.88	0.92	0.97	1.02	1.08	1.16	1.24	1.35	1.48	1.64	1.86
185.0	96.3	0.69	0.71	0.73	0.76	0.78	0.81	0.84	0.88	0.92	0.97	1.02	1.09	1.16	1.25	1.36	1.51	1.68
187.0	97	0.68	0.70	0.72	0.74	0.77	0.79	0.83	0.86	0.90	0.94	0.99	1.05	1.13	1.21	1.31	1.44	1.60
190.2	98	0.66	0.68	0.70	0.72	0.74	0.77	0.80	0.83	0.87	0.91	0.96	1.01	1.07	1.15	1.24	1.35	1.49
193.4	99	0.65	0.66	0.68	0.70	0.72	0.75	0.77	0.80	0.84	0.87	0.92	0.97	1.03	1.10	1.18	1.28	1.40
196.7	100	0.63	0.65	0.66	0.68	0.70	0.72	0.75	0.78	0.81	0.84	0.88	0.93	0.98	1.05	1.12	1.21	1.32
213.7	105	0.56	0.57	0.58	0.60	0.61	0.63	0.65	0.67	0.69	0.71	0.74	0.77	0.81	0.85	0.89	0.95	1.01
231.8	110	0.50	0.51	0.52	0.53	0.54	0.55	0.57	0.58	0.60	0.62	0.64	0.66	0.68	0.71	0.74	0.78	0.82

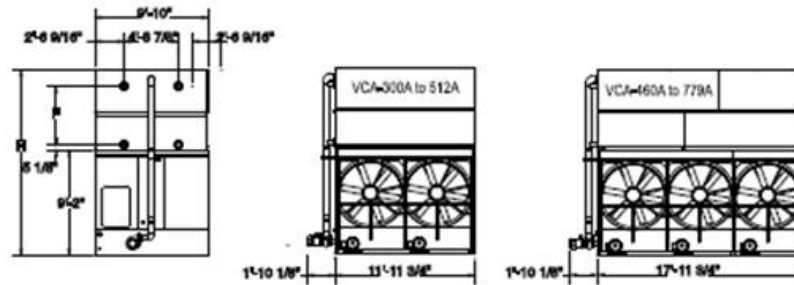
**Table 6. Heat Rejection Capacity Factors – R-22, R-134a (CXV Only)**

Condensing Pressure (psig)	Condensing Temp (°F)	Entering Wet-Bulb Temperature (°F)																
		50	52	54	56	58	60	62	64	66	68	70	72	74	76	78	80	82
153.7	85.2	1.16	1.21	1.27	1.33	1.41	1.50	1.60	1.72	1.87	2.05	2.29	2.59	3.01	3.61	4.56	-	-
158.2	87.1	1.13	1.17	1.23	1.29	1.36	1.44	1.53	1.64	1.77	1.94	2.14	2.40	2.75	3.24	3.98	5.21	-
160.7	88.9	1.09	1.14	1.19	1.24	1.31	1.38	1.46	1.56	1.68	1.83	2.01	2.23	2.53	2.94	3.53	4.46	-
163.2	100.7	1.06	1.10	1.15	1.20	1.26	1.32	1.40	1.49	1.61	1.73	1.89	2.09	2.34	2.69	3.17	3.89	5.09
165.8	102.6	1.03	1.07	1.11	1.16	1.21	1.27	1.34	1.43	1.53	1.64	1.78	1.96	2.18	2.47	2.87	3.45	4.35
168.4	104.3	0.99	1.03	1.07	1.12	1.16	1.22	1.29	1.36	1.45	1.56	1.68	1.84	2.03	2.29	2.62	3.09	3.79
171.0	106.2	0.97	1.00	1.04	1.08	1.13	1.18	1.24	1.31	1.39	1.49	1.60	1.74	1.91	2.13	2.41	2.80	3.36
173.7	108.1	0.94	0.97	1.01	1.04	1.09	1.14	1.19	1.26	1.33	1.42	1.52	1.65	1.80	1.99	2.23	2.56	3.02
176.4	110.0	0.91	0.94	0.98	1.01	1.05	1.10	1.15	1.21	1.28	1.36	1.45	1.56	1.70	1.86	2.08	2.35	2.73
179.1	111.9	0.89	0.92	0.95	0.98	1.02	1.06	1.11	1.17	1.23	1.30	1.39	1.49	1.61	1.76	1.94	2.18	2.50
181.8	113.9	0.87	0.89	0.92	0.95	0.99	1.03	1.07	1.12	1.18	1.25	1.33	1.42	1.53	1.66	1.82	2.03	2.30
184.6	115.9	0.84	0.87	0.90	0.93	0.96	1.00	1.04	1.09	1.14	1.20	1.27	1.35	1.45	1.57	1.71	1.90	2.13
187.4	117.5	0.82	0.85	0.87	0.90	0.93	0.97	1.01	1.05	1.10	1.15	1.22	1.30	1.38	1.49	1.62	1.78	1.98
190.2	119.9	0.80	0.82	0.85	0.88	0.91	0.94	0.97	1.01	1.06	1.11	1.17	1.24	1.32	1.42	1.53	1.68	1.85
193.0	122.1	0.78	0.80	0.83	0.85	0.88	0.91	0.94	0.98	1.03	1.07	1.13	1.19	1.27	1.35	1.46	1.58	1.74
195.9	124.1	0.76	0.78	0.81	0.83	0.86	0.88	0.92	0.95	0.99	1.04	1.09	1.14	1.21	1.29	1.39	1.50	1.64
210.7	149.6	0.68	0.70	0.71	0.73	0.75	0.77	0.80	0.82	0.85	0.88	0.92	0.96	1.00	1.05	1.11	1.18	1.26
226.4	146.4	0.61	0.62	0.64	0.65	0.67	0.68	0.70	0.72	0.74	0.76	0.79	0.82	0.85	0.89	0.93	0.97	1.03



## VCA Models

Do not use for construction. Refer to factory certified dimensions. This handbook includes data current at the time of publication, which should be reconfirmed at the time of purchase. Up-to-date engineering data, free product selection software and more can be found at [www.BaltimoreAircoil.com](http://www.BaltimoreAircoil.com).



Nom. Size (Tons)	Model No. (10 1/2")	Base (Inch) Height (BHS)	S-717 Tons*	Fan Motor (HP)	Air Flow (CFM)	Pump Motor (HP)	Up-Flow (Inch) (UPF)	Approximate Weight (Lbs)				Minimum Range					
								Std. Weight (Lbs)	Standard Section (Std)	Open Weight (Lbs)	S-717 Open Charge (Lbs)	Inlet (Inch) (I)	Outlet (Inch) (O)	Approx. Open Weight (Lbs)	F	H	
10 1/2	VCA-300A	4,410	213	(2) 5	50,000			12,270	8,360	18,340	369	39	(1) 8	350	13,770	2' 9-1/4"	13' 9-1/2"
	VCA-311A	4,866	235	(2) 7.5	68,500			12,200	8,360	18,400	369	39			13,770	2' 9-1/4"	13' 9-1/2"
	VCA-340A	4,998	241	(2) 5	55,400			13,950	10,040	20,110	458	49			15,400	3' 6-1/2"	14' 6-3/4"
	VCA-375A	5,513	266	(2) 7.5	63,400			14,010	10,040	20,170	458	49			15,540	3' 6-1/2"	14' 6-3/4"
	VCA-402A	5,900	285	(2) 10	60,800			14,520	10,040	20,190	458	49			15,560	3' 6-1/2"	14' 6-3/4"
	VCA-407A	5,383	289	(2) 10	65,400			15,710	11,720	21,960	546	59			17,330	4' 3-3/4"	15' 4"
	VCA-401A	5,395	285	(2) 7.5	54,500		5	16,680	12,690	22,570	608	65			18,340	4' 3-3/4"	15' 4"
	VCA-429A	6,306	305	(2) 10	60,000			16,680	12,690	22,900	608	65			18,360	4' 3-3/4"	15' 4"
	VCA-473A	6,963	326	(2) 15	68,600			16,620	12,690	23,130	608	65			18,500	4' 3-3/4"	15' 4"
	VCA-503A	5,777	279	(2) 5	49,900			18,440	14,530	24,850	707	76			20,220	5' 1"	16' 1-1/4"
	VCA-435A	6,365	307	(2) 7.5	57,100			18,500	14,530	24,910	707	76			20,280	5' 1"	16' 1-1/4"
	VCA-464A	6,821	329	(2) 10	62,800			18,520	14,530	24,900	707	76			20,300	5' 1"	16' 1-1/4"
VCA-512A	7,526	364	(2) 15	71,900			18,660	14,530	25,070	707	76	20,440	5' 1"	16' 1-1/4"			
10 1/2	VCA-465A	6,762	327	(2) 5	67,700			17,770	12,010	26,970	551	59	(1) 10	486	18,910	3' 9-1/4"	13' 9-1/2"
	VCA-507A	7,453	360	(2) 7.5	100,400			17,870	12,010	27,070	551	59			20,010	2' 9-1/4"	13' 9-1/2"
	VCA-543A	7,282	386	(2) 10	110,500			17,900	12,010	27,100	551	59			20,040	2' 9-1/4"	13' 9-1/2"
	VCA-510A	7,497	362	(2) 5	67,700			20,260	14,500	29,600	684	73			22,540	3' 6-1/2"	14' 6-3/4"
	VCA-565A	8,222	398	(2) 7.5	95,700			20,360	14,500	29,700	684	73			22,640	3' 6-1/2"	14' 6-3/4"
	VCA-600A	8,820	426	(2) 10	105,300			20,390	14,500	29,730	684	73			22,670	3' 6-1/2"	14' 6-3/4"
	VCA-585A	8,600	415	(2) 7.5	93,600			22,860	17,000	32,330	818	86			25,270	4' 3-3/4"	15' 4"
	VCA-625A	9,114	440	(2) 10	100,500			22,800	17,000	32,360	818	86			25,300	4' 3-3/4"	15' 4"
	VCA-689A	7,174	346	(2) 5	66,300			24,240	18,510	33,900	911	98			26,740	4' 3-3/4"	15' 4"
	VCA-609A	8,962	452	(2) 7.5	81,800			24,570	18,510	33,930	911	98			26,870	4' 3-3/4"	15' 4"
	VCA-653A	9,509	464	(2) 10	90,000			24,400	18,510	33,960	911	98			26,900	4' 3-3/4"	15' 4"
	VCA-707A	10,293	502	(2) 10	94,700			27,150	21,260	36,060	1,061	114			29,380	5' 1"	16' 1-1/4"
VCA-779A	11,451	553	(2) 15	107,900			27,260	21,260	37,070	1,061	114	29,500	5' 1"	16' 1-1/4"			

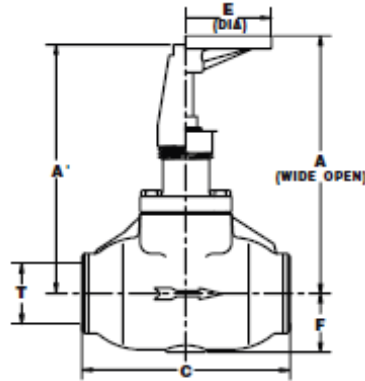
**Notes:**

- Model number denotes nominal tons using R-22 at a 105°F condensing temperature, a 40°F suction temperature, and a 78°F entering wet-bulb temperature.
- R-717 tons are at a 96.3°F condensing temperature, a 20°F suction temperature, and a 78°F entering wet-bulb temperature.
- Operating weight shown is based on total unit weight, weight of refrigerant operating charge, and cold water basin filled to the overflow level.
- Unless otherwise noted, the coil section is the heaviest section.
- Standard refrigerant connection size is 4" BFW (inlet and outlet).
- Refrigerant charge listed is R-717 operating charge. To determine operating charge for R-22, multiply charge by 1.93. For R-134a, multiply by 1.98.

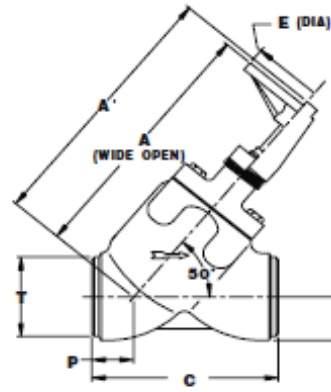


## ANEXO I. DIMENSIONES DE INSTALACIÓN Y AISLAMIENTO PARA VÁLVULAS DE CIERRE

### GLOBE INSTALLATION DIMENSIONS 2" THROUGH 8" (50 MM THROUGH 200 MM)

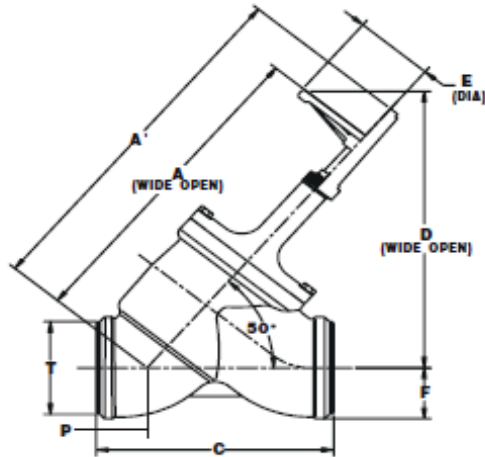


**2", 2½", AND 3"  
(50 MM, 65 MM, AND 80 MM)**



**4", 5", 6", AND 8"  
(100 MM, 125 MM, 150 MM, AND 200 MM)**

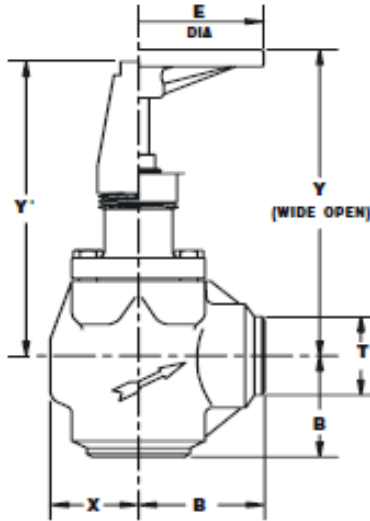
SIZE	A	A'	C	E	F	P	T
2" (50 mm)	8.88" (226 mm)	9.13" (232 mm)	7.26" (184 mm)	4.26" (108 mm)	2.13" (54 mm)	—	2.38" (60 mm)
2½" (65 mm)	12.13" (308 mm)	11.76" (298 mm)	8.26" (209 mm)	7.83" (199 mm)	2.76" (70 mm)	—	2.88" (73 mm)
3" (80 mm)	12.13" (308 mm)	11.76" (298 mm)	8.26" (209 mm)	7.83" (199 mm)	2.76" (70 mm)	—	3.60" (91 mm)
4" (100 mm)	13.76" (348 mm)	14.26" (362 mm)	10.00" (254 mm)	14.00" (356 mm)	2.60" (66 mm)	2.60" (66 mm)	4.60" (117 mm)
5" (125 mm)	21.38" (543 mm)	21.83" (556 mm)	11.85" (301 mm)	10.00" (254 mm)	3.00" (76 mm)	2.65" (67 mm)	5.68" (144 mm)
6" (150 mm)	22.10" (561 mm)	22.16" (563 mm)	13.28" (337 mm)	10.00" (254 mm)	3.60" (91 mm)	2.73" (69 mm)	8.83" (224 mm)
8" (200 mm)	29.10" (738 mm)	29.61" (750 mm)	18.10" (460 mm)	18.00" (457 mm)	4.81" (122 mm)	3.88" (98 mm)	8.83" (224 mm)



**GLOBE INSTALLATION  
DIMENSIONS  
10", 12", AND 14"  
(250 MM, 300 MM, AND 350 MM)**

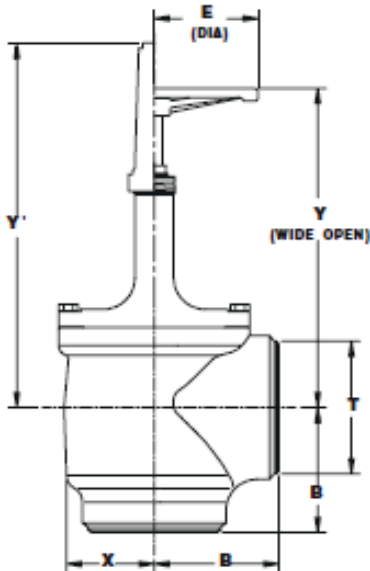
SIZE	A	A'	C	D	E	F	P	T
10" (250mm)	36.28" (921 mm)	36.18" (918 mm)	23.38" (594 mm)	33.24" (844 mm)	18.00" (457 mm)	6.81" (173 mm)	6.18" (157 mm)	10.76" (273 mm)
12" (300mm)	42.16" (1071 mm)	48.39" (1228 mm)	29.20" (742 mm)	38.61" (978 mm)	20.00" (508 mm)	7.00" (178 mm)	8.27" (210 mm)	12.76" (324 mm)
14" (350mm)	47.66" (1208 mm)	49.88" (1261 mm)	32.88" (836 mm)	47.66" (1208 mm)	20.00" (508 mm)	7.83" (199 mm)	7.23" (183 mm)	14.00" (356 mm)

**ANGLE INSTALLATION DIMENSIONS  
2" THROUGH 8" (50 MM THROUGH 200 MM)**



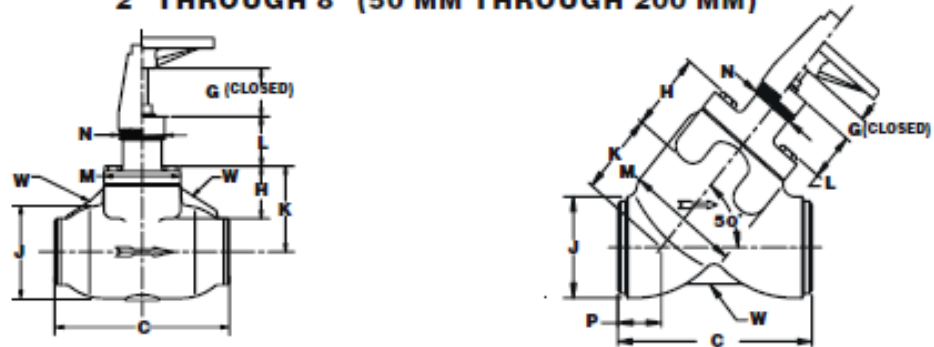
SIZE	B	E	T	X	Y	Y'
2" (50 mm)	3.38" (86 mm)	4.25" (108 mm)	2.38" (60 mm)	1.88" (48 mm)	7.75" (197 mm)	8.00" (203 mm)
2½" (65 mm)	3.38" (86 mm)	7.63" (194 mm)	2.88" (73 mm)	2.38" (60 mm)	11.00" (280 mm)	10.63" (270 mm)
3" (80 mm)	3.38" (86 mm)	7.63" (194 mm)	3.50" (89 mm)	2.38" (60 mm)	11.00" (280 mm)	10.63" (270 mm)
4" (100 mm)	3.88" (98 mm)	7.63" (194 mm)	4.50" (114 mm)	3.00" (76 mm)	11.00" (280 mm)	10.63" (270 mm)
5" (125 mm)	4.47" (131 mm)	10.00" (254 mm)	5.56" (141 mm)	3.47" (88 mm)	16.42" (417 mm)	16.62" (422 mm)
6" (150 mm)	5.15" (131 mm)	10.00" (254 mm)	6.63" (168 mm)	3.85" (98 mm)	16.55" (420 mm)	16.78" (426 mm)
8" (200 mm)	6.90" (175 mm)	16.00" (406 mm)	8.63" (219 mm)	6.11" (155 mm)	22.12" (562 mm)	22.52" (572 mm)

**ANGLE INSTALLATION DIMENSIONS  
10", 12", AND 14" (250 MM, 300 MM, AND 350 MM)**



SIZE	B	E	T	X	Y	Y'
10" (250mm)	9.44" (240 mm)	16.00" (406 mm)	10.75" (273 mm)	6.63" (168 mm)	26.47" (672 mm)	27.34" (694 mm)
12" (300mm)	12.00" (305 mm)	20.00" (508 mm)	12.75" (324 mm)	8.66" (220 mm)	30.34" (783 mm)	33.86" (860 mm)
14" (350mm)	12.97" (329 mm)	20.00" (508 mm)	14.00" (356 mm)	9.20" (234 mm)	34.92" (887 mm)	36.91" (938 mm)

**GLOBE INSULATION DIMENSIONS  
2" THROUGH 8" (50 MM THROUGH 200 MM)**

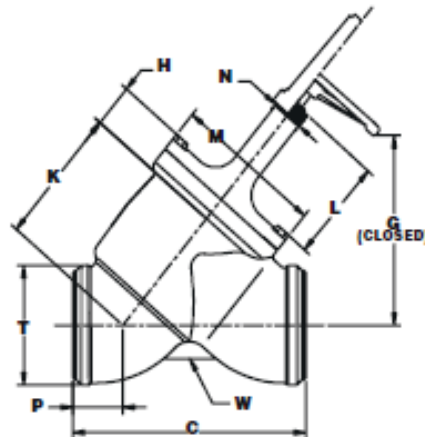


**2", 2½", AND 3"  
(50 MM, 65 MM, AND 80 MM)**

**4", 5", 6", AND 8"  
(100 MM, 125 MM, 150 MM, AND 200 MM)**

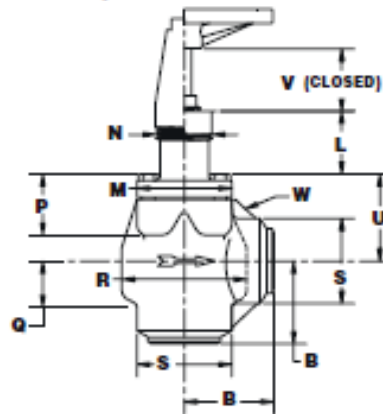
SIZE	C	G	H	J	K	L	M	N	P	W
<b>2"</b> <b>(50 mm)</b>	7.26" (184 mm)	1.38" (35 mm)	3.00" (76 mm)	4.00" (102 mm)	4.38" (111 mm)	1.83" (41 mm)	3.60" (89 mm)	1.25" (38 mm)	—	1.00" (25 mm)
<b>2½"</b> <b>(65 mm)</b>	8.26" (235 mm)	1.88" (48 mm)	3.00" (76 mm)	6.38" (137 mm)	6.00" (127 mm)	2.76" (70 mm)	4.00" (102 mm)	2.25" (57 mm)	—	1.75" (45 mm)
<b>3"</b> <b>(80 mm)</b>	8.26" (235 mm)	1.88" (48 mm)	3.00" (76 mm)	6.38" (137 mm)	6.00" (127 mm)	2.76" (70 mm)	4.00" (102 mm)	2.25" (57 mm)	—	1.75" (45 mm)
<b>4"</b> <b>(100 mm)</b>	10.00" (254 mm)	7.60" (191 mm)	4.00" (102 mm)	6.00" (127 mm)	1.26" (32 mm)	2.26" (57 mm)	6.76" 8Q. (148 mm)	2.25" (57 mm)	2.60" (84 mm)	1.75" (45 mm)
<b>5"</b> <b>(125 mm)</b>	11.86" (298 mm)	1.73" (44 mm)	3.73" (95 mm)	6.94" (161 mm)	6.32" (136 mm)	4.76" (121 mm)	8.81" (173 mm)	2.76" (70 mm)	2.86" (87 mm)	1.80" (41 mm)
<b>6"</b> <b>(150 mm)</b>	13.28" (337 mm)	1.00" (25 mm)	2.80" (71 mm)	7.00" (178 mm)	8.88" (170 mm)	4.38" (111 mm)	7.76" (197 mm)	2.76" (70 mm)	2.73" (88 mm)	2.10" (53 mm)
<b>8"</b> <b>(200 mm)</b>	18.10" (459 mm)	1.17" (30 mm)	4.24" (108 mm)	9.22" (234 mm)	10.63" (287 mm)	6.68" (142 mm)	11.76" (298 mm)	3.00" (78 mm)	3.88" (101 mm)	4.00" (102 mm)

**GLOBE INSULATION DIMENSIONS  
10", 12", AND 14" (250 MM, 300 MM, AND 350 MM)**



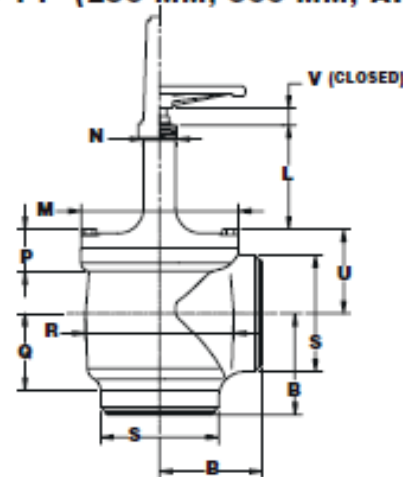
SIZE	C	G	H	J	K	L	M	N	P	W
<b>10"</b> <b>(250mm)</b>	23.38" (594 mm)	16.79" (427 mm)	3.69" (91 mm)	11.80" (296 mm)	12.02" (305 mm)	10.00" (254 mm)	14.60" (388 mm)	3.00" (78 mm)	5.19" (132 mm)	1.00" (25 mm)
<b>12"</b> <b>(300 mm)</b>	28.20" (742 mm)	21.45" (645 mm)	4.91" (125 mm)	14.00" (366 mm)	18.29" (414 mm)	12.40" (315 mm)	18.37" (487 mm)	4.00" (102 mm)	8.27" (168 mm)	1.00" (25 mm)
<b>14"</b> <b>(350 mm)</b>	32.88" (836 mm)	24.84" (634 mm)	6.78" (148 mm)	16.26" (387 mm)	17.80" (462 mm)	13.36" (339 mm)	18.00" (483 mm)	4.00" (102 mm)	7.23" (184 mm)	1.00" (25 mm)

**ANGLE INSULATION DIMENSIONS  
2" THROUGH 8" (50 MM THROUGH 200 MM)**



SIZE	B	L	M	N	P	Q	R	S	U	V	W
2" (50 mm)	3.38" (85 mm)	1.03" (41 mm)	3.60" (89 mm)	1.25" (38 mm)	-	1.50" (38 mm)	3.76" (95 mm)	3.00" (76 mm)	3.13" (79 mm)	1.26" (32 mm)	1.00" (25 mm)
2 1/2" (65 mm)	3.38" (85 mm)	2.76" (70 mm)	4.00" (102 mm)	2.26" (57 mm)	2.88" (73 mm)	2.00" (51 mm)	4.76" (121 mm)	3.76" (95 mm)	4.00" (102 mm)	1.13" (29 mm)	1.76" (45 mm)
3" (80 mm)	3.38" (85 mm)	2.76" (70 mm)	4.00" (102 mm)	2.26" (57 mm)	2.88" (73 mm)	2.00" (51 mm)	4.76" (121 mm)	3.76" (95 mm)	4.00" (102 mm)	1.13" (29 mm)	1.76" (45 mm)
4" (100 mm)	3.88" (98 mm)	2.26" (57 mm)	5.60" (140 mm)	2.26" (57 mm)	3.00" (76 mm)	2.68" (67 mm)	6.00" (152 mm)	4.75" (121 mm)	4.25" (108 mm)	1.13" (29 mm)	-
5" (125 mm)	4.47" (114 mm)	4.76" (121 mm)	6.76" (171 mm)	2.76" (70 mm)	3.73" (95 mm)	3.46" (88 mm)	6.81" (173 mm)	5.92" (150 mm)	4.66" (118 mm)	1.76" (44 mm)	-
6" (150 mm)	5.16" (131 mm)	4.38" (111 mm)	9.88" (251 mm)	2.76" (70 mm)	2.80" (71 mm)	3.98" (99 mm)	7.76" (197 mm)	7.0" (178 mm)	6.19" (152 mm)	1.00" (25 mm)	-
8" (200 mm)	6.90" (175 mm)	6.69" (142 mm)	12.22" (310 mm)	3.00" (76 mm)	4.24" (108 mm)	6.90" (175 mm)	12.22" (310 mm)	9.16" (232 mm)	7.78" (198 mm)	1.17" (30 mm)	-

**ANGLE INSULATION DIMENSIONS  
10", 12", AND 14" (250 MM, 300 MM, AND 350 MM)**



SIZE	B	L	M	N	P	Q	R	S	U	V
10" (250mm)	9.44" (240 mm)	10.00" (264 mm)	14.50" (368 mm)	3.00" (76 mm)	3.69" (91 mm)	4.30" (109 mm)	13.26" (337 mm)	11.00" (296 mm)	8.20" (208 mm)	1.69" (43 mm)
12" (300mm)	12.00" (305 mm)	12.40" (315 mm)	18.37" (467 mm)	4.00" (102 mm)	4.91" (125 mm)	9.07" (230 mm)	17.33" (440 mm)	13.79" (360 mm)	9.81" (249 mm)	1.31" (33 mm)
14" (350mm)	12.97" (329 mm)	13.33" (339 mm)	19.00" (483 mm)	4.00" (102 mm)	6.76" (146 mm)	11.38" (289 mm)	18.40" (467 mm)	15.25" (387 mm)	10.69" (272 mm)	2.64" (67 mm)

## ANEXO J. DESCRIPCIÓN FÍSICA, TÉCNICA Y DE OPERACIÓN DE LAS VÁLVULAS DE REGULACIÓN DE PRESIÓN HANSEN

### REGULATOR VARIATIONS

#### HA4A STANDARD REGULATOR

This most common pressure regulator modulates to control evaporator pressure, condensing pressure, pressure in a vessel, or pressure in a portion of a system. It is frequently called an evaporator pressure regulator (EPR) or back pressure regulator. Opens on rising inlet pressure. See page 10. Shown with M3W pilot.



HA4A

#### HA4AO OUTLET PRESSURE REGULATOR

Controls outlet pressure by opening as downstream pressure falls below the set point. Used for hot gas to provide artificial refrigeration loading, for condenser and receiver pressure control by means of gas bypass, limiting hot gas pressure supply in defrosting evaporator in conjunction with liquid drain traps, or for compressor suction pressure limitation. Can be combined with electric shut-off, temperature-operated, dual, or wide-opening features. See page 11.



HA4AO

#### HA4AS REGULATOR WITH ELECTRIC SHUT-OFF

This control is commonly used for temperature control or defrost. Regulates at the set-for pressure when energized. When de-energized, the valve closes tight regardless of the pressure setting. See page 11.



HA4AS

#### HA4AP PNEUMATICALLY COMPENSATED REGULATOR

Commonly used for precise air or liquid temperature control via pneumatic controller. An air, vapor, or liquid pressure signal to the control module bonnet increases inlet pressure from the set-for pressure value at a 1:1 ratio. See page 12.



HA4AP

#### HA4AB REGULATOR WITH ELECTRIC WIDE OPENING

Commonly regulates for defrost or temperature, but opens wide for maximum cooling. Regulating at the set-for pressure when de-energized; regulator opens when energized. See page 11.



HA4AB

#### HA4AT TEMPERATURE OPERATED REGULATOR

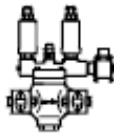
The vapor pressure capillary tubing and bulb system modulates the regulator open as temperature increases to control air or liquid temperature. See page 12.



HA4AT

#### HA4AD DUAL PRESSURE REGULATOR

Regulates (evaporator) pressure at a setting when energized, and at a higher setting for defrost, temperature control, or pressure relief when de-energized. See page 11.



HA4AD

#### HA4AJ ELECTRONICALLY CONTROLLED REGULATOR

Electronic pilot and controller provides very precise temperature control of various cooled media under fluctuating load conditions. See page 12.



HA4AJ

#### HA4AL DIFFERENTIAL PRESSURE REGULATOR

Commonly used as liquid pump relief, condenser-receiver pressure difference control, discharge pressure boosting for defrosting or heat recovery, and other similar applications. This control modulates to maintain the set-for difference between inlet and outlet pressure. See page 10.



HA4AL

#### HA4AM ELECTRIC MOTOR COMPENSATED REGULATOR

Commonly used for precise room temperature control or liquid chiller control. The controlling motor changes regulator pressure setting in accordance with a temperature controller. See page 13.



HA4AM

#### HA4AK RESEATING RELIEF REGULATOR

Used for defrost, high-to-low side relief, or nonatmosphere relief to other parts of the system. This control opens when system upstream pressure is above the tagged and sealed set point pressure, and repeatedly reseats after operation. See page 10.



HA4AK

NOTE: Many other control functions can be achieved by combining the control modules in different arrangements. For example: a dual regulator with electronic pilot and secondary relief pilot; i.e. HA4ADJ.

### SUCTION VAPOR CAPACITIES (TONS)

(1 Ton= 12,000 Btu/hr= 3.517 kW= 3042 kcal/hr)

PORT SIZE (mm)	Cv (Kv)	PRESSURE DROP ACROSS VALVE‡	R717					R22				
			EVAPORATING TEMPERATURE					EVAPORATING TEMPERATURE				
			-40F† (-40°C)	-20F† (-28.9°C)	0F (-17.8°C)	+20F (-6.7°C)	+40F (+4.4°C)	-40F† (-40°C)	-20F† (-28.9°C)	0F (-17.8°C)	+20F (-6.7°C)	+40F (+4.4°C)
¾" (20)	6.4 (5.5)	2 psi	4.7	6.4	7.4	9.5	12	2.1	2.8	2.8	3.6	4.4
		5 psi	6.7	9.7	8.7	15	19	3.2	4.3	4.4	5.5	6.9
		10 psi	—	13	15	20	26	—	5.8	6.0	7.7	9.6
		20 psi	—	—	19	27	35	—	—	7.8	10	13
1" (25)	11.7 (10)	2 psi	8.5	12	13	17	22	3.9	5.2	5.2	6.5	8.0
		5 psi	12	18	16	27	34	5.8	7.9	8.0	10	13
		10 psi	—	23	26	37	47	—	11	11	14	18
		20 psi	—	—	36	49	64	—	—	14	19	24
1¼" (32)	16.4 (14)	2 psi	12	16	19	24	31	5.4	7.2	7.2	9.1	11.3
		5 psi	17	25	22	38	48	8.1	11	11	14	18
		10 psi	—	32	39	52	66	—	15	15	20	25
		20 psi	—	—	50	69	90	—	—	20	26	34
1½" (40)	35 (30)	2 psi	25	35	40	52	65	12	15	15	19	24
		5 psi	37	53	48	81	102	17	24	24	30	38
		10 psi	—	69	84	111	141	—	31	33	42	53
		20 psi	—	—	106	147	193	—	—	43	56	72
2" (50)	47 (40)	2 psi	34	47	54	70	87	16	21	21	26	32
		5 psi	49	71	64	108	137	23	32	32	41	51
		10 psi	—	92	113	149	190	—	42	44	56	71
		20 psi	—	—	143	196	259	—	—	57	76	96
2½" (65)	77 (66)	2 psi	56	77	89	114	143	25	34	34	43	53
		5 psi	81	116	105	177	224	38	52	53	67	83
		10 psi	—	151	185	243	311	—	69	72	92	116
		20 psi	—	—	234	324	424	—	—	94	124	158
3" (80)	104 (89)	2 psi	76	104	120	154	193	34	46	46	58	71
		5 psi	109	157	141	239	303	51	70	71	90	112
		10 psi	—	204	250	329	420	—	93	97	125	156
		20 psi	—	—	316	438	572	—	—	127	167	213
4" (100)	166 (142)	2 psi	121	166	191	246	309	55	73	73	92	114
		5 psi	174	251	226	382	483	82	112	114	144	179
		10 psi	—	325	398	525	671	—	149	155	199	249
		20 psi	—	—	505	699	913	—	—	203	267	340
5" (125)	242 (207)	2 psi	176	242	278	358	450	80	107	107	135	166
		5 psi	254	365	329	557	704	120	163	166	210	261
		10 psi	—	474	581	765	978	—	218	226	290	363
		20 psi	—	—	736	1019	1331	—	—	295	390	496
6" (150)	413 (354)	2 psi	300	412	475	611	768	136	182	183	230	283
		5 psi	434	624	562	950	1202	204	278	282	358	446
		10 psi	—	809	991	1305	1669	—	371	386	496	620
		20 psi	—	—	1256	1739	2272	—	—	504	665	847

‡ 2 psi= 0.14 bar      5 psi= 0.35 bar      10 psi= 0.69 bar      20 psi= 1.38 bar

\*Optional 25% or 50% reduced capacity ¾" (20 mm) plugs are available for unusually low loads if requested.

† -40F (-40°C) and -20F (-28.9°C) capacities are based on a two stage system.

For liquid overfeed evaporator suction between normal 2:1 to 5:1 rate, add 20% to the evaporator load or use the next larger port size to accommodate liquid volume accompanying the suction gas and to reduce impact velocity.

**Conditions:** Capacities are based on the evaporator temperatures shown and +86F (+30°C) liquid. R717: For each 10F (5.6°C) lower liquid temperature, increase the above table capacity by 3%. R22: For each 10F (5.6°C) lower liquid temperature, increase the above table capacity by 5%. To convert for R134a, multiply the R22 table values by 0.73 (accuracy within 8%). For other refrigerant capacities and suitability, contact the factory.

**LIQUID CAPACITIES (U.S. GPM)**  
APPLICATION: REFRIGERANT PUMP RELIEF  
REGULATOR (HA4AL)

PORT SIZE (mm)	R717 ΔP= 30 psi (2 bar)	R22 ΔP= 30 psi (2 bar)
¾" (20)	45	30
1" (25)	82	56
1¼" (32)	114	78
1½" (40)	256	168
2" (50)	324	230
2½" (65)	553	377
3" (80)	733	505

Capacities assume no gas flashing. No capacity correction required for temperatures between -40F (-40°C) and +40F (+4.4°C).

**OIL CAPACITIES (U.S. GPM)**  
APPLICATION: SCREW COMPRESSOR OIL  
PUMP RELIEF REGULATOR (HA4AL)

PORT SIZE (mm)	OIL ΔP= 30 psi (2 bar)
¾" (20)	48
1" (25)	87
1¼" (32)	122
1½" (40)	260
2" (50)	350
2½" (65)	574
3" (80)	775

Capacities based on oil with less than 300 SSU viscosity.

**HOT GAS DEFROST NOMINAL VALVE SIZING CAPACITIES**  
(DEFROSTING EVAPORATOR SIZE TONS)

REFRIG.	APPLICATION	PORT SIZE (mm)					
		¾" (20)	1" (25)	1¼" (32)	1½" (40)	2" (50)	2½" (65)
R717	Hot Gas Solenoid *	9 to 15	15 to 28	28 to 39	39 to 73	73 to 106	106 to 165
	Defrost Relief Regulator	17 to 24	24 to 45	45 to 60	60 to 96	96 to 140	140 to 225
R22	Hot Gas Solenoid *	6 to 8	8 to 15	15 to 20	20 to 32	32 to 47	47 to 75
	Defrost Relief Regulator	6 to 8	8 to 15	15 to 20	20 to 32	32 to 47	47 to 75

\* Or an outlet pressure regulator with electric shut-off (HA4AOS).

Evaporator tons at 10F (5.6°C) TD (temperature differential), valve capacities are conservative. These capacities can be modified up or down depending on type of evaporator, temperature, mass, frost thickness, defrosting time, etc. Typical for -20F (-28.9°C) evaporator.

**GAS CAPACITIES (TONS)\***

(1 Ton= 12,000 Btu/hr= 3.517 kW= 3042 kcal/hr)

SIZE (mm)	DISCHARGE GAS REGULATOR				HOT GAS BY-PASS TO SUCTION			
	R717		R22		R717		R22	
	+86F (+30°C) Condensing +140F (+60°C) Discharge		+86F (+30°C) Condensing +140F (+60°C) Discharge		+86F (+30°C) Condensing +140F (+60°C) Discharge	+15F (-9.4°C) Condensing +15F (-9.4°C) Discharge †	+86F (+30°C) Condensing +140F (+60°C) Discharge	+15F (-9.4°C) Condensing +15F (-9.4°C) Discharge †
	2 psid	5 psid	2 psid	5 psid				
¾"*** (20)	17	27	6.1	9.5	88	27	32	12
1" (25)	31	49	11	17	160	49	58	22
1¼" (32)	44	69	16	24	224	68	81	31
1½" (40)	94	147	33	52	479	146	173	66
2" (50)	126	197	45	70	643	196	232	89
2½" (65)	206	323	73	115	1054	321	380	146
3" (80)	279	437	99	155	1424	434	513	197
4" (100)	445	698	158	241	Hot gas bypass capacities are based on above given temperatures. Liquid temperature is the same as condensing temperature. Evaporator temperature +40F (+4.4°C) or less for +86F (+30°C) condensing; -22F (-30°C) evaporator for +15F (-9.4°C) condensing.			
5" (125)	649	1017	230	361				
6" (150)	1108	1735	393	616				

= Bypass from intermediate pressure at saturation temperature to booster suction.

\* These capacities are not for hot gas defrost relief. See the chart in the middle of this page.

\*\* Optional 25% and 50% reduced capacity ¾" (20 mm) plugs are available.

Discharge gas capacities are based on +15F (+10°C) evaporator temperature.

## CONTROL MODULES (PILOTS) FOR ANY REGULATOR

When installed, these control modules (pilots) enable the main regulator to perform different control functions (see page 3, Regulator Variations). Pilots are normally factory installed, but can be retrofitted or interchanged in the field. The nonrising stem can be adjusted by using a 1/4" wrench. Catalog numbers are for the screw-on pilot module. Interchangeable with Danfoss PM Series, size permitting.

### INLET PRESSURE

Opens as inlet pressure rises. Range: A, 0 to 150 psig (0 to 10 bar), Part 75-1097; or B, 30 to 300 psig (2 to 21 bar), Part 75-1098. Also, Range V, 20" to 130 psig (-0.67 to +9 bar), Part 75-1099. Catalog M3.



M3

Compact welded pressure pilot. Range A, 0 to 150 psig (0 to 10 bar), Part 75-1126. Standard only on valve sizes 3/4" to 1 1/4". Catalog M3W.



M3W

### OUTLET PRESSURE

Opens as outlet pressure drops. For hot gas bypass to suction or for controlled supply pressure of defrost hot gas. Also used for compressor suction pressure limiting (crankcase pressure regulator). 1/4" NPT connections for outlet pressure gauge and sensing line (tubing not included). Range B, 30 to 300 psig (2 to 21 bar), Part 75-1101; or Range V, 20" to 130 psig (-0.67 to +9 bar), Part 75-1100. Catalog M3O, specify range.



M3O

### DIFFERENTIAL PRESSURE

Maintains set-for differential between inlet and outlet or other pressure source. For pump relief or any differential control. 1/4" NPT connection for pressure sensing line (tubing not included). Range A, 0 to 150 psi (0 to 10 bar) difference, Part 75-1081, Catalog M3L.



M3L

### PNEUMATICALLY COMPENSATED

Air or other pressure in the bonnet raises inlet pressure on a 1:1 ratio. 1/4" NPT connection. Range A, 0 to 150 psig (0 to 10 bar), Part 75-1081, Catalog M3P.



M3P

### RESEATING RELIEF

Opens wide when pressure exceeds pressure setting and repeatedly reseats after operation. Defrost relief or high-to-low system relief. Set and tagged. The standard setting for ammonia defrost is 70 psig (4.8 bar). Range A, 0 to 150 psig (0 to 10 bar), Part 75-1103; or Range B, 30 to 300 psig (+2 to 21 bar), Part Number 75-1104. Catalog M3K.



M3K

Compact welded pressure pilot. Range A, 0 to 150 psig (0 to 10 bar), Part 75-1127. Standard on valve sizes 3/4" to 1 1/4". Catalog M3KW.

### SOLENOID

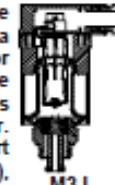
Normally closed. Opens wide when energized. Requires coil. See page 2 for coil selection. Less coil: Part 70-1052, Catalog MS.



M3S

### ELECTRONICALLY CONTROLLED

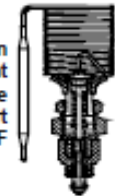
Mounted electronic actuator changes the pressure set point in conjunction with a controller and temperature sensor for either air or liquid. Very precise. See page 12 for the control package which includes the necessary controller and sensor. Range: J1, 0 to 85 psig (0 to 6 bar), Part 27B1140; or J2, 25 to 115 psig (1.7 to 8 bar), Part 27B1141. Catalog M3J.



M3J

### TEMPERATURE OPERATED

Bulb opens the control module on temperature rise to maintain a constant temperature. Part 27B1110 with a range of -40F to +30F (-40°C to 0°C) or Part 27B1111 with a range of +15F to +75F (-10 to +25°C). Catalog M3T.



M3T

### EXTERNAL CONNECTION

Enables a remote pressure source to be introduced to the control via a pilot line (replaces a pilot). 1/4" NPT with separate 4" (100 mm) long weld nipple, Part 35-1015, Catalog M3E25.



M3E25

### BLANKING PLUGS

To be used in a control module port when the port is not utilized. Stopping plugs have square head and are marked with "0" (75-1063). Straight through flow plugs have a hex head and are marked with "1" (75-1064). Catalog M3S (stopping) or M3B (straight through).

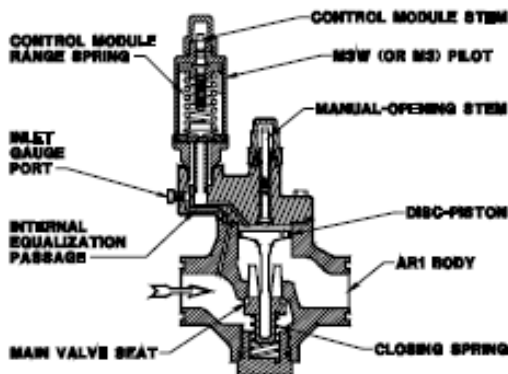


M3S



M3B

## HA4A STANDARD REGULATOR



### OPERATION

Inlet pressure is channeled through the internal equalization passage to the inlet pressure control module. The valve modulates open when inlet pressure exceeds the pressure setting on the control module. The gas or liquid passes through the inlet pressure control module to enter the space on top of the piston, which forces the main valve seat to open and regulate flow. As inlet pressure increases, the main valve seat opens further to maintain the selected inlet pressure. A minimum pressure difference of 2 psi (0.14 bar) is adequate to fully open the main valve. When inlet pressure decreases below the pressure setting on the control module, the closing spring will cause the main valve seat to throttle closed.

### ADJUSTMENT

Connect a pressure gauge via a gauge valve at the gauge port on the regulator adapter. Set the control module range spring at minimum force (control module stem turned counterclockwise). Operate the refrigeration compressor system and achieve approximate desired suction pressure. Turn the control module stem clockwise until a slight increase in inlet pressure is detected by the gauge. The inlet pressure setting can now be increased by turning the control module stem clockwise or decreased by turning it counterclockwise. The system should be allowed to operate for a period of time before the final adjustment is made. The inlet pressure control module is available in Range A, 0 to 150 psig (0 to 10 bar); or Range B, 30 to 300 psig (2 to 21 bar). A vacuum Range V, 20" to 130 psig (-0.67 to +9 bar) is also available.

## HA4AK RESEATING RELIEF REGULATOR

### OPERATION

(Same as HA4A) Inlet pressure is channeled through the internal equalization passage to the reseating relief control module. When inlet pressure exceeds the relief setting, the control module opens wide to allow pressure to enter the space on top of the piston. This causes the main valve seat to open and relieve the inlet pressure, provided the outlet pressure is at least 2 psi (0.14 bar) lower. A 5 psid (.35 bar) closing spring is standard on 3/4" through 1 1/4" valves. See page 6 for M3K pilot details.

When used for defrost relief from low side to an intermediate pressure, a check valve on the outlet is required to prevent back flow during refrigeration.

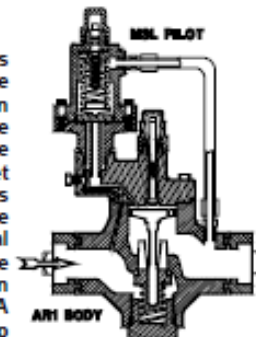
### ADJUSTMENT

The control module is nonadjustable, factory-set and sealed. Available in Range A, 0 to 150 psig (0 to 10 bar); or Range B, 30 to 300 psig (2 to 21 bar).

## HA4AL DIFFERENTIAL PRESSURE REGULATOR

### OPERATION

Inlet pressure is channeled through the internal equalization passage to the differential pressure control module. Outlet pressure (or other) is introduced to the space on top of the differential pressure control module diaphragm via an external sensing tube. A range spring on the top of the control module diaphragm allows the control of the differential between inlet and outlet pressure. Increased range spring force increases the differential setting. Inlet pressure, counteracted by the range spring plus outlet pressure, enters the space on top of the piston which forces the main valve seat to open and regulate flow. The external sensing tube on the 5" & 6" valves must be customer supplied and field installed.



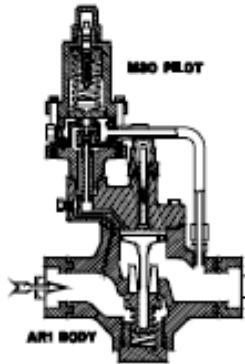
### ADJUSTMENT

Connect a pressure gauge via a gauge valve at the gauge port on the regulator adapter for the inlet pressure reading. A pressure gauge downstream is also required. With the control module range spring force at the minimum (control module stem turned fully counterclockwise, at this point pressure differential is at minimum), slowly turn the control module stem clockwise until the desired pressure difference between the two gauges is achieved. A final adjustment should be made after system has operated for a period of time. The system must be capable of generating the desired pressure difference for the regulator to open. Range A, 0 to 150 psig (0 to 10 bar).

## HA4AO OUTLET PRESSURE REGULATOR

### OPERATION

Outlet pressure is channeled through an external sensing tube to the outlet pressure control module. The outlet pressure is introduced to the space under the control module diaphragm. When outlet pressure decreases below the outlet pressure setting the range spring forces the control module to open further. As the control module opens, more inlet pressure enters the space on top of the piston forcing the main valve seat to open further and regulate flow. As outlet pressure rises the control module reduces the inlet pressure to the piston and the main valve seat starts closing. The external sensing tube on the 5" & 6" valves must be customer supplied and field installed. A 5 psid (.35 bar) closing spring is standard on ¾" through 1¼" valves. A lighter spring is available for applications where a low pressure drop is required, such as holdback or crankcase pressure regulators.



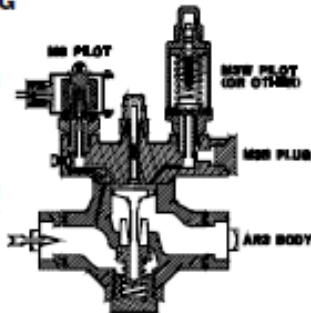
### ADJUSTMENT

Connect a pressure gauge via a gauge valve to the outlet gauge port located on the outlet pressure control module or the pipe after the regulator. With the control module range spring at minimum force (control module stem turned counterclockwise) operate the refrigeration compressor. Turn the control module stem clockwise until the desired outlet pressure is achieved. Ranges available: B, 30 to 300 psig (2 to 21 bar); or vacuum range V, 20" to 130 psig (-0.67 to +9 bar).

## HA4AB REGULATOR WITH ELECTRIC WIDE OPENING

### OPERATION

When the solenoid control module is de-energized, this control operates in the same manner as the HA4A Standard Regulator or other pilot functions. When energized, inlet pressure bypasses the constant pressure control module and enters the space on top of the piston which forces the main valve seat to open wide to permit flow in the direction of arrow.



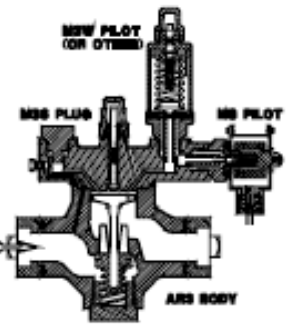
### ADJUSTMENT

With solenoid control module de-energized, follow adjustment procedures for the HA4A Standard Regulator. See page 10.

## HA4AS REGULATOR WITH ELECTRIC SHUT-OFF

### OPERATION

When the solenoid control module is energized, this control operates in the same manner as the HA4A Standard Regulator or other pilot functions. When de-energized, valve closes tight to stop flow in direction of arrow regardless of pressure setting on the control module.



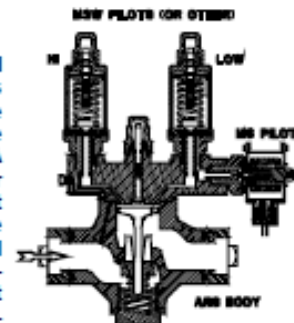
### ADJUSTMENT

Energize the solenoid control module and follow the control module adjustment procedures for the HA4A Standard Regulator. See page 10.

## HA4AD DUAL PRESSURE REGULATOR

### OPERATION

When the solenoid control module is energized, this valve operates in the same manner as the HA4A Standard Regulator or other pilot functions. When the solenoid control module is de-energized, the inlet pressure is channeled to the higher-setting inlet pressure control module and operates in the same manner as the HA4A regulator. When inlet pressure rises above the higher setting, the control module opens to allow inlet pressure to enter the space on top of the piston which forces the main valve seat to open and regulate flow. Typically used as a combined evaporator pressure regulator and defrost internal relief valve.

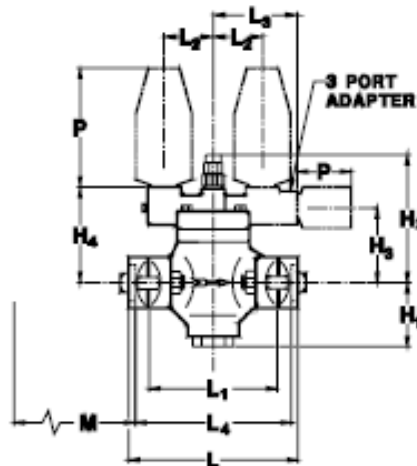


### ADJUSTMENT

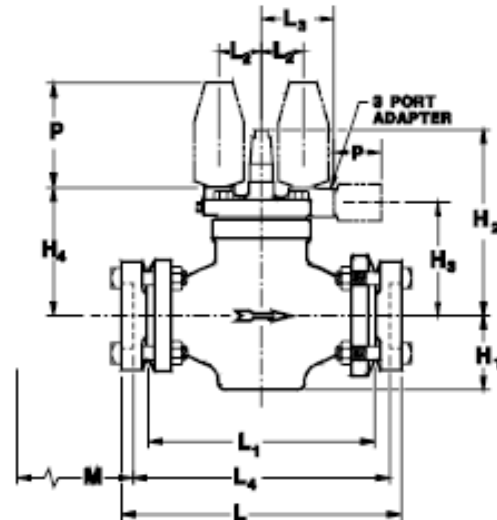
Connect a pressure gauge via a gauge valve at the gauge port on the regulator adapter. With the solenoid control module de-energized, adjust the constant pressure control module in the P port for the high-pressure setting. This may require a warm room or hot gas supply to the evaporator. Then, energize the solenoid control module located on the series S1 port and adjust the constant pressure module in the series S11 port for the low-pressure setting. For control module adjustment, follow the adjustment procedures for the HA4A Standard Regulator. See page 10.

## INSTALLATION DIMENSIONS (MM)

**¾" THROUGH 1¼" REGULATORS**



**1½" THROUGH 4" REGULATORS**



**M = Additional length for close-coupled strainer**

PORT SIZE (mm)	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	H <sub>4</sub>	L		L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	L <sub>4</sub>	M	W*
					FPT,SW	WN,ODS						
¾", 1", 1¼" (20, 25, 32)	3.09" (78)	6.77" (172)	3.75" (95)	4.63" (117)	8.20" (208)	8.94" (227)	6.19" (157)	2.38" (60)	4.07" (103)	7.20" (183)	3.70" (94)	4.50" (114)
1½", 2" (40, 50)	2.87" (73)	8.84" (225)	4.90" (124)	5.72" (145)	12.39" (315)	13.39" (340)	9.88" (251)	2.35" (60)	4.04" (103)	10.89" (277)	9.83" (250)	4.50" (114)
2½" (65)	3.62" (92)	9.69" (246)	5.57" (141)	6.53" (166)	13.01" (330)	14.03" (356)	9.88" (251)	2.35" (60)	4.04" (103)	11.01" (280)	9.83" (250)	5.62" (143)
3" (80)	4.06" (103)	10.00" (254)	6.03" (153)	6.88" (175)	15.38" (391)	16.40" (417)	12.25" (311)	2.35" (60)	4.04" (103)	13.38" (340)	12.20" (310)	6.50" (165)
4" (100)	4.63" (119)	10.56" (268)	6.58" (167)	7.46" (189)	17.01" (432)	20.51" (521)	14.12" (359)	2.69" (68)	4.38" (111)	15.01" (381)	14.07" (357)	8.06" (205)

\*Maximum width of valve.

For ¾", 1", 1¼" valves add 3" (80 mm) to one side of the valve for external piping as found on HA4AO and HA4AL.

An alternate 4-bolt version of the 1¼" valve is available with face-to-face dimension (L<sub>1</sub>) same as R/S 1¼" for replacements.

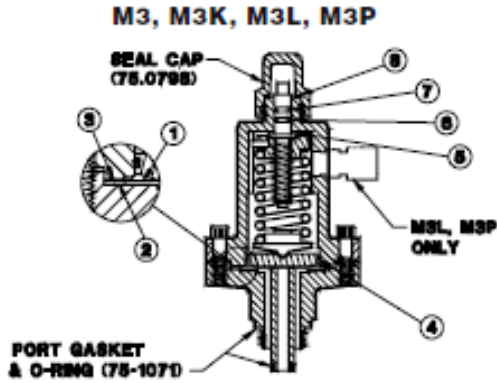
### "P" DIMENSION FOR CONTROL MODULES (MM)

CATALOG	M3	M3W	M5	M3O	M3K	M3KW	M3L	M3P	M3J	M3T	M3E25	M3M
Size (mm)	6.5" (165)	5.12" (130)	3.25" (83)	7.75" (197)	6.5" (165)	5.12" (130)	6.5" (165)	6.5" (165)	4.63" (118)	4.5" (114)	1" (25)	14.9" (378)

The above dimensions do not include seal cap and solenoid coil removal height, or motor-access clearance.

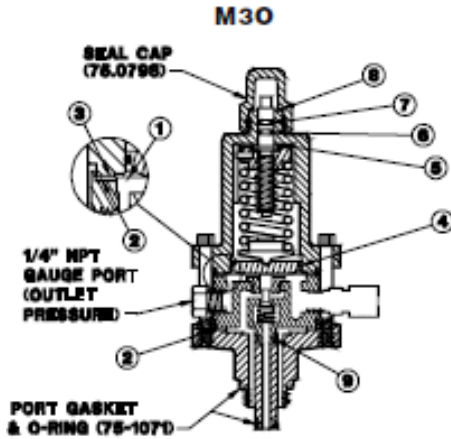
M3E25 = Less 4" (100 mm) long weld nipple. M3M = Electric motor compensated control module with motor.

## PARTS LIST CONTROL MODULES

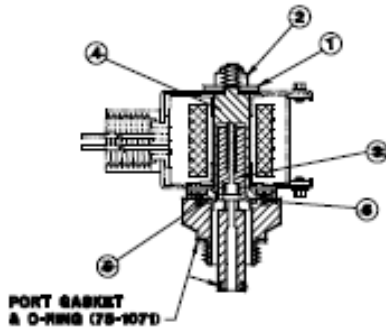


ITEM	DESCRIPTION	QTY	PART NO
	<b>Diaphragm/Gasket Kit (M3, M3K, M3L, M3P)</b> Above Kit Consists of:		<b>75-1107</b>
1	Diaphragm	1	75-0716
2	Lower Gasket (thick)	1	75-0426
3	Upper Gasket (thin)	1	75-0636
4	Follower O-ring	1	75-0337
5	Fiber Washer	1	75-0617
6	Lower Stem O-ring (green dot)	1	75-0520
7	Upper Stem O-ring	1	75-0521
8	Seal Cap O-ring	1	70-0011

\* M3W and M3KW control modules are hermetically sealed, welded assemblies having no replaceable Internal parts. See page 6 for replacement part numbers. Standard on 1/4"-1 1/4" (20-32 mm) valves.



ITEM	DESCRIPTION	QTY	PART NO
	<b>Diaphragm/Gasket Kit (M30)</b> Above Kit Consists of:		<b>75-1108</b>
1	Diaphragm	1	75-0716
2	Lower Gasket (thick)	2	75-0426
3	Upper Gasket (thin)	1	75-0636
4	Follower O-ring	1	75-0337
5	Fiber Washer	1	75-0617
6	Lower Stem O-ring (green dot)	1	75-0520
7	Upper Stem O-ring	1	75-0521
8	Seal Cap O-ring	1	70-0011
9	Cartridge O-ring	1	75-0496



ITEM	DESCRIPTION	QTY	PART NO
	<b>Solenoid Tube/Plunger Kit (MS)</b> Above Kit Consists of:		<b>70-1059</b>
1	Coil Washer	1	70-0289
2	Coil Nut	1	70-0281
3	Plunger	1	70-0295
4	Solenoid Tube	1	70-0298
5	Solenoid Tube Gasket	1	70-0301
6	Tube Screws	4	70-0297

# ANEXO K. DATOS TÉCNICOS DEL FLOTADOR DE CONTROL DE NIVEL HANSEN

## HANSEN

Bulletin HLLe  
AUG 2006



HLL Refrigerant Float Switch

**Specifications, Applications,  
Service Instructions & Parts**

**REFRIGERANT  
FLOAT SWITCHES**

**for Ammonia, R22, R134a, CO<sub>2</sub>  
and Other Approved Liquids**



### INTRODUCTION

These Hansen refrigerant liquid level float switches (HLL Series) are used to electrically indicate or control a liquid level by opening or closing a SPDT switch. Their simple, reliable design provides long life performance for almost any application.

### APPLICATIONS

These refrigerant liquid level float switches are typically installed on a vessel's liquid level column. They can control liquid level by controlling a liquid fill solenoid valve. Often, they are used to provide high level cut-out or alarm. In addition, they can be used to turn off a recirculating liquid pump if a low level occurs. Other applications include control of liquid level via a liquid exit solenoid valve, level indication via a pilot light, and transfer drum operation.

### MATERIAL SPECIFICATIONS

Safe Working Pressure: 400 psig (27 bar), 600 psig (40 bar) for CO<sub>2</sub>

Operating Temperature: -50°F to +150°F (-45°C to +65°C)

Connections: ¾" FPT / 1" Butt Weld combination

Specific Gravity: 0.57 to 1.70

Electrical Switch: 120V, 240V, 10 amp SPDT

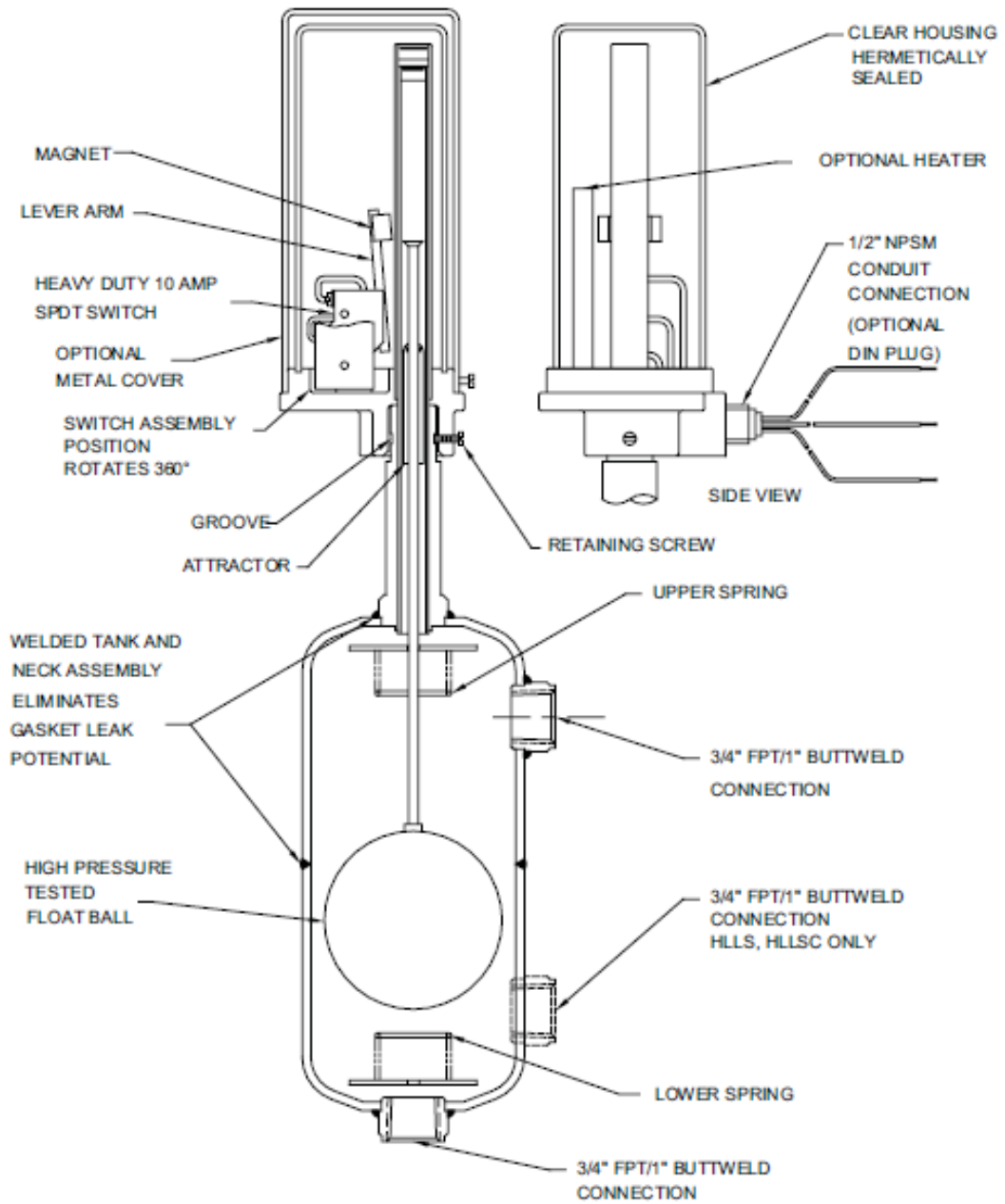
Connection: ½" NPSM for conduit, optional DIN plug (3 wire plus ground)

### ADVANTAGES

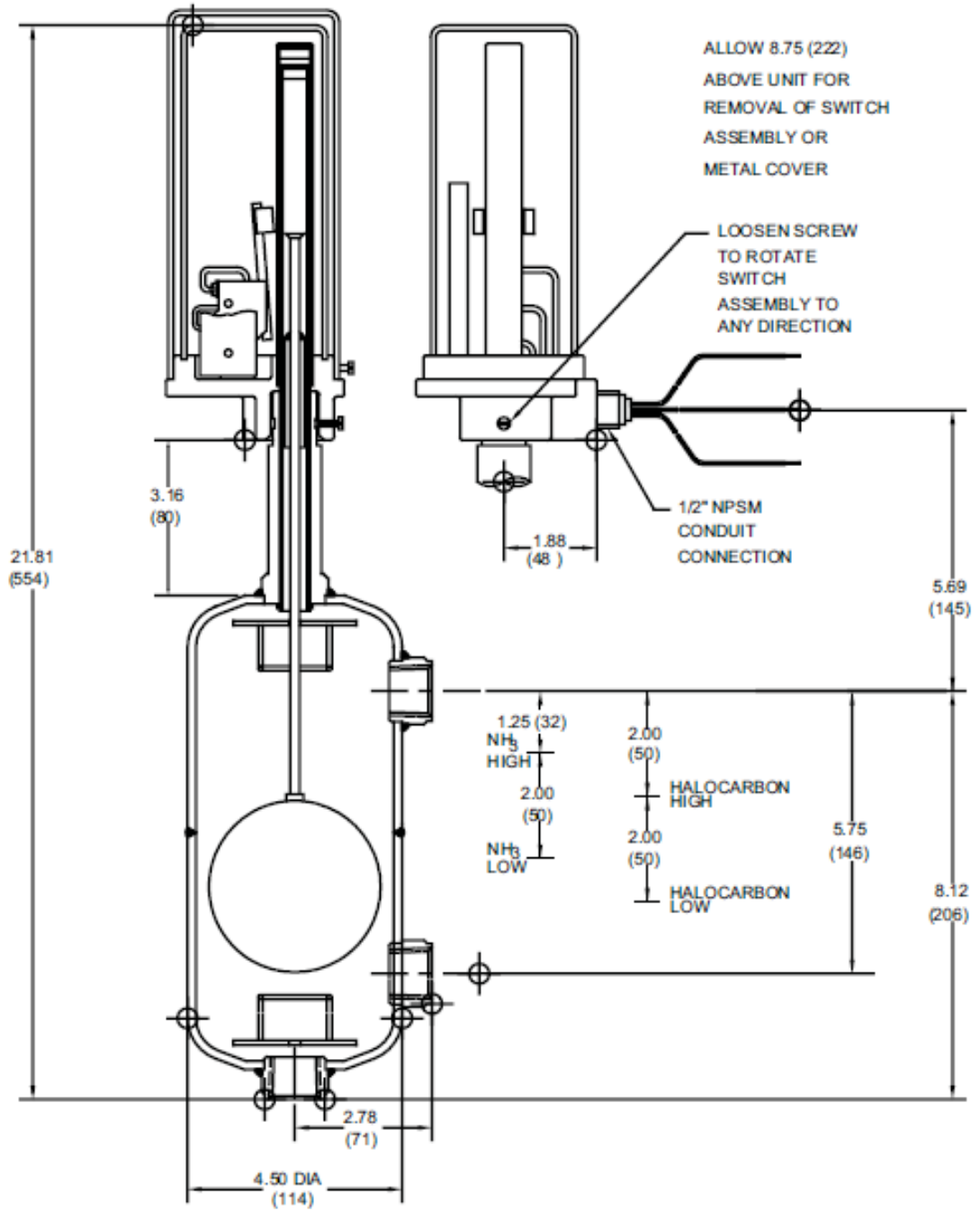
Innovative features make these float switches the superior selection. To overcome the most common reason for existing float switch failure, switch burnout, a heavy duty 10 amp snap action Honeywell SPDT Micro Switch® is used. This switch is sealed in a clear housing to allow visual confirmation of switch action but protection from tampering. In addition, the switch is surrounded by an inert gas which provides an environment which inhibits corrosion. For ease of installation, switch assembly position rotates 360°. If the switch assembly should ever need to be replaced, simply loosen the retaining screw and lift the float switch assembly off the top of the tank assembly. Optional switch housing heater prevents moisture penetration in humid environments.

Tank assembly is rugged, steel bodied with unique combination ¾" FPT / 1" Butt Weld connections. Inside, a high pressure tested float ball moves up and down via a large diameter stem, overcoming potential bending or breakage. Its movement is accurately guided by the attractor and an alignment guide. Therefore, the float ball assembly is not subject to the common, adverse effects of normal oil and sludge build-up on the tank interior walls. A deflector plate across the inlet of the tank assembly protects the float ball against sudden surges and provides smoother operation. In addition, lower and upper cushioning springs provide improved protection for the float ball. A standard 2" (50 mm) differential prevents most short cycling due to momentary changes in liquid level; other differentials down to 0.5" (13 mm) are available. Because the tank assembly is welded, it eliminates gasket leak potential as well as tampering.

## KEY FEATURES



**INSTALLATION DIMENSIONS**  
INCHES (MM)

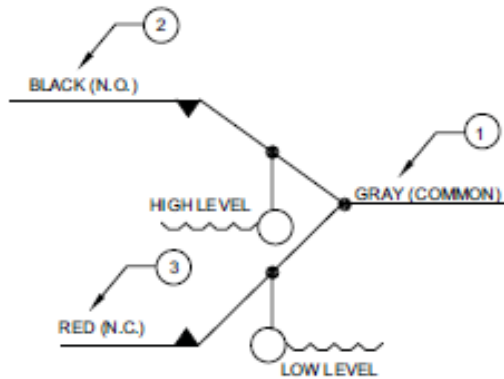


## INSTALLATION INSTRUCTIONS

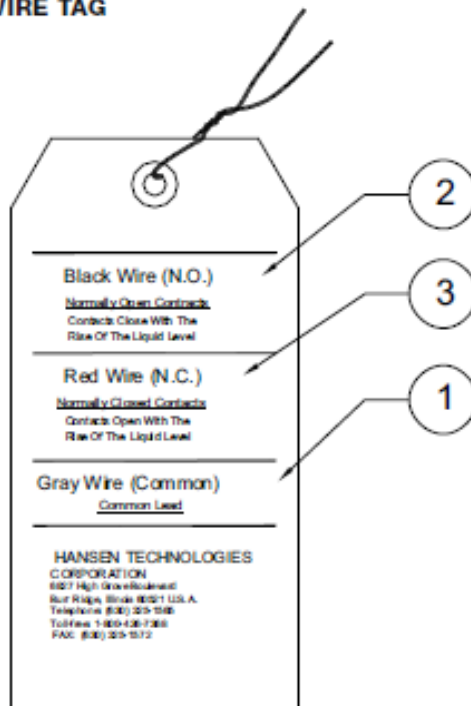
Carefully remove plastic cap and wooden retaining plug from the side connection of the tank and discard. Install tank per proper refrigeration practice being sure tank is vertical in all planes.

Remove the shipping tube from the float switch assembly and discard. Install the float switch assembly on the float switch tank being certain the float switch assembly bottoms on the neck assembly. **Warning:** Tighten the retaining screw such that the screw tip is in the groove in the neck assembly. If the float switch assembly is not properly positioned and retained, the switch may not function.

## ELECTRICAL WIRING



## WIRE TAG



## CAUTION

Hansen refrigerant float switches are only for refrigeration systems. These instructions and related safety precautions must be read completely and understood before selecting, using or servicing these liquid level monitors. Only knowledgeable, trained refrigeration mechanics should install or service these refrigerant float switches. Stated temperature and pressure limits should not be exceeded. See also the Safety Precautions sheet supplied with product. Escaping refrigerant might cause personal injury, particularly to the eyes and lungs.

## WARRANTY

Hansen electrical parts are guaranteed against defective materials and workmanship for 90 days F.O.B. our plant. All other components are guaranteed for one year F.O.B. our plant. No consequential damage or field labor is included.

## ORDERING INFORMATION

CAT. NO.	DESCRIPTION
HLL	Standard Float Switch with Side & Bottom Connections
HLLS	Universal Float Switch with 2 Side & 1 Bottom Connections
HLLC	HLL with Protective Metal Cover
HLLSC	HLLS with Protective Metal Cover
HLLSW	Switch Assembly Only, Hermetic (fits all above HLL models)
E	European DIN Plug Construction (add E suffix to any of the above HLL models)
COV	Metal Cover Only (fits HLL)
HTR1*	10 Watt 115V Heater (fits HLL)
HTR2*	10 Watt 230V Heater (fits HLL)

Specify Catalog Number. To order float switch with heater, add H suffix; Example: HLLH and specify voltage. Heater can also be retrofitted.

# HANSEN

Hansen Technologies Corporation  
6827 High Grove Boulevard  
Burr Ridge, Illinois 60527 USA  
Tel: 630.325.1566 Fax: 630.325.1572 Toll: 800.426.7368  
Email: info@hantech.com Web: www.hantech.com  
USA • Asia • Europe • India • Latin America • Middle East  
© 2005 Hansen Technologies Corporation

## ANEXO L. ESPECIFICACIONES DEL ACERO A234



ASTM specifications for weld fittings and flanges.  
Grade & composition symbols for carbon weld fittings.

**Material Specifications for  
Carbon Steel  
BUTT WELDING FITTINGS**

ASTM SPECIFICATION A234		
	WPA (Grade A)	WPB (Grade B)
GRADE SYMBOL	WPA (Grade A)	WPB (Grade B)
TYPE OF STEEL	Carbon	Carbon
CHEMICAL COMPOSITION	C-0.25 max.	C-0.30 max.
MINIMUM PHYSICAL REQUIREMENTS	TS-48,000 YP-30,000	TS-60,000 YP-35,000
HEAT TREATMENT	Cooled in Still Air	Cooled in Still Air

**Material Specifications for  
Carbon Steel  
FLANGES**


	ASTM SPECIFICATION*			
	A181		A105	
	I	II	I	II
GRADE SYMBOL	I	II	I	II
TYPE OF STEEL	Carbon		Carbon	
CHEMICAL COMPOSITION	C-0.35 max.		C-0.35 max.	
MINIMUM PHYSICAL REQUIREMENTS	TS-60,000 YP-30,000	TS-70,000 YP-36,000	TS-60,000 YP-30,000	TS-70,000 YP-36,000
HEAT TREATMENT	Hot forged with finishing temp. above upper critical Cooled in still air		Normalized	

**GRADE AND COMPOSITION  
SYMBOLS FOR CARBON STEEL BUTT-  
WELDING FITTINGS**

	Seamless Pipe.....	ASTM A106 Grade A
	Plate.....	ASTM A285 Grade C
WPA	Forgings.....	ASTM A105 Grade 1
	Bars*.....	ASTM A107 GR. 1008-1022
	Seamless Pipe.....	ASTM A106 Grade B
	Plate.....	ASTM A515 Grade 6S
WPB	Forgings.....	ASTM A105 Grade 11
	Bars*.....	ASTM A107 Gr. 1025-1030
	Seamless Pipe.....	ASTM A106 Grade C
	Plate.....	
WPC	Forgings.....	ASTM A104 Grade 11'
* For fittings 2" nominal size and smaller		
Low Temperature Carbon Steel		
	Seamless and Welded Pipe.	ASTM A332 Grade O
WPLO	Plate.....	ASTM A300 Class 1
	Forgings.....	ASTM A350 Grade LF1

\*Material specifications for the ASME Boiler Code are the same ASTM except the letter S is prefixed thereto.  
A 35% Carbon maximum for flanges which are to be welded has been established by ASTM A181 and A105.

## ANEXO M. TABLA DE VELOCIDADES RECOMENDADAS EN TUBERÍAS

DICOSTOCK S.L. TLFN.: 91 661 29 77  FEBRERO 2006	<h3 style="margin: 0;">APARTADO DE ANEXOS</h3>	 Le Robinet Frigorifique Français		
<b>VALORES RECOMENDADOS DE VELOCIDAD EN TUBERÍAS</b>				
TRAMO TUBERÍA		VELOCIDAD (m/s)		
		NH <sub>3</sub>	R404A R507A	CO <sub>2</sub>
<b>A</b>		12 - 13	12 - 30	12 - 30
<b>B</b>		10 - 25	10 - 25	10 - 20
<b>C</b>		0.4 - 0.6	0.4 - 0.6	0.4 - 0.6
<b>D</b>		0.5 - 1.0	0.5 - 1.0	0.4 - 1.0
<b>E</b>		10 - 15	10 - 15	10 - 15
<b>F</b>		0.2 - 0.6	0.2 - 0.6	0.2 - 0.6
<b>G*</b>		0.8 - 2.0	0.8 - 2.0	0.8 - 2.0
<b>H</b>		10 - 24	8 - 16	10 - 24
<b>I</b>		15 - 30	15 - 30	15 - 30
Fluidos secundarios	ASPIRACIÓN BOMBAS	1.2 - 1.5		
	DESCARGA BOMBAS	1.2 - 2.0		

<p>A) TUBERÍA ASPIRACIÓN COMPRESORES.</p> <p>B) TUBERÍA DESCARGA COMPRESORES.</p> <p>C) TUBERÍA LÍQUIDO ENTRE CONDENSADOR Y BOTELLA.</p> <p>D) TUBERÍA LÍQUIDO DESDE BOTELLA HASTA EXPANSIÓN.</p> <p>E) TUBERÍA LÍQUIDO/GAS ENTRE EXPANSIÓN Y ACUMULACIÓN/EVAPORACIÓN.</p> <p>F) TUBERÍA LÍQUIDO ASPIRACIÓN BOMBAS</p> <p>G) TUBERÍA DESCARGA BOMBAS.</p> <p>H) TUBERÍA RETORNO CIRCUITO BOMBEO GAS/LÍQUIDO.</p> <p>I) TUBERÍA GAS CALIENTE DESESCARCHE.</p>	<p><u>NOTAS:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- DIÁMETRO TUBERÍA DN 20 - DN 450.</li> <li>- PARA REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL.</li> <li>- VELOCIDADES MAS BAJAS PARA TUBERÍA MENOR DIÁMETRO (DN 15) Y MÁS ALTAS PARA DN ≥ 200.</li> <li>- EN TRAMOS CORTOS SE PUEDEN SOBREPASAR ALGO ESTAS VELOCIDADES.</li> </ul> <p>* PARA DN 15 = 0.8 m/s; DN 100 1.2 m/s; DN 250 = 2.0 m/s.</p>
--	---

## ANEXO N. PROGRAMA PARA EL CÁLCULO DE LOS PUNTOS DE ESTADO

### "CÁLCULO DE LOS PUNTOS DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN"

$$P1= 0,08$$

$$T1=-28$$

$$H1=ENTHALPY(\text{Ammonia};T=T1;P=P1)$$

$$v1=VOLUME(\text{Ammonia};T=T1;P=P1)$$

$$P2=1,22$$

$$T2=89$$

$$H2=ENTHALPY(\text{Ammonia};T=T2;P=P2)$$

$$v2=VOLUME(\text{Ammonia};T=T2;P=P2)$$

$$P3=P2$$

$$X3=0$$

$$T3=T\_SAT(\text{Ammonia};P=P3)$$

$$H3=ENTHALPY(\text{Ammonia};X=X3;P=P3)$$

$$v3=VOLUME(\text{Ammonia};T=T3;P=P3)$$

$$P4=(P1*P2)^{0,5}$$

$$T4=T\_SAT(\text{Ammonia};P=P4)$$

$$H4=H3$$

$$X4=(H4-H5)/(h4g-H5)$$

$$h4g=ENTHALPY(\text{Ammonia};X=1;P=P4)$$

$$v4=VOLUME(\text{Ammonia};H=H4;P=P4)$$

$$P5=P4$$

$$X5=0$$

$$T5=T\_SAT(\text{Ammonia};P=P5)$$

$$H5=ENTHALPY(\text{Ammonia};X=X5;P=P5)$$

$$v5=VOLUME(\text{Ammonia};X=X5;P=P5)$$

$$P6=P1$$

$$T6=T\_SAT(\text{Ammonia};P=P6)$$

$$H6=H5$$

$$v6=VOLUME(\text{Ammonia};H=H6;P=P6)$$

$$X6=(H6-H7)/(h6g-H7)$$

$$h6g=ENTHALPY(\text{Ammonia};X=1;P=P6)$$

$$P7=P6$$

$$X7=0$$

$$T7=T\_SAT(\text{Ammonia};P=P7)$$

$$H7=ENTHALPY(\text{Ammonia};X=X7;P=P7)$$

$$v7=VOLUME(\text{Ammonia};X=X7;P=P7)$$

$$s7=ENTROPY(\text{Ammonia};x=x7;P=P7)$$

$$P8=0,34$$

$$s8=s7$$

$$T8=T\_SAT(\text{Ammonia};P=P8)$$

$$H8=ENTHALPY(\text{Ammonia};s=s8;P=P8)$$

$$v8=VOLUME(\text{Ammonia};s=s8;P=P8)$$

$$P9=P\_SAT(\text{Ammonia};T=T9)$$

$$T9=-18$$

$$H9=H8$$

$$v9=VOLUME(\text{Ammonia};H=H9;P=P9)$$

$$X9=QUALITY(\text{Ammonia};V=V9;H=H9)$$

$$He9=ENTHALPY(\text{Ammonia};X=0,25;P=P9)$$

$$ve9=VOLUME(\text{Ammonia};X=0,25;P=P9)$$

$$P10=P\_SAT(\text{Ammonia};T=T10)$$

$$T10=-32$$

$$H10=H8$$

$$v10=VOLUME(\text{Ammonia};H=H10;P=P10)$$

X10=QUALITY(Ammonia;H=H10;P=P10)

He10=He9

ve10=VOLUME(Ammonia;h=he10;P=P10)

Xe10=QUALITY(Ammonia;h=he10;P=p10)

P11=P6

v11=VOLUME(Ammonia;H=He9;P=P11)

T11=T\_SAT(Ammonia;P=P11)

X11=QUALITY(Ammonia;H=H11;P=P11)

H11=He9

P12=P6

v12=VOLUME(Ammonia;H=He9;P=P12)

T12=T\_SAT(Ammonia;P=P12)

X12=QUALITY(Ammonia;H=H12;P=P12)

H12=He9

P13=P6

T13=T\_SAT(Ammonia;P=P13)

H13=ENTHALPY(Ammonia;X=1;P=P13)

v13=VOLUME(Ammonia;X=1;P=P13)

P14=P4

T14=T\_SAT(Ammonia;P=P14)

H14=ENTHALPY(Ammonia;X=1;P=P14)

v14=VOLUME(Ammonia;X=1;P=P14)

P15=0,18

T15=3

H15=ENTHALPY(Ammonia;T=T15;P=P15)

v15=VOLUME(Ammonia;T=T15;P=P15)

# ANEXO O. TABLA PARA EL CÁLCULO DE PÉRDIDAS EN TUBERÍAS

Table 2 Suction, Discharge Line, and Liquid Capacities in Kilowatts for Ammonia (Single- or High-Stage Application)

Steel Nominal Line Size, mm	Suction Lines ( $\Delta t = 0.02$ K/m)					Discharge Lines $\Delta t = 0.02$ K/m, $\Delta p = 684.0$ Pa/m			Steel Nominal Line Size, mm	Liquid Lines	
	Saturated Suction Temperature, °C					Saturated Suction Temp., °C				Velocity = 0.5 m/s	$\Delta p = 450.0$
	-40 $\Delta p = 76.9$	-30 $\Delta p = 116.3$	-20 $\Delta p = 168.8$	-5 $\Delta p = 276.6$	+5 $\Delta p = 370.5$	-40	-20	+5			
10	0.8	1.2	1.9	3.5	4.9	8.0	8.3	8.5	10	3.9	63.8
15	1.4	2.3	3.6	6.5	9.1	14.9	15.3	15.7	15	63.2	118.4
20	3.0	4.9	7.7	13.7	19.3	31.4	32.3	33.2	20	110.9	250.2
25	5.8	9.4	14.6	25.9	36.4	59.4	61.0	62.6	25	179.4	473.4
32	12.1	19.6	30.2	53.7	75.4	122.7	126.0	129.4	32	311.0	978.0
40	18.2	29.5	45.5	80.6	113.3	184.4	189.4	194.5	40	423.4	1469.4
50	35.4	57.2	88.1	155.7	218.6	355.2	364.9	374.7	50	697.8	2840.5
65	56.7	91.6	140.6	248.6	348.9	565.9	581.4	597.0	65	994.8	4524.8
80	101.0	162.4	249.0	439.8	616.9	1001.9	1029.3	1056.9	80	1536.3	8008.8
100	206.9	332.6	509.2	897.8	1258.6	2042.2	2098.2	2154.3	—	—	—
125	375.2	601.8	902.6	1622.0	2271.4	3682.1	3783.0	3884.2	—	—	—
150	608.7	975.6	1491.4	2625.4	3672.5	5954.2	6117.4	6281.0	—	—	—
200	1252.3	2003.3	3056.0	5382.5	7530.4	12195.3	12529.7	12864.8	—	—	—
250	2271.0	3625.9	5539.9	9733.7	13619.6	22028.2	22632.2	23237.5	—	—	—
300	3640.5	5813.5	8873.4	15568.9	21787.1	35239.7	36206.0	37174.3	—	—	—

Notes:

1. Table capacities are in kilowatts of refrigeration.

$\Delta p$  = pressure drop due to line friction, Pa/m

$\Delta t$  = corresponding change in saturation temperature, K/m

2. Line capacity for other saturation temperatures  $\Delta t$  and equivalent lengths  $L_e$

$$\text{Line capacity} = \text{Table capacity} \left( \frac{\text{Table } L_e}{\text{Actual } L_e} \times \frac{\text{Actual } \Delta t}{\text{Table } \Delta t} \right)^{1.25}$$

3. Saturation temperature  $\Delta t$  for other capacities and equivalent lengths  $L_e$

$$\Delta t = \text{Table } \Delta t \left( \frac{\text{Actual } L_e}{\text{Table } L_e} \right)^{0.8} \left( \frac{\text{Actual capacity}}{\text{Table capacity}} \right)^{1.25}$$

4. Values are based on 30°C condensing temperature. Multiply table capacities by the following factors for other condensing temperatures:

Condensing Temperature, °C	Suction Lines	Discharge Lines
20	1.04	0.86
30	1.00	1.00
40	0.96	1.24
50	0.91	1.43

5. Liquid line capacities based on -5°C suction.

Table 3 Liquid Ammonia Line Capacities in Kilowatts

Nominal Size, mm	Pumped Liquid Overfeed Ratio			High-Pressure Liquid at 21 kPa <sup>a</sup>	Hot-Gas Defrost <sup>b</sup>	Equalizer High Side <sup>b</sup>	Thermosiphon Lubricant Cooling Lines Gravity Flow <sup>c</sup>		
	3:1	4:1	5:1				Supply	Return	Vent
40	513	387	308	1544	106	791	59	35	60
50	1175	879	703	3573	176	1055	138	88	106
65	1875	1407	1125	5683	324	1759	249	155	187
80	2700	2026	1620	10150	570	3517	385	255	323
100	4800	3600	2880	—	1154	7034	663	413	586
125	—	—	—	—	2089	—	1041	649	1062
150	—	—	—	—	3411	—	1504	938	1869
200	—	—	—	—	—	—	2600	1622	3400

Source: Wile (1977).

<sup>a</sup>Hot-gas line sizes are based on 0.34 kPa pressure drop per equivalent metre of pipe at 600 kPa (gauge) discharge pressure and three times evaporator refrigeration capacity.

<sup>b</sup>Line sizes based on experience using total system evaporator kilowatts.

<sup>c</sup>From Frick Co. (1995). Values for line sizes above 100 mm are extrapolated.

pipe so they can be isolated in case of leaks and to facilitate pumping out by evacuation. Sections of liquid piping that can be valved off and isolated must be protected with a relief device.

Installing globe-type stop valves with the valve stems horizontal lessens the chance (1) for dirt or scale to lodge on the valve seat or disk and cause it to leak or (2) for liquid or lubricant to pocket in the area below the seat. Wet suction return lines (recirculation system) should use angle valves to reduce the possibility of liquid pockets and reduce pressure drop.

Welded flanged or weld-in-line valves are desirable for all line sizes; however, screwed valves may be used for 32 mm and smaller lines. Ammonia globe and angle valves should have the following features:

- Soft seating surfaces for positive shutoff (no copper or copper alloy)
- Back seating to permit repacking the valve stem while in service
- Arrangement that allows packing to be tightened easily