

Colección

Temas de Refrigeración

Capítulo 1

- Comprendiendo el Sistema de Condensador – Recipiente. Milton W. Garlans (Consultor Senior de Refrigeración. Frick Co., Waynessboro, Pa.)

Capítulo 2

- Ventajas, Desventajas y Análisis Económico de los Sistemas de Sobrealimentación de Líquido. W. B. Scotland (Director de Exportaciones. Vilter International Co. Milwaukee. Wis.)

Capítulo 3

- Compresores Frigoríficos, Aceite Lubricante y Refrigerantes. Un Trío Mal Avenido. R. S. Vaughn (Jefe de Ingeniería de Producto. Compresores Alternativos. York Div., Borg-Warner Corp. York. Pa.)

Capítulo 4

- Compresores Frigoríficos para Amoniaco. R. W. Kinney (V.P. Asistente a Presidencia. Vilter Mfg, Corp. Milwaukee, Wis.).

Publicado por **ASHRAE**

American Society of Heating, refrigeration and Air-Conditioning Engineers

Traducido por **ASHRAE Spain Chapter**

José Romanillos Velasco. Responsable del Comité de Refrigeración



Capítulo 1

Entendiendo el Sistema Condensador - Recipiente

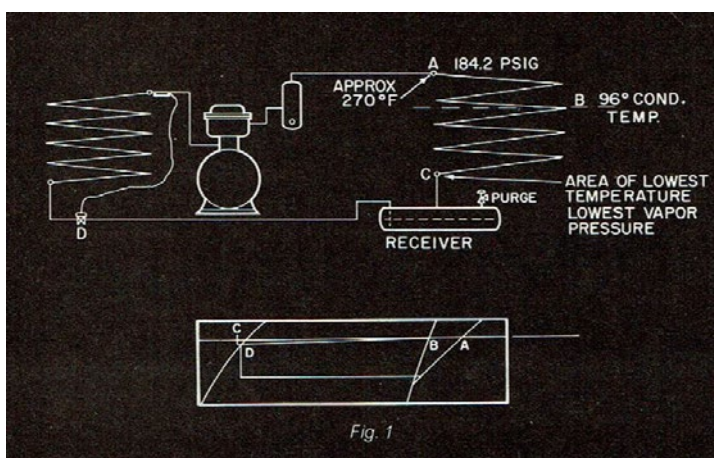
“Una clarificación del funcionamiento real en la práctica del sistema que forman el condensador y el recipiente que debería de permitir a los ingenieros de aplicación a especificar, adecuadamente, los requisitos para dichos sistemas”.

Milton W. Garland

Ha existido una tendencia a considerar el sistema de condensador-recipiente (cuando se usa este último) como dos componentes independientes y, a menudo, se han instalado sin considerar la estrecha relación entre ellos.

Estos componentes deben tratarse como una sola unidad: el condensador es una fuente de generación lejana de un condensado y el recipiente es el colector de dicho condensado.

El líquido condensado debe mantenerse en el recipiente a la temperatura de salida del condensador para la máxima eficiencia del sistema.



La figura 1 representa un sistema de refrigeración que utiliza un recipiente. También se muestra el ciclo relacionado con el diagrama de Mollier para el amoníaco.

Un condensador seleccionado a 96°F (+35,6°C) de condensación tendrá una presión de entrada de 184,2 psig. (12,5 Barg.)

En C (la salida del condensador), la presión del manómetro será ligeramente más baja que en A.

En el mismo punto, la temperatura será la más baja de todas en el sistema. C también representa el lugar con la presión de vapor más baja en todo el sistema condensador-recipiente.

Debido a que el receptor se encuentra a menudo en una sala de máquinas cálida y el condensador no, la mala práctica evolucionó instalando lo que se conoce como "línea de ecualización" desde la parte superior del receptor hasta la entrada del condensador.

El propósito es permitir que el vapor que se acumule en el recipiente suba hacia el condensador.

El error de este concepto se debe al hecho de que la presión manométrica es mayor en A que en C; el flujo a través del condensador no se puede realizar de otra manera.

Además, la temperatura en el receptor es mucho más baja que la temperatura en la entrada del condensador.

Por lo tanto, el vapor más frío en el receptor no se elevará nunca al área más caliente en la entrada al condensador.

Como C es el área más fría en este sistema, se hace evidente que los vapores en el receptor migrarán a la salida del condensador C.

Por lo tanto, el receptor debe estar ubicado de manera tal que la tubería de drenaje de C al recipiente debe diseñarse de manera que pueda abrir un paso abierto que permita la caída del condensado en el recipiente sin llenar la línea de drenaje. No debe haber trampas para que el vapor del receptor pueda tener un paso abierto hacia el área más fría C.

Todos los condensadores proporcionan algún grado de Subenfriamiento del líquido. Esto permite una caída de presión perceptible en la línea de alimentación de líquido al sistema sin generar “flash” gas en la alimentación de líquido a la válvula de control del evaporador (Fig. 1D).

Obviamente, el drenaje abierto entre C y la parte superior del recipiente permite el reflujo de los vapores en el receptor hacia el área de temperatura más baja en el condensador, manteniendo así el subenfriamiento del líquido en el recipiente.

Por ejemplo: si la temperatura de condensación de 96°F (+35,6°C) y 184,2 psig (12,5 Barg) en el condensado se redujo a 183,8 psig (12,47 Barg) a través de la caída de presión del tubo en el condensador; y si hubiera 2°F (1,1°C) de subenfriamiento real del líquido, la temperatura del líquido de 94°F (+34,5°C) en el recipiente corresponderá a una presión de vapor de 178 psig (12,1 Barg).

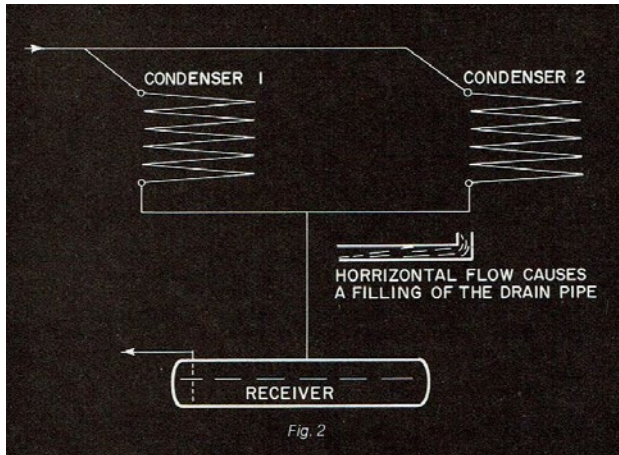
Por lo tanto, $183,8 - 178 = 5,8$ psi ($12,5 - 12,1 = 0,4$ Bar) será la caída de presión permisible (si no se produce ningún aumento de temperatura) en la línea de entrega del líquido.

DRENAJE PARALELO

El drenaje en paralelo de varios condensadores no está, completamente, entendido, habiendo causado serios problemas en numerosas instalaciones.

Estos problemas se derivan del hecho de que no hay dos condensadores que tengan exactamente la misma temperatura de salida del condensado.

Esto crea un problema de migración a menos que se use la estructura adecuada que permita la migración sin interrupción del flujo de drenaje del condensado.

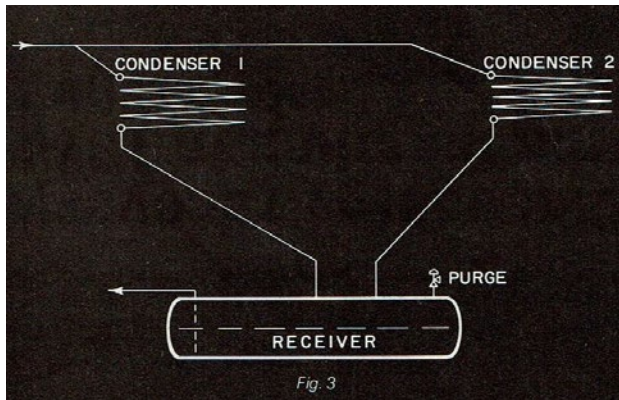


La línea de drenaje horizontal (Fig. 2) que se muestra ampliada desde la salida del condensador 2 se llena debido a la altura necesaria para causar un flujo horizontal.

Suponiendo que la temperatura de salida del condensador 2 es más baja que la del condensador 1, habrá un flujo de migración de 1 a 2 y la tubería que se está llenando con líquido actúa como una represa contra el flujo de migración del condensado del condensador 1 al condensador 2.

El condensador 2 dejará de drenar y se embotellará, un término generalmente aplicado a esa situación.

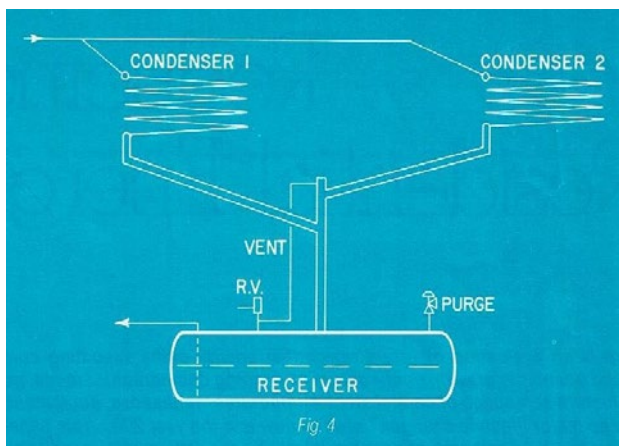
IDEAL



La Fig. 3 representa el drenaje ideal paralelo entre el condensador y el recipiente.

Se evitan las tuberías horizontales de drenaje y el diámetro a utilizar es tal que el drenaje del líquido se produzca sin llenar la línea de drenaje más de la mitad de la sección transversal (velocidad $< 0,5$ m/s).

Por lo tanto, la migración natural puede ocurrir desde cualquier área del sistema Recipiente-Condensador hacia cualquiera de los condensadores. En esta estructura propuesta en la Fig. 3, en el recipiente se proporcionan drenajes independientes de líquido condensado. Con frecuencia se agregan condensadores adicionales a una instalación existente que tiene un recipiente. La conexión de entrada existente debe utilizarse para evitar la re-certificación legal de este recipiente a presión.



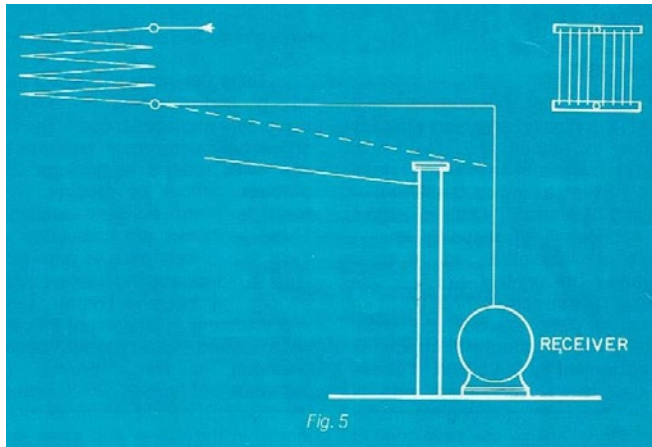
La Fig. 4 muestra cómo usar esta entrada del receptor con múltiples condensadores.

El tamaño de la entrada del receptor existente puede ser marginal para el drenaje total de todos los condensadores.

Por lo general, cuando se trata de un flujo vertical directo hacia el receptor, como se muestra, la aceleración de la gravedad asegurará el drenaje completo del líquido.

Pero el flujo de vapor hacia arriba podría ser impedido.

Por lo tanto, la línea de ventilación del receptor está diseñada para asegurar que todas las áreas de vapor se comuniquen libremente con el área de presión de vapor más baja.



Una gran estructura de condensador único con muchos serpentines (circuitos) paralelos (Fig.5), sufrirá "Embotellado" y drenaje incompleto si se utiliza una salida de líquido horizontal. La línea se llenará con líquido debido al nivel de acumulación requerido para la generación de flujo.

Los vapores más calientes del recipiente, buscando el área de presión de vapor más baja, harán retroceder este líquido en el colector de recogida y, por lo tanto, impedirán el drenaje de muchos de los circuitos paralelos.

Para eliminar el problema se recomienda instalar una línea inclinada (discontinua en el dibujo) calculada para que al caudal máximo solo se ocupe como máximo la mitad del área de la sección transversal ($V = < 0,5 \text{ m/s}$).

Esto asegurará el condensado en el recipiente a la temperatura del colector de salida del condensador.

Este desagüe abierto, condensador a recipiente también proporciona la estructura más simple, más efectiva y menos sensible para la eliminación de materiales no condensables.

En plantas congeladoras donde la operación a baja temperatura hace que la presión del evaporador del sistema sea más baja que la presión atmosférica, la entrada de aire puede pasar inadvertida hasta que se produzca una presión de condensación excesiva.

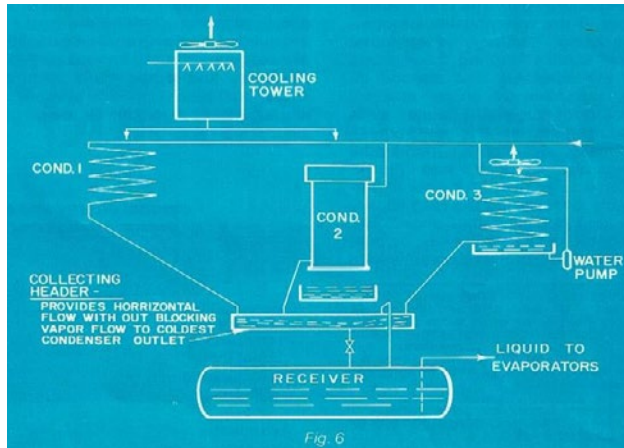
En el sistema con un desagüe abierto, condensador a recipiente, los incondensables caen al recipiente y se puede extraer desde la parte superior del receptor, sin interrupciones en las operaciones de la planta.

REDUCCION DE SUPERFICIES

En cualquier sistema donde se use una trampa en la línea de drenaje entre el condensador y el receptor, los no condensables permanecen en el condensador, por lo tanto, reducen la superficie efectiva disponible para condensación.

Además, la limitación interna del volumen del condensador provoca un aumento mucho mayor en la presión de condensación que en el sistema de drenaje abierto.

Las plantas con múltiples condensadores paralelos requieren una reducción de la superficie de condensación efectiva durante el funcionamiento en clima frío para mantener una presión de condensación suficiente para asegurar la diferencia de presión necesaria en los dispositivos de evaporación.



La Fig. 6 muestra un sistema de este tipo con drenajes inclinados, dimensionados para no más del 50% de la sección transversal de la tubería que se llena con líquido. Este diseño permitirá que, con el aire y agua detenidos en uno o más de los condensadores evaporativos y sin flujo de agua a través de los condensadores multibulares, funcionen con la máxima eficiencia.

En conclusión, el condensador es un generador de condensado y el recipiente, simplemente, sirve para acomodar los requisitos normales del condensado durante las diferentes fases operativas.

Este depósito de condensado debe mantenerse a la temperatura de la salida del condensador para obtener la máxima eficiencia del sistema.

Manteniendo la comunicación abierta, la salida del condensado desde el condensador proporciona:

- Esta baja temperatura de condensado deseada.
- Elimina los problemas de desagüe del condensador en paralelo.
- Y proporciona una solución perfecta. Separación y purga no condensable sin interrupción de la operación y con el menor efecto en la presión de condensación. Por supuesto.

Capítulo 2

Ventajas, Desventajas y Análisis Económico de los Sistemas SW - Sobrealimentación de líquido

W. B. SCOTLAND. Miembro de ASHRAE

Los sistemas de sobrealimentación para refrigerantes halógenos y amoníaco han estado en uso durante, aproximadamente, 40 años. La disponibilidad de equipos más sofisticados y confiables, junto con controles mejorados, ha resultado en el aumento de la utilización de estos sistemas y un mayor conocimiento de las consideraciones que afectan a su aplicación, operación y limitaciones.

El propósito de este estudio es resumir los beneficios que pueden lograrse, así como discutir las desventajas reconocidas y considerar algunos de los factores económicos que influyen en los costos de la inversión y operativos.

DEFINIENDO EL SISTEMA

Si bien hay varios términos que se han aplicado para describir estos sistemas, estamos utilizando la clasificación general "Sobrealimentación".

Esto cubre los sistemas de evaporadores a los cuales se alimenta el líquido, forzado mecánicamente o por presión de gas, en exceso a lo necesario según los cálculos. Luego el líquido sobrante se separa del vapor y es devuelto al evaporador.

Existen dos tipos básicos disponibles: los sistemas de sobrealimentación mediante bomba mecánica y por presión.

Los grupos de alta del sistema (conjunto compresor-condensador) son similares para las dos opciones, por lo general, y es posible hacer funcionar ambos tipos de sistemas sobre una descarga común así como en conjunto con otras disposiciones de alimentación al evaporador.

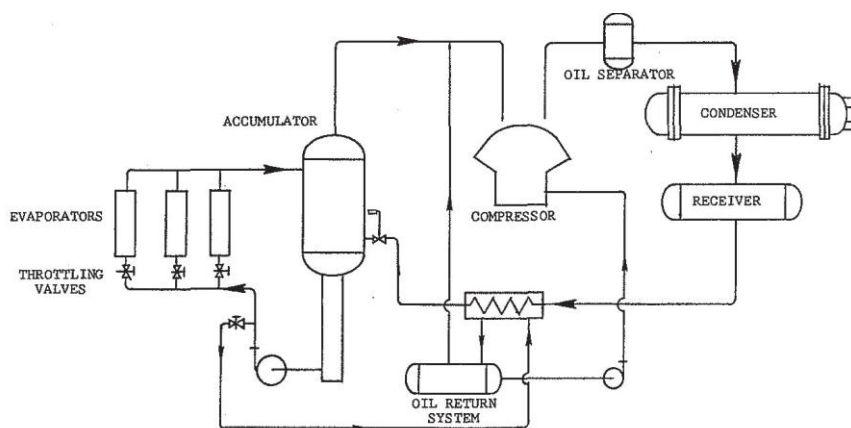


Fig. 1 Basic mechanical pump overfeed system (halocarbon type)

El sistema básico de sobrealimentación por bomba mecánica se muestra en la Fig. 1. En este sistema es habitual mantener un nivel de líquido constante en el acumulador (a veces denominado Recipiente de Baja Presión).

El líquido se alimenta desde el lado de alta presión del sistema a través de un regulador. El vapor resultante de la expansión o estrangulamiento se separan y devuelven directamente a los compresores, mientras que el refrigerante líquido se bombea mecánicamente con un caudal que dará lugar a que salga vapor húmedo de los evaporadores.

El vapor húmedo se devuelve al acumulador a través de la línea de retorno donde el exceso de líquido se separa y se bombea de vuelta a los evaporadores mientras el vapor seco es aspirado por los compresores.

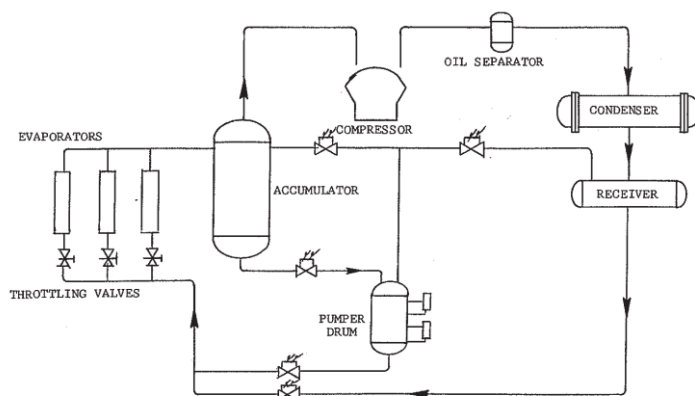


Fig. 2 Basic pressure operated overfeed system

En la Fig. 2 mostramos el sistema básico de sobrealimentación operado por presión.

En esta disposición existen una serie de variaciones que están diseñadas para ofrecer una mejor eficiencia y reducir las pérdidas.

Sin embargo, el diagrama indica la versión más simple en donde el paso del líquido a los evaporadores se alimenta alternativamente, ya sea directamente desde el recipiente de alta presión, o de un recipiente de bombeo ("pumper"), que utiliza el gas a alta presión para forzar el retorno del líquido de vuelta a los evaporadores causando la sobrealimentación.

Por medio de una disposición de interruptores de flotador, solenoides y válvulas de retención, el ciclo de bombeo alterna entre la alimentación de líquido a alta presión y la alimentación del líquido recuperado y reenviado.

En este sistema, así como en la disposición con bomba mecánica, en la línea de líquido que alimenta a los evaporadores, se utilizan válvulas de estrangulamiento ajustadas manualmente, orificios o distribuidores para asegurar que el vapor salga continuamente húmedo.

Hay otros sistemas de sobrealimentación que no están incluidos en esta discusión.

Los más comunes son los evaporadores de tipo inundado por gravedad, como los de tipo super inundados de "callejón", baterías de serpentines empleadas para enfriar salmuera, agua y otros fluidos en tanques y unidades de enfriamiento de aire.

Comúnmente, en este sistema, por el cual el refrigerante se recircula entre el evaporador y el acumulador, se mantiene un nivel de líquido constante en el acumulador.

El “flash-gas” debido a la expansión del líquido de alta presión, se retira antes de que el refrigerante entre en los serpentines evaporadores, separándose en el acumulador para su retorno directo a los compresores.

Como resultado de la columna de líquido que se forma en el acumulador, combinado con el efecto termo-sifón, el refrigerante recircula para proporcionar sobrealimentación y por lo tanto se asegura el aprovechamiento máximo de la superficie de intercambio de calor.

Los evaporadores inundados de superficie sumergida típicos suelen ser intercambiadores del tipo multitubular, de tubos y envolvente con acumuladores montados en la parte superior para proporcionar una inundación total dentro de la superficie de intercambio de calor y también para separar el vapor y el líquido para que el gas seco sea devuelto al compresor.

Otro sistema menos utilizado es la disposición del sifón por inyector, que normalmente se emplea para algunos congeladores de helados. Este sistema incorpora un acumulador con un dispositivo de control de nivel e inyector que hace uso del gas de flash, resultante de la reducción de las pérdidas, para inducir, por efecto “Venturi” la recirculación rápida del refrigerante entre el acumulador y la superficie de intercambio.

Otro arreglo de sobrealimentación¹⁻² que está ganando un cierto interés y entusiasmo es similar al sistema de recirculación de bombas mecánicas convencional excepto que la tasa de sobrealimentación es de, al menos, 60 a 1 con el resultado de que el líquido no se vaporiza dentro del intercambiador de calor debido a la mayor presión del fluido.

Esta operación depende en gran parte debido al aumento de calor y es más bien como un sistema de salmuera.

La evaporación tiene lugar en la línea de retorno y acumulador. Las ventajas que se reivindican son: mayor transferencia de calor, mejor distribución y volumen de refrigerante constante en el nivel bajo lado. Un fabricante de congeladores de placa tiene estandarizado en este arreglo

VENTAJAS DE LOS SISTEMAS DE SOBREALIMENTACIÓN

En comparación con otros sistemas, hay dos ventajas principales:

- Una elevada eficiencia del sistema.
- Una reducción de los gastos operativos.

Estos dos beneficios importantes resultan de lo siguiente:

1. Una ganancia en los resultados de eficiencia de transferencia de calor debido a la superficie, completamente, mojada, ausencia de sobrecalentamiento, mejor distribución de refrigerante y temperaturas más bajas de la pared del tubo. En la práctica, los evaporadores de tipo de expansión seca ven reducido su rendimiento para compensar la de capacidad al no utilizar toda la superficie para “evaporación”. Por lo tanto, para tales sistemas es necesario proporcionar superficie de transferencia de calor adicional y, en algunos casos, aumento del volumen de aire para proporcionar la misma capacidad del evaporador que un sistema de sobrealimentación o inundación por gravedad.

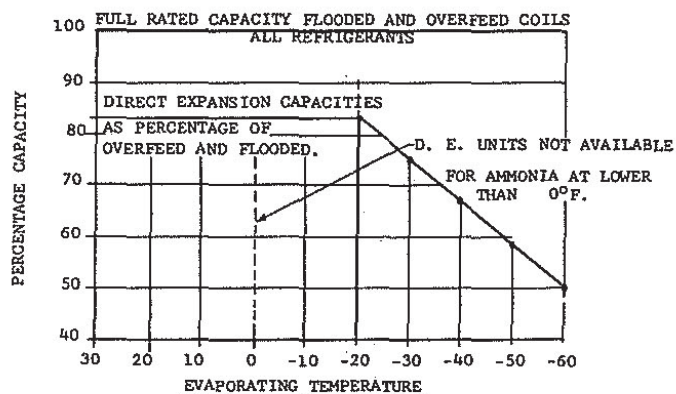


Fig. 3 Typical air cooling unit efficiencies for overfeed, flooded and direct expansion types expressed as percentage of flooded and overfeed ratings

La Fig. 3 muestra las eficiencias relativas en las cuales un fabricante líder³ clasifica sus equipos, basado en sistemas de Expansión Seca, Inundación por gravedad y sobrealimentación.

Por esto se verá que, por ejemplo, en el caso de un evaporador de expansión en seco de CFC'S-HFC's, a -40°F (-40°C) sería necesario proporcionar aproximadamente un 50% más de superficie que para una sobrealimentación o gravedad inundada.

El evaporador más grande no solo costará, aproximadamente, el 40% más sino que la unidad de enfriamiento circulará, aproximadamente, un 50% más de aire, con el aumento de consumo equivalente en los ventiladores, lo que a su vez se agregará a la carga de refrigeración y costos de operación.

2. El estado del vapor que entra en los compresores se puede controlar más .que resulta una mejor eficiencia del compresor. Como el acumulador suele estar ubicado cerca de los compresores, hay poca o casi ninguna entada de calor en las líneas de succión.

Para ciertos sistemas con refrigerantes Halógenos o similares, puede incorporarse un intercambiador de calor de succión en el punto donde producirá los mejores resultados al asegurar que el calor que se agrega al gas de succión hace un trabajo útil.

Gosney 4 ha indicado cómo la capacidad de refrigeración volumétrica variará según el recalentamiento de la succión.

Otra ventaja del gran acumulador individual es que puede manejar y separar los golpes de líquido que pueden llegar debido al aumento repentino de las cargas, posteriormente a la descongelación o por mal funcionamiento de los controles de expansión, considerando que, en el caso de sistemas múltiples por gravedad, inundados y de expansión en caso de malfuncionamiento y desgaste de los muchos controles utilizados. Aunque se incorpore un recipiente separador en la succión, los compresores todavía se ven expuestos a la llegada de vapor húmedo y/o golpes de liquido.

Las condiciones de vapor húmedo pueden causar un desgaste rápido del compresor debido a la dilución del aceite por líquido refrigerante, así como posibles daños físicos y riesgos a la vida de los operadores.

La llegada de vapor húmedo causa drásticas reducciones en la capacidad de los compresores⁵.

3. El retorno y drenaje del aceite es mucho más simple y efectivo. El aceite que pasa Los separadores de aceite de la línea de descarga generalmente no impiden, totalmente, que una parte del aceite termine en el lado de baja del sistema. Particularmente en el caso de los evaporadores inundados por gravedad múltiple hay problemas físicos en la eliminación este aceite aunque dispongan de drenajes incorporados generalmente en los acumuladores de cada evaporador.

También pueden reducir seriamente la transferencia de calor. Con los sistemas de Sobrealimentación se puede llevar a cabo el proceso de drenaje de aceite o de retorno de aceite en un punto del sistema, generalmente en la comodidad comparativa de la sala de máquinas⁶⁻⁷.

Para sistemas de refrigeración industrial, una solución importante es el uso de compresores de "cilindro seco" que contendrán el aceite donde debería estar: en el compresor. Esto simplifica aún más los sistemas de sobrealimentación.

4. Se pueden incorporar arreglos de descongelación de gas caliente eficientes y económicos en los sistemas de sobrealimentación sin tener que complicar la conexión o el diseño del sistema, salvo añadiendo las líneas de descongelación de gas caliente necesarias junto con simples derivaciones en los evaporadores.

Hay poco riesgo de daños en el compresor debido a los golpes de líquido. El control automático se puede realizar fácilmente mediante un temporizador que mida el trabajo efectivo

5. A diferencia de la expansión seca y los sistemas de múltiples circuitos inundados por gravedad, la presión de condensación fluctuante no afecta el funcionamiento de los reguladores que sirven a los evaporadores por sobrealimentación.

Los reguladores se regulan en el momento en que el sistema se inició y, excepto en circunstancias muy excepcionales no tienen que ser reajustadas y siempre asegurarán adecuada sobrealimentación y máxima eficiencia del evaporador ante cualquier fluctuación de la carga fluctuante y sin verse afectados por las condiciones de presión de condensación.

En aquellas partes del mundo donde los extremos ambientales de temporada son grandes, esto puede ser muy importante. Esto facilita la implementación de sistemas de regulación de condensación flotante "A la Baja" que permiten un considerable ahorro energético.

6. El gas de flash, debido a las pérdidas de expansión del refrigerante, se eliminó en el acumulador antes de que pase al evaporador. Por lo tanto, hay ahorros de energía debido al hecho eso no es necesario eliminar este vapor a través de los evaporadores ubicados remotamente. Esto también influye en el tamaño de la tubería de aspiración

7. El equipo de sobrealimentación generalmente se ubica en la sala de compresores directamente debajo del Vigilancia de los operadores.

8. Como resultado de las ventajas enumeradas en los puntos 1 a 11, el sistema funciona más eficientemente de lo que lo haría normalmente para otros arreglos y las horas de operación pueden ser menos Esto se ha demostrado particularmente en el caso de muchos sistemas de expansión en seco. que se han convertido al sistema de sobrealimentación.

9. Un factor reconocido es que se usa menos aceite lubricante cuando los compresores funcionan dentro o lo mas cerca posible de las condiciones ideales. La existencia de altos sobrecalentamientos de succión, resultantes de sistemas de expansión seca mal alimentados, y que incluyen largas líneas de succión y a veces sin aislamiento adecuado, así como, en algunas ocasiones, la entrada de calor en las trampas de succión, pueden dar lugar a altas temperaturas de descarga y compresores calientes así como un desgaste excesivo debido a las malas cualidades lubricantes del aceite a alta temperatura⁸.

Hay más arrastre de aceite a altas temperaturas de descarga e, independientemente de la existencia de separadores de aceite de línea de descarga, se experimenta un aumento en el consumo de aceite.

10. Los compresores tienen una vida más larga debido a las condiciones ideales existentes en el gas de succión entrante, cuando se utilizan sistemas de sobrealimentación, con acumuladores de tamaño adecuado, como resultado de la ausencia de vapor húmedo y de partículas de líquido que causan daños mecánicos y fallos en la lubricación.

11. Se requiere menos mantenimiento para compresores y sistemas de control. Solo un control de nivel de líquido sujeto a cualquier desgaste del asiento causado por la erosión normal, siendo menor la posibilidad de averías. Los ajustes se reducen al mínimo y se gasta menos tiempo en drenar el aceite a niveles difíciles, diferentes y en lugares incómodos.

DESVENTAJAS

1. La carga de refrigerante para los sistemas de sobrealimentación es, frecuentemente, mayor que para los sistemas de expansión seca, particularmente en el caso de alimentación inferior. Para los sistemas con alimentación superior autodrenante la carga de refrigerante pueden ser considerablemente más bajos que otros sistemas. El control automático de la alimentación en función de la carga también ayuda a reducirla necesidad de carga de refrigerante.

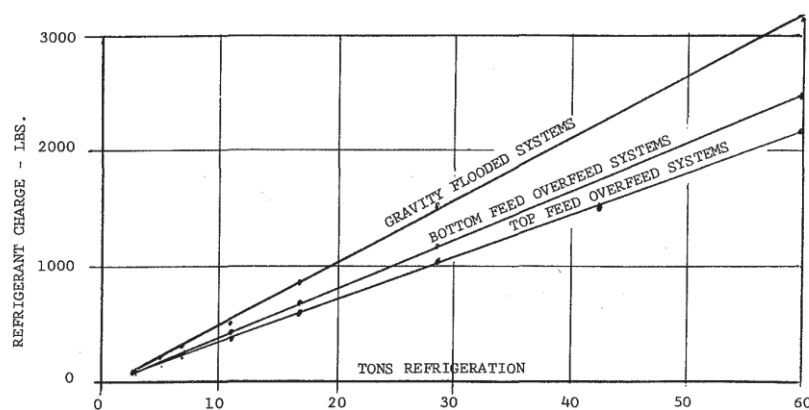


Fig. 4 Sample R 717 charges for low sides at -50 F suction

La Fig. 4 muestra las cargas comparativas de R 717 para evaporadores inundados, así como alimentados por la parte superior y por la inferior a temperaturas de succión de -50°F. Se debería notar que, si bien estas curvas son bastante típicas para un caso específico, no deberían ser generalizadas, ya que influyen demasiados temas como las líneas y su tendido, numero y tamaño de evaporadores, etc., pero sí sirve para dar una idea. Un buen diseño optimizado puede ayudar a reducir la carga de refrigerante necesaria

2. Por supuesto, se requieren conexiones más grandes para alimentar y retornar desde el evaporador que en el caso de instalaciones de expansión seca. Es alentador saber que ASHRAE ha lanzado algunos fondos de investigación para estudiar la consideración de esta Característica importante de las líneas de retorno de los sistemas de sobrealimentación.

Las líneas de alimentación de líquidos están dimensionadas de acuerdo con las prácticas hidráulicas estándar. y, debido a las tasas de sobrealimentación, debe ser mayor que para otros sistemas. Pero con recientes avances en la determinación de los valores de pérdidas de carga, se puede utilizar una velocidad más elevada ya que el líquido presurizado esta subenfriado y no formara gas, lo que ayuda a reducir el tamaño de la línea y la cantidad de fluido

3. Se necesita más aislamiento para los acumuladores, las líneas de alimentación y retorno. Mientras en los sistemas secos las líneas de succión inundadas de expansión y gravedad normalmente estarían aisladas, así como, en el caso de sistemas de dos etapas, la líneas de líquido, las conexiones de alimentación de líquido más grandes y de retorno húmedo requieren más aislamiento con los correspondientes incrementos en el coste de inversión.

4. En ciertos casos, el coste de inversión del equipo pueden ser mayores que para otros sistemas y los costos operativos "teóricos" pueden ser más altos debido a la energía requerida para hacer el bombeo y también la potencia adicional que se requiere para eliminar el calor debido a esto. En la práctica esto puede que no sea así debido a las mayores eficiencias.

5. Hay un cierto mantenimiento requerido para bombas mecánicas y posiblemente para los controles de los sistemas operados por presión de gas. Sin embargo, la fuente de mantenimiento requerida es en general, en una relación inversa a los procedimientos de limpieza y cuidado tomado en el momento de la instalación. En la práctica, este mantenimiento no es muy significativo.

ANÁLISIS ECONÓMICO

Las dos consideraciones económicas habituales son la inicial y los costos operativos.

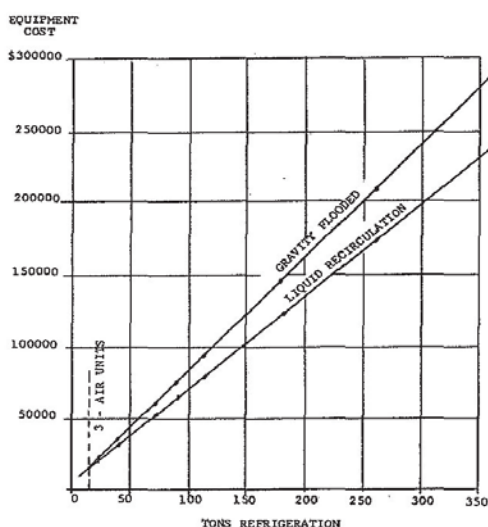


Fig. 5 Sample low side equipment costs for R 717 overfeed and gravity flooded air cooling unit systems at +15 F suction temperature with 3.75 tr air units

Como indicación de los costos relativos para los evaporadores he preparado las curvas que se muestran en la Fig. 5.

Estas ilustran la muestra los costos para sistemas de sobrealimentación y de gravedad por bomba mecánica R 717 hasta 360 Tr (1265 Kw) de capacidad a +15 F (-10 ° C) de temperatura de succión.

Mientras que las curvas son en realidad líneas rectas, esto es con algunas excepciones menores, la forma en que funcionan en base a cálculos detallados para algunos 20 grupos de equipos.

Los evaporadores son múltiplos de unidades montadas en el techo de 3.75 Tr (3.75 Kw) cada uno completo con controles de descongelación automática de gas caliente individuales.

Tenemos que también se incluyeron válvulas de control y de corte- independización, así como conexiones de tuberías y, en el caso del sistema de inundación por gravedad, las trampas de succión se completan con la función de acondicionamiento de gas.

Se han incluido bombas de repuesto para los sistemas con bomba mecánica y las líneas de retorno han sido dimensionadas para caídas de presión iguales para ambos sistemas.

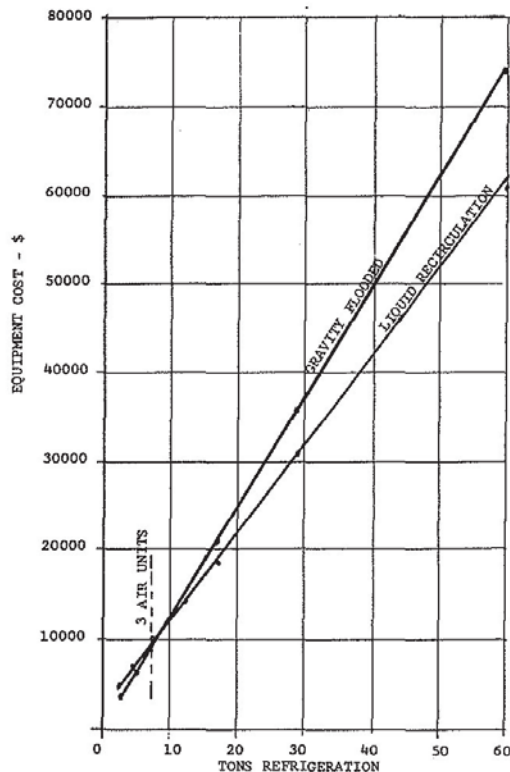


Fig. 6 Sample low side equipment for R 717 overfeed and gravity flooded air cooling unit systems at -50 F suction temperature with 2.4 tr air units

La Fig. 6 muestra una comparación de costos inicial para evaporadores de baja para gravedad inundada y sistemas de sobrealimentación a -50°F (-46°C) de temperatura de succión con capacidades de hasta 60 Tr (211 Kw).

Los costos se basan en múltiplos de 2.4 unidades de seguimiento y en la misma base que las curvas del caso a +15°F (-10°C).

Nuevamente las curvas son líneas rectas aunque basadas en precios para 16 grupos de equipo.

Se observará que existen diferencias de precios considerables que favorecen los sistemas de sobrealimentación hasta, en ambos casos, el sistema de 3 unidades de aire.

Debido a la combinación bastante rara de equipos, estos precios no deben, por supuesto, ser generalizados.

Sin embargo, creemos que los costos relativos son bastante típicos y, por lo tanto, parece que, desde un punto de vista del costo inicial, el sistema de 3 unidades es el punto en el que los costos de equipo del lado bajo son los mismos para los sistemas de inundación por gravedad y por sobrealimentación.

Para disposiciones con menos de tres evaporadores, el sistema de inundación por gravedad tiene un costo más bajo que el sistema de sobrealimentación, pero sin duda, para los sistemas con más de tres evaporadores, el coste inicial del sistema de sobrealimentación es menor.

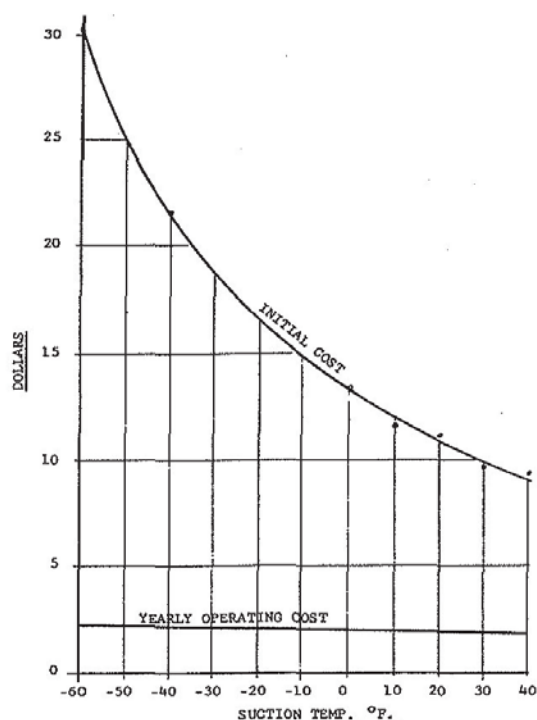


Fig. 7 Initial cost for high side to handle load due to 4:1 mechanical pump for 50 tr system—also yearly operating cost/tr for pump and high side equipment for 4:1 ratio—power at \$0.02/kwh—6000 operating hrs.

En un esfuerzo por determinar cuáles son los costes del equipo de alta y el teórico anual hemos incluido un conjunto de curvas, Fig. 7, basado en R 717, 50 Tr, (176 Kw) para sistemas que operan entre -60 F (-51 ° C) y temperaturas de succión de +40 F (+4,4 ° C) con temperaturas de condensación de 96 F (35,5°C) y condensador evaporativo que funciona con bulbo húmedo de 75°F (+24°C). La tasa de sobrealimentación es 4:1. En estos mostramos el costo inicial / 50 tr para el equipo de alta requerido para superar las pérdidas de energía debido a la operación de una bomba mecánica.

También se muestra el costo anual de energía, basado en 6000 horas de funcionamiento y una tarifa plana de \$ 0.02 / kwh para la bomba mecánica en conjunto con el equipo requerido para eliminar la carga de calor debido al funcionamiento de la bomba.

Los costos iniciales incluyen condensadores evaporativos, recipiente de alta presión, motores, compresores, arrancadores y conexiones. Se ha asumido que los sistemas de 2 etapas se emplearían para temperaturas de succión hasta -10° F. (-23,3°C) y menores.

El aumento en el costo del equipo para manejar la carga de la bomba es insignificante y tanto la carga y el costo en la práctica pueden ignorarse para los sistemas convencionales.

A los costos de energía "teóricos" para operar una bomba mecánica y el equipo de alta para eliminar el calor agregado por la bomba en un sistema de 50 tr, (175 Kw) a -50° F (-46 ° C), son de 94\$ por año en comparación con la factura total de energía estimada de 19.900\$. (Esto ignora la potencia utilizada por los ventiladores de evaporadores y también supone 6000 horas de funcionamiento y potencia a \$ 0.02 / kwh). Esto muestra que la cooperación operativa teórica debida a la carga de la bomba también puede ignorarse en la práctica.

Como se indicó, anteriormente, el dimensionamiento del retorno de las unidades es un factor más bien crítico. Por lo tanto, en la Tabla I, hemos resumido algunos costos relativos para sistemas de 50 tr (176Kw) que operan a una temperatura de evaporación de -20°F (-29°C) con 3 líneas de retorno de diferentes tamaños.

Al considerar que la línea de 5 pulgadas tiene una pérdida de carga equivalente Dt /100 pies de 1.12°F, (1,88°C por 30m) podemos ahorrar 262\$ al ir a una línea de devolución que tiene un At/100 ft de 3.4°F (7°C/30m) pero deberíamos gastar \$3.050 más por energía en el lado de alta ya que los equipos deben compensar la temperatura de aspiración más baja.

TABLE 1

**Typical Economic Effects of Overfeed Return Line Sizing
on Initial and Operating Costs**

Return pipe size	4 in.	5 in.	6 in.
System capacity tr	50.0	50.0	50.0
Overfeed ratio	4:1	4:1	4:1
Evaporating temp F	-20	-20	-20
Suction temp F	-37.3	-26.0	-23.7
Δt F/100 equivalent feet	3.4 F	1.12 F	0.55 F
Return connection cost	\$ 779.00	\$ 1,041.00	\$ 1,281.00
High side cost	\$26,050.00	\$23,000.00	\$22,600.00
High Side hp	145.0	126.0	123.0
Yearly operating cost	\$15,300.00	\$13,300.00	\$13,000.00

También los costos operativos anuales - nuevamente basado en 6.000 horas y una tasa de 0.02\$ / kwh sería de 2.000\$ más.

Al ir a la línea más grande de 6 pulgadas, los costos adicionales de las conexiones serían de 240\$, lo que se compensaría más con un ahorro de 400\$ para el equipo de alta y un ahorro anual de 300\$ para los costos operativos.

La pérdida de carga equivalentes Δt /100 pies en este caso son 0.55°F (0,3°C/30 m). Al preparar estos costos relativos, asumimos que habría 200 pies de línea de retorno (60 m), dos válvulas de globo y ocho codos de 90°.

RESUMEN

1. Quienes estén familiarizados con los sistemas de sobrealimentación por más de 40 años, están convencidos de que, desde el punto de vista de rendimiento y funcionamiento, son superiores a otros sistemas.
2. La disponibilidad de una buena selección de bombas de refrigerante y controles fiables, así como, la tendencia a implantar en los últimos años la automatización integral de los sistemas ha resultado en el uso de más sistemas de sobrealimentación de líquido
3. El aumento del conocimiento, la investigación y la experiencia, tanto dentro de los Estados Unidos como en otros países, ha creado recientemente un conocimiento más común de la disponibilidad y las ventajas de los sistemas de sobrealimentación.
4. Sobre la base de los estudios de precios mostrados, creemos que, para sistemas de tres y más unidades, los costos de equipo serán menores que para los sistemas inundados por gravedad e incluso para los sistemas de expansión seca, si se optimizan debidamente.

REFERENCES

1. F.R. Fenner, Symposium on An Engineering Review of Refrigeration Technology & Equipment, 1968.
2. A.A. Gogolin, T.V. Gogolina, and V.N. Kortkov, Journal of Refrigeration, March, 1965, pgs. 101 and 102.
3. Krack Corporation, Bulletin CP-326.
4. W.B. Gosney, Compound Compression Refrigeration Cycles, The Proceedings of The Institute of Refrigeration, Vol. 63, pg. 64.
5. ASRE DATA BOOK, 1949, pg 25.
6. W.I. Grant, A Look at Pump-Type Liquid Recirculating Systems, Refrigeration Service & Contracting, June, 1969.
7. Vilter Manufacturing Corp, Engineering Manual, Section 105-M, pgs 7,8 and 9.
8. W.B. Scotland, Discharge Temperature Considerations in Multi-cylinder Compressors, Modern Refrigeration, February, 1963.

BIBLIOGRAPHY

ASHRAE GUIDE AND DATA BOOK, Applications, 1966/67, Chapter 75.

Geltz, R.W., Pump Overfeed Evaporator Refrigeration Systems, ¹ Air Conditioning, Heating & Refrigeration News, March 20, 1967.

Lorentzen, Prof. Dr. G., Evaporator Design and Liquid Feed Regulation, The Journal of Refrigeration, November/December, 1958.

Lorentzen, Prof. Dr. G., How to Design Piping for Refrigerant Recirculation, Heating, Piping & Air Conditioning, June, 1965.

Richards, W.V., Liquid Ammonia Recirculation Systems, Industrial Refrigeration, June, 1959.

Scotland, W.B., Ammonia Liquid Pump Recirculation Systems, Modern Refrigeration, November, 1959.

Scotland, W.B., An Analysis of an Ammonia Liquid Pump Recirculation System, Modern Refrigeration, December, 1962.

Watkins, J.E., Improved Refrigeration Systems By Applying Established Principles, Industrial Refrigeration, June, 1956.

Capítulo 3

Compresores Frigoríficos, Aceite Lubricante y Refrigerantes: un Trío mal Avenido

R. S. Vaughn. Miembro de ASHRAE

El diseñador de compresores debería tener pocas preocupaciones con los excelentes aceites lubricantes para compresores de refrigeración de hoy en día si las características del aceite se mantuvieran cuando están en el compresor igual que cuando están en el barril. Los principales cambios provienen, por supuesto, del efecto producido al mezclarse con el aceite.

El aceite está en el sistema de refrigeración solo porque es requerido por el compresor. Si los compresores sin aceite recientemente comercializados excluyen totalmente el aceite del resto del sistema de refrigeración, sería difícilmente reconocido otro componente (que no sea el compresor) que se beneficia del aceite en el sistema. Si es cierto que, por ejemplo, las juntas tienden a secarse y, en última instancia, podrían generar fugas. Las válvulas de expansión y solenoides se desgastarían prematuramente por falta de lubricación; los controles de nivel de líquido tienden a ser erráticos debido a la ausencia del efecto amortiguador del aceite.

Para el compresor, la lubricación de los rodamientos es la utilización más conocida. Sin embargo, el aceite tiene muchas otras funciones en el compresor. Estas funciones se enumeran en la Tabla I.

Tabla 1

1. Sellar	5. Limpiar
2. Amortiguar	6. Juntas hinchadas
3. Engrasar	7. Descargadores
4. Enfriar	8. Silenciar ruido

FUNCIONES DEL ACEITE EN UN COMPRESOR ALTERNATIVO

1. SELLAR

Se utilizan dos tipos de pistones en compresores alternativos. (Fig.1). Los pistones de hierro fundido se utilizan en algunos compresores pequeños donde las tolerancias entre los diámetros del cilindro y del pistón pueden mantener con exactitud durante el proceso de fabricación. Estos pistones son simples y no tienen los familiares segmentos. La holgura diametral es normalmente del orden de .0003 mm / mm de diámetro del cilindro.

Sin embargo, incluso esta pequeña holgura nos causaría una seria fuga entre los lados de alta y baja si no fuera por la capacidad de sellado del aceite lubricante.

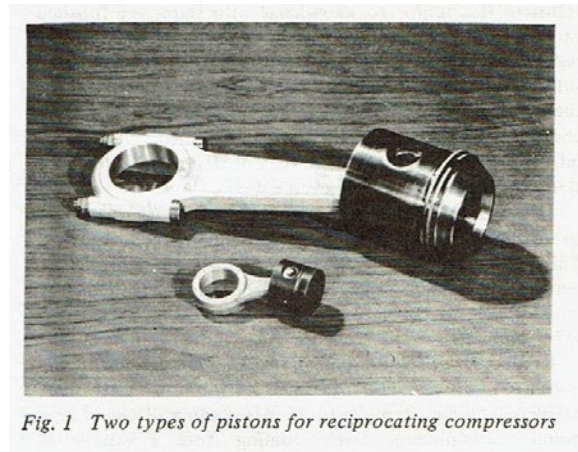


Fig. 1 Two types of pistons for reciprocating compressors

Los compresores con mayores diámetros dependen de los segmentos para reducir la holgura entre pistón / cilindro a un nivel mínimo aceptable. Por supuesto, se requiere aceite, para lubricar los pistones y los anillos a medida que se deslizan sobre la pared del cilindro. Sin embargo, el sellado de las variaciones mínimas del diámetro real del segmento y del cilindro son similares a los pistones sin segmentos.

Otro compresor de desplazamiento positivo, el compresor rotativo-helicoidal (o de tornillo) fue esencialmente ineficaz para Servicio de Refrigeración a alta presión hasta que se inundó con aceite para sellar las holguras entre los lóbulos.

Además, los compresores rotativos de paletas generalmente utilizan la capacidad de sellado del aceite en Las separaciones de las paletas. La misma función de sellado se realiza en los Pistones y válvulas del cilindro de los compresores alternativos. Igualmente, los compresores “scroll”, utilizan la inyección de aceite para sellar el hueco entre las volutas fija y móvil.

2. AMORTIGUAR

Las válvulas de los cilindros producirían un impacto excesivo al cerrar sobre los asientos de las válvulas, lo que se evita por la amortiguación de una película de aceite. Este fenómeno se complementa en algunos compresores añadiendo unas bolsas al lado del asiento de la válvula que se llenan de aceite para proporcionar una amortiguación adicional.

3. LUBRICAR

Hemos mencionado las funciones de lubricación de los rodamientos y de los pistones por el aceite. Sin embargo, también lubrica las válvulas a medida que cierran sobre sus asientos; lubrica los muelles de válvulas durante su movimiento deslizante y lubrica los descargadores.

Aunque el sello del eje (prensa-estopas) de los compresores abiertos está diseñado para evitar las fuga de refrigerante y la pérdida visible de aceite, sin un mínimo paso de una lágrima de aceite para lubricar las caras de sellado, incluso esas superficies altamente pulidas fallarían.

4. REFRIGERAR

El enfriamiento del compresor es una función del aceite. El sello del eje es bañado continuamente con aceite en circulación para evitar un aumento excesivo de la temperatura. El aceite elimina eficientemente el calor causado por la fricción de los cojinetes deslizantes y ayuda a reparar muchas contusiones superficiales diminutas que se producen durante algunas fases del arranque inicial, cuando la presencia del aceite es residual.

5. LIMPIAR

El aceite que circula por los cojinetes y las cavidades donde se aloja la prensa del eje, para enfriar las superficies en rozamiento también sirve para limpiar minúsculas partículas de suciedad y corrosión que de otro modo se acumularían y finalmente acabarían por dañar los cojinetes.

6. FLEXIBILIZACIÓN DE LAS JUNTAS

Las juntas en los compresores que se pueden reparar sobre el terreno dependen en cierta medida de que las juntas se mantengan flexibles por la absorción del aceite, logrando una larga vida útil. Sin la presencia de aceite, la fuga de refrigerante a través de las juntas secas podría llegar a ser grave.

7. DESCARGADORES DE CAPACIDAD

El aceite bajo presión de la bomba de aceite se utiliza en muchos compresores, tanto alternativos como de tornillo como la fuente de energía para accionar la válvula de aspiración mediante un descargador. Aunque en algunos compresores se utiliza el gas de descarga para actuar los descargadores, el aceite se controla más fácilmente, está disponible a una temperatura razonable y más o menos constante y su presión, sella y lubrica el pistón del descargador de la misma manera descrita anteriormente para los pistones del compresor.

8. AMORTIGUACIÓN DE RUIDO

El aceite también funciona como un amortiguador de sonido, particularmente, en pequeños compresores herméticos. Aunque aún queda mucho por hacer para mejorar la radiación de ruido de los compresores de pistones, sin aceite para suavizar el ruido de rodamientos, válvulas, pistones y descargadores, los compresores serían inaceptables.

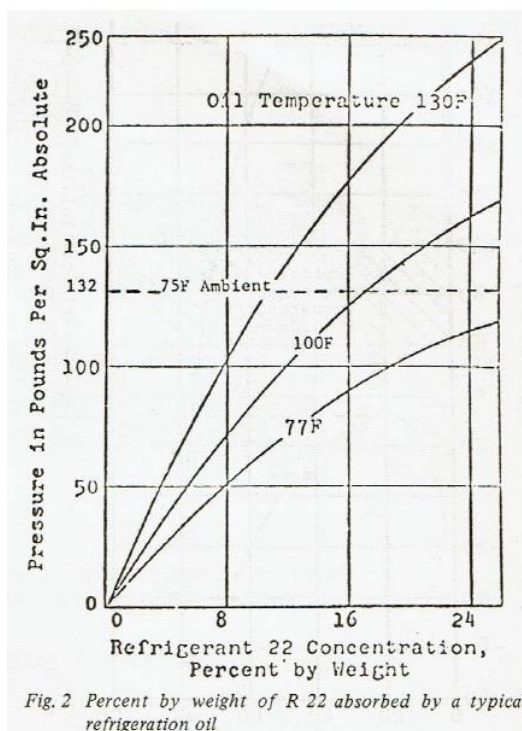
Compresor, aceite y refrigerante son un trío malavenido. Están en continuo estado de flujo. Rara es la instalación que funciona constantemente en las condiciones de diseño. La mayoría están arrancando, parando, descargando, cargando o variando las presiones de succión y descarga continuamente.

Incluso cuando se detiene el compresor, la mezcla de aceite / refrigerante no es estática. Debido a las características de miscibilidad, el aceite absorberá o rechazará el refrigerante hasta que se logre el equilibrio a la presión y la temperatura existentes. En la mayoría de los sistemas parados tanto las presiones como de las temperaturas están cambiando continuamente.

En una instalación típica donde el compresor y/o el condensador están ubicados al aire libre, factores tales como la temperatura ambiente, la carga solar cambiante, la velocidad del viento, la lluvia y la nieve, los ajustes de control del sistema, incluso los cambios de voltaje, causarán cambios de temperatura en partes del sistema, que a su vez afectarán tanto a la temperatura como a la presión de la mezcla refrigerante / aceite en el cárter del compresor.

Las condiciones interiores cambiantes como la temperatura del aire y su velocidad sobre el evaporador también afectan la mezcla de refrigerante / aceite en el compresor.

Si bien se requiere aceite en el cárter del compresor para lograr las funciones antes descritas, el refrigerante presente en el compresor, excepto en el compartimiento del motor, succión, los cilindros y las culatas pueden considerarse un contaminante. El refrigerante en estado líquido siempre es un contaminante en el compresor.



La figura 2 muestra el porcentaje en peso de R22 absorbido por un aceite de refrigeración típico. Téngase en cuenta que la cantidad de refrigerante absorbida es una función de la temperatura y la presión. Por lo tanto, como se desea minimizar el refrigerante disuelto en el aceite del cárter, el método utilizado debe buscar la disminución la presión del cárter y / o el aumento de la temperatura del aceite. Uno podría usar esta tabla para determinar la cantidad de refrigerante que será absorbido por el aceite del cárter bajo cada una de las condiciones de funcionamiento y de parada. Al hacerlo, uno reconocería rápidamente que momentos, inmediatamente después de la puesta en marcha, son los más difíciles para el compresor.

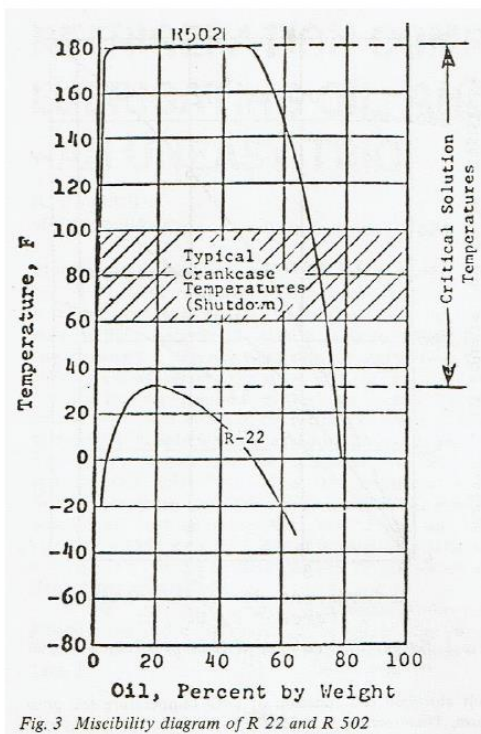
Durante la parada, la temperatura del aceite del cárter es más baja de lo que será durante el funcionamiento normal, mientras que la presión es generalmente mayor. Ambos factores se combinan para que se forme una alta proporción de refrigerante / aceite disueltos durante la parada, en comparación con un período de marcha.

Inmediatamente después de arrancar el refrigerante líquido hierve a la presión más baja. El volumen aumenta rápidamente y si hay suficiente refrigerante presente, la mezcla aceite / refrigerante prácticamente explota, llegando al cigüeñal donde luego se lanza hacia las paredes del cilindro con tal volumen que los pistones y los anillos no pueden devolverlo al cárter.

Hay entonces un significativo aumento de la velocidad a la que se bombea el aceite fuera del compresor. Con sucesivos arranques similares y si el retorno de aceite del sistema no se establece rápidamente, el compresor pronto estará operando con insuficiente aceite.

Un segundo efecto es que la bomba de aceite del compresor se ve obligada a bombear un alto porcentaje de refrigerante que al vaporizarse creará una situación de cavitación, dejando de suministrar aceite en las condiciones adecuadas de caudal y presión a los rodamientos.

O bien, al llevar un porcentaje tan alto de refrigerante, la película de aceite no cumplirá con los requisitos para separar las superficies de rozamiento, causando fallos de rodamiento al poco tiempo. Los refrigerantes más utilizados han sido el R12, R22, R502 y R717 (amoníaco).



La Fig. 3 muestra el diagrama de miscibilidad de dos de esos refrigerantes, R22 y R502.

El porcentaje en peso de aceite se representa frente a la temperatura de la solución. Fuera de las curvas el refrigerante y el aceite son mutuamente solubles.

La temperatura máxima de la curva es llamada la Temperatura Crítica de la solución. Por debajo de la Temperatura Crítica de la solución la mezcla se separa en dos capas. A la izquierda está la capa rica en refrigerante y a la derecha está la capa rica en aceite.

En el rango de temperaturas típicamente encontrado en un cárter del compresor cuando el compresor está apagado y el calentador del cárter está energizado y el R22 es totalmente miscible en toda la gama dimensiones.

El R502, sin embargo, con tan poco como un 26% en peso de refrigerante presente se separará en dos capas; una rica en aceite, otra rica en refrigerante. La capa rica en aceite puede contener entre 25 y 35% de R502, mientras que la rica en refrigerante será esencialmente refrigerante puro.

Lo que no se ve en la Fig. 3, pero que es una gran preocupación para el diseñador de compresores, es que el R 502, al ser más pesado que el aceite, estará debajo de la capa rica en aceite.

Si es suficiente, el R502 se condensa en el cárter, causando un arranque esencialmente con refrigerante puro que se bombeará a los rodamientos. La probabilidad de falla del rodamiento es entonces muy alto.

La figura 4 ilustra un compresor semi hermético típico en el que se han condensado 20 lb (9 Kg) de R502 en exceso. Esto es solo el 25-35% de la carga total de refrigerante de un sistema típico en el que se podría instalar este compresor.

Hay que tener en cuenta que la capa rica en aceite flota por encima del nivel de la admisión de la bomba de aceite.

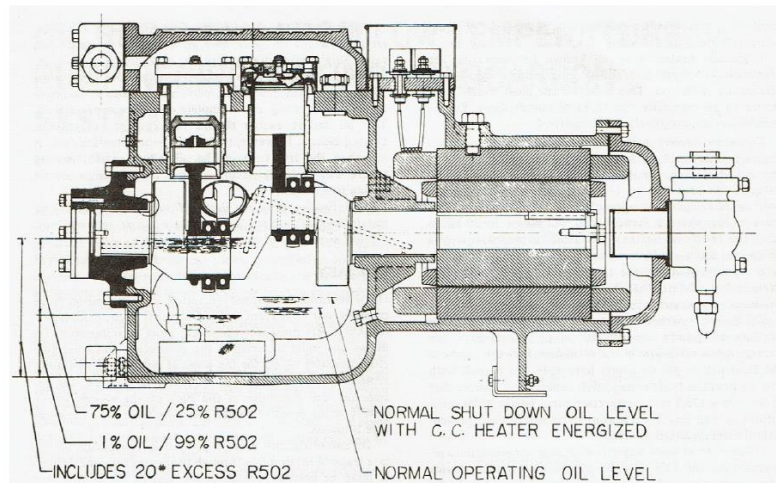


Fig. 4 Typical semi-hermetic compressor in which 20 lb excess R 502 has condensed

El R717, aunque esencialmente es inmiscible con el aceite, es más ligero que el aceite y flotará por encima de la entrada de la bomba de aceite.

Con este refrigerante, la condensación en el cárter es algunas veces menos seria en el arranque que con R22. A medida que el refrigerante se absorbe en el aceite durante la parada, el volumen de la mezcla aumenta. Por supuesto, el nivel puede elevarse lo suficientemente alto en los nuevos diseños de compresores herméticos como para sumergir los cilindros inferiores (Fig. 5) en refrigerante líquido y aceite, que luego pasa más allá de los pistones en los cilindros.

Una nueva puesta en marcha, especialmente con los compresores de 2 polos que giran a 3000/500 rpm, este líquido continuo. puede causar que no pueda salir completamente a través de las válvulas de descarga, aplicando así excesivamente fuerzas elevadas en las válvulas de aspiración y bielas.

Bajo estas condiciones durante la primera carrera del compresor, las presiones dentro del cilindro alcanzan niveles tan altos como 3000 psig (200 Barg). Recuerde que el típico compresor moderno es diseñado para una presión máxima de operación de 450 psig. (30 Barg).

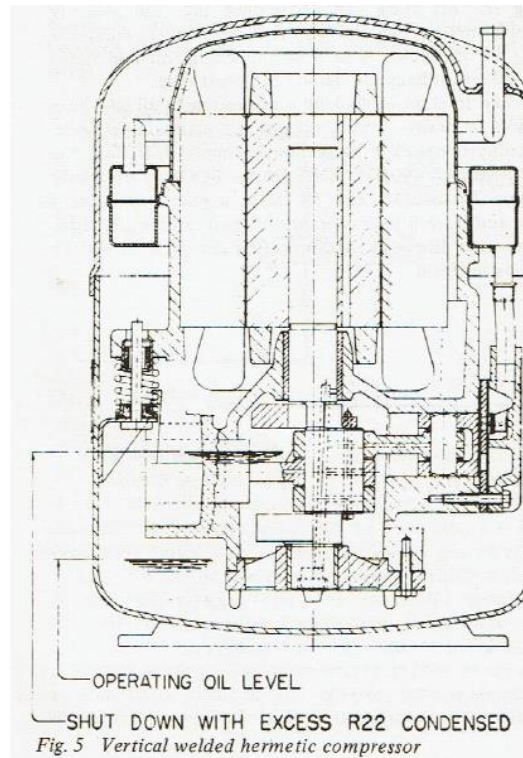
Golpe de Líquido o Inundación; otro evento que es perjudicial para los compresores, también ocurre inmediatamente después del arranque. Ocurre en menor medida en compresores grandes que tienen control de capacidad por etapas, cuando el compresor "carga" después de un período de operación a carga parcial.

Con grandes golpes de refrigerante líquido, se produce el mismo efecto que se describe anteriormente para el refrigerante que ya se encuentra en el cárter.

El nivel de aceite se eleva alrededor de los cilindros y el cigüeñal, la bomba de aceite aspira un alto porcentaje de refrigerante y el compresor descarga aceite a alta velocidad. En compresores herméticos pequeños, ubicar la entrada de aspiración interna alta en la carcasa ha sido eficaz en la prevención de la llegada de líquido a los cilindros.

Como siempre, el líquido puede fluir más allá de los pistones, y la cantidad de aceite se reduce momentáneamente, por lo que incluso en estos compresores es importante! para minimizar los golpes de refrigerante líquido en ellos.

Con compresores bien diseñados, la mayoría de las fallas se deben a deficiencias de los sistemas en los que están instalados los compresores.



En términos generales, las deficiencias del sistema que son perjudiciales para los compresores son:

1. Cualquier impedimento que prevenga el retorno continuo del aceite al compresor para equilibrar el ritmo al que se bombea aceite fuera del compresor.
2. Cualquier causa que permita la inundación de grandes cantidades de aceite durante el arranque o la carga.
3. Cualquier causa que permita la llegada y acumulación de cualquier cantidad de refrigerante líquido en el compresor.
4. Cualquier causa que permita la condensación de refrigerante en el compresor.

Existen dispositivos que pueden usarse para eliminar las deficiencias del sistema. Separadores de aceite para minimizar el arrastre de aceite al condensador y, por lo tanto, minimizar los requisitos para el retorno del aceite.

Los separadores de aceite introducen sus propios problemas, sin embargo, y deben de seleccionarse con sumo cuidado, recomendarse una eficiencia máxima, con etapas previa por decantación y final coalescente, si es posible.

Si durante la parada, un separador de aceite está expuesto durante mucho tiempo a una temperatura más baja que otras partes del sistema, el refrigerante se condensará en él y el líquido fluirá hacia el cárter del compresor, a menos que el sistema esté equipado con Métodos para prevenirlo.

Un método preventivo es canalizar el aceite de retorno a un receptor intermedio donde el líquido refrigerante se evapora.

Otra es equipar la línea de retorno con una válvula solenoide normalmente cerrada. La válvula solenoide debe ser controlada a su vez por un termostato lo que impide su funcionamiento hasta que la temperatura del separador de aceite esté por encima del sistema y quizás hasta dotar al separador de calentamiento para evitar su enfriamiento excesivo y facilitar su puesta a régimen.

Téngase en cuenta que en 90 segundos un compresor de 1750 rpm gira casi 2.600 revoluciones, un largo tiempo para que un rodamiento esté sin aceite, particularmente si es severo! los reinicios son hecho.

Los enfriadores de aceite en algunos compresores más grandes a veces se enfrían nuevamente. Esto, como el separador de aceite, es un dispositivo útil cuando se usa correctamente. Sin embargo, tiene inconvenientes similares.

Durante los periodos de parada y arranque a menos que una válvula solenoide controlada por un termostato en el aceite.

El termostato en este caso debe estar configurado para abrirse solo si el aceite en realidad supera una temperatura de operación segura, tal vez 140°F (+60°C), y la solenoide debe ser energizada solo mientras el compresor esta en marcha.

Los interruptores de falla de aceite utilizados en compresores con bombas de aceite de presión positiva son efectivos.

Ayude a prevenir daños extensos cuando el nivel de aceite en el cárter del cigüeñal es bajo. Sin embargo, hay la tendencia a permitir largos períodos de funcionamiento con baja presión de aceite antes de la funciones de cambio.

Considere que en 90 segundos, un procesador de 1.750 rpm procesa casi 2.600 revoluciones, un tiempo excesivo para que un rodamiento esté sin aceite, en particular si se hacen reinicios muy seguidos.

Y finalmente: Las líneas de succión deben de ser diseñadas de manera que el aceite fluya correctamente incluyendo la instalación de acumuladores de succión donde sea necesario para prevenir la mayoría de los fallos causados por el golpe de líquido.

RESUMEN

Se requiere aceite para el funcionamiento correcto de los compresores de refrigeración, pero el refrigerante es un contaminante! en el cárter del compresor. Su presencia, por lo tanto, debe ser minimizada.

Para ello, es necesario comprender las características de absorción y solubilidad del aceite para los refrigerantes populares y debe recordar que cuando se detiene el compresor, el refrigerante se condensará en la parte del sistema donde la presión de vapor sea más baja que coincide generalmente donde la temperatura es más baja.

Se debe evitar que el aceite y el refrigerante se acumulen en una línea de succión atrapada mediante un diseño correcto de línea de succión. Debe evitarse la condensación en el compresor durante el ciclo de parada.

Para lograr esto, use tuberías de línea de succión adecuadamente diseñadas, calentadores del cárter energizados durante todos los ciclos de apagado, con válvulas de solenoide de cierre positivo en todas las líneas de retorno de aceite y refrigerante líquido.

Me gustaría cerrar haciendo una sugerencia a todos los que tengan la oportunidad de diseñar, instalar, operar, o mantener compresores de refrigeración.

La sugerencia es simplemente esto: leer la Guía de ASHRAE y de Refrigeración vigente.

Capítulo 4

Compresores Frigoríficos para Amoníaco

R. W. Kinnev

RESUMEN

Este artículo presenta los distintos tipos de compresores de amoníaco que se han utilizado para la refrigeración industrial a lo largo de los años, con énfasis en los que se utilizan con más frecuencia en la actualidad.

INTRODUCCIÓN

El compresor de amoníaco es sin duda una de las máquinas más beneficiosas del mundo para la humanidad. El amoníaco es el más simple de todos los refrigerantes y se usó para la refrigeración industrial incluso desde el principio, a fines del siglo XIX y continúa creciendo en popularidad.

Las excelentes propiedades termodinámicas, la facilidad de fabricación y la economía de rendimiento lo han convertido en la primera opción para los propietarios de almacenes frigoríficos, mataderos y procesadores de carne, procesadores de alimentos congelados, cervecerías, lecherías y muchas plantas químicas y petroquímicas para las diferentes aplicaciones de proceso.

DISEÑO DEL COMPRESOR DE AMONIACO

Los compresores de amoníaco son similares en la mayoría de los casos a los utilizados para HFC/HCFC y otros refrigerantes, pero tienen algunas diferencias en el diseño muy necesarias:

- 1.** No tienen aleaciones de zinc, cobre o aleaciones que incluyan cobre, excepto algunas especialidades de bronce, en contacto con las piezas bañadas por el refrigerante. El amoníaco, en presencia de cantidades muy pequeñas de humedad, es altamente corrosivo para estos metales.
- 2.** No se fabrican en modelos herméticos o semi-herméticos debido a la agresividad del amoníaco sobre los cables utilizados en los devanados del motor. Se está avanzando al sustituir el cobre por el aluminio, pero se reduce la eficiencia. También se están buscando protecciones para los devanados.
- 3.** Los compresores alternativos, por lo general, están equipados con culatas enfriadas por agua o por refrigerante, ya que la temperatura de descarga del gas suelen ser aproximadamente de unos 250°F (+12°C) o más, según la relación de compresión y las condiciones operativas.
- 4.** La mayoría de los fabricantes suministran los compresores de amoníaco con enfriadores de aceite refrigerados por agua o refrigerante debido a las altas temperaturas de descarga y al calor de fricción generado.

Las altas temperaturas de descarga se traducen en una temperatura elevada del aceite del cárter, debido a la conducción de calor a través del cuerpo del compresor. Sin los enfriadores de aceite, se produce una descomposición acelerada del aceite, lo que resulta en carbonización y formación de lodo en el cárter.

Esta descomposición del aceite y la formación de lodos son perjudiciales para el sistema de lubricación y para todas las partes móviles lubricadas, lo que definitivamente causará un desgaste prematuro.

5. Los retenes (prensa del eje) y empaquetaduras de caucho sintético deben seleccionarse cuidadosamente para evitar reacciones químicas entre el Amoníaco y el material de sellado. Hay muchas variedades de elastómeros de buna, que generalmente deben evitarse en favor de materiales de neopreno que sean compatibles con el amoníaco.

6. El compresor de amoníaco está equipado, generalmente, con válvulas de servicio que tienen volantes en lugar de tapas de cierre, (como las que incorporan los compresores para HFC/HCFC). Los operadores de planta prefieren la comodidad de los volantes sobre las válvulas de tapa de cierre operadas con llave.

Debido a la relativa facilidad de sellado del Amoníaco, hay poco problema con las fugas por el vástago de la válvula. La mayoría de estas válvulas tienen empaquetaduras de nylon tipo "chevron". El material del asiento generalmente es "babbitt", (Metal blanco blando), particularmente, en la válvula de descarga, debido a la alta temperatura.

7. Debido a que el amoníaco no es miscible con el lubricante utilizado, el aceite que se escapa al sistema no siempre puede regresar al compresor a través de la línea de succión.

Para permitir un funcionamiento más prolongado antes de que se deba agregar aceite al cárter, se instala un separador de aceite en la línea de descarga del compresor para eliminar la mayor parte del aceite del gas y evitar que se escape al sistema.

Los separadores modernos tienen un medio automático para devolver el aceite al cárter; el más popular hoy en día es la válvula de flotador de alta, que recoge y dosifica el aceite hacia el cárter casi continuamente.

Un interruptor de flotador que opera una válvula solenoide eléctrica lograría los mismos resultados, pero solo podría devolver el aceite por tandas, dependiendo del diferencial del interruptor de flotador eléctrico.

8. Las principales partes internas del compresor alternativo de amoníaco son esencialmente las mismas que las de las máquinas de HFC/HCFC, pero los anillos de pistón, las válvulas, los resortes de las válvulas y los cabezales de seguridad deben diseñarse con precisión para este refrigerante en particular.

COMPRESORES ALTERNATIVOS

Uno de los tipos de compresor utilizados para las aplicaciones industriales del amoníaco es el tipo alternativo con descarga de los cilindros para un obtener un medio económico de control de capacidad (Fig. 1).

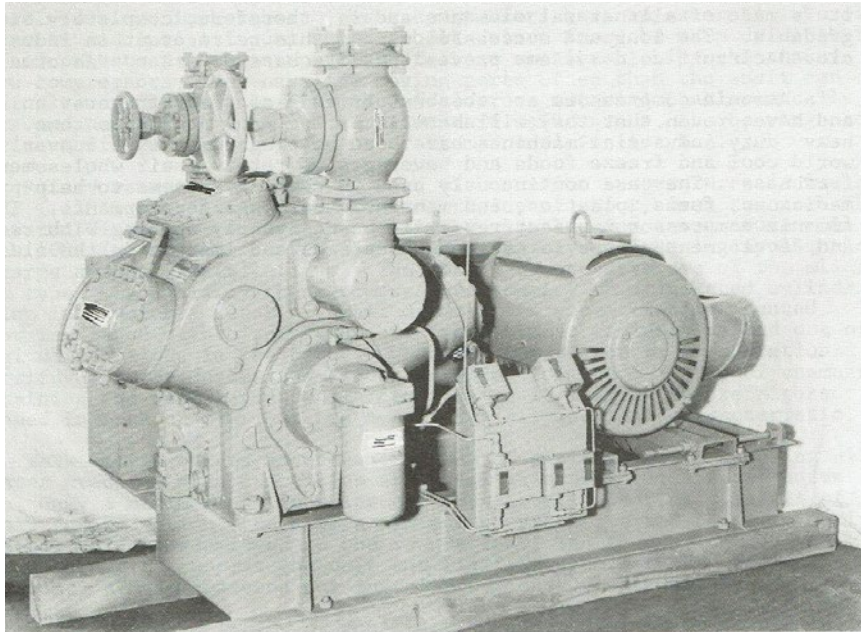


Figure 1. Reciprocating compressor with internal cylinder unloading for economical capacity control

Este compresor sigue siendo el más popular en plantas pequeñas y medianas. Su funcionamiento económico con cargas reducidas y la facilidad de mantenimiento lo convierten en uno de los favoritos entre los ingenieros operativos.

Debido a su fiabilidad, todavía se utilizan en algunas plantas muy grandes. Se pueden lograr capacidades de hasta 300 toneladas con una unidad dúplex que tiene un motor primario único con un eje de doble accionamiento (Fig. 2).

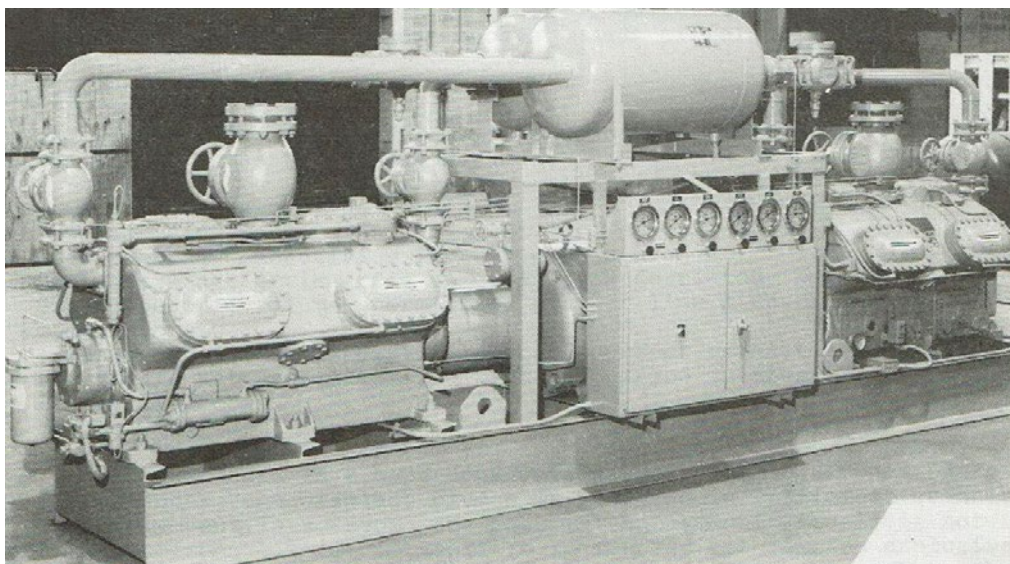


Figure 2. Duplex unit

Estos compresores varían en tamaño desde 2 a 16 cilindros con desplazamientos de 50 a 800 cfm (85 a 1.360 m³ / h).

Los fabricantes limitan la relación de compresión en los compresores alternativos a un nivel de 8 o 10 a 1 debido a las altas temperaturas de descarga y las presiones diferenciales que se producen. Estos límites se imponen debido a los esfuerzos extremos a que se ven sometidos los cojinetes, bielas, cigüeñales y prensa del eje en relaciones de compresión más altas. Aunque se podrían diseñar máquinas especiales para esas condiciones inusuales, no sería un diseño práctico de compresor alternativo.

El compresor alternativo se utiliza como BOOSTER (Auxiliar) y para trabajar como etapa de alta en los sistemas de etapas múltiples de compresión. Estos compresores, cuando se usan como BOOSTER, por lo general, no requieren enfriamiento de las culatas.

Sin embargo, algunos fabricantes recomiendan los enfriadores de aceite, especialmente en máquinas de 12 y 16 cilindros porque se genera una mayor cantidad de calor debido a la gran cantidad de fricción generada en estos grandes compresores. Cuando se utiliza el enfriamiento de la culata en los compresores de etapa baja, se debe tener cuidado para evitar que se congele el agua de las camisas cuando se para y el compresor de etapa alta aún está en funcionamiento.

Una solución en este caso consiste en utilizar el enfriamiento por refrigerante. Con este método, parte del refrigerante del sistema se extrae del sistema principal y se expande en las cavidades de enfriamiento de la culata. Este sistema de enfriamiento por refrigerante también se usa para compresores de Alta, especialmente cuando escasea el agua disponible o simplemente no la hay. Los tamaños típicos de pistones oscilan desde las 3 pulgadas ((76,2 mm.) a las 6 pulgadas (152,4 cm) de diámetro. Combinados con carreras que van de 2 y 1/2" (63,5 mm.) a 5". (127 mm.) aspirando un caudal de 30 a 80 cfm (51 a 136 m³/h por pistón. Las configuraciones más populares hoy en día son con los cilindros dispuestos en "V" y en "W", diseñados con lubricación de alimentación forzada, utilizando una bomba de aceite integral accionada desde el eje de transmisión del compresor principal, como se muestra en la Fig. 3.

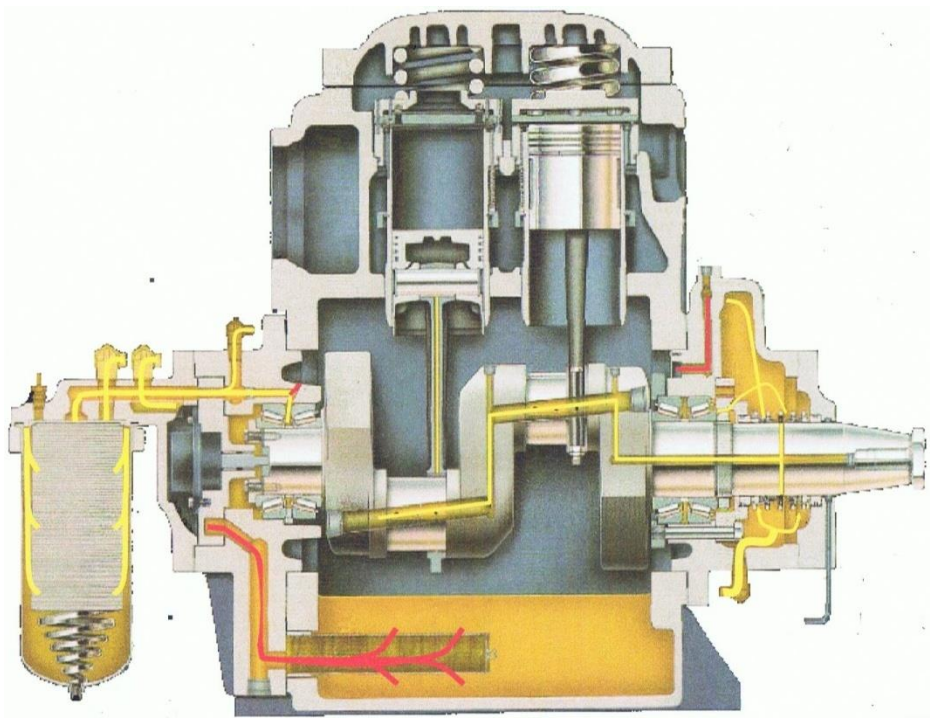
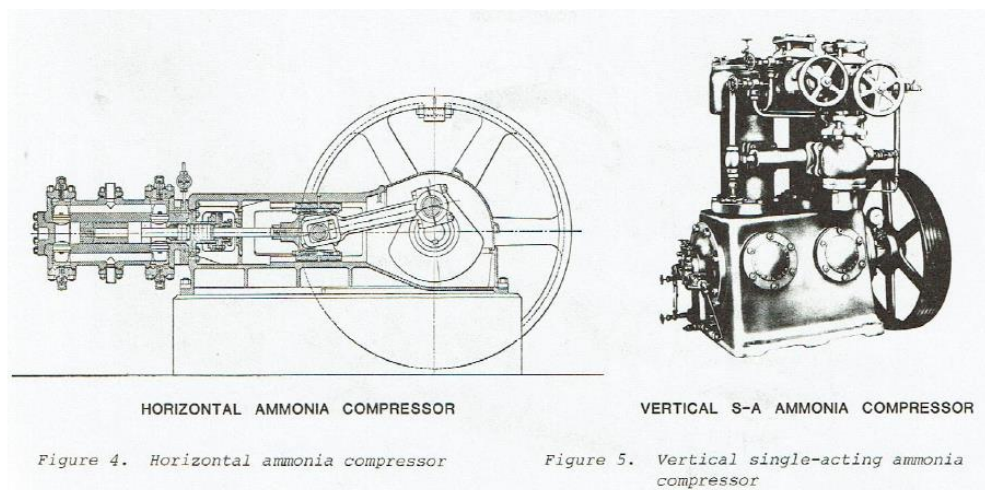


Figure 3. Multicylinder compressor with forced feed lubrication



La figura 4 muestra uno de los primeros compresores alternativos, que eran máquinas de carrera horizontal de un solo cilindro, de doble efecto.

Sus cilindros tenían aproximadamente 1 a 2 pies (305 a 610 mm) de diámetro con carreras de 2 pies (610 mm) a 3 pies (915 mm). Estos compresores funcionaban a velocidades muy bajas, de 100 a 200 rpm, y tenían una bomba de lubricación externa.

El siguiente paso evolutivo fue hacia el compresor vertical de simple efecto, generalmente, en versión de dos cilindros y denominado por lo común compresor VSA (Fig. 5).

Al igual que la máquina horizontal, también fueron diseñados para baja velocidad.

El diámetro del pistón de estas máquinas variaba desde 3" (76,2 mm.) a 12 pulgadas (304,8 mm.) con carreras de 3 pulgadas (76,2 mm.) a 12 pulgadas (304,8 mm.) y un rango de velocidad que oscilaba entre 300 y 600 rpm.

Muchas de estas máquinas antiguas y confiables todavía están en funcionamiento hoy y están haciendo un buen trabajo.

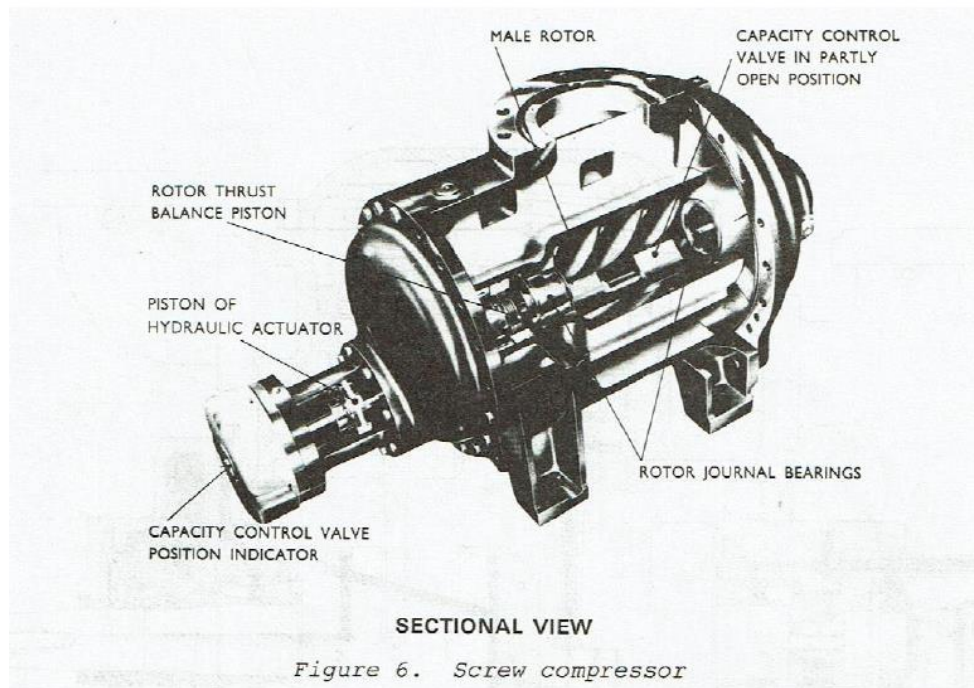
Su tamaño y su coste elevado fueron las principales razones por las que dieron paso a los modernos compresores de varios cilindros en el diseño "V-W".

La tecnología metalúrgica permitió que los nuevos compresores funcionaran a velocidades de hasta 1800 rpm y conservaran un alto grado de fiabilidad y de rendimiento.

COMPRESORES DE TORNILLO

Los compresores de tornillo de rotor simple y doble se han hecho populares en aplicaciones de refrigeración de medio y gran tamaño debido a los grandes desplazamientos de estas máquinas, que iban en un principio, desde 300 a 600 cfm (510 a 1.020 m³/h).

En la actualidad, se fabrican con desplazamientos inferiores a 100 m³/h y mayores de 3.000 m³/h (Fig. 6).



No nos hemos parado a detallar el funcionamiento de los compresores alternativos porque sus principios de funcionamiento son comprendidos incluso por el ingeniero principiante. Sin embargo, el compresor de tornillo, es lo suficientemente exclusivo como para justificar una breve explicación.

El compresor eleva el gas refrigerante de las condiciones de succión a la presión de descarga en tres fases distintas: entrada en la succión, compresión entre los lóbulos y descarga.

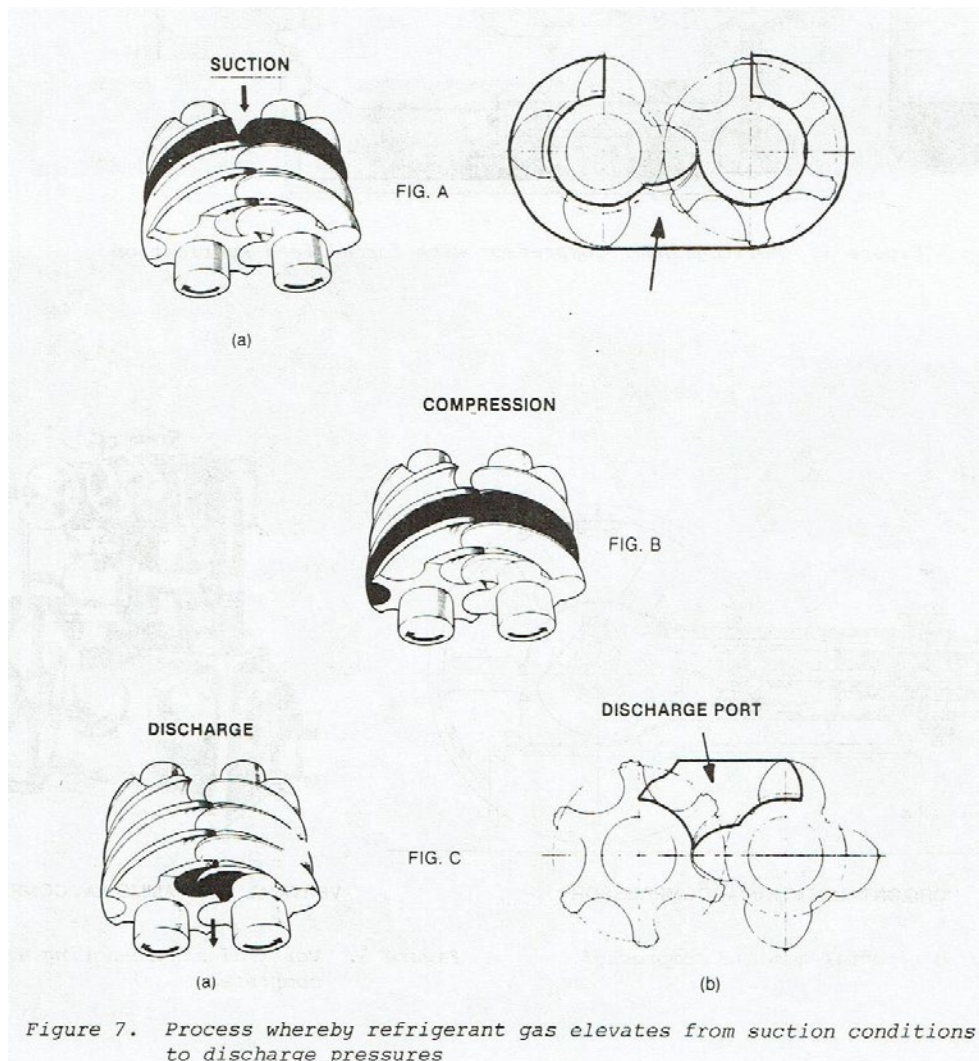
La figura 7 muestra las partes del rotor vistas desde la parte inferior del compresor. A medida que giran los rotores, el gas fluye a través de la entrada de succión y llena los espacios interlobulares adyacentes.

La forma del plano de entrada de succión es como se muestra en la Fig. 7A (b) con aproximadamente el 75% del plano del extremo de succión que sirve como la abertura de succión del compresor.

Durante la rotación, los espacios interlobulares aumentan en longitud a medida que el flujo se acerca al lado de descarga. Cuando el espacio entre los lóbulos del rotor se llena con gas de succión, la conexión de succión se cierra. La fase de succión finaliza con una cantidad de gas atrapado en el compresor.

La rotación continua (Fig. 7B) y disminuye el volumen interlobular, por lo que el gas atrapado se comprime.

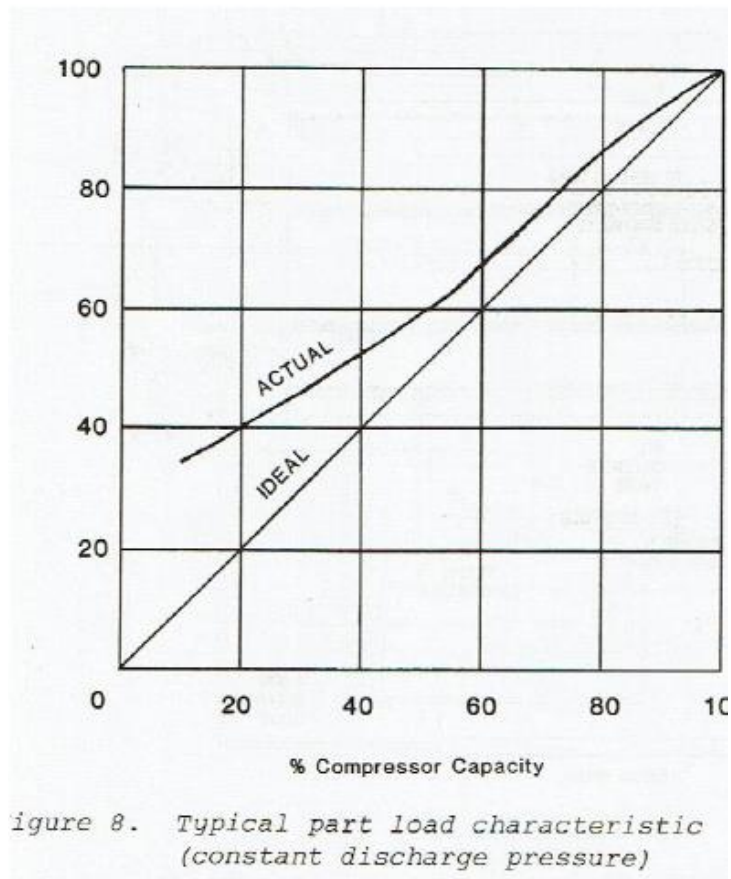
A cierta posición del rotor, el gas atrapado llega a la salida de descarga y comienza la fase de descarga. Esta fase continúa hasta que el espacio interlobular se vacía por completo. El puerto de descarga tiene la forma que se muestra en la Fig. 7 C (b). La forma y el tamaño de la abertura, junto con la válvula deslizante, le dan a cada máquina particular su relación de volumen (V_i).



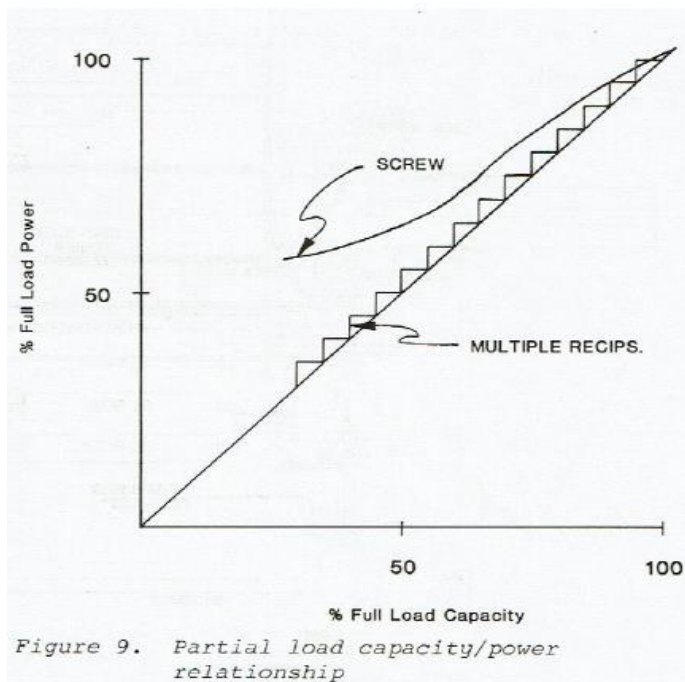
Los compresores de tornillo siguen los mismos principios básicos de diseño que las máquinas alternativas: no se utilizan cobre o aleaciones de cobre, se requieren separadores de aceite y enfriadores de aceite, y se debe tener cuidado al seleccionar los productos de elastómero utilizados en sellos y controles y accesorios.

Este compresor se utiliza mejor como una máquina grande de "carga base" y, a menudo, se usa junto con unidades alternativas múltiples que se ocupan de la regulación de capacidad, ajustándose a la demanda de una manera más eficiente.

El compresor de tornillo solo ahorra energía a plena capacidad. Como lo ilustra la Fig. 8, son muy poco económicos por debajo del 75% de su capacidad, ya que utilizan más potencia por cada tonelada de refrigeración.



Por ejemplo, con una carga del 50%, el compresor de tornillo usa del 60% al 70% de la potencia de carga completa.



La Fig. 9 contrasta el gráfico de carga de potencia para el compresor de tornillo e indica la eficiencia operativa del compresor alternativo con descarga de cilindros.

Los pasos, generalmente, siguen una relación ideal de potencia-carga.

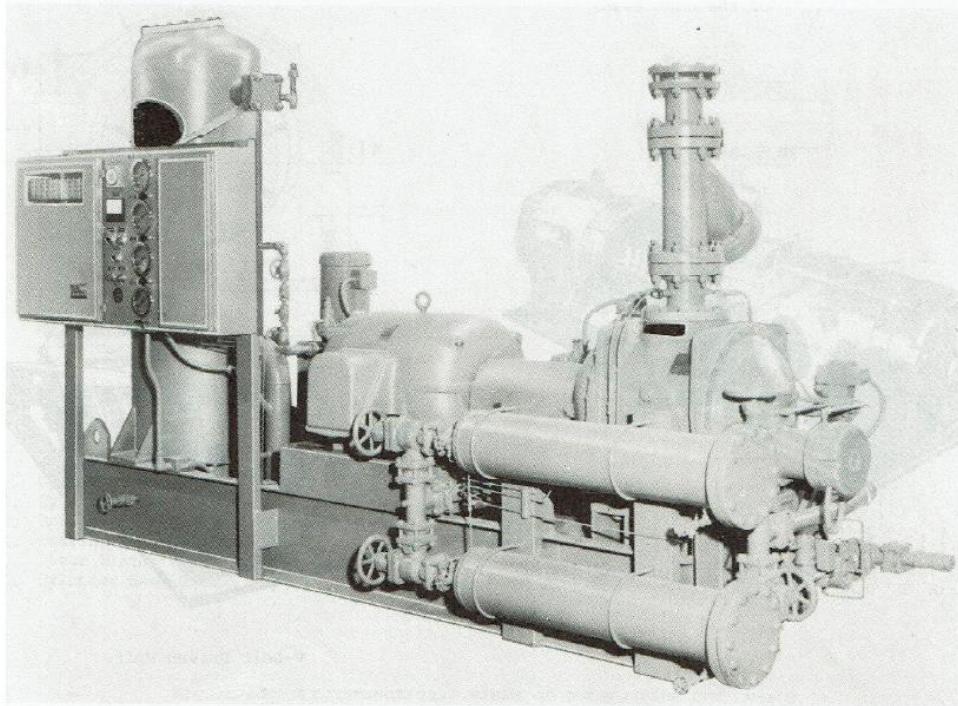


Figure 10. Large capacity oil separator with multistage separating elements

Aunque el compresor en sí es muy pequeño para la capacidad que puede producir, el paquete completo es bastante grande debido a la necesidad de accesorios y al gran volumen de aceite requerido para sellar el espacio entre los rotores, para lubricar y para enfriar el gas de descarga, haciendo necesario tener un separador de aceite de gran capacidad con elementos de separación de varias etapas (Fig. 10).

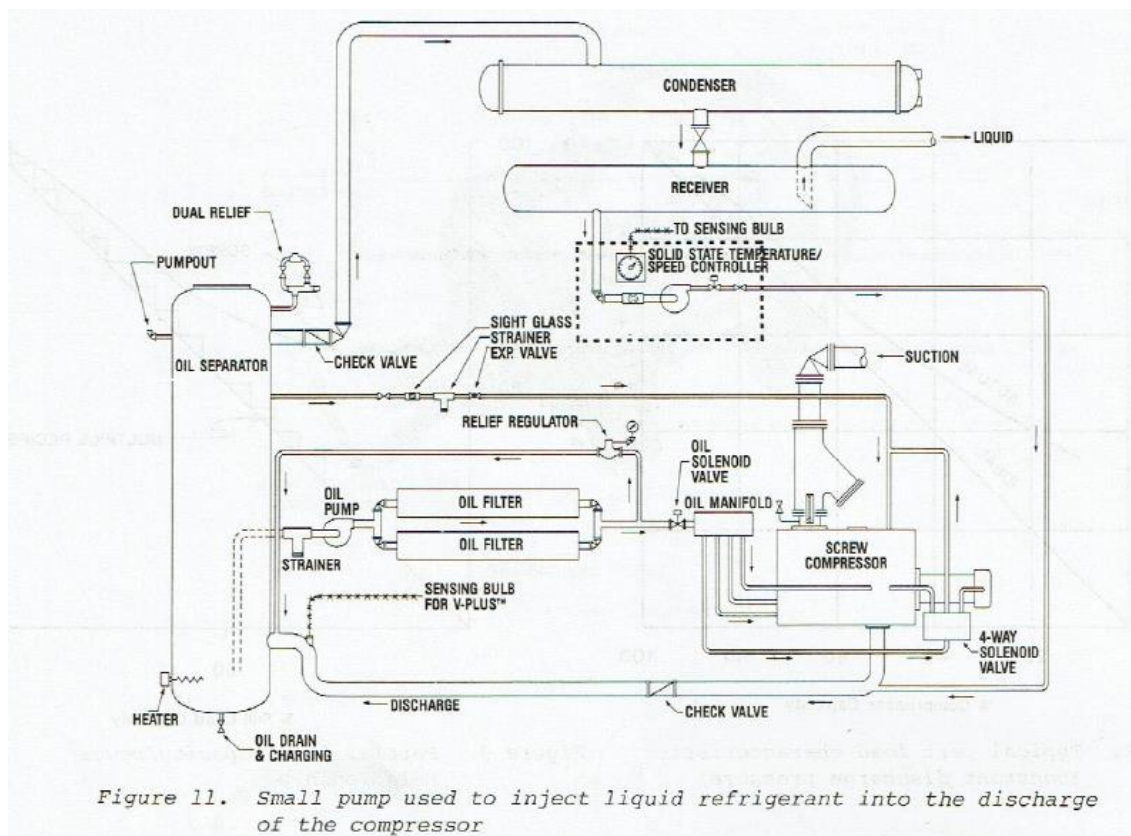
Esta gran cantidad de aceite también debe ser enfriada; esto se realiza de manera normal con un intercambiador de calor tipo Multitubular o de placas soldadas por el que se hace circular agua o refrigerante.

Aquí se elimina parte del calor de compresión, lo que elimina parte de la carga de calor disipada en el condensador.

Existen otros métodos para enfriar el aceite directamente, como la inyección de amoníaco en la cámara de compresión entre los rotores.

Un método utiliza una válvula de expansión térmica para regular el flujo de refrigerante. Su bulbo térmico detecta y responde a la temperatura del gas de descarga.

La figura 11 ilustra otro método que utiliza una pequeña bomba para inyectar refrigerante líquido en la descarga del compresor.



El sistema se ajusta a los cambios en las condiciones de funcionamiento mediante la variación de la velocidad del motor de accionamiento de la bomba a través de un VFD de estado sólido controlado por las variaciones de temperatura en la línea de descarga. Esto difiere del método que inyecta líquido en el compresor de tornillo en un punto a través de una válvula de expansión termostática, lo que absorbe mayor potencia y reduce la capacidad efectiva del ciclo de aspiración.

La bomba requerida para este sistema es muy pequeña, al igual que la demanda de potencia, ya que la bomba solo tiene que desarrollar una pequeña diferencia de presión para inyectar líquido en la línea de descarga del compresor.

Además de las grandes capacidades de las que son capaces estos compresores, tienen otra ventaja sobre las máquinas alternativas. Pueden tolerar un gas de succión más húmedo y pueden operar a relaciones de compresión más altas, hasta 20 a 1.

Al igual que el compresor alternativo, el tornillo se puede utilizar como una máquina de etapa alta o de etapa baja en sistemas multinivel o en cascada. Sin embargo, con los altos índices de compresión permitidos, a menudo se puede usar una sola máquina donde se requeriría un sistema alternativo de dos etapas.

Otra alternativa es la utilización de una conexión en el lado de succión, situada en un punto específico del recorrido del gas en los husillos, sometida a una presión intermedia, por la que puede aspirar gas procedente de un enfriador de líquido, ("Economizador") aumentando la capacidad efectiva de la misma cantidad de líquido, con un ligero aumento de la demanda energética.

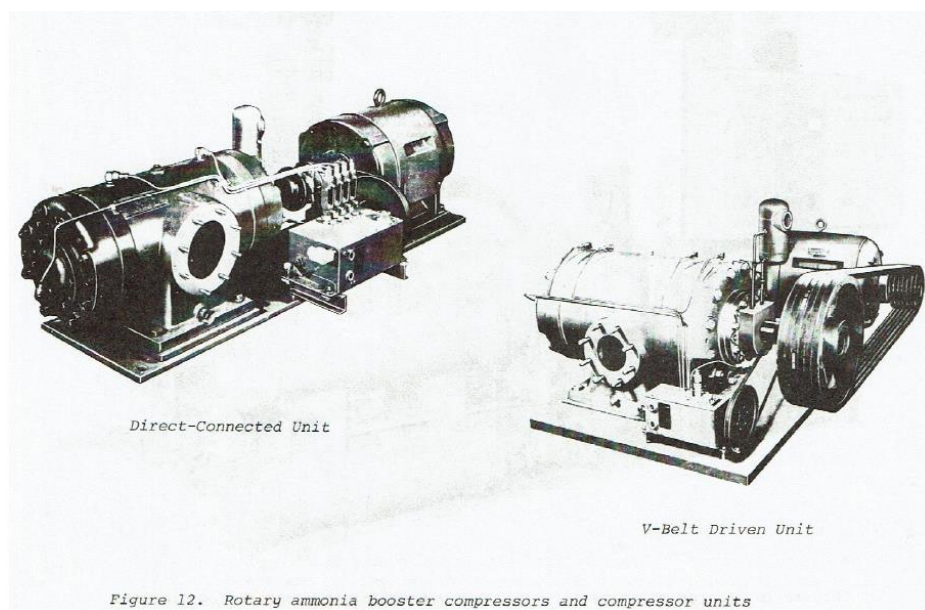
Este sistema de subenfriamiento es muy útil, sobre todo en plantas de tamaño pequeño y medio de conservación de congelados. Sin embargo no es un verdadero sustituto de los sistemas de compresión en 2 o más etapas, recomendables para temperaturas de evaporación de -40 e inferiores en túneles de Congelación, así como en las grandes plantas frigoríficas con diversos niveles de temperatura en sus servicios.

Hay muy pocas piezas móviles en el compresor de tornillo, y con un mantenimiento preventivo adecuado, son bastante confiables, por lo general, brindan hasta 50,000 horas de operación antes de que se requiera una revisión mayor.

Sin embargo, los cojinetes de estos compresores son muy sensibles a la suciedad, y se debe prestar mucha atención a los filtros de aceite para garantizar que solo se alimente aceite de lubricante fino filtrado a los cojinetes.

El compresor de tornillo promedio es más difícil de manejar que un compresor alternativo debido al tamaño físico y al peso de los rotores, y al cuidado que debe tener en su manejo. Las tolerancias y los ajustes de holgura son críticos para una larga vida útil de los rodamientos y se requieren herramientas especiales para dar servicio a la mayoría de las máquinas de tornillo.

COMPRESORES ROTATIVOS DE PALETAS MÚLTIPLES



La tercera máquina de amoníaco, más utilizada hasta hace algún tiempo, es el compresor de paletas rotativas (Fig. 12).

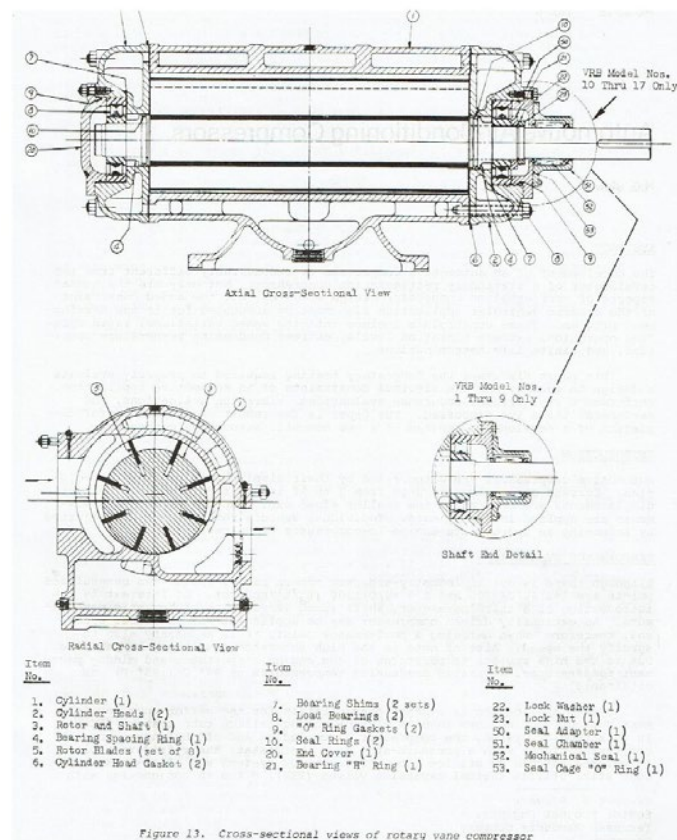
Este tipo también maneja grandes volúmenes de gas, pero solo está diseñado para manejar relaciones de compresión relativamente bajas.

Por lo tanto, se utilizaba principalmente como primera etapa o BOOSTER en un sistema de compresión de dos etapas.

Los materiales de construcción son los mismos que para otros compresores de amoníaco, y los separadores se usan más a menudo con estas máquinas.

Debido a que el compresor no tiene un cárter, es un problema devolver automáticamente el aceite del separador, por lo que se recoge en el separador y se retornaba manualmente en tandas.

Estos compresores tienen un depósito de aceite lubricante externo y una bomba de aceite lubricante que es accionada por correa desde el eje de transmisión principal.



La figura 13 ilustra la simplicidad de estas máquinas. Al igual que los compresores de tornillo rotativo, tienen pocas piezas móviles aparte del eje y las paletas deslizantes.

Las paletas están hechas de un material de carbono que eventualmente se desgasta y necesita reemplazo.

Aparte de este mantenimiento, los cojinetes y la lubricación se refieren a los únicos otros elementos que requieren servicio.

Los compresores de paletas rotativas se utilizan con temperaturas de succión tan bajas como -60°F (-51°C) con relaciones de compresión limitadas siendo el máximo aproximadamente siete a uno. Las temperaturas de descarga saturadas con esta baja temperatura de succión serán aproximadamente 10°F ($-12,2^{\circ}\text{C}$).

Se utilizaban en una variedad de aplicaciones de congelación en grandes instalaciones con amoníaco.

Los compresores rotativos son del tipo paleta deslizante. Esencialmente, estos compresores consisten en una carcasa cilíndrica con camisa en la que se monta excéntricamente un rotor de pequeño diámetro.

Este rotor está equipado con cuchillas que se pueden mover radialmente hacia adentro y hacia afuera de las ranuras longitudinales del rotor. Cuando el compresor está en funcionamiento, la fuerza centrífuga empuja las cuchillas hacia afuera, formando varias cámaras que contienen el refrigerante mientras lo comprime.

Dado que el refrigerante está atrapado en cada cámara, tiene una característica de desplazamiento positivo.

Esta unidad proporciona una manera económica de manejar satisfactoriamente todas las necesidades de Booster. Se pueden obtener grandes capacidades a partir de unidades bastante pequeñas.

Por lo tanto, solo se requiere un mínimo de espacio de piso. Además, como resultado de un movimiento puramente giratorio, hay un mínimo de vibración y la eliminación de los impactos que se transmiten a la base.

Los cimientos solo necesitan ser lo suficientemente fuertes para soportar la unidad y lo suficientemente rígidos para asegurar la alineación permanente. Estas características reducen considerablemente los costos de instalación.

Debido a la simplicidad de la construcción y al mínimo de piezas de desgaste, los costos de operación y mantenimiento son bajos

El mantenimiento regular consiste simplemente en revisar y mantener el aceite lubricante, el aceite refrigerante o el suministro de agua. Hay menos posibilidades de que surjan problemas, ya que hay pocas piezas de desgaste como cojinetes, sellos y palas del rotor.

Las cuchillas son autoajustables y necesitan ser reemplazadas con poca frecuencia. La fuerza de rotación del compresor mantiene las cuchillas en contacto constante y positivo con el interior de la carcasa cilíndrica.

Otra característica de ahorro de costos es la menor potencia requerida para arrancar el compresor rotativo. Siempre arranca descargado, y el único par de arranque requerido es el necesario para superar la inercia del rotor.

La compresión no comienza hasta que se alcanza una velocidad suficiente para que la fuerza centrífuga exponga las cuchillas. La versatilidad y simplicidad del compresor rotativo de refuerzo cumplía con la mayoría de las necesidades de refuerzo de manera eficiente y económica.

Sin embargo sus limitaciones en cuanto a regulación y a adaptación a las variaciones de carga, condiciones de trabajo, etc., ante el auge de los compresores de tornillo han provocado su desaparición del mercado.

CONCLUSIÓN

El amoníaco es el refrigerante más usado en la industria de refrigeración industrial porque es el mejor por muchas razones:

- Baja potencia específica por determinada capacidad de Refrigeración
- Bajo caudal másico
- Buena conductividad térmica en intercambiadores de calor
- Auto-alarmante, dando lugar a la detección temprana de fugas
- Volumen específico pequeño, permitiendo líneas más pequeñas y compresores más pequeños
- El tamaño de las líneas es crítico porque las velocidades adecuadas para el retorno del aceite son críticas como con los refrigerantes HFC/HCFC
- Bajo costo inicial
- No contaminante

Algunos dicen que el amoníaco es un refrigerante peligroso. Si bien el amoníaco, como muchas otras sustancias, puede desplazar el oxígeno si se libera en cantidades suficientes en una habitación con poca ventilación, el hecho es que el amoníaco en sí no es un veneno acumulativo.

Es difícil de incendiarse y tiene un potencial explosivo limitado. También es no contaminante cuando se libera a la atmósfera, porque está compuesto de elementos naturales y, por lo tanto, es completamente biodegradable.

El uso prolongado y exitoso de este refrigerante en sistemas industriales de circuito cerrado en frío demuestra que sus peligros no son anormales.

Los compresores de amoníaco son los mejores amigos de la industria de la refrigeración y han demostrado que estarán con nosotros en las generaciones venideras.

Estas máquinas industriales de servicio pesado han estado ayudando a la humanidad de todo el mundo a enfriar y congelar alimentos y bebidas para conservar su salud y frescura.

Se utilizan continuamente en sistemas de refrigeración para ayudar a proporcionar medicamentos, combustibles, plásticos y muchos desarrollos nuevos de la era espacial.

Los fabricantes de compresores de amoníaco trabajarán diligentemente con la investigación y los grupos de desarrollo para crear nuevos diseños y mejorar los antiguos.

Con esta colección, el ASHRAE Spain Chapter, a través de su Comité de Refrigeración, pretende compartir el gran acervo de información que forma el fondo bibliográfico de ASHRAE, acumulado a lo largo de los años por cortesía de sus miembros y publicado en forma de simposios, jornadas técnicas y artículos.

Dicha información, raramente, ha visto la luz en España y consideramos que sigue manteniendo su interés, al tratar temas básicos y reflejar experiencia real de sus autores.

Queremos aportar nuestro grano de arena a la ampliación de conocimientos y formación todos los interesados en esta apasionante rama de la tecnología, tan importante para el desarrollo de, prácticamente, todas las actividades diarias de la sociedad.

