



PATENTE DE INVENCION

Ref. 67372.

411219

Memoria Descriptiva

sobre:

PROCEDIMIENTO Y APARATO DE REFRIGERACION

Cl. F25D

Solicitante: TECUMSEH PRODUCTS COMPANY, entidad norteamericana, residente en Ottawa and Patterson Streets, TECUMSEH, Estado de Michigan, EE.UU.de A.

Este invento se refiere a sistemas de refrigeración, y, de un modo más particular, a un procedimiento y aparato de refrigeración por compresión de vapor, y al método de construcción del aparato utilizado el procedimiento.

5.



Un sistema de refrigeración por compresión de vapor, con un compresor herméticamente cerrado y un refrigerante como es el R-12 se utiliza en la mayor parte de los refrigeradores y congeladores de tipo doméstico. En condiciones normales de funcionamiento de dicho sistema de refrigeración clásico, el refrigerante gaseoso se descarga desde el evaporador y se recibe en la entrada de aspiración del compresor a una presión en las proximidades de 1,40 Kgrs. por cm^2 absolutos. No obstante, si el evaporador se calienta anormalmente, por ejemplo por descongelación del refrigerador o congelador, o porque la instalación se encuentra a la temperatura del ambiente y se pone en funcionamiento por primera vez o después de una detención prolongada, la presión del refrigerante en la entrada de aspiración del compresor puede aumentar aproximadamente de 3 a 5 veces. Durante una detención prolongada, del orden de unas 12 horas, la presión y la temperatura tienden a igualarse en toda la instalación de refrigeración cuya igualación se conoce como igualación o equilibrio de la temperatura. Durante una corta detención, la presión tiende a igualarse a pesar de que las temperaturas no se hayan igualado todavía, conociéndose dicha igualación como igualación de la presión.

Quando el compresor se pone por primera vez en marcha en una instalación de refrigeración con igualación de presión o igualación de temperatura, en dichas condiciones de temperatura anormalmente elevadas, se produce una proporción de flujo masivo anormalmente grande de refrigerante a través del compresor y al interior del condensador, que da por resultado una presión temporal anormalmente elevada en la descarga del compresor. Después que la instalación de refri-



geración ha funcionado durante unos minutos, la proporción o régimen de flujo masivo del refrigerante a través del compresor y la presión de descarga vuelven a la normalidad. No obstante, la elevada proporción de flujo masivo temporal anormalmente grande de refrigerante a través del compresor, y la presión de descarga elevada resultante, exigen un paro un trabajo considerablemente mayor para hacer funcionar el compresor. Por lo tanto, dicho sistema de refrigeración ha exigido hasta ahora un motor eléctrico u otra fuente de energía capaz de producir el par anormalmente elevado necesario para hacer funcionar el compresor en dichas condiciones de carga temporalmente anormales.

Con el método de este invento, la proporción de flujo masivo anormalmente elevada de refrigerante a través del compresor, durante la puesta en marcha de un sistema de refrigeración con igualación de presión y/o de temperatura, se reduce notablemente acoplando la descarga del evaporador a la boca de admisión del compresor a través de un orificio de poco costo de un tamaño fijo previamente elegido. El término "orificio", según se ha mencionado y según se utilizará en el resto de esta memoria descriptiva, quiere significar una o más boquillas u orificios de aristas agudas (incluyendo orificios de hojalata), disponiéndose una pluralidad de orificios en paralelo. El orificio estrangula automáticamente las proporciones de flujo masivo anormalmente elevadas del refrigerante, por lo que el compresor no se ve sometido a una carga indebida durante esta condición de carga temporal, pero aún así permite que una masa suficiente de refrigerante fluya al interior del compresor durante el funcionamiento normal de la instalación de refrigeración. El empleo del orifi-



o cio, permite, por lo tanto, que el compresor funcione con un motor eléctrico de menor potencia sin afectar en esencia per judicialmente la eficacia general de la instalación de refrigeración. Dicho motor eléctrico es de fabricación menos costosa y exige menos espacio en un aparato hermético que lo que necesitaría de otro modo. El aparato fabricado según el método de este invento, comprende un orificio calibrado, de un tamaño elegido dado, acoplado a la boca de admisión de una bomba compresora de gas de tipo normal, para permitir que pueda funcionar con un motor eléctrico de capacidad reducida elegida, v.g., un motor con una capacidad de par máximo por debajo de lo que sería necesario de otro modo para poner en marcha inicialmente e impulsar el compresor en una instalación de refrigeración en una circunstancia de régimen de flujo masivo anormalmente grande si no existiera el citado orificio, según se describirá con mayor detalle más adelante.

Este invento tiene por objeto proporcionar un método para fabricar un compresor para un sistema o instalación de refrigeración, mecánico, por compresión de vapor, que reduce notablemente la carga del par impuesta sobre un compresor en una instalación de refrigeración con igualación de presión y/o temperatura, y un aparato compresor movido por un motor construido según el método para utilizarse en dicho sistema o instalación de refrigeración, que es compacto de construcción económica y funcionamiento seguro.

Estos y otros objetos, características y ventajas de este invento, resultarán evidentes por la descripción que sigue, las reivindicaciones y los dibujos adjuntos, en los que:

La figura 1 es una vista extrema, parcialmente en



sección vertical, de un aparato compresor cerrado hermeticamente, con un motor impulsor eléctrico para utilizarse en un sistema o instalación de refrigeración por compresión de vapor que incorpora los principios de este invento.

5. Las figuras 2 y 3 son vistas de costado y frontal, respectivamente, de un orificio restringido del aparato compresor cerrado herméticamente de la figura 1.

10. La figura 4 es una vista isométrica, paracialmente en sección, del aparato compresor de la figura 1, del que se ha quitado la carcasa hermética o blindaje y varias otras componentes.

15. La figura 5 es un dibujo semiesquemático de un sistema o instalación de refrigeración por compresión/de vapor, que incorpora los principios de este invento, con un evaporador y un condensador conectados respectivamente a la boca de admisión y la boca de descarga del aparato compresor cerrado herméticamente de la figura 1.

20. Refiriéndose con mayor detalle a los dibujos adjuntos, la figura 1 ilustra un aparato compresor cerrado herméticamente 10, que incorpora un aparato para llevar a cabo el método de este invento en un sistema o instalación de refrigeración por compresión de vapor. El aparato compresor hermético 10 tiene una carcasa exterior 12, que encierra un compresor 14 suspendido elásticamente en la misma y movido por un motor eléctrico 16. El compresor 14 es del tipo de pistón con movimiento alternativo y desplazamiento positivo, con una válvula de charnela de descarga 18 montada en una cámara de descarga 19 de un culata de cilindro 20, sujeta a un bloque de cilindro 22 mediante pernos 24. El compresor 14 es
25. preferiblemente del tipo de caja de lado bajo y, por lo tan-
30.



5. to, tiene un manguito de unión 26 fijo a una pared lateral de la carcasa 12, que se acopla con el interior de la cámara de descarga 19 a través de conductos tubulares 28 y 30. Un refrigerante, como es el R-12 (diclorodifluormetano) se aloja en el espacio definido de recinto por la carcasa hermética 12, a través de un manguito de unión de admisión 32, y la parte inferior de la carcasa proporciona un depósito para aceite lubricante.

10. Según se ilustra en las figuras 1 y 4, el gas refrigerante que se ha de comprimir se suministra desde el interior de la carcasa 12 hasta lumbreras de válvulas de admisión 36 del compresor 14, a través de un par de tubos de admisión verticales 38, que se montan por sus extremos inferiores en el bloque de cilindro 22 y se conectan cada uno, por una cámara silenciadora 40, conducto 41, conducto 42 y cámara de aspiración 44, con las lumbreras 36 de la culata del cilindro 20. Los silenciadores de admisión 40 y conductos 41 y 42, se pueden formar con un macho de fundición o mecanizarse en un bloque de cilindro de hierro fundido 22. Cada tubo de admisión 15. 38 se ajusta a presión y/o se suelda con plata o se sujeta con adhesivo en un taladro escariado 46 en el extremo superior del conducto 41. La construcción de compresor descrita anteriormente puede ser de tipo normal y, por lo tanto, los expertos en la materia comprenderán perfectamente estos y otros 20. detalles de la misma.

25. Según una característica principal del presente invento, se elige un orificio calibrado y se instala en el conducto de admisión que se dirige a las lumbreras 36. En el ejemplo ilustrado en el caso presente, este orificio se habilita 30. preferiblemente en forma de tapones restrictores huecos 50



- que se alojan y fijan uno en cada uno de los extremos superiores de los tubos de admisión 38, por ejemplo ajustando a presión los tapones en los mismos. Según se ilustra en las figuras 2 y 3, cada tapón 50 es generalmente cilíndrico y tiene un resalto 52 adyacente a un extremo, que limita el grado en que el tapón se puede introducir en el tubo asociado 38. Cada tapón 50 tiene una restricción al flujo fija en forma de orificio restringido coaxial 54, a través del mismo, que tiene un área en sección transversal mínima de menos de $1/3$, y preferiblemente del orden de $1/4$ a $1/10$, del área de sección transversal de diámetro inferior de su tubo de admisión asociado 38. Aunque el orificio 54 tiene un tamaño fijo, ofrece a pesar de todo una resistencia no lineal al paso del flujo gaseoso a través del mismo; v.g., la caída de presión a través del orificio 54 varía directamente con el régimen de flujo masivo de gas refrigerante que pasa a través del mismo, según la dinámica de los fluidos conocida de orificios restrictivos. La suma de los volúmenes de ambos tubos de admisión 38, ambos conductos 41, ambos silenciadores 40, ambos conductos 42 y la cámara de aspiración común 44, es preferiblemente del orden de 2 a 5 veces el desplazamiento volumétrico del compresor de pistón con movimiento alternativo 14.
5. que se alojan y fijan uno en cada uno de los extremos superiores de los tubos de admisión 38, por ejemplo ajustando a presión los tapones en los mismos. Según se ilustra en las figuras 2 y 3, cada tapón 50 es generalmente cilíndrico y tiene un resalto 52 adyacente a un extremo, que limita el grado en que el tapón se puede introducir en el tubo asociado 38. Cada tapón 50 tiene una restricción al flujo fija en forma de orificio restringido coaxial 54, a través del mismo, que tiene un área en sección transversal mínima de menos de $1/3$, y preferiblemente del orden de $1/4$ a $1/10$, del área de sección transversal de diámetro inferior de su tubo de admisión asociado 38. Aunque el orificio 54 tiene un tamaño fijo, ofrece a pesar de todo una resistencia no lineal al paso del flujo gaseoso a través del mismo; v.g., la caída de presión a través del orificio 54 varía directamente con el régimen de flujo masivo de gas refrigerante que pasa a través del mismo, según la dinámica de los fluidos conocida de orificios restrictivos. La suma de los volúmenes de ambos tubos de admisión 38, ambos conductos 41, ambos silenciadores 40, ambos conductos 42 y la cámara de aspiración común 44, es preferiblemente del orden de 2 a 5 veces el desplazamiento volumétrico del compresor de pistón con movimiento alternativo 14.
10. que se alojan y fijan uno en cada uno de los extremos superiores de los tubos de admisión 38, por ejemplo ajustando a presión los tapones en los mismos. Según se ilustra en las figuras 2 y 3, cada tapón 50 es generalmente cilíndrico y tiene un resalto 52 adyacente a un extremo, que limita el grado en que el tapón se puede introducir en el tubo asociado 38. Cada tapón 50 tiene una restricción al flujo fija en forma de orificio restringido coaxial 54, a través del mismo, que tiene un área en sección transversal mínima de menos de $1/3$, y preferiblemente del orden de $1/4$ a $1/10$, del área de sección transversal de diámetro inferior de su tubo de admisión asociado 38. Aunque el orificio 54 tiene un tamaño fijo, ofrece a pesar de todo una resistencia no lineal al paso del flujo gaseoso a través del mismo; v.g., la caída de presión a través del orificio 54 varía directamente con el régimen de flujo masivo de gas refrigerante que pasa a través del mismo, según la dinámica de los fluidos conocida de orificios restrictivos. La suma de los volúmenes de ambos tubos de admisión 38, ambos conductos 41, ambos silenciadores 40, ambos conductos 42 y la cámara de aspiración común 44, es preferiblemente del orden de 2 a 5 veces el desplazamiento volumétrico del compresor de pistón con movimiento alternativo 14.
15. que se alojan y fijan uno en cada uno de los extremos superiores de los tubos de admisión 38, por ejemplo ajustando a presión los tapones en los mismos. Según se ilustra en las figuras 2 y 3, cada tapón 50 es generalmente cilíndrico y tiene un resalto 52 adyacente a un extremo, que limita el grado en que el tapón se puede introducir en el tubo asociado 38. Cada tapón 50 tiene una restricción al flujo fija en forma de orificio restringido coaxial 54, a través del mismo, que tiene un área en sección transversal mínima de menos de $1/3$, y preferiblemente del orden de $1/4$ a $1/10$, del área de sección transversal de diámetro inferior de su tubo de admisión asociado 38. Aunque el orificio 54 tiene un tamaño fijo, ofrece a pesar de todo una resistencia no lineal al paso del flujo gaseoso a través del mismo; v.g., la caída de presión a través del orificio 54 varía directamente con el régimen de flujo masivo de gas refrigerante que pasa a través del mismo, según la dinámica de los fluidos conocida de orificios restrictivos. La suma de los volúmenes de ambos tubos de admisión 38, ambos conductos 41, ambos silenciadores 40, ambos conductos 42 y la cámara de aspiración común 44, es preferiblemente del orden de 2 a 5 veces el desplazamiento volumétrico del compresor de pistón con movimiento alternativo 14.
20. que se alojan y fijan uno en cada uno de los extremos superiores de los tubos de admisión 38, por ejemplo ajustando a presión los tapones en los mismos. Según se ilustra en las figuras 2 y 3, cada tapón 50 es generalmente cilíndrico y tiene un resalto 52 adyacente a un extremo, que limita el grado en que el tapón se puede introducir en el tubo asociado 38. Cada tapón 50 tiene una restricción al flujo fija en forma de orificio restringido coaxial 54, a través del mismo, que tiene un área en sección transversal mínima de menos de $1/3$, y preferiblemente del orden de $1/4$ a $1/10$, del área de sección transversal de diámetro inferior de su tubo de admisión asociado 38. Aunque el orificio 54 tiene un tamaño fijo, ofrece a pesar de todo una resistencia no lineal al paso del flujo gaseoso a través del mismo; v.g., la caída de presión a través del orificio 54 varía directamente con el régimen de flujo masivo de gas refrigerante que pasa a través del mismo, según la dinámica de los fluidos conocida de orificios restrictivos. La suma de los volúmenes de ambos tubos de admisión 38, ambos conductos 41, ambos silenciadores 40, ambos conductos 42 y la cámara de aspiración común 44, es preferiblemente del orden de 2 a 5 veces el desplazamiento volumétrico del compresor de pistón con movimiento alternativo 14.

- En lo que se refiere a la ubicación del orificio calibrado, es conveniente que haya una cámara de un cierto volumen dado entre el orificio y la válvula de charnela de aspiración. En el diseño ilustrado, esta cámara consiste en la cámara silenciadora de aspiración normal 40 y los conductos correspondientes 41, 42, y la cámara de aspiración 44 formada en la cabeza del compresor más el interior del propio tubo de aspiración 38 después del tapón de restricción 50. El punto
25. En lo que se refiere a la ubicación del orificio calibrado, es conveniente que haya una cámara de un cierto volumen dado entre el orificio y la válvula de charnela de aspiración. En el diseño ilustrado, esta cámara consiste en la cámara silenciadora de aspiración normal 40 y los conductos correspondientes 41, 42, y la cámara de aspiración 44 formada en la cabeza del compresor más el interior del propio tubo de aspiración 38 después del tapón de restricción 50. El punto
30. En lo que se refiere a la ubicación del orificio calibrado, es conveniente que haya una cámara de un cierto volumen dado entre el orificio y la válvula de charnela de aspiración. En el diseño ilustrado, esta cámara consiste en la cámara silenciadora de aspiración normal 40 y los conductos correspondientes 41, 42, y la cámara de aspiración 44 formada en la cabeza del compresor más el interior del propio tubo de aspiración 38 después del tapón de restricción 50. El punto



5. óptimo en el que se debe situar el tapón 50, desde el punto de vista de obtener las mejores características de arranque, es la entrada al tubo de aspiración. No obstante, en algunas instalaciones, y desde el punto de vista de reducción de ruido, puede ser mejor instalar el tapón 50 en el extremo de salida del tubo de aspiración 38, donde penetra en el cuerpo de la cámara silenciadora. En uno u otro lugar, el tapón de orificio restringido 50, junto con el tubo de aspiración 38, ayuda realmente con una amortiguación adicional al silenciador existente 40 y, de esta manera, contribuye a reducir el ruido. El orificio 54 se puede situar también en el punto en que la línea de retorno de la instalación de refrigeración penetra en la carcasa del compresor, v.g., en el manguito de unión 32, en lugar de hacerlo en el tubo de aspiración. No obstante, esta última variación no ofrecería las propiedades de reducción de ruido del diseño ilustrado.

- 10.
- 15.
20. Según se ilustra en la figura 5, el aparato compresor 10 con orificios restringidos 54, instalado en sus tubos de admisión, se utiliza en un sistema o instalación de refrigeración por compresión de vapor, con un condensador 56, tubo capilar 58 y un evaporador 60 adaptado para eliminar calor del armario del refrigerador 62. El manguito de unión de la salida de descarga 26 se conecta a la boca de admisión del condensador 56, y la boca de descarga del condensador se conecta a la boca de admisión del tubo capilar 58. La boca de descarga del tubo capilar 58 se conecta a la boca de admisión del evaporador 60, y la boca de descarga del evaporador 60 se conecta al manguito de unión de admisión 32, por lo que el aparato compresor puede hacer circular un refrigerante a través de la instalación.
- 25.
- 30.



- En la mayoría de los refrigeradores de descongelación automática, el evaporador 60 se sitúa directamente en el armario del refrigerador 62 y un termostato detecta la temperatura del evaporador y marca los ciclos del compresor. En
5. un funcionamiento normal de dicho refrigerador, después que el compresor se ha detenido por la acción del termostato, el termostato evita que el compresor se vuelva a poner en marcha hasta que la temperatura del evaporador en el compartimiento de productos alimenticios se eleva a aproximadamente
10. 4,4-7,2 °C. Esta elevación de la temperatura funde cualquier hielo formado en el evaporador 60, descongelando por lo tanto el evaporador. Además, esto supone un tiempo de detención su suficiente para permitir que las presiones en la instalación de refrigeración se igualen después de cada ciclo de bombeo del compresor.
- 15.

- En el refrigerador llamado "sin hielo" el evaporador 60 se sitúa fuera del armario 62 y un ventilador hace circular aire sobre el evaporador al interior del armario para eliminar el calor del mismo y refrigerar su contenido. En un
20. ciclo de descongelación del refrigerador sinhielo, el aparato compresor hermético 10 y el ventilador se detienen y se utiliza una bobina eléctrica para calentar el evaporador a una temperatura de aproximadamente 18,3 °C, fundiendo por lo tan to cualquier hielo formado sobre el mismo y permitiendo también normalmente que transcurra tiempo suficiente para que se igualen las presiones en la instalación de refrigeración. En
25. algunos refrigeradores sin hielo, existen normalmente cuatro ciclos de descongelación por día controlados por un reloj temporizador. En otros refrigeradores sin hielo, existe un ci clo de descongelación cada vez que se detiene el compresor,
- 30.



que tiene lugar normalmente de dos a cuatro veces por hora.

Asimismo, toda la instalación de refrigeración para todos los refrigeradores y congeladores, cualquiera que sea su tipo y tanto si tienen como si no un tipo de descongelación o un ciclo "sin hielo", alcanza normalmente la temperatura del ambiente siempre que el motor del aparato compresor se desconecta de su fuente de energía durante un período sustancial de tiempo. Así, existen muchas ocasiones en que el evaporador del sistema de refrigeración se calienta sensiblemente por encima de su temperatura de funcionamiento normal y el sistema de refrigeración alcanza un equilibrio de temperatura, así como un equilibrio de presión, por una u otra razón.

- 5.
- 10.

En un funcionamiento normal de estado sensiblemente uniforme de la instalación de refrigeración, con un refrigerante como puede ser el R-12, la presión en la entrada de aspiración del aparato compresor, en el manguito de unión 32, es prácticamente igual a la presión de descarga del evaporador 60 y es del orden de aproximadamente 1,40 Kgs. por cm^2 absolutos. En tales condiciones, la presión de descarga del aparato compresor en el manguito de unión 26, es virtualmente igual a la presión admisión en el condensador 56, y es del orden de aproximadamente 14,06 Kgrs. por cm^2 absolutos si la instalación de refrigeración tiene ciclos para que la temperatura del evaporador se mantenga en la gama de $-23,3 \text{ }^\circ\text{C}$ $-17,7 \text{ }^\circ\text{C}$. No obstante, según se ha indicado anteriormente, siempre que se calienta el evaporador a una temperatura anormalmente elevada, por ejemplo cuando se descongela o cuando se desconecta la fuente de energía al motor del compresor 16, la presión de la instalación de refrigeración se eleva anormalmente con el compresor detenido, el equilibrio de la presión tiene lugar de forma

- 15.
- 20.
- 25.
- 30.



- que el refrigerante en toda la instalación tiende a equilibrarse a presiones que alcanzan hasta 3,86 Kgrs. por cm^2 absolutos, cuando la temperatura del evaporador alcanza aproximadamente 7,22 $^{\circ}\text{C}$; aproximadamente 5,62 kgrs. por cm^2 absolutos a aproximadamente 18,3 $^{\circ}\text{C}$, y unos 7,03 kgrs. por cm^2 absolutos a aproximadamente 26,6 $^{\circ}\text{C}$. Como resultado de este aumento de presión, la densidad o masa por unidad de volumen del refrigerante gaseoso dentro de la carcasa 12 del compresor hermético 10, es del orden de 2 a 5 veces la densidad del refrigerante gaseoso en la carcasa durante el funcionamiento de estado prácticamente uniforme de la instalación de refrigeración. Por lo tanto, en ausencia de orificios restrictivos 54, existiría una proporción de flujo masivo muy superior a la normal de refrigerante a través del compresor 14 y en el interior del condensador 56, produciendo una rápida elevación de la presión del refrigerante en el condensador a un valor superior 17,57 kgrs. por cm^2 absolutos, creando una presión anormalmente elevada contra la que tiene que trabajar el compresor, con lo que se aumenta notablemente la demanda de par en el motor impulsor de 15 a 30 segundos después de haberse puesto en marcha el compresor.

- No obstante, debido a la presencia de orificios 54, cuando se vuelve a poner en marcha el aparato compresor 10, después de la descongelación y otro calentamiento del evaporador 60, la proporción de flujo de este refrigerante gaseoso de gran densidad en el compresor 14, se restringe automáticamente, limitando por lo tanto la cantidad de trabajo realizado por el compresor y, según se ha indicado anteriormente, reduciendo por lo tanto la demanda de carga de par máximo en el motor que impulsa al compresor durante el arran

411219



- que inicial de la instalación de refrigeración después de haberse calentado el evaporador. Normalmente, al cabo de 2 minutos de dicha puesta en marcha, la presión de aspiración del compresor en el manguito de unión 32 se habrá reducido a aproximadamente 2,10 Kgrs. por cm². absolutos y, al cabo de 5 minutos de la puesta en marcha, la presión de descarga en el manguito de unión 26 del compresor se habrá reducido a aproximadamente 14,06 Kgrs cm² absolutos. Una vez que se ha reducido de este modo la presión en la boca de admisión del compresor, los orificios 54, debido a su resistencia no lineal al flujo gaseoso, ofrecen una resistencia desproporcionadamente menor al paso del flujo gaseoso a través de los mismos y, por lo tanto, presentan solamente un ligero aumento en la caída de presión a través de los mismos si se compara con la existente a través de los tubos 38 no provistos de tapones restrictores 50.
- 5.
- 10.
- 15.

- El invento es particularmente idóneo para utilizarse con sistemas de refrigeración de contrapresión baja y media, donde la densidad del refrigerante aumenta suficientemente debido al calentamiento del evaporador para proporcionar un aumento en el régimen o proporción de flujo másivo a través del compresor de magnitud suficiente para que aumente de una forma pronunciada la potencia o par motor necesario para poner en marcha y hacer funcionar el compresor. La contrapresión, v.g., la presión del refrigerante en la boca de descarga del evaporador y la boca de admisión del compresor, depende del refrigerante particular utilizado en la instalación y de la temperatura del evaporador durante el funcionamiento normal de estado prácticamente uniforme de la instalación de refrigeración. En sistemas de -
- 20.
- 25.
- 30.



- baja contrapresión, la presión del refrigerante en la boca de descarga del evaporador es generalmente del orden de - 0,70 a 2,10 kgrs. por cm^2 . absolutos y en instalaciones de contrapresión media, la presión del refrigerante en la boca de descarga del evaporador es del orden de 1,40 a - 3,16 kgrs. por cm^2 . absolutos, con refrigerante R-12, y - de 2,10 a 4,92 kgrs, por cm^2 . absolutos con refrigerante R-22. Los sistemas de baja contrapresión que utilizan refrigerante como es el R-12, con el evaporador funcionando normalmente en la gama de 40°C a $12,2^{\circ}\text{C}$, se emplean comúnmente en refrigeradores y congeladores domésticos. De un modo similar, los sistemas de contrapresión media, que utilizan un refrigerante como es el R-12 o el R-22, funcionando normalmente el evaporador en la gama de $23,3^{\circ}\text{C}$. a $1,1^{\circ}\text{C}$ se utilizan en aparatos distribuidores de envases o bebidas y refrigeradores comerciales como son las vitrinas refrigeradas.

- El área superficial mínima en sección transversal radial del orificio 54 a través del tapón 50, se elige para proporcionar un equilibrio óptimo entre los parámetros en conflicto de capacidad de producción máxima y eficacia de funcionamiento del aparato motor-compresor hermético lo durante su funcionamiento normal contra la limitación del par máximo exigido para hacer funcionar el compresor en condiciones de proporción de flujo masivo anormalmente elevado. En condiciones normales de funcionamiento el efecto que producen los orificios, como resistencia al flujo de - gas, se vuelve mucho menor y, por lo tanto, no se reduce la capacidad del compresor durante el funcionamiento en el mismo grado que en las condiciones de carga anormales. Por lo



- tanto, el pequeño sacrificio en capacidad de bombeo del compresor en condiciones normales de funcionamiento, se ve más que compensado por la reducción en el par motor necesario - para hacer funcionar el compresor en condiciones de carga máxima. Esta reducción en el par máximo impuesto por las condiciones de carga anormales permite, a su vez, el empleo de un motor de menor potencia o, con el mismo tamaño del motor de una mayor potencia al compresor debido a su capacidad para funcionar en las condiciones de presión más graves. En
5. general, cuanto menor sea la superficie mínima en sección transversal de los orificios 54, tanto mayor será la reducción en la cantidad de par motor máximo o energía necesaria para hacer funcionar el compresor y tanto menor será la eficiencia general y capacidad de trabajo del conjunto motor-compresor hermético. No obstante, los beneficios que se consiguen en costo por la reducción en el par motor máximo necesario para hacer funcionar un compresor en sistemas o instalaciones de refrigeración de contrapresión baja y media, que se consigue utilizando un orificio calibrado según el presente invento, compensa con mucho la ligera pérdida en eficiencia general, que puede ser del orden de 1/2 a un 2%. Si se desea, la pérdida en capacidad resultante por la instalación de un orificio y orificios calibrados 54, se puede compensar fácilmente en los diseños de compresores existentes aumentando el diámetro de ánima del cilindro o cilindros en el compresor 14, para aumentar por lo tanto el desplazamiento del compresor en cantidad suficiente para compensar la reducción en capacidad de bombeo causada por los orificios. Este cambio se puede conseguir con un costo muy bajo.
10. 15. 20. 25. 30. La mayoría de los armarios de refrigeración dan



- un rendimiento óptimo utilizando un compresor de una magnitud de capacidad precisa, pero ningún compresor modelo puede tener esta magnitud. Por lo tanto, los compresores -
5. frecuentemente no están equiparados en cierto grado con el equipo del sistema de refrigeración correspondiente. Además utilizando un compresor de mayor potencia o de capacidad - indebidamente elevada con un armario dado no se consigue - necesariamente un aumento correspondiente en la producción o rendimiento del armario en su capacidad de refrigeración.
10. Según el método del invento, se eligen un tapón o tapones de orificio 50 apropiados para un compresor dado, con lo - que se consigue que un diseño de compresor normalizado se pueda "equiparar" fácilmente a tipos variables de equipo - de refrigeración.
15. Por consiguiente, se ha averiguado que una restricción en forma del orificio 54 proporciona mejores características para que sea óptimo el par máximo contra la capacidad de funcionamiento, si se compara con una restricción en forma de tubo estrecho y largo. El orificio calibrado podría -
20. ser un tapón 50, según se ilustra, o podría ser una placa delgada o un simple estrechamiento del tubo de aspiración - 38 para proporcionar la relación apropiada de cambio de - área. Así, al llevar a la práctica el método del invento, - el fabricante de compresores puede proporcionar un diseño -
25. de compresor normalizado capaz de poder funcionar dentro de una cierta gama de capacidades de instalaciones. Así, para poner en consonancia este compresor normal con una instalación dada que tenga una exigencia determinada de capacidad, se determinan las condiciones de carga máxima que pudiera
30. presentar dicha instalación al citado compresor normal, des

411219



pués de lo cual se puede instalar un orificio calibrado 54 en el compresor según los parámetros descritos en la presente memoria, para evitar la sobrecarga del mismo, adaptando por lo tanto el compresor a dicha instalación elegida.

- 5. Se cree que funcionan satisfactoriamente los orificios 54 que tienen un área de sección transversal mínima que proporcionan una caída de presión a través de los orificios del orden del 2 al 6%, preferiblemente el 4% aproximadamente, de la presión absoluta del refrigerante en la carcasa 12 durante un funcionamiento de estado normal prácticamente uniforme del sistema de refrigeración (v.g., después que se han disipado los efectos del evaporador calentado y la igualación de la presión). En los sistemas de refrigeración de contrapresión baja de la figura 5, se cree
- 10. que es satisfactoria una caída de presión del orden de 0,028 a 0,084 Kgrs. por cm². preferiblemente 0,056 kgrs. por cm². De modo más particular, para calcular un orificio como es el conducto 54 con una sección transversal circular, el diámetro en pulgadas del área superficial mínima en sección
- 15. transversal sería con preferencia, prácticamente igual a
- 20.

$$K (14'2P) \sqrt{\frac{VQ}{2 + \frac{1}{AP+1} + \frac{1}{BP}}}$$

- 25. donde A es una constante empírica igual a 3'4; B es una constante empírica igual a 1'7; K es una constante empírica igual a 0'298; V es el volumen específico en metros cúbicos por kg. de masa del refrigerante gaseoso en la carcasa
- 30. 12 del compresor hermético durante el funcionamiento de es-



- tado normal uniforme de la instalación de refrigeración; P es la caída de presión deseada a través del orificio en kg por centímetro cuadrado, Q es el régimen de flujo masivo en kg. por hora a través del orificio durante el funcionamiento normal de estado prácticamente uniforme de la instalación de refrigeración.
5. Con el empleo de orificios calibrados 54 en el aparato compresor hermético 10, el compresor 14 se puede hacer funcionar preferiblemente mediante un motor eléctrico 16. in
10. capaz de producir un par máximo suficiente para poner en marcha inicialmente y hacer funcionar el compresor después que el evaporador se ha calentado y la presión de la instalación de refrigeración se ha igualado en ausencia de los orificios 54. Por ejemplo, se ha averiguado que un aparato compresor
15. hermético construido según este invento producto de un compresor del tipo de pistón alternativo con desplazamiento positivo en un solo cilindro, con un desplazamiento volumétrico de 17'5 centímetros cúbicos se puede poner en marcha y funcionar satisfactoriamente en una instalación de refrigeración de presión
20. igualada con un evaporador calentado con refrigerante R-12, mediante un motor eléctrico capaz de desarrollar un par máximo de aproximadamente 0'29 kilográmetros a 115 voltios cuando se utilizan orificios calibrados 54. En las mismas condiciones de funcionamiento, el mismo motor eléctrico se detendría al cabo de 30 segundos después del arranque inicial del
25. compresor, en la misma instalación de refrigeración desprovista de los orificios 54. Este aparato compresor hermético particular tiene orificios que proporcionan una caída de presión de aproximadamente el 4% de la presión del refrigerante en estado normal prácticamente uniforme dentro de la carcasa 12,
- 30.



- que daría por resultado una reducción de más de 25% en el par motor máximo necesario para poner en marcha y hacer funcionar el compresor en una instalación de presión equilibrada con un evaporador caliente. Esta notable reducción en el par motor
5. máximo se ha conseguido con una reducción de menos de 4% en la eficacia general del aparato compresor hermético 10 y una reducción de menos del 10% de la capacidad de trabajo máxima del aparato compresor en condiciones de funcionamiento normales, especificadas en la sección 6.2 de la norma 520 del Instituto de Acondicionamiento del Aire y Refrigeración, publicada en 1.968, con el evaporador a $-23,3\text{ }^{\circ}\text{C}$, penetrando el gas en el compresor a $32,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, el líquido en la válvula de expansión a $32,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ y la temperatura de condensación a $54,4\text{ }^{\circ}\text{C}$
10. Estas pruebas se realizaron según los Métodos de Pruebas para Valorar Compresores de Refrigerante con Desplazamiento Positivo, de fecha efectiva 25 de Junio de 1967 de la Sociedad Americana de Ingenieros Calefactores, de refrigeración y acondicionamiento de aire, Inc. En este aparato compresor existían dos orificios 54 cada uno de los cuales tenía un diámetro en sección transversal mínimo de 3,17 mm., de acuerdo con
15. la fórmula anterior, y una longitud de 9'53 mm. La caída de presión a través de cada orificio fue de 0'056 kgrs. por cm^2 , cuando la presión anterior a este punto era de 1,33 kgrs. por cm^2 y el régimen de flujo masivo a través del compresor durante el funcionamiento de estado prácticamente uniforme era de
20. 10'88 kgrs. por hora. El área en sección transversal de la abertura de cada orificio equivalía aproximadamente a $1/9$ del área en sección transversal de sus tubos de admisión correspondientes y el volumen total combinado de los tubos de admisión 38, los conductos de admisión 41 y 42, silenciadores de
25. 30.



- admisión 40 y cámara de aspiración 44 era de aproximadamente 114'71 cm³. El sistema de refrigeración en ciclos para mantener la temperatura del evaporador dentro de los límites de -23,3 °C a -17'7 °C, excepto durante la descongelación en que el evaporador se calentó para elevar la presión de aspiración a 6'67 kgrs. por cm² absolutos, y el compresor se puso en marcha y funcionó con una alimentación de 110 voltios al motor.
5. Otro ejemplo de aparato compresor hermético construido y utilizado en un sistema de refrigeración de compresión de vapor según este invento, es un aparato compresor hermético que tiene un compresor del tipo de pistón alternativo condesplazamiento positivo, con un desplazamiento volumétrico de 18'48 cm³, un motor que desarrolla un par máximo de aproximadamente 0'29 kilogrametro a 115 voltios y dos orificios 54, cada uno de los cuales tiene un diámetro de 2'76 mm. y una longitud de 9'53 mm. La caída de presión a través de cada uno de los orificios 54 fue de aproximadamente 0'070 kgrs. por cm², cuando la presión anterior era de 1,33 kgrs. por cm² absolutos. El área en sección transversal mínima de cada orificio restringido equivalía aproximadamente a 1/12 de su tubo de admisión correspondiente, y el volumen total combinado de los tubos de admisión 38, los conductos de admisión 41 y 42, los silenciadores de aspiración 40 y la cámara de aspiración 44, era de 114,71 cm³. Este aparato compresor hermético funcionó en una instalación de refrigeración con refrigerante R-12 que tenía un régimen de flujo masivo de estado normal prácticamente uniforme de 10'34 kgrs. por hora mediante un compresor con una presión de estado normal prácticamente uniforme de 1,33 kgrs. por cm² absolu-
- 10.
- 15.
- 20.
- 25.
- 30.



5. tos en la carcasa 12, funcionando el aparato compresor hermético intermitentemente para mantener la temperatura del evaporador comprendida entre $-23'3$ °C y $-17'7$ °C a excepción hecha del período de descongelación en que el evaporador se calentaba para elevar la presión de aspiración a $7'31$ kgrs. por cm^2 absolutos, y el compresor se puso en marcha y funcionó con una alimentación de 110 voltios al motor.

10. Un ejemplo adicional de compresor hermético construido y utilizado en una instalación de refrigeración por compresión de vapor según este invento, consiste en un aparato compresor hermético que tiene un compresor del tipo de pistón alternativo con desplazamiento positivo, con un desplazamiento volumétrico de $18'48$ cm^3 , un motor que desarrolla un par máximo de aproximadamente $0'29$ kilogrametros a 115 V, y

15. dos orificios dirigidos 54, cada uno de los cuales tiene un diámetro de 3,55 mm. y una longitud de 9,53 mm. La caída de presión de cada orificio era de aproximadamente $0,042$ kg/cm^2 cuando la presión anterior a este punto era de aproximadamente $1'33$ kg/cm^2 absolutos. El área de sección transversal mínima de cada orificio 54 equivalía aproximadamente a $1/7$ de su tubo de admisión asociado 38 y el volumen total combinado

20. en los tubos de admisión 38, los conductos de admisión 41 y 42, los silenciadores de aspiración 40 y la cámara de aspiración 44 era de $114'71$ cm^3 . Este aparato compresor hermético

25. funcionaba en una instalación de refrigeración con refrigerante R-12 que tenía un régimen de flujo masivo de estado normal prácticamente uniforme de $11'01$ kg/hora mediante el compresor con una presión de refrigerante de estado normal prácticamente uniforme de $1,33$ kg/cm^2 absolutos en la carcasa 12,

30. funcionando el aparato compresor hermético intermitentemente



5. para mantener la temperatura del evaporador comprendida entre $-23,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-17,7\text{ }^{\circ}\text{C}$, excepto menos la descongelación en que el evaporador se calentó para que se elevara la presión de aspiración a $6,11\text{ kg/cm}^2$ absolutos, y el compresor se puso en marcha y funcionó con una alimentación de 110 V al motor.

10. Ambos de estos ejemplos de aparato hermético funcionaron en una instalación de refrigeración, generalmente del mismo modo y manera y produjeron los mismos resultados que los obtenidos en el primer ejemplo descrito anteriormente.

15. Eligiendo e instalando un tapón de orificio restringido 50 entre la descarga de un evaporador y la boca de admisión de un compresor según el presente invento, se consigue un aparato y un procedimiento de refrigeración por compresión de vapor que reduce sensiblemente las exigencias de potencia energética máxima de compresor en una instalación de refrigeración con igualación de presión y/o temperatura, particularmente, con un evaporador caliente. El aparato compresor hermético resultante utiliza un motor eléctrico que tiene una capacidad de potencia de funcionamiento máximo sensiblemente menor. El invento proporciona por lo tanto un aparato compresor hermético de construcción y ensamblaje más económicos si se compara con los aparatos compresores herméticos de la tecnología anterior a este invento. Además, el empleo de un orificio calibrado con un área en sección transversal mínima fija en forma de un tapón de orificio instalado con seguridad y fácilmente 50 permite conseguir este resultado con una estructura barata, prácticamente exenta de servicios de mantenimiento en toda la vida útil de la instalación de

20.

25.

30.



- de refrigeración. Por la descripción anterior, resultará evidente también que el presente invento es particularmente útil en aplicaciones que comprenden instalaciones de refrigeración de contrapresión baja a media, aunque no queda necesariamente limitado a dichos sistemas e instalaciones. Normalmente, en dicho sistemas, la demanda de par motor de arranque es menor que el par menor máximo que encuentra el motor 16 después que el compresor 14 ha alcanzado la velocidad de marcha que puede ser, por ejemplo, de 3,400 rpm.
- 5.
10. Solamente exige una fracción de segundo aproximadamente de un décimo a medio segundo, para que el motor acelere al compresor desde una velocidad cero a su velocidad de marcha normal. No obstante, cuando la instalación se pone en marcha después de haber estado parada durante un período suficiente de tiempo para que se produzca la igualación completa de la presión, que normalmente ocurrirá en cualquier momento entre 5 y 15 minutos después de la detención, la demanda de par máximo será normalmente de aproximadamente 20 a 30 segundos hasta aproximadamente un minuto después del arranque del compresor. Este par máximo durará normalmente unos cinco minutos hasta que la aspiración o contrapresión (normalmente medida en la carcasa del compresor 12 antes de la entrada del refrigerante en los tubos de aspiración 38) se ha reducido aproximadamente a valores normales de funcionamiento de la instalación. Así, en sistemas de contrapresión baja o media el presente invento permite que un motor de compresor de capacidad reducida funcione en todo este período de carga máxima limitando la carga de bombeo de gas máxima que se puede presentar en la instalación al compresor. Según se ha indicado anteriormente, las condiciones de carga máxi-
- 15.
- 20.
- 25.
- 30.



- ma que presentan los diversos tipos de instalaciones de refrigeración por compresión de vapor variarán, como es lógico, debido a factores tales como el que la instalación tenga un ciclo de descongelación o un modo de funcionamiento sin hielo, así como el tipo de condición que se presenta en el arranque del compresor. Durante la aparición de un estado de "difusión del calor" (v.g, cuando la instalación se ha detenido durante un periodo prolongado de tiempo, normalmente de 18 a 24 horas, con lo que se produce una igualación o equilibrio de la temperatura y la presión en toda la instalación), se puede imponer en el compresor una carga de bombeo de gas anormal, No obstante, la igualación de la presión puede tener lugar también sin que se haya establecido equilibrio de temperatura, como ocurre en un ciclo de descongelación. Al comienzo de dicho ciclo, el condensador ya está caliente, siendo la temperatura del gas del condensador del orden de 37,6°C a 48,8°C, y entonces debido al calentamiento del evaporador, la temperatura del gas en el mismo se elevará por ejemplo de - 17,7°C a 4,4°C. Esto presenta una situación de carga agravada al volverse a poner en marcha el compresor, si se compara con un estado de "difusión del calor" donde la temperatura de la instalación puede haberse igualado a una temperatura menor, digamos a cualquier temperatura comprendida entre 15,5 y 43,2°C, dependiendo de las condiciones de la temperatura ambiente. Los problemas de carga máxima, lógicamente, se encuentran en el extremo superior de dichas gamas de temperatura. Normalmente no existe gas suficiente en la instalación para crear una presión suficiente para que cause la condensación del gas en el condensador a dichas temperaturas elevadas. Por lo tanto, las condiciones de vapor
- 5,
- 10.
- 15.
- 20.
- 25.
- 30.



saturado no pueden prevalecer y, si así ocurriera las presiones no siguen las curvas de vapor saturado.

- Además, durante un estado de "difusión de calor", el aceite lubricante presente en el colector de aceite, en
5. la parte inferior de la carcasa 12, reducirá su temperatura. Este factor, junto con el estado inactivo del aceite, permitirá que dicho aceite absorba algo del vapor refrigerante. Cuando el vapor entra en solución en el aceite, la instalación quedará desprovista de parte de su refrigerante en forma de vapor, reduciendo por lo tanto la carga de bombeo del
10. gas que se produce en el "empuje" de la instalación después de la puesta en marcha. No obstante, durante un periodo de detención más corto, como el que se produce en el ciclo de descongelación, el aceite permanece demasiado caliente para
15. absorber gran parte del vapor de refrigerante y, por lo tanto, se encontrará presente en la instalación más refrigerante en forma gaseosa. Además, la presión gaseosa puede alcanzar niveles superiores porque el motor se encontrará todavía caliente por su ciclo anterior de funcionamiento y habrá más
20. gas en la instalación porque el aceite a temperatura elevada puede absorber menos cantidad de gas. Así mismo, el condensador se encontrará más caliente que la temperatura del ambiente y, por lo tanto, la presión de descarga del compresor será más elevada después del arranque y se acelerará la
25. elevación en la presión de descarga. A pesar de todo si la temperatura del gas es suficientemente alta en la instalación, puede ser que no haya presente todavía suficiente refrigerante para producir condiciones de gas saturado. Por lo tanto, los ciclos de corta duración de detención pueden imponer problemas de carga gaseosa más graves que los que surgen después
- 30.



de haberse producido un estado de "difusión de calor".

- Debido a los diversos factores mencionados anteriormente, la densidad del gas refrigerante en la boca de admisión del compresor puede duplicarse al menos si se compara con la densidad del gas refrigerante durante el funcionamiento normal de la instalación de refrigeración. En muchos casos habrá un aumento del doble al quíntuple en la densidad del refrigerante gaseoso cuando el evaporador se calienta por ejemplo desde $-17,7^{\circ}\text{C}$ a aproximadamente $26,6^{\circ}\text{C}$, asumiendo una condición de vapor saturado. No obstante, después que la temperatura del evaporador alcanza aproximadamente unos $26,6^{\circ}\text{C}$, no quedará en la instalación normalmente refrigerante líquido. Por lo tanto, las condiciones de vapor saturado dejarán de prevalecer y, por lo tanto, por encima de esta temperatura la presión no aumenta con tanta rapidez de bido a la presencia de condiciones de vapor sobrecalentado en la instalación. A pesar de todo, hasta que se alcanza ta les condiciones de vapor sobrecalentado, de hecho puede ocurrir y ocurre el cambio de densidad mencionado del doble al quíntuple de aumento en contrapresión.
- 5.
 - 10.
 - 15.
 - 20.

- Los problemas mencionados de carga de bombeo de gas máxima puede que no sean tan graves en sistemas de contra presión elevada, pero los conceptos del presente invento se pueden utilizar también convenientemente en dichas instalaciones. Habilitando medios de orificios calibrados apropiadamente en dicha instalación, se puede limitar la carga gaseosa impuesta en la bomba de gas del compresor, permitiendo de este modo que aumente la cantidad de carga de refrigerante en la instalación. En otras palabras, estrangulando apropiadamente el flujo en la carcasa del compresor en
- 25.
 - 30.



dicha instalación, la instalación puede tolerar una mayor cantidad de carga de refrigerante antes de que aparezcan los problemas de bombeo de aceite o de penetración de líquido en el cilindro del compresor. Así mismo, en instalaciones de

5. contra presión elevada, la habilitación de un dispositivo de orificio calibrado según el presente invento reducirá las condiciones máximas de presión y temperatura producidas en la instalación cuando el ventilador del condensador se avería o el flujo de aire a través del condensador se reduce o

10. se restringe debido a otras condiciones perjudiciales, como puede ser suciedad o acumulación de polvo en el condensador, o cuando la temperatura del ambiente del condensador es anormalmente elevada.

N O T A

15. Descrita suficientemente la naturaleza del invento, así como la manera de realizarlo en la práctica, debe hacerse constar que las disposiciones anteriormente indicadas son susceptibles de modificaciones de detalle en cuanto no alteren su principio fundamental. También se hace constar que el invento corresponde a una solicitud de Patente

20. presentada en Norteamérica con fecha y número siguientes: 2 de febrero de 1972, nº 222.733; acogiéndose por lo tanto a los beneficios que conceden los Convenios Internacionales en vigor. Siendo lo que constituye la esencia del referido

25. invento y por lo que se solicita Patente de Invención por 20 años en España sobre: PROCEDIMIENTO Y AFARATO DE REFRIGERACION; caracterizándose por lo siguiente:

30. 1.- Procedimiento y aparato de refrigeración, cuyo procedimiento incorpora un método para reducir el par máximo de un compresor de desplazamiento positivo hermética-

Rey



- mente cerrado en un sistema de instalación de refrigeración por compresión de vapor, que contiene un refrigerante, y don de existe una contrapresión baja o media en la boca de descarga de un evaporador de la instalación durante su funcionamiento normal, cuyo procedimiento se caracteriza por incluir la etapa de habilitar un compresor que tiene una capacidad de desplazamiento volumétrico según exige dicha instalación, eligiendo un dispositivo de orificio calibrado para limitar la proporción o régimen de flujo masivo de dicho refrigerante en dicho compresor después de acabarse de ponerse en marcha en el funcionamiento de dicha instalación en condiciones anormales con dicho evaporador a temperatura elevada con relación a su temperatura normal de funcionamiento, y situar dicho dispositivo de orificio en dicha instalación de refrigeración de forma que la boca de descarga del evaporador se comuniquen con la boca de admisión de aspiración del compresor a través de dicho dispositivo de orificio, por lo que el par motor máximo necesario para hacer funcionar el compresor en dichas condiciones anormales se reduce si se compara con el par motor necesario para hacer funcionar dicho compresor en las mismas condiciones sin dicho dispositivo de orificio.

25. 2.- Procedimiento según la reivindicación 1, caracterizado porque dicho dispositivo de orificio se habilita en forma de medios de restricción de flujo fijos situados entre la boca de descarga del evaporador y la boca de admisión de aspiración del compresor, para acoplarlo continuamente a través de dichos medios de restricción de flujo fijo.

30. 3.- Procedimiento según la reivindicación 2, caracterizado porque dichos medios de restricción de flujo se eli

Key



gen de forma que tengan un área en sección transversal mínima fija.

5. 4.- Procedimiento según la reivindicación 3, caracterizado porque el dispositivo de orificio se sitúa en un conducto y dicha área mínima de los citados medios de restricción de flujo se dimensiona de forma que sea menos de un tercio del área de sección transversal mínima del conducto inmediatamente después de dichos medios de restricción de flujo del citado dispositivo de orificio.

10. 5.- Procedimiento según la reivindicación 3, caracterizado porque dicho dispositivo de orificio restringido se sitúa en un conducto y dicha área mínima del citado dispositivo de restricción se dimensiona de forma que se encuentre dentro de un tercio a un décimo del área mínima del conducto inmediatamente a la salida de dicho dispositivo de restricción de flujo.

20. 6.- Procedimiento según la reivindicación 3, caracterizado porque el área en sección transversal mínima fija de dicho dispositivo de restricción de flujo se elige de forma que la caída de presión por término medio a través de la misma sea inferior al 6% de la presión de funcionamiento normal de la instalación de refrigeración en la boca de salida del evaporador.

25. 7.- Procedimiento según la reivindicación 3, caracterizado porque el área en sección transversal mínima fija de dicho dispositivo de restricción de flujo se elige de forma que la caída de presión por término medio a través de la misma sea inferior a 0,07 kg./cm² absolutos durante el funcionamiento normal de estado prácticamente uniforme del sistema de refrigeración.

30.

Rey



5. 8.- Procedimiento según la reivindicación 3, caracterizado porque dicho dispositivo de restricción de flujo se elige de forma que la caída de presión por término medio a través del mismo sea del orden de 0,028 a 0,84 Kg/cm² durante el funcionamiento normal de estado prácticamente uniforme de la instalación de refrigeración.

10. 9.- Procedimiento según la reivindicación 3, caracterizado porque dicho dispositivo de restricción de flujo se elige de forma que la restricción en la eficacia general del compresor hermético, debido al acoplamiento a la boca de descarga del evaporador, con la boca de admisión de aspiración del compresor, a través del dispositivo de restricción de flujo, sea inferior al 5%.

15. 10.- Procedimiento según la reivindicación 3, caracterizado porque el área de sección transversal mínima de dicho dispositivo de restricción de flujo es generalmente circular y tiene un diámetro D en pulgadas prácticamente igual a

20.
$$K(14'2P) \left[\frac{VQ}{2 \cdot 4 \cdot \frac{BP}{AP+1}} \right]$$

25. donde K es igual a 0'298, A es igual a 3'4, B es igual a 1'7, V es igual al volumen específico en metros cúbicos por Kg. de masa de refrigerante inmediatamente por delante del orificio, P es igual a la caída de presión a través del dispositivo de restricción de flujo en Kg. por centímetro cuadrado, y Q es igual al régimen de flujo masivo en Kg. por hora a través del compresor cuando el sistema de refrigeración funciona bajo las condiciones de la sección 6-2 de la norma 520 del Ins

30.

pey



5. tituto Americano de Refrigeración, con la temperatura del vapor a aproximadamente $-23,3^{\circ}\text{C}$, la temperatura del gas que penetra en el compresor a aproximadamente $32,1^{\circ}\text{C}$, la temperatura ambiente del compresor a aproximadamente $32,1^{\circ}\text{C}$, la temperatura del líquido en la válvula de expansión a aproximadamente $32,1^{\circ}\text{C}$, y la temperatura de condensación a aproximadamente $54,4^{\circ}\text{C}$.

10. 11.- Procedimiento según la reivindicación 3, caracterizado porque dicho dispositivo de restricción de flujo se sitúa en un tubo de admisión acoplado a un silenciador del compresor cerrado herméticamente.

15. 12.- Procedimiento según la reivindicación 10, caracterizado porque dicho dispositivo de restricción de flujo se sitúa en un tubo de admisión acoplado a un silenciador del compresor cerrado herméticamente.

20. 13.- Procedimiento según la reivindicación 1, caracterizado porque se emplea un motor eléctrico para impulsar el compresor y dicho motor se elige de forma que no pueda producir un par suficiente para poner en marcha y hacer funcionar el compresor cuando dicha instalación de refrigeración se encuentra en un estado de igualación de temperatura y/o presión con dicho evaporador a temperatura elevada sin el citado orificio restringido.

25. 14.- Procedimiento según las reivindicaciones anteriores, caracterizado porque para reducir el par de bombeo de gas máximo impuesto en un compresor de desplazamiento positivo cerrado herméticamente, para adaptar el compresor a una instalación o sistema de refrigeración por compresión de vapor que tiene un condensador, un dispositivo de válvula de expansión y un evaporador conectado en serie con dicho compre-

30.

pey



5. y conteniendo un refrigerante, y donde existe una contrapresión baja a media en la boca de descarga del evaporador de la instalación durante su funcionamiento normal, dicho procedimiento comprende las etapas de habilitar un compresor con una capacidad de desplazamiento volumétrico superior a la necesaria en dicha instalación; elegir un dispositivo de orificio restringido calibrado para reducir la capacidad de bombeo de dicho compresor para adaptarlo a las exigencias de dicha instalación por el citado compresor, y situar dicho
10. dispositivo de orificio en la citada instalación de forma que la boca de descarga del evaporador se comuniquen con la boca de admisión de aspiración del compresor a través de dicho dispositivo de orificio, por lo que dicho compresor se adapta a dicha instalación o sistema de refrigeración.
15. 15.- Procedimiento según la reivindicación 14, caracterizado porque dicho dispositivo de orificio tiene un área de sección transversal mínima fija y se sitúa entre la boca de descarga del evaporador y la boca de admisión de aspiración del compresor, para acoplarlo continuamente a través de dicho dispositivo de orificio.
20. 16.- Procedimiento según las reivindicaciones anteriores, caracterizado porque el sistema de refrigeración por compresión de vapor que contiene un refrigerante y que tiene una contrapresión normal en la boca de descarga de un evaporador de la instalación durante el funcionamiento normal de dicha instalación, cuya instalación tiene además la boca de admisión de un compresor de desplazamiento positivo herméticamente cerrado acoplada a la boca de descarga del evaporador a través del dispositivo de orificio restringido
25. calibrado para limitar el régimen máximo de flujo masivo en
- 30.

De



5. el compresor después de haberse puesto en marcha por primera vez y cuando se produce una contrapresión anormal con el evaporador a temperatura elevada, si se compara con su temperatura de funcionamiento normal, por lo que el par necesario para hacer funcionar un compresor se reduce si se compara con el par necesario para hacer funcionar dicho compresor en las mismas condiciones sin dispositivo de orificio.

10. 17.- Procedimiento según la reivindicación 16, caracterizado porque dicho compresor de desplazamiento positivo cerrado herméticamente comprende un motor eléctrico, una bomba de gas de desplazamiento positivo movida por dicho motor, y una carcasa que encapsula y cierra herméticamente dicho motor y la citada bomba de gas en su interior, no pudiendo producir dicho motor eléctrico par suficiente para hacer funcionar dicha bomba de gas con el citado evaporador a dicha temperatura elevada en ausencia de dicho dispositivo de orificio y pudiendo desarrollar un par suficiente para hacer funcionar dicha bomba de gas con dicho orificio.

20. 18.- Procedimiento según la reivindicación 17, caracterizado porque la citada temperatura elevada de dicho evaporador es suficientemente mayor que dicha temperatura de funcionamiento normal a por lo menos el doble de la densidad del refrigerante gaseoso en la boca de descarga de dicho evaporador si se compara con la densidad del refrigerante gaseoso en la citada boca de descarga de dicho evaporador a la temperatura de funcionamiento normal mencionada.

25. 19.- Procedimiento según la reivindicación 17, caracterizado porque dicha temperatura elevada de dicho evaporador es suficientemente mayor que la citada temperatura de
30.

pe



- funcionamiento normal hasta por lo menos el doble de la densidad del refrigerante gaseoso en la boca de descarga de dicho evaporador si se compara con la densidad del refrigerante gaseoso en la citada boca de descarga de dicho evaporador a la temperatura de funcionamiento normal citada.
- 5.
- 20.- Aparato compresor hermético para la aplicación del procedimiento según las reivindicaciones anteriores, del tipo que tiene una carcasa hermética con medios de admisión para suministrar un gas refrigerante al espacio en dicha
10. carcasa, un compresor de desplazamiento positivo con un válvula de admisión, cuyo compresor va montado en la citada carcasa y adaptado para ser impulsado por un motor eléctrico, una cámara silenciadora que tiene una boca de descarga en comunicación con dicha válvula de admisión del compresor y un
15. tubo de aspiración dirigido generalmente en sentido vertical en dicha carcasa y en comunicación, por su extremo inferior, con una boca de admisión de dicha cámara silenciadora y por su extremo superior con el espacio en la citada carcasa, caracterizado porque se dota a dicho aparato de un dispositivo
20. de orificio restringido en dicho tubo de aspiración para regtringir el régimen de flujo masivo de refrigerante a través del mismo, cuyo dispositivo de orificio se dimensiona para limitar el régimen de flujo masivo de refrigerante hasta un valor dado a través de dicho compresor cuando dicho compresor se pone en marcha después de un estado dado de densidad
25. anormalmente elevada de refrigerante gaseoso en dicha carcasa equivalente por lo menos al doble de la densidad del refrigerante gaseoso en la citada carcasa durante el funcionamiento normal de la instalación de refrigeración, y un motor
30. eléctrico alojado en dicha carcasa y adaptado para impulsar

Me



5. dicho compresor, cuyo motor eléctrico no puede producir el par máximo impuesto por la carga de bombeo de gas ejercida sobre dicho compresor en la citada condición dada en ausencia de dicho dispositivo de orificio, pero siendo capaz de desarrollar el par máximo impuesto por la carga de bombeo de gas ejercida sobre dicho compresor en la citada condición dada con el citado dispositivo de orificio en dicho tubo de aspiración.

10. 21.- Aparato según la reivindicación 20, caracterizado porque dicho dispositivo de orificio restringido se sitúa en el extremo superior de dicho tubo de aspiración.

15. 22.- Aparato según la reivindicación 20, caracterizado porque dicho dispositivo de orificio restringido se sitúa en las proximidades de la conexión de dicho tubo de aspiración con la citada cámara silenciadora.

20. 23.- Aparato según la reivindicación 20, caracterizado porque el volumen total combinado de todos los conductos y cámaras entre dicho dispositivo de orificio restringido y dicha válvula de admisión del citado compresor de gas es del orden de 2 a 5 veces el desplazamiento volumétrico de dicho compresor.

25. 24.- Aparato según la reivindicación 20, caracterizado porque el área de sección transversal mínima de dicho dispositivo de orificio restringido es inferior a un tercio del área de sección transversal mínima del conducto definida por dicho tubo de aspiración a la salida del orificio.

30. 25.- Aparato según la reivindicación 24 caracterizado porque dicha área de sección transversal mínima del citado dispositivo de orificio restringido tiene las características necesarias para que la caída de presión por término

Dej



medio a través del citado dispositivo de orificio restringido sea inferior al 6% de la presión del gas refrigerante en dicha carcasa hermética durante el funcionamiento de estado normal prácticamente uniforme del sistema de refrigeración donde se utiliza el aparato compresor.

5.

26.- Aparato según la reivindicación 24, caracterizado porque dicha área de sección transversal mínima del citado dispositivo de orificio restringido es la necesaria para que la caída de presión por término medio a través del dispositivo de orificio restringido sea del orden de 0'028 a 0'084 Kg/cm² durante el funcionamiento de estado normal prácticamente uniforme de la instalación de refrigeración donde se utiliza el aparato compresor.

10.

27.- Aparato según la reivindicación 24, caracterizado porque dicha área de sección transversal mínima del citado dispositivo de orificio restringido es la necesaria para que la eficacia general del aparato compresor hermético durante el funcionamiento de estado prácticamente uniforme en la instalación de refrigeración se reduzca menos del 5% debido al dispositivo de orificio restringido citado en dicho tubo de aspiración.

15.

28.- Aparato según la reivindicación 24, caracterizado porque dicha área de sección transversal mínima del citado dispositivo de orificio restringido es generalmente circular y tiene un diámetro efectivo D en pulgadas, practicamente a

20.

25.

$$K(14'2 P) \left[\frac{1}{2 + \frac{BP}{AP+1}} \right]$$

30.

22



donde K es igual a 0'298, A es igual a 3'4, B es igual a 1'7
 V es igual al volumen específico en metros cúbicos por kg.
 de masa del refrigerante inmediatamente por delante del ori-
 ficio, P es igual a la caída de presión a través del orifi-
 cio en kg. por centímetro cuadrado, y Q es igual a la pro-
 porción o régimen de flujo masivo a través del compresor en
 kg. por hora, cuando la instalación de refrigeración funcio-
 na según las condiciones de la sección 6-2 de la norma 520
 del Instituto Americano de Refrigeración, con la temperatu-
 ra de evaporador a -23,3°C, la temperatura del gas que pene-
 tra en el compresor a aproximadamente 32'1°C, la temperatu-
 ra del ambiente del compresor a aproximadamente 32'1°C, la
 temperatura del líquido en la válvula de expansión a aproxi-
 madamente 32'1°C, y la temperatura de condensación a aproxi-
 madamente 54'4°C.

5.

10.

15.

29.- Procedimiento y aparato de refrigeración; tal
 y como queda descrito sustancialmente en la presente Memoria
 e ilustrado en los dibujos adjuntos.

Esta Memoria consta de treinta y seis hojas es-
 critas a máquina por una sola cara.

20.

Madrid,

20 de Mayo de 1970
TECUMSEH PRODUCTOS COMPANY

L. GONZALEZ FERRAZ Y MUÑOZ
p. p. Firmado: L. G. Ferraz

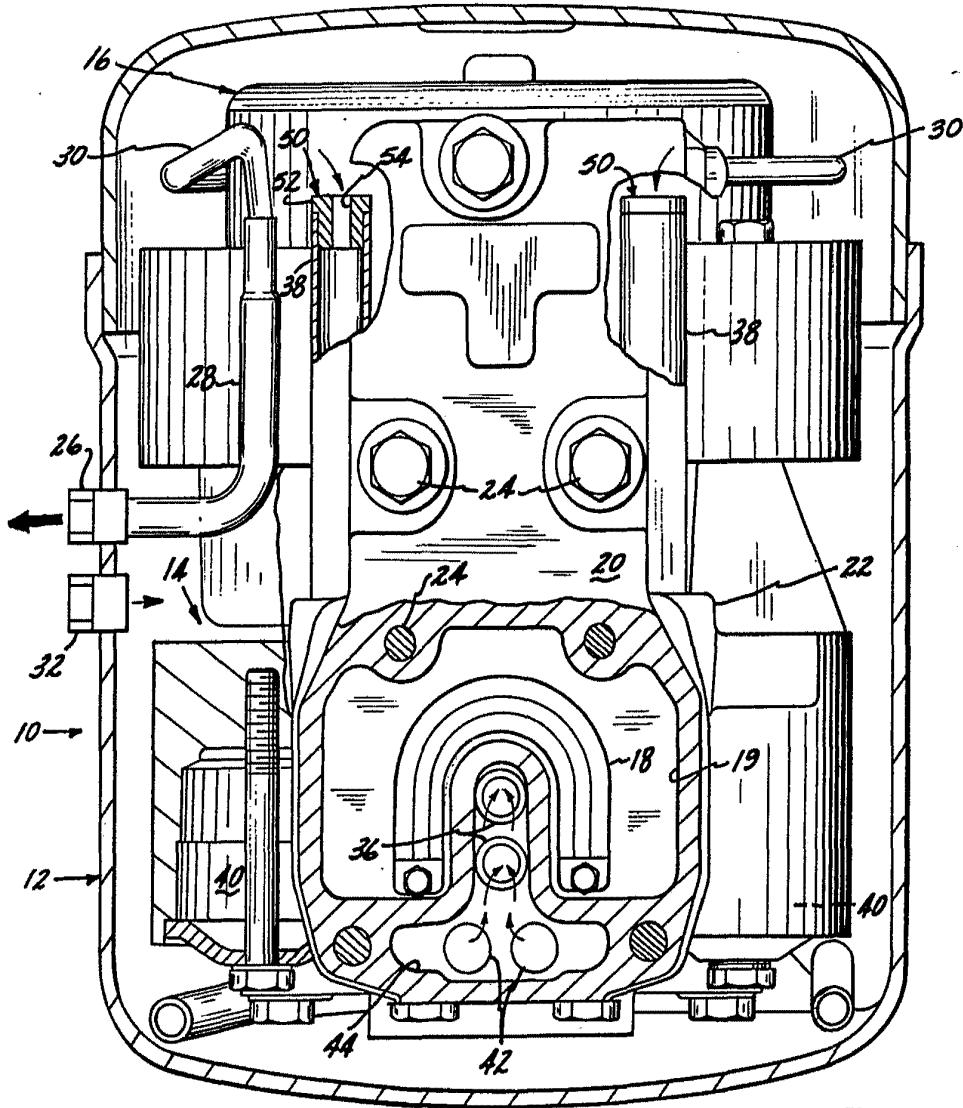


Fig-1

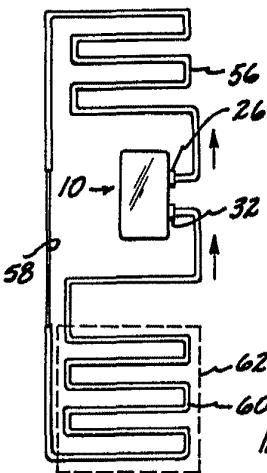


Fig-5



Fig-2

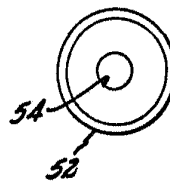


Fig-3

30 JUN 1939

L. GONZALEZ
p. p. Firmado: L. GONZALEZ

