

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“PRODUCCIÓN DE FRÍO POR COMPRESIÓN CON
ACCIONAMIENTO POR GAS NATURAL”**

**INFORME DE SUFICIENCIA
PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO - ELECTRICISTA**

VÍCTOR HUGO RODRÍGUEZ LOZANO

PROMOCIÓN 1999-I

LIMA - PERÚ

2002

A mis queridos padres, por ejemplo de vida y superación, que Dios los tenga en su gloria; a mi esposa Tania e hija Lía Fernanda, por ser la inspiración de mi vida.

TABLA DE CONTENIDO

PRÓLOGO

CAPÍTULO 1:

INTRODUCCIÓN

1.1 Objetivo

1.2 Antecedentes

CAPÍTULO 2:

FUNDAMENTOS BÁSICOS DE LOS SISTEMAS DE PRODUCCIÓN DE FRÍO

2.1 Por compresión

2.2 Por absorción

CAPÍTULO 3:

COMPONENTES DE LOS EQUIPOS DE COMPRESIÓN ACCIONADOS POR GAS NATURAL

3.1 Justificación de la elección de equipos de producción de frío

3.2 Rendimiento de los equipos de producción de frío

3.3 Descripción de los componentes

3.3.1 Motor a gas natural

3.3.2 Compresor

3.4 Dimensionamiento de los equipos

CAPÍTULO 4: CONSIDERACIONES Y FUNCIONAMIENTO DE LOS EQUIPOS

4.1 Consideraciones de diseño

4.1.1 Integración de los equipos en el diseño de la planta

4.1.2 Calor de recuperación

4.1.3 Torre de refrigeración

4.2 Consideraciones de instalación

4.2.1 Colocación y ubicación

4.2.2 Instalación de gas natural

- 4.2.3 Instalación eléctrica
- 4.2.4 Reducción de ruido y vibraciones
- 4.2.5 Instalación de ventilación
- 4.2.6 Evaluación de los productos de la combustión
- 4.3 Consideraciones de control, regulación y seguridad
- 4.4 Funcionamiento de los equipos
 - 4.4.1 Puesta en servicio
 - 4.4.2 Secuencia de arranque y funcionamiento
 - 4.4.3 Parada del equipo

CAPÍTULO 5: MANTENIMIENTO DE EQUIPOS

- 5.1 Motor
- 5.2 Verificación de la combustión completa
- 5.3 Análisis del aceite
- 5.4 Tratamiento del agua
- 5.5 Controles

CAPÍTULO 6: COMPARACIÓN ECONÓMICA

- 6.1 Tarifa del gas natural
 - 6.1.1 Proyecto gas de Camisea
 - 6.1.2 Estructura de costos para precio de gas natural
- 6.2 Costos de combustibles alternos al gas natural

CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PRÓLOGO

El presente informe tiene como objetivo proporcionar la alternativa técnica en instalaciones de climatización o de plantas enfriadoras, mediante la utilización de equipos de compresión con motor a gas natural.

Está orientado a la definición y selección de los equipos y componentes y así como para el diseño de las instalaciones complementarias de gas natural, de electricidad, de agua, y de ventilación de forma que se optimice la eficiencia energética de las mismas.

Los apartados que desarrollan las consideraciones de operación, control, regulación y seguridad tienen la finalidad de asegurar el potencial del consumidor con estos sistemas. Describiendo, además, el proceso a seguir en una puesta en marcha de estos equipos e instalaciones.

Detalla las consideraciones económicas evaluando los ahorros según las consideraciones de diseño y de mantenimiento, al mismo tiempo que las medio ambientales de optar por la opción de gas natural en vez de la opción eléctrica.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 Objetivo:

El presente informe de suficiencia, quiere dar a conocer una de las aplicaciones del gas natural, como la alternativa de incorporar en un futuro, al mercado de equipos de frío y climatización, accionados por un motor de gas natural de media y gran potencia frigorífica, (desde 100 kW a 1300 kW), una tecnología que desde hace tiempo tiene una gran aceptación en Estados Unidos de Norteamérica y Japón, debido a la flexibilidad y ventajas que proporciona.

Se trata de equipos enfriadores de agua o bombas de calor con un circuito frigorífico totalmente convencional e idéntico al de los equipos eléctricos existentes en el mercado, pero con la particularidad de que el motor que acciona el compresor frigorífico es un motor endotérmico procedente de la automoción adaptado para funcionar con gas natural.

1.2 Antecedentes:

En los últimos años, el uso de tecnologías de producción de frío a gas natural se ha visto potenciado por el creciente interés general en incrementar la eficiencia energética y maximizar la utilización de los recursos naturales.

Los motores a gas natural para la producción de frío están ganando mercado en el sector servicios, hospitales, campus universitarios y complejos industriales; en países como España y otros de Europa.

Desde el punto de vista de concepto, el frío se produce casi siempre por la evaporación de un líquido cuyos vapores deben condensarse a temperatura ambiente bajo una presión compatible con el tipo de material utilizado.

Los pioneros de la industria frigorífica se basaron en la compresión para obtener la producción de frío. Se empezó con éter etílico como fluido refrigerante, pero dado el peligro que representaba su uso se cambió de técnica, y se empezó a utilizar la absorción. No obstante después, Tellier volvió a dar vida a las máquinas de compresión mecánica empleando un fluido mucho menos peligroso que el éter etílico. Con el tiempo el fluido refrigerante ha ido evolucionando hasta llegar a los que se utilizan actualmente.

Tradicionalmente acoplado al compresor a habido un motor eléctrico, no obstante ahora, desde que se ha conseguido operar con altos rendimientos y con unos costes de operación más bajos que los homólogos eléctricos con resultados probados y contrastados en Estados Unidos de Norteamérica y Japón, se opta cada vez más hacia la climatización y refrigeración a gas natural.

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTOS BÁSICOS DE SISTEMAS DE PRODUCCIÓN DE FRÍO

Bajo la definición de enfriar, se entiende la evacuación de calor. Según la segunda ley general de la termodinámica, el calor nunca pasa de un cuerpo de temperatura más baja a otro de temperatura más elevada. Por esa razón, a un cuerpo con temperatura por debajo de la del ambiente que le rodea, sólo puede extraérsele calor intercalando un proceso cíclico de frío.

El enfriamiento se interpreta como proceso de transporte en el que se bombea calor de un nivel de temperatura mas bajo a otro mas alto. Este proceso precisa, evidentemente, una aportación de energía.

La producción de frío puede realizarse mediante dos técnicas: compresión o absorción.

2.1 Por compresión:

La producción de frío se consigue aprovechando el hecho de que fluidos, en este caso refrigerantes, absorben calor cuando hierven y lo devuelven cuando condensan. En refrigeración interesa quitar calor del recinto frío; y para conseguirlo, el refrigerante debe hervir a una temperatura menor que la temperatura interior de dicho recinto frío (acondicionado).

Los fluidos utilizados como sustancias de trabajo en las máquinas frigoríficas se denominan refrigerantes. Los que se utilizaron en los inicios de la refrigeración mecánica o refrigeración por compresión de vapor fueron:

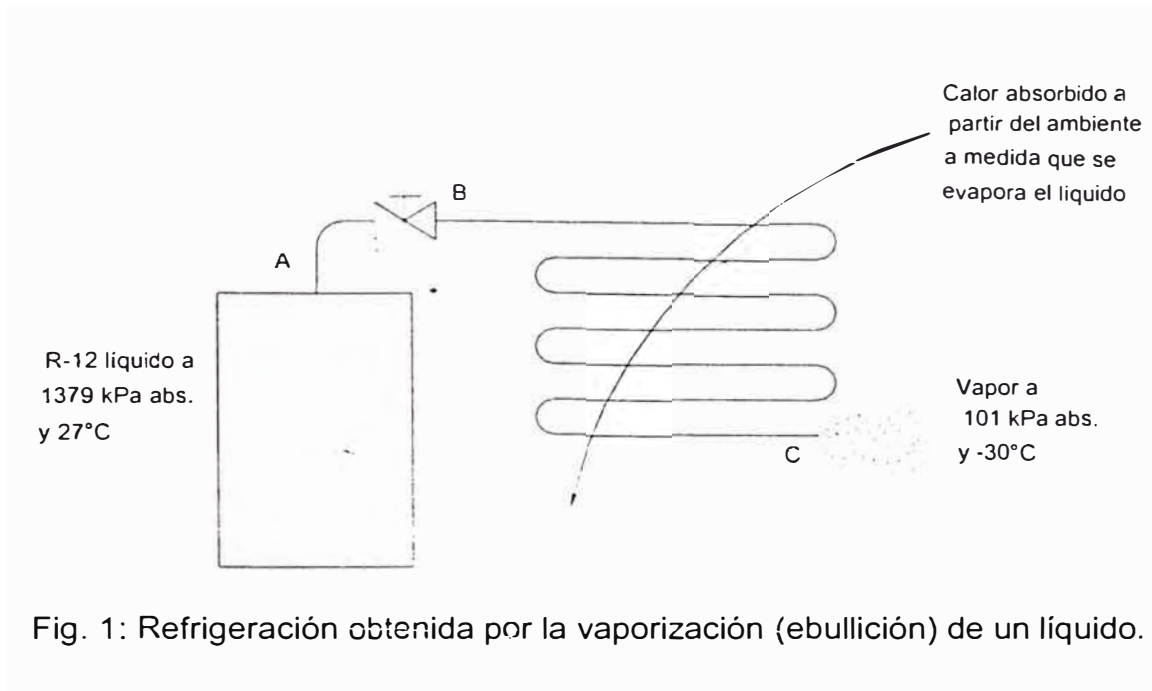
- Cloruro de etilo (1717)
- Eter etílico (1856)
- Eter metílico (1864)
- Anhídrido sulfuroso (1874)
- Amoníaco (1876)
- Cloruro de metilo (1878)
- Anhídrido carbónico (1878)

Estos son inflamables, corrosivos, tóxicos, no compatibles con muchos materiales, por ello se buscaron sustitutos que no tengan estos inconvenientes. Sin embargo, por sus buenas características termodinámicas aún se usa el amoníaco.

Los sustitutos, que constituyen la segunda generación de refrigerantes se encontraron haciendo ensayos con los hidrocarburos, sustituyendo en sus moléculas total o parcialmente sus átomos de hidrógeno por los de cloro y/o fluor. Los más conocidos y usados son:

- R-12 (1930) Diclorodifluorometano
- R-11 (1932) Triclorofluorometano
- R-22 (1935) Monoclorodifluorometano
- R-502 (1963) Azeotropía de 48.8% de R-22 y 51.2% de R-11

Se hará la suposición que se tiene un tanque lleno de refrigerante líquido R-12, a la presión relativamente alta de 1379 kPa abs, y a una temperatura ambiente de 27°C como se muestra en la figura 1.



El refrigerante debe estar en estado líquido, puesto que la temperatura de saturación (ebullición) a 1379 kPa abs. es de alrededor 56°C. La salida del tanque se conecta en A, mediante una válvula, a una tubería B-C. La presión circundante es la atmosférica, 101 kPa abs. Cuando se abre la válvula, el refrigerante fluye, por supuesto, a través de la tubería, debido a que la presión en el tanque es mayor. La disposición del aparato provee asimismo la circulación de un fluido por la parte exterior de la tubería, por ejemplo, aire o agua. Este fluido es la sustancia que se debe enfriar.

La disposición que se muestra en la figura 1 produce refrigeración, pero tiene algunas deficiencias inaceptables. Resulta obvio que, una vez que el refrigerante escapa al ambiente no se puede recuperar.

En la figura 2 se muestra la disposición del equipo y de la tubería de interconexión del sistema básico de compresión de vapor. Se ha seleccionado condiciones típicas de operación, con el refrigerante R-22 (monoclorodifluorometano), a fin de hacer más práctica la discusión.

Los cuatro componentes básicos del sistema son: el dispositivo de expansión (también se le llama dispositivo de control de flujo), evaporador, compresor y condensador.

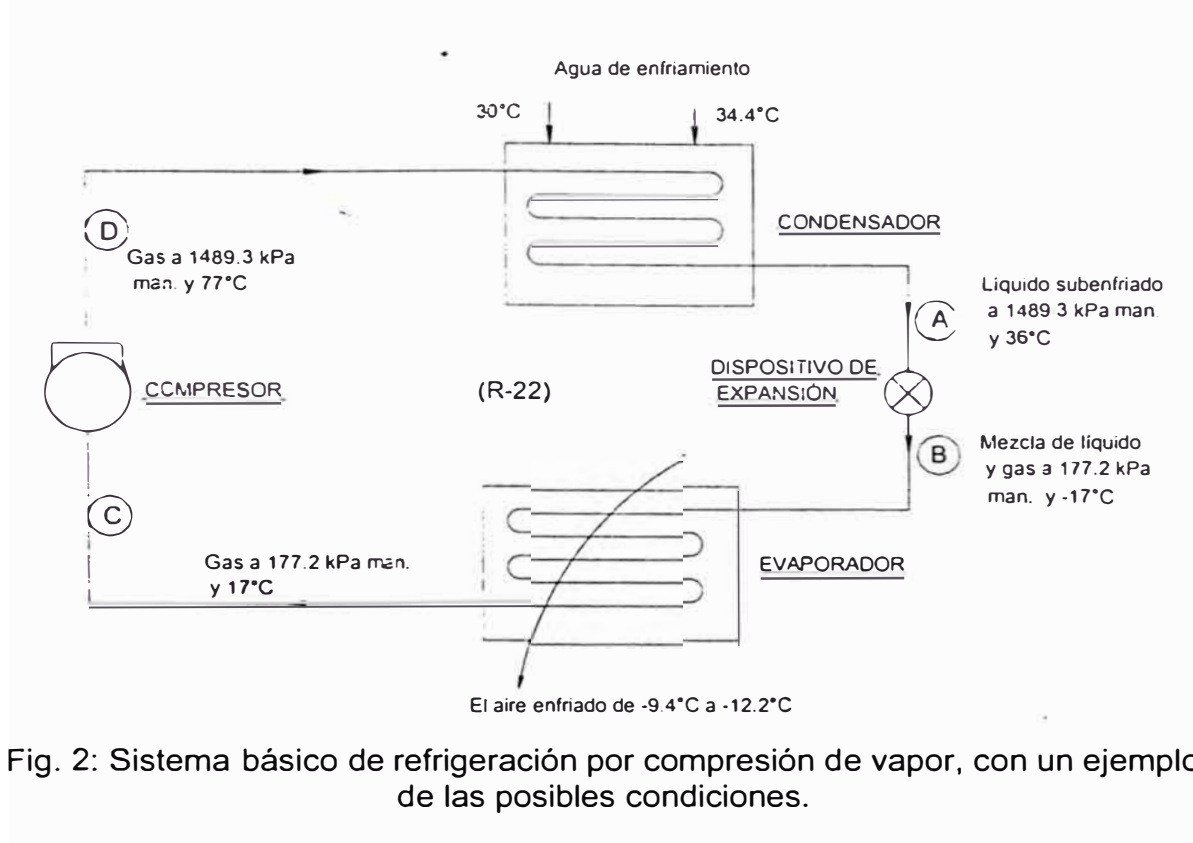


Fig. 2: Sistema básico de refrigeración por compresión de vapor, con un ejemplo de las posibles condiciones.

El proceso A-B, a través del dispositivo de control de flujo. El refrigerante líquido R-22 entra al dispositivo de expansión en el punto A, a 1489.3 kPa man. (presión manométrica) y 36°C. Existen diversos dispositivos de expansión; los más comunes son la válvula de expansión y el tubo capilar. En cualquier caso, el dispositivo de control de flujo tiene una abertura estrecha, lo que da una gran pérdida de presión al fluir el refrigerante a través del mismo. El refrigerante sale por el punto B, a 177.2 kPa man. Debido a que esta presión es inferior a la presión de saturación correspondiente a 36°C, una parte del refrigerante líquido se vaporiza inmediata y súbitamente a gas. La porción del líquido que se evapora toma el calor latente necesario para su evaporación de la mezcla que fluye, enfriándola de esta manera. El refrigerante sale de la válvula como una

mezcla de líquido y vapor en estado saturado. La temperatura de saturación correspondiente al R-22, a 177.2 kPa man., es de -17°C ; por consiguiente, ésta es la temperatura del refrigerante en el punto B.

El proceso B-C a través del evaporador. El refrigerante fluye a través de la tubería del evaporador, de B a C. La sustancia que se debe enfriar, generalmente aire o un líquido, fluye por el exterior de los tubos. Se halla a una temperatura más elevada que la del refrigerante dentro del evaporador. Por consiguiente, el calor fluye de la sustancia al refrigerante, a través de las paredes del tubo. En este caso, el aire se enfría de -9.4°C a -12.2°C . Debido a que el refrigerante líquido dentro del evaporador ya se encuentra a su temperatura de saturación (su punto de ebullición), el calor que gana hace que se evapore al pasar por el evaporador. Por lo general, el refrigerante sale del evaporador ya sea como un vapor saturado o un vapor sobrecalentado.

El proceso C-D a través del compresor. El compresor hace entrar al vapor por el lado de la succión, para luego comprimirlo a una presión elevada, adecuada para efectuar la condensación. Esta presión es aproximadamente igual a la cual entro al dispositivo de control de flujo, 1489.3 kPa man. Se requiere trabajo para comprimir el gas; este trabajo procede de un motor o una máquina que mueve el compresor. Este trabajo contribuye a aumentar la energía almacenada del vapor comprimido, resultando en un aumento de su temperatura. En este ejemplo, el refrigerante sale del compresor a 77°C en el punto D y en una condición de sobrecalentamiento.

El proceso D-A a través del condensador. El gas a alta presión que descarga el compresor fluye a través de la tubería del condensador, de D a A. Un fluido, tal como el aire o el agua, fluye por el exterior de la tubería. En este ejemplo se utiliza el agua, la cual se encuentra disponible a una temperatura de 30°C . El

calor fluye a través de las paredes del tubo, desde el refrigerante a mayor temperatura hasta el agua de enfriamiento. Como el refrigerante está sobrecalentado, cuando entra al condensador, primero se enfría hasta que alcanza su temperatura de saturación, la cual es de 41°C a 1489.3 kPa man. La remoción adicional de calor resulta en la condensación gradual del refrigerante hasta que se licúa en su totalidad. El refrigerante puede salir del condensador como un líquido saturado o subenfriado. En este ejemplo se supone que se subenfria hasta 36°C, antes de entrar al dispositivo de control de flujo.

Pasaremos a describir los cambios termodinámicos que experimenta el refrigerante en cada parte del equipo. El ciclo que se describe a continuación es idealmente teórico, y nunca tiene lugar. No obstante, existen razones por las que resulta conveniente examinar este caso ideal. En primer lugar, se puede llegar a ciertas conclusiones generales acerca del funcionamiento de un sistema real, particularmente en lo que se ve afectado por los cambios en las condiciones. Además es más sencillo estudiar y comprender el ciclo ideal.

En el ciclo ideal se supone, asimismo, que no ocurren otros efectos en las tuberías entre los diferentes dispositivos. Esto es, no solamente disminuye la presión en la tubería, sino que tampoco ocurre intercambio de calor con el medio circundante, conforme el refrigerante fluye por la tubería. En la práctica estas suposiciones significan que la condición del refrigerante que sale de cada componente del equipo, es la misma que la que entra al siguiente componente.

En el diagrama presión – entalpía ($p - h$) de la figura 3, se muestra un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. Se muestra además un esquema correspondiente del sistema, el cual indica la ubicación de cada

proceso. El ciclo consiste de cuatro procesos identificados como A-B, B-C, C-D y D-A. Estos procesos son como sigue:

<u>Línea</u>	<u>Proc. Termodin.</u>	<u>Equipo en donde ocurre</u>
A-B	Entalpía constante	Dispositivo de control de flujo (de expansión).
B-C	Presión constante	Evaporador.
C-D	Entropía constante	Compresor.
D-A	Presión constante	Condensador.

A fin de hacer mas didáctica la explicación, se ha seleccionado un juego específico de condiciones, utilizando refrigerante R-22, con los valores que se indican a continuación:

- Temperatura de evaporación $t_e = -6.7^\circ\text{C}$
- Temperatura de condensación $t_c = 37.8^\circ\text{C}$

Por supuesto, este juego de condiciones es arbitrario, y cualquier otro puede ser adecuado para el ejemplo en cuestión.

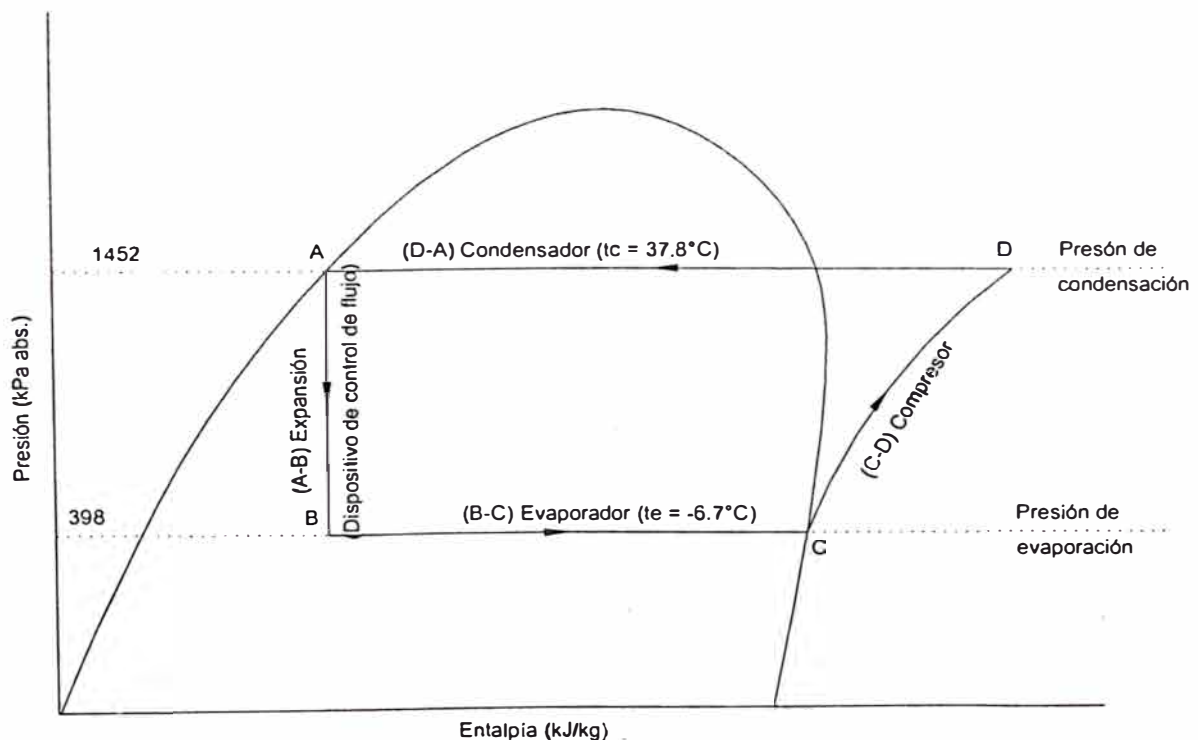


Fig. 3: Ciclo ideal de refrigeración por compresión en el diagrama p - h

Los procesos termodinámicos se detallan a continuación:

El proceso en el dispositivo de control de flujo (a entalpía constante), el punto A (figura 3) representa la condición del refrigerante que sale del condensador y entra al dispositivo de control de flujo, puesto que se supone que no tiene lugar cambios en la tubería. El refrigerante sale del condensador y entra al dispositivo de control de flujo como un líquido saturado a la temperatura de condensación. La correspondiente presión de condensación (presión del lado de alta) es de 1452 kPa abs.

Cuando el refrigerante fluye a través de la restricción en el dispositivo de control de flujo, su presión cae súbitamente hasta la presión del lado de baja, en B. A este proceso se le llama a veces estrangulación o expansión. Debido a que el refrigerante fluye con gran rapidez y a que el dispositivo de control de flujo tiene una superficie muy pequeña, no existe prácticamente intercambio alguno de calor entre el refrigerante y el medio circundante. Puesto que no hay transferencia de calor hacia el refrigerante, no cambia su entalpía. Se puede entonces llegar a la conclusión de que:

“El proceso del ciclo ideal a través del dispositivo de control de flujo es un proceso a entalpía constante”.

La línea A-B del proceso es, por lo tanto, una línea vertical (sin cambio de entalpía) que baja hasta la presión de evaporación (presión del lado de baja), correspondiente a la temperatura de evaporación. Esta presión es la presión de saturación a -6.7°C , la cual es de 398 kPa abs. para el refrigerante R-22.

El refrigerante que entra al dispositivo de control de flujo es un líquido saturado a una temperatura relativamente alta, 37.8°C (punto A). A la salida del dispositivo de control de flujo se halla a una baja temperatura, -

6.7°C, y es una mezcla de líquido y vapor (punto B). Como el refrigerante no cede ningún calor al medio circundante y tiene la misma entalpía. Se puede preguntar cómo es que se enfría. La respuesta estriba en el hecho de que una parte del líquido se evapora debido a la súbita caída de presión. El calor latente de evaporación necesario para que esto ocurra se toma de la propia mezcla, procediendo así a su enfriamiento.

Expresado de una manera diferente, el calor sensible (y por consiguiente la temperatura) del refrigerante disminuye, mientras que su calor latente aumenta en la misma cantidad.

Se observará que la ubicación del punto B en el diagrama $p - h$, confirma que parte del refrigerante se ha evaporado en el proceso de expansión. Este vapor se conoce como el gas de vaporización súbita. El porcentaje de masa del gas de vaporización súbita se conoce como la calidad de la mezcla.

El proceso en el evaporador (a presión constante), en el ciclo ideal, la condición en el punto B a la salida del dispositivo de control de flujo, se supone que es la condición a la entrada del evaporador. Se supone, asimismo, que no hay caída de presión a través del evaporador.

“El proceso del ciclo ideal a través del evaporador, es un proceso a presión constante”.

La carga que se debe enfriar está a una temperatura más elevada que la del refrigerante en el evaporador; por consiguiente, el calor fluye a través de las paredes de los tubos del evaporador, de la carga al refrigerante. Como el refrigerante líquido en el evaporador ya se encuentra en un estado saturado, el calor adquirido hace que se evapore cuando fluye por el evaporador.

La línea del proceso B-C en el evaporador es, por consiguiente, una línea horizontal (a presión constante), y dirigida hacia la derecha, puesto que el refrigerante gana calor y aumenta su entalpía. El refrigerante sale del evaporador como un vapor saturado (punto C) en el ciclo ideal. Esta es la condición normal en un evaporador del tipo inundado. En los evaporadores del tipo de expansión directa, el refrigerante generalmente sale del evaporador en un estado de vapor sobrecalentado.

El efecto de refrigeración, el aumento de la entalpía del refrigerante en el evaporador se conoce como el efecto de refrigeración (E.R.) y se expresa en kJ/kg o Btu/lb.

Se le llama efecto de refrigeración debido a que representa asimismo la cantidad de calor removido del medio que se debe enfriar por cada kilogramo o libra de refrigerante que fluye. Esto se deduce de la ecuación de la energía. Esto es:

$$E.R. = h_c - h_b = h_c - h_a$$

en donde: E.R. = efecto de refrigeración (kJ/kg)
 h_c = entalpía de refrigerante a la salida del evaporador (kJ/kg)
 $h_b = h_a$ = entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador (kJ/kg)

El proceso en el compresor (a entropía constante), se supone que en el ciclo ideal no hay cambios, como la caída de presión o el intercambio de calor en la línea de succión. Por consiguiente la condición C del refrigerante a la salida del evaporador es asimismo, la condición a la entrada del compresor.

En el proceso ideal de compresión no existe intercambio de calor entre el refrigerante y el medio circundante (llamado un proceso adiabático);

además, no existe fricción. Se puede demostrar que en un proceso adiabático sin fricción, no hay cambio en la entropía del gas, cuando este se comprime. Un proceso a entropía constante, se conoce también como un proceso isentrópico.

“El proceso del ciclo ideal a través del compresor, es un proceso a entropía constante (isentrópico)”.

Se traza una línea de entropía constante desde el punto C, que corresponde a la condición de la entrada del compresor. La presión de descarga, a la salida del compresor, es la presión de condensación. Por lo tanto, el punto D, que corresponde a la condición de salida del compresor, se localiza en la intersección de las líneas de entropía constante y de presión de condensación.

El proceso en el condensador (a presión constante), se supone que en el ciclo ideal no hay caída de presión o intercambio de calor en la línea de descarga del gas caliente. Por consiguiente la condición D del refrigerante, a la salida del compresor, es también la condición a la entrada del condensador. Se supone, asimismo, que no hay caída de presión a través del condensador.

“El proceso del ciclo ideal a través del condensador, es un proceso a presión constante”.

Se remueve calor del vapor refrigerante sobrecalentado que entra al condensador, para primero reducir su temperatura al punto de saturación, y luego condensarlo. Se provee con este fin, un fluido de enfriamiento a una temperatura mas baja que la temperatura de saturación. El refrigerante sale del condensador como un líquido saturado, punto A. En muchos sistemas, el refrigerante se subenfria todavía más, por debajo de la

temperatura de saturación. Por lo tanto el refrigerante ha completado un ciclo, y se halla en las mismas condiciones que cuando se inició el análisis.

En la figura 4, se muestra el esquema básico de la generación de frío por compresión de un fluido frigorífico en estado de vapor, con accionamiento por un motor endotérmico a gas natural, que sigue un ciclo termodinámico definido por la secuencia representada en la figura:

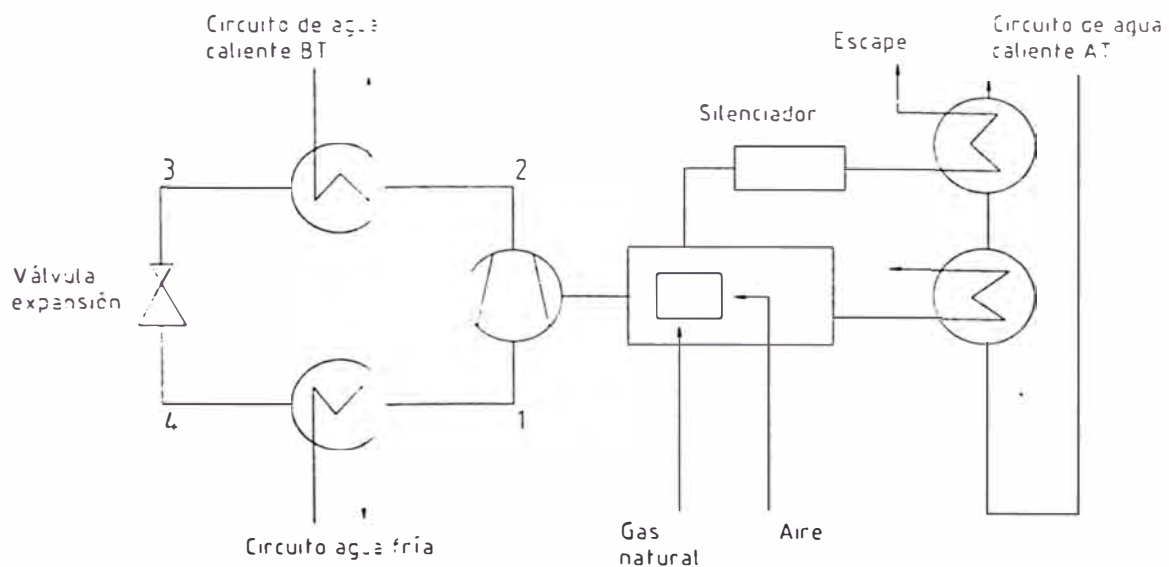


Fig. 4: Circuito de compresión con accionamiento por motor a gas natural.

1-2: Comenzando a la entrada del compresor, el refrigerante se halla a baja presión y baja temperatura. El compresor eleva la presión del refrigerante mediante compresión adiabática y en consecuencia la temperatura de saturación del mismo hasta la presión de condensación.

2-3: El refrigerante entra en el condensador donde pasa de vapor a líquido puesto que la temperatura de saturación es mayor que la del ambiente. El calor resultante de la reacción es transferido directamente a una fuente de aire o indirectamente a una fuente de agua que, a su vez, lo transferirá al aire a través de una torre refrigerante.

3-4: El refrigerante se expande a una presión menor reduciendo su temperatura de saturación y evaporando a una temperatura menor que el agua enfriada que entra al evaporador.

4-1: Evaporación de refrigerante que se encuentra a la temperatura correspondiente a la presión que tenía a la salida de la válvula de expansión. Al evaporar el refrigerante toma el calor que necesita para la reacción del recinto que se quiere mantener más frío, obteniéndose así el efecto frigorífico y volviendo a empezar el ciclo a la entrada del compresor.

2.2 Por absorción:

En este caso la producción de frío también se obtiene mediante la evaporación de un fluido. No obstante, mientras que en el proceso de frío por compresión se realiza una compresión mecánica del vapor del refrigerante aspirado del evaporador, en el de absorción se produce una compresión térmica, en el que primero se absorbe y disuelve mediante un líquido apropiado como medio de absorción.

Este sistema se basa en la afinidad fisicoquímica entre parejas de compuestos como el agua y el amoníaco, o el bromuro de litio y el agua.

Como ya se ha mencionado, desde el punto de vista termodinámico, el ciclo de absorción no difiere sustancialmente del de compresión. En la absorción se realiza una compresión térmica del fluido refrigerante.

El principio de funcionamiento de los sistemas de absorción se basa en la afinidad que, entre ellas, tienen ciertas sustancias, por lo que se favorece el proceso de absorción química. Una de las sustancias (la más volátil) actúa como refrigerante y la otra como absorbente.

En un recipiente cerrado donde se ha insertado un intercambiador de calor (evaporador), se disminuye la presión hasta alcanzar los 6,5 mm Hg y se deja caer gotas de agua sobre los tubos del mismo (figura 5).

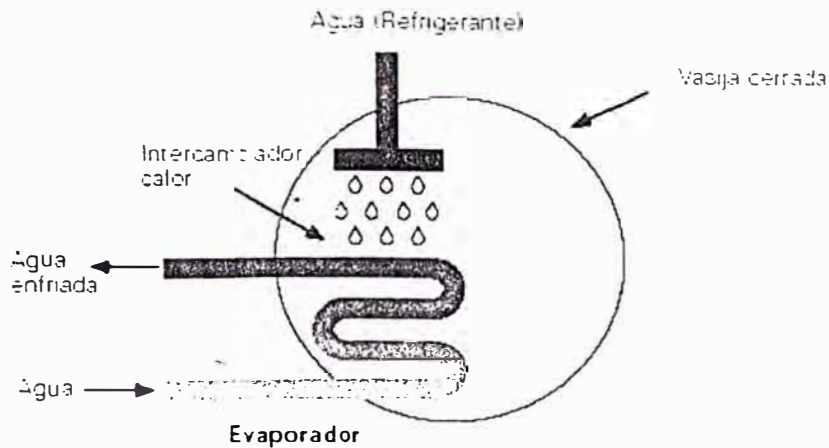


Fig. 5: Evaporador

A esa presión, el agua se evapora a 5°C , tomando el calor necesario del agua que circula por el intercambiador que, por ello, se enfría. Esta agua, enfriada, se utiliza para la refrigeración del local que se quiera climatizar.

Introduciendo en el recipiente gotas de solución concentrada (absorbedor), de bromuro de litio, se absorbe el vapor de agua (figura 6).

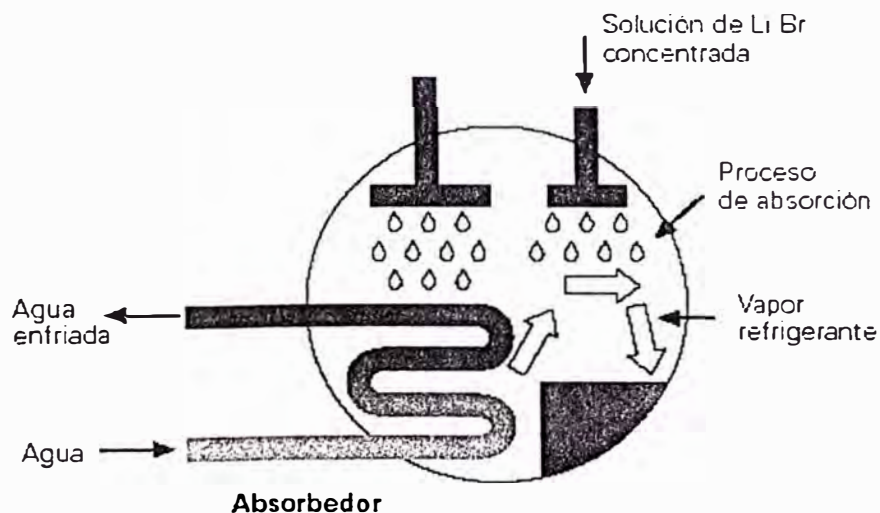


Fig. 6: Absorbedor

Cuando la solución de bromuro de litio absorbe el vapor de agua refrigerante, se diluye y pierde su capacidad de absorber. Ello significa que se debería

aportar continuamente al recipiente solución concentrada de bromuro de litio. No obstante, la solución diluida es calentada por un quemador de gas (generador).

El calor aportado por el gas hace hervir la solución generando vapor de agua, concentrando, al mismo tiempo, la solución, que será usada nuevamente como absorbente (figura 7).

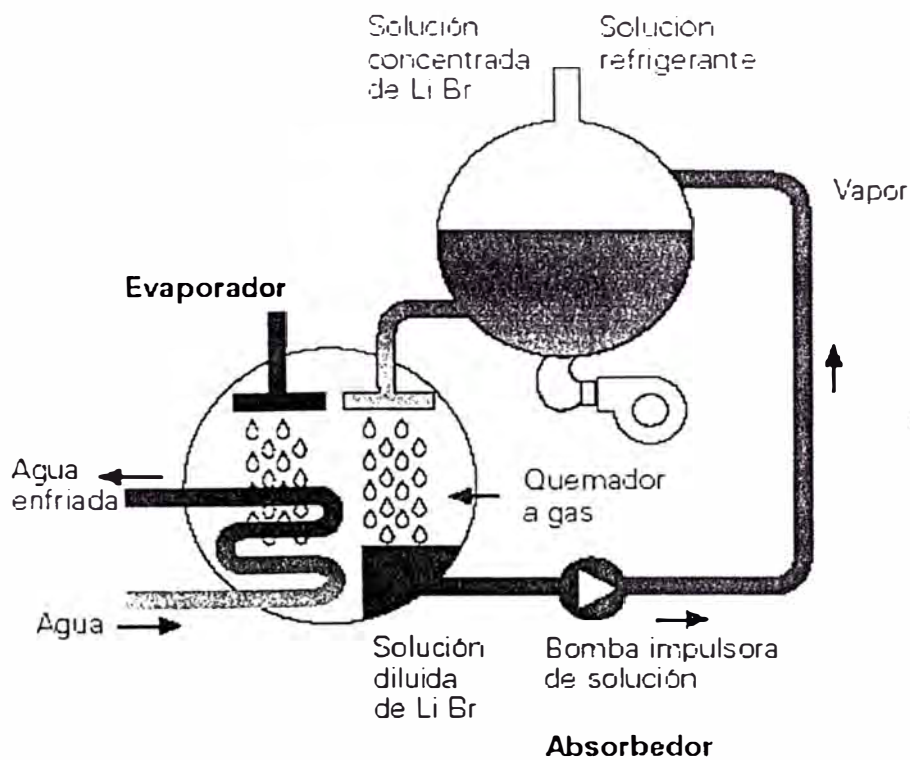


Fig. 7: Absorbedor – Evaporador

El vapor refrigerante, separado de la solución diluida, es enfriado en un compartimento separado (condensador) hasta pasar a fase líquida; a continuación se introduce en forma de gotas en el recipiente, donde existe prácticamente un vacío, repitiéndose el ciclo (figura 8).

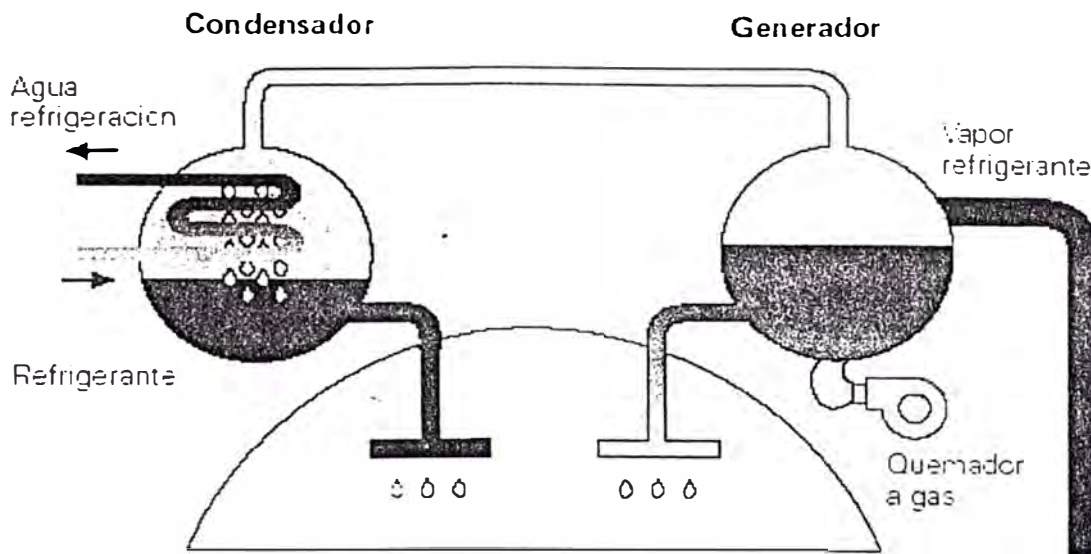


Fig. 8: Generador – Condensador

De esta manera, el agua de refrigeración, en el condensador, enfría el vapor refrigerante hasta convertirlo en agua, mientras que, en el absorbedor, recoge el calor cedido por el vapor refrigerante al ser absorbido por la solución de bromuro de litio (figura 9).

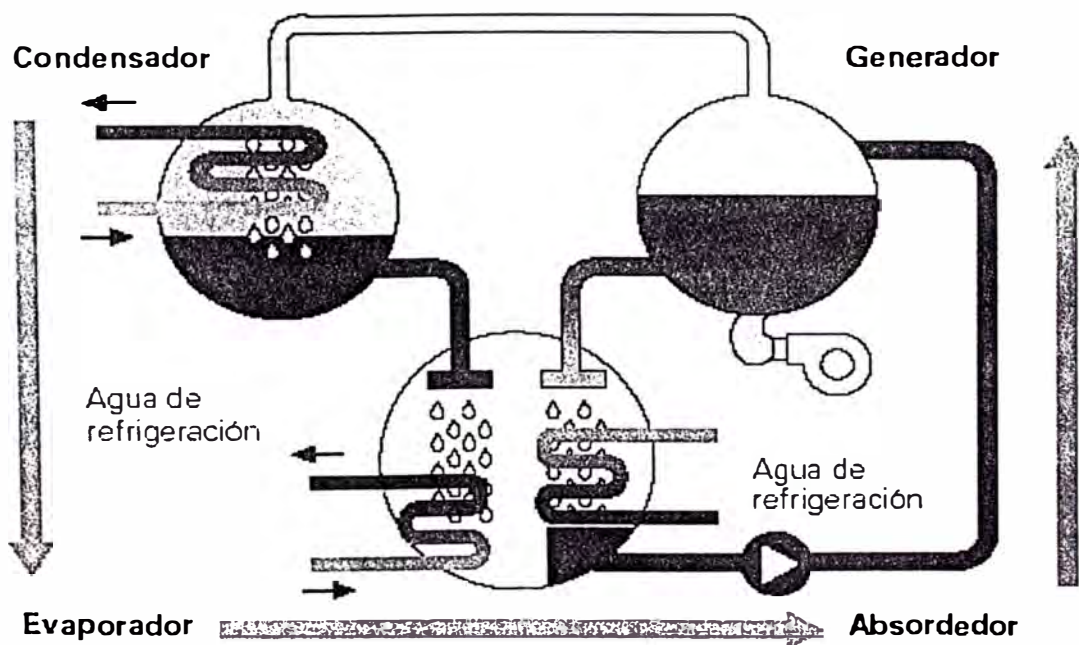


Fig. 9: Ciclo de Absorción

Para que el equipo esté disponible para operar en ciclo de calefacción, sólo se requiere la apertura de la válvula desviadora, que permite el paso directo del vapor refrigerante evitando que pase al condensador, a la vez que se intercepta el flujo de agua de enfriamiento.

En el evaporador el vapor calienta un fluido, como el agua, que circula por el interior de un haz de tubos. Dicho fluido calentado es apto para ser utilizado en una instalación de calefacción.

CAPITULO 3

COMPONENTES DE LOS EQUIPOS DE COMPRESIÓN A GAS NATURAL

3.1 Justificación de la elección de equipos

Los equipos de producción de frío a gas natural ofrecen soluciones flexibles en el sector doméstico, en el de servicios y en el industrial.

Las ventajas competitivas que aportan frente a los eléctricos están referidos al rendimiento, a los costes de explotación, a la seguridad de suministro y a la protección del medio ambiente. Así mencionamos las siguientes:

Economía de funcionamiento:

El uso del gas como combustible en vez de la electricidad reduce los costes de explotación debido a la relación de precios existentes entre ambos.

Se obtienen altos rendimientos de la energía primaria además del ahorro adicional por el aprovechamiento del calor extraído del agua de refrigeración del motor y de los gases de escape incrementando, así, el rendimiento de la energía contenida en el combustible. Este calor extraído (agua a 90°C) puede ser utilizado para la producción de agua caliente sanitaria o agua caliente de proceso, para deshumificadores secantes o evitar que se forme escarcha en la batería exterior sin ningún coste extra y

sin necesidad de invertir el ciclo de la máquina con su consecuente decremento de rendimiento.

Se trata de un calor que no se obtiene con la bomba de calor eléctrica y disponible aún con temperaturas exteriores bajas en ciclo invernal.

Otra fuente de ahorro es la reducción de la punta eléctrica a contratar puesto que se trata de un decremento en el término fijo de la factura eléctrica, la eliminación de la estación transformadora y evitarse una instalación eléctrica complicada.

Producción simultánea de frío y calor:

La integración de calefacción y refrigeración en un mismo equipo pretende la reducción del coste de inversión y los costes de operación ya que se consigue que funcione más horas al año que provoca que la inversión sea recuperada antes.

Eficiencia casi constante a carga parcial:

Mientras los motores eléctricos funcionan a velocidad constante, los motores a gas natural tienen capacidad para variar la velocidad de trabajo obteniendo una gran eficiencia a cargas parciales puesto que el consumo específico mínimo del motor se encuentra entre el 40 y el 70% de la carga nominal. Además también permiten una instalación modular.

Seguridad en el suministro:

El gas natural ofrece plena seguridad en su suministro y su utilización, como está siendo demostrado en miles de instalaciones de climatización con gas natural que funciona desde hace años en todo el mundo.

Fiabilidad en el funcionamiento:

Son equipos que, tanto en Estados Unidos, Japón como en Italia están plenamente consolidados. Además se emplean compresores abiertos que

tiene mayor vida útil y mayor rendimiento que los herméticos o semi-herméticos convencionales.

- Protección del medio ambiente:

El gas natural es la energía más limpia que existe. Produce menor impacto ambiental puesto que reduce sensiblemente la emisión de dióxido de carbono, que en muchas comunidades científicas es considerado como el principal agente del llamado efecto invernadero. Además se consigue un mejor aprovechamiento de la materia prima y se diversifica el consumo energético del país.

- Inversión inicial:

Si bien el coste de mercado de los equipos de compresión a gas natural es, hoy por hoy, superior al de los equipos convencionales, la sobre inversión inicial puede verse atenuada por la reducción del número de máquinas instaladas, debido a la concentración de los servicios en un único equipo y a la economía de funcionamiento.

3.2 Rendimiento de los equipos de frío por compresión de gas natural:

El coeficiente de funcionamiento o performance (COP) es la manera de expresar la eficiencia de un productor de frío. Cuanto más grande sea el COP menor será la energía necesaria y éste varía en función de las condiciones de operación del equipo.

En los equipos de compresión con motor a gas natural puede recuperarse el calor del agua de refrigeración de las camisas y de los gases de escape aumentando el total de la energía a utilizar. Por lo que el COP de un motor de refrigeración a gas natural viene reflejado con la siguiente ecuación:

$$COP = \frac{\text{Frio obtenido} + \text{Calor recuperación}}{\text{Combustible utilizado}}$$

Como el COP no tiene unidades, todos los elementos de la ecuación ha de tener las mismas. El denominador de la ecuación ha de estar basado en el poder calorífico inferior del gas natural, ya que en la combustión de gases el calor de condensación del vapor de agua no se recupera en la práctica industrial, por lo que es corriente referir los cálculos al poder calorífico inferior.

Tabla 1: COP de una máquina de frío por compresión a gas natural

Recuperación de calor opcional	COP a plena carga
Sin recuperación de calor	1,0 – 2,0
Recuperación de calor de las camisas	1,5 – 2,25
Recuperación del calor de las camisas y de los gases de salida	1,7 – 2,4

En el análisis que efectúan las administraciones públicas se considerará el rendimiento del equipo en el contexto del ciclo energético desde la extracción del carburante o combustible hasta la utilización final del servicio por el usuario. Es decir, se tendrá en cuenta la eficiencia global del ciclo energético (EFCE).

Como ejemplo ilustrativo se da el caso de la electricidad generada en una central térmica convencional que utilice combustible líquido cuyo rendimiento es 43%.

Suponiendo unas pérdidas por transporte y distribución del 10,2%. La eficiencia global EFCE será del 39%.

Para el gas natural, se considera que en la extracción y transporte del gas natural únicamente se pierde un 5%. Por lo que el EFCE es de 95%.

Entonces, al corregir los COP con estos factores se obtiene lo siguiente:

Tabla 2: COP corregidos

	COP	EFCE	COP CORREGIDO
Motor eléctrico	2,0 – 4,0	0,39	0,78 -,1,56
Motor a gas natural, sin recuperación de calor	1,0 – 2,0	0,95	0,95 – 1,90

3.3 Descripción de los componentes:

El diseño y fabricación de un equipo de frío por compresión es independiente de cuál sea la fuente del movimiento. La única diferencia radica en si se utiliza un motor a gas natural o uno eléctrico, por lo que únicamente se describirá el motor a gas natural y el compresor.

3.3.1 Motor a gas natural:

Son motores derivados de la automoción o marinos que han demostrado buena fiabilidad y duración.

Los motores de combustión interna utilizados son de ignición por chispa eléctrica (bujías) y proceden de motores de cuatro tiempos gasolina adaptados para la utilización del gas natural como carburante (ver información técnica en Anexo 5).

En general, los motores de pequeña y media potencia son de aspiración natural y los de mayor potencia son turboalimentados, es decir, utilizan un compresor de aire movido por una pequeña turbina alimentada por los gases de escape.

Los motores turboalimentados dan más potencia en el eje para el mismo consumo. Sin embargo, para lograr esta mayor eficacia, el aire caliente debe enfriarse a la salida del turbocompresor, siendo necesario un sistema de refrigeración independiente, que suministre agua a una

temperatura inferior a la que normalmente se da en los sistemas de refrigeración del motor..

El control de las cargas parciales se consigue modulando la velocidad del motor entre el 30 o 50% y el 100%. Desde el punto de vista de la eficiencia energética, la posibilidad de controlar la potencia útil variando la velocidad de giro del motor, es una ventaja cuando se funciona a carga parcial, ya que el rendimiento del motor aumenta cuando la velocidad se reduce, hasta un valor dado, por debajo del cual, el rendimiento comienza a decrecer de nuevo.

3.3.2 Compresor:

La función del compresor, tal y como se ha explicado en el apartado 2.1, es la de aspirar los vapores producidos por la evaporación del fluido frigorígeno en el evaporador a una presión baja, correspondiente a las condiciones de funcionamiento, y descargar a alta presión estos vapores comprimidos en el condensador, a fin de permitir su condensación por enfriamiento.

En la refrigeración a gas natural, los compresores que se utilizan son compresores herméticos accesibles o abiertos puesto que la fuente de movimiento es externa al compresor. El diseño de estos tipos de compresores permite que las partes móviles y las válvulas puedan sustituirse fácilmente.

Los compresores a gas ofrecen importantes ventajas sobre los compresores herméticos o herméticos accesibles eléctricos puesto que tienen mayor vida útil y mayor rendimiento.

Genéricamente, basándose en su principio de funcionamiento se distinguen:

a) Compresores alternativos:

Se utiliza en equipos de potencia de frío hasta los 600 kW. Se trata de máquinas de desplazamiento positivo, es decir, que incrementan la presión del gas refrigerante reduciendo el volumen específico e incrementando la temperatura.

Los compresores de este tipo comercialmente disponible son de simple etapa o de dos etapas. Los primeros suelen utilizarse en aplicaciones de aire acondicionado, mientras que los segundos en aplicaciones de refrigeración a baja temperatura.

Las características de selección son la cilindrada, el volumen desplazado, el caudal masa del fluido, el coeficiente de rendimiento (la relación existente entre la producción de frío y el trabajo necesitado para obtener este resultado), el rendimiento, la relación de compresión volumétrica (la relación entre las presiones absolutas de descarga y de aspiración) y el rendimiento mecánico.

El acoplamiento motor-compresor es, en general, directo, aunque puede realizarse un engranaje reductor de velocidad.

El control de capacidad tiene lugar por combinación del sistema de variación de la velocidad del motor y el sistema de regulación de capacidad del compresor alternativo, basado en dejar en vacío uno o varios pistones mediante un sistema de electroválvulas. También se utiliza el sistema de control de potencia del compresor, basado en la reducción de la presión de aspiración que reduce la presión de salida del gas refrigerante y, con ello, la capacidad del equipo.

b) Compresores de tornillo:

Son utilizados en equipos de potencia entre los 350 y los 14.000 kW. Son máquinas de desplazamiento positivo puesto que el incremento de presión se produce por reducción del volumen específico del gas refrigerante.

Deben su nombre al mecanizado del (de los) rotor (es) que se asemejan a un juego de engranajes de corte helicoidal.

Las características térmicas y cualitativas son similares a las definidas para los compresores alternativos. Además se define la relación interna (la relación entre la parte de aspiración y la de descarga).

Se dividen en dos grupos.

Monorrotor: como se observa en la figura 10 consiste en un rotor helicoidal que es movido por el motor y dos engranajes pasivos que, debido al diseño del perfil, confinan el gas aspirado en espacios cerrados que disminuyen con el giro del motor a la vez que aumentan la presión del gas. La capacidad es función del diámetro del rotor y de sus satélites.

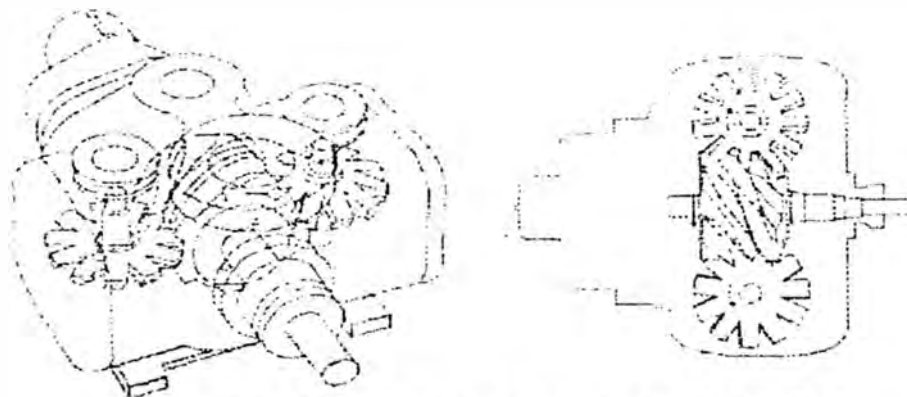


Fig. 10: Compresores monorrotor de tornillo

Birrotos: como se muestra en la figura 11 constan de un rotor activo, movido por el motor, que arrastra al rotor pasivo.

El gas refrigerante que entra por la galería de aspiración, situada en la parte inferior de la carcasa, llena los espacios cerrados formados por los engranajes de los dos rotores. Durante el giro del motor, debido al diseño de los perfiles de los engranajes, estos espacios cerrados se reducen comprimiendo el gas que sale a presión superior por la galería de descarga.

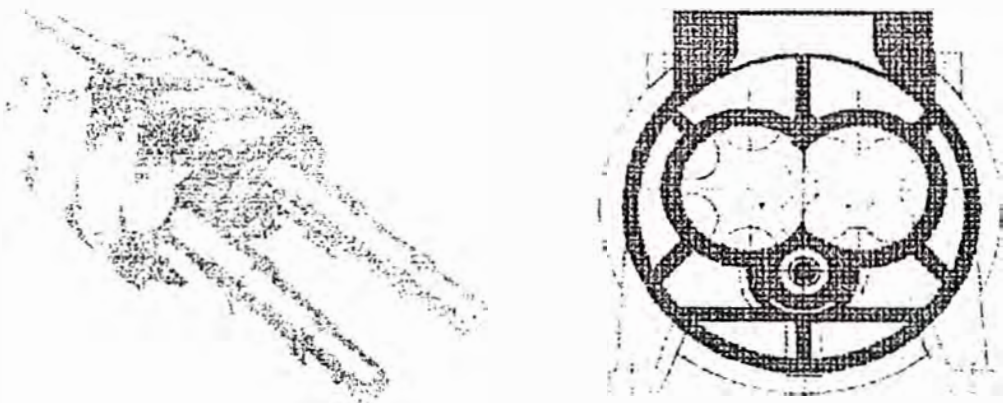


Fig. 11: Rotores de un compresor birrotor de tornillo

El diseño de la superficie de contacto de los tornillos, junto con el aceite lubricante que se introduce en las dosis adecuadas entre los engranajes, permite el sellado entre los espacios cerrados.

La capacidad es función del diámetro de los rotores y de su longitud (los diámetros de los rotores macho y hembra pueden ser diferentes).

El control de ésta se logra con la combinación de la variación de velocidad del motor y el mecanismo de regulación de la capacidad

del compresor, que se basa en una válvula de corredera de accionamiento eléctrico o hidráulico que se desplaza a lo largo de los tornillos modulando la cantidad de gas refrigerante que entra en la galería de aspiración.

c) Compresores centrífugos:

Son utilizados en equipos de potencia entre 1.300 y 20.000 kW. En este caso no se trata de máquinas de desplazamiento positivo como las dos anteriores, sino que son realmente una variante de las de pistón, donde los pistones se han sustituidos por rodetes.

El gas, a la presión de aspiración, entra en dirección axial y al pasar a través del rotor incrementa su velocidad y cambia su dirección de axial a centrífuga. De esta manera emplea el aumento de la energía cinética del fluido, obtenido al utilizar la fuerza centrífuga provocada por la gran velocidad periférica con que el fluido sale de los álabes del rotor que se transforma en presión estática cuando, al pasar a través del difusor de descarga, se reduce la velocidad.

Para lograr una alta eficiencia, los compresores centrífugos ruedan a más alta velocidad que los de desplazamiento positivo.

El control de la capacidad se logra por combinación de la variación de velocidad del motor y la regulación de capacidad del compresor, que se basa en la variación del ángulo de los álabes de entrada del gas, que modifican el caudal de gas y generan turbulencias que afectan las prestaciones del compresor.

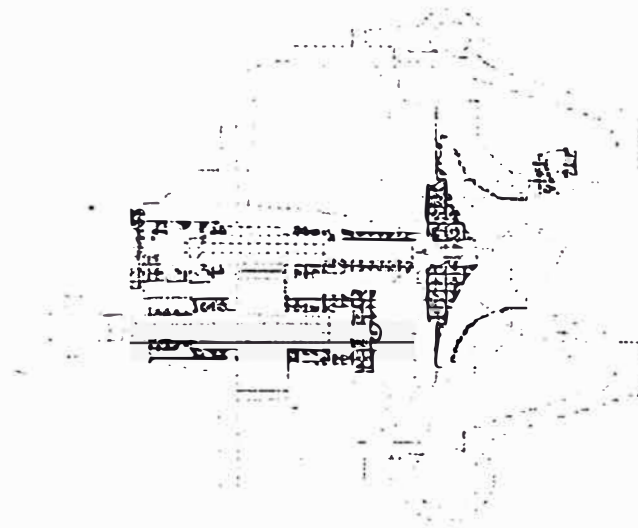


Fig. 12: Compresor centrífugo de un rodete

3.4 Dimensionamiento de los equipos:

Una vez determinadas las necesidades de climatización en distintas condiciones exteriores y situaciones de cargas internas, se elige aquella que será tomada como base para el dimensionado de la planta termofrigrífica y para la selección de los equipos principales como se haría en el caso que los equipos fueran eléctricos.

La selección del equipo o equipos se efectuará en función de las necesidades de refrigeración y de calefacción y, en los sistemas de cuatro tubos, a las necesidades simultáneas de refrigeración y de calefacción. No obstante, en general, tanto si las necesidades son superiores o inferiores a las de la calefacción, la selección del equipo se hace en función de las necesidades de refrigeración. Debiendo verificarse que la capacidad de calefacción del equipo seleccionado es suficiente para cubrir la demanda de calefacción, agua caliente sanitaria y otros servicios que requieran energía térmica. En caso contrario, se instalará una caldera auxiliar, que cubrirá la diferencia entre las necesidades máximas de energía térmica y la capacidad calorífica total de la bomba de calor.

Aunque esta práctica es en general aceptable, es preciso en cada caso, evaluar el coste de la caldera y sus instalaciones auxiliares y compararlo con el incremento de coste de una unidad bomba de calor de capacidad superior y capaz de cubrir la totalidad de la demanda de calor, aunque su capacidad exceda a las necesidades de refrigeración del edificio.

El calor de recuperación del motor debe entenderse como una fuente de energía gratuita que se tiene, pero nunca como una fuente de energía asegurada puesto que sólo se dispondrá de ella cuando el motor esté en funcionamiento. Debe disponerse, por tanto, una caldera adicional con capacidad suficiente para cubrir la demanda de agua caliente sanitaria.

La capacidad de refrigeración de un sistema se define como la máxima cantidad de calor que puede recibir o sacar de la cámara por unidad de tiempo.

Obviamente esta capacidad está en función del flujo masivo del refrigerante que se evapora en el evaporador y del calor que recibe durante este proceso.

Como este mismo flujo de refrigerante debe ser comprimido en el compresor y estrangulado en el dispositivo de control de flujo, la capacidad de refrigeración, determina las capacidades y dimensiones de cada uno de los componentes.

La capacidad de refrigeración, como consecuencia de su definición, se mide en unidades de calor por unidad de tiempo (BTU/min, BTU/s, kJ/min, kJ/s).

La tonelada de refrigeración (TON) es una unidad tradicional de capacidad descrita como la capacidad de producir una tonelada americana o tonelada corta de hielo, partiendo de agua a 0°C, cada 24 horas.

- Para congelar 1 Lb de agua a 0°C se requiere 144 BTU.
- Para congelar 1 tonelada americana = 2000 Lb. se requiere: $2000 \times 144 = 288000$ BTU.
- Cada 24 horas representa: $24 \times 60 = 1440$ minutos, entonces:

$$1 \text{ TON} = 283000 \text{ BTU} / 1440 \text{ min} = 200 \text{ BTU} / \text{min}.$$

Para compresores y sistemas centrífugos, los fabricantes presentan las capacidades de los equipos de refrigeración centrífuga en forma tabular. Se ofrecen en forma integrada, combinaciones eficientes de compresor, evaporador, y condensador. El diseñador elige la combinación que se ajusta a las necesidades del proyecto. Se deben tomar en consideración los costos iniciales y de operación cuando se presentan selecciones alternas. En la tabla 3 se muestran los datos de las capacidades correspondientes a un grupo de enfriadores de agua centrífugos herméticos. Estos equipos se enumeran según su capacidad, de menor a mayor. A fin de seleccionar la unidad apropiada, es necesario poseer los datos siguientes:

- Carga de refrigeración.
- Temperatura y flujo de agua fría que sale del equipo.
- Temperatura y flujo del agua de condensación que sale del condensador.
- Factores de incrustación del evaporador y del condensador.
- Número de pasos en el evaporador y el condensador.

Los rendimientos que se muestran en la tabla 3 son para un evaporador y un condensador de dos pasos, con un flujo de agua fría de 2,4 GPM por tonelada ($10^{\circ}\text{F } \Delta\text{T}$), un flujo del agua de condensación de 3 GPM por tonelada ($10^{\circ}\text{F } \Delta\text{T}$), y un factor de incrustación de $0,0005 \text{ hr-pie}^2 - ^{\circ}\text{F}/\text{BTU}$, tanto para el evaporador como para el condensador. Cuando sea necesario utilizar la tabla para obtener otros factores de incrustación, los ajustes se hacen como se indica a continuación: si el factor de incrustación del condensador es de 0,001, se agregan $2,5^{\circ}\text{F}$ a la temperatura del agua a la salida del condensador. Si el

factor de incrustación del evaporador es de 0,001, se restan 2°F de la temperatura del agua fría a la salida del evaporador.

Se comprenderá que las temperaturas "ajustadas" que se hallan mediante estos procedimientos, para ser utilizados en la tabla, son sólo para fines de selección. Las temperaturas reales de diseño se mantienen como las ha seleccionado el ingeniero.

El rendimiento cambia si se utilizan evaporadores y condensadores distintos a los de dos pasos, y si los flujos de agua son diferentes de los especificados. Con el fin de abreviar, no se muestran las correcciones de rendimiento para estas situaciones.

La caída de presión del agua a través del evaporador y el condensador, aumenta a medida que aumenta el número de pasos. Esto también interviene en la selección, ya que la potencia de la bomba aumentará. Sin embargo, la capacidad de refrigeración aumenta con el número de pasos en el evaporador, aumentando así el coeficiente de rendimiento o performance y reduciendo la potencia requerida por el compresor. Se deben tomar en cuenta los efectos relativos de estos factores opuestos, a fin de determinar la mejor selección, con vista a la conservación de la energía.

Al presente, debido al gran número de posibilidades disponibles, las selecciones reales para obtener los mejores resultados, se efectúan a menudo mediante programas de computadora. Ésta es otra de las razones por las cuales se presenta aquí una cantidad limitada de datos de selección manual.

Sólo se muestra una selección limitada de las capacidades de los equipos centrífugos herméticos disponibles. Cuando se utilice la tabla 3, se deberán interpolar los valores.

Tabla 3: Capacidades de un grupo de enfriadores de agua herméticos centrífugos

Compresor 020		Temperatura del agua a la salida del condensador, °F			Compresor 032		Temperatura del agua a la salida del condensador, °F		
Evaporador 2D		90	95	100	Evaporador 2D		90	95	100
Condensador 2D					Condensador 2D				
Temperatura del agua a la salida del evaporador, °F	40	193	186	174 Toneladas	Temperatura del agua a la salida del evaporador, °F	40	309	292	274 Toneladas
		140	140	140 kW			196	195	196 kW
	42	203	193	180 Toneladas		42	320	302	284 Toneladas
		140	140	140 kW			196	195	196 kW
	44	213	200	187 Toneladas		44	332	315	294 Toneladas
		140	140	140 kW			196	195	196 kW
	46	221	210	193 Toneladas		46	344	325	304 Toneladas
	140	140	140 kW		196	195	196 kW		
48	223	217	200 Toneladas	48	352	338	314 Toneladas		
	140	140	140 kW		196	195	196 kW		
50	233	225	210 Toneladas	50	359	343	326 Toneladas		
	140	140	140 kW		196	195	196 kW		

Compresor 050		Temperatura del agua a la salida del condensador, °F			Compresor 080		Temperatura del agua a la salida del condensador, °F		
Evaporador 2D		90	95	100	Evaporador 2D		90	95	100
Condensador 2D					Condensador 2D				
Temperatura del agua a la salida del evaporador, °F	40	493	466	437 Toneladas	Temperatura del agua a la salida del evaporador, °F	40	782	747	704 Toneladas
		303	308	308 kW			498	498	498 kW
	42	511	482	452 Toneladas		42	803	773	729 Toneladas
		303	308	308 kW			498	498	498 kW
	44	530	500	468 Toneladas		44	831	800	75 Toneladas
		303	308	308 kW			498	498	498 kW
	46	548	520	484 Toneladas		46	861	828	782 Toneladas
	303	308	308 kW		498	498	498 kW		
48	562	539	502 Toneladas	48	890	857	809 Toneladas		
	303	308	308 kW		498	498	498 kW		
50	574	553	520 Toneladas	50	913	883	838 Toneladas		
	303	308	308 kW		498	498	498 kW		

Compresor 125		Temperatura del agua a la salida del condensador, °F			Compresor 155		Temperatura del agua a la salida del condensador, °F		
Evaporador 2D		90	95	100	Evaporador S1		90	95	100
Condensador 2D					Condensador S1L				
Temperatura del agua a la salida del evaporador, °F	40	1180	1123	1072 Toneladas	Temperatura del agua a la salida del evaporador, °F	40	1532	1513	1480 Toneladas
		813	813	813 kW			1180	1180	1180 kW
	42	1220	1161	1108 Toneladas		42	1618	1567	1520 Toneladas
		813	813	813 kW			1180	1180	1180 kW
	44	1250	1200	1145 Toneladas		44	1638	1618	1581 Toneladas
		813	813	813 kW			1180	1180	1180 kW
	46	1292	1235	1184 Toneladas		46	1698	1682	1641 Toneladas
	813	813	813 kW		1180	1180	1180 kW		
48	1335	1277	1222 Toneladas	48	1751	1740	1692 Toneladas		
	813	813	813 kW		1180	1180	1180 kW		
50	1373	1320	1263 Toneladas	50	1845	1817	1760 Toneladas		
	813	813	813 kW		1180	1180	1180 kW		

Un ejemplo servirá para ilustrar el procedimiento de selección:

Ejemplo 1: Seleccionar un enfriador de agua, centrífugo hermético para producir 450 toneladas de refrigeración. El agua se enfría de 54 a 44°F. La elevación de la temperatura del agua de condensación es de 85 a 95°F. Los factores de incrustación son de 0,0005 en el evaporador, y de 0,001 en el condensador.

Solución: Al buscar en la tabla 3, para las temperaturas especificadas correspondientes a la salida del agua fría y del agua de condensación, se halla que la combinación satisfactoria mas pequeña entre los enfriadores enumerados es: compresor 050, evaporador 2D, condensador 2D (500 toneladas). Sin embargo, la capacidad debe ajustarse para el factor de incrustación de 0,001 del condensador, como se describió previamente.

La temperatura "ajustada" del agua a la salida del condensador es de $95 + 2,5 = 97,5^\circ\text{F}$.

Ahora se procede a interpolar la capacidad:

$$\text{Capacidad} = 500 - (500-468) \times (97,5 - 95)/(100 - 95) = 484 \text{ toneladas.}$$

La capacidad corregida todavía es apropiada.

Se puede así mismo determinar el coeficiente de rendimiento o performance del enfriador:

$$\text{COP} = \frac{484 \text{ TON}}{308 \text{ kW}} \cdot \frac{3,52 \text{ kW}}{1 \text{ TON}} = 5,5$$

Para obtener una posible selección más eficiente en cuanto a la energía, mediante el cambio de flujo, las temperaturas o los pasos, se puede considerar la utilización de una selección óptima por computadora.

CAPÍTULO 4

CONSIDERACIONES Y FUNCIONAMIENTO DE LOS EQUIPOS

4.1 Consideraciones de diseño:

4.1.1 Integración de los equipos en el diseño de la planta:

Los equipos de producción de frío con gas natural pueden ser equipos enfriadores o bombas de calor.

Los equipos enfriadores están diseñados para instalaciones donde se requiera refrigeración o aire acondicionado.

Las bombas de calor están pensadas para instalaciones donde se quiera refrigeración o aire acondicionado en unas épocas del año y calefacción en otras, puesto que permiten el cambio de ciclo.

En el diseño de la instalación es primordial conocer cuál será el uso que se le dará para elegir que tipo de equipo es el requerido.

Tanto los equipos enfriadores como las bombas de calor con motor de gas son susceptibles de funcionar junto a equipos eléctricos, equipos de absorción, calderas y equipos de desecación.

- Con equipos eléctricos:

El funcionamiento en paralelo con equipos eléctricos (figura 13) suele darse cuando la instalación dispone ya de equipos eléctricos en buen estado y se plantea la necesidad de ampliación de la

capacidad de la planta. En este caso, los equipos de gas natural tienen prioridad de funcionamiento en las horas en que los costes de la electricidad son más altos y, opcionalmente, serán los equipos eléctricos los que tendrán prioridad de funcionamiento en las horas de menor coste de la electricidad, si se considera procedente su utilización para su amortización.

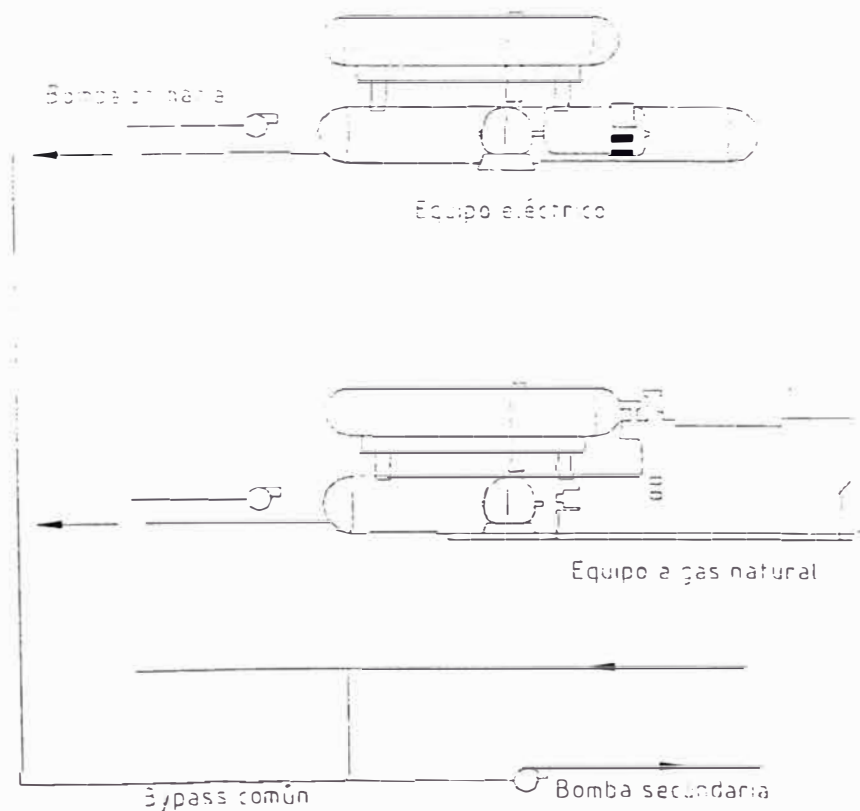


Fig. 13: Funcionamiento en paralelo con equipos eléctricos

- Con equipos de absorción:

Algunos equipos de compresión constituyen una aplicación interesante cuando funcionan en paralelo con equipos de absorción. En este caso el calor de recuperación, en forma de agua caliente o vapor, se utiliza para iniciar y mantener el proceso de absorción.

- Con calderas:

Esta situación se da cuando el equipo de absorción ha sido seleccionado para cubrir las necesidades de refrigeración y el calor total generado por éste es insuficiente para cubrir la demanda máxima de calefacción. También suelen instalarse calderas para producción de agua caliente sanitaria o cuando las necesidades de climatización sean escasas y no sea aconsejable la puesta en funcionamiento del equipo de absorción.

- Con equipos de desecación:

Los equipos de compresión constituyen una aplicación interesante cuando funcionan en paralelo con sistemas de desecación. En este caso, el calor de recuperación puede utilizarse para calentamiento del aire de reactivación de la sustancia desecante.

4.1.2 Calor de recuperación:

El potencial energético del gas natural es convertido en trabajo en el eje del motor y en calor mediante su combustión. El trabajo obtenido corresponde al movimiento del compresor mientras el calor se libera a través del agua de las camisas de motor, del aceite, de los gases de escape y por radiación (figura 6).

El calor de refrigeración del motor y del aceite pueden evacuarse mediante un radiador o una torre de refrigeración. Pero no tiene que ser disipado al ambiente sino que gran parte de éste (70%) puede recuperarse, mediante la utilización de un intercambiador de calor, para calefacción, lavandería, agua caliente sanitaria, refrigeración por absorción y, en general, procesos o servicios que precisen agua caliente.

El calor recuperado de las camisas del motor está alrededor del 30% y puede producir agua a 90°C. Asumiendo que hay una demanda de calor, prácticamente todo el calor que se transfiere al agua puede recuperarse, con la única limitación de la eficiencia del intercambiador de calor.

La otra gran fuente importante de calor es el escape del motor. Las temperaturas de salida de los gases suelen estar entre los 450-650°C. Mediante intercambiadores de calor gases calientes-agua se puede generar agua caliente a unos 110°C o vapor saturado a baja presión.

En algunos casos el recuperador se diseña para hacer también la función de atenuación de ruidos de los productos de la combustión, reduciendo la presión y velocidad de los mismos. En el diseño de la chimenea se deberá tener en cuenta la pérdida de carga de los gases en el recuperador, que también es un valor alto, en relación con los otros componentes de la instalación de evacuación de humos.

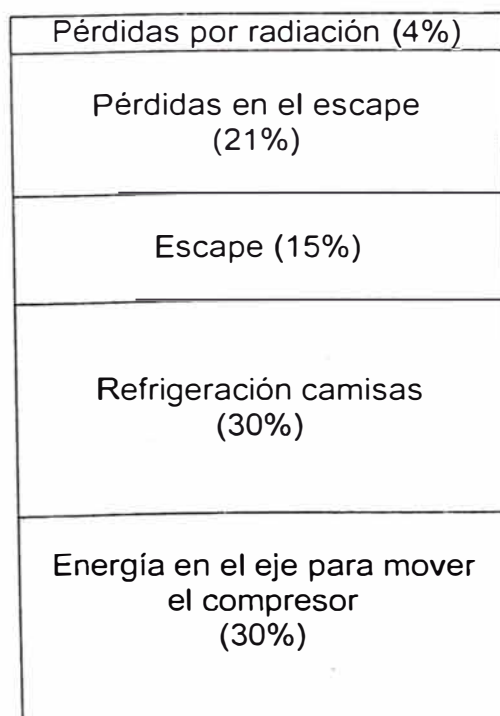


Fig. 14: Balance de energía en el motor

Con la recuperación del calor del agua de las camisas y del escape del motor, se puede utilizar aproximadamente el 70% de la energía contenida en el gas natural.

La máxima utilización de la energía térmica residual del motor es uno de los objetivos básicos de un proyecto de una instalación de climatización con equipos de compresión.

- Usos:

El análisis de las posibles aplicaciones de la energía térmica residual, servirá para decidir el sistema de recuperación y el fluido vector adecuado.

Considerando el caso de instalaciones de climatización y agua caliente sanitaria, el aprovechamiento energético del calor recuperable es para producción de agua caliente sanitaria durante todo el año y como refuerzo para calefacción durante las estaciones frías. En estaciones cálidas, aparte de la utilización en producción de agua caliente sanitaria todo el año, podría ser utilizado en equipos de refrigeración por absorción y para calefacción del aire de reactivación de la sustancia desecante en los sistemas de deshumidificación.

- Diseño del circuito:

El sistema más comúnmente utilizado es el circuito cerrado en serie, en el que el agua, circula a través de un circuito cerrado, captando el calor del motor y de los gases de escape y cediéndolo a la instalación de aprovechamiento energético.

El agua absorbe en primer lugar el calor del aceite de lubricación del motor y, a continuación, el calor del circuito de refrigeración del

motor, eliminando el calor transmitido a los componentes del motor en el proceso de combustión interna.

El agua caliente pasa a continuación al recuperador, donde absorbe el calor de los gases de escape del motor, alcanzando el máximo nivel térmico. El aprovechamiento de este calor depende del enfriamiento de los gases en la descarga a la atmósfera. No obstante, para evitar los efectos corrosivos de la condensación en las tuberías de escape, es aconsejable no reducir la temperatura de los gases por debajo de los 100°C.

- Regulación:

Puede darse situaciones en que el calor de recuperación sea mayor que el aprovechable en la instalación para lo que se requerirá una regulación que desvíe el excedente calorífico hacia un sistema de evacuación.

Un sistema de este tipo es el que se muestra en la figura 15 cuando la temperatura del agua que entra al motor es superior al valor permitido, se desvía parte del flujo de gases de escape a la atmósfera mediante el accionamiento de unas compuertas y, si una vez desviado todo el flujo de gases a la atmósfera, la temperatura continúa siendo alta por escasez de demanda de la instalación de utilización, una válvula de tres vías inicia su apertura desviando el agua a un ventilador-serpentin o a una torre de refrigeración.

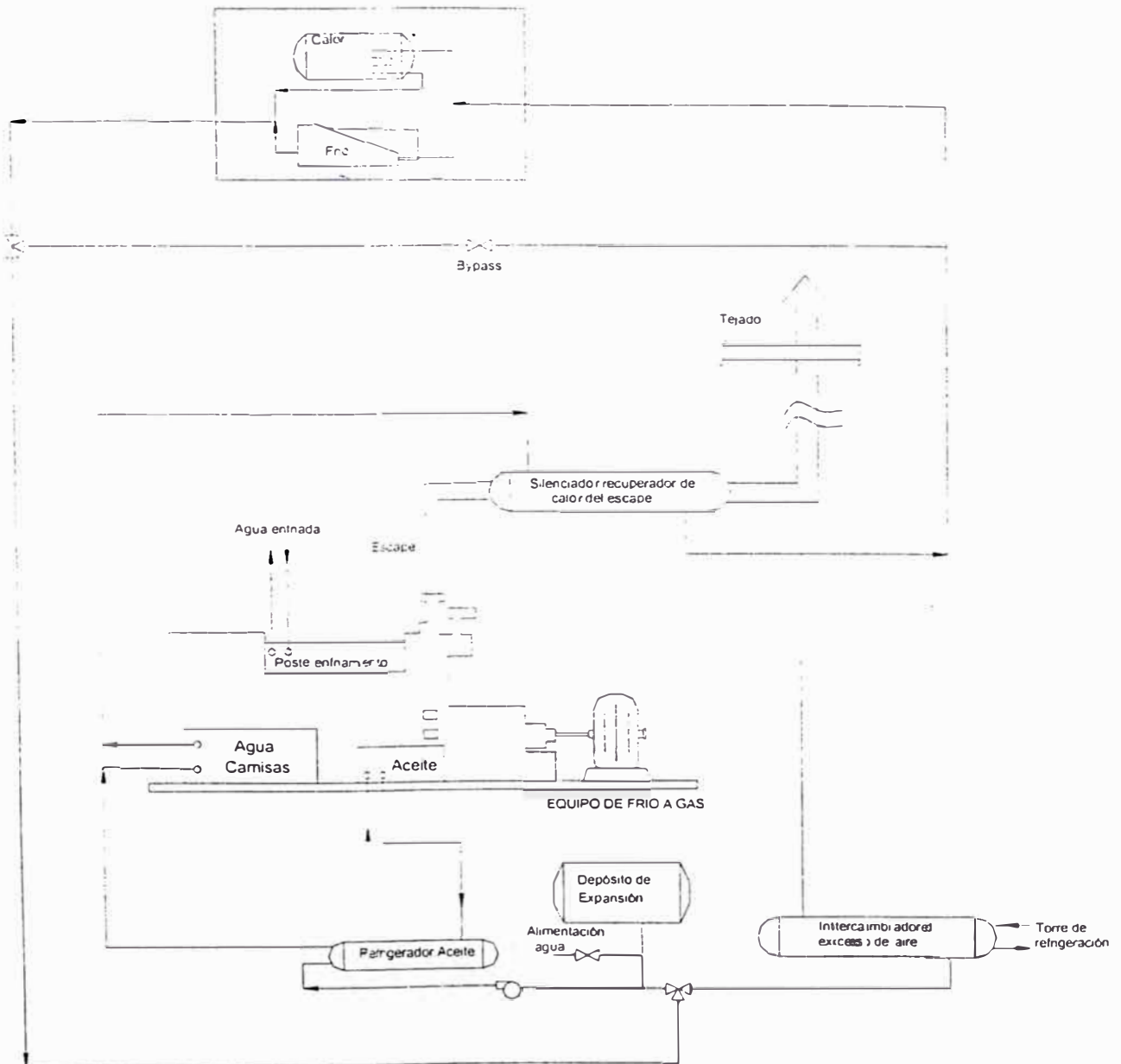


Fig. 15: Sistema de refrigeración y recuperación de calor

Cabe indicar que la composición química del gas natural es la razón de su amplia aceptación como el más limpio de los combustibles fósiles. En efecto, la mayor relación hidrógeno/carbono en la composición del gas natural, en comparación con la de otros combustibles fósiles, hace que en su combustión se emita menos CO_2 por unidad de energía producida

La combustión del gas natural, compuesto principalmente por metano (CH_4), produce un 25% menos de CO_2 que los productos petrolíferos y un 40% menos de CO_2 que la combustión del carbón por unidad de energía producida. Se atribuye al CO_2 el 65% de la influencia de la actividad humana en el efecto invernadero, y al CH_4 el 20% de dicha influencia.

Podríamos hacer una "BIBLIA" sobre el tema , pero tratando de sintetizar las ventajas ecológicas de los motores GASEROS respecto de los otros a continuación damos un listado de los beneficios ecológicos de los mismos:

- Menor índice de monóxido de carbono (CO).
- Menor índice de hidrocarburos sin quemar (HC).
- Menor índice de óxidos de nitrógeno (NO_x)
- Mayor duración de la calibración dentro de límites de contaminación por ser un sistema estable.
- Menor contaminación por emisión de gases de cárter que generalmente se vuelven a ingresar al motor para su combustión.
- Menor degradación del lubricante lo que disminuye el consumo de aceite y la emisión de óxidos de Azufre (S_2O).

- Notable disminución de emisiones por no requerir enriquecimiento de mezcla (cebador), durante la marcha con el motor frío.
- Menor emisión de partículas (hollín).
- No existe evaporación de combustible ni emisión de olor alguno, como sucede con las ventilaciones de los depósitos de combustibles líquidos.

4.1.3 Torre de refrigeración :

Las prestaciones de los equipos de compresión se especifican para una determinada temperatura de agua de enfriamiento. Si dicha temperatura aumenta ligeramente, tiene lugar una reducción de la capacidad de refrigeración de la máquina. Si el incremento de temperatura de entrada del agua de enfriamiento, asciende sensiblemente, el equipo se bloquea.

Para mantener la temperatura del agua de enfriamiento, los sistemas de control de temperatura deben operar sobre la capacidad de enfriamiento de la torre o sobre el volumen de agua que pasa a la torre para ser enfriada.

La reducción de la capacidad de enfriamiento se logra disminuyendo el volumen de aire en circulación, bien reduciendo el número de ventiladores en funcionamiento o su velocidad de rotación. En el caso en que sólo exista un ventilador de una sola velocidad, como se da en las instalaciones de pequeña potencia, el control se logra por arranque/parada del ventilador. El elemento de control es un termostato de sonda de inmersión, situado en el tubo de salida de agua de la torre, o en el agua del depósito.

La temperatura también puede controlarse por variación del caudal de agua que pasa a la torre, utilizando elementos de desviación del flujo, como las electroválvulas de tres vías, del tipo mezcladora, situada en el lado de aspiración de la bomba. Dicha válvula hace que una parte del flujo de agua no acceda a la torre y se mezcle con el resto del flujo de agua, que si ha sido enfriada en la torre, en la proporción necesaria para lograr la temperatura de consigna.

4.2 Consideraciones de instalación:

4.2.1 Colocación y ubicación:

El equipo de frío debe estar situado en un espacio limpio, seco y bien ventilado. La limpieza y la ausencia de humedad garantizan una larga duración o vida útil de los motores y correas, y reduce la necesidad de pintar frecuentemente las zonas expuestas.

Los equipos deben ser situados donde puedan ser aceptables niveles moderados de ruido (ver apartado 4.2.4).

Han sido proyectados para ser levantados desde arriba mediante barras o ganchos sujetos en los agujeros previstos en la viga de la base. Debiéndose utilizar barras separadoras para mantener distanciados los cables elevadores de la unidad y evitar tensiones en la parte superior del equipo, que puedan deformar la estructura (figura 16).

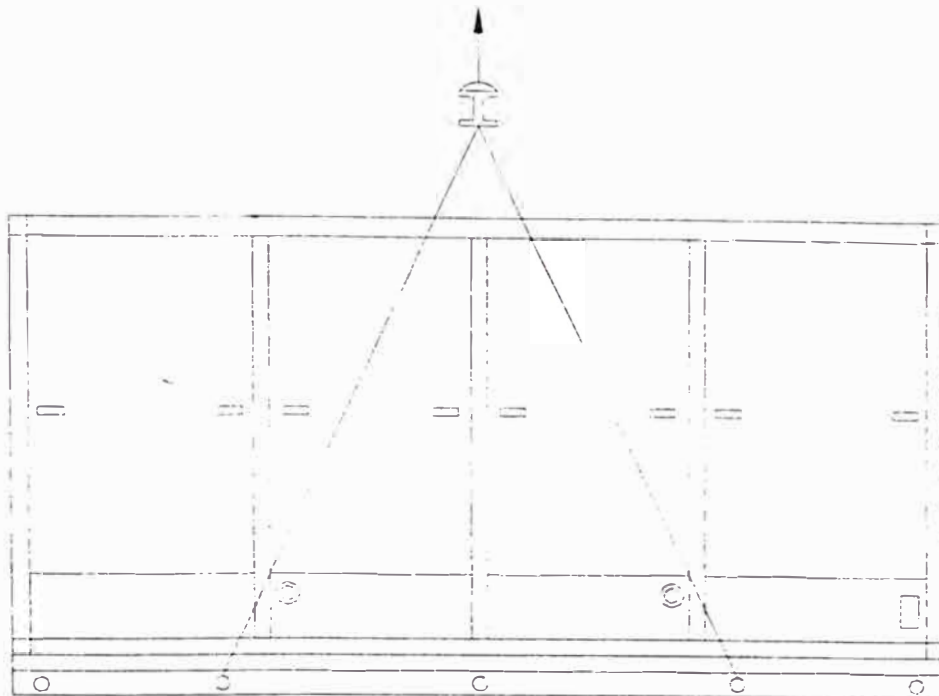


Fig. 16: Elevación de un equipo de frío refrigerado por aire

Cuando no se dispone de la instalación para levantarla desde la parte superior, se puede desplazar la unidad mediante rodetes, con la precaución de no crear tensiones en la estructura que pudieran deformar la verticalidad de los montantes estructurales con consecuencias posteriores en el ajuste de puertas y registros.

La base sobre la que descansa el equipo debe ser de dimensiones amplias, tener las proporciones correctas, estar bien nivelada y ser robusta para soportar los pesos, reacciones y velocidades declaradas por el fabricante del equipo durante todo el funcionamiento de éste. La base transfiere las cargas del equipo a las columnas del edificio. Para reducir la transmisión de vibraciones a la estructura de soporte, se debe prever el montaje de antivibradores (ver apartado 4.2.4).

Para permitir el paso del caudal de aire necesario y hacer posible el mantenimiento, se debe prever alrededor de la máquina unos espacios libres que define el fabricante del equipo.

Toda la zona de lado motor-compresor ha de estar completamente libre de cualquier impedimento, incluidas las tuberías de conexión hidráulica y de gas, para las operaciones de servicio y reparación, debiendo ser accesible desde todos los lados.

También debe quedar suficiente espacio libre en el extremo de todos los enfriadores de tubo reemplazables y/o condensadores para poder limpiar y renovar los tubos.

El espacio de mantenimiento ha de unirse a un pasillo, de las mismas características, que permita el paso hasta un montacargas o similar con el que se pueda acceder con herramientas y material auxiliar o trasladar los componentes pesados averiados y los nuevos a sustituir.

Si fuera inadecuada la ventilación natural o no pudiera ser provista a través de ventanas y puertas, se debe proveer una ventilación forzada a través de conductores (ver apartado 4.2.5).

4.2.2 Instalación de gas natural:

Los componentes principales de la instalación de suministro de gas natural al motor se muestra en el esquema de la figura 17.

La conexión de la tubería de gas natural con el motor se realizará con un elemento flexible de tipo homologado.

En los motores de aspiración natural y en muchos turboalimentados, la presión de gas natural se suministro admisible está en la banda de 100-300 mbar. En algunos motores turboalimentados la presión admisible es de 2 bar.

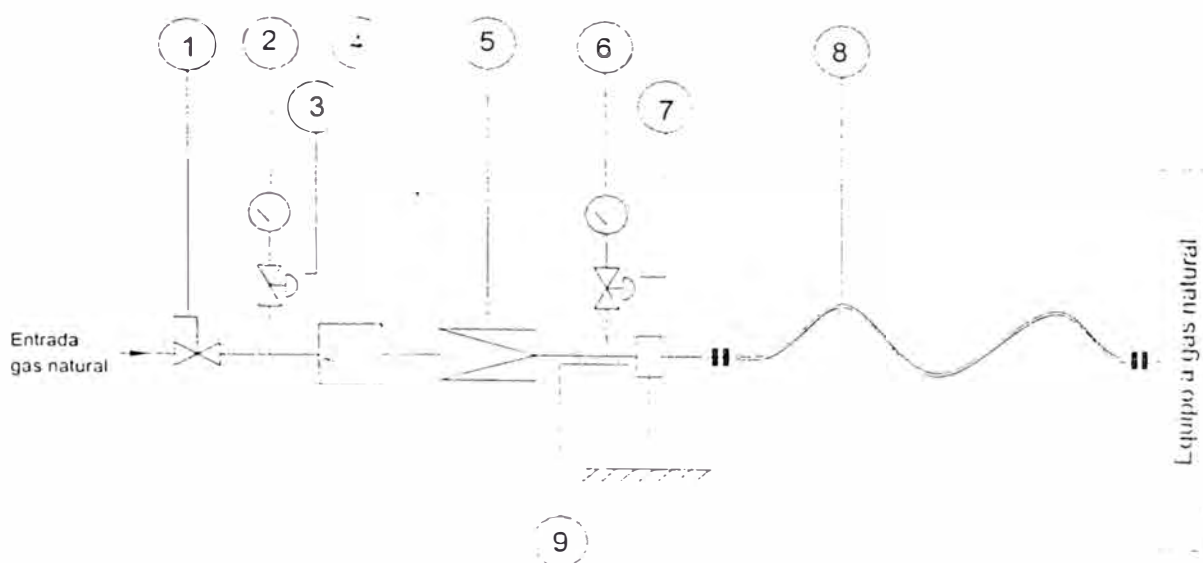
Si la presión de la línea de gas natural es superior a la de alimentación del motor, el ajuste de la presión del gas natural al valor especificado se realiza por medio de dos reguladores de presión, primario y secundario. El primario realiza la regulación gruesa y va incorporado en la cámara de regulación de la planta o del edificio. El segundo, que, en general, forma parte del suministro del motor, hace la función de estabilizador, haciendo que la presión de salida sea prácticamente constante con independencia de las fluctuaciones de la presión de entrada.

Es aconsejable la disposición de un filtro capaz de eliminar el 99% de las partículas de tamaño superior a 1 micra, que pueden dañar el motor.

La instalación de un contador de gas natural para cada motor, independientemente del de la compañía distribuidora, es aconsejable para evaluar consumos y rendimientos de cada máquina.

En equipos de potencia media y alta, se disponen como dispositivos de seguridad, dos válvulas de cierre automático de tipo de solenoide, que interrumpen el suministro de gas natural en caso de parada normal o anómala del motor. Para motores de pequeña potencia, es suficiente una válvula de cierre automático.

Antes de la rampa de gas natural del motor, se instalará una válvula de cierre manual.



1. Válvula de corte.
2. Manómetro de alta (cuando haya reductor)
3. Válvula pulsadora.
4. Filtro.
5. Reductor (cuando sea necesario)
6. Manómetro escala 0÷25 mbar para gas natural.
7. Válvula pulsadora.
8. Conexión flexible.
9. Aislante dieléctrico.

Fig. 17: Esquema conexión instalación de gas natural

4.2.3 Instalación eléctrica:

- Alimentación eléctrica:

Las características de la red de alimentación han de ser las correspondientes a la potencia absorbida por la unidad según los catálogos del fabricante. La tensión de la red de alimentación debe corresponder al valor nominal $\pm 10\%$, con un desequilibrio máximo entre fases del 3%.

- Conexiones de potencia:

Se deberán realizar según el Reglamento de Baja Tensión.

A título orientativo se detallan las siguientes:

El equipo se debe proteger contra cortocircuitos y contra sobrecargas, en todas sus fases, de manera que cubra también el riesgo de falta de tensión de una de sus fases.

El termomagnético no está incluido en el suministro. Por otro lado se debe instalar dispositivos de corte por intensidad de defecto.

Debe conectarse la regleta de entrada de tensión con un cable tripolar más tierra sección adecuada al consumo de la máquina. Es necesario que haya un cable con una puesta a tierra eficaz.

La alimentación no se debe interrumpir nunca, excepto cuando se hace mantenimiento. De esta manera se asegura la alimentación continua de los calentadores del cárter de aceite frigorífico y del cargador de la batería.

Todo ello teniendo en cuenta que un tipo de conductor rígido nunca debe ser sujetado directamente al compresor o la base a causa de que puede transmitir la vibración. En su lugar se debe utilizar un conductor flexible.

4.2.4 Reducción del ruido y las vibraciones:

En cualquier instalación de producción de frío o climatización, la reducción del ruido y de las vibraciones es de las consideraciones más importantes a tener en cuenta.

Las vibraciones, además de ser molestas ergonómicamente hablando, afectan la vida de los equipos considerablemente. Un buen diseño de base evita daños en el equipo y pérdidas de alineación.

Las fuentes más importantes de ruido son el motor, el escape de los productos de combustión, el aire de ventilación, las estructuras de soporte y las tuberías.

La presión sonora producida por un equipo de compresión con motor de gas natural a un metro, medida en campo abierto, está entre los 78 y los 87 dBA dependiendo de la potencia del equipo.

Los ruidos se transmiten por el aire y por los objetos sólidos. En el momento de determinar la ubicación del equipo, así como la de la torre de refrigeración, en su caso, debe tenerse en cuenta las normativas generales y municipales sobre ruidos, para no sobrepasar los límites permitidos.

- Atenuación del ruido transmitido por el aire:

La atenuación del ruido que se transmite por el aire se consigue con la instalación de deflectores, materiales absorbentes o envolventes. Los motores van equipados de fábrica con una envolvente que atenúa el ruido.

- Atenuación de las vibraciones transmitidas a la estructura y a los cimientos:

Todas las máquinas con masa móvil, al estar en servicio, originan, debido a la masa centrífuga, una fuerza de inercia, que se presenta periódicamente y se transmite, cuando la máquina está montada rígidamente, a los cimientos y a la estructura del edificio, originando vibraciones perturbadoras y ruidos.

La vibración puede aislarse o, más propiamente, reducirse a una pequeña fracción de la intensidad original instalando en el recorrido del ruido o de la vibración algún elemento absorbente del mismo. Teniendo en cuenta de evitar, además, que a través de los tornillos de sujeción no se formen puentes de ruido.

Los amortiguadores adaptables a cada máquina han de seleccionarse según los catálogos de los fabricantes:

Bancadas: La vibración y el ruido transmitidos a través de los cimientos o estructura pueden ser aislados si se coloca el equipo sobre una bancada flotante apropiada que puede tratarse de un bloque de inercia de hormigón o de una armazón de acero. Además, la bancada permite la repartición del peso del equipo sobre el suelo de la sala de máquinas (figura 18).

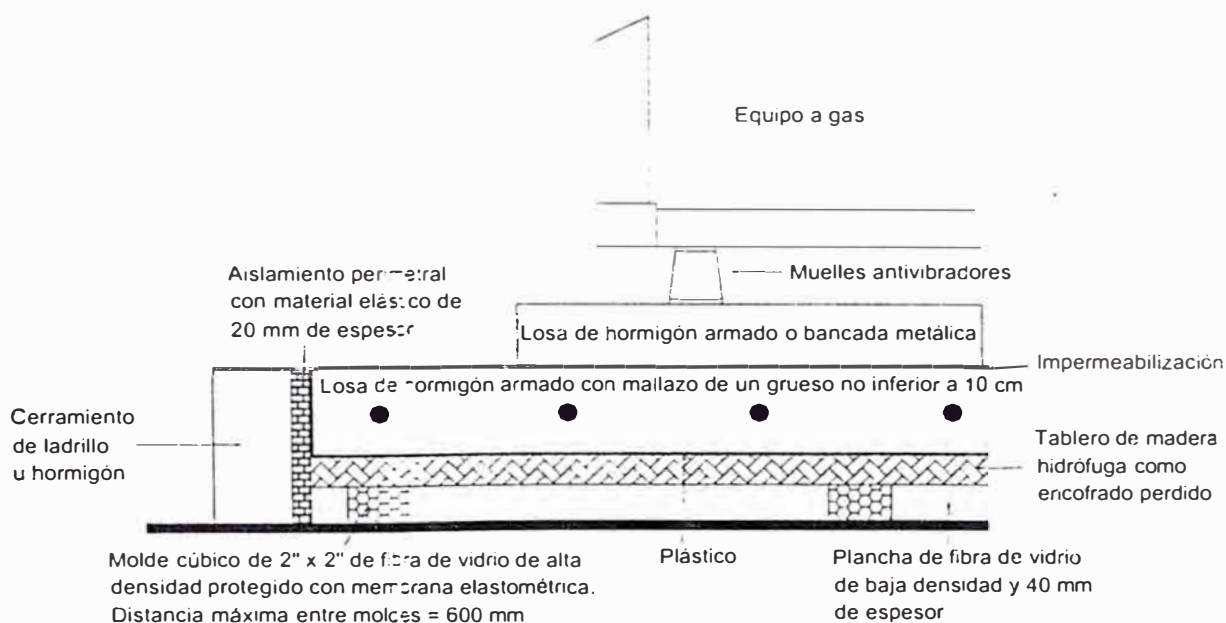


Fig. 18: Bancada Flotante

Aisladores de goma: En instalaciones de equipos sobre pavimentos de obra, en que la atenuación no es extremadamente crítica, es suficiente disponer de una bancada de hormigón sobre el que se colocan unas almohadillas de neopreno, caucho natural o

corcho. Estas almohadillas son la solución más barata y fácil de usar si la aplicación lo permite.

“Silent – blocks”: Se instalan entre el equipo y la bancada de acero o de hormigón y consiguen una gran reducción de la vibración de alta frecuencia. Las soluciones combinadas de muelle y neopreno en serie resuelven el problema de las vibraciones que tiene lugar a alta y/o baja frecuencia. Son los aisladores más populares y los más versátiles ya que se pueden obtener prácticamente para cualquier deflexión deseada. Una vez están instalados puede ser regulada la horizontalidad y altura del suelo del equipo respecto al suelo.

- Atenuación del ruido transmitido por el sistema de escape de los productos de la combustión:

El ruido transmitido a través de l sistema de escape se reduce con un silenciador. Un silenciador reduce la velocidad de los gases de escape haciendo pasar el gas a través de una serie de cámaras forradas con un material que absorbe el sonido.

La mayor parte de unidades recuperadoras de calor de los gases de escape o los sistemas de reducción de substancias contaminantes están diseñadas para atenuar, al mismo tiempo, el ruido del escape.

- Atenuación del ruido y vibraciones transmitidos por las tuberías:

Los equipos instalados sobre aisladores de vibraciones presentan movimiento durante el funcionamiento y, en general, movimiento todavía mayores durante el arranque y la parada cuando la velocidad pasa a través de la frecuencia de resonancia de los aisladores, que es siempre más baja que la velocidad de trabajo. En

vista de esto. Debe incorporarse suficiente flexibilidad al sistema de tuberías para permitir ese movimiento sin que se reduzca el rendimiento de los aisladores o imponer un esfuerzo indebido a las conexiones y equipo, que pueda afectar la alineación y la vida de las piezas componentes, así como para evitar la transmisión de vibraciones a lo largo de las tuberías conectadas. Para conseguirlo, la rigidez de las tuberías debe ser mucho menor que la de los aisladores de vibraciones. Hecho que se obtiene utilizando conectores flexibles adecuados.

Éstos consisten en unos manguitos de una pieza corrugados fabricados en acero inoxidable que, además de flexibilidad, garantizan una excelente estanqueidad. Para aplicaciones con vapor o agua a alta presión la conexión corrugada se encapsula en un elastómetro fabricado también en acero.

Las sujeciones de las tuberías deben estar forradas de goma o neopreno o tener una parte de resorte.

- Atenuación del ruido y vibraciones transmitidos por los conductos:

En los conductos de aire se producen ruidos por oscilaciones de velocidad y formación de turbulencia en aristas, desviaciones, tes, rejillas, etc. Si el aire tiene una velocidad demasiado alta ($>7\text{m/s}$) y por excitación de las paredes de los conductos.

El ruido emitido y transmitido por el aire de ventilación, se reducen en los filtros en la aspiración y utilizando silenciadores en la aspiración y descarga.

En conductos de aire se debe prever que los pasos por las paredes estén aislados contra el sonido a través de materias sólidas,

por ejemplo, tubo envolvente con material aislante entre el tubo y la envolvente, o también sólo material absorbente entre el conducto y el muro.

4.2.5 Instalación de ventilación:

La mayor parte de los equipos que utilizan directamente aire para condensación o cuando funcionan como bomba de calor para la absorción de calor o de la atmósfera, disponen de envolvente diseñada y construida para su instalación a la intemperie. Estos equipos incorporan sistemas propios de ventilación que además están previstos para la disipación de calor del motor.

En el caso de que, por dificultades de instalación, deban ir en recintos cerrados, se dispondrán las aberturas necesarias para facilitar la aspiración y descarga del aire a la atmósfera. Si existiesen dificultades de evacuación directa y el recorrido de los conductores de aire generase excesivas pérdidas de carga, es preciso que los equipos incorporen ventiladores potenciados con mayor presión estática o que se instalen ventiladores de apoyo para la circulación del aire.

El volumen de aire necesario para la combustión es relativamente pequeño en relación con el volumen total en circulación. Este dato es suministrado por el fabricante del motor y oscila entre 4 a 10 m³/kW, dependiendo de la potencia y tipo de motor. El calor emitido por el motor, es también un dato que suministra el fabricante, varía entre el 4 y 6% de la potencia calorífica del combustible utilizado. El calor emitido por intercambiadores, calderas de recuperación, depósitos de inercia, etc., se determina a partir de los datos de los fabricantes o se estiman con la mayor aproximación posible y, finalmente, el calor emitido por

tuberías calientes y conductores de evacuación de humos se determina, teniendo en cuenta la superficie de transmisión, la diferencia entre la temperatura interior y exterior y el coeficiente de transmisión de calor.

El volumen horario de aire de ventilación se obtiene de:

$$CAT = CAC + \frac{QEM + QEE + QET + QEC + QOF}{Ce.de.(Td - Te)}$$

Donde:

CAT	:	Caudal total de aire (m ³ /h)
CAC	:	Caudal de aire de combustión (m ³ /h)
QEM	:	Calor emitido por motor (kW)
QEE	:	Calor emitido por los intercambiadores de motor (kW).
QET	:	Calor emitido por tuberías de fluidos calientes (kW)
QEC	:	Calor emitido por conductores de evacuación de productos de combustión (kW).
QOF	:	Calor emitido por otras fuentes de calor (kW).
Ce	:	Calor específico del aire a la temperatura interior de proyecto (kW/kg °C)
de	:	Densidad del aire a la temperatura interior de proyecto (kg/m ³).
Td	:	Temperatura interior de proyecto en la sala de máquinas (°C)
Te	:	Temperatura máxima exterior (°C)

La temperatura máxima exterior es un dato del lugar de ubicación y la temperatura de proyecto en la sala de máquinas, es un dato a facilitar por el fabricante del motor y que está relacionado con las temperaturas límites a las que se puede garantizar la fiabilidad de los componentes eléctricos y electrónicos de control.

Al establecer la temperatura de proyecto, debe tenerse en cuenta que la potencia de los motores está afectada por las temperatura de entrada de aire a la cámara de explosión, según una relación aproximadamente igual a la siguiente:

$$PM = PMo \cdot \left(\frac{T_o}{T_a} \right)^{0.5}$$

Donde:

- PM : Potencia del motor en las condiciones reales de operación.
- PMo : Potencia nominal del motor en las condiciones de referencia.
- Ta : Temperatura del aire de aspiración en las condiciones reales de operación.
- To : Temperatura del aire de aspiración en las condiciones de referencia.

Hay que tener en cuenta que, además de circular el caudal de aire necesario, es preciso que el flujo de aire tenga el recorrido adecuado para "lavar" las superficies calientes del motor, evitando que haya zonas que no se vean afectadas por la corriente de aire de ventilación. También es aconsejable que el aire más fresco, procedente del exterior, pase primero por la zona de motor, de modo que el aire combustión no haya recibido ningún calentamiento antes de su acceso al motor.

Una disposición como la de la figura 19 es aconsejable, en ella el aire exterior entra por la parte inferior del lado motor y descarga por la parte superior de la pared opuesta, donde se han dispuesto los ventiladores de extracción.

En zonas donde las temperaturas son muy altas dándose valores muy reducidos de la diferencia $T_d - T_e$, es preciso hacer circular un gran volumen de aire para disipar el calor del motor. Ello da lugar a excesivas corrientes en la sala de máquinas, por lo que es más aconsejable una disposición en la que el aire exterior entra por la parte inferior de la bancada del motor y ascienda verticalmente, descargando a la atmósfera mediante extractores de techo.

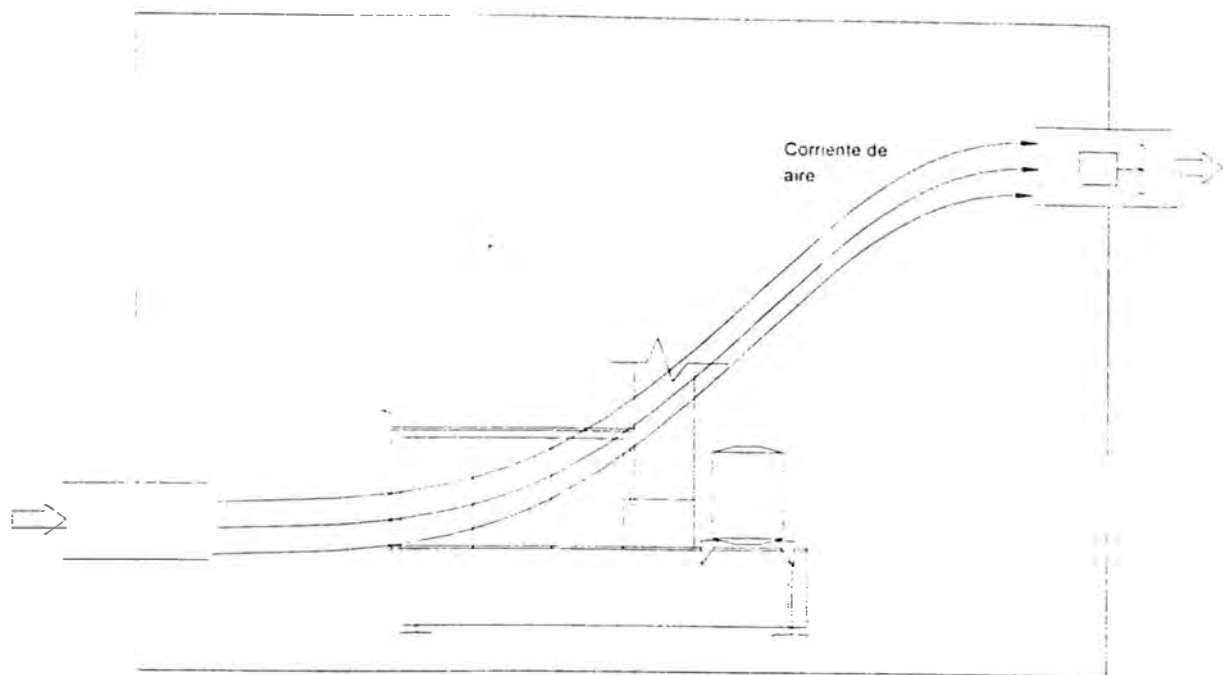


Fig. 19: Ventilación necesaria para un equipo refrigerado por aire

4.2.6 Evacuación de los productos de la combustión:

Estas instalaciones tienen como función, en primer lugar, la evacuación de los productos de la combustión a la atmósfera, y en segundo lugar, la reducción de las emisiones sonoras por medio de silenciadores.

La mayor parte de los equipos de compresión del tipo agua – alre están diseñados para su instalación a la intemperie por lo que, en este caso, la descarga de los productos de combustión es directa a la atmósfera. El proyectista verificará el cumplimiento de la normativa de aplicación vigente, sobre todo en lo que se refiere a la cota de descarga de humos, respecto a la cota de las aperturas en los edificios próximos.

Sin embargo, hay situaciones en que la instalación de los equipos debe ser en recintos cerrados. En estos casos también se seguirá la normativa de aplicación vigente.

El diseño debe ser realizado de modo que el tiro generado, unido a la presión de descarga de los productos de la combustión, sea suficiente para vencer la pérdida de carga, debida al paso de los gases por los conductos, chimenea y accesorios. La presión de descarga depende del tipo de motor y de la velocidad de giro, de si se trata de un motor de aspiración natural o turboalimentado, y de la solución adoptada para la recuperación de calor de los gases (ver apartado 4.1.2).

4.3 Consideraciones de control, regulación y seguridad:

Los equipos comerciales de climatización con motor a gas natural están diseñados, como los equipos convencionales, para funcionamiento automático totalmente desasistido. La mayor parte de ellos incorporan sistemas de control basados en microprocesadores y con interfaz total, para permitir el acceso del operador para control y programación del funcionamiento de la máquina y ajuste de los valores de consigna de las variables de proceso.

El control de la carga se consigue variando la velocidad del motor y ajustando la capacidad del compresor, como se ha desarrollado en el apartado 3.3.

Los sistemas de control habituales realizan las siguientes funciones:

- a) Estado de la máquina: Monitorización continua de los parámetros de presión, temperatura, estado de funcionamiento de componentes, carga de baterías, etc., con objeto de proteger la máquinas y asegurar su correcto funcionamiento.

- b) Función de programación: Realización correcta de las secuencias de funcionamiento de la máquina, de acuerdo con el programa de funcionamiento preconfigurado.
- c) Función de seguimiento de los parámetros de control: Regulación de la potencia de la máquina, para que los parámetros de control se adapten a los valores consigna, en función de la demanda real del edificio.
- d) Función de servicio: Consiste en alertar de las anomalías de funcionamiento de las operaciones de mantenimiento periódico.

La mayor parte de los equipos de frío por compresión, como cualquier otro equipo convencional de moderno diseño, pueden controlarse desde la posición de la máquina o por control remoto desde una unidad de gestión.

Los sistemas de control más usuales disponen de interfaz gráfico que permite la visualización de la situación de arranque, parada, modo de funcionamiento, parámetros del circuito frigorífico del motor, prestaciones de la máquina, valores de consigna de los parámetros de control, programa de mantenimiento, etc.

Algunos sistemas de control pueden integrar y archivar información de datos tales como consumo de combustible, potencia frigorífica útil, calor de recuperación generado, determinación de COP y ahorros energéticos, que permitan efectuar análisis de ahorros.

4.4 Funcionamiento de los equipos:

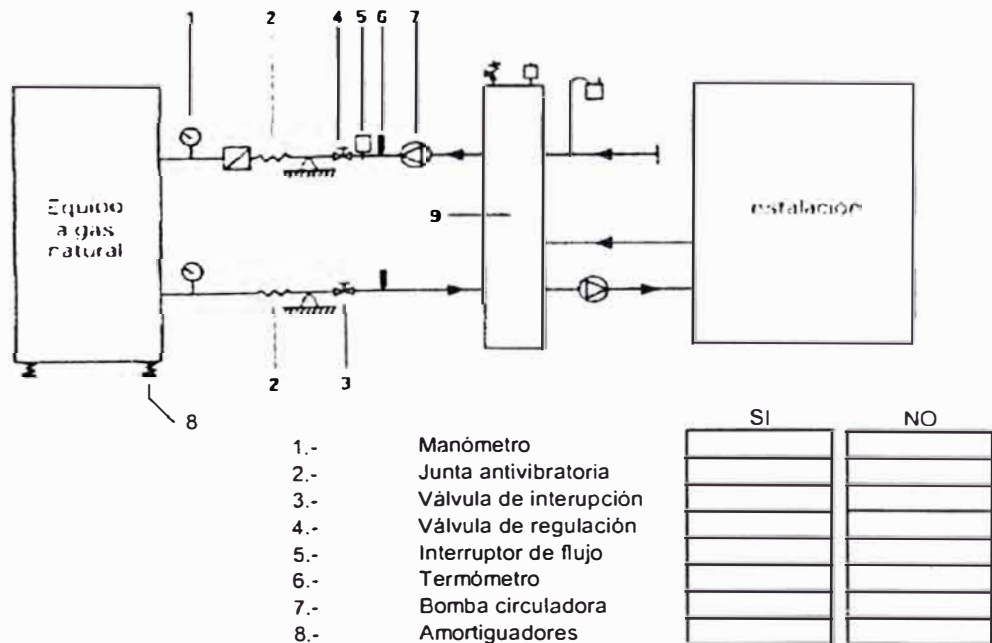
4.4.1 Puesta en servicio:

Antes de poner en marcha la máquina, se debe comprobar que está bajo tensión al menos desde hace 8 horas, para que el aceite frigorífico que está en el cárter esté caliente y la batería eléctrica cargada, se ha de comprobar todos los elementos auxiliares de la instalación, controlar

la presión del gas natural y, el sentido de giro de los ventiladores y de la bomba de agua fría como se muestra en la tabla 4.

Tabla 4: Formato de puesta en marcha de un equipo a gas natural

Agente			
Mod.	N° C.P.	N° chasis	
Lugar instalación	Ciudad	Calle	
Tipo de instalación			
Distancias al entorno	a = b =	c = d =	
Consignas	Frio set = °C ΔT = °C	Calor set = °C ΔT = °C	Recuperación set = °C ΔT = °C



Técnico	Fecha	Firma
---------	-------	-------

Modelo	Cliente.	
Nº orden en Inst.	Dirección.	
Recup. Calor. SI/NO:		
Nº chasis.	Ciudad.	
Distribuidor.	Técnico	Fecha

Datos circuito frigorífico:

	Como enfriadora	En bomba de calor
Presión de baja.	Kg/cm ²	Kg/cm ²
Presión de alta.	Kg/cm ²	Kg/cm ²
Recalentamiento.	°C	°C
Subenfriamiento.	°C	°C
Presión dif. aceite.	Kg/cm ²	Kg/cm ²
Temp. Impulsión.	°C	°C
Temp. Retorno.	°C	°C

Datos de funcionamiento del motor

Revoluciones.	OV =	rpm / 10V =	rpm
Overspeed.	rpm		
Avance.	° a 990 rpm		° a 1760 rpm
Combustión.	O ₂	%	CO ₂ % CO ppm
Presión del gas.	1100 rpm.	mm c.a. antes de estabilizador. mm c.a. después de estabilizador.	
	1760 rpm.	mm c.a. antes de estabilizador. mm c.a. después del estabilizador.	

Compresiones de los cilindros

N 1:	Kg/cm ²	N2:	Kg/cm ²
N 3:	Kg/cm ²	N4:	Kg/cm ²
N 5:	Kg/cm ²	N6:	Kg/cm ²
N 7:	Kg/cm ²	N8:	Kg/cm ²

Datos eléctricos

Alimentación		V 60 Hz 3 fases			
		Consumo de los ventiladores			
V1:	R = A S = A T = A	V2:	R = A S = A T = A	V3:	R = A S = A T = A
V4:	R = A S = A T = A	V5:	R = A S = A T = A	V6:	R = A S = A T = A

Datos circuito hidráulico

Circuito Principal (agua / freno)	Presión entrada intercambiador.	Kg/cm ²
	Presión salida intercambiador.	Kg/cm ²
	Presión estática circuito (1).	Kg/cm ²
Circuito Recuperación	Presión entrada intercambiador.	Kg/cm ²
	Presión salida intercambiador.	Kg/cm ²
	Presión estática circuito (1).	Kg/cm ²

(1) Antes de poner la bomba en marcha.

4.4.2 Secuencia de arranque y funcionamiento:

El funcionamiento de una unidad enfriadora con motor a gas natural se inicia poniendo en funcionamiento las bombas del sistema, es decir: la bomba de circulación de agua enfriada, la bomba de circulación en agua de enfriamiento en el caso de condensación por agua, la bomba de aceite de lubricación y la bomba de circulación de agua del sistema de recuperación de calor.

El sistema de control verifica que las presiones del agua, temperaturas y flujos, están dentro de la banda de valores especificados.

Una vez efectuada esta comprobación con resultados positivos, inicia la secuencia de arranque del motor.

Cuando el motor arranca, pasa un periodo de tiempo hasta que alcanza la temperatura de operación, durante el cual la velocidad y carga del compresor es mínima. La carga mínima en el compresor se logra haciendo que actúen los dispositivos de regulación de capacidad de los compresores:

- En el caso de compresores alternativos, abriendo las válvulas y de by-pass para que pongan en vacío todos los pistones.
- En el caso de compresores de tornillo, cerrando totalmente las válvulas de corredera, impidiendo el paso de gas a la aspiración.
- En el caso de compresores centrifugas, cerrando totalmente los álabes de aspiración.

Cuando se alcanza la temperatura normal en el motor, se inicia la apertura gradual de los mecanismo de incremento de carga en el compresor, hasta alcanzar la temperatura consigna del agua enfriada.

El sistema de control mantiene la temperatura del agua enfriada dentro de una banda en torno a la temperatura de consigna, modulando la velocidad de giro del motor y los dispositivos de control de carga del compresor.

- Si la temperatura baja, el sistema reduce la velocidad de motor hasta el valor mínimo. En el caso de una reducción ulterior de la temperatura del agua, comienzan a actuar los mecanismos de control de capacidad del compresor, reduciendo ésta.
- Si se produce la situación opuesta, de incremento de demanda de refrigeración, las secuencias de control tienen lugar inversamente, es decir, aumentado la velocidad de giro del motor hasta el valor máximo y pasando a continuación a operar los dispositivos de control de capacidad del compresor, aumentado ésta.

4.4.3 Parada del equipo:

La parada automática de la máquina puede tener lugar por tres razones. Por seguridad, por reducción de demanda o por programación.

a) Parada por seguridad:

Tiene como finalidad la protección de la máquina, componentes y accesorios, por los daños causados debido a un funcionamiento defectuosos en la máquina o maniobra incorrecta en la instalación.

En el caso de parada de seguridad, el operador advertido por la alarma de parada, debe proceder a identificar la causa de la anomalía y corregirla, con medios propios o ajenos, y una vez resuelto, rearmar la máquina.

Las principales causas de parada de máquina aparecen reflejadas en la tabla 5.

Tabla 5: Principales causas de parada de un equipo a gas natural

	Temperatura	Nivel	Presión	Caudal
Combustible motor.			Baja	
Refrigerante motor.	Alta	Bajo		
Aceite lubricación motor.		Bajo	Baja	
Entrada de aire al motor.	Alta			
Salida gases escape.	Alta			
Aceite reductora.	Alta		Baja	
Aceite compresor frigorífico.	Alta		Baja	
Refrigerante vapor en la descarga del compresor.	Alta			
Refrigerante vapor en el evaporador.	Alta			
Refrigerante líquido en el condensador.			Alta	
Agua enfriada.	Alta			No
Agua de enfriamiento condensador.				No
Aire de enfriamiento condensador.				No

b) Parada de reducción de demanda:

Las paradas cíclicas y las paradas programadas, forman parte de las secuencias de control. Las paradas cíclicas, son interrupciones temporales en la operación normal de la máquina, debidas a la reducción de la demanda.

Estas paradas no requieren atención del operador y la máquina se rearma automáticamente cuando el agua enfriada alcanza el valor máximo de temperatura de la banda diferencial del valor de consigna.

c) Paradas programadas:

Se trata de paradas que se efectúan a voluntad del operador, que tiene lugar cuando se prevé que no haya necesidad de que la máquina funcione por escasa o nula demanda, por ejemplo cuando el edificio está vacío los fines de semana. En algunos tipos de máquinas, el sistema de control, se puede programar para la parada y arranque automático.

La secuencia de parada de la máquina se inicia con la reducción de la velocidad de giro del motor al mínimo, siguiendo con la reducción de la capacidad del compresor.

Después de la parada de la máquina, continúan funcionando un cierto periodo de tiempo la bomba de enfriamiento del condensador y las bombas del fluido de refrigeración del motor y la del aceite, hasta la disipación del calor del motor.

En el caso de enfriadoras condensadas por aire, es el ventilador el que se mantiene funcionando hasta la disipación del calor del motor.

CAPÍTULO 5

MANTENIMIENTO DE EQUIPOS

5.1 Motor:

Unos programas de mantenimiento adecuados aseguran una larga vida a la máquina y reducen las averías.

En este apartado se hará mención a programas de mantenimiento genéricos, con el objetivo de ilustrar sobre el alcance de los mismos, bien entendido que no deben ser tomados como referencias para aplicaciones concretas en máquinas, de modo que en cada caso, se deberá seguir los programas de los fabricantes.

En los programas de mantenimiento de las máquinas de climatización con gas natural se distinguen claramente cuatro modalidades de operaciones:

- Inspecciones y controles rutinarios.
- Reemplazo de los fluidos.
- Mantenimiento preventivo propiamente dicho.
- Puestas a punto.

Las inspecciones rutinarias son, en general, efectuadas por personal propio y consisten básicamente en la observación visual del equipo, vibraciones y ruidos anómalos, fugas observables, olores, funcionamiento anormal, fluctuaciones de parámetros medibles, etc.

También forman parte de los controles rutinarios las tomas de muestras de aceite para analizar no sólo el estado del mismo sino para extraer conclusiones sobre el desgaste del motor.

El estado del motor y la necesidad de las operaciones de puesta a punto se determinan con relativa facilidad, midiendo la potencia útil, el consumo de combustible, la presión en cilindros y el índice blowby del motor.

La frecuencia de las operaciones de puesta a punto y revisiones mayores dependen de la marca y modelo del motor. El mecanizado de las cabezas de cilindros y asientos de válvulas varía, según el fabricante, entre las 12000 y las 15000 horas de funcionamiento equivalente a plena carga. Con un intervalo parecido se efectúa la revisión del turbocompresor y del enfriador de la mezcla.

La revisión mayor consiste en el desmontaje inspección del bloque del motor y la sustitución de muelles de pistones, segmentos, juntas y rodamientos de cigüeñales. Varía según el fabricante entre las 20000 y las 30000 horas funcionamiento equivalente a plena carga.

En el anexo 1, se indican unos valores medios de los intervalos en horas de funcionamiento equivalente a plena carga en que se deben efectuar las operaciones de mantenimiento principales.

Los intervalos de las puestas a punto dependen de la calidad del mantenimiento preventivo. Los intervalos de puestas a punto indicados parten de la hipótesis de que se ha seguido escrupulosamente el programa de mantenimiento preventivo y que no se dan situaciones de funcionamiento en ambientes adversos.

5.2 Verificación de la combustión completa:

El análisis de los gases producto de la combustión suele hacerse cada 750 horas mediante un analizador de productos de la combustión colocado en el conducto de salida.

Con ello se verifica que el aire se mezcal correctamente con el combustible, que se produce una combustión completa y que el quemador funciona correctamente, determinándose así la eficacia de la combustión.

De estos análisis periódicos deben extraerse las cantidades de O₂ (oxígeno), CO₂ (dióxido de carbono) y CO (monóxido de carbono) presentes en los gases de escape, así como las temperaturas de éstos, la temperatura ambiente, el exceso de aire y el rendimiento de la combustión.

Si el quemador de un equipo de absorción por liama directa ha sido correctamente diseñado y ajustado, produce una combustión completa y el gas producto de la combustión contiene del orden de 3,3 al 4% de O₂ y el 9,5% de CO₂.

Una combustión pobre en aire (combustión incompleta o ineficiente) se detecta por el contenido de monóxido de carbono debido a la poca cantidad de oxígeno existente en la muestra de gases producto de la combustión).

Las causas más comunes que dan como resultado una combustión pobre son:

- Ratio gas natural / aire incorrecto.
- Una indebida mezcla ocasionada por las variaciones en la presión del aire o del combustible.
- Si el combustible incide sobre superficies frías.
- Las infiltraciones de aire.
- Temperatura indebida del combustible.

5.3 Análisis del aceite:

El periodo análisis del aceite permite determinar el estado general de una instalación y asegurar un mantenimiento preciso y preventivo.

A fin de disponer un seguimiento de la instalación deben hacerse análisis periódicos y regulares (2 por año, como mínimo) en función de la importancia de la instalación y las condiciones de funcionamiento. Un ejemplo del análisis de los resultados se hallan en el anexo 2.

El procedimiento consiste en tomar una muestra de aceite caliente después del funcionamiento y enviarla al laboratorio de análisis.

En caso de varios compresores funcionando en paralelo, el análisis puede ser de un solo compresor (el más representativo). Si el funcionamiento es por etapas, debe analizarse cada compresor.

Los análisis fisicoquímicos permiten evaluar la consistencia del aceite. En función de la cantidad de fluido, refrigerante y partículas sólidas detectadas en el aceite, se puede establecer el estado de la máquina, así como los intervalos óptimos entre operaciones de mantenimiento.

5.4 Tratamiento de agua:

El agua de enfriamiento del motor debe ser tratada para evitar problemas de corrosión y depósito de sedimentos en las tuberías.

En los sistemas de circuito cerrado no hay apenas reposición de agua, por lo que se requiere una menor atención en el control de la concentración de aditivos.

No obstante, debe realizarse un análisis de agua con el correspondiente tratamiento en el caso que exista torre de refrigeración para el condensador y no se cumplieran los requisitos de la tabla 6. Dicha tabla muestra los

parámetros a evaluar y los valores de referencia que se aconsejan para un funcionamiento correcto y sin fallos.

El método del tratamiento de aguas para el control de las incrustaciones más comúnmente empleado consiste en el ataque por medio de corrosivos que eviten las incrustaciones, añadiendo luego sustancias que protejan el metal de la corrosión.

Los productos de la corrosión reducen la capacidad de las tuberías, aumentan las resistencias de rozamiento y los costos de bombeo.

Los productos de la corrosión tienen un volumen varias veces mayor que el del metal al que sustituyen y con frecuencia pueden obstruir o taponar las tuberías de pequeños diámetro.

Para la evacuación de las sustancias sólidas y de otros componentes que resultan del tratamiento químico, es necesario disponer de tuberías de desagüe conectadas al nivel de la superficie y en el fondo del generador. La tubería conectada al nivel de la superficie es para eliminar las sustancias sólidas totalmente disueltas que flotan en el agua. El tubo conectado en el fondo del generador de vapor, es para eliminar los componentes que precipitan en el fondo. También se sitúan tubos de drenaje en las partes inferiores del motor para eliminar los componentes que precipitan allí, por reacción con aditivos tales como los fosfatos y los silicatos.

Se aconseja la instalación de un medidor de conductividad en la línea de nivel de agua, para medir la concentración de sólidos disueltos y determinar la actuación de la apertura de drenaje.

La presurización de la instalación permite incrementar el punto de ebullición del agua e impide la formación de oxígeno, que es causa de corrosión.

La mezcla de agua y glycol en la concentración adecuada con inhibidores de corrosión, es el fluido más comúnmente utilizado en sistema cerrados.

La adición de tolitriazol inhibe la corrosión del cobre.

Tabla 6: Valores de referencia en el análisis de agua.

Componentes	Límite admitido
pH	6.0 ÷ 8.0 (a 25°C)
Conductividad	< 500 μ S/cm a 25°C
Cl	< 200 ppm
SO ₄	< 200 ppm
SO ₄ ²⁻	< 1.0 ppm
Fe total	< 100 ppm
Alcalinidad M (CaCO ₃)	< 200 ppm
Dureza total (CaCO ₃)	inexistente ppm
S ²⁻ S ⁴⁻ S ⁶⁻	inexistente ppm
NH ₄ ⁺	< 50 ppm
SiO ₂	

5.5 Controles:

La mayor parte de los equipos modernos utilizan controles microelectronicos, con lo que se facilita enormemente la labor de mantenimiento respecto a los clásicos controles neumáticos, que requerían una atención constante de recalibración, verificación del margen de error, control de la presión en la línea de aire presurizado, etc.

Sin embargo, siguen necesarias unas operaciones mínimas de mantenimiento y ajuste que, normalmente, no parecen reflejadas en el manual del equipo de climatización con motor de gas natural, por lo que es preciso utilizar las hojas de instrucciones específicas de los componentes de control.

Los elementos de control de los equipos de climatización con motor de gas natural se pueden agrupar en dos grupos, los que controlan los componentes y circuito frigorífico, y los que controlan la combustión interna y la regulación de potencia. La frecuencia de las inspecciones las establece el fabricante de los componentes, quien da recomendaciones de mantenimiento excepcional en caso de funcionamiento en ambientes adversos.

CAPÍTULO 6

COMPARACIÓN ECONÓMICA

6.1 Tarifa del gas natural:

6.1.1 Proyecto gas de Camisea:

El yacimiento de Gas de Camisea geográficamente se encuentra ubicado en el departamento del Cuzco, provincia de La Convención, distrito de Echarate. y como es de conocimiento, en 1981 la empresa Shell inicia la historia del gas de Camisea y tras un largo periodo de conversaciones, negociaciones y suspensiones en julio de 1988 el consorcio Shell / Movil decidió abandonar definitivamente el proyecto. Es así, que en mayo de 1999, el gobierno a través del Comité Especial de Alto Nivel de Camisea y el Ministerio de Energía y Minas definió la estructura para el desarrollo del proyecto, estableciéndose un esquema segmentado que comprende dos módulos independientes de negocio: Módulo de Producción y Módulo de Transporte y Distribución, siendo el Comité Especial del Proyecto Camisea (CECAM) quien tuvo el objetivo de convocar a concurso público internacional los dos módulos del proyecto. Los consorcios ganadores de los módulos de desarrollo del Proyecto Camisea son:

- Módulo de Producción del Proyecto Camisea al consorcio: "Pluspetrol – Hunt Oil – SK – Tecpetrol"; siendo el operador principal Pluspetrol.
- Módulo de Transporte y Distribución al consorcio: "Teggas – Pluspetrol – Hunt Oil – Graña y Montero – Sonatrach – SK"; siendo el operador principal Teggas.

Cada una de las etapas o módulos de desarrollo consisten en:

a) Etapa de Producción:

- Extracción del gas (húmedo) del subsuelo.
- Eliminación de los contaminantes (H_2O , CO_2 , etc).
- Separación del Metano y Etano de los componentes mas pesados.
- Fraccionamiento de los líquidos.
- Entrega del gas y líquidos en condiciones preestablecidas en un contrato.

b) Etapa de Transporte y Distribución:

La fase de Transporte involucra:

- Transporte del gas hasta el City Gate, que es el punto de conexión entre la red de transporte y la red de distribución, ubicado en Pampa Río Seco.
- Transporte de los líquidos hasta la planta de fraccionamiento.
- Entrega del gas y sus líquidos en condiciones preestablecidas en un contrato.

La fase de Distribución involucra:

- Transporte del gas desde el City Gate hasta los centros de consumo.

- La entrega del gas en condiciones preestablecidas en un contrato.

6.1.2 Estructura de costos para precio de gas natural:

La estructura de costos o estructura tarifaria para el precio de gas natural involucra el precio en Boca de Pozo establecido en el contrato, la tarifa de transporte y el margen de distribución.

$$\text{Tarifa Final} = \text{Precio en Boca de Pozo (establecido en contrato)} + \text{Tarifa de Transporte (regulado)} + \text{Margen de Distribución (regulado)}$$

La estructura tarifaria del sistema de transporte y distribución de los precios del gas natural, está definido de acuerdo al siguiente esquema:



Los usuarios finales tendrían las siguientes características, de acuerdo a la tabla 7.

Tabla 7: Características de los usuarios

Cliente	Tipo	Ubicación		Consumo Mensual		Tipo de Consumidor
				m ³ / día	MBTU / mes	
1	Gran Industria	Fuera de Lima	>	30000	32217.87	Independiente
2	Generador Eléctrico	Fuera de Lima	>	30000	32217.87	Independiente
3	Gran Industria	Dentro de Lima	>	30000	32217.87	Independiente
4	Generador Eléctrico	Dentro de Lima	>	30000	32217.87	Independiente
5	Mediana y Pequeña Industria	Dentro de Lima	=	3000	3221.79	Regulado
6	Residencial y Pequeño Comercio	Dentro de Lima	=	0.87	0.94	Regulado

Nota: MBTU = Mega BTU = Millon de BTU

Fuente: Revista Gas de Camisea UNI – 2001.

Los costos finales por tipo de cliente se muestran en la tabla 8.

Tabla 8: Costos asignados por usuarios

Número	1	2	3	4	5	6
Cliente	Gran Industria	Generador Eléctrico	Gran Industria	Generador Eléctrico	Mediana y Pequeña Industria	Residencial y Pequeño Comercio
Tipo	Independiente	Independiente	Independiente	Independiente	Regulado	Regulado
Ubicación	Fuera de Lima	Fuera de Lima	Dentro de Lima	Dentro de Lima	Dentro de Lima	Dentro de Lima
Consumo MBTU / mes	> 32217.87	> 32217.87	> 32217.87	> 32217.87	= 3221.79	= 0.94
US\$ / kPC						
Gas Natural	1.800	1.000	1.800	1.000	1.800	1.800
Transporte AP	1.643	1.096	1.643	1.096	1.643	1.643
Distribución AP	-	-	0.270	0.180	0.270	0.270
Distribución BP	-	-	-	-	0.215	7.987
TOTAL	3.443	2.096	3.713	2.276	3.928	11.700

Nota: un millar de pie cúbico (kPC) de gas natural equivale aproximadamente a un millon de BTU (MBTU)

Fuente: Revista Gas de Camisea UNI – 2001.

6.2 Costos de combustibles alternos al gas natural:

Los precios energéticos alternativos al gas natural en unidades energéticas, se muestran en la tabla 9.

Tabla 9: Precios energéticos alternativos en unidades energéticas.

	Unidades	Gran Industria	Generación Eléctrica	Mediana Industria	Comercial	Residencial
Residual 6	US\$/MBTU	4.55	4.55	4.55	-	-
Diesel 2	US\$/MBTU	12.59	8.55	12.59	13.98	
GLP	US\$/MBTU	12.84	-	12.84	17.01	19.38
Energía Eléctrica	US\$/MBTU	15.92	-	15.99	29.70	33.50

Notas: los precios incluyen el I.G.V. y son a mayo del 2001.

1 MWh de electricidad = 3.412 MBTU.

Fuente: Revista Gas de Camisea UNI - 2001.

CONCLUSIONES

1. Los equipos de producción de frío por compresión, accionados a gas natural ofrecen soluciones flexibles en el sector industrial, en el de servicios, incluso en el sector doméstico. El uso de gas como combustible en vez de la electricidad reduce los costos de explotación debido a la relación de precios existente entre ambos.
2. Se obtienen altos rendimientos de la energía primaria, dado por el aprovechamiento del calor extraído del agua de refrigeración del motor y de los gases de escape incrementando, así, el rendimiento de la energía contenida en el combustible.
3. Una de las ventajas competitivas, es del calor extraído, puede ser utilizado para la producción de agua caliente sanitaria o agua caliente de proceso, para deshumificadores secantes y otras aplicaciones.
4. Los motores de combustión interna utilizados son de ignición por chispa eléctrica (bujías) y proceden de motores de cuatro tiempos gasolina adaptados para la utilización del gas natural como carburante.
5. Los compresores que se utilizan son compresores herméticos o herméticos accesibles, ofreciendo dichos compresores a gas importantes ventajas sobre los eléctricos, puesto que tienen mayor vida útil y mayor rendimiento.

6. Los equipos de producción de frío con gas natural pueden ser equipos enfriadores o bombas de calor. Para la instalación es necesario conocer cuál será su uso para elegir el tipo de equipo requerido.
7. Los equipos de producción de frío con motor de gas natural, son susceptibles de funcionar junto a equipos eléctricos, equipos de absorción, calderas y equipos de desecación.
8. Uno de los objetivos básicos de un proyecto de una instalación de climatización con equipos de compresión accionados por motores a gas natural, es el de la utilización máxima de la energía térmica residual del motor.
9. En una instalación de producción de frío o climatización por compresión accionada por un motor a gas natural, la reducción del ruido y de las vibraciones es de las consideraciones más importantes a tener en cuenta; siendo las fuentes más importantes de ruido: el motor, el escape de los productos de la combustión, el aire de ventilación, las estructuras de soporte y las tuberías.
10. Los equipos de climatización con motor a gas natural, están diseñados para funcionamiento automático totalmente desasistido; incorporando sistemas de control basados en microprocesadores y con interfaz total.
11. Los programas adecuados de mantenimiento, aseguran una larga vida y reducción de averías a la máquina de climatización accionada por motor con gas natural; distinguiéndose claramente cuatro modalidades de operaciones: inspecciones y controles rutinarios, reemplazo de los fluidos, mantenimiento preventivo propiamente dicho y puestas a punto.
12. Los costos finales del gas natural (gas de Camisea) por tipo de cliente varía de 2.096 US\$ / kPC (Generador Eléctrico, independiente y fuera de Lima) a 11.700 US\$ / kPC (Residencial y pequeño comercio, regulado y dentro de Lima). Un

millar de pie cúbico (kPC³) de gas natural equivale aproximadamente a un millón de BTU (MBTU).

13. Los costos de combustibles alternos al gas natural, que son: Residual 6, Diesel 2, GLP y Energía Eléctrica: varían desde 4.55 US\$ / MBTU para el Residual 6 y 33.50 US\$ / MBTU para la Energía Eléctrica uso Residencial (los precios incluyen el I.G.V. y son a mayo del 2001).
14. Los costos de la Energía Eléctrica, que es la fuente de los motores eléctricos que se utilizan en producción de frío por compresión, varían desde 15.92 US\$ / MBTU para la Gran Industria a 33.50 US\$ / MBTU para zona Residencial (los precios incluyen el I.G.V. y son a mayo del 2001).

BIBLIOGRAFÍA

- Manuales de producción de frío a gas natural
Autor: Grupo Gas Natural – España
Publicaciones en Internet: <http://www.gasnatural.com>
Marzo 2001
- El gas natural: producción, reservas y demanda
Autor: M. Villarubia López
Publicaciones en Internet: <http://www.energuia.com>
Marzo 2001
- Componentes de una instalación de gas canalizado
Autor: Junkers
Publicaciones en Internet: <http://www.energuia.com>
Noviembre 1998
- Componentes de una instalación de GLP envasado
Autor: Junkers
Publicaciones en Internet: <http://www.energuia.com>
Octubre 1998
- Plantas receptoras de gas natural licuado
Autor: J. Corrales Pérez
Publicaciones en Internet: <http://www.energuia.com>
Marzo 2000
- Acondicionamiento del aire y refrigeración
Autor: C. Pizzetti Bellisco
2ª ed. 1991
- Refrigeración: Preguntas y Respuestas
Autor: Anderson M.E.
1979
- Principios de Refrigeración
Autor: Dossat R.
1980

- Principios y sistemas de refrigeración
Autor: Edward G. Pita
Limusa Noriega Editores
1997

- Seminario: Sistemas y equipos de refrigeración: presente y futuro
Universidad Nacional de Ingeniería
Facultad de Ingeniería Mecánica
del 24 de Junio al 1° de Julio de 1996

- |
Gas de Camisea – UNI
¿Proyecto Gas de Camisea? Respuesta a las principales interrogantes
Autor: UNIGAS – FIM
2001

ANEXO 2

FORMATO DE RESULTADOS DEL ANÁLISIS DEL ACEITE DE UN MOTOR A GAS NATURAL

Pruebas	Dictamen		
	Bueno	Aceptable	Defectuoso
Aspecto: coloración	() claro	() oscuro	() turbio
olor	() sin olor		() con olor
impurezas	() sin partículas	() algunas partículas	() numerosas partículas
Contenido de agua	() débil	() mediano	() alto
Índice de acidez	() nulo	() débil	() alto
Viscosidad	() normal	() limitada	() débil
Rigidez	() normal	() limitada	() débil
Aditivos	() normal	() limitada	() débiles
Elementos de desgaste	() nulos	() débiles	() altos

Las pruebas indican que el estado del aceite es: () BUENO
() ACEPTABLE
() DEFECTUOSO

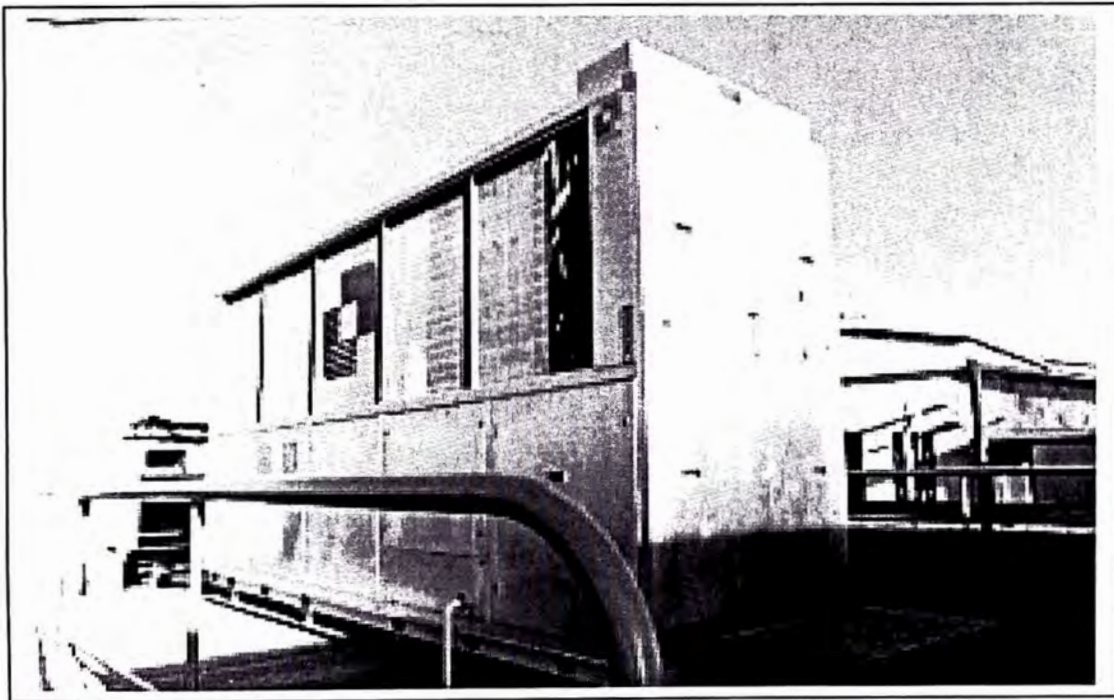
Recomendaciones:

- () cambiar el aceite (vaciado y limpieza del cárter, separador y filtro de aceite)
- () cambiar el deshidratador
- () cambiar el filtro
- () cambiar el cartucho antiácido
- () limpiar la instalación
- () deshidratar la instalación
- () verificar el desgaste del compresor
- () verificar las condiciones de funcionamiento

FIRMA:

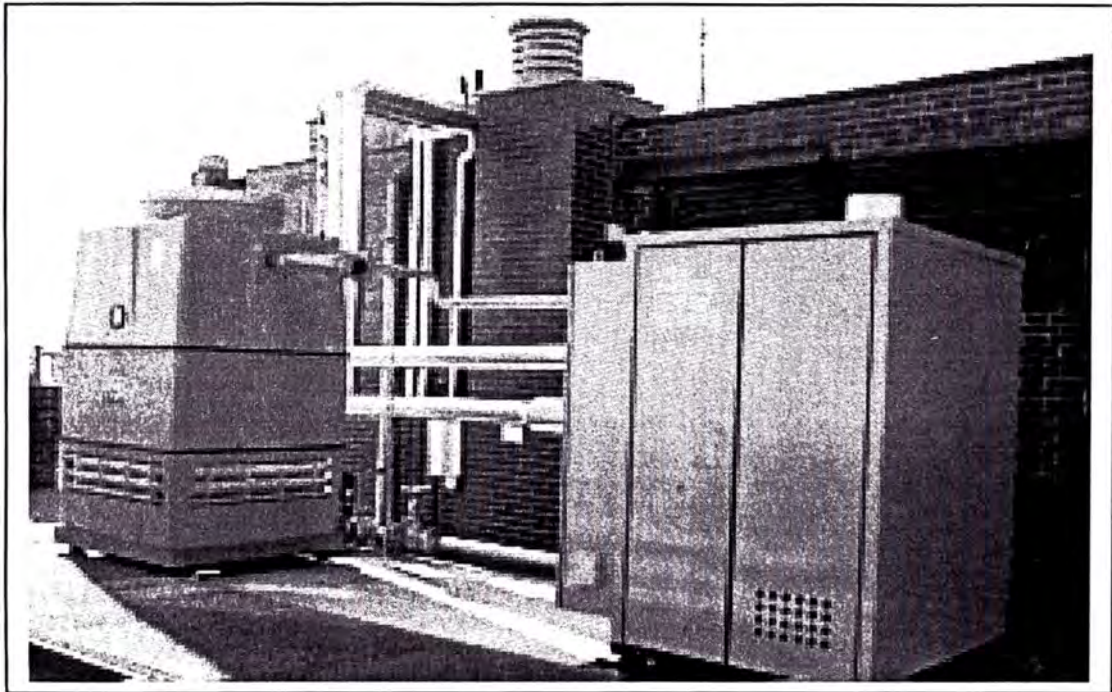
ANEXO 3

MÁQUINA DE COMPRESIÓN CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA



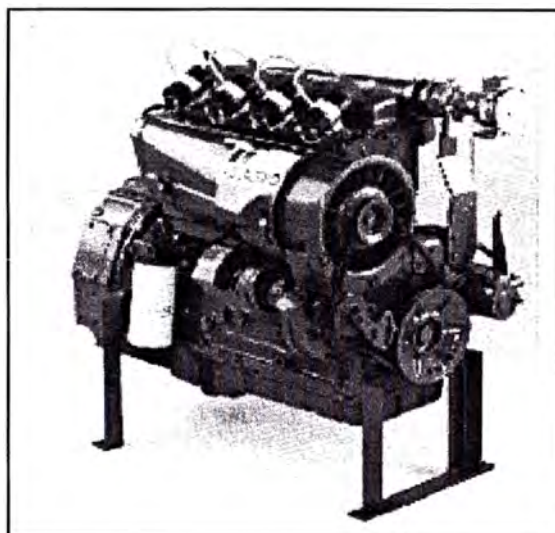
ANEXO 4

MÁQUINA DE CLIMATIZACIÓN POR ABSORCIÓN



ANEXO 5

INFORMACIÓN TÉCNICA DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA A GAS NATURAL



Motor a Gas marca "DEUTZ-PALMERO"
Modelo GF4L913 de 44 CV a 1500 rpm.

Motores DEUTZ

Modelo	Unidad	GF3L9 13	GF4L9 13	GF5L9 13	GF6L9 13	BGF6L9 13	BGF6L91 3C
Número de cilindros	-	3	4	5	6		
Diámetro / Carrera	mm.	102/105					
Volúmen de cilindrada	Litros	3,06	4,06	5,11	6,13		
Relación de compresión	-	9:1				8,2:1	
Potencia a 1.200 rpm (DIN 6271)	KW (CV)	20 (27)	26 (35)	34 (46)	40 (55)	49 (66)	56 (76)
Potencia a 1.500 rpm (DIN 6271)	KW (CV)	23 (31)	32 (44)	41 (56)	50 (68)	60 (82)	70 (95)
Potencia a 1.800 rpm (DIN 6271)	KW (CV)	27 (37)	38 (52)	49 (66)	55 (75)	72 (98)	81 (110)
Consumo de combustible	m ³ /KWh	0,309				0,303	
A 1.500 rpm (gas natural)	(m ³ /CVh)	(0,227)				(0,223)	
Peso	Kg	275	307	388	420	485	500

ANEXO 1
CRONOGRAMA DE MANTENIMIENTO BÁSICO DE UN MOTOR A GAS SEGÚN LAS HORAS DE FUNCIONAMIENTO

Componente a verificar o sustituir	Horas funcionamiento máquina																											
	750	1500	2250	3000	3750	4500	5250	6000	6750	7500	8250	9000	9750	10500	11250	12000	12750	13500	14250	15000	15750	16500	17250	18000	18750	19500	20250	
Aceite motor	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S
Filtro de aceite motor	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S
Niveles fluidos y estanqueidad	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V
Filtro aire motor	L	S	L	S	L	S	L	S	L	S	L	S	L	S	L	S	L	S	L	S	L	S	L	S	L	S	L	S
Bujías	V	V	S	V	V	S	V	V	S	V	V	S	V	V	S	V	V	S	V	V	S	V	V	S	V	V	S	V
Cables bujías			S			S			S			S			S			S			S			S			S	
Varilla actuador carburador	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V
Apriete culatas motor		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V
Estado culatas motor térmico												V													V			
Correa bomba motor		V		S		V		S		V		S		V		S		V		S		V		S		V		S
Válvula PCV	V	S	V	S	V	S	V	S	V	S	V	S	V	S	V	S	V	S	V	S	V	S	V	S	V	S	V	S
Distribuidor alimentación	V	V	V	V	V	S	V	V	V	V	V	S	V	V	V	V	V	S	V	V	V	V	V	V	S	V	V	V
Tapa distribuidor			S			S			S			S			S			S			S			S			S	
Rotor distribuidor			S			S			S			S			S			S			S			S			S	
Escobillas motor de arranque		V		S		V		S		V		S		V		S		V		S		V		S		V		S
Piñón de arranque y corona motor		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V
Alojamiento motor y compresor		L		L		L		L		L		L		L		L		L		L		L		L		L		L
Núcleo filtro línea de líquido refrig.	S																											
Nivel aceite compresor	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V
Funcionamiento calentador cárter	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V
Funcionamiento del compresor	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V
Solenoides circuito frigorífico		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V
Batería exterior freón / aire	L	L	L	L	L	L	L	L	L	L	L	L	L	L	L	L	L	L	L	L	L	L	L	L	L	L	L	L
Calent. anti-hielo batería freón / agua		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V
Carga gas refrigerante	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V
Válvula expansión termostática		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V
Regulac. válv 3 vías disp. calor motor		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V
Reg. válv. 3 vías batería precalentamiento		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V
Consumo eléctrico	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V
Estado contactores			V			V			V			V			V			V			V			V			V	
Giro de ventiladores			V			V			V			V			V			V			V			V			V	
Ruido cojinetes ventiladores		V		V		V			V			V			V			V			V			V			V	
Apriete conexiones eléctricas	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V
Batería eléctrica 12 V	V	V	V	S	V	V	V	S	V	V	V	S	V	V	V	S	V	V	V	S	V	V	V	S	V	V	V	V
Elastómero junta acoplamiento						V						V						V							V			
Funcionamiento reductora												V													V			
Aceite reductora	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S
Valores sonda regulación y seguridad		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V
Valores "set-point" y bajo "password"		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V		V

V = Verificar

L = Limpiar

S = Sustituir

Modelo	Unidad	BGF6M1013 C	BGF6101015C	BGF8M1015 C
Número de cilindros	-	6	4	5
Diámetro / Carrera	mm.	108 / 130	132 / 145	
Volúmen de cilindrada	Litros	7,2	12	16
Relación de compresión	-		10:1	
Potencia a 1.500 rpm (DIN 6271 e ISO 3046)	KW (CV)	92 (125)	147 (200)	196 (267)
Potencia a 1.800 rpm (DIN 6271 e ISO 3046)	KW (CV)	106 (144)	172 (234)	228 (310)
Consumo de combustible	m ³ /KWh	0,323	0,295	0,313
A 1.500 rpm (gas natural)	(m ³ /CVh)	0,237	0,217	0,231
Peso	Kg	650	830	1.060

Notas Importantes:

- Los consumos de combustible indicados corresponden a motores que utilizan gas natural con una composición de Metano no inferior al 80%, y Butano no mayor al 2%.
- Gas Natural: Poder calorífico = 8500 kcal/m³.