

Capítulo 18

Máquinas térmicas de refrigeración

Refrigeración

Refrigerar suele ser sinónimo de enfriar, pero aquí se hará una clara distinción entre ambas ideas, reservando la de refrigeración para cuando el enfriamiento ocurre a temperaturas por debajo de la atmosférica (en ambos casos se trata de extraer calor del sistema, pero la refrigeración así entendida requiere el aporte de exergía del exterior, mientras que el enfriamiento podría conseguirse simplemente dejando el sistema caliente en contacto con la atmósfera (aunque muchas veces también se aporte exergía del exterior para acelerar este enfriamiento)).

Este capítulo sirve también para el estudio termodinámico de las bombas de calor, que no son más que equipos frigoríficos utilizados para bombear energía térmica desde una temperatura a otra superior. Aunque no se da ninguna descripción especial para estas bombas de calor, se proponen problemas que pueden ayudar a comprender su problemática.

Dado que el mundo en que vivimos no está en equilibrio termodinámico, se pueden conseguir temperaturas inferiores a las del ambiente en un instante y un lugar dado por medios naturales, simplemente trayendo el 'frío' desde lugares más fríos (en el siglo XIX se exportaba hielo desde la bahía de Hudson a todo el mundo), o desde el mismo lugar y tiempos más fríos (guardando la nieve del invierno hasta el verano, o haciendo hielo en noches frías al relente). Todos estos métodos de preservar sistemas a baja temperatura estaban condicionados a la disposición de una buena envoltura aislante, que normalmente era paja o serrín, con espesores típicos de un metro.

Pero la Termodinámica enseña muchos otros procedimientos para lograr disminuir la temperatura de un sistema por debajo de la del ambiente, enseñando también que en todos los casos hace falta un aporte de exergía para mantener esa condición de desequilibrio frente a la tendencia natural a la uniformización de la temperatura. Además, la Termodinámica enseña a calcular el valor mínimo de esa exergía necesaria. Los procesos termodinámicos más usados para disminuir la temperatura sin transmisión de calor a un foco más frío son:

- Disminución de la presión de vapor de un líquido volátil (aunque el mecanismo es igual para líquidos poco volátiles y para sólidos, el efecto refrigerante sería pequeño). Si se considera un sistema cerrado conteniendo éter puro ($C_2H_5OC_2H_5$) a una temperatura atmosférica de 20 °C, en el equilibrio la presión en el interior será de 59 kPa, pero si ahora se aspiran los vapores con una bomba de vacío, el sistema deja

de estar en equilibrio y el líquido tiende a generar vapor para alcanzar el equilibrio, que al final se alcanzará a la temperatura atmosférica y la misma presión, pero habiendo descendido un poco el nivel de líquido. Sin embargo, durante el proceso de relajación, si la transmitancia térmica de la frontera del sistema con la atmósfera no es muy grande, la entalpía necesaria para la vaporización ha de suministrarla el líquido a partir de su entalpía sensible, disminuyendo su temperatura, con lo cual, si hubiese otro sistema en contacto con el líquido también se enfriaría.

- Expansión brusca de un gas o vapor (sobre todo si en ella se realiza trabajo). Es fácil comprender que si un gas encerrado a presión en un dispositivo cilindro-émbolo sufre una expansión brusca (que se podrá considerar adiabática), realizando un trabajo contra una carga (o simplemente acelerando el émbolo contra la presión atmosférica), su energía interna y por ende su temperatura habrá de disminuir para compensar el balance energético.
- Mezclado endotérmico de sustancias apropiadas. Ya se vio en el Cap. 7 que al mezclar hielo y sal, ambos a 0 °C, la mezcla puede disminuir su temperatura hasta -21 °C, si las proporciones son adecuadas y la transmisión de calor al ambiente despreciable. También se vio en el Cap. 8 que al mezclar adiabáticamente agua y aire a la misma temperatura ésta puede disminuir hasta la de saturación adiabática. Además, en el Cap. 11 se analizó en detalle el enfriamiento por evaporación difusiva, y en el Cap. 12 el enfriamiento por evaporación convectiva.
- Efecto Peltier, que es un flujo cruzado debido al acoplamiento de un gradiente térmico con un gradiente de potencial eléctrico de la misma dirección. Los correspondientes flujos primarios (flujo de calor de Fourier y flujo de corriente de Ohm) son disipativos, pero el flujo transversal de calor debido al acoplamiento (que si no hay discontinuidades se llama efecto Thomson y es muy pequeño, y si hay discontinuidades de propiedades del material se llama efecto Peltier y es apreciable) es reversible, esto es, cambia de sentido al cambiar el sentido de uno de los gradientes aplicados.

Históricamente la refrigeración con hielo o nieve natural se practicaba desde la más remota antigüedad, en Mesopotamia, para fines lúdicos (fiestas cortesanas) y terapéuticos. En cuanto a la refrigeración artificial, en 1755 un profesor de química en Edimburgo (W. Cullen) logró producir hielo por contacto con un recipiente con éter que era aspirado con una bomba de vacío. Pero el problema era que el sistema sólo funcionaba mientras quedaba éter. Fue J. Perkins quien en 1834 patentó en Londres el primer frigorífico de compresión de vapor, funcionando también con éter. La ventaja del éter es que, siendo líquido a temperatura ambiente, tiene una presión de vapor relativamente alta (59 kPa a 20 °C, p.e. frente a 2,3 kPa para el agua a 20 °C), por lo que cuesta poco aspirarlo, aunque al tener que trabajar en depresión es fácil que entre aire y se formen mezclas explosivas. Por esta razón, posteriormente empezaron a usarse gases comprimidos: primero dióxido de azufre, cuya presión de saturación a 20 °C es de 320 kPa, aunque es altamente tóxico; luego amoníaco (Linde-1870), cuya presión de saturación a 20 °C es de 850 kPa, aunque es irritante; y por último dióxido de carbono, que aunque es inocuo, tiene tan elevada presión de saturación

(5600 kPa a 20 °C) que da lugar a problemas mecánicos (pese a ello, ha sido la sustancia de trabajo más utilizada para refrigeración en barcos, por razones de seguridad).

La refrigeración por expansión de aire se desarrolló también en el siglo XIX. Ya en 1828 Trevithick describió una máquina de expansión de aire comprimido, previamente enfriado al ambiente, en un pistón, y Gorrie en 1844 en Florida construyó máquinas según este principio, correspondiente al ciclo Brayton. En 1857, Siemens sugirió utilizar una simple expansión isentálpica (sin realización de trabajo) que, aunque diese lugar a una pequeña disminución de temperatura ($\approx 2,5$ K por MPa) podría multiplicarse con numerosos pasos en un cambiador de calor a contracorriente. Aunque en 1862 Kirk produjo una máquina refrigerante basada en un ciclo Stirling, que es termodinámicamente superior al ciclo Brayton (ver Fig. 17.1), sólo en nuestros días se ha vuelto a considerar este tipo de ciclos, sobre todo para la refrigeración criogénica. En 1880 se consiguió por primera vez transportar carne congelada desde Australia hasta Inglaterra (en el barco Strathleven) usando una máquina de aire con émbolos acoplados a la máquina de vapor del buque.

Sin embargo, todos estos fluidos refrigerantes fueron siendo desplazados con la llegada, hacia 1930, de los fluidos refrigerantes sintéticos a base de hidrocarburos halogenados (también llamados compuestos cloro-fluoro-carbonados, o cloro-fluoro-carbonos, o simplemente CFC), principalmente el dicloro-difluorometano, CCl_2F_2 o R-12 comercializados por la compañía Du Pont bajo el nombre de freones, los cuales son químicamente inertes, se consideraban biológicamente inocuos (hasta que en los años 70 se descubrió que descomponían el 'paraguas' de la capa de ozono terrestre que protege la vida contra las radiaciones ionizantes), y presentaban buenas propiedades termodinámicas (p.e. la presión de saturación del R-12 a 20 °C es de 565 kPa).

Todas las máquinas refrigerantes basadas en la vaporización de un líquido funcionan de manera análoga: el líquido tiende a enfriarse por la vaporización y puede extraer calor de una carga, pero para que la máquina funcione cíclicamente es necesario reciclar el vapor producido y devolverlo a su fase líquida, lo que se puede hacer por compresión mecánica del vapor, por compresión dinámica en un eyector, o por absorción y desorción química con otro fluido. Los refrigeradores más comunes son los de compresión mecánica de vapor. Los de absorción se usan cuando sólo se dispone de calor o éste es muy barato; los de chorro de vapor se usan cuando hay mucho vapor barato; los de ciclo de gas se usan en el acondicionamiento de cabinas de aviones; los termoeléctricos se usan cuando la baja eficiencia no es problema y la carga térmica es muy pequeña, y se desea un equipo diminuto y sin partes móviles. Parece que Lenz en 1838 consiguió hacer hielo por efecto Peltier con una unión bismuto/antimonio, pero es difícil conseguirlo porque los metales tienen poca potencia termoeléctrica (ver Cap. 10), aunque tal vez se trataba de metales impuros y funcionaban en realidad como semiconductores.

Es importante recalcar que en la refrigeración no hay transmisión de calor desde una temperatura baja a una alta, ya que esta transmisión de calor cuesta arriba sólo es posible en el caso raro de que existiera acoplamiento entre procesos disipativos (p.e. en la termodifusión, ver Cap. 10). Lo que ocurre en realidad es que el foco frío cede calor a un fluido de trabajo que está todavía más frío y este fluido de trabajo sufre una transformación

termodinámica (normalmente adiabática) que le hace pasar a una temperatura superior a la de la fuente caliente, y allí, también "cuesta abajo", cede calor a ésta.

Este bombeo térmico puede utilizarse para extraer calor de una carga fría (objetivo interesante y difícil que, como se acaba de comentar, no consiguió el hombre hasta el siglo pasado) o para comunicar calor a una carga caliente (objetivo algo extravagante a primera vista, a juzgar por la sencillez de conseguirlo simplemente quemando un combustible).

A primeros de este siglo sólo había grandes centrales frigoríficas industriales funcionando con NH_3 , SO_2 o CO_2 , que comercializaban barras de hielo, las cuales se usaban en las 'neveras' (recintos aislados donde el hielo enfriaba los alimentos y bebidas), y hasta 1950 no se comercializaron masivamente los pequeños frigoríficos domésticos (funcionando prácticamente todos con R-12 como fluido de trabajo; en refrigeración, el SO_2 ya no se usa, el NH_3 muy poco, y el CO_2 sólo para producir nieve carbónica (hielo seco)).

Durante las últimas décadas, la refrigeración se ha extendido a casi toda la industria alimentaria, al acondicionamiento de habitáculos (aviones, barcos, automóviles, vehículos agrícolas) y otros materiales, y a muchas aplicaciones criogénicas (el nitrógeno líquido es uno de los consumibles corrientes en laboratorios industriales, hospitales y centros de investigación).

Frigorífico de compresión de vapor

El coste energético mínimo para evacuar calor desde T_2 a $T_1 > T_2$ será el correspondiente a un proceso que no aumente la entropía del universo. Si el fluido de trabajo evoluciona cíclicamente, no varía su entropía en un ciclo, se tendrá $\Delta S_{univ} = Q_1/T_1 - Q_2/T_2 = 0$ (téngase en cuenta el criterio clásico de signos), y como por el balance energético será $W = Q_1 - Q_2$, se deduce que la máxima eficiencia energética será: $\eta_{efrig} = T_2/(T_1 - T_2)$ si lo que interesa es la acción frigorífica y $\eta_{ebomba} = T_1/(T_1 - T_2)$ si lo que interesa es la acción como bomba.

Al igual que en las máquinas térmicas de producción de trabajo, en la práctica hay que permitir un salto finito de temperatura del fluido de trabajo con los focos, pero esto, que reduce un poco el rendimiento en los motores, es mucho más dañino aquí, pues para una misma transmisión de calor se necesita el mismo incremento de temperatura y no es lo mismo que sea relativo a los 300 y 1000 K típicos de un motor, que a los 300 y 250 K típicos de un frigorífico (a mismo salto absoluto, el salto relativo es muy diferente).

Como la mejor aproximación a un intercambio de calor isoterma es un cambio de fase de una sustancia pura, se tratará de aproximarse todo lo posible al ciclo de Carnot de la Fig. 18.1a, que deberá ser lo más ancho posible dentro de la región bifásica para disminuir el tamaño del equipo. Pero subsisten dos problemas. Por una parte, la compresión isentrópica es impracticable porque al ser rápida calentaría mucho la fase vapor y muy poco las gotitas de líquido y habría transmisión de calor entre ellas (además, el compresor se dañaría por el impacto de las gotitas), por lo que en la práctica se hace la compresión con vapor seco. Por otra parte, el trabajo que se obtendría en la expansión isentrópica ($w = \int dp/\rho$) es muy pequeño porque la densidad es alta, así que se hace una expansión isentálpica y el ciclo Rankine de un

refrigerador simple queda como el de la Fig. 18.1c, donde ya se ha tenido en cuenta el efecto del rendimiento adiabático del compresor (que normalmente es volumétrico, excepto en las grandes instalaciones, que es centrífugo), y que hace aumentar la entropía en la compresión. Como se ve, conviene que la pendiente dT/ds de la curva de vapor saturado sea casi vertical para disminuir el trabajo de compresión (incluso algo inclinada a la derecha para compensar el aumento de entropía en el compresor).

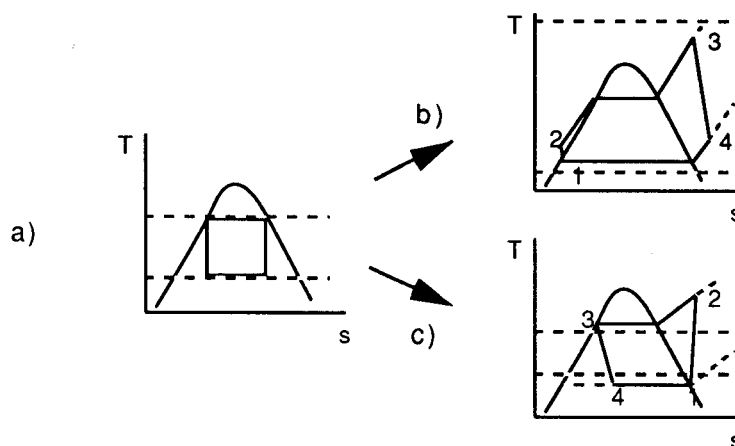


Fig. 18.1. El ciclo de Carnot en la región bifásica de una sustancia pura a), y los ciclos prácticos: b) ciclo Rankine de potencia; c) ciclo Rankine de refrigeración y bomba de calor.

En refrigeración se usa mucho el diagrama $p-h$ de la sustancia de trabajo (con la escala en p logarítmica y la escala en h lineal y, a veces, discontinua para aumentar la resolución en la región de sobrecalentamiento). Al igual que en el ciclo Rankine de potencia, al intervenir cambios de fase, para el cálculo hay que recurrir a interpolaciones manuales en el gráfico (o en las tablas, para mayor precisión) o a programas de ordenador que contengan los datos termodinámicos de la sustancia de trabajo (normalmente T_{cr} , p_{cr} , $Z(T,p)$ y $c_p(T,p \rightarrow 0)$). Las características deseables para un fluido refrigerante son: la presión de vapor a la temperatura fría debe ser superior a la atmosférica para que no entre aire en el circuito, pero a la temperatura caliente no debe ser muy alta. La temperatura de congelación y la viscosidad deben ser bajas, pero la entalpía de cambio de fase, la capacidad térmica, la conductividad térmica y la estabilidad química deben ser altas, y el precio bajo.

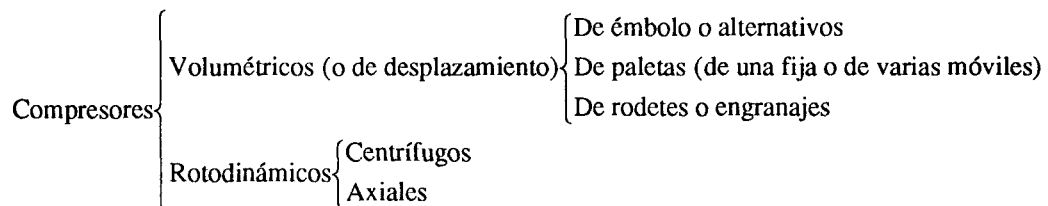
La nomenclatura internacional para las sustancias refrigerantes es R-xyz, siendo x el número de carbonos menos uno, y el número de hidrógenos más 1, y z el número de átomos de flúor de la molécula; p.e. el R-012 (el 0 se omite) tiene 0+1 carbonos, 1-1 hidrógenos, 2 flúor y el resto cloro), aunque tal vez sea más fácil de recordar la "regla del 90": $xyz+90=XYZ$, siendo X los carbonos, Y los hidrógenos, Z los flúor y el resto cloros. Para los inorgánicos xyz es 700 más el valor de la masa molar en gramos (p.e. aire=729). En las dos últimas décadas se ha descubierto que los CFC son los causantes de los agujeros en la capa de ozono de la ionosfera en la Antártida, y el R-12, el CFC más usado, es el peor, por su abundancia de cloro, así que en 1989 los países desarrollados han decidido disminuir drásticamente su producción hasta anularla hacia el año 2000, previéndose como sustituto el R-134a= $C_2H_2F_4$, aunque es más caro, tiene mayor presión de vapor y requiere el uso de nuevos lubricantes (todavía por desarrollar).

La capacidad de refrigeración de una máquina se mide en unidades de calor evacuado (en vatios), aunque vulgarmente se sigue utilizando la frigoría/hora y la tonelada¹.

Los elementos que componen un frigorífico de compresión de vapor son cuatro (ver Fig. 18.1c): el compresor, el condensador, la válvula de expansión (y dispositivo de control asociados) y el evaporador.

Compresores

Los compresores son máquinas que elevan la presión de un fluido. Aunque siempre se pueden considerar como sistemas termodinámicos de volumen de control con una entrada de fluido a baja presión y una salida de fluido a alta presión, internamente pueden funcionar como sistemas termodinámicos de masa de control. La clasificación usual es:



Los más usados son los de émbolo, que aquí se han estudiado en el Cap. 17 por su similitud con los motores alternativos y que se usan para instalaciones pequeñas, y los centrífugos, que se usan en las instalaciones grandes.

Debido por una parte a que los fluidos refrigerantes eran tóxicos, y aun ahora siguen siendo contaminantes y costosos, y por otra parte a que para los refrigeradores domésticos era primordial evitar la necesidad de mantenimiento, se desarrolló el compresor sellado, en el cual el motor eléctrico que hace girar al compresor está inmerso en el fluido refrigerante y la unidad es estanca de por vida. Para sistemas grandes esto no es posible porque la evacuación de calor del motor eléctrico no lo permite.

Condensadores

El condensador es el cambiador de calor en donde el fluido de trabajo evacúa calor al ambiente, desprendiéndose de la entropía que absorbió de la carga fría más toda la generada en su circuito. La solución más simple de cambiador fluido-aire es poco eficiente porque el aire tiene muy poca transmitancia térmica, y aumentarla forzando el flujo de aire es costoso y genera ruido; en cualquier caso, conviene poner aletas en el lado del aire para aumentar su transmitancia (en los frigoríficos domésticos estas 'parrillas' suele ocupar toda la parte trasera de la unidad).

Si se usa un cambiador fluido-agua la eficiencia es grande, pero surge el problema de qué hacer con el agua: tirarla es prohibitivo excepto en las proximidades de un río, y reciclarla exige otro cambiador de calor agua-aire, lo que encarece la instalación y obliga a que el condensador opere a una temperatura algo mayor para compensar el salto térmico en el

1. 1 frigoría $\equiv 10^3$ cal = 4184 J; 1 frigoría/hora = 1,16 W; 1 ton(refrigeración) = 3575 W.

cambiador agua-aire. Y en el cambiador agua-aire se presenta el mismo problema de ineficiencia térmica en el lado del aire, aunque ahora se puede recurrir a un cambiador de torre húmeda (ver Fig. 8.3), e incluso integrar el condensador en la torre húmeda de manera que el agua sea pulverizada directamente sobre los tubos del condensador en lugar de sobre un relleno cualquiera; en cualquier caso, estas pequeñas torres húmedas necesitan siempre un ventilador para forzar el tiro del aire.

Válvulas

La válvula es simplemente un estrangulamiento en el circuito del refrigerante que permite mantener la diferencia de presión entre el condensador y el evaporador, aunque a ella van ligados los dispositivos de autorregulación necesarios para mantener la densidad a la entrada del compresor constante frente a las variaciones del flujo de calor de la carga (aparte del control si/no del motor por un termostato); téngase en cuenta que el flujo volumétrico será constante si el compresor es de desplazamiento.

En los frigoríficos domésticos la válvula y el sistema de regulación se reducen a unos simples tubos capilares del orden de 1 mm de diámetro sirviendo de regulación la masa de fluido refrigerante, que unas veces se acumula en el condensador y otras en el evaporador.

Evaporadores

El evaporador es un cambiador de calor donde el fluido refrigerante entra con una fracción másica de vapor muy pequeña, recibe el calor de la carga, y debe salir completamente seco (sin parte líquida) o incluso un poco sobrecalentado para asegurarse de que en ningún caso entrarán gotitas en el compresor (que podrían dañarlo por erosión e incluso por sobrepresión debido a los pequeños espacios muertos en los de émbolo). El evaporador puede ser un tubo (con aletas exteriores si se trata de refrigerar un espacio lleno de aire) o una carcasa por la que circulan tubos con el fluido a refrigerar (aire o agua). En los de tubo, que son los normales en pequeñas instalaciones, se mejora mucho la eficiencia del cambiador mediante la recirculación esquematizada en la Fig. 18.2b, pues con eso se consigue que por el evaporador nunca circule vapor sólo (que tiene muy baja transmitancia térmica), sino mezcla bifásica.

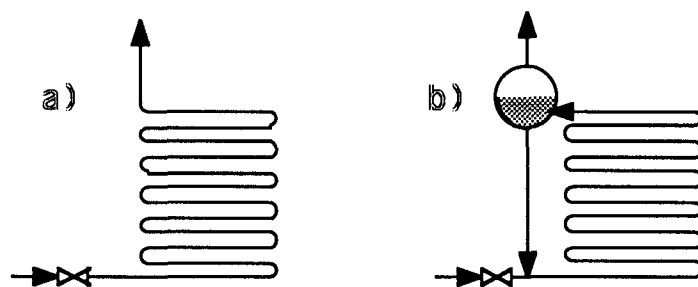


Fig. 18.2. Evaporador de tubo: a) de una pasada, b) de recirculación.

Variaciones sobre el ciclo de compresión de vapor

Una mejora importante sobre el ciclo básico es el subenfriamiento del líquido antes de entrar a la válvula con el vapor antes de entrar al compresor. Al añadir este intercambiador de calor, y a expensas de un pequeñísimo incremento de trabajo del compresor, se consiguen dos beneficios: el más importante es el incremento de calor evacuado en el evaporador, y el otro es que ya no hace falta poner separadores ciclónicos para asegurarse de que no entran gotitas al compresor arrastradas por el vapor saturado, pues ahora entrará sobrecalentado.

Dado el gran salto de presiones asociado a las temperaturas del condensador y el evaporador, convendría hacer la compresión escalonada con enfriamiento intermedio para disminuir el trabajo necesario, pero como las temperaturas intermedias involucradas estarán por debajo de la atmosférica, es necesario combinarla con un escalonamiento en la expansión hasta una presión intermedia en la que se extrae vapor o vapor más líquido para enfriar la salida del primer escalón de compresión (primera etapa). En la Fig. 18.3 se muestran esquemas de las instalaciones típicas y sus diagramas T - s .

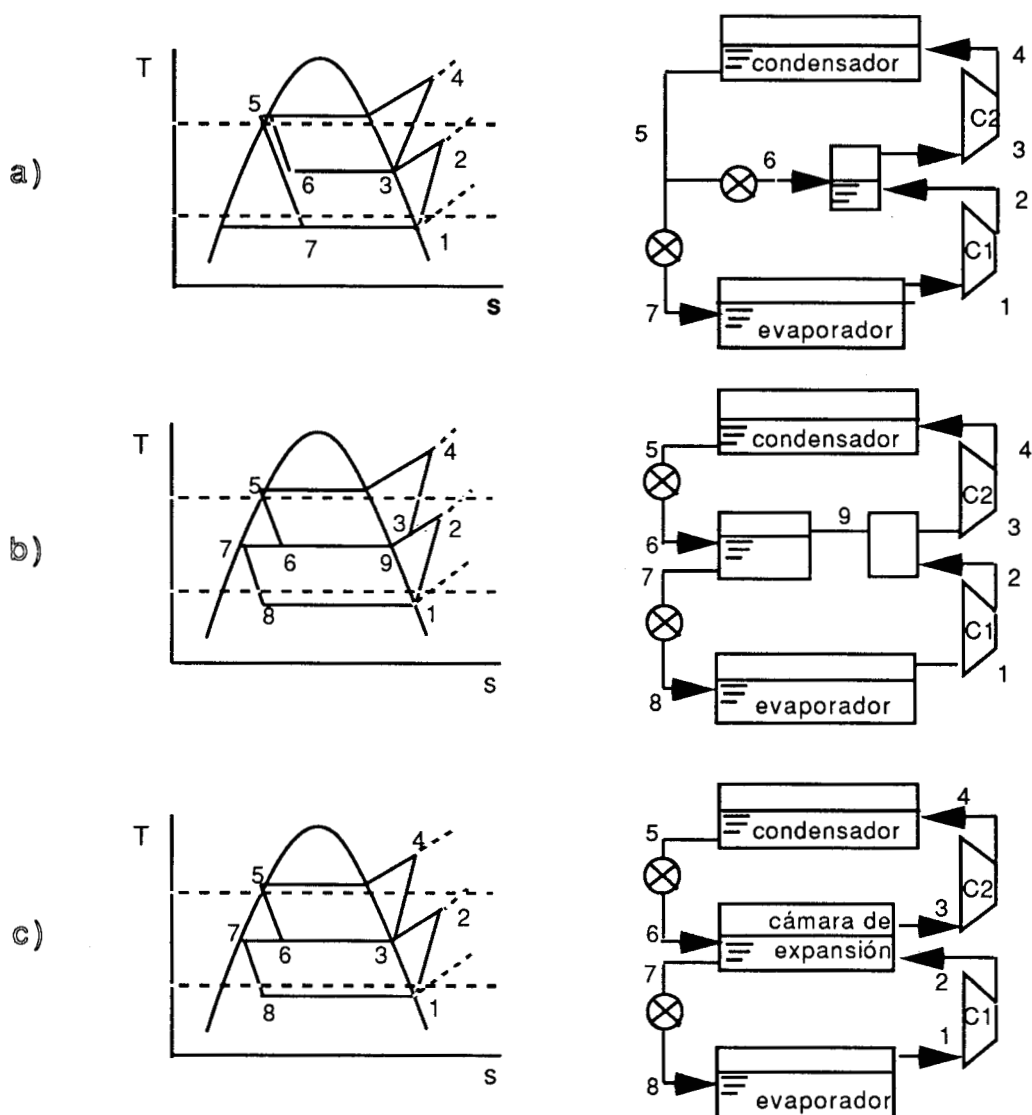


Fig. 18.3. Refrigeración escalonada: a) con derivación separada para saturar la salida de la primera etapa, b) con extracción del vapor de la primera etapa, c) con mezclado total inter-etapa.

Cuando se trata de refrigerar a temperaturas muy bajas aparece el mismo problema discutido al hablar de los ciclos binarios de potencia: el rango de temperaturas de utilización de una sustancia (desde la temperatura triple hasta la crítica) no será suficiente y habrá que usar un ciclo binario (también llamado refrigeración en cascada), con una máquina de baja que tome el calor de la carga fría y lo suelte a una temperatura intermedia desde donde la otra máquina lo bombeará hasta el ambiente.

Otro caso de gran interés es el de la refrigeración no de un local a temperatura dada sino de una corriente fluida (en general, de una masa cuya temperatura ha de disminuirse). La solución más sencilla sería disponer de un refrigerador cuyo evaporador estuviese por debajo de la mínima temperatura a alcanzar, pero el salto de temperatura entre la carga y el fluido de trabajo sería inicialmente muy grande (gran degradación de energía). Disponiendo dos máquinas, una con el evaporador a una temperatura intermedia (para que proporcionase una refrigeración parcial) y la otra con el evaporador por debajo de la mínima temperatura a alcanzar por la carga (para completar la refrigeración), se conseguiría un ahorro importante. En el caso límite de máquinas de Carnot es fácil demostrar que el rendimiento sería máximo cuando la temperatura intermedia fuese la media geométrica de las extremas. Similarmente se puede proceder con más de dos refrigeradores en serie (el caso último de infinitas máquinas de Carnot daría el mínimo termodinámico), pero el ahorro energético no suele compensar el coste adicional de instalación.

Frigoríficos de absorción

Los frigoríficos de compresión mecánica de vapor son los más usados, pero requieren bastante potencia eléctrica que a veces no está disponible (y es cara) y su funcionamiento es ruidoso por culpa del compresor. En la refrigeración por absorción se sustituye el compresor de vapor por un circuito con otra sustancia de trabajo, en fase líquida, que absorbe los vapores del evaporador (con desprendimiento de calor a la atmósfera); este líquido rico es bombeado a la presión del condensador, y con una fuente térmica a alta temperatura se desabsorbe la sustancia original de trabajo, la cual pasa al condensador mientras que la solución pobre se devuelve a través de una válvula al absorbedor (Fig. 18.4). Como conviene que el absorbedor esté lo más frío posible, la solución pobre se hace pasar por un intercambiador de calor (no mostrado en la Fig. 18.4) con la solución rica que va a entrar al generador de vapor, con lo que disminuye el calor que es necesario aportar.

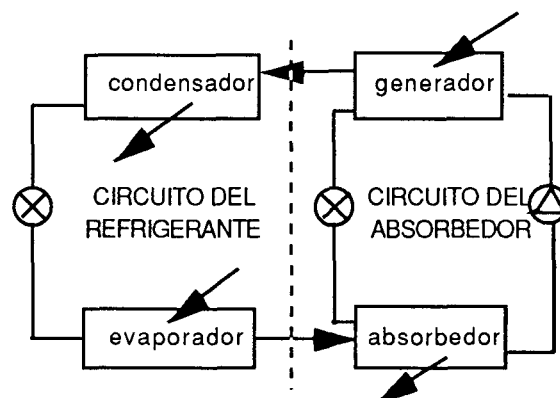


Fig. 18.4. Refrigeración por absorción.

El rendimiento energético $\eta_e \equiv \dot{Q}_{evap} / \dot{Q}_{gener}$ tendrá un valor límite dado por (modelo de máquinas de Carnot):

$$\eta_e = \frac{T_{evap}}{T_{atm} - T_{evap}} \left(1 - \frac{T_{atm}}{T_{gener}} \right) \quad \text{ya que} \quad \frac{Q_{atm}}{T_{atm}} = \frac{Q_{evap}}{T_{evap}} + \frac{Q_{gener}}{T_{gener}} \quad (18.1)$$

Al comparar el inicio de los experimentos de refrigeración por compresión de vapor (aspirando éter con una bomba) con el inicio de los experimentos de refrigeración por absorción, ayuda a comprender mejor sus semejanzas y diferencias. Estos últimos empezaron cuando en 1810 Leslie logró producir hielo al introducir dos recipientes abiertos, uno de agua y otro de ácido sulfúrico, dentro de un recinto aislado; este ácido es tan ávido del agua que aspira sus vapores como la bomba de vacío hacía con el éter (de hecho, Leslie también aspiraba el recinto con una bomba de vacío, que acelera el proceso, aunque no es imprescindible). En 1860 Carré utilizó amoníaco como sustancia refrigerante y agua como absorbedor, y esta pareja ha sido la más utilizada en los frigoríficos de absorción pues sus propiedades térmicas son muy buenas, aunque presenta dos inconvenientes: el primero es la toxicidad del amoníaco, y el segundo es que en el generador se desprende una mezcla gaseosa con un $\approx 10\%$ de vapor de agua (que se congelaría en el evaporador) y que es necesario rectificar en una columna de destilación para que al condensador sólo pase vapor de agua. Posteriormente, en 1922, se añadió hidrógeno para que las presiones fuesen casi iguales en el absorbedor y el generador y bastase la flotabilidad de la disolución rica en amoníaco respecto de la pobre para forzar la circulación en el circuito del absorbedor de la Fig. 18.4.

Para temperaturas superiores a 0°C se usan más los frigoríficos de agua y bromuro de litio (LiBr), que es una sal que, al igual que la sal común, no se evapora con el agua, por lo que en el generador sólo aparece vapor de agua y no hay que rectificar. El agua es el fluido refrigerante, y el líquido absorbente es una disolución acuosa concentrada de dicha sal higroscópica.

Nótese la similitud entre el proceso de absorción con el LiBr(ac) y con el H_2SO_4 de los experimentos primitivos. Las temperaturas típicas de funcionamiento de estos refrigeradores (los más utilizados en grandes instalaciones de producción de agua fría y aire acondicionado) son de 4°C en el evaporador, 40°C en el absorbedor y el condensador, y 100°C en el generador.

Refrigeración por ciclo de gas

Al sustituir el intercambio de calor isoterma de un cambio de fase por el intercambio con un gas, aparecen grandes saltos de temperatura (mucha ineficiencia térmica) y se necesitan grandes gastos másicos (ya que $c_p \Delta T \ll \Delta h_{vap}$) por lo que habrá que presurizar para que no abulte mucho. El fluido de trabajo sigue un ciclo Brayton inverso (aquí no se puede poner una válvula en lugar del expansor porque entonces apenas se enfriaría).

Si no se utilizase recuperador de calor y suponiendo gas perfecto, el rendimiento energético sería $\eta_e = (T_1 - T_4)/(T_2 - T_1 - T_3 + T_4) = T_1/(T_2 - T_1)$ y el rendimiento exergético $\eta_x = [T_1/(T_2 - T_1)]/[T_1/(T_3 - T_1)]$, siendo T_1 la temperatura de la carga (entrada al compresor), T_2 la de salida del compresor, T_3 la del ambiente, y T_4 la de salida de la turbina.

La refrigeración por ciclo de aire encuentra en el acondicionamiento de la cabina de los aviones una aplicación ventajosa por las siguientes circunstancias²: se dispone de aire comprimido, se necesita renovar el aire de cabina, es fácil enfriar el aire comprimido, y no importa el ruido, aunque ello presenta el problema de la refrigeración en tierra.

El ciclo Brayton inverso con regeneración (cambiador de calor intermedio) es más interesante, al menos teóricamente, pues la ineficiencia del intercambiador de calor merma grandemente sus ventajas en la práctica. En este caso, pese a que el rendimiento es menor que sin regenerador y además disminuye a bajas temperaturas, se consigue refrigerar a temperaturas muy bajas, incluso criogénicas. Como el rendimiento aumenta con la relación de capacidades térmicas, conviene usar un gas monoatómico (argón o helio) como fluido de trabajo, aunque ello obliga a otro cambiador de calor y otro salto térmico.

Nótese que se puede conseguir un frigorífico de ciclo de gas que no consuma trabajo (sólo calor), combinando un ciclo Brayton de potencia con otro de refrigeración (basta un solo compresor).

La Fig. 18.5 presenta las variantes más usadas en el ciclo Brayton de refrigeración, las cuales se han supuesto con cambiadores de calor ideales para simplificar el análisis, aunque ya se ha dicho que la eficiencia de estas máquinas viene muy mermada por las irreversibilidades en los cambiadores de calor reales. Se supondrá que el fluido de trabajo es aire en todos los casos.

Los ciclos *a*, *b* y *c* son sin regeneración y apenas se utilizan porque sólo refrigeran a temperaturas próximas a la atmosférica (de T_4 a T_1 en *a*, de T_2 a T_3 en *b* y de T_2 a T_3 en *c*), por lo que se pasa directamente a detallar los correspondientes con regeneración.

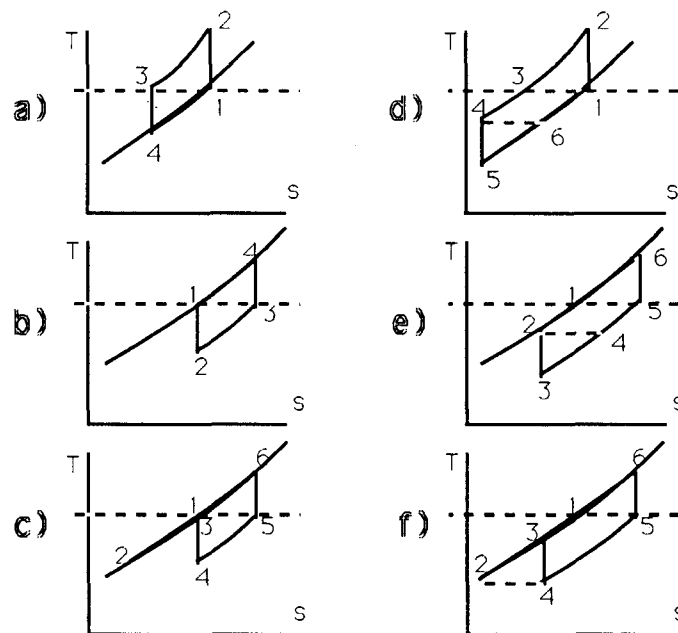


Fig. 18.5. Variantes del ciclo Brayton de refrigeración (ver explicación en el texto).

2. Para más detalles sobre la refrigeración de aeronaves véase Fiedler, W.J., "Manual of refrigeration practice", Technical Productions, 1965.

El ciclo *d* enfría la carga desde T_5 a T_6 a presión ambiente, pero necesita un cambiador para enfriar el gas a la salida del compresor (además del intercambiador).

El ciclo *e* enfría la carga desde T_3 a T_4 y no necesita cambiador para enfriar el gas a la salida del compresor porque en 6 se puede tirar directamente a la atmósfera, pero la carga ha de estar a baja presión o hace falta otro cambiador.

El ciclo *f* (denominado sistema Odessa) enfría la carga directamente a presión atmosférica de T_2 a T_3 y además no necesita cambiador para enfriar el aire a la salida del compresor porque se puede tirar directamente a la atmósfera.

También se han estudiado otros ciclos de gas (p.e. el ciclo Stirling o el Vuilleumier) para refrigeración; todos ellos tienen bajo rendimiento, pero pueden alcanzar temperaturas criogénicas.

Otro refrigerador que emplea aire, tal vez el más sencillo, es el llamado Tubo de Ranque (1931), que consiste en un tubo de diámetro D de varios milímetros (hasta un par de centímetros) en el que se inyecta aire, a la vez lateral y tangencialmente, ver Fig. 18.6c, por una tobera de diámetro d_{tobera} , dejándose escapar a través de una válvula V y de un agujero de diámetro d situado indistintamente a un lado u otro (Fig. 18.6a y b). Debido a la expansión en la tobera y a la disipación viscosa en el torbellino que se forma, la parte central próxima al eje se decelera realizando trabajo (y enfriándose) sobre la exterior, que se calienta por disipación viscosa. La eficiencia de estos refrigeradores es muy baja (el cociente entre el frío que producen y el de una expansión isentrópica es $\approx 0,1$), pero por su extrema sencillez han encontrado algunas aplicaciones, como en la refrigeración de trajes de obreros expuestos a altas temperaturas. La Fig. 18.6d presenta las actuaciones de un dispositivo concreto (para el cual, el máximo efecto refrigerador se produce cuando la presión de entrada es de 1,1 MPa).

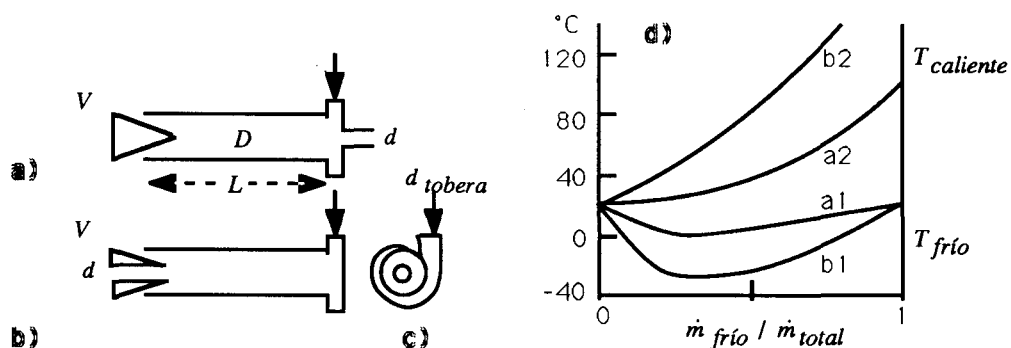


Fig. 18.6. Refrigerador de Tubo de Ranque: a) sección longitudinal de un tubo a contracorriente; b) sección de un tubo concurrente; c) perfil del tubo en la sección de la tobera; d) características de funcionamiento de un Tubo de Ranque con $L=300$ mm, $D=4,6$ mm, $d=2,2$ mm, $d_{tobera}=1,1$ mm para dos presiones de entrada: a1 y a2 corresponden a 0,25 MPa y b1 y b2 a 1,1 MPa, que es la presión de máxima refrigeración (el gasto másico es $\dot{m} = 2,14 \cdot 10^{-9} \Delta p$ con Δp en Pa y \dot{m} en kg/s).

Refrigeración criogénica

Suelen considerarse como temperaturas criogénicas las que están por debajo de la de la nieve carbónica (punto de sublimación normal $T = 194 \text{ K} = -79 \text{ °C}$), aunque desde ahí hasta la temperatura de ebullición normal del metano ($112 \text{ K} = -161 \text{ °C}$) apenas hay aplicaciones de interés. Desde el punto de vista termodinámico, sabiendo que la temperatura de equilibrio de la radiación del espacio vacío interestelar es de unos 3 K, cualquier temperatura superior se podría conseguir simplemente por transmisión de calor al espacio vacío y sólo por debajo de 3 K sería obligatorio aportar exergía para refrigerar un sistema (de hecho, en muchos satélites se mantienen sistemas (p.e. detectores de radiación infrarroja) a unos 70 K por medios pasivos (protegiendo para que no llegue calor por conducción ni por radiación solar, ni reflejada de la tierra (albedo) ni emitida por la tierra u otros cuerpos calientes)).

Ya en 1845 Faraday había logrado licuar todos los gases conocidos excepto seis: O_2 , N_2 , H_2 , CO , NO y CH_4 , que no licuaban ni a presiones de cientos de megapascals y temperaturas de hasta 163 K, por lo que se les denominó como gases permanentes. Pero en 1883 von Wroblewski en Polonia logró licuar oxígeno, refrigerándolo a presión con etileno hasta 137 K y pasándolo por un expansor. En 1898, Dewar (el inventor del frasco de doble pared al vacío, que lleva su nombre) consigue licuar el hidrógeno refrigerándolo a presión con aire líquido y expandiéndolo en una válvula. En esa última década del XIX se descubrieron todos los gases nobles y se consiguió licuarlos, excepto el helio, que no fue licuado hasta 1908, por Kamerlingh Onnes, refrigerándolo con hidrógeno líquido; fue él también quien en 1911 descubrió la superconductividad eléctrica de los metales. Todos los gases nobles pueden obtenerse por la destilación del aire líquido, pero (excepto para el Ar) a un coste muy alto, ya que su concentración en el aire seco es de 9300 ppm para el Ar, 18 ppm para el Ne, 5,2 ppm para el He, 1,1 ppm para el Kr y 0,1 ppm para el Xe.

Es importante notar que la eficiencia energética máxima de la refrigeración (ciclo de Carnot) disminuye al disminuir la temperatura, por lo que la refrigeración criogénica es muy ineficiente energéticamente (p.e. el rendimiento máximo para refrigerar a 10 K es menor de una milésima). Por otra parte, $c_p \rightarrow 0$ cuando $T \rightarrow 0$ y, p.e., con la evaporación de un gramo de helio se enfriaría un kilo de cobre de 15 a 10 K.

Las aplicaciones donde se requieren temperaturas criogénicas son múltiples. Aparte del trabajo de laboratorio, no sólo de carácter fundamental, sino aplicado p.e. a estudios de superconductividad o superfluidez, y de las aplicaciones médicas (sirve de anestesia y coagulante a la vez) y en detectores de radiación infrarroja y radioeléctrica (para evitar el ruido eléctrico de origen térmico), la criogenia se usa en ingeniería para la producción de oxígeno y para el almacenamiento y transporte de gases licuados (de He, H_2 , N_2 , O_2 , CH_4 , pues para transportar otros gases licuados como propano o butano basta usar recipientes presurizados a temperatura ambiente). Otras aplicaciones más exóticas son: para desguace de automóviles (el acero se hace quebradizo y se recupera fácilmente), para limpieza (destruye algunos enlaces, como entre la goma de mascar y los pavimentos plásticos, difíciles de romper por otros medios), y para obtener alto vacío, como en los simuladores espaciales, donde se enfría el aire ambiente (en realidad nitrógeno) con hidrógeno líquido hasta unos 20 K, en que solidifica el nitrógeno y la presión de sublimación es de $1,3 \cdot 10^{-8} \text{ Pa}$.

Las temperaturas criogénicas se consiguen con refrigeradores criogénicos de ciclo de gas como los descritos al final del apartado anterior, aunque en la práctica los pequeños usuarios suelen comprar directamente los fluidos criogénicos en criostatos (si es He se recoge y devuelve el gas, pues su coste es casi el 30%), y sólo los grandes usuarios industriales o científicos producen ellos mismos temperaturas criogénicas. El principio general es someter a un gas a expansiones isentálpicas a contracorriente, ya que el gas se enfría si su temperatura está por debajo de la de inversión. Partiendo de la temperatura ambiente se puede obtener así aire líquido, y por destilación fraccionada oxígeno líquido a 90 K y nitrógeno líquido a 77 K. Refrigerando el hidrógeno con nitrógeno líquido para llevarlo por debajo de los 205 K de su temperatura de inversión (la del nitrógeno es 625 K) se puede obtener el hidrógeno líquido a 22 K. Con este hidrógeno se puede enfriar helio (casi todo es He⁴) por debajo de los 50 K de su temperatura de inversión hasta licuarlo a 4 K. Bajando la presión de vapor del isótopo He³ (existe en la proporción de 1 ppm en el helio natural, y curiosamente, no tiene punto triple) se puede llegar a 0,5 K. Enfriando sales paramagnéticas a 1 K y desmagnetizándolas bruscamente se consiguen 10⁻³ K. Si se enfrían núcleos paramagnéticos hasta 10⁻² K y se desmagnetizan bruscamente se consiguen 10⁻⁶ K. La superfluidez es la propiedad que tienen las mezclas de helio ricas en el isótopo He⁴ por debajo de 2,17 K (transición de fase de tipo lambda) de fluir sin resistencia viscosa. La superconductividad es la propiedad que presentan algunos metales y muchas sales metálicas, por debajo de unos 10 ó 30 K, de no ofrecer resistencia al paso de la corriente eléctrica. Ya se han conseguido sustancias superconductoras por encima de 100 K, y si se lograran a temperatura ambiente ocasionarían una gran revolución en las aplicaciones electrotécnicas.

En los trabajos criogénicos, hay que tener presente que al enfriarse el aire húmedo se condensaría el vapor de agua dando gotitas o hielo de gran conductividad térmica con relación al aire (puede dar cortocircuitos en equipos eléctricos), por lo que los aislantes han de ir al vacío o presurizados con nitrógeno. Además, por debajo de 80 K también hay que eliminar el aire seco y trabajar en vacío, pues aun el aire seco condensaría.

Como aplicaciones criogénicas de mayor interés ingenieril se van a analizar con más detalle la licuación de gases (el proceso criogénico de mayor envergadura industrial) y el almacenamiento de gas natural licuado, el segundo proceso criogénico en importancia.

Licuación de gases

Desde el siglo XVII el oxígeno se venía utilizando en el laboratorio y en aplicaciones de respiración asistida, obteniéndose por descomposición del peróxido de bario o algún otro proceso químico. Sólo cuando se logró obtener industrialmente por destilación del aire líquido a principios de este siglo empezaron a desarrollarse sus aplicaciones ingenieriles: para el soplete oxiacetilénico, para la propulsión espacial (ya los cohetes V-2 llevaban más de 5 toneladas de oxígeno líquido), y para la obtención de acero (este proceso es el que más oxígeno líquido consume, necesitándose plantas de unas 1000 toneladas/día).

El proceso de licuación más importante, el del aire, es realmente complejo por todo el equipo de rectificación necesario para separar la mezcla, de la que se extraen el oxígeno y como subproducto el nitrógeno (los demás componentes suelen eliminarse con parte del nitrógeno).

Como el aire líquido ya no se comercializa (sólo el oxígeno y el nitrógeno por separado), se va a analizar en más detalle otro proceso de licuación de gases, el del gas natural, que aunque es una mezcla de muchos hidrocarburos ligeros (el metano es mayoritario) y a veces nitrógeno, no se rectifica (a pie de pozo sí se le quitan algunos componentes pesados y el nitrógeno si es apreciable, como en el del mar del Norte).

Los gases licuados suelen transportarse y almacenarse (para su posterior transporte, consumo o acumulación) a presión atmosférica, con el fin de evitar añadir a los problemas de aislamiento térmico criogénico (recipientes Dewar de doble pared al vacío) los de presurización (resistencia mecánica, control de presión). Téngase en cuenta que la demanda en las grandes redes de distribución de gas natural suele variar en más de 50 veces desde el valor en los picos a los valles.

En la Fig. 18.7a se ha representado la curva de equilibrio líquido-vapor de una sustancia criogénica típica como el metano. Suponiendo que se parte de la sustancia en condiciones atmosféricas (punto A) y se desea llevar la sustancia al estado líquido saturado a presión atmosférica (punto B), la Termodinámica enseña que en régimen estacionario el consumo energético mínimo (variación de exergía entre los estados A y B) será $P_{\min} = \dot{m}[(h_B - h_A) - T_A(s_B - s_A)]$, pudiéndose conseguir idealmente a través del proceso límite ACB (camino perfecto). Nótese que el área ACBGA corresponde precisamente al valor de ese consumo mínimo (es decir, el rectángulo $T_A(s_B - s_A)$ menos el área $\int T ds$ desde B a A, que es precisamente $h_B - h_A$). Pero el camino anterior es inviable; la compresión isoterma, que ya se sabe que de por sí es impracticable) conduciría a presiones también impracticables, y la gigantesca expansión isentrópica también resultaría irrealizable.

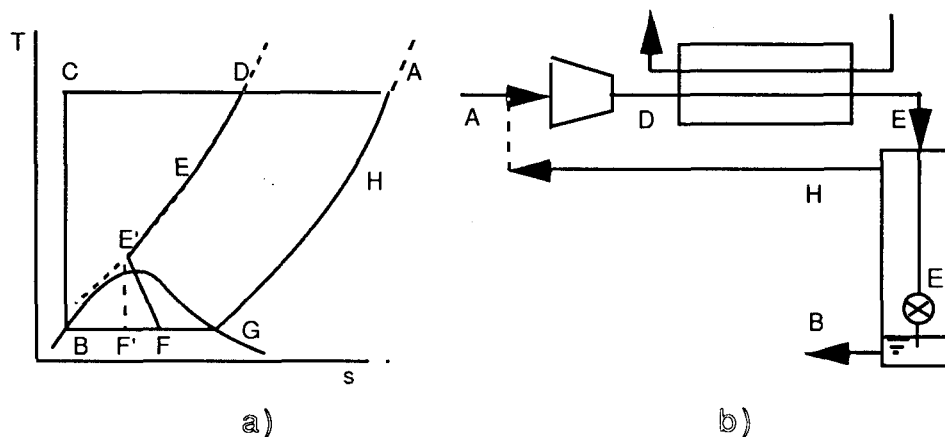


Fig. 18.7. Licuación de gases permanentes (método de Linde simple).

El camino que resulta más práctico es el ADEE'F, que consta de una compresión lo más isoterma posible AD (en realidad se aproximará por una serie de compresiones adiabáticas con refrigeración intermedia hacia la atmósfera), de una refrigeración a presión constante DE' (el tramo DE con una máquina refrigerante externa y el tramo EE' en el cambiador de calor del licuador propiamente dicho, como se esquematiza en la Fig. 18.7b) y de una expansión isentálpica E'F (pues, aunque si se utilizase un expansor isentrópico se llegaría a F' y la fracción licuada sería mayor, la complicación no compensa). En F se separan la fracción licuada FG/BG (en condiciones B y que ya constituye la salida de la planta de licuación) y la

fracción gaseosa BF/BG en condiciones G, que se hace circular a contracorriente para enfriar el gas a presión que entra al licuador en E', saliendo el gas a presión atmosférica del licuador en las condiciones H (nótese que si se mezcla H con A para formar un circuito de recirculación, variarán las condiciones de entrada a la etapa de compresión).

Considerando exclusivamente el licuador, suponiéndolo adiabático, con una entrada en condiciones E y dos salidas, una de fracción $x_F=BF/BG$ en condiciones H y otra $1-x_F$ en condiciones B, se demuestra fácilmente que la fracción licuada en función de la presión de entrada en E (para temperatura de entrada fija) presenta un máximo cerca de la curva de inversión (curva en la que $\partial T/\partial p|_h=0$). En efecto, del balance energético del licuador, se obtiene $1-x_F=(h_H-h_E)/(h_H-h_B)$, y como h_B es dato y h_H variará poco con la presión de entrada, h_E ha de ser mínima ($\partial h/\partial p|_T=-\partial h/\partial T|_p \partial T/\partial p|_h=0$, que es lo que se quería demostrar).

El rendimiento global de la planta (p.e. medido en masa licuada por unidad de energía invertida en la etapa de compresión más la consumida en el refrigerador externo) mejora si se hacen expansiones escalonadas con extracción del vapor (que se usa como refrigerante y se realimenta en el escalón de compresión correspondiente (método de Linde múltiple, pues se suele llamar método de Linde simple al proceso esquematizado en la Fig. 18.7), y todavía se mejora más si se extrae una fracción del gas a presión en E y se hace una expansión adiabática con realización de trabajo hasta la presión atmosférica para utilizarlo como refrigerante (método de Claude).

Modernamente, la refrigeración externa (DE en la Fig. 18.7) se hace con varios refrigeradores en cascada hasta temperaturas muy bajas, para maximizar la fracción licuada. Por ejemplo, en la planta de Arzew en Argelia, construida en 1964, se emplean tres refrigeradores, el primero de propano, el segundo de etileno y el tercero de metano; esta planta licúa 30 kg/s de gas natural, consumiendo 75 MW en los compresores. Ultimamente se utiliza un circuito refrigerante por el que circula una mezcla de hidrocarburos de uno, dos, tres y cuatro carbonos, los cuales se van auto-segregando a diferentes temperaturas para venir a dar una cascada como la anterior de tres sustancias puras.

Gas natural licuado

También es muy instructivo considerar la problemática del almacenamiento de gas natural licuado (GNL) en grandes depósitos; los normales de punta de línea son de 20 000 toneladas, pero los de almacenamiento intermedio son mucho menores.

El almacenamiento del gas natural no sigue las mismas pautas del gas ciudad, donde se usaban gigantescos depósitos flotantes de hasta 200 000 m³, porque el consumo es mucho mayor y no se daría abasto; por eso se almacena licuado (ocupa 600 veces menos), aunque hay que apuntar algunos métodos novedosos para no tener que sufrir los problemas de la criogenia, como son el almacenamiento en grandes cavernas naturales (yacimientos agotados) o artificiales (empujando una bolsa de agua subterránea o disolviendo una cavidad salina), normalmente entre 0,5 km y 1 km de profundidad.

Aunque el transporte marítimo también se hace en depósitos criogénicos³ y en un tiempo se propusieron canalizaciones criogénicas para su distribución, sólo ha prosperado la distribución por gasoductos: conducción de gas a presión y a temperatura ambiente. En 1987 el consumo total en España fue de $4 \cdot 10^9$ kg, procedente el 50% Argelia, el 30% de Libia y el 20% de España (el transporte en tierra se hace por tubería de 0,6 m de diámetro a 7,2 MPa, la distribución por tubería de 0,2 m a 1,6 MPa, y el consumo doméstico por tubería de unos 0,03 m a 1 kPa de sobrepresión). Hasta que en 1993 quede enlazada la red española de gasoductos con la europea (ya se ha contratado gas noruego y ruso) la mayor parte del gas se trae licuado y se regasifica en puerto (Barcelona y, en menor cuantía, Cartagena y Huelva).

Como ya se mencionó, los depósitos grandes no se presurizan (se tendría que mantener sólo una temperatura de 190 K a 4,5 MPa en lugar de los 111 K a presión normal) porque saldría más caro, aunque, como la evaporación es muy sensible a las pequeñas variaciones de presión atmosférica, se regula la presión para que el líquido siempre esté a una misma presión (se mantiene ligeramente presurizado ≈ 4 kPa por encima de la máxima anual).

El problema de las variaciones de presión atmosférica puede ser complicado. Por una parte, la cubierta superior del depósito ha de ser lo más liviana posible, así que se diseña para trabajar a una sobrepresión nominal de 6 kPa, por lo que si p.e. la presión ambiente baja 3 kPa, habrá que bajar también la presión interior, lo que implica bajar la temperatura de todo el GNL, vaporizando un poco. Por otra parte, el depósito ha de ser perfectamente estanco para evitar la entrada de aire cuando se extrae mucho gas (la presión puede llegar a unos 3 kPa por debajo de la atmosférica). Téngase en cuenta que el GNL es un combustible.

Los grandes depósitos de GNL constan de un vaso cilíndrico de hormigón de unos 30 m de altura por 40 m de diámetro, abierto por arriba e impermeable, donde va el líquido, y de una envoltura externa hermética, por el interior de la cual (techo, paredes y suelo) se pone una capa de aislante térmico de cerca de un metro de espesor (la parte más crítica es el suelo del vaso, pues el aislante debe soportar una carga de más de 200 kPa). Alrededor se dispone un muro de contención para caso de rotura.

Para el diseño, hay que tener en cuenta los problemas de las dilataciones (el diámetro de la vasija se reduce en 0,1 m al pasar de 300 a 100 K) y de materiales; el hormigón seco es permeable al líquido, cuya viscosidad es 7 veces menor que la del agua, pero al humedecerse y enfriarse se forma hielo que lo hace impermeable, aunque en cualquier caso se suele poner una delgada envoltura metálica para asegurar la impermeabilidad (de aluminio, acero inoxidable, acero al níquel o invar). Pese al aislamiento, el suelo debe ser calentado para que la tierra no se hiele y abombe y rompa los cimientos (se ponen resistencias eléctricas o tubos de aire caliente). Otro problema térmico es la inestabilidad fluidodinámica debida al calentamiento del suelo y el enfriamiento por evaporación arriba; si no se fuerza un poco de movimiento, llega un momento en que la estratificación se hace inestable y aparecen grandes movimientos convectivos, generándose 100 veces más de vapor que en el caso normal, que habría que evacuar rápidamente y tirar (o tratar de almacenarlo para volverlo a licuar posteriormente).

3. El primer buque metanero transportó GNL desde Argelia al Reino Unido en 1964. Véase p.e. Ffooks, R.C., "Natural gas by sea", Gentry Books, 1979.

Debido a la transmisión de calor, de los 10^7 kg de GNL de un depósito se evaporan unos 6000 kg/día, que hay que volver a licuar, pues, aunque una parte podría utilizarse para generar electricidad para la planta, hay que tener presente que el gas natural es una mezcla y se evaporan más los componentes volátiles, por lo que si no se vuelven a licuar puede resultar inaceptable el cambio de composición a largo plazo (los depósitos de temporada se llenan en verano para nivelar el valle de la demanda estival con el pico del consumo en invierno).

RECAPITULACION

1. Se presenta una visión general de las máquinas de refrigeración junto con un estudio de su desarrollo histórico.
2. Se analizan con más detalle las máquinas refrigerantes de compresión mecánica de vapor y de sus variantes y acoplamientos.
3. Se describen los principios básicos y el funcionamiento de los frigoríficos de absorción, sus ventajas e inconvenientes y sus características de utilización.
4. Se hace un estudio detallado de la refrigeración por expansión de gas, incluyendo sus variantes más usadas y algunos métodos especiales como el del tubo de Ranque.
5. Se hace una presentación general de la problemática de la criogenia, su desarrollo histórico, sus aplicaciones científicas y las dos aplicaciones industriales principales: la licuación de gases y el almacenamiento de gas natural licuado, que se describen con más detalle.

PROBLEMAS

- 18.1. Se trata de mantener un recinto de $6 \times 4 \times 3$ m³ a -23 °C estando el exterior a 30 °C, estimándose en 100 W.m⁻² el flujo de calor a través de paredes, suelo y techo. Se pide:
- a) Consumo energético mínimo (límite termodinámico).
 - b) Consumo energético cuando se utiliza una máquina de R-12 con salto mínimo de 5 °C a través de los cambiadores, y rendimiento isentrópico del compresor de $0,75$, calculando el gasto circulante.
 - c) Consumo energético cuando se utiliza una máquina de R-12 de doble etapa, con compresión y expansión intermedia a una única cámara, con salto mínimo de 5 °C a través de los cambiadores, y rendimiento isentrópico del compresor de $0,75$, calculando los gastos circulantes.
- Sol.: a) $\dot{Q}=10,8$ kW, $P_{\min}=\dot{Q}(T_1-T_2)/T_2=10,8(303-250)/250=2,3$ kW; b) $T=308$ K, $p=0,84$ MPa, $T=245$ K, $p=0,11$ MPa, $h_1=558$ kJ/kg, $h_2=596$ kJ/kg, $h_2=609$ kJ/kg, $h_3=452,5$ kJ/kg, $\dot{m}=10,8/(558-452,5)=0,1$ kg/s, $P=0,1(609-558)=5,2$ kW; c) $p_i=0,3$ MPa, $\dot{m}_{baja}=0,077$ kg/s, $P_{baja}=1,84$ kW, $\dot{m}_{alta}=0,11$ kg/s, $P_{alta}=2,57$ kW, $P_{total}=4,4$ kW.

18.2. Se desea mantener un recinto a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ en un ambiente a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. La entrada de calor por las paredes es de 1500 W y la debida a iluminación y otros aparatos internos es de 300 W . Se pide:

- Potencia mínima necesaria. Eficiencia energética máxima.
- Potencia mínima necesaria teniendo en cuenta un salto de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ en los cambiadores de calor.
- Potencia necesaria utilizando una máquina simple de compresión de vapor con refrigerante R-12. Rendimiento energético.
- Corregir c) incluyendo los $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ del salto de los cambiadores.
- Corregir d) incluyendo un rendimiento del compresor del 80% .
- Corregir e) incluyendo un sobrecalentamiento de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ del refrigerante a la salida del evaporador, recibiendo el calor de la atmósfera.
- Corregir f) suponiendo que el sobrecalentamiento no viene de la atmósfera sino del subenfriamiento del refrigerante a la salida del condensador.

Sol.: a) $P=131\text{ W}$, $\eta_x=1$; b) $P=201\text{ W}$, $\eta_x=$; c) $P=146\text{ W}$, $\eta_x=0,90$; d) $P=234\text{ W}$, $\eta_x=0,55$; e) $P=295\text{ W}$, $\eta_x=0,45$; f) $P=295\text{ W}$, $\eta_x=0,45$; f) $P=288\text{ W}$, $\eta_x=0,46$.

18.3. Se desea enfriar una corriente fluida desde T_1 a T_2 (sin cambio de fase) en dos escalones. Con un refrigerador, R1, se enfriará hasta T_i (intermedia entre T_1 y T_2) y con otro, desde T_i hasta T_2 . Se pide:

- T_i óptima suponiendo que ambas máquinas R1 y R2 son de Carnot.
- T_i óptima suponiendo que las máquinas tienen rendimiento proporcional al de Carnot.
- T_i óptima suponiendo máquinas de Carnot endo-reversibles con transmisión de calor proporcional al salto de temperatura en las fuentes.

Sol.: a) $T_i = (T_1 T_2)^{1/2}$; b) $T_i = T_1 / [1 - (\alpha/\beta)(T_1 - T_2)/T_2]^{1/2}$; c) $T_i = (T_1 T_2)^{1/2}$.

18.4. Se desea obtener una corriente de aire frío a $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a partir de la atmósfera, con una velocidad de 200 m/s en la sección de salida, que es de 20 cm^2 . Para ello se comprime el aire en un compresor de rendimiento adiabático $0,85$, enfriándolo a la salida con aire atmosférico en un cambiador de calor de rendimiento $0,7$. A continuación el fluido de trabajo pasa por otro cambiador de calor donde es enfriado hasta $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ por una corriente de amoníaco que entra a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, 500 kPa y sale a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, 1 atm . Finalmente tiene lugar una expansión en una turbina de rendimiento adiabático $0,87$, seguido de una expansión hasta la presión atmosférica en una tobera de rendimiento adiabático $0,96$. Sabiendo que las velocidades son pequeñas excepto posiblemente en la tobera, se pide:

- Gasto de aire refrigerado.
- Potencia mínima necesaria si como única fuente térmica se tiene la atmósfera.
- Presión que debe proporcionar el compresor.
- Temperatura a la entrada del cambiador de calor con el amoníaco.
- Gasto de amoníaco.
- Potencia consumida por la instalación.

Sol.: a) $\dot{m}=0,6\text{ kg/s}$; b) $P=15,6\text{ kW}$; c) $p=198\text{ kPa}$; d) $T=361\text{ K}$; e) $\dot{m}_{\text{NH}_3}=0,015\text{ kg/s}$; f) $P=28\text{ kW}$ más lo que consuma la máquina de NH_3 .

- 18.5. En una instalación deportiva se necesita, por una parte, evacuar 80 kW para mantener una pista de hielo a 0 °C y, por otra, calentar 0,5 kg/s de agua hasta 60 °C, para usos sanitarios, estando la atmósfera a 10 °C y 0,9.10⁵ Pa. Se desea calcular:
- El trabajo mínimo necesario en ausencia de otras fuentes térmicas.
 - La energía necesaria para calentar el agua en un calentador a gas, con rendimiento térmico del 80%, y la necesaria para hacer operar una máquina frigorífica que funciona con R-12, con un compresor de rendimiento isentrópico 0,85 y 5 °C de salto mínimo de temperatura en los cambiadores de calor.
 - El trabajo mínimo necesario si se usase una única bomba de calor (de Carnot).
 - El trabajo mínimo necesario si en el apartado c) se utilizase la máquina de R-12 descrita en b) como bomba de calor.
 - El trabajo mínimo necesario si se usasen dos bombas de calor (de Carnot) entre las temperaturas más convenientes.

Sol.: a) 11,24 kW; b) 131,25 kW, 7,88 kW; c) 19 kW; d) 38,6 kW; e) 15,42 kW.

- 18.6. Para deshumidificar una corriente de 0,25 m³/s de aire atmosférico de temperatura seca 35 °C y temperatura húmeda 30 °C, se hace pasar por el evaporador de una máquina refrigerante, saliendo a 15 °C. La máquina refrigerante es de R-12, opera entre unas temperaturas de cambio de fase de 0 °C y 50 °C y tiene un compresor de rendimiento 0,7. Se pide:
- Esquema de la instalación y diagramas termodinámicos de los procesos.
 - Calor intercambiado en el evaporador.
 - Cantidad de agua extraída.
 - Flujo másico de R-12 y eficiencia de la máquina refrigerante.
 - Potencia consumida.
 - Temperatura máxima a la que se podría calentar la corriente de salida de aire saturado.

Sol.: b) $\dot{Q}=18$ kW; c) $\dot{m}_{\text{agua}}=0,004$ kg/s; d) $\dot{m}_{\text{R-12}}=0,175$ kg/s, $\eta=2,65$; e) $P=6,8$ kW; f) $T=50$ °C.

- 18.7. Se desea obtener 100 kg/hora de nitrógeno líquido partiendo del gas en condiciones ambientes. Para ello se va a utilizar una cascada de 5 compresores que elevarán la presión hasta 15 MPa con rendimiento adiabático 0,86 (con enfriamiento intermedio hasta la atmósfera), y el licuador propiamente dicho, donde el nitrógeno pasa por un serpentín y descarga en una válvula hasta la presión atmosférica. Se pide:
- Potencia mínima necesaria (camino perfecto).
 - Presiones intermedias óptimas.
 - Fracción de gasto licuado.
 - Potencia necesaria.
 - Rendimiento exergético de la planta.

Sol.: a) 19,93 kW; b) 0,272 MPa, 0,742 MPa, 2,021 MPa, 5,506 MPa; c) 0,071; d) 20,76 kW; e) 9%.

- 18.8. Se desea obtener 20 kg/h de etileno líquido a 100 kPa a partir de gas a 30 °C y 100 kPa. El etileno (gas) se comprime isotérmicamente hasta 1 MPa. La expansión tiene un rendimiento adiabático de 0,6, y el gas que sale del licuador regresa a la entrada del equipo de compresores a temperatura ambiente. Se pide:

- a) Representación del proceso en el diagrama $T-s$.
 - b) Potencia mínima necesaria teniendo como única fuente térmica la atmósfera.
 - c) Potencia necesaria para la compresión.
 - d) Temperatura a la salida del expansor.
 - e) Sabiendo que se va a obligar a que la temperatura de entrada al licuador sea la misma que la de salida del expansor, calcular la fracción licuada.
 - f) Fracción que debe ser derivada hacia el expansor para conseguir las condiciones expuestas en e).
 - g) Potencia real consumida.
- Sol.: b) 3,8 kW; c) 0,2 MJ/kg; d) 232 K; e) 6,5%; f) 16%; g) 33,6 kW.

18.9. Se desea producir hielo seco a partir de CO_2 en condiciones ambientes. Se pide:

- a) Trabajo mínimo necesario.
- b) Trabajo mínimo necesario si se utiliza una instalación compuesta de tres compresores de rendimiento 0,8 con enfriamiento intermedio hasta 5°C por encima de la temperatura ambiente, y una válvula para la expansión brusca hasta la presión ambiente.
- c) Trabajo mínimo necesario si se utiliza la instalación de la Fig. P-18.9, compuesta de un compresor de rendimiento 0,7 que comprime de 100 kPa a 555 kPa, un enfriador con agua ambiente hasta 30°C , otro compresor de rendimiento 0,7, otro enfriador como el anterior, un refrigerador de amoníaco que enfría el CO_2 hasta -15°C con una eficiencia de 2,9, una válvula, un separador de vapor, otra válvula y la cámara de nieve, como se indica en la figura. Calcular también las relaciones de gasto másico circulante.

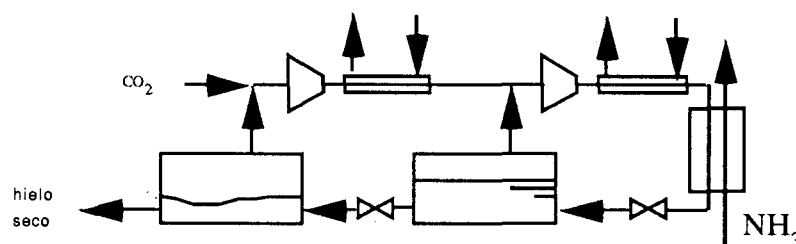


Fig. P-18.9.

Sol.: a) $w_{\text{mín}}=306$ kJ/kg; c) 750 kJ/kg, $\dot{m}_{\text{primer compr}}/\dot{m}_{\text{salida}}=1,68$, $\dot{m}_{\text{segundo compr}}/\dot{m}_{\text{salida}}=2,17$.

18.10. Para refrigerar un local a -10°C en un ambiente a 20°C se va a usar una máquina de R-12 con temperaturas de evaporador y condensador de -20°C y 30°C , respectivamente. El vapor sale del evaporador a -15°C , entra en un intercambiador de calor, saliendo a 18°C , pasa por el compresor, luego pasa por el condensador, de donde sale a 25°C , luego pasa por el otro lado del intercambiador de calor antedicho, y finalmente por la válvula de expansión que le da entrada al evaporador. Sabiendo que evacúa 9,65 kW del local y que consume 3,82 kW, se pide:

- a) Esquema de la instalación y diagramas $T-s$ y $p-h$ de la evolución.
- b) Presiones de funcionamiento.
- c) Gasto másico necesario.

- d) Rendimiento isentrópico de la compresión.
- e) Temperatura de entrada a la válvula.
- f) Diferencia de temperatura media logarítmica y área necesaria para el intercambiador, suponiendo que el coeficiente global de transmisión de calor es de $50 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

Sol.: b) $p_{\text{evap}}=150 \text{ kPa}$, $p_{\text{cond}}=745 \text{ kPa}$; c) $\dot{m}=0,068 \text{ kg/s}$; d) $\eta_c=0,60$; e) $T_v=4 \text{ }^\circ\text{C}$; f) $\Delta T=12 \text{ }^\circ\text{C}$, $A=2,3 \text{ m}^2$.

18.11. Una cierta instalación de calefacción solar con bomba de calor consta de los siguientes equipos. Los colectores solares, donde una corriente de agua de 1 litro por segundo recibe 20 kW, una bomba de circulación que da un incremento de presión de 5 m de columna de agua y un cambiador de calor donde se evapora freon 12, que es el fluido de trabajo de la bomba de calor, la cual opera entre 6 y 16 atm, siendo 0,8 el rendimiento adiabático del compresor. El condensador sirve para calentar una corriente de aire de 1 kg/s. Suponiendo que el rendimiento de los cambiadores de calor es 0,7 se pide:

- a) Temperaturas de funcionamiento de la bomba de calor.
- b) Temperaturas de entrada y salida en los colectores solares.
- c) Gasto circulante de R-12 y potencia consumida en el compresor.
- d) Temperatura de salida del aire.

Sol.: a) $\theta_{\text{ev}}=22 \text{ }^\circ\text{C}$, $\theta_{\text{con}}=62,2 \text{ }^\circ\text{C}$; b) 302 K, 297 K; c) $0,2 \text{ kg.s}^{-1}$, 5 kW; d) 324,6 K.

18.12. En una piscina cubierta climatizada se necesita renovar $1,3 \text{ kg/s}$ de aire. La entrada del exterior es a $5 \text{ }^\circ\text{C}$, $\phi = 0,2$, y la salida a $29 \text{ }^\circ\text{C}$, $\phi = 0,98$, siendo la presión ambiente 90 kPa. Para ahorrar combustible se piensa utilizar una bomba de calor de R-12, para recuperar el calor del aire eliminado. El compresor de la bomba es movido por un motor de explosión de cuatro tiempos que funciona a 1500 rpm, tiene una cilindrada de 950 cm^3 , una relación de compresión de 9, y alcanza una presión máxima de 40 kg/cm^2 .

Se desea calcular:

- a) Energía que hay que aportar en ausencia de la bomba de calor.
- b) Calor que debe proporcionar el combustible en el motor y trabajo al eje.
- c) Calor que es capaz de bombear la bomba de calor.
- d) Energía que hay que aportar, en total, usando la bomba de calor, sabiendo que el 90% del calor evacuado por el motor (refrigeración más escape) es aprovechado también mediante un cambiador de calor para calentar el aire a la entrada de la piscina.

Sol.: a) 104 kW; b) 7,95 kW, 4,4 kW; c) 103,4 kW.

18.13. Para un sistema de acondicionamiento de aire se utiliza una bomba térmica de R-12 cuyo compresor (volumétrico) tiene 1 litro de cilindrada total, funciona a 300 rpm y da una relación de presiones de 4, suponiéndose que tanto el rendimiento volumétrico como el isentrópico son la unidad.

El aire se toma de la atmósfera a 94 kPa, $5 \text{ }^\circ\text{C}$ y 20% de humedad relativa y, tras pasar por la bomba de calor y por un humidificador adiabático, sale a $23 \text{ }^\circ\text{C}$.

Sabiendo que los cambiadores de calor de la bomba requieren un salto mínimo de $5 \text{ }^\circ\text{C}$ y que ésta incorpora un intercambiador para subenfriar el condensado y a la vez sobrecalentar el vapor de R-12 en $5 \text{ }^\circ\text{C}$ antes de la entrada al compresor, se pide;

- a) Esquema de las evoluciones de R-12 y el aire húmedo en los diagramas $T-s$ y $h-w$, respectivamente.
 - b) Potencia necesaria, eficiencia energética y exergética de la bomba.
 - c) Gasto de aire.
 - d) Humedad relativa del aire a la salida y consumo de agua.
 - e) Trabajo mínimo necesario disponiendo libremente de la atmósfera.
- Sol.: b) 21,6 kW, 5,2, 0,79; c) 2,9 kg/s; d) 0,5, 0,024 kg/s; e) 1 kW.

18.14. Para el acondicionamiento de una nave industrial se toma 1,3 m³/s de aire atmosférico a 92 kPa, con temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo de 25 °C y 21 °C. Dicha corriente es enfriada en el evaporador de una bomba de calor hasta 10 °C, calentándose a continuación en el condensador de la bomba, la cual tiene un compresor de rendimiento adiabático 0,8 que bombea freon-12 desde 0,35 MPa hasta 1,5 MPa. Se pide:

- a) Esquema de la instalación y representación de los procesos en los diagramas termodinámicos apropiados.
- b) Humedad relativa, temperatura de rocío y densidad del aire a la entrada.
- c) Temperaturas del freon-12 en los cambiadores de calor y gasto circulante.
- d) Potencia consumida en la instalación.
- e) Estado del aire húmedo a la salida.
- f) Temperatura de saturación adiabática a la salida.

Sol.: b) $\phi_1 = 0,70$, $T_{R_1} = 19,4$ °C, $\rho_1 = 1,066$ kg/m³; c) $T_1 = 4$ °C, $T_2 = 60$ °C, $\dot{m}_{R-12} = 0,49$ kg/s; d) $P = 17,5$ kW; e) $p = 92$ kPa, $T = 56$ °C, $\phi = 0,07$; f) $T_{ad} = 24$ °C.

18.15. Se desea mantener a presión atmosférica un tanque esférico de 10 m³ de amoníaco en estado bifásico, para lo que será necesario compensar la entrada de calor del exterior, que tiene lugar a razón de 1 W.m⁻².K⁻¹. Para ello se toma un pequeño flujo de vapor de amoníaco, se comprime, y se condensa (enfriándolo con aire atmosférico) a 10 °C por encima de la temperatura ambiente, volviendo a introducir el amoníaco en el depósito a través de una válvula. Se pide:

- a) Esquema de la instalación y diagrama $T-s$ del proceso.
- b) Temperatura interior.
- c) Relación de presiones que debe dar el compresor.
- d) Temperatura de salida del compresor.
- e) Calor a evacuar.
- f) Calcular una aproximación lineal para la entalpía de vaporización del amoníaco, en la forma $h_{lv}(T)=A+BT$, con A y B constantes obtenidas a partir del modelo de estados correspondientes en los puntos $T_R=0,75$ y $T_R=0,85$.
- g) Calcular las entalpías de cambio de fase en el condensador y en el evaporador.
- h) Gasto másico circulante de amoníaco y potencia del compresor.
- i) Rendimiento exergético.

Sol.: b) $T_1=240$ K; c) 100 kPa, 1000 kPa; d) $T_2=400$ K; e) $\dot{Q} = 1,1$ kW; f) $h_{lv}=2594-4,7T$ kJ/kg con T en K; g) $h_{100}=1370$ kJ/kg, $h_{1000}=1166$ kJ/kg; h) $\dot{m}=0,001$ kg/s, $P=390$ W; i) $\eta_x=0,7$.