

# (sistrefrig2.php) Sistemas de Refrigeración - Evaluación de la eficiencia integral

## Objetivos.

Resumen termodinámico para entender como realizar la evaluación energética

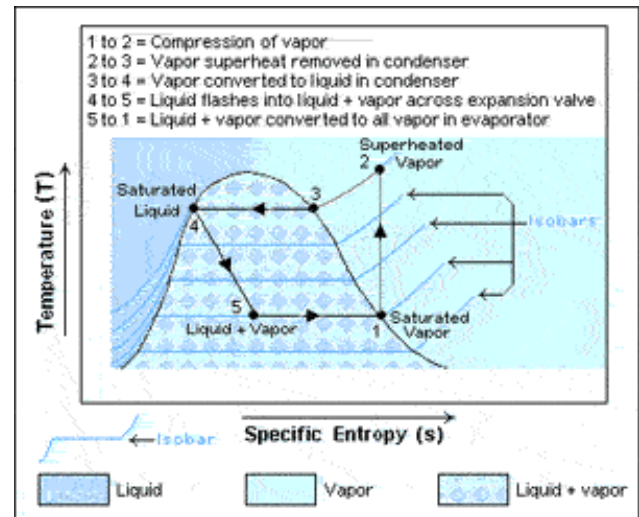
Volumen de refrigerante desplazado y capacidad frigorífica

Sistemas de Refrigeración funcionando como bomba de calor (bc) en la climatización. Diferencias respecto al Sistema de Refrigeración (f).

Pasos a dar para determinar la eficiencia energética del sistema de refrigeración

## Resumen

Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor son los más comúnmente usados. El principio de este sistema de refrigeración consiste en el enfriamiento por evaporación de un líquido refrigerante. Éste se mantiene en condiciones de presión tales que su evaporación ocurre a temperaturas menores que las del ambiente a enfriar. El fluido usado como refrigerante, que se encuentra en la fase vapor, vuelve a la fase líquida expulsando calor, con lo que se completa el ciclo. Para que el gas al condensarse entregue calor al medio ambiente, la temperatura a la cual ocurre este proceso debe ser superior a la del ambiente y obviamente muy superior a la del líquido que está evaporando. Esta mayor temperatura de condensación se consigue aumentando la presión del gas.



Se necesita, entonces, un compresor para elevar su presión (y temperatura) y un elemento de control que permita la caída de la presión del líquido que será evaporado. Los otros elementos que constituyen el sistema de refrigeración y que en la página anterior he explicado, son el evaporador, donde se produce la evaporación del líquido y la absorción de calor; y el condensador, donde se condensa el gas comprimido y caliente, disipando calor al medio ambiente (puede ser aire o agua).

La capacidad de refrigeración de un equipo está dada por el **calor absorbido en el evaporador (QB)**. En cambio, la carga de refrigeración corresponde a la energía térmica que contiene el medio que se desea refrigerar.

El trabajo ejercido por el compresor sobre el fluido refrigerante (**W**) puede estimarse como la diferencia entre el calor disipado por el condensador (**QA**) y el calor absorbido por el evaporador (**QB**).

El calor absorbido en el evaporador (**QB**), el calor expulsado en el condensador (**QA**) y la potencia o trabajo ejercido sobre el fluido refrigerante (**W**), pueden ser calculados de acuerdo a las variaciones de la entalpía del refrigerante en las distintas etapas del ciclo, suponiendo que las válvulas de expansión son isoentálpicas (entalpía constante).

Consultando un texto sobre termodinámica, se pueden extraer las ecuaciones que nos ayudarán a evaluar el proceso, las que vienen representadas por:

$$QB = m(h_1 - h_5)_{\text{evap}} = m(h_1 - h_4)_{\text{exp}}$$

$$QA = m(h_2 - h_4)_{\text{cond}}$$

$$W = m(h_2 - h_1)_{\text{comp}}$$

m : flujo de refrigerante en unidades de masa, masa/tiempo

hi : entalpías en los distintos puntos indicados en las Figura anterior

Los ciclos reales se alejan en la práctica de los ciclos teóricos y esto es debido a que las sustancias no se comportan en los estados ideales sobre los cuales se define la teórica del proceso. Esta realidad se comprueba en las siguientes etapas del ciclo:

- a) La compresión no sigue exactamente un proceso adiabático, ya que se producen pérdidas de calor del gas refrigerante en el compresor.
- b) Los procesos de condensación y evaporación no son isobáricos debido a las pérdidas de carga por fricción.
- c) Existe normalmente un pequeño subenfriamiento del líquido que llega a la válvula de expansión y un sobrecalentamiento del vapor que llega al compresor. Esto ya los hemos revisado anteriormente.

El coeficiente de operación (COP) nos da una idea de la eficiencia con que está operando el sistema de refrigeración. Este se define como:

$$\text{COP} = Q_B / W = (h_4 - h_1)_{\text{evp}} / (h_2 - h_1)_{\text{comp}}$$

Este coeficiente de operación es aplicable de la misma forma tanto al ciclo ideal como al ciclo real. En la práctica, si no se conocen con precisión las condiciones de P y T en punto 2, para el cálculo de h2 y W, estas variables se pueden determinar considerando compresión isentrópica y aplicando posteriormente la corrección correspondiente por medio de la eficiencia isentrópica ( $n_s$ )

$$W = W_s / n_s$$

donde  $W_s$  es el trabajo isentrópico, para lo que hemos asumido que  $s_1 = s_2$ . Conocida la eficiencia isentrópica, calculamos el trabajo real W.

También se puede calcular la potencia activa que desarrolla el motor eléctrico, si este es el caso, conocida su tensión eléctrica, (V) volt, la corriente nominal (I), amp y el factor de potencia (cos f) que toma el motor. Teniendo en cuenta si el motor es monofásico o trifásico, esta puede ser calculada por la expresión:

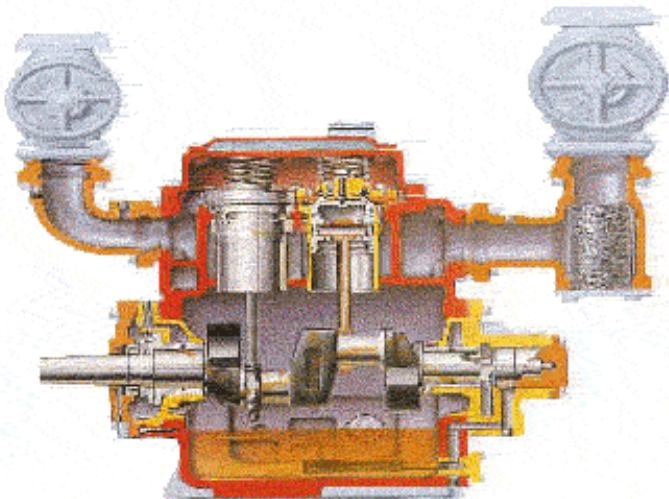
$$\text{monofásico } P = (V, \text{ volt}) * (I, \text{ amp}) * (\cos(f))$$

$$\text{trifásico } P = 1.7321 [(V, \text{ volt}) * (I, \text{ amp}) * (\cos(f))]$$

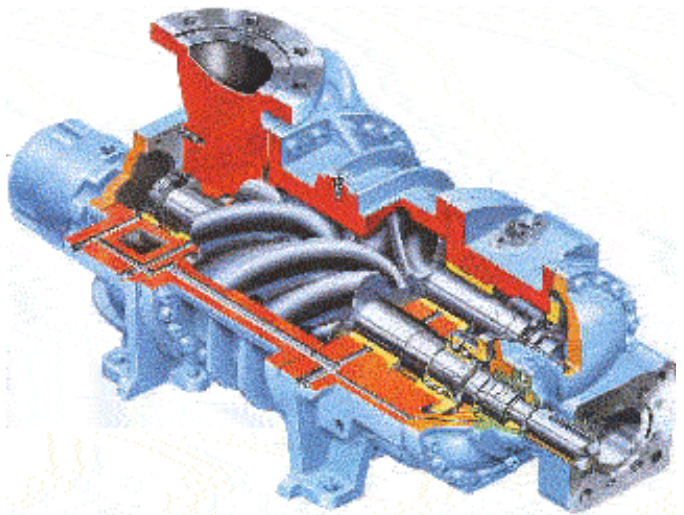
### Volumen de refrigerante desplazado y capacidad frigorífica.

Para completar el análisis energético del sistema, además de determinar los parámetros y variables termodinámicas del comportamiento del amoníaco en el Sistema de Refrigeración, necesitamos conocer el volumen desplazado y la masa de refrigerante que circula por el sistema. Conocida la masa de refrigerante que circula, en lb/h y el calor absorbido en el evaporador, en Btu/lb, se calculará la capacidad frigorífica, en toneladas de refrigeración.

En los sistemas de mediana y gran capacidad, se instalan diferentes tipos de compresores, entre ellos: los reciprocantes o de pistones, los de tornillos, los compresores scroll, los centrífugos, mencionando los tipos más empleados.



Compresor\_Alternativo



Compresor\_Tornillo

El volumen desplazado de refrigerante es función de la capacidad, tipo de compresor y de las condiciones del refrigerante en la succión. Hoy en día es muy corriente, que en los sistemas de mediana y gran capacidad se monitoree el flujo de refrigerante, a través de un sistema de medición, compuesto bien por un metro rotativo de flujo, o por toberas, platillos, tubos pitot, venturis, etc. Estos elementos de medición y sus convertidores, transmiten una señal eléctrica hasta un PLC o autómatas. El autómatas traduce la señal en el dato operativo que se requiere, en

unidades de volumen o masa por unidad de tiempo.

En los casos en que no se disponga de la medición del flujo del refrigerante, podría calcularse, según el tipo de compresor. Para los compresores alternativos, conocido el diámetro del pistón, plg (D), la longitud de la carrera, plg (L), del número de rev por min o rev por hora (n), la cantidad de pistones (N), el rendimiento volumétrico de la compresión  $n_v$  y las características del volumen aspirado en la succión del compresor, puede calcularse el volumen que este desplaza, instantáneamente. Es normal que los sistemas tengan instalados un control de capacidad, por lo que existirán diferentes etapas de marcha, en ritmo con la demanda. Es por eso que las mediciones y cálculos son representativos para las condiciones instantáneas en que se han tomado los parámetros de temperatura, presión y flujo de refrigerante. Se recomienda tomar varias lecturas y mediciones de los parámetros y variables termodinámicas, cada juego considerando diferentes marchas. Así el comportamiento energético y los indicadores de eficiencia que resulten de los cálculos, serán representativos de las variantes operativas del sistema.

Nota: Expresiones para determinar el volumen desplazado y la masa de refrigerante si el tipo de compresor es alternativo.

$$V_d = N[0.785(D)^2 \cdot L \cdot 2n \cdot n_v] = \text{pie}^3/\text{min o pie}^3/\text{h}$$

La masa de refrigerante es igual al desplazamiento anterior  $V_d$ , dividido entre el volumen específico del vapor en la succión del compresor.

$$\text{Masaref} = (V_d/v_{\text{gasat}}) = \text{kg}/\text{min o kg}/\text{h}$$

$$\text{Frigorias} = (\text{Masaref}) \cdot (\text{QB}) = \text{frigorias}/\text{min o frigorias}/\text{h}$$

Una relación de eficiencia, empleada para medir el comportamiento energético de los sistemas de refrigeración, es Energy Efficiency Ratio (EER): Es la relación entre las unidades de energía de enfriamiento QB, expresada en BTU/h y la potencia instalada en el sistema en Watt para un punto instantáneo de operación. Este coeficiente, al igual que el COP, también es mayor que la unidad.

$$\text{EER} = (\text{QB, BTU}/\text{h}) / \text{Watt}$$

Nota: El EER toma en cuenta la potencia instalada y el calor absorbido instantáneo frío desarrollado.

Las normas internacionales que se establecen para la producción y desarrollo de nuevos sistemas de Aire Acondicionado, obligan a que los sistemas para este tipo de aplicación tan difundida se fabriquen con mayor eficiencia. Un parámetro que evalúa el comportamiento energético integral de los sistemas de Aire Acondicionado es el Relación Estacional de la Eficiencia Energética - Seasonal Energy Efficiency Ratio (SEER):

Definido por el Air Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute en su standar ARI 210/240 del 2008 para el Coeficiente de Comportamiento Estacional de un Aire Acondicionado o una Bomba de Calor. El SEER es la cantidad de unidades de BTU de enfriamiento que se generan durante un periodo o estación del año, dividido por el consumo total de energía eléctrica expresado en Watt-horas que se ha empleado en igual periodo. Esta relación tiene valores superiores a la unidad y actualmente las normativas en USA establecen valores SEER=24.

$$\text{SEER} = (\text{QB, BTU}/\text{año}) / \text{Watt-h}$$

Nota: El SEER toma en cuenta el consumo de energía y el calor absorbido en un periodo o estación de un año

Existe una relación entre EER y SEER para los sistemas centrales residenciales que se muestra a continuación:

$$\text{EER} = 0,85 \times \text{SEER}.$$

Otro parámetro que se emplea para diagnosticar el comportamiento del equipamiento, es el porcentaje de aprovechamiento del evaporador (PAE) es una medida de la eficiencia lograda en el uso del evaporador. Se define como:

$$\text{PAE} = x/l$$

donde l es el largo del evaporador,

y x es la distancia donde está ocurriendo la evaporación, medida desde la entrada y hasta el punto en que la evaporación cesa. De acuerdo al tipo de evaporador y la instrumentación con la que se ha dotado al sistema, hay diferentes formas de medir el valor x. La evaporación cesa en el punto en que la temperatura del vapor deja de ser constante y pasa a recalentarse.

La eficiencia volumétrica del compresor se define como:

$$n_{\text{vol}} = (m \cdot v_1) / (vD)$$

m : flujo de refrigerante en unidades de masa, masa/tiempo

$v_1$  : volumen específico en punto 1

$vD$  : volumen desplazado por el pistón por unidad de tiempo

Las unidades prácticas de capacidad de refrigeración son:

la tonelada de refrigeración, la kilocaloría y la frigoría. La equivalencia entre estas dos unidades es la siguiente:

$$\begin{aligned}1 \text{ ton} &= 288\,000 \text{ BTU/día} = 12\,000 \text{ BTU/h} = 200 \text{ BTU/min} \\1 \text{ ton} &= 3024 \text{ kcal/h, frigorías/h} \\1 \text{ ton} &= 3,517 \text{ kw frigorífico}\end{aligned}$$

**Sistemas de Refrigeración funcionando como bomba de calor (bc) en la climatización. Diferencias respecto al Sistema de Refrigeración (f).**

En los ciclos ideales (Carnot) el coeficiente de comportamiento se mide como:

$\text{COP}_{(f)\text{teor}} = T_2/(T_2-T_1)$  operando el sistema en el servicio de refrigeración, donde absorbe el calor en el evaporador y cede el calor en el condensador.

$\text{COP}_{(bc)\text{teor}} = T_1/(T_2-T_1)$  operando el sistema en el servicio de climatización, como bomba de calor, donde absorbe el calor en el condensador exterior y cede el calor en el evaporador interior.

En ambas expresiones, para determinar el COP, las temperaturas se expresarán en grados absolutos o grados Kelvin ( $1^\circ\text{C} = 1.8^\circ\text{F} = 273^\circ\text{K}$  ó  $1^\circ\text{F} = 0.55^\circ\text{C} = 150.15^\circ\text{K}$  ó  $1^\circ\text{K} = 3.66 \text{ E-}03^\circ\text{C} = 6.6 \text{ E-}03^\circ\text{F}$ )

Lo que define el ciclo teórico, es que los procesos son reversibles, significando que no existen rozamientos ni pérdidas mecánicas, no existen diferencias finitas de temperatura, de presión ni potencial químico en los procesos de transferencia de calor. Esto es totalmente ideal.

En la realidad, todos los procesos son irreversibles y hay que entender su eficiencia energética como un conjunto de acciones técnicas para evitar operar alejados de la idealidad y tender a reducir lo más posible la brecha entre la operación real y la ideal.

$\text{COP}_{(f)\text{pract}} = a[T_2/(T_2-T_1)]$  operando el sistema en el servicio de refrigeración, donde absorbe el calor en el evaporador y cede el calor en el condensador.

$\text{COP}_{(bc)\text{pract}} = a[T_1/(T_2-T_1)]$  operando el sistema en el servicio de climatización, como bomba de calor, donde absorbe el calor en el condensador exterior y cede el calor en el evaporador interior.

Donde  $a$  es un coeficiente por falta de condiciones ideales, (actividad) es decir, mide el alejamiento de las condiciones ideales. Este coeficiente y por experiencia, varía entre 0.4 en máquinas pequeñas a 0.65 en compresores de gran capacidad y potencia. El  $\text{COP}_{\text{pract}}$  es una manera empírica de calcular el  $\text{COP}_{\text{real}}$ .

Se define el  $\text{COP}_{\text{global}}$  en energía primaria como aquel que incluye o engloba los distintos rendimientos y el  $\text{COP}_{\text{pract}}$ .

$$\text{COP}_{(f)\text{global}} = E_1 \cdot E_2 \cdot a [T_2/(T_2-T_1)]$$

$$\text{COP}_{(bc)\text{global}} = E_1 \cdot E_2 \cdot a [T_1/(T_2-T_1)]$$

El COP Medio Estacional COP ME

Las condiciones de la fuente fría y del foco o fuente caliente van variando durante el tiempo, y en consecuencia las temperaturas del fluido refrigerante al intercambiar calor con las fuentes también varían. Asimismo, puede que sea preciso aportar al sistema otras energías adicionales a las del compresor. Luego:

$\text{COP ME}_{(f)} = (Q_B)/(W+W')$ . Es el calor absorbido en el evaporador dividido entre la suma de las energías o potencias suministradas al sistema, la de compresión del refrigerante ( $W$ ) y el resto incluido ( $W'$ ), ambas en forma de trabajo eléctrico.

$\text{COP ME}_{(bc)} = (Q_A)/(W+W')$ . Invirtiendo los focos donde se cede y se absorbe el calor.

Como taller para una mejor comprensión de lo anterior, procedo a realizar un ejemplo:

Datos

Compresor frigorífico

Temperatura del refrigerante primaria requerida =  $23^\circ\text{F}$  ( $-5^\circ\text{C}$ ,  $268^\circ\text{K}$ )

Temperatura de la corriente que absorbe calor en el condensador =  $95^\circ\text{F}$  ( $35^\circ\text{C}$ ,  $308^\circ\text{K}$ )

Temperatura del refrigerante amoníaco en el evaporador =  $14^\circ\text{F}$  ( $-10^\circ\text{C}$ ,  $263^\circ\text{K}$ )

Temperatura del refrigerante amoníaco en el condensador =  $105^\circ\text{F}$  ( $40^\circ\text{C}$ ,  $313^\circ\text{K}$ )

Asumimos un coeficiente de actividad  $a$  de 0.5 por el tipo medio del compresor.

Rendimiento del motor eléctrico es 0.9

Rendimiento promedio de la transformación termoeléctrica del F/O en electricidad = 0.35

Con los datos anteriores calcularé:

COP	Teórico	Práctico	Global
<b>frigorífico</b>	$268/(308-268)=6,7$	$0.5[263/(313-263)]=2.63$	$0.9*0.35*2.63=0.828$
<b>bomba de calor</b>	$308/(308-268)=7,7$	$0.5[313/(313-263)]=3.13$	$0.9*0.35*3.13=0.986$

Como se observa, el empleo del sistema de refrigeración para climatización como bomba de calor, ofrece unos rendimientos en base combustible primario cercano a la unidad. Casi todo el F/O primario, requerido para generar la electricidad que mueve el motor eléctrico del compresor, se ha convertido en energía útil, aprovechándose el 98 % de la energía primaria. No existe otra máquina capaz de aprovechar tan alto porcentaje de energía primaria, por lo menos hasta el día de hoy.

### Pasos a dar para evaluar la eficiencia energética del sistema de refrigeración.

Convencidos que estamos frente a uno de los sistemas energéticos de mayor demanda en el consumo de energía, es razonable establecer un control de su operación. Para realizar el control se requiere que el sistema tenga instalado los medios de diagnósticos imprescindibles, con el objetivo de poder medir los parámetros de presión y temperatura en los principales puntos del ciclo térmico. Debido a la amplia gama de capacidades, lo que sigue se refiere a sistemas de mediana y gran capacidad, 30 kw de refrigeración en adelante. No obstante lo establecido anteriormente, este procedimiento podrá ser aplicado, si es interés del usuario, hasta un pequeño aire de ventana, siempre y cuando pueda tomar los parámetros básicos que miden el comportamiento del equipo.

Puntos comunes donde se miden los parámetros de operación, (los básicos en rojo):

Punto	Ubicación	Estado Refrigerante*	Instrumento	Medición	Corriente o flujo
1	Succión compresor	vapor recal	Manómetro	Presión man.	Refrigerante
			Termómetro	Temperatura	Refrigerante
2	Descarga compresor	gas recal	Manómetro	Presión man.	Refrigerante
			Termómetro	Temperatura	Refrigerante
3	Entrada evaporador	vapor sat	Manómetro	Presión man.	Refrigerante
			Termómetro	Temperatura	Refrigerante
4	Salida evaporador	vapor recal	Manómetro	Presión man.	Refrigerante
			Termómetro	Temperatura	Refrigerante
5	Recipiente de líquido	líquido (liq en eq. con vapor)	Manómetro	Presión man.	Refrigerante
6	Antes válvula de expansión.	líquido subenfriado	Termómetro Visor	Temperatura observación	Refrigerante Refrigerante
7	Temperatura ambiente		Termómetro	Temperatura	Aire ambiente
8	Presión atmosférica		Manómetro	Presión man.	Medio ambiente
9	Entrada condensador	gas recalentado	Termómetro	Temperatura	Fluido que enfría el refrigerante

10	Salida condensador	liquido (liq en eq. con vapor)	Termómetro	Temperatura	Fluido que enfría el refrigerante
11	Flujo		Anemómetro - metro	Flujo	Fluido que enfría el refrigerante
12	Temperatura entrada evaporador		Termómetro	Temperatura	Fluido enfriado por el refrigerante
13	Temperatura salida evaporador		Termómetro	Temperatura	Fluido enfriado por el refrigerante
14	Flujo		Anemómetro - metro	Flujo	Fluido enfriado por el refrigerante
15	Temperatura zona enfriada		Termómetro	Temperatura	Ambiente refrigerado
16	Tensión eléctrica motor		Voltímetro	voltaje	Fluido eléctrico
17	Intensidad eléctrica motor		Amperímetro	amperaje	Fluido eléctrico
18	Factor potencia		Fasímetro	cos f	Fluido eléctrico

\* Para determinar las propiedades termodinámicas de los refrigerantes, en las fases líquida o saturada, se requiere conocer los valores de la temperatura para que el procesador php encuentre las variables de estado para el punto de interés, incluyendo el valor de presión psia. En la zona en que el refrigerante se encuentra en la fase recalentado, es imprescindible conocer ambos parámetros (temperatura y presión).

Como estos procesos son muy dinámicos, en la medida que se tomen un número mayor de mediciones y se seleccionen estadísticamente los mismos, el resultado se acercará más a la realidad de lo que viene ocurriendo. Si se almacenan los datos reportados durante la evaluación y se compraran en el tiempo, se podrán apreciar las tendencias y con ello predecir soluciones oportunas.

No todos los sistemas tienen instalados los instrumentos que detalla la Tabla anterior, ni tampoco para realizar la evaluación de un sistema es obligatorio contar con todos, tal y como ya se ha destacado en la propia Tabla. De hecho algunos de ellos por lo general son instrumentos portátiles y se emplean ocasionalmente, como son los anemómetros, metros de flujo y barómetros. Los sistemas de mediana capacidad tienen instalados un mínimo de instrumentos y los sistemas pequeños, ninguno. Por ejemplo los aire de ventana pequeño, o los splits, de amplio uso doméstico y comercial, no tienen instalado ninguno de estos instrumentos. Para evaluar los sistemas pequeños y de mediana capacidad, es muy común montar instrumentos portátiles, que forman parte del kit de herramientas de los técnicos de refrigeración, como son los juegos de manómetros de baja y alta, el amperímetro o metro eléctrico, los termómetros de sondas de inmersión y contactos y los detectores de fugas.

En ocasiones y en función del alcance del servicio de mantenimiento, reparación o si se exige la certificación, se llevan estos equipos a laboratorios equipados, donde existe los instrumentos adecuados y calibrados. Los equipos se montan en bancos de pruebas y se someten a regímenes de carga pre-establecida, para saber su capacidad y eficiencia real.

La idea que desarrollo en esta serie de páginas, es la de que conocida la temperatura (y presión en la zona recalentada del refrigerante) se puedan determinar las variables de estado para los diferentes puntos característicos del sistema. Con el juego de datos impresos por el procesador, se realizarán los cálculos de los indicadores QB, QA, W, COP y el flujo de refrigerante (m). El valor del flujo másico de refrigerante puede calcularse, conocido el trabajo realizado por el motor eléctrico sobre el compresor y sus parámetros operacionales, para lo que es necesario medir los parámetros de corriente y la eficiencia que el motor desarrolla.

Los parámetros principales de eficiencia se basarán en determinar el COP<sub>real</sub> y la relación EER.

Con una toma de datos superior, incluyendo los otros fluidos que interactúan y complementan al sistema de refrigeración, podemos diagnósticar el comportamiento de los sistemas auxiliares. Me refiero al aire o agua de

enfriamiento durante la condensación y a las corrientes o materias refrigeradas. Esta información se emplearía para evaluar los procesos de condensación y evaporación así como el equipamiento que los lleva a cabo, entre ellos los condensadores, evaporadores, sistemas de intercambio de calor y de bombeo de líquido.

Para poder llegar al final de este proyecto, evaluar la eficiencia energética del sistema, es necesario contar con la información de los parámetros y variables de estado del refrigerante, para lo que he automatizado las Tablas del Amoniaco en las 3 fases posibles, líquida, saturada y recalentada. Posteriormente extenderé este sistema de evaluación, a otros refrigerantes sintéticos, ampliamente utilizados en la actualidad.



Sobre el Autor: René Ruano Domínguez tiene más de 30 años de experiencia en actuaciones en sistemas y equipos energéticos, tanto en los que utilizan energía fósil como fuentes renovables. Se inició como operador, posteriormente tecnólogo y Gerente Técnico en la Industria de Conversión y Refinación de los Combustibles. Ha sido fundador y Gerente Técnico de varios Equipos de Ingeniería Energética dirigidos al Proyecto, Montaje y los Servicios Técnicos en los Sistemas de Calor y Frío, abarcando la generación, distribución y uso del vapor y el agua caliente en mediana y pequeñas instalaciones, hasta 10 bar de presión; y en los sistemas de Frío las bajas temperaturas (refrigeración y producción de hielo industrial), medianas temperaturas (conservación) y altas temperaturas (Aire Acondicionado) para instalaciones industriales y comerciales. Ha realizado múltiples actuaciones en proyectos, ejecución y servicios de Ingeniería Energética General.