

ÍNDICES ENERGÉTICOS EN ENFRIADORAS DE AGUA PARA FINES DE CONFORT

MSc. Jorge Luis Lamas Acevedo¹

1. Universidad de Matanzas – Sede “Camilo Cienfuegos”, Vía
Blanca Km.3, Matanzas, Cuba. jorge.lamas@umcc.cu”

Resumen

Se realiza un análisis de los diferentes índices energéticos aportados por los fabricantes de enfriadoras de agua para ser usados en sistemas centralizados de aire acondicionado con fines de confort empleando el sistema de compresión de vapor. Se caracterizan los puntos de mediciones necesarios para llevar a cabo la evaluación de dichas enfriadoras en una instalación real y los problemas que entrañan realizar estas mediciones producto de la influencia de agentes externos a la enfriadora. Se resalta la importancia del conocimiento y obtención de estos índices como una forma de poder valorar el trabajo real de las mismas contribuyendo de esta manera al aumento de la eficiencia del sistema y a la reducción de los costos que esto conlleva.

Palabras claves: *Enfriadoras de agua; consumo energético; eficiencia; índices energéticos.*

Las enfriadoras de agua, conocidas en el sector de la climatización como *chillers*, son ampliamente utilizadas en los sistemas centralizados de climatización que abarcan las más variadas capacidades frigoríficas, las cuales oscilan entre 15 y 1650 kW, por lo que están presentes desde un casa familiar hasta grandes instalaciones como hoteles, edificios condominios, aeropuertos, teatros, etc. En nuestro país, la norma cubana (Norma Cubana, 2010) plantea la preferencia en el uso de estos sistemas con enfriadoras de agua por encima de la climatización distribuida en instalaciones turísticas categorizadas con 4 ó 5 estrellas, por lo que el desarrollo en este sector de la economía ha traído consigo la amplia presencia de las mismas en el mercado cubano, además de las ventajas que representa en cuanto a su eficiencia, flexibilidad y facilidades de operación que permitan trazar estrategias en su funcionamiento.

Esto equipos de refrigeración trabajan siguiendo el ciclo inverso de *Carnot*, donde una sustancia refrigerante primaria se condensa y evapora para posteriormente ser comprimida. Están compuestas por uno (o varios) circuito(s) frigorífico(s) integrado por sus cuatros elementos fundamentales que son: compresor, condensador, elemento de expansión y evaporador, siendo el primero de ello el corazón de la enfriadora y el de mayor consumo energético, por lo que la eficiencia de estos equipos dependen en gran medida del correcto funcionamiento de ellos. Además pueden incorporar, en algunos casos, recuperadores de calor en la zona de sobrecalentamiento del compresor para el calentamiento de agua sanitaria y economizadores que no son más que intercambiadores de placa, preferiblemente, que se ubican en la salida del condensador con el fin de lograr un aumento de la potencia frigorífica a la vez que logran reducir el consumo energético de ellos.

Las enfriadoras disponen de un potente sistema eléctrico y electrónico que garantizan el funcionamiento seguro de las mismas. Tiene como función, a partir del consumo de energía, el enfriamiento de un refrigerante secundario, que en este caso es agua, la cual se hace circular por una red de tuberías hasta las diferentes unidades terminales con el objetivo de lograr las condiciones termohigrométricas del aire que garanticen las condiciones de confort requeridas.

Entre sus ventajas están su operación totalmente automática y fácil mantenimiento, que unido a la reducida área que ocupan en las instalaciones hacen de esta tecnología una atractiva oferta en el mundo de la climatización. No obstante, en la literatura especializada en el tema se reconoce que estos equipos son grandes consumidores de energía, representando hasta un 65 % del gasto total en instalaciones hoteleras y edificios públicos o privados, por lo que conocer su funcionamiento y evaluar su desempeño, será vital para disminuir los gastos operacionales en cualquier instalación, así como reducir el calentamiento global que estos equipos provocan de manera directa e indirecta al medio ambiente.

Las enfriadoras de agua después de construidas son probadas en bancos de pruebas donde se simulan las condiciones para las cuales fueron diseñadas, es decir para temperaturas del aire o agua, según sea el agente de condensación y temperaturas del agua helada de entrada

al evaporador entre 6 y 7 °C y salida del mismo entre 11 y 12 °C. Entonces, podríamos preguntarnos, si la enfriadora que hemos adquirido para esas condiciones, ¿va a trabajar siempre dentro de estos parámetros? La respuesta como se puede intuir es no, ya que se plantea con frecuencia que los *chillers* operan (Comunian, 2013) por debajo del 50% de su carga máxima y que en un 99% de la horas de operación estos lo realizan fuera de las condiciones nominales de funcionamiento, las cuales solo se cumplirán bajo una situación ideal, aunque se trata de un marco referencial para el funcionamiento de las mismas. Entre las condiciones más comunes y habituales (IDAE, 2007) que se presentan en una instalación real que impiden la operación en condiciones de diseño destacan la variabilidad meteorológica del ambiente exterior y de las ganancias internas y externas de calor de la edificación, la primera de ella difícilmente controlable por los operadores de la instalación y la segunda, aunque no se tenga un total dominio de esas ganancias, si se pueden atenuar. La tercera de estas condiciones es el funcionamiento defectuoso de elementos y componentes de la instalación.

Cuando se desea realizar la evaluación energética de una enfriadora o cualquier otro sistema de refrigeración debemos efectuar una serie de mediciones lo más real y ajustado al funcionamiento de la máquina. Para ellos nos auxiliamos del diagrama termodinámico presión-entalpía del refrigerante que evoluciona en la enfriadora de agua y que se muestra en la figura 1. Mediante él se pueden obtener las diferentes entalpías en los puntos donde evoluciona el agente frigorífico y así calcular la cantidad de calor cedido o absorbido por unidad de masa. Otro parámetro importante a obtener para la evaluación de las enfriadoras, será la cantidad de flujo másico de refrigerante que circula por el sistema para cada condición de carga. Partiendo de la información de los fabricantes de las máquinas y de los fabricantes de los compresores brindadas en la chapilla, podemos leer el caudal volumétrico desplazado por el compresor y conociendo el volumen específico de entrada al compresor podremos obtener la masa de refrigerante que circula en cada momento de la medición, no obstante, cuando se trate de compresores reciprocantes, deberá particularizarse porque la reexpansión del gas en el espacio muerto causa variaciones del flujo másico para las condiciones de presiones de aspiración y descarga en las que la máquina se encuentre funcionando en cada momento. Para la identificación del caudal de agua en circulación puede optarse por dos procedimientos: medir la caída de presión entre la entrada y la salida de agua del intercambiador de calor en estudio y determinar el caudal a partir de sus curvas características de pérdida de carga-caudal, que sólo los fabricantes pueden facilitar, o bien medir el consumo de los motores y la presión total neta de la bomba o bombas que recirculan el agua a través del intercambiador, y determinar el caudal bombeado en las curvas características de esas bombas, que también deben facilitar los fabricantes.

Los puntos característicos que se representa en la figura # 1 son:

❖ Punto 1: Vapor recalentado en la aspiración del compresor. Para ubicar este punto es preciso obtener el valor del recalentamiento en las condiciones puntuales de funcionamiento que se consideren. Solicitando el valor típico previsto por el fabricante de

la máquina o, preferentemente, si se está trabajando sobre una máquina existente, tomando las medidas de temperatura de saturación en el evaporador, mediante la lectura en la escala correspondiente del manómetro de baja presión, y de temperatura real de aspiración, con un termopar de contacto sobre la línea de aspiración en un punto de la línea situado a una distancia intermedia entre la salida del evaporador y la entrada al compresor. Para marcar el punto 1 de forma todavía más precisa, es recomendable considerar la caída de presión entre la de saturación en el evaporador y la real de aspiración, para lo cual deberá conectarse un manómetro frigorífico en la toma correspondiente de la válvula de aspiración del compresor y comparar la lectura obtenida con la del manómetro de baja, siempre que ésta se haya podido tomar en un punto diferente de la válvula de aspiración del compresor.

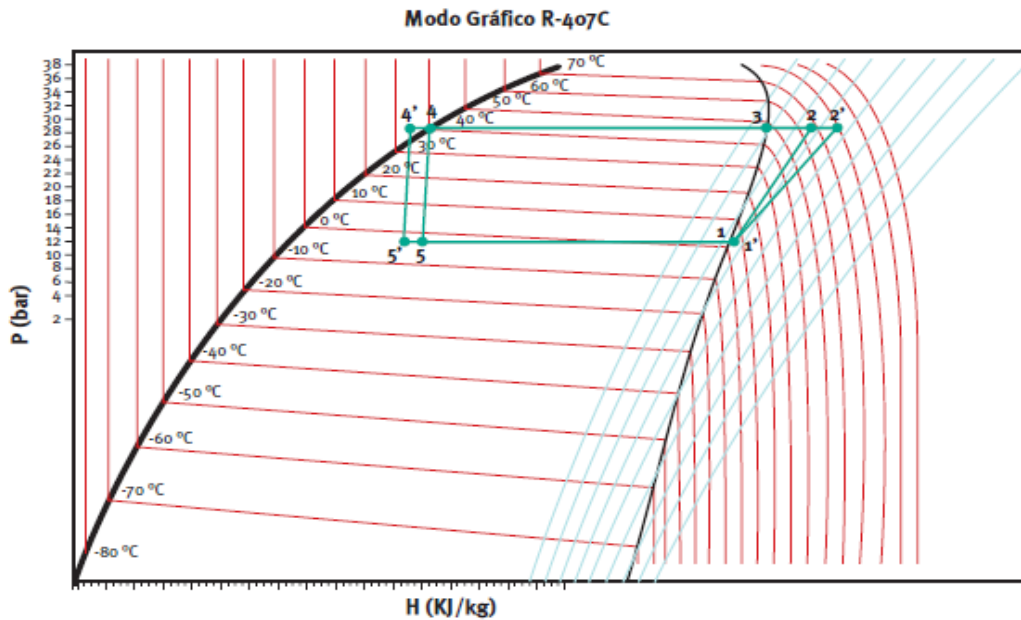
❖ Punto 2: Vapor sobrecalentado en la descarga del compresor. Para ubicar este punto es necesario conocer la temperatura de descarga del compresor, que puede medirse sobre la línea de descarga de la máquina, directamente con un termopar de contacto.

❖ Punto 2': Vapor sobrecalentado a la temperatura real de descarga del compresor. Medida con un termómetro sobre la línea de descarga.

❖ Punto 3: Vapor saturado al inicio de la condensación.

❖ Punto 4: Líquido subenfriado a la entrada del dispositivo de laminación (expansión) de la máquina. Para ubicar este punto es preciso obtener el valor del subenfriamiento en las condiciones puntuales de funcionamiento que se consideren. En este caso, puede solicitarse el valor típico previsto por el fabricante de la máquina o, si se está trabajando sobre una máquina real existente, tomar la temperatura de saturación en el condensador, mediante la lectura en la escala correspondiente del manómetro de alta presión, y la temperatura real del líquido antes de la entrada al dispositivo de expansión, con un termopar de contacto sobre la línea de líquido en un punto de la línea situado a una distancia de aproximadamente 10 diámetros de la entrada al dispositivo de laminación. También, como para el punto 1, y sobre todo si la línea de líquido es de longitud significativa, con el fin de identificar el punto 4 de manera más precisa, siempre que sea posible es recomendable considerar la caída de presión entre la de saturación en el condensador y la real del líquido antes de la expansión, pero para ello es preciso disponer de una válvula de servicio con toma para manómetro en la línea de líquido, lo cual no suele ser frecuente, lamentablemente, en la mayoría de las máquinas. Si esta toma estuviera disponible, podrá conectarse a ella un manómetro frigorífico y comparar la lectura obtenida con la del manómetro de alta.

❖ Punto 5: Líquido con título de vapor a la entrada del evaporador. Para ubicar este punto puede trazarse una línea vertical (transformación isoentálpica) desde el punto 4 hasta cortar la línea horizontal correspondiente a la presión de evaporación.



Fuente: Guía Técnica # 2. IDAE

La eficiencia máxima obtenida por estos equipos será, como plantea el ciclo inverso de Carnot, solo función de las temperaturas extremas del foco frío y foco caliente en que trabajará el sistema, aunque esta magnitud es un valor teórico e inalcanzable en la práctica, nos permitirá establecer una comparación de cuán alejado trabaja nuestro ciclo con respecto al máximo que puede obtenerse. Por lo que podemos definir el coeficiente de funcionamiento, más conocidos por sus siglas en inglés *COP* (*coefficient of performance*) como:

$$COPC = \frac{T_{ff}}{T_{fc} - T_{ff}}$$

Donde:

COPC= Coeficiente de funcionamiento de Carnot, adim.

T_{ff} = Temperatura de la fuente fría, K.

T_{fc} = Temperatura de la fuente caliente, K.

Cuando tenemos que seleccionar una enfriadora de agua, ya sea para una inversión nueva o para sustituir un sistema que cumplió su vida útil, deteriorado por el tiempo o por la sobre explotación a que fue sometido, el fabricante del equipamiento aporta la capacidad frigorífica para valores de temperatura dependiendo si el proceso de condensación se realiza por aire o agua y del agua helada, así como el consumo energético de la enfriadora, con lo cual podremos verificar el *COP* que este brinda en sus catálogos, además si la enfriadora está en funcionamiento y queremos realizar el análisis energético de esta para

corroborar su eficiencia en condiciones reales de trabajo, se acostumbra a utilizar la siguiente expresión del coeficiente de funcionamiento:

$$COP = \frac{Q_o}{N_{real}}$$

Donde:

COP_r = Coeficiente de funcionamiento real, adimensional.

Q_o = Capacidad frigorífica, kW.

N_{real} = Potencia real del compresor, kW.

Si la enfriadora trae incorporado recuperación de calor en la zona de sobrecalentamiento del refrigerante para la producción de agua caliente sanitaria, entonces, el COP_r se verá incrementado por esa cantidad de calor que se aprovecha, este incremento está en dependencia de la cantidad de circuitos que posea la enfriadora con esta opcional, es decir si la recuperación se realiza al 100% u otro valor porcentual y del por ciento de calor de sobrecalentamiento recuperado que generalmente se encuentra entre (15 y 30) %, resultando entonces que:

$$COP_r = \frac{Q_o + Q_{rec}}{N_{ec}}$$

Donde:

Q_{rec} = Calor de sobrecalentamiento recuperado, kW.

N_{ec} = Potencia eléctrica consumida por el compresor, kW.

Si queremos obtener el coeficiente de funcionamiento efectivo entonces tenemos que considerar el consumo eléctrico de los equipos que intervienen en el proceso de condensación del refrigerante tales como: ventiladores (condensación por aire), bombas (condensación por agua) o ambos cuando se usan torres de enfriamiento o condensadores evaporativos, por lo que resulta:

$$COP_e = \frac{Q_o}{N_{ec} + \sum(Ne_{otros} * Cant_{otros})}$$

Si existe recuperación de calor entonces la ecuación anterior quedaría:

$$COP_e = \frac{Q_o + Q_r}{N_{ec} + \sum(Ne_{otros} * Cant_{otros})}$$

Donde:

Ne_{otros} : Potencia eléctrica de otros equipos usados en el proceso de condensación, kW.

Cant_{otros} : Cantidad de otros equipos usados, adimensional.

El valor del COP es un número adimensional que relaciona los kW de producción de frío o térmico entre los kW eléctricos consumido (kWt/kWe). Un parámetro similar al *COP* y muy empleado actualmente para evaluar las bondades de un sistema de producción de frío es la razón de eficiencia energética, (por sus siglas en inglés *EER*), para cuando la temperatura exterior está a un nivel específico de 35 °C (95 °F). Es deseable que el sistema analizado trabaje con un valor alto de *EER* ya que usará menos energía para producir la misma potencia frigorífica y se define como:

$$EER = \frac{\text{Beneficio obtenido } \left(\frac{Btu}{h}\right)}{\text{Consumo eléctrico (watts)}}$$

De forma muy usual, también, se caracteriza el trabajo de una enfriadora de agua por la relación kW/TR, que no es más que la potencia consumida por cada tonelada de refrigeración (TR) producida. Este término se usa comúnmente para sistemas de gran porte de aire acondicionado industrial y comercial, así como para para sistemas de refrigeración y bombas de calor.

Otro índice que caracteriza el funcionamiento de un equipo de refrigeración es el denominado razón de eficiencia energética estacional, en sus sigla en inglés *SEER*, aunque no es usado en la evaluación de los chillers, es bueno saber que este valor es una medida de la eficiencia durante un determinado periodo de tiempo, por lo que es un valor más práctico debido a que en ese lapso de tiempo la temperatura exterior no será siempre 35 °C. Además, en el denominador se contempla la energía consumida en dicho periodo, es decir watts-hora, resultando entonces que:

$$SEER = \frac{BTU \text{ estacional}}{w - h \text{ estacional}}$$

Los valores del *COP*, *EER* y *kW/TR* que se obtienen en la evaluación de un sistema de refrigeración están sujetos, los dos primeros, a ciertas condiciones de temperatura exterior y además todos representan la capacidad de un equipo dado para el 100 de su carga máxima. Como se planteó anteriormente, estas condiciones solo ocurren el 1% del tiempo de funcionamiento real del chillers, por lo que estos valores no permiten la evaluación más fiel de los mismos y es, en este aspecto donde entran a jugar un papel fundamental otros índices de eficiencia que reflejan el desempeño de las enfriadoras de agua que son capaces de regular su capacidad no solo del 100% de su carga total sino también, en un análisis de las cargas parciales, como se verá a continuación.

Entre todos estos índices de eficiencia energética se establecen relaciones como las relacionadas a continuación:

$$kW/TR = 12/EER$$

$$kW/TR = 12/(COP * 3.412)$$

$$COP = EER/3.412$$

$$COP = 12/(kW/TR)/3.412$$

$$EER = 12/kW/TR$$

$$EER = COP * 3.412$$

$$SEER = EER/0.9$$

$$SEER = COP * 3.792$$

Para tomar en consideración el trabajo a cargas parciales el Instituto de Refrigeración, Calefacción y Aire Acondicionado de los Estados Unidos (*AHRI*, sigla en inglés), una prestigiosa entidad internacional dedicada a desarrollar estándares para certificar la eficiencia de los productos en los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado (*HVAC*) desarrollo en 1998 el estándar 550/590 y su objetivo es establecer para enfriadoras de agua que funcionan con el ciclo de compresión de vapor, definiciones de los requisitos mínimos para los ensayos y las publicaciones y de las condiciones de conformidad, de forma que sirva como guía para la industria incluyendo, fabricantes, ingenieros, instaladores, contratistas y usuarios del ramo. Este estándar ha sido sujeto a varias revisiones y modificaciones, siendo el último editado en febrero 2016 (*AHRI*, 2015)

El índice a carga parcial es el valor representado por el peso que tiene la carga parcial en la eficiencia del equipo analizado, lo cual se analiza teniendo en cuenta el valor integrado a carga parcial (*Integrated Part-Load Value, IPLV*) y el valor no estándar integrado a carga parcial (*Non-standard Part-Load Value, NPLV*). La diferencia entre ellos solo radica que el índice *NPLV* (Fabian, 2010) se calcula para condiciones *AHRI* diferentes a las establecidas por el estándar y que se muestran en la tabla 1. Estos índices se calculan teniendo en cuenta el *EER*, *COP* o *kW/TR* para cada una de las condiciones de carga parcial, resultando que:

$$IPLV = 0.01 * A + 0.42 * B + 0.45 * C + 0.12 * D$$

Donde:

A= COP o EER al 100% de la carga.

B= COP o EER al 75% de la carga.

C= COP o EER al 50% de la carga.

D= COP o EER al 25% de la carga.

Si trabajamos con el valor del índice kW/TR, entonces:

$$IPLV = \frac{1}{\frac{0.01}{A} + \frac{0.42}{B} + \frac{0.43}{C} + \frac{0.12}{D}}$$

Siendo:

A= kW/ton al 100% de la carga.

B= kW/ton al 75% de la carga.

C= kW/ton al 50% de la carga.

D= kW/ton al 25% de la carga.

Los coeficientes que aparecen en la ecuaciones anteriores, son coeficientes estadísticos que indican el valor porcentual de tiempo que trabaja la enfriadora para el porcentaje de capacidad correspondiente a ese tiempo, es decir, que para el 100% de la capacidad el equipo trabaja solo 1% del tiempo total de funcionamiento. El 87% del tiempo de trabajo de la enfriadora lo hace con una capacidad de carga parcial entre 50 y 75%, correspondiendo a este último la mayor incidencia, es decir 45% de ese lapso de tiempo.

La tabla 1 establece las condiciones de temperatura de entrada al evaporador, el flujo de agua en este, así como el factor de ensuciamiento y la temperatura de entrada al condensador teniendo en cuenta el fluido que se utiliza para llevar a cabo el proceso de condensación, no obstante, los fabricantes de enfriadoras de agua en ocasiones ofrecen bajo pedido sus rendimientos a cargas parciales y entonces estaremos en condiciones de obtener las eficiencia de estos a cargas parciales. Llama la atención que cuando la condensación de la enfriadora es por aire, para el 25 % de la carga esta trabaja el 12 % del tiempo de funcionamiento, siendo la temperatura de entrada del aire de condensación 13 °C, con esta temperatura sería una buena opción por los beneficios energéticos que reporta a una instalación, con estas condiciones del aire, el uso de la tecnología *free-cooling* o enfriamiento gratuito en locales de grandes dimensiones como tiendas, salón de reuniones, restaurant, entre otros.

Por otra parte, la Unión Europea, mediante la asociación Eurovent que agrupa a fabricantes de equipos de tratamiento de aire y climatización (fundada en 1959) creada específicamente con ese fin, ha definido el índice *European Seasonal Energy Efficiency Ratio (ESEER*, en sus siglas en inglés), como un índice de energía integrado equivalente al *IPLV*, pero referido a las condiciones europeas y plantea que la eficiencia energética no debe ser definida en condiciones estándar o a plena carga, sino en una variedad de puntos a carga parcial que reflejen el modo de operación real de estos sistemas (Eurovent, 2005).

El *ESEER* (Fornasieri, 2016) es calculado mediante una fórmula ponderada que permite tener en cuenta la variación del *EER* con el régimen de carga y la variación de la temperatura de entrada del aire o del agua al condensador. A diferencia del *IPLV*, donde se ensaya un punto a plena carga y tres puntos a carga parcial, en el *ESEER* se ensayan un punto en condiciones estándar, un punto de aplicación seleccionado por Eurovent y otro punto más en condiciones de carga parcial seleccionado por Eurovent y se calcula de la siguiente manera:

$$ESEER = 0.03 * A + 0.33 * B + 0.41 * C + 0.23 * D$$

Tabla 1. Condiciones estándar a carga parcial para enfriadoras de agua.

Part-load Conditions for Rating		
	IPLV.SI ³	NPLV.SI
Evaporator (All Types) All loads LWT, °C ² Flow Rate (L/s per kW) ³ R_{eq} , m ² -K/kW	7.0 0 Per Table 1 0.018	Selected LWT Per Table 1, Note 10 ³ As Specified
Water-cooled Condenser ^{1,2} 100% load EWT, °C 75% load EWT, °C 50% load EWT, °C 25% load EWT, °C Flow rate, L/s per kW ³ R_{eq} , m ² -K/kW	30.00 24.50 19.00 19.00 Note ³ 0.044	Selected EWT Note ⁴ Note ⁴ Note ⁴ Selected flow rate As Specified
Air-cooled Condenser ^{1,6} 100% load EDB, °C 75% load EDB, °C 50% load EDB, °C 25% load EDB, °C R_{eq} , m ² -K/kW	35.0 27.0 19.0 13.0 0.0	No Rating Requirements (NPLV.SI not applicable)
Evaporatively-cooled Condenser ^{1,6} 100% load EWB, °C 75% load EWB, °C 50% load EWB, °C 25% load EWB, °C R_{eq} , m ² -K/kW	24.00 20.50 17.00 13.50 0.0	No Rating Requirements (NPLV.SI not applicable)
Air-cooled Without Condenser 100% load SDT, °C 75% load SDT, °C 50% load SDT, °C 25% load SDT, °C R_{eq} , m ² -K/kW	52.00 42.00 32.00 22.00 0.0	No Rating Requirements (NPLV.SI not applicable)
Water-cooled or Evaporatively-cooled Without Condenser 100% load SDT, °C 75% load SDT, °C 50% load SDT, °C 25% load SDT, °C R_{eq} , m ² -K/kW	41.00 35.50 30.00 24.50 0.0	No Rating Requirements (NPLV.SI not applicable)
Notes:		
<ol style="list-style-type: none"> 1. If the unit manufacturer's recommended minimum temperatures are greater than those specified in Table 3, then those may be used in lieu of the specified temperatures. If head pressure control is active below the rating temperature then tests should be run at a temperature above which head pressure control is activated. 2. Correct for Fouling Factor Allowance by using the calculation method described in Section C3.3.4. 3. The flow rates are to be held constant at full-load values for all part-load conditions as per Table 1. 4. For part-load entering condenser water temperatures, the temperature should vary linearly from the selected EWT at 100% load to 19.0°C at 50% loads, and fixed at 19.0°C for 50% to 0% loads. 5. Reference Equations 10 through 14 for calculation of temperatures at any point that is not listed. <ol style="list-style-type: none"> 5.1 - Entering air dry-bulb temperature (EDB). 5.2 - Entering water temperature (EWT). 5.3 - Entering air wet-bulb temperature (EWB). 5.4 - Compressor Saturated discharge temperature (SDT for air-cooled). 5.5 - Compressor Saturated discharge temperature (SDT for water-cooled or evaporatively-cooled). 6. Air-cooled and evaporatively-cooled unit ratings are at standard atmospheric condition (sea level). Measured data shall be corrected to standard atmospheric pressure of 101.33 kPa per Appendix F. 		

Fuente: www.ahri.com

Donde:

A= EER al 100% de la carga.

B= EER al 75% de la carga.

C= EER al 50% de la carga.

D= EER al 25% de la carga.

Como se aprecia este índice de eficiencia europeo solo varía en los coeficientes estadísticos, reconociendo un 2% más de tiempo de funcionamiento de la enfriadora con respecto al *IPLV* a plena carga y así sucede con los demás coeficientes. Las condiciones de temperatura que establece esta norma a la entrada del evaporador es de 7°C para una diferencia de temperatura en el mismo de 5°C y el caudal en él es idéntico al definido para las condiciones estándar. En la tabla 2 se muestran las temperaturas de los fluidos de trabajo en el condensador.

Tabla 2. Condiciones estándar para el índice *ESEER*

ESEER			
Régimen de carga	Temperatura del aire (° C)	Temperatura del agua (° C)	Coefficientes de ponderación
100	35	30	3%
75	30	26	33%
50	25	22	41%
25	20	18	23%

Es conveniente aclarar que estos valores representan el funcionamiento de una instalación cuando está conformada por solo un *chiller* o enfriadora aislada, o para cuando en una instalación determinada exista uno solo chiller, no obstante, en los sistemas centralizados de aire acondicionado rara vez nos encontramos con una sola enfriadora, esto se debe a que si emplazamos una enfriadora con solo dos compresores para cubrir una capacidad demandada alta, entonces cuando se produce una rotura o falla en uno de los compresores la capacidad disponible disminuye en la instalación al 50%, esto se evita entonces, con la instalación de varias enfriadoras de forma que podamos tener una disponibilidad mayor ante una falla de algún compresor, por ejemplo si disponemos de tres enfriadoras con 2 compresores cada una entonces tenemos distribuida la capacidad instalada a razón de 16,6% del total.

Con el análisis del *IPLV* (*NPLV*) se realiza una comparación simple y uniforme de diferentes tipos de chillers, de la misma forma que el *SEER* lo realiza para equipos de tipo residencial. Un sistema centralizado de aire acondicionado es un complicado conjunto de diferentes tipos de equipos como enfriadoras, bombas, ventiladores, torres de enfriamiento, entre otros, los cuales están en estrecha relación para su funcionamiento y que ellos

dependerán de las condiciones del tiempo, del perfil de carga térmica de la instalación, del número total de horas de funcionamiento, de la cantidad de enfriadoras entre otros factores. El *IPLV* (Jonhson Controls, 2009) como índice es un buen indicador para la compra inicial del equipamiento y no para el análisis de un proyecto específico compuesto por varias enfriadoras. En este sentido la *AHRI* recomienda que es mejor realizar un análisis exhaustivo del sistema centralizado de agua fría que refleje las condiciones reales de funcionamiento mencionadas anteriormente y otros factores únicos de una instalación específica, teniendo en cuenta la cantidad de enfriadoras instaladas (*Chiltrix*).

Los índices de eficiencia analizados hasta ahora, *IPLV*, *NPLV* y *ESEER* representan un valor ordinario anticipado del desempeño para ciertas condiciones muy específica vista con anterioridad, por otro parte, el índice de kW/TR a carga máxima es un indicador de desempeño muy significativo para enfriadoras que trabajen todo el tiempo de funcionamiento al 100% de su capacidad, por tanto, los índices analizados no aportarían la verdadera realidad del funcionamiento de la instalación cuando el sistema lo integran 2 o más enfriadoras, en este sentido y como alternativa para el análisis de sistema de aire acondicionado centralizado la corporación *Carrier* a desarrollado el *software Chillers System Optimizer* que permite conocer el índice del valor a carga parcial del sistema (*System Part-Load Value, SPLV*) (*Carrier Analysis, Carrier Synopsis*) que si considera los datos atmosférico reales durante la evaluación del sistema, el perfil de carga de la instalación, la cantidad de enfriadoras presente en un sistema centralizado de aire acondicionado y su tiempo de operación, entre otros factores. Aunque no se disponga de esta herramienta computacional es conveniente conocer y saber interpretar en que consiste el mismo, para ellos se muestra un resumen en la siguiente tabla.

Tabla 3. Obtención del índice energético SPLV.

Temp. (F)	Régimen de carga (%)	Carga edificio (TR)	Horas de trabajo al régimen de carga (h)	Producción de frío (TR-h)	Factor de carga	Eficiencia del sistema (kW/TR)	Razón de eficiencia
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
92,5	100	940	31	29140	0,00540.	0,560	0.0097
87,5	87	813	1062	863406	0,1606	0,517	0.3110
82,5	73	685	2689	1841965	0,3426	0,463	0.7400
77,5	59	555	4049	2247195	0,4179	0,418	0.999
72,5	45	425	929	394825	0,0734	0,353	0.2079

Total			8760	5376885	1.000		2.2692
-------	--	--	------	---------	-------	--	--------

En la tabla anterior, la columna (1) relaciona los valores de temperaturas en grados *Fahrenheit* para la evaluación del sistema, la columna (2) se registran los valores de carga parcial a la cual fue evaluado el sistema. Por su parte, las columnas (3) y (4), muestran la carga térmica del edificio y las horas de funcionamiento bajo el régimen de carga correspondiente, los valores de producción de frío por horas anuales se muestran en la columna (5), el factor de carga es el coeficiente estadístico del tiempo de trabajo del sistema a ese valor de carga con respecto a la producción total anual producida. En la columna (7) se relacionan los valores de eficiencia del sistema para la carga total y parcial del sistema y la última de las columnas es la razón del coeficiente estadístico con respecto a la eficiencia del sistema para la carga dada. Por tanto, para obtener el valor de carga parcial del sistema analizado se aplica el mismo proceder que para la obtención del valor de los índices *IPLV (NPLV)* y que fueron ya resumidos en la tabla anterior.

$$SPLV = \frac{1}{\frac{1}{EER_{100\%}} + \frac{1}{EER_{87\%}} + \frac{1}{EER_{73\%}} + \frac{1}{EER_{59}} + \frac{1}{EER_{45}}}$$

$$SPLV = \frac{1}{\frac{0,0054}{0,560} + \frac{0,1606}{0,517} + \frac{0,3426}{0,463} + \frac{0,4179}{0,418} + \frac{0,0734}{0,353}}$$

$$SPLV = \frac{1}{2,2676}$$

$$SPLV = 0,441 \text{ kW/TR}$$

Este resultado nos indica que el sistema trabajará para una eficiencia promedio anual de 0.441 kW/TR. En la bibliografía referida al tema tratado en este trabajo, sobre los índices de eficiencia en instalaciones de aire acondicionado centralizados (*chillers*), el valor del *SPLV* está en el orden del (60-70)% de la carga parcial del sistema, es decir que el valor obtenido del *SPLV* está entre los valores de este índice correspondiente a los regímenes de carga parcial del (59-73)%, por lo que si interpolamos entre estos valores, el índice obtenido de 0.441 kW/TR corresponde a una carga parcial media anual de 66,15%.

Varios son los países que han tomado en consideración las recomendaciones de la *AHRI* y han establecidos sus propios estándares de desempeño de las enfriadoras teniendo en cuenta las condiciones climáticas en cada uno de ellos, como son: Australia, Hong Kong, China, China Taipéi, Canadá y los ya mencionados Estados Unidos y la Unión Europea (Fu y Chan, 2009).

La evaluación de las enfriadoras de agua dentro de los sistemas centralizados de agua fría son grandes consumidoras de energía, provocando grandes erogaciones en la factura de las instalaciones donde se instalan, así como emisiones de CO₂ que contribuyen al calentamiento global, por lo que el conocimiento de los índices energéticos que evalúan su desempeño es una herramienta útil a la hora de la toma de decisiones para una inversión o para conocer como funciona una instalación real. Los índices *COP*, *EER* y *kW/TR*, aportados por los fabricantes solo tiene en cuenta el desempeño a carga total. Los índices de desempeño *IPLV*, *NPLV* están basados en normas y estándares de temperaturas y flujos de agua y se emplean para el análisis de una sola enfriadora, aunque consideran el trabajo no solo a carga total sino también a cargas parciales. Por otro lado, la mayoría de las instalaciones de aire acondicionado centralizado están conformadas por más de dos *chillers*, siendo el índice *SPLV* el recomendado para estos casos. Estos índices basan su análisis en el kW/TR a diferentes por ciento de carga total de estos equipos.

Bibliografía

AHRI. AHRI Standard 551/591 (SI), *Standard for Performance Rating of Water-chilling and Heat Pump Water-heating Packages Using the Vapor Compression Cycle*, Arlington, 2015. Disponible en <http://www.ahri.org>

CARRIER ANALYSIS. *System Part Load Value: A Case for Chiller System Optimization*. Disponible en <http://www.dms.hvacpartners.com/public>

CARRIER SYNOPSIS. *System Part Load Value: A Case for Chiller System Optimization*. Disponible en <http://www.dms.hvacpartners.com/public>

CHILTRIX. *IPLV: Explain & Compare Chiller Manufacturers IPLV Rating*. Disponible en <http://www.chiltrix.com/documents>

COMUNIAN, F. *Eficiencia energética en equipos y sistemas de aire acondicionado*, Frío y calor 119, Santiago de Chile, 2013. Disponible en <http://www.frioycalor.cl/revistas>

EUROVENT. *Eurovent certification program for liquid chilling packages*, 2005 Disponible en <http://www.erovent-certification.com>

FABIAN, J. *Understanding IPLV*, 2010. Disponible en <http://www.ashrae-chl.org/author/admin>

FORNASIERI, M. *Seasonal energy efficiency (ESEER) of different installation solution of chillers using screw compressors for R134a*, Universidad de Padua, 2016.

IDEA. *Ahorro y Eficiencia Energética en Climatización*, ISBN 978-84-96680-07-4, Madrid, 2007. Disponible en: <http://www.idae.es/guia>

JONHSON CONTROLS. Use only NPLV for specify chiller efficiency. HVAC&R engineering update, 2009. Disponible en: <https://www.johnsoncontrols.com.files>

NORMA CUBANA. Bases para el diseño y construcción de inversiones turísticas-Parte 9: Requisitos de macánica, NC 775-9, La Habana, 2010.

FU, W.; CHAN, T. Improved energy efficiency standard for vapour compression chillers serving building. Hong Koing, 2009. Disponible en: <http://www.inive.org/medias/pdf>.