

Aplicación del Índice de Eficiencia del Sistema (SEI) como un comparador para medidas en campo.

Resumen del director

La industria de la refrigeración y del aire acondicionado ha carecido de una definición adecuada de eficiencia de sus productos y sistemas. Tradicionalmente COP (Coeficiente de Rendimiento), EER (Cociente de Eficiencia Energética) y también kW/ton han sido usados pero éstos no son un indicador de eficiencia energética verdaderos ya que son fuertemente dependientes de las condiciones de trabajo. Esta dependencia de las condiciones de trabajo como temperaturas y caudales las hacen apropiadas para comparaciones basadas en exactamente las mismas condiciones de trabajo definidas en un laboratorio pero resulta difícil usar los parámetros basados en COP ó EER para evaluación en campo y comparativamente tales condiciones son raramente idénticas a los índices ó condiciones de diseño. En Alemania y Reino Unido, VDMA e IOR respectivamente han propuesto usar un índice de eficiencia del sistema (SEI) para evaluar la eficiencia energética de sistemas de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor. La introducción de SEI ofrece una solución atractiva y se define como de cercano está el ciclo del sistema real respecto al ciclo sin pérdidas ó ideales (Ciclo de Carnot), haciendo este valor independiente de las condiciones de trabajo.

El trabajo realizado en Alemania y Reino Unido ha sido ante todo centrado desde el punto de vista del diseño para incentivar diseños de sistemas de alta eficiencia. Como hay a menudo diferencias significativas entre diseño y condiciones de trabajo reales es esencial usar el concepto de SEI para mejorar la eficiencia actual en campo y detectar la degradación. Para identificar los desafíos de implementar SEI en las mediciones de campo se iniciaron en Suecia dos proyectos cuyo objetivo era reforzar las pautas para mediciones de campo, uno está centrado en aire acondicionado y bombas de calor y el otro en refrigeración comercial.

El SEI ofrece una atractiva alternativa para permitir realizar mediciones de campo y ser comparadas con las condiciones de fábrica, incluso cuando no se pueden conseguir condiciones idénticas en campo y esto permite a los sistemas ser comparados y testados como cuando funcionan a diferentes condiciones. Este documento también destaca la posibilidad no solo de definir la eficiencia del sistema si no también las sub-eficiencias de un componente nivel el cual es considerado esencial para la optimización práctica del trabajo en sistemas existentes.

Contenido.

1. Introducción.
2. Definición de SEI.
 - 2.1. Temperaturas de referencia.
 - 2.2. Límites del sistema.
3. SEI como una herramienta para evaluar y comparar mediciones en campo.
 - 3.1. Trabajo previo.
 - 3.2. Principios de evaluación termodinámica de sub eficiencias.
 - 3.2.1. Eficiencia del ciclo, η_1 .
 - 3.2.2. Eficiencia del compresor, η_2 .
 - 3.2.3. Eficiencia debido a caída de presión, η_3 .
 - 3.2.4. Eficiencia del intercambiador de calor, η_4 .
 - 3.2.5. Eficiencia de la transferencia del fluido.
 - 3.2.6. Ganancias ó pérdidas de calor no útiles.
 - 3.2.7. SEI en refrigeración, el producto de las subeficiencias.
 - 3.3. Definiciones de temperatura.
 - 3.4. SEI para bombas de calor.
 - 3.5. Pérdidas de calor del compresor.
 - 3.6. Compresores semi herméticos.
 - 3.7. Efectos del condensador y evaporador.
 - 3.7.1. Efecto proporcionado de condensador y evaporador.
4. Ejemplos.
5. Valores de comparación SEI.
6. Conclusiones.
7. Apéndice.
 - 7.1. Lado frío SEI y sub eficiencias.
 - 7.2. Pestaña datos de entrada.
 - 7.3. Pestaña de datos constantes.

Aplicación del SEI como un comparador de eficiencia para las medidas en campo.

1. Introducción.

La industria de la refrigeración y del aire acondicionado ha carecido de una adecuada definición de eficiencia en sus productos y sistemas. Tradicionalmente COP (coeficiente de rendimiento) y EER (coeficiente de eficiencia energética) así como kW/Ton han sido usados pero estos no son un indicador verdadero de eficiencia energética ya que dependen en gran parte de las condiciones de trabajo. Factores temporales tales como SCOP, SEER y SPF son usados para representar el impacto total anual pero no pueden ser usados para validaciones en campo del rendimiento como lo son los valores teóricos basados en seleccionadas distribuciones “normales” de condiciones de trabajo. Esta dependencia de las condiciones de trabajo tales como temperaturas y flujos hacen difícil usar el COP basado en parámetros para evaluaciones de campo y comparaciones ya que las condiciones son raramente idénticas para comparar o sean de diseño. La ausencia de facilidad de entender parámetros para comparar el rendimiento actual con sistemas ya medidos o con otros sistemas es una de las principales razones por las que medidas de campo no han sido tomadas en cuenta por los especialistas al igual que los propietarios de los equipos.

Bajo ciertas circunstancias un COP medido podría ser más bajo que el especificado por el fabricante pero representa mejor rendimiento debido a diferentes condiciones. Esto hace la comunicación sobre rendimiento difícil entre los propietarios de equipos y los que deciden. El trabajo está en curso en varios países europeos y Australia para encontrar mejores maneras de definir la eficiencia de la refrigeración, aire acondicionado y sistemas de bombas de calor. Esto ha llevado a un proyecto para preparar una guía para mediciones en campo: “Pautas para mediciones SEI”. Trabajos ya publicados en Alemania (VDMA) y Reino Unido (IOR) en los que el concepto de SEI es usado como base para un indicador SEI. Este indicador podría habilitar una más accesible comparación entre medidas de campo y especificaciones de diseño.

Este documento se centra en sistemas básicos y no incluye sistemas más complejos con transferencia de calor a múltiples niveles de temperatura, recalentamientos, subenfriamientos, economizadores ó sistemas que trabajan en la zona transcritical, como el ciclo del R744, pero los conceptos de SEI y subeficiencias también se pueden desarrollar para estos sistemas.

2. Definición de SEI.

El Índice de Eficiencia del Sistema (SEI) ha sido propuesto independientemente por el Instituto de la Refrigeración del Reino Unido (IOR), en 2006, y por la VDMA en Alemania en 2011. Está creado para definir el COP de un proceso de refrigeración 100% eficiente entre los niveles de temperatura deseados y comparar su COP real con este ciclo sin pérdidas. El COP ideal o de Carnot da la última referencia, acorde con las leyes de la termodinámica, para un proceso de transferencia de energía calorífica a un nivel de temperatura superior. El COP conseguido a través del diseño o a través de mediciones de campo es dividido por el COP ideal y este

Refriapp s.l.

C/Sierra Alhamilla nº 51 04240 Viator (Almería)

Tel. /fax 950304479

www.refriapp.es

coeficiente da como resultado una “eficiencia” que cambia mucho menos que el COP con los cambios en los rangos de temperatura y caudales. Si las eficiencias de los componentes del sistema permanecen iguales el SEI total permanecerá igual aunque los niveles de temperatura cambien significativamente. Las subeficiencias para los componentes en el sistema pueden ser también evaluadas. Además, la pérdida de eficiencia de los componentes del ciclo de refrigeración, compresor, caídas de presión, evaporador, condensador e impacto de cargas auxiliares, pueden ser identificadas resultando una potente metodología para evaluar y comparar sistemas. La ecuación (1) es una definición de SEI.

2.1. Temperaturas de referencia

Las temperaturas de “referencia” de los fluidos secundarios (normalmente aire o agua) que están sujetos a enfriamiento y calentamiento durante el proceso deben ser definidas. T_{secW} y T_{secC} son usados para denotar esas temperaturas.

El tradicional uso de las temperaturas de evaporación y condensación cuando se compara con el COP del ciclo de Carnot con un COP real sólo permite la evaluación del ciclo y el compresor. La introducción de las temperaturas del fluido secundario como referencias permite la evaluación del intercambiador de calor. Para aplicaciones de refrigeración, el COP actual es definido por la capacidad frigorífica y para aplicaciones de calor COP se define por la capacidad calorífica.

$$SEI (Refrigeración) = \frac{COP \text{ actual}}{COP \text{ Carnot}} = \frac{\frac{Capacidad \text{ frigorífica}}{Energía \text{ consumida}}}{\frac{T_{secC}}{T_{secW} - T_{secC}}} \quad (1)$$

$$SEI (Calefacción) = \frac{COP \text{ actual}}{COP \text{ Carnot}} = \frac{\frac{Capacidad \text{ calorífica}}{Energía \text{ consumida}}}{\frac{T_{secW}}{T_{secW} - T_{secC}}} \quad (2)$$

Las temperaturas de referencia más obvias son la temperatura media de paso a través del condensador y evaporador. Esto es totalmente aplicable a sistemas con circuitos cerrados para el medio secundario. Para otros sistemas como sistemas de aire forzado y sistemas con múltiples evaporadores, otras referencias como entradas de aire o evaporación o condensación son probablemente más prácticas. Será necesario realizar trabajos posteriores para hacer recomendaciones para adaptar la metodología a segmentos adicionales, sin embargo este documento se centra en sistemas donde la temperatura media es la referencia adecuada.

2.2. Límites del sistema.

Cuando la entrada de potencia se refiere a la entrada de potencia únicamente del compresor, P_{cm} , el SEI se denomina SEI1. Otras entradas de potencia como bombas y ventiladores deben de ser incluidos dependiendo de los límites del sistema elegidos.

$$SEI1 \text{ (Refrigeración)} = \frac{COP \text{ actual del sistema}}{COP \text{ Carnot}} = \frac{\frac{\text{Capacidad frigorífica}}{\text{Energía consumida compresor}}}{\frac{T_{secC}}{T_{secW} - T_{secC}}} \quad (3)$$

$$SEI1 \text{ (Calefacción)} = \frac{COP \text{ actual del sistema}}{COP \text{ Carnot}} = \frac{\frac{\text{Capacidad calorífica}}{\text{Energía consumida compresor}}}{\frac{T_{secW}}{T_{secW} - T_{secC}}} \quad (4)$$

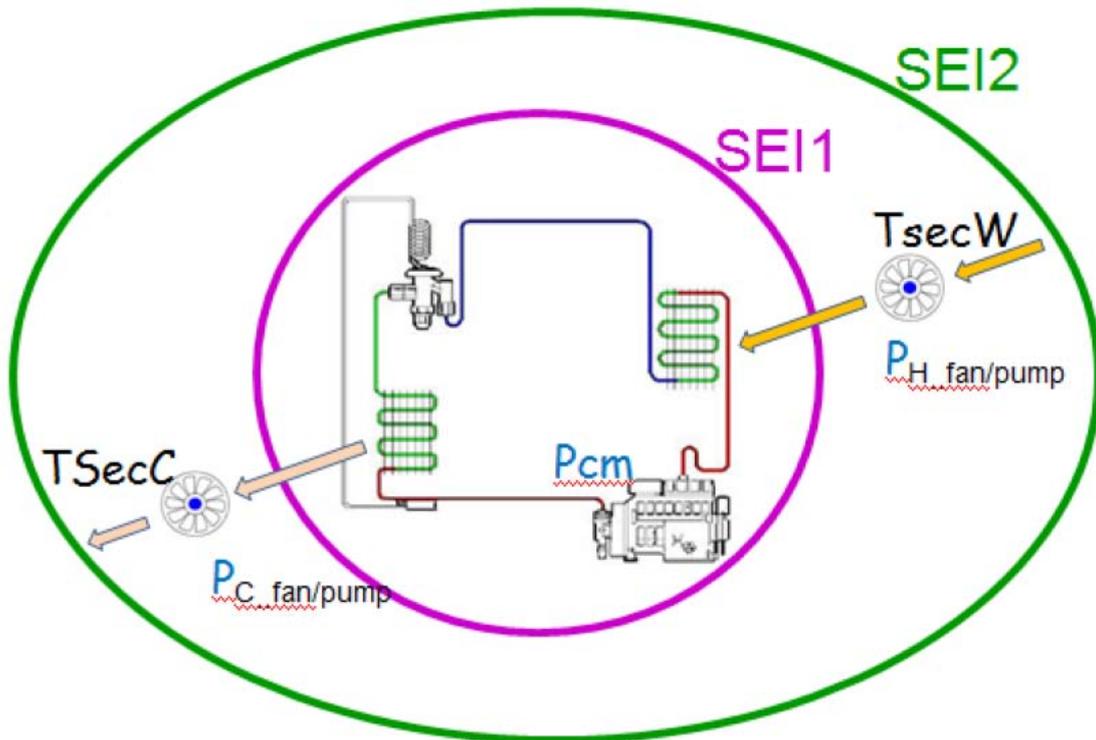


Figura 1, Definición para SEI1 y SEI2.

En la figura 1, se define el sistema de refrigeración sin cargas exteriores de bombas y ventiladores. SEI2 incluye las cargas auxiliares requeridas para el funcionamiento del sistema de refrigeración pero no las cargas que se requieren para el sistema de distribución.

$$SEI2 \text{ (Refrigeración)} = \frac{COP \text{ actual del sistema}}{COP \text{ Carnot}} = \frac{\frac{\text{Capacidad frigorífica}}{\text{En. consumida comp. + Auxiliares}}}{\frac{T_{secC}}{T_{secW} - T_{secC}}} \quad (5)$$

$$SEI2 \text{ (Calefacción)} = \frac{COP \text{ actual del sistema}}{COP \text{ Carnot}} = \frac{\frac{\text{Capacidad calorífica}}{\text{E. consumida comp. + Auxiliares}}}{\frac{T_{secW}}{T_{secW} - T_{secC}}} \quad (6)$$

La energía necesaria para hacer circular el circuito secundario (aire u otro fluido) a través de los intercambiadores de calor del sistema de refrigeración si está incluida en el cálculo de SEI2.

Cuando la bomba también circula fluido a través del sistema de distribución, la porción relevante de la potencia de la bomba es incluida en SEI2. La potencia para sistemas de distribución se hace relevante en SEI3.

Los límites del sistema deben de ser claramente definidos cuando se especifica y se mide el SEI2 y el SEI3 ya que en muchos casos los sistemas auxiliares podrían no ser fácilmente separados de las necesidades del sistema de refrigeración.

3. SEI como herramienta para evaluar y comparar medidas en campo.

La definición de SEI se facilita cuando se definen las temperaturas de referencia y los límites del sistema. El SEI total puede ser estimado usando mediciones convencionales de COP con medidas basadas en el caudal del circuito secundario (ej. aire, agua, glicol) pero los desafíos de medir con precisión con pequeñas diferencias de temperaturas y caudal en sistemas dinámicos en campo hacen que los métodos convencionales medición resulten costosos y difíciles. Una aproximación termodinámica usando las propiedades del refrigerante es usualmente más rentable.

Esta aproximación también permite el análisis de rendimiento de cada componente en el sistema y la definición de sub eficiencias que añaden importante información a los resultados.

3.1. Trabajo previo.

Los componentes, cada uno de los cuales causa una pérdida de eficiencia, están incluidos en la Tabla 1 y las definiciones usadas en trabajos anteriores se indican por la VDMA y el IOR. Para simplificar las sub-eficiencias se nombran de η_1 a η_6 en la tabla 1.

Tabla 1 Eficiencia de los componentes.

Eficiencia Definida	VDMA	IOR	Denominación
Ciclo+Refrigerante	No	Sí (ciclo irreversible)	η_1
Compresor	Combinado con el ciclo (eficiencia generación frío)	Sí (eficiencia isentrópica)	η_2
Caída presión refrigerante	No	No	η_3
Intercambiador de calor	Sí, combinada (eficiencia transferencia calor)	Sí, especificado por separado (eficacia HX)	η_4
Intercambiador calor Evaporador	Sí (eficiencia de la transferencia de calor)	Sí, especificado por separado (eficacia HX)	η_{4ev}
Intercambiador calor Condensador	Sí, combinado (eficiencia transferencia calor)	Sí, especificado por separado (eficacia HX)	η_{4co}
SEI1 (refrigeración)	Sí (Grado eficiencia energía total)	Sí (SEI)	SEI1 (refrigeración)
Caudal total transferido	Sí (eficiencia transporte fluido)	Sí (factor de potencia auxiliar)	η_5
Caudal transferido SecC	Sí (eficiencia del transporte de fluido)	Sí (factor de potencia auxiliar)	η_{5c}
Caudal transferido SecW	Sí (eficiencia transporte fluido)	Sí (factor de potencia auxiliar)	η_{5h}
Ganancias o pérdidas de calor no útiles	Sí (eficiencia utilización frío)	No	η_6
SEI2	Sí (grado eficiencia energía total)	Sí (SEI)	SEI2

3.2. Principios de la evaluación termodinámica de sub-eficiencias.

3.2.1. Eficiencia del ciclo – η_1 .

En esta sección se define el esquema total para describir cada una de las sub-eficiencias que componen el SEI total.

En la primera etapa de compresión de vapor del ciclo, Figura 2, el mejor COP posible que se podría obtener con un compresor perfecto sería el cociente de diferencias de entalpías $(h_1-h_8)/(h_{2a}-h_1)$. Las entalpías se pueden obtener mediante unas pocas mediciones de temperatura y referencias a las propiedades del refrigerante. Este COP “ideal” es más bajo que el de Carnot debido a las pérdidas inherentes en el ciclo. La eficiencia del ciclo η_1 puede ser definida por:

$$\eta_1 = \frac{COP \text{ Ciclo compresión vapor Ideal}}{COP \text{ Carnot}} \quad (7)$$

$$\eta_1 = \frac{(h_1 - h_8)}{h_{2a} - h_1} \cdot \frac{T_c - T_e}{T_e} \quad (8)$$

El valor de η_1 da información sobre las pérdidas inherentes de la eficiencia del ciclo con el refrigerante elegido y permite que se pueda realizar una comparación de refrigerantes,

aunque las propiedades del refrigerante también influyan en otras eficiencias de otros subcomponentes. El recalentamiento y el sub-enfriamiento también afectan a η_1 .

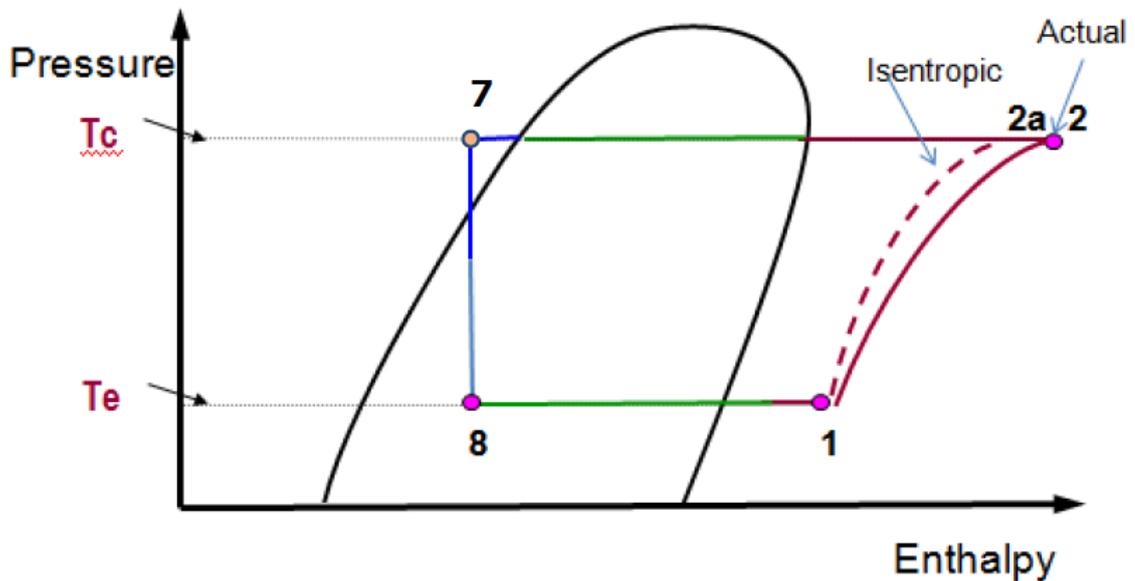


Figura 2. Ciclo simple compresión vapor.

3.2.2. Eficiencia del compresor.

Un compresor actual tendrá una eficiencia isentrópica <1 , causando que la temperatura de descarga, punto 2, sea más alta que la ideal. La eficiencia del compresor sin pérdidas de calor (adiabático) se puede calcular del cociente de diferencias de entalpía $(h_{2a}-h_1)/(h_2-h_1)$. Este cociente es el rendimiento isentrópico del compresor η_2 .

$$\eta_2 = \eta_{is} = \frac{COP \text{ (compresión actual)}}{COP \text{ (compresión isentrópica)}} = \frac{h_1 - h_8}{h_2 - h_1} \cdot \frac{h_1 - h_8}{h_{2a} - h_1} \quad (9)$$

3.2.3. Eficiencia debido a la caída de presión – η_3 .

Todos los sistemas tendrán caídas de presión pero en la mayoría de los casos la caída de presión en las líneas de aspiración y descarga no son tomadas en cuenta por separado y se convierten en una parte de las pérdidas del evaporador y condensador respectivamente, por ello en el salto de temperatura experimentado en realidad ΔT es más bajo que el medido en el compresor. Esto no afecta al total SEI pero si la caída de presión es significativa se podría tratar por separado. Esto no introduce mayores retos más allá del conocimiento de las presiones a la entrada del condensador y a la salida del evaporador.

La caída de presión en el sistema incrementa el “recorrido” en el cual el ciclo necesita operar a fin de proveer las temperaturas requeridas de trabajo. La subeficiencia η_3 se expresa como el cociente entre los COP’s de Carnot, COP para un sistema sin pérdida de

carga y COP para un sistema con pérdida de carga. En la práctica la pérdida de carga es sólo aplicable a sistemas de refrigeración con largas tuberías de aspiración y descarga. En la mayoría de los otros casos η_3 es cercano a 1 ó forma parte de la eficiencia del intercambiador de calor.

$$\eta_3 = \frac{COP_{Carnot}}{COP_{Carnot \Delta P}} \quad (10)$$

Donde el COP de Carnot está basado en el punto medio de las temperaturas de condensación y evaporación para un ciclo que trabaja a las presiones de salida y entrada del compresor y el $COP_{\Delta P}$ de Carnot está basado en las temperaturas medias reales de evaporación y condensación.

3.2.4. Eficiencia del intercambiador de calor – η_4 .

Las diferencias de temperatura en el intercambiador de calor (condensador y evaporador) aumentan el “recorrido” en el cual el ciclo necesita operar a fin de proveer las temperaturas de trabajo requeridas. Si el efecto de la caída de presión no se mide por separado, $\eta_3=1$, su efecto será tenido en cuenta dentro de η_4 porque las diferencias de temperaturas aumentarán con la caída de presión.

El efecto total de las diferencias de temperatura del intercambiador de calor se definen como:

$$\eta_4 = \frac{COP_{Carnot \text{ con temp de evap y cond}}}{COP_{Carnot \text{ temp secundario caliente y frío}}} \quad (11)$$

El efecto proporcionado por el condensador y evaporador es de interés significativo para destacar donde están las pérdidas y deben ser evaluadas, y esto es tratado en el siguiente punto.

3.2.5. Eficiencia de transferencia del fluido – η_5 .

η_5 es el cociente entre la potencia del compresor y la potencia total, tal y como se definió en la sección 2.2. Debería de dividirse entre la parte caliente y la parte fría usando η_{5h} y η_{5c} respectivamente. Un porcentaje de la potencia auxiliar aplicada a la parte caliente podría entrar en el caudal del fluido secundario y hacer una contribución a la capacidad calorífica de la bomba de calor. En general, para una bomba auxiliar donde el motor es enfriado por el fluido secundario, este porcentaje se acercará al 100%. Una situación similar existe para la parte fría.

3.2.6. Ganancias o pérdidas de calor no útiles.

η_6 es el cociente entre la capacidad frigorífica del evaporador y la capacidad frigorífica total, donde la capacidad total de refrigeración incluye las ganancias en la línea de aspiración. Esto

es válido para aplicaciones de refrigeración. Para aplicaciones de calefacción se usará el impacto de pérdidas de calor relativas no útiles de la capacidad calorífica total.

3.2.7. SEI refrigeración el producto de las sub-eficiencias.

El SEI (refrigeración) puede ser obtenido de las sub-eficiencias:

$$SEI1 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4$$

SEI2 tiene en cuenta las potencias auxiliares como se definieron en la sección 2.2 y las ganancias de calor no útiles de la línea de aspiración:

$$SEI2 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 \cdot \eta_6$$

El SEI (refrigeración) obtenido de las sub-eficiencias incluye todas las pérdidas y es el mismo que el SEI (refrigeración) de la definición básica en la ecuación (1).

3.3. Definiciones de temperatura.

Para las temperaturas de evaporación y condensación, el punto medio se usa en las definiciones de SEI para refrigerantes con deslizamiento. El punto medio en el condensador se define como la temperatura media entre el punto de rocío y el punto de ebullición, y en el evaporador, el valor medio entre la temperatura de entrada al mismo y el punto de rocío. La definición del punto medio da la mejor representación del rendimiento del intercambiador de calor. Esta es la definición de punto medio dada por el Programa de Evaluación de Refrigerantes Alternativos (AREP) y es usado ampliamente en la industria.

La figura 4 resume las definiciones de temperaturas necesarias. Se muestran las pérdidas de carga del refrigerante en los intercambiadores de calor, aunque normalmente son despreciables, en cuyo caso $P_4 = P_5$ y $P_8 = P_9$.

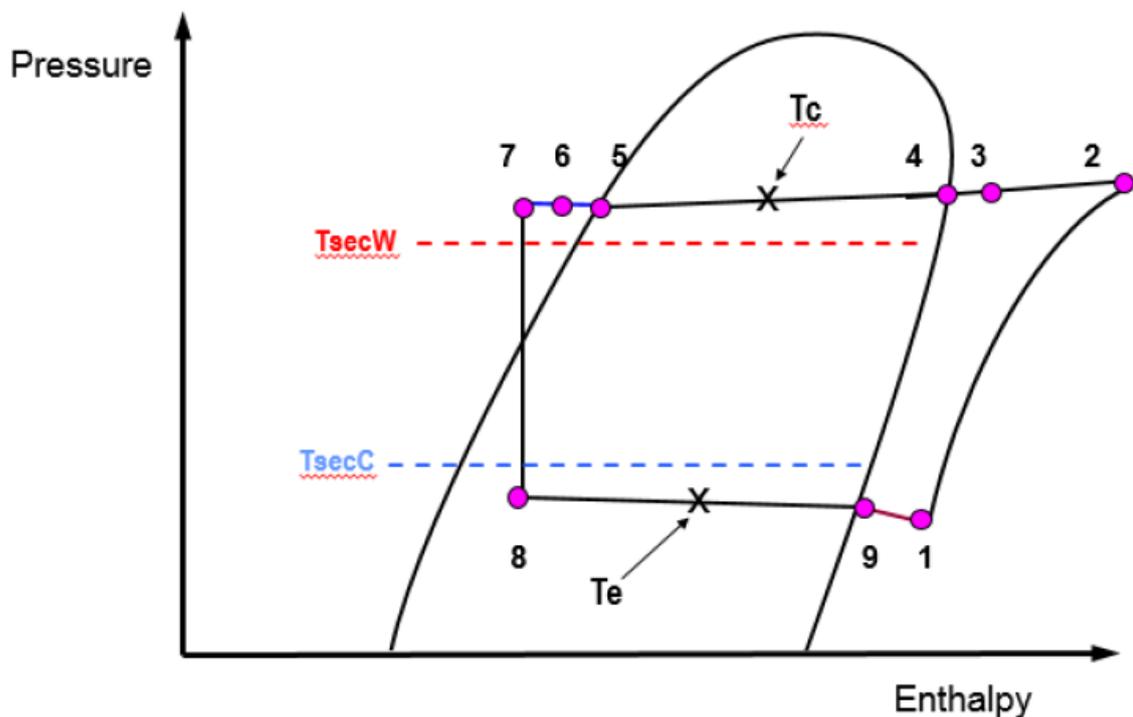


Figura 4 Diagrama que muestra el efecto de las pérdidas producidas por caída de presión y transferencia de calor. Los efectos se han exagerado para mayor claridad. La referencia a las temperaturas secundarias TsecW y TsecC son meramente ilustrativas.

Leyenda de la figura 4.

1. Entrada al compresor. T_e es la temperatura media a la presión (1) a menos que esté definida por separado por η_3 .
2. Salida compresor. T_c es la temperatura media a la presión (2) a menos que esté definida por separado por η_3 .
3. Entrada al condensador si hay pérdidas de carga y de calor entre el compresor y el evaporador.
4. La condensación comienza - punto de rocío.
5. La condensación se completa - punto de ebullición.
6. Salida del condensador.
7. Entrada a la válvula de expansión si hay pérdidas de carga y de calor entre el compresor y el evaporador.
8. Entrada al evaporador.
9. Salida del evaporador (sería el mismo que el de la entrada a compresor si no se considera las pérdidas por pérdida de carga y calor).

$$T_{e \text{ punto medio evaporación}} = \frac{(T_8 + T_{\text{punto de rocío a la presión de evaporación}})}{2}$$

$$T_{c \text{ pto.medio cond.}} = \frac{(T_{\text{pto. rocío presión evaporación}} + T_{\text{pto. ebullición presión condensación}})}{2}$$

3.4. SEI para bombas de calor.

En el análisis anterior, la definición única usada es la del COP de refrigeración. Para las bombas de calor se suele definir el COP en términos de capacidad calorífica. El análisis se puede rehacer en términos de COP calefacción, resultando valores más altos de SEI y todas las sub-eficiencias, ya que la expulsión de calor incluye la potencia de entrada. Ambos SEI (frío y calor), pueden ser definidos como se ha descrito en el presente documento. No hay un factor de conversión directo para pasar desde el SEI (refrigeración) al SEI (calefacción) por lo que ambos tienen de ser calculados por separado.

Para evitar múltiples intervalos para los que el nivel de un componente es bueno y malo, es práctico usar las sub-eficiencias definidas para refrigeración y para bombas de calor aunque éstas no se multipliquen para dar el SEI (calefacción). Un buen compresor de refrigeración, un evaporador o un condensador, son, para unas condiciones dadas, buenos también para una bomba de calor. La pequeña diferencia es que las pérdidas de calor de la carcasa del compresor no tienen impacto en el COP refrigeración mientras que sí afectan en el COP calefacción. Se considera esencial evitar trabajar con dos tipos de sub-eficiencias y por lo tanto usar el SEI (calefacción) como la eficiencia total, junto con las sub-eficiencias con las referencias de refrigeración, se considera que no tiene impactos prácticos, excepto que no pueden ser multiplicadas para conseguir el SEI (calefacción), mientras que sí es posible para el SEI (refrigeración).

3.5. Pérdidas de calor del compresor.

Con objeto de tener un buen diseño, el punto 2 en la Figura 2 se podría obtener de la eficiencia isentrópica del compresor. Ésta normalmente sería obtenida de los datos publicados por el fabricante. Cuando se mide la temperatura de descarga se deben de tener en cuenta las pérdidas que se producen en el cuerpo y carcasa del compresor.

El punto 2_b mostrado en la Figura 3 representa la entalpía que se podría alcanzar si el compresor estuviera totalmente aislado con un 100% de conversión de entrada de energía en el aumento de la entalpía. En un sistema real, esto no ocurre porque se pierde calor del compresor al exterior. El punto 2 es la temperatura real medida, T₂.

El punto h_{2b} no puede ser medido a menos que el compresor esté aislado para reducir la pérdida de calor cercana a cero. Debido a que las pérdidas de calor para compresores herméticos y semi-herméticos normales sin refrigeración son pequeñas respecto a la potencia de entrada, se ha probado que es posible usar directamente un factor de pérdida con gran precisión. La pérdida de calor se define como la eficiencia térmica del compresor, η_{th} :

$$\eta_{th} = 1 - \text{cociente pérdidas de calor respecto de la potencia del compresor} \quad (12)$$

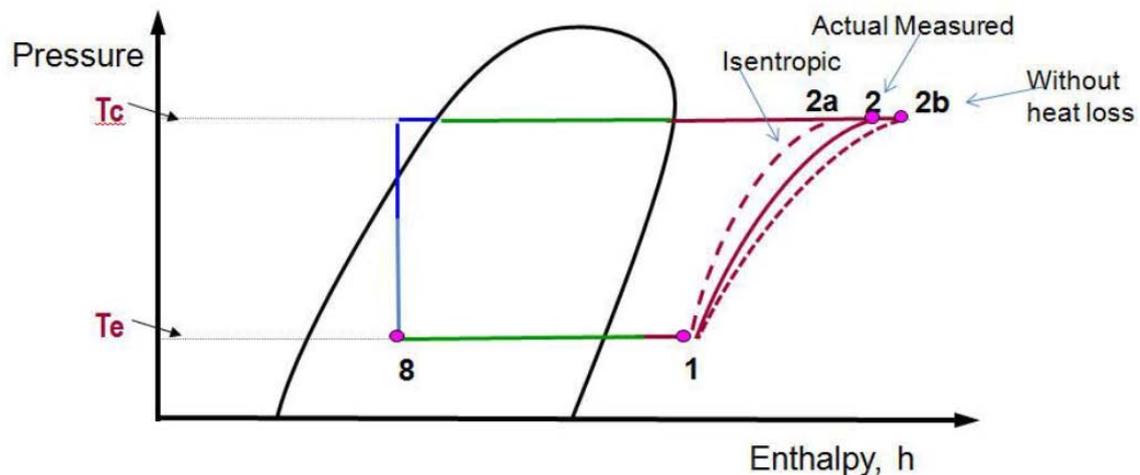


Figura 3. Ciclo simple de compresión del vapor pérdidas de calor en el compresor.

Las pérdidas de calor son normalmente del 3-10% de la potencia del motor para compresores herméticos y semi-herméticos, es decir el η_{th} está entre 0.90 y 0.97 de la potencia (potencia en eje para compresores abiertos). Este porcentaje de potencia será el que se transformará en un incremento de entalpía del refrigerante. Es posible adaptar las condiciones de trabajo y modelos de compresor, pero, debido a que un valor fijo sólo produce un error de un pequeño porcentaje, es posible usar un valor fijo para compresores trabajando en condiciones ambientales normales sin utilizar aire forzado sobre la carcasa u otras partes para aumentar la

refrigeración del mismo. Se ha comprobado que un valor fijo de $\eta_{th} = 0.93$ es una buena correlación para compresores herméticos y semi-herméticos sin refrigeración.

La ecuación (8) se modifica por η_{th} y permite al SEI ser determinado directamente en campo usando las medidas de presión y temperatura en conjunto con las propiedades del refrigerante.

$$SEI(\text{refrigeración}) = \frac{h_1 - h_8}{h_2 - h_1} \cdot \eta_{th} \cdot \frac{T_{secW} - T_{secC}}{T_{secW}} \quad (13)$$

Para aplicaciones de refrigeración, SEI (calefacción) se define como:

$$SEI(\text{refrigeración}) = \frac{h_2 - h_7}{h_2 - h_1} \cdot \eta_{th} \cdot \frac{T_{secW} - T_{secC}}{T_{secW}} \quad (14)$$

Para propósitos prácticos es conveniente trabajar con SEI como se define en la ecuación (13) y (14) para evaluaciones comparativas.

Cuando se evalúa η_2 es necesario modificar la ecuación (9) como sigue:

$$\eta_2 = \eta_{is} = \frac{COP_{\text{compresión real}}}{COP_{\text{compresión isoentrópica}}} = \frac{\frac{h_1 - h_8}{h_2 - h_1} \cdot \eta_{th}}{\frac{h_1 - h_8}{h_{2a} - h_1}} = \frac{h_{2a} - h_1}{h_2 - h_1} \cdot \eta_{th} \quad (15)$$

3.6. Compresores abiertos.

Para compresores abiertos las pérdidas del motor se pueden tratar de una manera similar con la introducción de η_m , eficiencia del motor.

$$\eta_2 = \frac{h_{2a} - h_1}{h_2 - h_1} \cdot \eta_{th} \cdot \eta_m \quad (16)$$

Eficiencia isentrópica de compresores abiertos está normalmente basada en la potencia en el eje, mientras que η_2 debería estar siempre basado en la entrada de potencia eléctrica.

3.7. Efecto de condensador y evaporador.

La eficiencia del intercambiador de calor η_4 es interesante de analizar más allá de identificar la eficiencia del condensador de manera separada del evaporador. Para evaluar y comparar el impacto del condensador la influencia del evaporador puede ser eliminada introduciendo la temperatura de evaporación en vez de la temperatura de referencia de secundario frío en la ecuación (11). Para evaluar el evaporador separadamente la temperatura del secundario caliente puede ser remplazada por la temperatura de condensación en la misma ecuación.

Para el condensador:

$$\eta_{4co1} = \frac{COP_{\text{canot basado en las temp.de cond.y evap.}}}{COP_{\text{carnot basado en temp caliente secundario y temp.evap.}}} \quad (17)$$

Y para el evaporador:

$$\eta_{4co1} = \frac{COP_{canot \text{ basado en las temp.de cond.y evap.}}}{COP_{carnot \text{ basado en temp fria secundario y temp.cond.}}} \quad (18)$$

3.7.1. Efecto proporcionado de condensador y evaporador.

Las definiciones anteriores de condensador y evaporador no serán válidas si multiplicados entre ellos no es igual a η_4 . Así que es deseable que un efecto proporcionado del condensador, η_{4co} y del evaporador, η_{4ev} puedan ser definidos de manera que:

$$\eta_{4co} \cdot \eta_{4ev} = \eta_4 \quad (19)$$

En orden de establecer el efecto proporcional del condensador y el evaporador, se establece el efecto producido por cada uno de ellos por separado η_{4co1} y η_{4ev1} .

El efecto proporcional es encontrado usando un factor, k, usado de la siguiente manera:

$$\eta_{4co} = \eta_{4co1} \cdot k$$

Y:

$$\eta_{4ev} = \eta_{4ev1} \cdot k$$

Por lo que:

$$\eta_{4co} \cdot \eta_{4ev} = \eta_{4co1} \cdot k \cdot \eta_{4ev1} \cdot k = \eta_4$$

Despejando k:

$$k = \sqrt{\frac{\eta_4}{\eta_{4co1} \cdot \eta_{4ev1}}} \quad (20)$$

Sustituyendo k en las ecuaciones anteriores:

$$\eta_{4co} = \eta_{4co1} \cdot \sqrt{\frac{\eta_4}{\eta_{4co1} \cdot \eta_{4ev1}}} \quad (21)$$

$$\eta_{4ev} = \eta_{4ev1} \cdot \sqrt{\frac{\eta_4}{\eta_{4co1} \cdot \eta_{4ev1}}} \quad (22)$$

Los COP's y los cocientes de COP se resumen en la tabla 2 a continuación.

Tabla 2. Intercambiadores de calor, parámetros del COP de Carnot y eficiencias para sistemas de refrigeración.

COPs Carnot	Cociente Temperaturas	Diferencia de Temperatura
COP Carnot sin diferencias de temperatura	$\frac{T_e}{T_c - T_e}$	No ΔT
COP Carnot con dif. Temperatura condensador	$\frac{T_e}{T_{secW} - T_e}$. ΔT en Cond
COP Carnot con dif. Temperatura evaporador	$\frac{T_e}{T_c - T_{secC}}$	ΔT Evap.
COP Carnot ambas distintas	$\frac{T_{secC}}{T_{secW} - T_{secC}}$	ΔT en ambos.
Cocientes COP Carnot		
Cociente COP η_{4co1}	$\frac{T_e}{T_c - T_e} \cdot \frac{T_{secW} - T_e}{T_e}$	$\frac{\text{No } \Delta T}{\Delta T \text{ en Cond}}$
Cociente COP η_{4ev1}	$\frac{T_e}{T_c - T_e} \cdot \frac{T_c - T_{secC}}{T_{secC}}$	$\frac{\text{No } \Delta T}{\Delta T \text{ en evap}}$
Efecto combinado de diferencias de temperatura intercambiador de calor, η_4	$\frac{T_e}{T_c - T_e} \cdot \frac{T_{secW} - T_{secC}}{T_{secC}}$	$\frac{\text{No } \Delta T}{\Delta T \text{ en Cond y evap}}$

Las temperaturas se deberían de definir de acuerdo a las directrices de las mediciones SEI:

- T_e y T_c son las temperaturas de el punto medio de condensación y evaporación (ver apartado 3.3).

- T_{secC} , T_{secW} son las temperaturas de referencia del fluido secundario, definidas por defecto.

Estas son condiciones límites aplicables a SEI1 y SEI2 que deben de ser respetadas durante cualquier comparación de sistemas.

Para evaluaciones posteriores se requiere evaluar los beneficios de usar el η_{4co1} y el η_{4ev1} ó el efecto proporcionado como se ha descrito anteriormente para la evaluación. Las diferencias en valor no son grandes y para un sistema dado cualquiera de los dos podría ser usado para la comparación pero crear parámetros de comparación universales puede tener ventajas y desventajas con las diferentes definiciones.

4. Ejemplos.

Un ejemplo tomado de las mediciones de un sistema real como el que se representa en la figura 5. Este es un sistema R407C con los siguientes parámetros medidos:

Presión de evaporación 3.72 bar (temperatura punto medio -8.3 °C, punto de rocío -6.0 °C)

Presión de condensación 14.75 bar (temperatura punto medio 35.8 °C, punto de rocío 38.4 °C)

Temperatura fría de entrada al secundario 0°C.

Temperatura caliente de salida del secundario 35°C.

Subenfriamiento 1.3 K.

Recalentamiento 5.0 K.

Capacidad frigorífica 11.6 kW. COP 3.3.

Capacidad calorífica 14.9 kW. COP 4.25.

Potencia eléctrica entrada al compresor 3.5 kW.

Eficiencia térmica 0.95.

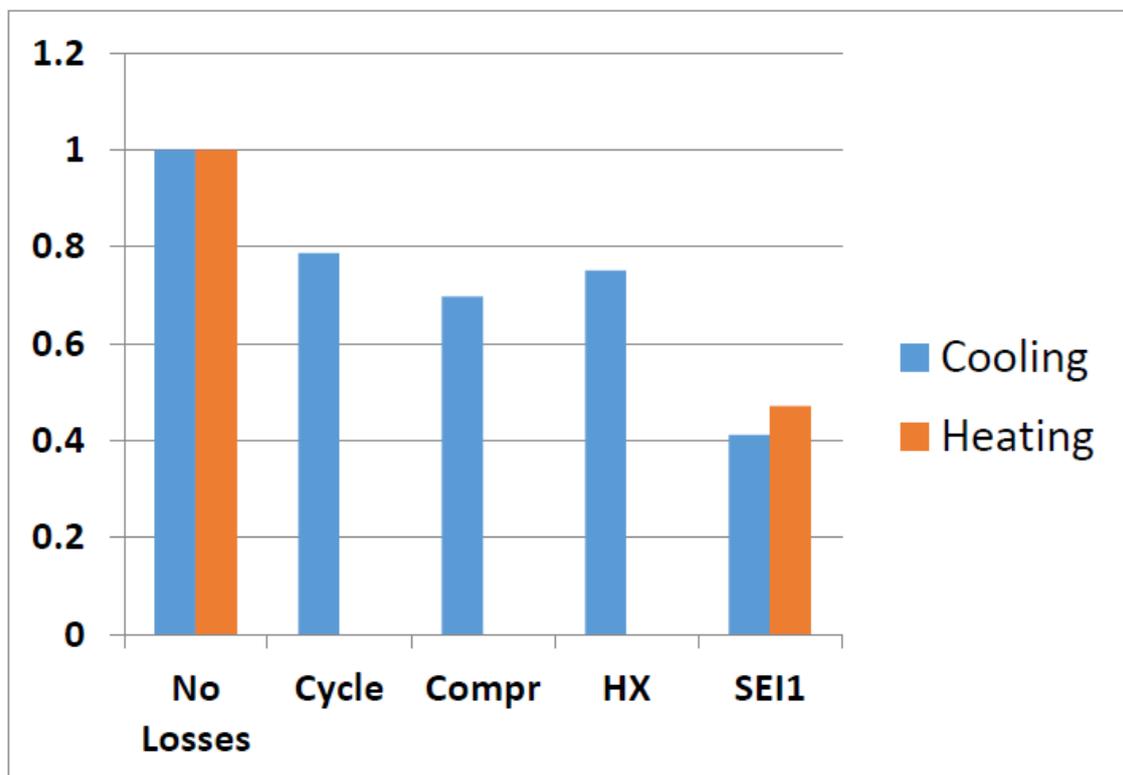


Figura 5. Subeficiencias del sistema y valor de SEI1 para una bomba de calor de R407C.

La Figura 5 representa las sub eficiencias (efecto combinado de los intercambiadores de calor, pérdidas de carga despreciables), y los valores finales de SEI1. Estos se calculan con los mismos datos medidos, es decir, el sistema no es reversible, sólo es considerado en términos de valores de refrigeración o valores de calefacción.

En la Figura 6 se comparan dos enfriadoras-bombas de calor de agua en dos condiciones distintas. La consistencia del SEI1 en las dos condiciones, las cuales representan un amplio rango de funcionamiento, se puede ver claramente, mientras que el COP no puede ser usado fácilmente para comparar rendimiento del sistema o destacar pequeños cambios en el sistema. Este ejemplo muestra el pobre rendimiento del compresor en el sistema 2. También que a una mayor temperatura de evaporación el evaporador ha perdido rendimiento. Sin embargo, el impacto del rendimiento del evaporador disminuirá a más bajas temperaturas de evaporación debido a la bajada de la capacidad del compresor. Estos efectos se pueden estudiar usando el análisis proporcional esbozado en la sección 3.7 de este documento.

Todo va según lo esperado, y destaca la necesidad de aplicar y comparar sistemas en el puesto que se ha intentado que se use. El SEI ofrece una nueva opción para indicar si un diseño está bien adaptado a una condición específica y también validando lo bien que funciona en campo y donde se producen las pérdidas.

COMPARACIÓN ENTRE UNA ENFRIADORA-BOMBA DE CALOR DE BUEN RENDIMIENTO Y OTRA DE MALO A DIFERENTES CONDICIONES DE TRABAJO.

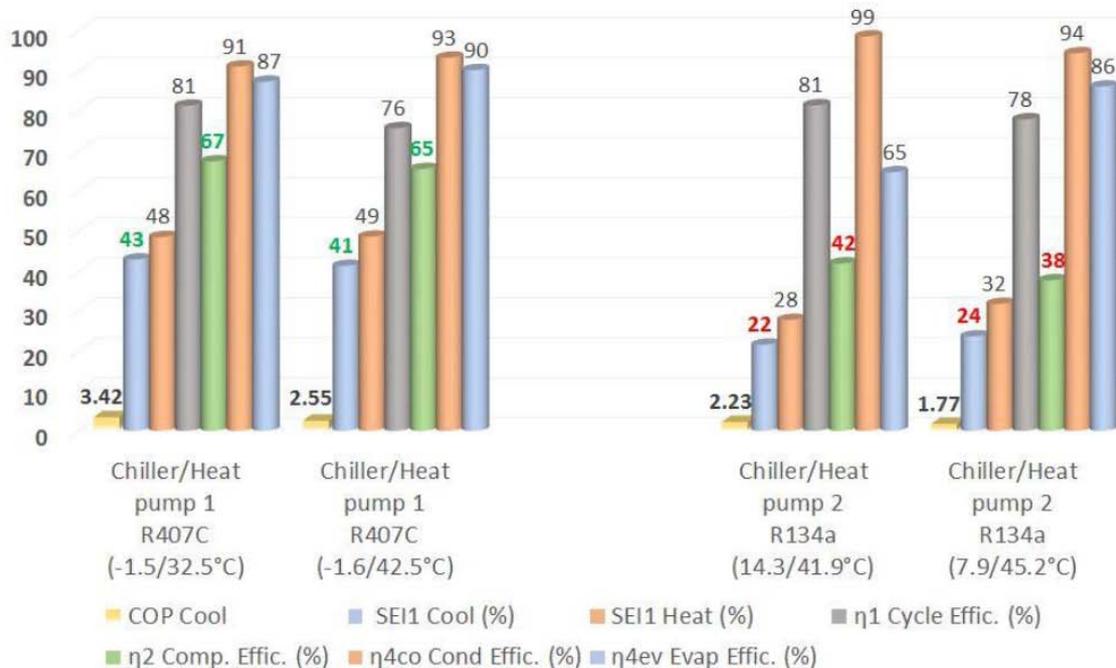


Figura 6. Ejemplo de dos enfriadoras-bombas de calor con glicol a agua, una con relativamente alto rendimiento y otra con bajo rendimiento mostrando el SEI1 para refrigeración y calefacción. Las subeficiencias destacan la causa del pobre rendimiento.

5. Valores de SEI de referencia.

Para hacer posible que los valores medidos de SEI sean comparados con criterio es necesario identificar los valores de SEI que podrían ser considerados buena práctica. Tales valores dependerán de los siguientes factores:

-Tipo de sistema.

Para tipos de sistema normales como enfriadoras y varios tipos de bombas de calor debería de ser posible obtener SEI's de referencia usando refrigerantes usuales, diferencia de temperatura en los intercambiadores de calor, compresores, etc. usando el método elaborado anteriormente. Para sistemas hechos a medida es necesario para los diseñadores especificar el SEI esperado.

-Tamaño.

Es probable que se produzcan variaciones en el tamaño de los sistemas. Los sistemas grandes tienden a tener mejor rendimiento que los pequeños.

-Condiciones de trabajo.

-Carga del sistema

Es poco probable que las mediciones se hagan a las condiciones de diseño a plena carga. Por lo tanto es deseable tener una relación entre la carga de trabajo y el SEI. El siguiente paso es usar las definiciones que aparecen en este documento para evaluar sistemas representativos de diferentes segmentos y definir recomendaciones para la selección de temperaturas de referencia, límites del sistema y niveles de comparación.

La eficiencia del sistema a carga parcial es importante en muchos sistemas debido al gran número de horas de trabajo a carga parcial. El rendimiento del sistema a carga parcial puede ser fácilmente especificado y medido, aportando que la medición está correctamente definida mientras el equipo trabaja en condiciones estables. Donde un sistema trabaja a distintas cargas, es decir que se emplea una reducción de la capacidad el compresor, los cambios en SEI reflejan con más precisión el verdadero cambio de rendimiento del sistema. Operando a varios escalones de capacidad efectivamente constituye diferentes sistemas, cada uno de los cuales necesitan ser investigados sobre un rango de condiciones de trabajo.

Es una regla general con todas las medidas, y en particular en medidas de campo, que los parámetros a ser comparados deben de estar cuidadosamente definidos. Esto es esencial para evitar comparar "peras con manzanas". En la evaluación del diseño y medidas en campo a menudo no es posible tener las definiciones exactas como se estipula en una norma, donde se intenta tener un 100% de equivalencia en un test de laboratorio. Estas condiciones de laboratorio deben de ser definidas con detalle pero deberían no ser las condiciones preferidas en un diseño o posibles de conseguir en una planta en la vida real.

6. Conclusiones.

Hoy en día el COP o, en USA EER, ó kW/RT son usados como un indicador clave de rendimiento para la refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor. El propósito del SEI es diferente y complementa a los otros, El COP tiene una debilidad como comparador ya que es muy dependiente de las condiciones de trabajo.

El COP nos dice cuanta energía se usa para la producción de frío y calor en un punto de medida específico*. El indicador es específico para el punto de medida y es difícil de relacionar a otras circunstancias.

El SEI nos dice lo eficiente que es el proceso en el mismo punto*.

Las eficiencias de los componentes son útiles para indicar las razones de la variación del SEI.

Carga parcial y condiciones del test deben de ser tenidas en cuenta cuando se consideran valores de SEI comparables, porque testeando a condiciones de diseño es normalmente difícil de conseguir.

La experiencia actual indica que el SEI y las sub-eficiencias expanden las posibilidades de identificar el rendimiento total de un sistema y también identifican donde ocurren las pérdidas. Este parámetro es más fácil de explicar que el COP para los no especialistas.

Se necesita analizar más datos para establecer valores de SEI comparables para la mayoría de los sistemas y los sistemas necesitan ser agrupados en categorías representativas para permitir comparaciones relevantes y evitar usar el SEI y sub eficiencias más allá de rangos relevantes. Este trabajo está ahora mismo en progreso.

Los comentarios para mejorar serán siempre bienvenidos.

Anna-Lena, Guy Hundy, Klas Berglöf.

Referencias.

- Römer S, et al. 2011. Universal energy efficiency evaluation method of refrigeration systems. IIR ICR conference 2011, Prague, Czech Republic, 2011-08-21- 08-26.
- VDMA Specification No. 24247 "Energy efficiency of refrigeration systems"
- VDMA Specification No. 24247 Part 2: "Requirements for system design and components"
- Maidment, G G et al, 2007 *Development of the System Efficiency Index (SEI) for Refrigeration and Air Conditioning Systems*, IOR 2007 Annual Conference
- Berglöf, K., *Methods and Potential for Performance Validation of Air Conditioning, Refrigeration and Heat Pump Systems*, Inst. of Refrigeration Proceedings 2004/5

7. Apéndice. Pautas para usar plantillas SEI de ClimaCheck.

Las plantillas de ClimaCheck han sido desarrolladas para tener en cuenta todos los factores usados en los cálculos de SEI. Dicho esto no hay método identificado de incluir cargas intermitentes en una medida de campo. En una sala climatizada con condiciones controladas en su totalidad y carga de trabajo estable el componente intermitente en el modelo de VDMA serán integrados en los cálculos pero en general estos requerirán un tiempo de ciclo bien definido con condiciones estables para aceptar un SEI relevante incluyendo cargas intermitentes las cuales no son consideradas ser comúnmente posibles de conseguir en campo.

Las sub eficiencias y SEI totales son todos calculados de acuerdo a la siguiente tabla.

7.1. SEI de la parte fría y sub-eficiencias.

Ref Comp A out (°C)	Comp Isen. eff** A (%)	Power input Comp. A (kW)	COP Cool A	Cap. Cool A (kW)	COP Heat A	Cap. Heat A (kW)	Stability	System Refer. Temp. SecC	System Refer. Temp. SecW	SEI1 Cool (%)	SEI1 Heat (%)	Eta1 Cool impact of Refr cycle (%)	Eta2 Cool impact of Comp (%)	Eta4co1 Cool impact of Cond (%)	Eta4ev1 Cool impact of Evap (%)	Eta4 Cool impact of heat exchangers (%)
81.1	61.4	76.1	2.32	176.8	3.22	244.7	0.05	10.0	43.7	27.7	34.2	75.7	61.4	79.6	79.3	59.6
81.0	61.3	76.1	2.32	176.8	3.22	244.8	0.05	10.0	43.7	27.7	34.2	75.6	61.3	79.8	79.2	59.7
81.0	61.3	76.1	2.33	177.3	3.22	245.3	0.05	9.9	43.5	27.6	34.1	75.8	61.3	79.4	79.3	59.4
81.0	61.3	76.1	2.33	177.3	3.22	245.3	0.05	9.9	43.4	27.6	34.1	75.8	61.3	79.5	79.2	59.4
81.0	61.1	76.1	2.33	177.1	3.22	245.0	0.05	9.9	43.4	27.5	34.1	75.8	61.1	79.6	79.2	59.5

7.2. Pestaña de entrada de datos.

Cargas eléctricas auxiliares se pueden medir o añadir como entradas manuales en la tabla de entradas en columna 1. Si la entrada de medida conectada a variables en la columna D y presiona recargar entradas en el menú para activar los cambios.

Electrical Power Comp		Current ratio 1 is default. For PA Pro change ratio in EP Pro meter for PA8:7 ch				
Electrical Power Input Compressor A	kW	EP_Comp_A	75.700	0.000	1.00	75.700
Electrical Power Auxiliaries						
Electrical Power Input Auxiliaries Secondary Warm Continuous	kW	EP_Aux_SecW_cont	4.044	0.000		4.044
Electrical Power Input Auxiliaries Secondary Warm Intermitten	kW	EP_Aux_SecW_intmit	0.000	0.000		0.000
Electrical Power Input Auxiliaries Secondary Cold Continuous	kW	EP_Aux_SecC_cont	5.055	0.000		5.055
Electrical Power Input Auxiliaries Secondary Cold Intermitte	kW	EP_Aux_SecC_intmit	0.000	0.000		0.000
Total Electrical Power Input Auxiliaries Secondary	kW	EP_Aux	9.099	0.000		9.099

7.3. Pestaña entrada de constantes.

Las siguientes constantes pueden ser usadas para introducir factores para pérdidas en el sistema. No cambie las constantes mientras escanea.

La eficiencia térmica de los compresores viene dada en la tabla de constantes y su valor por defecto es 93% (por ejemplo 7% de pérdidas por calor es una buena suposición para compresores herméticos y semi-herméticos sin refrigeración externa. Software de Copelan y Bitzer usa un valor ligeramente más bajo, 5%).

La eficiencia del motor de motores abiertos será tenidos en cuenta. Pero no todos los aspectos en la sub-eficiencia han sido validados para esto por ahora.

Pérdidas de calor/Ganancias vienen dadas como un factor de la capacidad total de refrigeración/calefacción. Destacar que si se mide la salida del evaporador se calcula esta ganancia y no debería der añadida como una constante de ganancia de calor en la pestaña de constantes.

Pérdidas de calor o ganancias de los auxiliares son dados como eficiencia térmica. Si las pérdidas o ganancias es 30% de la potencia dada/medida entonces introduzca 0.7 para cada lado respectivamente.

Compressor data - Heat loss > Thermal efficiency		Name	Value		
Min Comp capacity to log		CC_MinCompPower	-0.5	kW	
Min Comp capacity to calculate COP and Comp effic		CC_MinCompPower_COP	-0.50	kW	
Thermal efficiency compressor		CC_Comp_termeff	0.93		
Nominal power 1 to adjust heatloss		nom_Comp_input	75.70	kW	
Electrical motor efficiency data - Open drive comp.		Recommended minimum motor efficiency			
				Nominal power	Minimum Rated Efficiency (%)
External motor efficiency		CC_CompMotor_eff	1.00	5.0 kW - 7.5 kW	84.0
If refrigerant cooling is active or not - default manual input (0/1)		DI_Ref_cool_motor*DI_Ref_cool_mot	0	7.5k W < P < 15 kW	85.5
Refrigerant cooling capacity		CC_Ref_cool_motor	0.00	15 kW < P < 37 kW	88.5
Swept volume to calculate Volumetric efficiency		CC_RVFlow_nom		37 kW < P < 75 kW	90.0
				75 kW < P < 90 kW	91.5
				P > 90 kW	92.0
Refrigeration Circuit Heat Loss Factors		Name	Value		
Heat loss high pressure side		CC_RHP_termeff	1.00		
Heat pick up low pressure side		CC_RLP_termeff	1.00		
Auxiliary Heat Loss Factors		Name	Value		
Thermal Efficiency Auxiliary Secondary Warm Continuously		CC_EP_Aux_SecW_cont_termeff	0.50		
Thermal Efficiency Auxiliary Secondary Warm Intermittent		CC_EP_Aux_SecW_intmit_termeff	0.00		
Thermal Efficiency Auxiliary Secondary Cool Continuously		CC_EP_Aux_SecC_cont_termeff	0.50		
Thermal Efficiency Auxiliary Secondary Cool Intermittent		CC_EP_Aux_SecC_intmit_termeff	0.00		