MODELO OPERATIVO DE LA BOMBA DE CALOR A PARTIR DE SUS IRREVERSIBILIDADES TERMODINÁMICAS

M.L. Lavoria, J.A. Fiora
INTI Energía
mlavoria@inti.gob.ar

OBJETIVO

- Elaborar un modelo computacional para caracterizar operativamente a un **acondicionador de aire residencial *frío-calor*** *en modo calefacción* frente a variaciones en la temperatura exterior e interior en función de sus pérdidas de exergía.[1]
- Localizar y cuantificar la destrucción de exergía en los distintos componentes. Establecer su dependencia con la eficiencia (COP)[2] y la temperatura exterior e interior.

DESCRIPCIÓN

Una bomba de calor (BC) –en nuestro trabajo léase Acondicionador de Aire Residencial (AA) *frío-calor*- puede simplificarse a un modelo como el de la *Fig.1(a)*. Básicamente, una máquina térmica reversible que opera entre dos fuentes de temperatura $\mathbf{T_1}$ y $\mathbf{T_2}$ (temperaturas de condensador y evaporador), y se encuentra sujeta a dos temperaturas, la exterior ($\mathbf{T_i}$) –dependiente del clima- y la interior ($\mathbf{T_s}$)–fijada por el usuario. (Ver *Fig.1(b)* para detalles sobre componentes de BC y *Fig.1(c)* para el perfil de temperaturas en mayor detalle).

Las ecuaciones que caracterizan el comportamiento termodinámico del equipo, expresados en términos de tasas de transferencia de energía en forma de calor **Q** y trabajo **W** (potencia eléctrica de entrada del equipo) son:

$$\begin{cases} \dot{Q}_2 = \dot{W} + \dot{Q}_1 \\ \dot{W} = \dot{W}_{rev} + \dot{E}_{dest} \\ \dot{Q}_j = k_j \Delta T_j \ , j = 1,2 \end{cases} \qquad \text{con} \qquad \begin{array}{l} \Delta T_1 = T_i - T_1 \\ \Delta T_2 = T_2 - T_s \\ \dot{W} = f(T_1, T_2) \end{array}$$

El coeficiente $\mathbf{k_j}$ para el intercambiador *j-ésimo* engloba tanto su superficie ***A*** como su coeficiente global de intercambio ***U***.

Como la temperatura exterior es un dato, y la interior la fija el usuario, pretendemos conocer las temperaturas medias a las que operan los intercambiadores, puesto que las mismas representan las dos fuentes entre las cuales opera la máquina térmica.

Ahora bien, la potencia que consuma el equipo será la necesaria para que opere un ciclo de Carnot (reversiblemente) entre dos fuentes térmicas más la potencia para cubrir todas las irreversibilidades del proceso (internas y externas) necesarias (o no tanto) para que un equipo *real* realice la labor en cuestión. Este requerimiento adicional responde a la entropía generada por cada componente, o bien como la exergía **e**, o disponibilidad de trabajo, destruida o perdida en cada parte del proceso:

$$\dot{W} = \dot{W}_{rev} + \dot{e}_{dest}$$

Análisis en p.u.

Un modelo de este tipo puede ser altamente dependiente de los parámetros técnicos, pero podemos simplificar notablemente esta cuestión al independizarnos de las unidades dividiendo las variables en forma conveniente con respecto a un valor base pertinente.

En nuestro caso requerimos simplemente fijar solo algunas, y las demás vendrán necesariamente dadas por las relaciones termodinámicas. Denominaremos a esta lógica, el **sistema por unidad (p.u.)**. Tendremos entonces tres valores base independientes y dos dependientes. El sistema de valores base resulta:

$$\left\{ T_i, \dot{Q}_2, \Delta h_{ev}, \dot{m}_{f,b} = \frac{\dot{Q}_2}{\Delta h_{ev}} \left(\frac{T_i}{\Delta T_b} \right) k_b = \frac{\dot{Q}_2}{\Delta T_b} \right\}$$

Las variables con unidades de potencia como la tasa de destrucción de exergía o la potencia del equipo tienen como valor base a $\dot{Q}_2$.

Pérdidas de exergía en p.u.

La **exergía destruida total** resulta ser la suma de la destruida en cada uno de los componentes del ciclo (compresor, válvula de expansión, refrigerador y evaporador):[3]

---

1 La *exergía* puede entenderse como la parte de la energía que es posible transformar en trabajo útil.

$COP = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{W}} = \frac{1}{\dot{w}}$

2 *Coeficiente de Performance*:

$COP = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{W}} = \frac{1}{\dot{w}}$

$COP = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{W}} = \frac{1}{\dot{w}}$

3 La tasa de destrucción **total** de exergía también está expresadas en p.u. pero se prescindió de esta aclaración.

$$\dot{e}_{dest} = \dot{e}^{p.u.}_{Comp} + e^{p.u.}_{Valv} + \dot{e}^{p.u.}_{evap} + e^{p.u.}_{cond}$$

Por consiguiente, se obtiene un sistema expresado en p.u. que puede resolverse para las temperaturas de los intercambiadores **T_1** y **T_2**.

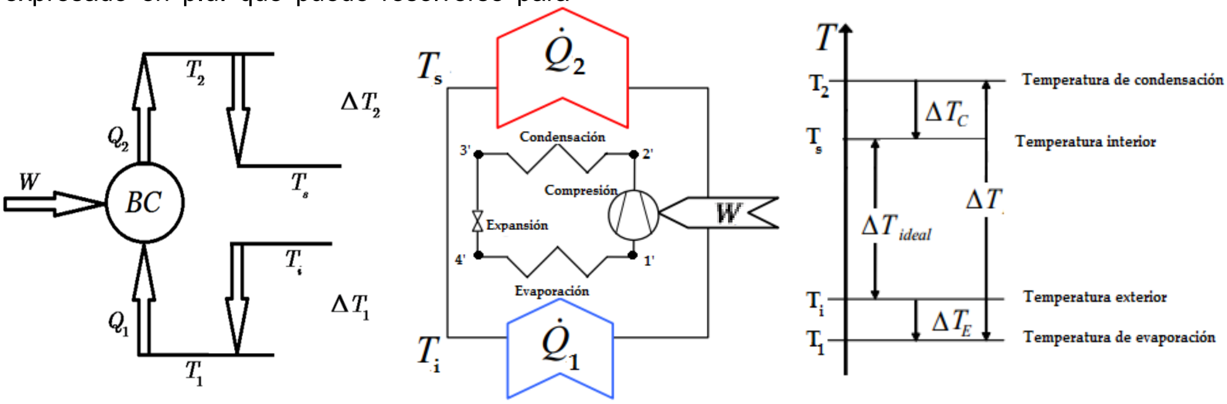

Figura 1. a) Modelo de la bomba de calor b) El ciclo y sus componentes. c) Perfiles de temperatura del modelo

Luego, se puede obtener la potencia consumida por el equipo, las irreversibilidades en los componentes, y gracias a ello la eficiencia real del equipo.

RESULTADOS

A modo de ejemplo, se muestra una corrida del modelo, tomando como ejemplo, un *AA Frío-Calor* de **2500 kcal/h** que opere con una *temperatura exterior* de **5°C** y una *temperatura interior* en la vivienda de **20°C** que fija el usuario. Se suponen *coeficientes de intercambio de calor* **k** iguales para el evaporador y el condensador de **100 W/°K**. Se fija también la *eficiencia isentrópica del compresor* y la calidad del vapor a la entrada del evaporador. Ello devuelve las características que se resumen en la *Tabla I*.

Tabla I. Un resultado a modo de ejemplo

AA 2500 kcal/h	T_{int}=20°C	T_{ext}=5°C	
COP	**T_{evap}**	**T_{cond}**	**P_{elec}**
3,14	**-19°C**	**44°C**	**924 W**

No obstante, el COP obtenido es una eficiencia que no contempla la destrucción de trabajo disponible que hubo. Es dable destacar que la potencia que exigiría el equipo si el proceso fuera completamente reversible sería simplemente de 148 W (COP_{rev}=19). La eficiencia respecto a una máquina de Carnot resultaría entonces η=0,16. Ello indica que existe aún cierto espacio de mejora. La clave radica entonces en conocer sobre qué componentes resulta más conveniente actuar para mejorar la eficiencia del equipo con mínima inversión de capital. Para ello hay que identificar, primero, las contribuciones a las pérdidas exergéticas en cada componente. Tal como se aprecia en la Fig. 2, **el compresor** y **el condensador** son los que más aportan. Entre todos ofrecen una irreversibilidad que implica más del 80% de la potencia eléctrica de entrada.

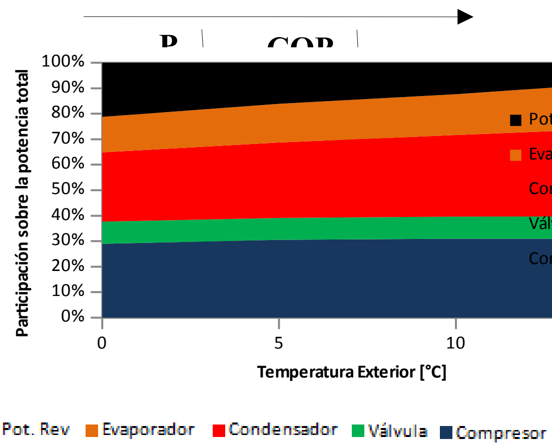

Figura 2- Participación de cada componente del ciclo sobre la potencia eléctrica de entrada del equipo.

CONCLUSIONES

En este trabajó se desarrollo un modelo para la predicción operativa en estado estacionario de una bomba de calor a partir de consideraciones termodinámicas; en particular del aporte que realiza cada componente a la generación de entropía en el ciclo. Ciertos desarrollos que se desprenden de este modelo no se encuentran presentes en este trabajo.

Tabla II – NOMENCLATURA

Símbolo	**Descripción**	**Unidad**
Δh_{ev}	Entalpía específica de evaporación	kJ/ kg
ΔT	Diferencia o saltos de temperatura	K
η_s	Eficiencia isentrópica del compresor	#
$\dot{e}^{p.u.}$	Tasa de destrucción de exergía o tasa de pérdida de exergía en p.u.	#

k_j	Coeficiente global de intercambio del intercambiador-j	kW/ K
$\dot{m}_r$	Flujo másico del refrigerante	kg/ s
$\dot{q}$	$\dot{Q}$ expresado en p.u.	#
$\dot{w}$	$\dot{W}$ expresado en p.u.	#
x_v	Título del vapor a la entrada del evap	US$/MWh
$\dot{Q}$	Tasa de transferencia de energía en forma de calor	*kW*
$\dot{W}$	Tasa de transferencia de energía en forma de trabajo	*kW*

*De símbolos que aparecen en el presente trabajo y no fueron debidamente especificados.