



## APLICACIONES INDUSTRIALES

### Estudio estructural en instalaciones de bomba de calor

#### *Structural study of heat pump´s installations*

Oscar M.- Cruz Fonticiella  
José A.- Dos Reis Parise

Recibido: Julio del 2012  
Aprobado: Noviembre del 2012

#### Resumen/ Abstract

Se investigan las irreversibilidades de una bomba de calor, con análisis exergéticos y estructurales. Se utilizó una instalación experimental de una bomba de calor lográndose datos y cálculos de la eficiencia de la compresión, temperaturas medias de los focos caliente y frío del ciclo, diferencia de temperatura a la salida del condensador, media logarítmica del evaporador, caídas de presiones del condensador y el evaporador y un análisis exergético y estructural con las propiedades termodinámicas en los puntos clave del ciclo, coeficiente de comportamiento del ciclo, balances de masas, energías y entropía, entropía generada en cada componente, balance de exergía con las irreversibilidades en cada componente, eficiencia exergética, defecto de eficiencia y coeficientes de vínculos estructurales. Se exploraron las potencialidades de mejora de cada componente para una posterior optimización termoeconómica.

**Palabras clave:** análisis estructural, análisis exergético, bomba de calor, coeficientes de vínculos estructurales, irreversibilidades.

*The irreversibility of a heat pump with exergy and structural analysis is investigated. An experimental installation of a heat pump and calculations achieving data compression efficiency, the average temperature of hot and cold spots in the cycle was used, The temperature difference output condenser, log mean evaporator , pressures drops condenser and evaporator and structural exergy analysis and thermodynamic properties at key points of the cycle, the cycle coefficient of performance, mass balances, energy and entropy, entropy generated in each component, the availability balance irreversibilities in each component , exergetic efficiency, default coefficients efficiency and structural links were obtained. The potential for improvement for each component for further thermoeconomic optimization were explored.*

**Key words:** structural analysis, exergetic analysis, heat pump , coefficient structural bonds, irreversibilities.

#### INTRODUCCIÓN

La continua disminución de los recursos energéticos así como el aumento del impacto ambiental ha motivado la instalación de sistemas que maximicen el uso de la energía disponible. Para ello, se están instalando sistemas de trigeneración, con el objetivo de producir simultáneamente calor, frío y electricidad consumiendo un solo combustible.

En este trabajo se investigan las irreversibilidades principales de una bomba de calor experimental [1], empleando como herramientas fundamentales los análisis exergéticos y estructurales [2,4,6,7] del sistema.

Una de las características más importantes es la capacidad de calefacción de la bomba de calor. Se comprueba que dicha capacidad disminuye en la medida que la temperatura media de la fuente exterior, en este caso, el agua fría, desciende. El condensador rechaza calor (agua caliente) manteniendo una temperatura prácticamente constante de ésta (unos 28°C). En la medida que el agua fría desciende, la carga de enfriamiento manejada por el evaporador también desciende. Por tanto, es de suponer que la variable que influye significativamente en el análisis de las irreversibilidades del sistema sea la temperatura media del agua de enfriamiento, que varía entre 16 y 23°C.

## INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

Para dicho trabajo se utilizaron los valores de una instalación experimental (Foto 1) perteneciente al Proyecto CAPES *Ferramentas termoeconómicas, refrigeração de absorção, de la Pontificia Universidade Católica de Río, PUC-Río*, Río de Janeiro, Brasil, compuesta por una bomba de calor que empleó refrigerante R22, la cual produce simultáneamente calor y frío.

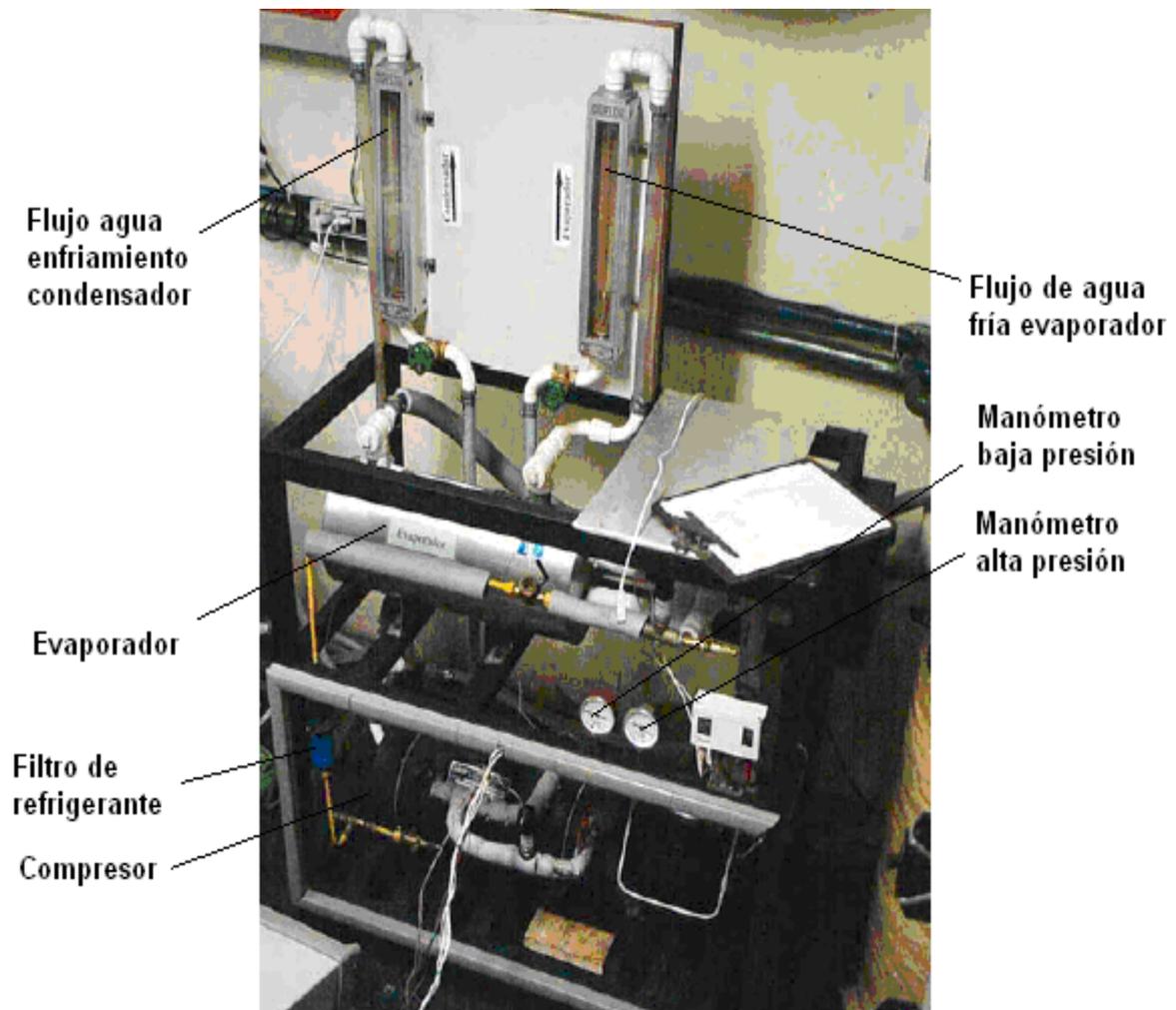


Foto 1. Instalación experimental de la bomba de calor.  
Fte: PUC-Rio Certificado digital No. 0024970/CA.

## EQUIPOS Y MATERIALES UTILIZADOS

Compresor *Tecumseh*®, Modelo AJ5519E, hermético, alternativo, de un solo pistón, 208/230 V AC, 60 Hz, monofásico, Capacidad frigorífica nominal máxima de 5,65 kW y de 3,6 kW para una temperatura de evaporación de 0°C, Refrigerante R-22 *DuPont*®.

Evaporador EVACON®, Modelo EV-1,5, de tubo y carcasa, superficie de transferencia de calor, 1,12 m<sup>2</sup> y capacidad nominal de refrigeración de 5,2 kW.

Condensador EVACON®, Modelo CFA-2, de tubo y carcasa, superficie de transferencia de calor, 1,44 m<sup>2</sup> y capacidad nominal de refrigeración de 8,4 kW.

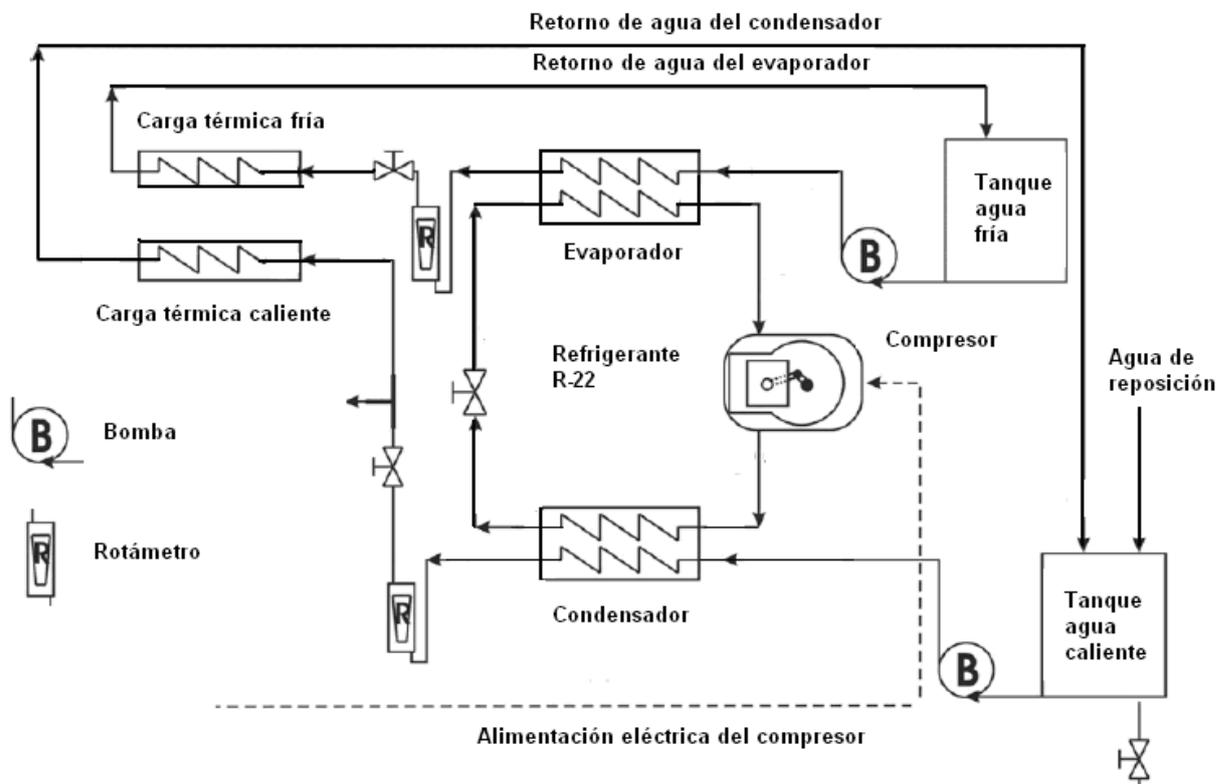
Dispositivo de expansión o válvula termostática, capacidad nominal de refrigeración de 5,2 kW, con grado de sobrecalentamiento constante, marca *Danfoss*®.

Presostato, o interruptor combinado, de alta y baja presión, para limitar las presiones de succión y descarga del compresor a 0,345 y 1,5 MPa, respectivamente, de marca *Danfoss*®

Visor indicador de líquido, de marca *Fligor*®.

Filtro secador de refrigerante, de marca *Danfoss*®.

En la figura 1, se aprecia una sección del sistema de la bomba de calor.



**Fig. 1. Sección del sistema de la bomba de calor.**  
Fte: PUC-Rio Autorizado certificado digital No. 0024970/CA

El compresor traslada el calor absorbido en el evaporador hacia el condensador, comunicándolo hacia el agua que se bombea hasta la carga térmica de agua caliente. Simultáneamente, el calor absorbido en el evaporador enfría el agua que se bombea hasta la carga térmica de agua fría.

En las tablas 1 y 1<sup>a</sup>, se muestran los datos observados durante el experimento:

<b>Tabla 1. Datos observados.<sup>a</sup></b>					
Presión entrada evaporador MPa	Presión salida evaporador, MPa	Temp.entr ag cond. °C	Temp.sal ag cond. °C	Temp.entr ag evap. °C	Temp.salida ag evap. °C
0,568	0,566	26,6	29,1	24,0	20,4
0,567	0,521	26,5	29,3	23,8	14,5
0,524	0,481	26,3	28,5	24,9	11,6
0,507	0,465	26,2	28,4	25,1	9,6
0,514	0,471	26,4	29,5	24,8	10,3

<sup>a</sup>Valor promedio presión condensador = 13,5 bar

<b>Tabla 1<sup>a</sup>. Datos observados (cont...)</b>				
Pres. MPa/ Temp. cond. °C	Flujo másico agua condens m <sup>3</sup> /s	Flujo másico agua evap l/min	Grados subenfr °C	Grados sobrec °C
1,367/35,35	0,00083	0,00031	4,8	17,0
1,373/35,52	0,00065	0,00011	4,7	11,7
1,314/33,78	0,00082	7,e-005	4,0	7,5
1,304/33,48	0,00083	6,67e-005	3,9	6,1
1,376/35,61	0,00053	6,7e-005	4,8	6,2

Los cálculos intermedios (tabla 2) y los resultados expresados en las propiedades termodinámicas de los puntos clave del ciclo (tablas 3, 3a, 3b, 3c y 3d), así como los balances de masas, energías y entropías: compresor, válvula de expansión evaporador, condensador y sistema (tablas 4 y 4a), las irreversibilidades, eficiencia exergética y defecto de eficiencia tanto del compresor, válvula de expansión, evaporador y condensador (tablas 5 y 5a), se realizan empleando el programa de simulación *EASY* [3]. En la figura 2, aparece la ubicación de los puntos clave del ciclo de la bomba de calor.

<b>Tabla 2. Cálculos intermedios.<sup>a,b</sup></b>						
Presión media evap., bar	Calor rechaz. cond. W	Temp media agua caliente °C	Temp media agua fría °C	Dif temp salida cond. <sup>c</sup> , °C	Media <sup>d</sup> log evap °C	Caída presión evap bar
5,67	8 639	27,85	22,20	6,25	18,0	0,021
5,44	7 691	27,90	19,15	6,23	15,93	0,464
5,03	7 505	27,40	18,25	5,28	17,0	0,43
4,86	7 339	27,30	17,35	5,08	16,93	0,418
4,93	6 844	27,95	17,55	6,11	16,81	0,433

<sup>a</sup> Para la eficiencia de la compresión se asume un valor constante de  $\eta_c = 80 \%$ .

<sup>b</sup> Para la caída de presión en el condensador se asume un valor cero, ya que no se midió.

<sup>c</sup> El valor promedio de la diferencia de temperaturas a la salida del condensador es de 5,79 °C.

<sup>d</sup> El valor promedio de la media logarítmica del evaporador es de 16,93 °C

<b>Tabla 3. Propiedades Termodinámicas de los puntos clave del ciclo (observación 1).</b>							
Punto	Temperatura, °C	Presión, MPa	Volumen específico, m <sup>3</sup> /kg	Entalpía, kJ/kg	Entropía, kJ/(kg.K)	Exergía, kJ/kg	Calidad, fracción
1	21,14	0,568	0,045	419,3	1,789	47,8	-
2	79,45	1,495	0,0196	451,98	1,808	74,90	-
3	34,15	1,495	0,00087	242,04	1,142	63,56	-
4	4,26	0,571	0,0082	242,04	1,151	60,76	0,1832

<b>Tabla 3a. Propiedades Termodinámicas de los puntos clave del ciclo (observación 2).</b>							
Punto	Temperatura, °C	Presión, MPa	Volumen específico, m <sup>3</sup> /kg	Entalpía, kJ/kg	Entropía, kJ/(kg.K)	Exergía, kJ/kg	Calidad, fracción
1	17,90	0,601	0,042	416,3	1,775	49,28	-
2	72,55	1,489	0,019	446,2	1,792	73,97	-
3	34,10	1,489	0,00086	241,97	1,142	63,56	-
4	8,32	0,647	0,00657	241,97	1,149	61,36	0,1618

<b>Tabla 3b. Propiedades Termodinámicas de los puntos clave del ciclo (observación 3).</b>							
Punto	Temperatura, °C	Presión, MPa	Volumen específico, m <sup>3</sup> /kg	Entalpía, kJ/kg	Entropía, kJ/(kg.K)	Exergía, kJ/kg	Calidad, fracción
1	7,43	0,497	0,0491	410,7	1,771	44,62	-
2	69,36	1,414	0,020	444,5	1,791	72,46	-
3	32,70	1,414	0,00086	240,19	1,136	63,44	-
4	2,50	0,540	0,0086	240,19	1,146	60,62	0,183

<b>Tabla 3c. Propiedades Termodinámicas de los puntos clave del ciclo (observación 4).</b>							
Punto	Temperatura, °C	Presión, MPa	Volumen específico, m <sup>3</sup> /kg	Entalpía, kJ/kg	Entropía, kJ/(kg.K)	Exergía, kJ/kg	Calidad, fracción
1	5,14	0,482	0,050	409,35	1,769	43,95	-
2	67,99	1,40	0,20	443,54	1,789	72,09	-
3	32,40	1,40	0,00086	239,78	1,135	63,42	-
4	1,60	0,524	0,0090	239,78	1,145	60,51	0,1857

<b>Tabla 3d. Propiedades Termodinámicas de los puntos clave del ciclo (observación 5).</b>							
Punto	Temperatura, °C	Presión, MPa	Volumen específico, m <sup>3</sup> /kg	Entalpía, kJ/kg	Entropía, kJ/(kg.K)	Exergía, kJ/kg	Calidad, fracción
1	5,40	0,485	0,0499	409,48	1,769	44,08	-
2	71,91	1,491	0,0190	445,64	1,790	73,92	-
3	34,05	1,491	0,00086	241,90	1,142	63,56	-
4	1,83	0,528	0,0093	241,90	1,152	60,37	0,1951

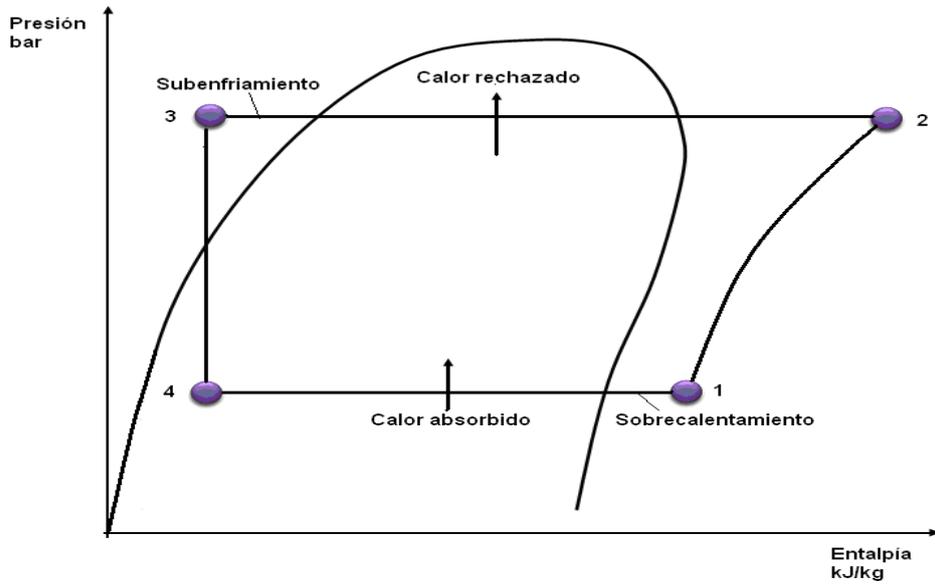


Fig. 2. Ubicación de los puntos clave del ciclo de la bomba de calor.

**Tabla 4. Balances de masas, energías y entropías: compresor y válvula de expansión.**

Relación de presiones, compresor $\beta$ .	Flujo másico, compresor, kg/s	Potencia compresor, kW	Desplaz. específico, compresor, m <sup>3</sup> /kJ	Entropía generada, compresor, %	Flujo másico, válvula, kg/s	Entropía generada, válvula, %
2,03	0,41 e-01	0,13 e+01	0,22 e-03	19,25	0,41 e-01	9,66
2,48	0,38 e-01	0,11 e+01	0,20 e-03	21,30	0,38 e-01	8,98
2,85	0,37 e-01	0,12 e+01	0,24 e-03	21,09	0,37 e-01	10,0
2,90	0,36 e-01	0,12 e+01	0,25 e-03	21,48	0,36 e-01	10,34
3,08	0,34 e-01	0,12 e+01	0,24 e-03	21,18	0,34 e-01	10,66

**Tabla 4ª. Balances de masas, energías y entropías: evaporador, condensador y sistemas.**

Flujo másico evap. kg/s	Calor absorb. evap. kW	Entrop. genera da evap. %	Flujo másico cond. kg/s	Calor rechazado cond. kW	Entrop. genera da cond. %	Entropía generada sistema kW/K	COP
0,41 e-01	0,73 e+01	38,87	0,41 e-01	0,86 e+01	32,22	0,40 e-02	6,42
0,38 e-01	0,66 e+01	35,17	0,38 e-01	0,77 e+01	34,56	0,31 e-02	6,83
0,37 e-01	0,63 e+01	42,73	0,37 e-01	0,75 e+01	26,18	0,35 e-02	6,05
0,36 e-01	0,61 e+01	42,93	0,36 e-01	0,73 e+01	25,25	0,34 e-02	5,96
0,34 e-01	0,56 e+01	40,16	0,34 e-01	0,68 e+01	28,00	0,34 e-02	5,63

Siendo COP: Coeficiente de Comportamiento de la bomba de calor.

**Tabla 5. Irreversibilidades, eficiencia exergética y defecto de eficiencia: compresor y válvulas de expansión.**

Irreversibilidad compresor, kW	Eficiencia exergética, compresor, %	Defecto de eficiencia, compresor, %	Irreversibilidad válvula, kW	Defecto de eficiencia, válvula, %
0,23	82,9	17,09	0,23	8,58
0,20	82,6	17,41	0,08	7,34
0,22	82,4	17,61	0,10	8,35
0,22	82,3	17,69	0,10	8,52
0,21	82,5	17,49	0,11	8,81

**Tabla 5ª. Irreversibilidades, eficiencia exergética y defecto de eficiencia: evaporador y condensador.**

Irreversib. evaporador , kW	Defecto de eficiencia, evaporador , %	Irreversib. condensador , kW	Eficiencia exergética, condensador , %	Defecto de eficiencia, condensador , %	Irreversib . sistema, kW	Eficiencia exergética , sistema, %
0,46	34,50	0,38	96,6	28,60	1,19	11,2
0,32	28,75	0,32	96,9	28,25	0,92	18,3
0,44	35,67	0,27	97,0	21,86	1,04	16,5
0,44	35,37	0,26	97,0	20,80	1,01	17,6
0,40	33,17	0,28	97,3	23,13	1,00	17,4

## ANÁLISIS ESTRUCTURAL

El efecto del mejoramiento de un componente sobre el funcionamiento global del sistema se cuantifica mediante los coeficientes de vínculos estructurales internos (en inglés: *Coefficients of Structural Bonds*,  $\sigma$  o *CSB*) [2,6]:

$$\sigma = CSB_k = \left( \frac{dI_{tot}}{dI_k} \right)_{x_i = \text{var}} \quad (1)$$

Donde  $I_k$  es la velocidad de destrucción exergética de los componentes  $k$  (compresor, válvula de expansión, condensador y evaporador) e  $I_{tot}$  es la velocidad de destrucción exergética del sistema completo (bomba de calor). La variable  $x_i$  es la que produce los cambios del sistema (en este caso, la temperatura media del agua fría).

Los cambios de las irreversibilidades, tomados de las tablas 5 y 5a son:

$$\Delta I_{tot} = 1,19 - 1,00 = 0,19 \text{ kW (tot = totales)}$$

$$\Delta I_{cm} = 0,23 - 0,21 = 0,02 \text{ kW (cm = compresor)}$$

$$\Delta I_{ve} = 0,23 - 0,11 = 0,12 \text{ kW (ve = válvula de expansión)}$$

$$\Delta I_{ev} = 0,46 - 0,40 = 0,06 \text{ kW (ev = evaporador)}$$

$$\Delta I_{co} = 0,38 - 0,28 = 0,10 \text{ kW (co = condensador)}$$

A su vez, los CSB's son:

$$\sigma_{cm} = \Delta I_{tot} / \Delta I_{cm} = 0,19 / 0,02 = 9,5$$

$$\sigma_{ve} = \Delta I_{tot} / \Delta I_{ve} = 0,19 / 0,12 = 1,58$$

$$\sigma_{ev} = \Delta I_{tot}/\Delta I_{ev} = 0,19/0,06 = 3,17$$

$$\sigma_{co} = \Delta I_{tot}/\Delta I_{co} = 0,19/0,10 = 1,9$$

## DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

Como se aprecia, los valores de los CSB's muestran que la reducción del consumo del sistema o en otras palabras, el ahorro en exergía primaria, (en este caso electricidad ya que es una bomba de calor accionada por un generador eléctrico) es superior que la reducción de la irreversibilidad de los componentes que se analizan. Obviamente, las variaciones de la presión del evaporador mejoran a todos los componentes. De todos ellos, el compresor presenta un potencial muy favorable de impacto en la eficiencia global de la planta, en este caso la eficiencia racional de la bomba de calor. No obstante, hay que tener en cuenta que el compresor es un equipo que viene ya optimizado por los fabricantes, es un componente *ready-made* al que se le puede hacer ya muy poco y tiene una alta eficiencia de la compresión ( $\eta_c = 80\%$ ). Por tanto, tienen más posibilidades de mejoras los demás componentes: evaporador, condensador y válvula de expansión, en ese orden de acuerdo a sus valores decrecientes de CSB's. La válvula de expansión también es un componente fabricado que se selecciona de acuerdo a la diferencia de presiones entre el condensador y el evaporador y la capacidad de enfriamiento o de rechazo de calor del sistema.

Por tanto, todo indica que los componentes más susceptibles de mejora son el evaporador y el condensador, los cuales son componentes que pueden ser *tailor-made*, [6] o sea, hechos a la medida, independientemente que, también, se pueden seleccionar a partir del catálogo de un fabricante. En el caso del condensador presenta una relativamente baja diferencia de temperaturas en su extremo (valor promedio de 5,79°C según la tabla 2), pudiéndose llevar hasta unos 5°C. Sin embargo, en el caso del evaporador se aprecia que su media logarítmica de la diferencia de temperaturas es muy alta (como promedio unos 17°C aproximadamente, según la tabla 2) pudiéndose llevar a un valor más bajo, por ejemplo 8,3°C. [1]

Extrayendo las irreversibilidades del evaporador y del sistema (Tabla 5b):

Tabla 5b. Irreversibilidades Evaporador y Sistemas.	
Irreversibilidad evaporador, kW	Irreversibilidad sistema, kW
0,46	1,19
0,32	0,92
0,44	1,04
0,44	1,01
0,40	1,00

En la tabla 5c, se muestra la valoración estadística de la tabla 5b:

Tabla 5c. Estadística de la irreversibilidad del evaporador y del sistema.		
Variable	Irreversibilidad evaporador	Irreversibilidad sistema
Número de puntos	5	5
Puntos extraviados	0	0
Valor máximo	0,46	1,19
Valor mínimo	0,32	0,92
Rango	0,14	0,27
Media	0,412	1,032
Desviación estándar <sup>a</sup>	0,056	0,099
Matriz de correlación <sup>b</sup>	X	Y
X	1	0,81
Y	0,81	1

Siendo X y Y las correlaciones para las variables independiente y dependiente, respectivamente.

<sup>a</sup>La desviación da la medida de la dispersión de los valores de la irreversibilidad respecto a la media.

<sup>b</sup>El alto valor de la correlación (0,81) entre las irreversibilidades del evaporador y la del sistema habla de una correlación, prácticamente, lineal entre ambas irreversibilidades.

En la figura 3, mediante el uso del *Excel* [5], se aprecia la correlación que sugiere la forma con tendencia lineal entre la irreversibilidad del sistema y del evaporador.

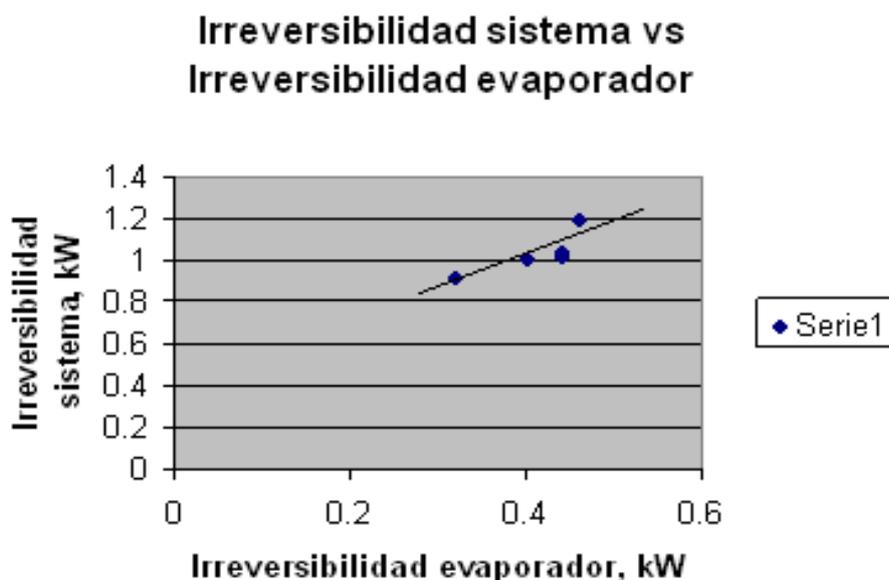


Fig. 3. Irreversibilidad del sistema vs irreversibilidad del evaporador.

## CONCLUSIONES

En este trabajo se investigaron las irreversibilidades principales de una bomba de calor experimental, empleando como herramientas fundamentales los análisis exergéticos y estructurales del sistema.

Se logró una base de datos que permitió llegar a los coeficientes de vínculos estructurales de los componentes del sistema con los cuales se pudieron explorar las potencialidades de mejora de cada componente con vista a una posterior optimización termoeconómica.

Los componentes hechos a la medida que pueden mejorar son el evaporador y el condensador, presentando optimizaciones potenciales si se disminuye la diferencia de temperaturas en el extremo del condensador y la media logarítmica de temperaturas en el evaporador.

## AGRADECIMIENTOS

Proyecto CAPES *Ferramentas termoeconómicas, refrigeração de absorção, PUC-Río*; Chaviano Pruzaesky, Frank.

## REFERENCIAS

- [1] CHAVIANO PRUZAEVSKY, F. *Base de Datos sobre Bomba de Calor*, PUC-Rio Certificado digital No. 0024970/CA, PUC-Río, 2005.
- [2] DENTICE D'ACCADIA, M, *et al.* "Optimum Operation of a Thermal Plant with Cogeneration and Heat Pumps", *International Journal of Thermodynamics*, 2010, Vol 4, No. 2, pp. 433-441, ISSN 2146-1511.
- [3] DE ROSSI, F, *et al.* "Exergetic Analysis of Systems", EASY, Interactive Computer Code for refrigerants thermodynamic properties evaluation and exergetic analysis of vapour compression systems, Proceedings in the Meeting of Commission B1 of International institute of refrigeration on "Thermophysical properties of pure substances and mixtures for refrigeration", Session 1 – pp. 95,101-Israele, Tel Aviv, Marzo 1990, ISBN 978-92-79-16221-3, ISSN 1018-5593.
- [4] GEBRELASSIE, B. H, *et al.* "Optimum heat exchanger area estimation using coefficients of structural bonds: Application to an absorption chiller", *International Journal of Refrigeration*, 2010, Vol 33, pp. 529-537, ISSN 0140 - 7007.
- [5] HART-DAVIS, G., *Paso a paso*, Microsoft Office Excel 2007, ed. Mc Graw-Hill, México, ISBN 10:0-7356-2304.
- [6] KOTAS, Tadeus. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, USA, 1995, 328 p, ISBN 0- 89464-946-9.
- [7] MOROSUK, T., *et al.* "Conventional thermodynamic and advanced exergetic analysis of a refrigeration machine using a Voorhees' compression process", *Proceedings of ECOS, 24<sup>th</sup> International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation, and Environmental Impact of Energy Systems, 2011*, Novi Sad, Serbia, July 4 – 7, 2011, ISBN 960 – 87584 – 1 – 6.

## AUTORES

**Oscar M. Cruz Fonticiella**

Ingeniero Mecánico, Doctor en Ciencias Técnicas, Profesor Titular, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas, UCLV, Cuba.  
[ocf@uclv.edu.cu](mailto:ocf@uclv.edu.cu)

**José A. Dos Reis Parise**

Ingeniero Mecánico Industrial, MSc Ingeniería Mecánica y Ph.D en Ingeniería Mecánica, Profesor Titular por la Universidad de Manchester. *Pontificia Universidade Católica do Rio de Janeiro*, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.  
[parise@puc-rio.br](mailto:parise@puc-rio.br)