

## Optimización de sistemas centralizados de agua helada en la etapa prematura del diseño comercial

### Optimization of chilled water system in premature stage of commercial design

Yarelis Valdivia-Nodal, Margarita Lapido-Rodríguez, Julio R. Gómez-Sarduy

Universidad de Cienfuegos Carlos Rafael Rodríguez. Centro de Estudio de Energía y Medio Ambiente. Cienfuegos. Cuba  
Correo electrónico: [yvaldivia@ucf.edu.cu](mailto:yvaldivia@ucf.edu.cu)

Recibido: 28 de junio de 2011

Aceptado: 27 de enero de 2012

---

#### Resumen

En el presente trabajo se propone un procedimiento para la optimización de un sistema de climatización centralizada por agua helada en la etapa prematura del diseño comercial, para ello se crea un modelo híbrido que combina herramientas termoeconómicas con técnicas de inteligencia artificial como son las redes neuronales artificiales y los algoritmos genéticos para minimizar el costo de los productos finales del sistema (agua fría para climatización de locales y agua caliente para calentamiento de agua sanitaria). Con este objetivo se calculan las variables de diseño y de operación que garantizan el mínimo costo total del sistema, formado por los costos capitales de cada uno de sus componentes y el costo asociado a la energía consumida

**Palabras claves:** termoeconomía, optimización, algoritmos genéticos, sistemas de climatización centralizada.

#### Abstract

In this paper the procedure of optimization for the conceptual design of a centralized air conditioning chiller water system is developed, for which a hybrid model is created that combines thermoeconomic tools with artificial intelligence technique such as Artificial Neural Networks (ANN) and Genetic Algorithms (GA) for the optimization of the final products of the system. With this objective the design and operation variables are calculated that guarantees the minimum total cost of the system, including the capital costs of each of its components and the cost associated to the energy consumed.

**Key words:** thermoeconomic, optimization, genetic algorithms, chiller.

## Introducción

El diseño de sistemas eficientes y con costo efectivo resulta uno de los importantes desafíos de la ingeniería. La exergía combinada con la economía representa una poderosa herramienta para el estudio sistemático y la optimización de sistemas. Varios autores trabajan en los aspectos de la termoeconomía de sistemas energéticos. En [1], Wall señaló que el concepto de exergía no solo es crucial para estudios de eficiencia sino también para la contabilidad de costos y análisis económico.

Debido al alto consumo de energía eléctrica que implica la puesta en marcha de los sistemas de climatización centralizada y su elevado costo de inversión y operación, el objetivo de esta investigación es por tanto, desarrollar modelos y aplicar métodos y técnicas que permitan concebir desde la etapa de diseño, una instalación que satisfaga la demanda térmica a suplir pero, que a la vez, sus parámetros de trabajo y variables de diseño garanticen que el costo de sus productos finales sean mínimos.

Por esta razón, en este trabajo se establece un procedimiento que permite optimizar múltiples variables de los sistemas que se evalúan, desde la perspectiva del diseño prematuro a la etapa comercial, buscando el costo exergoeconómico unitario mínimo de los productos principales de estas instalaciones: el agua helada que entrega el evaporador a los *fan-coils* y el agua caliente que se recupera en el condensador. El objetivo del presente trabajo es desarrollar un modelo híbrido de optimización termoeconómica del sistema integrando técnicas de inteligencia artificial.

Autores como Petit Jean [2], Bejan [3] han trabajado en la modelación de sistemas de refrigeración por absorción y en sistemas energéticos a la luz del segundo principio de la termodinámica; y otros, tales como Armas [4], Montelier [5], Sözen [6], proponen la utilización de los AG en los sistemas de climatización centralizada.

La novedad del resultado es, sin precedentes encontrados en la literatura consultada, utilizar un método de optimización exergoeconómico multivariable, donde fueron considerados índices de interés simultáneo, empleando una técnica de algoritmo genético para optimizar un total de 10 variables de decisión, sin conflicto, sin requerir funciones de derivación, logrando una convergencia hacia un costo exergoeconómico mínimo de los productos del sistema (agua helada y agua caliente).

## Métodos de análisis

### 1. Optimización de sistemas de climatización y refrigeración basados en los métodos termoeconómicos de análisis

Los métodos termoeconómicos de análisis son una potente herramienta en la evaluación y optimización de sistemas térmicos. Su objetivo es estudiar la conexión entre termodinámica y economía, buscando criterios generales que permitan evaluar la eficiencia y el coste de sus productos en sistemas con un consumo intensivo de energía, pese a sus potencialidades, estos no han sido explotados adecuadamente en los sistemas de refrigeración y climatización. A continuación se brindan las tendencias de aplicación de estas técnicas de optimización dirigidas a estos sistemas.

Tsatsaronis [7-9] demuestra las potencialidades de mejoramiento termodinámico con la aplicación del análisis exergético convencional y avanzado, en varios trabajos aborda esta temática aplicado principalmente a sistemas de refrigeración, en los cuales expone algunos de los métodos de evaluación exergoeconómicos y obtiene resultados satisfactorios con la mejora en cuanto a la eficiencia de los componentes y el sistema en general.

D'Accadia [10] en uno de sus estudios realiza la optimización termoeconómica de una planta de refrigeración, obtiene los costos de operación y amortización de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, para lo cual se basa en la Teoría del Coste Exergético. En el análisis funcional del sistema el autor incluye los flujos negentrópicos los cuales son obtenidos a partir de componentes disipativos del sistema donde el flujo experimenta una reducción de entropía, este análisis resulta un poco complejo dado los ramales ficticios que se generan, dificultando posibles valoraciones desde el punto de vista de concepción de sistemas.

Han sido muchos los modelos de optimización empleados con diferentes comportamientos y costos computacionales que definen ventajas y desventajas en su utilización. En estudios recientes Yao y Chen [12] reportan el desarrollo de un modelo de optimización global para el control de un sistema de aire acondicionado enfocado hacia el mínimo consumo de energía empleando un algoritmo de descomposición-coordinación con altas prestaciones para la solución de problemas de optimización n-dimensionales. Estos investigadores aplican el modelo a un sistema real de aire acondicionado central simulando las condiciones

óptimas horarias de todos los equipos en este sistema para un día de operación. Aunque este método logra resultados comparables con el método de búsqueda directa, no está enfocado a la optimización del diseño del sistema sino a la optimización de su operación horaria con propósitos de control para lograr mínimo consumo energético y no incorpora al método de optimización criterios termoeconómicos.

Armas [13], demuestra las potencialidades de los criterios termoeconómicos incorporando herramientas de inteligencia artificial para el diseño de sistemas centralizados, en un estudio que dirige hacia el diseño óptimo del sistema desde la etapa conceptual, el autor analiza los componentes por separado a partir del análisis exergético y de los costos asociados al mismo. Las herramientas de inteligencia artificial no solo se emplean como método de optimización (algoritmo genético) sino que se utilizan para conformar un modelo híbrido del sistema con redes neuronales artificiales para modelar las propiedades termodinámicas del refrigerante en cada punto del ciclo [4].

Petit Jean [2] en su tesis doctoral, desarrolló la modelación termoeconómica de un sistema de refrigeración por absorción, a partir de la teoría del coste exergético. En el trabajo, el autor desarrolla una metodología para la obtención de los costos de las corrientes exergéticas y los costos zonales y ofrece índices de comparación con relación a los sistemas convencionales de refrigeración por compresión de vapor. El sistema de compresión analizado es un sistema de pequeña capacidad (2 toneladas) y solo se selecciona como un caso base para evaluar la competitividad de los sistemas de absorción frente a los sistemas por compresión de vapor. Con esta perspectiva, se hace necesario profundizar en la aplicación de nuevas técnicas de manera que se logre optimizar el sistema aún en la etapa prematura del diseño.

Valdivia [14] aplica el método exergético para identificar las irreversibilidades evitables de un sistema de climatización por agua helada, muestra en detalle el estudio exergético, los flujos monetarios y el factor exergo económico para encontrar el potencial evitable del sistema, esta evaluación permite al diseñador planificar el posible ahorro energético en una instalación desde su diseño conceptual.

## 2. Funcionamiento del sistema

Los sistemas de climatización centralizada por agua helada están compuestos de dos circuitos, primario y secundario. El circuito primario utiliza como refrigerante una sustancia química con la propiedad de entrar en ebullición a bajas temperaturas (R22, R134, R404) y su funcionamiento se basa en un sistema de refrigeración por compresión de vapor, el cual está compuesto por cuatro elementos principales: evaporador, compresor, condensador, dispositivo de expansión.

El circuito secundario utiliza como sustancia refrigerante agua helada y está constituido por sistemas de bombeo, sistemas de distribución de agua y unidades terminales de intercambio de calor. En la figura 1, se muestra el esquema de los circuitos que conforman el sistema.

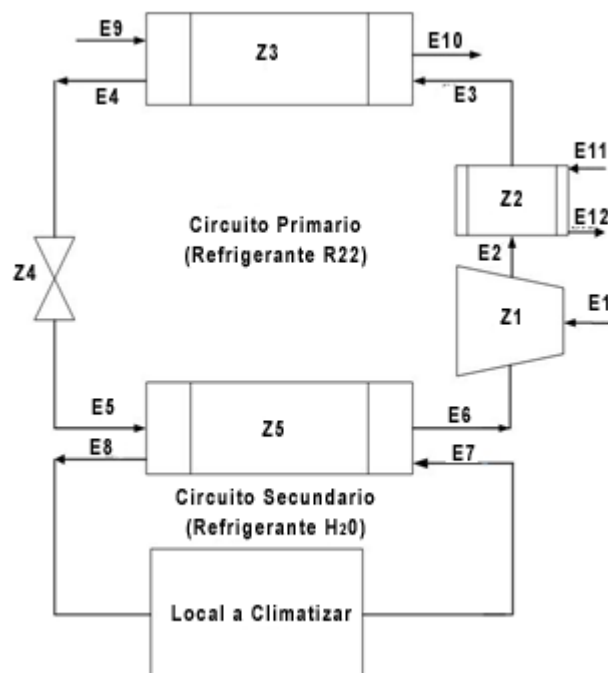


Fig. 1. Sistema de climatización centralizada por agua helada

### 3. Modelos termodinámicos por componentes

#### 3.1. Modelo del compresor

- Trabajo isentrópico del proceso de compresión.

$$W_s = h_2 - h_6 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (1)$$

Donde:  $h_6$  es la entalpía del gas refrigerante (R22) a la entrada del compresor, [kJ/kg] y  $h_2$  es la entalpía del gas refrigerante a la salida del compresor (proceso isentrópico), [kJ/kg].

- Determinación de la temperatura real del gas refrigerante (R22) a la salida del compresor.

Para la determinación de la temperatura real del gas refrigerante a la salida del proceso de compresión se parte de la ecuación 2 con el objetivo de calcular su entalpía real.

$$W_{real} = \frac{W_s}{\eta_s} \quad (2)$$

$$W_{real} = h_2 - h_6 \quad (3)$$

Donde:  $W_{real}$  es el trabajo real de compresión, [kJ/kg],  $h_2$  es la entalpía real del gas refrigerante a la salida del compresor, [kJ/kg] y  $\eta_s$  es el rendimiento isentrópico.

Sustituyendo (3) en (2) y despejando la entalpía real del gas refrigerante a la salida del compresor se obtiene la ecuación (4).

$$h_2 = \frac{(h_2 - h_6)}{\eta_s} + h_6 \quad (4)$$

- Determinación de la potencia del compresor

$$N_c = m_g \cdot W_{real} \quad (5)$$

Donde:  $N_c$  es la potencia del compresor, [kW] y  $m_R$  es el flujo másico de refrigerante, [kg/s].

La determinación del flujo de agua al evaporador se determina en función de la carga térmica a vencer en las habitaciones, afectada por un factor de simultaneidad ( $\theta$ ), que en la literatura consultada [12-13] se toma como el 85 % de la de la capacidad de refrigeración calculada

$$m_{H2O} = \frac{Q_R \cdot \theta}{h_7 - h_8} \quad (6)$$

#### 3.2. Recuperador

- Determinación de la temperatura del R22 a la salida del recuperador de calor.

Siguiendo el criterio tomado de la bibliografía [10], en cuanto al porcentaje de recuperación de calor, se plantea la ecuación 7.

$$Q_{rec} \cdot n = Q_{cond} \quad (7)$$

$$m_r(h_2 - h_4)n = m_r(h_2 - h_3) \quad (8)$$

$$h_2 = h_2(1 - n) + n \cdot h_4 \quad (9)$$

Donde:  $Q_{rec}$  es el flujo de calor en el recuperador, [kW],  $n$  es el porcentaje de recuperación de calor,  $h_3$  es la entalpía del refrigerante a la salida del recuperador de calor, [kJ/kg] y  $h_4$  es la entalpía del refrigerante a la salida del condensador, [kJ/kg].

- Determinación de la entalpía del agua a la salida del recuperador de calor.

Después de calcular la entalpía del refrigerante primario (R22) a la salida del recuperador de calor se calcula la entalpía del agua caliente, la cual variará en función del porcentaje de recuperación de calor.

$$h_{12} = h_{11} + \frac{m_R(h_2 - h_3)}{m_{H_2O \text{ Rec}}} \quad (10)$$

Donde:  $h_{11}$  y  $h_{12}$  son las entalpías del agua a la entrada y salida del recuperador de calor, [kJ/kg] y  $m_{H_2O \text{ Rec}}$  es el flujo de agua caliente, [kg/s].

### 3.3. Condensador

- Determinación de la temperatura de condensación

$$T_{cond} = \frac{T_{10} - T_9}{\varepsilon_{cond}} + T_9 \quad (11)$$

Donde:  $T_9$  y  $T_{10}$  son las temperaturas del aire a la entrada y salida del condensador, [°C] y  $\varepsilon_{cond}$  es la efectividad térmica del condensador.

### 3.4. Evaporador

- Determinación de la temperatura de evaporación:

$$T_{evap} = T_8 - \frac{T_8 - T_7}{\varepsilon_{evap}} \quad (12)$$

Donde:  $T_8$  y  $T_7$  son las temperaturas del agua a la entrada y salida del evaporador, [°C] y  $\varepsilon_{evap}$  es la efectividad térmica del evaporador.

### 3.5. Cálculo de la exergía de flujo de cada uno de las corrientes del sistema

La exergía física de los flujos del sistema puede ser determinada a partir de la siguiente ecuación:

$$E_i = m_i [(h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0)] \quad (13)$$

Donde:  $m_i$  es el flujo másico de la corriente  $i$ , [kg/s],  $h_i$  y  $h_0$  son las entalpías específica y de referencia de la corriente respectivamente, [kJ/kg],  $s_i$  y  $s_0$  son las entropías específica y de referencia de la corriente respectivamente, [kJ/kgK] y  $T_0$  es la temperatura de referencia.

A continuación, en tabla 1 se brindan las propiedades termodinámicas de la sustancia de trabajo del sistema para el estado de referencia tomado para el cálculo de las corrientes exergéticas. Estas propiedades fueron determinadas a presión atmosférica y 298 °K.

**Tabla 1.** Propiedades termodinámicas de las sustancias de trabajo respecto al estado de referencia

Sustancia de trabajo	$h_0$ [kJ/kg]	$s_0$ [kJ/kgK]
Refrigerante (R22)	430,00	1,9850
Agua	104,80	0,3674
Aire	303,48	6,8799

## 4. Determinación de los flujos de costos por componentes

- Compresor:

$$Z_{cm} = Zr_{cm} \left( \frac{N_{cm}}{Nr_{cm}} \right)^{m_{cm}} \cdot \left[ \frac{\eta_s}{0,9 - \eta_s} \right]^{n_{cm}} \quad (14)$$

Donde:  $Z_{cm}$  es el costo zonal del compresor, [\$];  $Zr_{cm}$  es el costo de referencia del compresor, [\$/kW],  $N_{cm}$  es el producto exergético del compresor, [kW];  $Nr_{cm}$  es la potencia de referencia, [kW],  $\eta_s$  es el rendimiento isentrópico del compresor;  $m_{cm}$  es el exponente para la relación de potencias y  $n_{cm}$  es el exponente para la relación de eficiencias isentrópicas.

-Intercambiadores de calor (Recuperador, condensador, evaporador).

$$Z_{ic} = Z_{r_{ic}} \left[ LMTD_{ic} (-\ln(1 - \varepsilon_{ic})) \right] \cdot \left( \frac{E_{out}}{T_0} \right) \quad (15)$$

Donde:  $Z_{ic}$  es el costo zonal de los intercambiadores de calor, [\$];  $Z_{r_{ic}}$ : es el costo de referencia de los intercambiadores de calor, [\$/kW];  $\varepsilon_{ic}$  es la efectividad térmica del intercambiador de calor.  $E_{out}$  es el valor exergético de los productos de los intercambiadores de calor, [kW] y  $LMTD_{ic}$  es la temperatura media logarítmica en el intercambiador de calor.

- Mecanismo de expansión.

El costo zonal del mecanismo de expansión, estará determinado por su costo de referencia tomado de la literatura [13] y el valor exergético de la corriente de salida de este componente

$$Z_{ME} = Z_{r_{ME}} \cdot E_{ME} \quad (16)$$

Donde:  $Z_{ME}$  es el costo zonal del mecanismo de expansión, [\$];  $Z_{r_{ME}}$  es el costo de referencia del mecanismo expansión, [\$/kW] y  $E_{ME}$  es la exergía de la corriente de salida del mecanismo expansión, [kW].

Los costos de referencia de cada uno de los componentes de sistema fueron tomados de [13] y normalizados en función del índice de costos actual.

- Determinación del factor de amortización

El factor de amortización tiene implícito en su expresión la tasa de interés, lo que permitirá la actualización del dinero en el tiempo de cada uno de los componentes del sistema.

$$a_c = \frac{I_R \cdot (1 + I_R)^{N_y}}{\left( (1 + I_R)^{N_y} - 1 \right)} \cdot \frac{1}{N_y \cdot t_{op} \cdot 3600} \quad (17)$$

Donde:  $a_c$  es el factor de amortización, [1/s];  $I_R$  es la tasa de interés;  $N_y$  es la vida útil de la instalación, [años] y  $t_{op}$  es el tiempo de operación, [h].

## 5. Función de aptitud empleada para la optimización del sistema de climatización centralizada por agua helada

El objetivo del AG es minimizar el costo de los productos finales (agua helada, agua caliente) del sistema de climatización centralizado por agua helada con recuperación de calor a la salida del compresor, basado en una función de aptitud que contempla la ecuación de mínimo costo ( $F_1 + F_7$ ) donde estarán incluidas las variables de diseño y operación las cuales serán las variables genéticas a optimizar. La función de aptitud incluye además una serie de restricciones ( $F_2, F_3, F_4, F_5, F_6$ ) que garantizarán minimizar el error entre parámetros determinados a partir de técnicas de modelación estocástica y determinística.

Esto básicamente constituye un problema de optimización multiobjetivo. Por lo tanto, las funciones de error que se emplean en el AG, cada una de las cuales constituye una función objetivo, son las siguientes:

$$F_1: \text{Representa los costos capitales de cada uno de los componentes del sistema. } F_1 = \frac{\left( (Z_{cm} + Z_{ic}) \cdot a_c \right)}{B_x}$$

$E_{PF}$ : Exergía de los productos finales del sistema.

$F_2$ : Función que garantiza el mínimo error entre la entropía del refrigerante primario (R22) en la succión del compresor ( $s_6$ ) y su entropía a la presión de descarga de compresor ( $s_2$ ).  $F_2 = \left| \frac{s_6 - s_2 \cdot 100}{s_6} \right|$

$F_3$ : Función que garantiza el mínimo error entre la entalpía del refrigerante primario (R22) a la salida del compresor ( $h_2$ ) hallada determinísticamente (ecuación 4) y su entalpía a la salida del compresor determinada en el modelo híbrido RNA-AG, ( $h_2$ ).  $F_3 = \left| \frac{h_{2R} - h_{R2} \cdot 0,1}{h_{2R}} \right|$

$F_5$ : Función que garantiza el mínimo error entre la temperatura de condensación ( $T_{cond}$ ) hallada determinísticamente y la temperatura de saturación ( $Satd.tsat$ ) correspondiente a la presión de descarga la cual esta contemplada en un modelo híbrido AG-RNA.  $F_5 = \left| \frac{T_{cond} - Satd.tsat}{Satd.tsat} \cdot 100 \right|$

$F_6$ : Función que garantiza el mínimo error entre la temperatura de evaporación ( $T_{Evap}$ ) hallada determinísticamente y la temperatura de saturación ( $Sats.tsat$ ) correspondiente a la presión de succión, la cual está contemplada en un modelo híbrido AG-RNA.  $F_6 = \left| T_{evap} - Sats.tsat \right| \cdot \frac{100}{Sats.tsat}$

$F_7$ : Función que garantiza el mínimo requerimiento de energía externa de entrada al sistema.

El cálculo del error se repite para cada nuevo individuo (nuevo conjunto de diseño y operación) hasta que se cumplen los requisitos de parada del AG.  $F_7 = \frac{\eta_{comp} \cdot 0,00001}{E_{PF}}$

### 5.1. Tamaño de la población y población inicial

La población es construida usando individuos. Cada individuo representa una posible solución y constituye un vector de solución en el espacio del problema. Las variables de decisión adoptadas son:

$P_{suc}$ : Presión de succión del compresor;  $P_{des}$ : Presión de descarga del compresor; GSCS: Sobrecalentamiento a la salida del compresor considerando el proceso de compresión isentrópico;  $\eta_s$ : Rendimiento isentrópico del compresor; GSCR: Sobrecalentamiento real a la salida del compresor;  $n$ : Porcentaje de recuperación de calor;  $\epsilon_{Cond}$ : Efectividad del condensador;  $\epsilon_{Evap}$ : Efectividad del evaporador;  $T_3$ : Temperatura del refrigerante a la salida del recuperador;  $\epsilon_{Rec}$ : Efectividad del recuperador.

La codificación empleada para representar estos parámetros en la optimización del diseño del sistema de climatización centralizada es una cadena  $\vec{X}$  de variables reales. El individuo  $k$  de la generación  $t$  es definido por:  $\vec{X}_k^t = (x(1, k), x(2, k), x(3, k), \dots, x(10, k))$  para  $1 \leq k \leq n$ .

Donde  $x(i,k)$  son los genes del individuo  $k$ . En la figura 2 se muestra la matriz para  $n$  individuos y las diez variables genéticas (variables de decisión) que intervienen en la optimización del costo de los productos finales del sistema.

		Variables Genéticas										
		$P_{suc}$	$P_{des}$	GSCS	$\eta_s$	GSCR	$n$	$\epsilon_{Cond}$	$\epsilon_{Evap}$	$t_3$	$\epsilon_{Rec}$	
Población de soluciones candidatas =		$x(1,1)$	$x(2,1)$	$x(3,1)$	$x(4,1)$	$x(5,1)$	$x(6,1)$	$x(7,1)$	$x(8,1)$	$x(9,1)$	$x(10,1)$	1
		$x(1,2)$	$x(2,2)$	$x(3,2)$	$x(4,2)$	$x(5,2)$	$x(6,2)$	$x(7,2)$	$x(8,2)$	$x(9,2)$	$x(10,2)$	2
		$x(1,3)$	$x(2,3)$	$x(3,3)$	$x(4,3)$	$x(5,3)$	$x(6,3)$	$x(7,3)$	$x(8,3)$	$x(9,3)$	$x(10,3)$	3
		$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
		$x(1,n)$	$x(2,n)$	$x(3,n)$	$x(4,n)$	$x(5,n)$	$x(6,n)$	$x(7,n)$	$x(8,n)$	$x(9,n)$	$x(10,n)$	$n$

Fig. 2. Código empleado para la población del AG con  $n$  individuos

El tamaño de la población (número de individuos) afecta la solución del AG y la eficiencia de la simulación. Una gran población casi siempre está asociada con un tiempo de la simulación más largo, que influye en la razón de convergencia. En el caso del algoritmo diseñado para la optimización del diseño del sistema de climatización centralizado se tomó una población de 300 individuos, de ella se obtendrán el 80 % por cruzamiento y se completará con un 20 % de individuos aleatorios. El número de individuos de la población fue obtenido a partir de un procedimiento de prueba y error. Las penalizaciones son aplicadas frecuentemente

para manejar restricciones en los algoritmos evolutivos. Esta técnica convierte el problema original en un problema sencillo, castigando las violaciones de las condiciones especificadas como restricciones.

La penalización consiste en asignar valores extremadamente altos a los individuos no factibles si algún elemento  $x(i, k) < 0$ , lo que hace que la función de error se aleje del mínimo. Además, el conocimiento previo del modelo dicta que se especifique también el cumplimiento de algunas restricciones técnicas tomadas de la literatura [9,10, 21] lo cual acota el espacio de búsqueda:  $x(i, k) < 0$ ;  $300 \leq x(1,k) \leq 460$ ;  $x(2,k) > 3 \cdot x(1,k)$ ;  $1300 \leq x(2,k) \leq 2995$ ;  $x(3,k) < x(5,k)$ ;  $0.6 \leq x(4,k) \leq 0.85$ ;  $0.3 \leq x(6,k) \leq 0.5$ ;  $0.35 \leq x(7,k) \leq 0.75$ ;  $0.35 \leq x(8,k) \leq 0.75$ ;  $t_{12} < x(9,k) > T_{satd}$ ;  $0.4 \leq x(10,k) \leq 0.7$ .

## 5.2. Modelo híbrido para la determinación del mínimo costo de los productos finales

Integrando el algoritmo diseñado, con las RNA para cada sustancia de trabajo del sistema y los modelos físicos y flujos de costos para cada uno de los componentes, se crea el modelo híbrido de optimización termoeconómica del sistema de climatización centralizado por agua helada.

Las variables, presión de succión ( $x(1)$ ) y presión de descarga ( $x(2)$ ) del compresor respectivamente interactúan con las RNA desarrolladas para la obtención de propiedades del R22 moviendo las condiciones de operación del ciclo hacia la búsqueda del mínimo costo de los productos finales del sistema, al unísono la variable de diseño del compresor (rendimiento isentrópico ( $x(4)$ )), interviene en la determinación de la entalpía real del gas refrigerante a su salida ( $h_2$ ).

El sobrecalentamiento real ( $x(5)$ ) correspondiente a la variable ( $x(2)$ ) se determinan a partir de la minimización del error (Función  $F_3$ ) determinada por un híbrido RNA – AG, determinándose por ende la temperatura real del gas refrigerante a la salida del proceso de compresión.

La variable de diseño ( $x(4)$ ) y la potencia calculada en el modelo, nutren la ecuación de costo zonal del compresor, conjuntamente con su costo de referencia, su potencia de referencia y los coeficientes característicos de relación de potencia ( $m_{cm}$ ) y de relación de eficiencias isentrópicas ( $n_{cm}$ ); obteniéndose el mínimo costo capital del compresor.

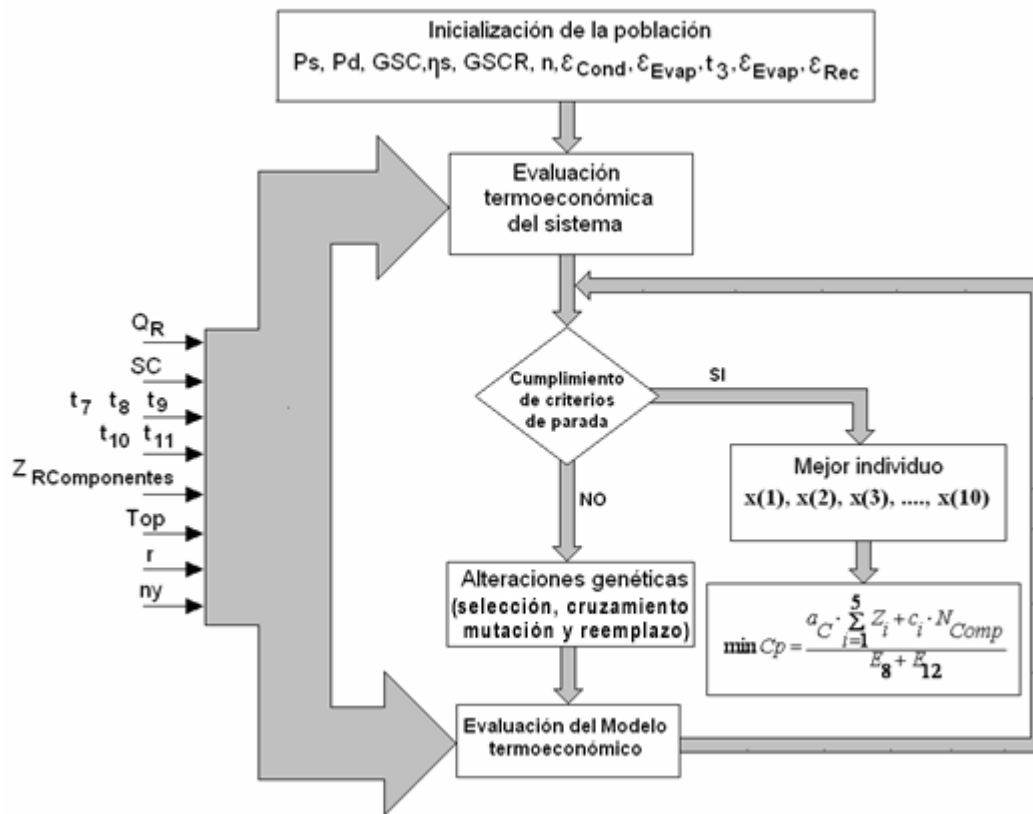
Para la optimización del costo capital del recuperador de calor se toma como variable de diseño el porcentaje de recuperación de calor ( $x(6)$ ) para el calentamiento de agua y su efectividad térmica ( $x(10)$ ), la temperatura de salida del refrigerante ( $x(9)$ ) se toma como variable de operación, hallada a partir de un modelo híbrido AG-RNA que garantiza el mínimo error (función  $F_4$ ) entre la entalpía del refrigerante a la salida del recuperador ( $h_{3c}$ ) obtenida determinísticamente en función del porcentaje de recuperación de calor y su entalpía ( $h_3$ ) determinada estocásticamente variando ( $x(9)$ ) a la ( $x(2)$ ) evaluada en la RNA de sobrecalentamiento.

Determinada la variable ( $x(9)$ ) se evalúa en conjunto con la temperatura del R22 a la entrada del recuperador ( $T_2$ ) hallada en función de la variable ( $x(5)$ ), con la temperatura del agua a la entrada ( $T_{11}$ ) del recuperador de calor dada como variable de entrada al modelo y con la temperatura del agua a la salida recuperador ( $T_{12}$ ) determinada en función de la variable ( $x(6)$ ); con el objetivo de calcular la temperatura media logarítmica del recuperador, la cual se evaluará en la función de costo zonal con la variable ( $x(10)$ ). La ecuación de costo incluye además el costo de referencia y la temperatura de referencia que se introducen en los datos de entrada al modelo, así como la suma de las exergías de las corrientes de salida del recuperador ( $E_3, E_{12}$ ) halladas a partir de los puntos óptimos de trabajo.

Para la determinación de los costos zonales del condensador y del evaporador se procede de forma similar, para ello se determina la temperatura de condensación y de evaporación en función de las variables efectividad térmica del condensador ( $x(7)$ ) y efectividad térmica del evaporador ( $x(8)$ ) respectivamente y este valor se corrige a partir de las funciones  $F_5$  y  $F_6$  que garantizan el mínimo error entre las temperaturas de saturación correspondientes a ( $x(2)$ ) y ( $x(1)$ ), obtenidas las temperaturas de trabajo del condensador y el evaporador y dado como variable de entrada al modelo la temperatura del aire a la entrada y salida del condensador y la temperatura del agua a la entrada y salida del evaporador; la temperatura media logarítmica es obtenida para cada intercambiador y éstas a su vez son evaluadas en las ecuaciones de costo zonal del condensador y el evaporador junto con las variables de diseño definidas para ambos (( $x(7)$ ) y ( $x(8)$ )). La función de mínimo costo contemplada en la función de aptitud del AG permite determinar las variables de diseño y de operación que garanticen el diseño óptimo de la instalación.

El diagrama de bloque del procedimiento de optimización propuesto se ilustra en la figura 3.





**Fig. 3.** Diagrama de bloques de funcionamiento del algoritmo genético simple para la optimización del sistema de climatización centralizada por agua helada

El algoritmo funciona de la siguiente manera: se genera la población inicial que contempla las posibles soluciones a evaluar en el modelo termoeconómico, se procede a la evaluación termoeconómica del sistema de climatización centralizada evaluando en la función de aptitud las variables de entrada al modelo y la búsqueda simultánea de las variables genéticas que garantizan el mínimo costo de los productos finales (agua helada y agua caliente) del sistema base conceptual. Si no se cumplen los criterios de parada para los cuales se diseñó el AG, se selecciona un nuevo subconjunto de individuos  $x(1), x(2), x(3), \dots, x(10)$ , los individuos más aptos tendrán más posibilidades de reproducirse, mientras los menos aptos van a tender a desaparecer. La nueva población generada se altera por medio de los operadores genéticos (operador elitista, fracción de cruzamiento, operador de selección, operador de cruzamiento, mutación) para encontrar nuevos puntos en el espacio de búsqueda. Una vez reemplazada la población, se procede nuevamente a la evaluación termoeconómica del sistema y se evalúan los resultados según criterios de parada, repitiéndose este lazo iterativo hasta que se obtengan los mejores individuos (variables de diseño y operación) que garantizan el mínimo costo de los productos finales de la instalación.

## Resultados

### 6. Aplicación del procedimiento a un caso de estudio

Para validar la efectividad del procedimiento propuesto, se realiza una comparación entre el diseño de una instalación de 60 toneladas de refrigeración (TR) en funcionamiento y su diseño, con el fin de demostrar cuanto se pudiera haber ahorrado de haberse concebido la instalación del hotel desde la etapa conceptual. A continuación se definen las variables de entrada al procedimiento de optimización para el diseño conceptual de la instalación.

Datos de entrada:  $Q_R = 60\text{TR}$ ; Sobrecalentamiento a la salida del evaporador, ( $SC = 3^\circ\text{C}$ ); Subenfriamiento a la salida del condensador, ( $SE = 2^\circ\text{C}$ );  $C_i = 10\text{\$/GJ}$ ;  $top = 5000\text{ h}$ ;  $I_R = 0,15$ ;  $N_y = 10\text{ años}$ ;  $T_7 = 10^\circ\text{C}$ ;  $T_8 = 7^\circ\text{C}$ ;

$T_9=25^\circ\text{C}$ ;  $T_{10}=35^\circ\text{C}$ ;  $T_{11}=40^\circ\text{C}$ ;  $Z_{R\text{Comp}} = 12000 \text{ \$/kW}$ ;  $Z_{R\text{Rec}} = 1200 \text{ \$/kW}$ ;  $Z_{R\text{Cond}} = 900 \text{ \$/kW}$ ;  $Z_{R\text{Evap}} = 1500 \text{ \$/kW}$ ;  $Z_{R\text{Mec}} = 37 \text{ \$/kW}$ ;  $n_{\text{cm}} = 0,8$ ;  $m_{\text{cm}} = 0,5$ ;  $N_{R\text{comp}} = 100 \text{ kW}$ ;  $m_{\text{H}_2\text{Orec}}=3 \text{ kg/s}$ .

Desarrollado el procedimiento de optimización propuesto se obtuvieron las variables de decisión y las características principales de los equipos (ver tabla 2) que garantizan el mínimo costo de los productos finales de la instalación (agua helada, agua caliente).

**Tabla 2.** Resultados obtenidos en el proceso de optimización

Componentes	Variables de decisión	Capacidad [kW]	TML [°C]	Flujos máxicos [Kg/s]
Compresor	X(1)= 415,28; X(2)=1620,70; X(3)= 28,60; X(4)= 0,88; X(5)= 29,79	53,84	-	$m_R = 1,35$
Recuperador	X(6)= 0,30; X(9)= 42,62; X(10)= 0,51	58,74	10,55	$m_{\text{H}_2\text{O}} = 3,00$
Condensador	X(7)=0,58;	195,82	11,01	$m_{\text{aire}} = 30$
Evaporador	X(8) =0,65	13,82	13,82	$m_{\text{H}_2\text{O}} =16,58$

Obtenidas las variables de decisión declaradas en el procedimiento de optimización y las principales características de los equipos para la instalación base conceptual se procede a realizar la comparación entre las eficiencias de cada uno de sus componentes y el costo de sus productos finales respecto al sistema real instalado en un hotel turístico. Los resultados de la comparación se muestran las tablas 3 y 4.

Como se puede observar en la tabla 3 las eficiencias de cada uno de los equipos del sistema fueron mejoradas a partir del procedimiento de optimización propuesto desde la base conceptual del diseño. Las variaciones en el diseño condujeron a un aumento de la eficiencia exergética gruesa del sistema de 6.67% respecto al caso base instalado y en el caso del coeficiente de funcionamiento del ciclo (COP) aumentó en 7.73 %.

**Tabla 3.** Mejoras de rendimientos del sistema base conceptual optimizado con respecto al sistema base instalado.

Componentes	Caso Base instalado	Caso conceptual optimizado	Variación %
Compresor	0,80	0,88	+10,00
Recuperador	0,45	0,50	+11,11
Condensador	0,56	0,58	+3,57
Evaporador	0,62	0,65	+4,84
Eficiencia exergética Gruesa del sistema	0,30	0,32	+6,67
COP	3,62	3,90	+7,73

**Tabla 4.** Comparación entre los costos de operación y amortización entre caso base instalado y el caso conceptual optimizado

$a_c=1,107 \times 10^{-9} \text{ s}^{-1}$	Costos económicos ( $\$10^{-6} \text{ s}^{-1}$ )		
	Caso Base	Caso optimizado	Variación (%)
<b>Costos de operación</b>			
CEE	643,68	598,29	-7,50
<b>Costos de amortización</b>			
$a_c \cdot Z_{\text{comp}}$	21,76	43,92	+101,84
$a_c \cdot Z_{\text{Rec}}$	2,33	3,44	+47,64
$a_c \cdot Z_{\text{cond}}$	2,11	1,71	- 24,12
$a_c \cdot Z_{\text{Mec}}$	3,14	3,19	+1,59
$a_c \cdot Z_{\text{Evap}}$	6,04	7,35	+21,69
<b>Costo Equipos + Energía</b>	<b>679,06 x 10<sup>-6</sup> \$/s</b>	<b>657,89 x 10<sup>-6</sup> \$/s</b>	<b>-3,22</b>
<b>Costo de los productos finales</b>	<b>0,05328 \$/ kW h</b>	<b>0,04942 \$/ kW h</b>	<b>-7,81</b>
<b>TWEI (Impacto global)</b>	<b>302539,0 Kg<sub>CO2</sub>/año</b>	<b>281201,0 kg<sub>CO2</sub>/año</b>	<b>-7,59</b>

Al comparar los costos de operación y amortización (tabla 4) entre el caso base instalado y el caso conceptual optimizado puede observarse que los costos de amortización del caso base conceptual optimizado experimentaron un aumento dada las mejoras de eficiencia de cada uno de los equipos respecto al caso base instalado en el hotel turístico, como aspecto importante a destacar se observa que el costo de los productos finales del sistema base conceptual con respecto al caso base instalado experimentó una variación de -7,81%, esta disminución es dada producto que la suma de los costos operacionales y de amortización experimentaron una variación de -3,22 % respecto al caso base instalado en el hotel.

En relación al impacto ambiental se estableció una comparación entre el caso base instalado y el caso base optimizado considerando el impacto global total (TWEI) medido en kgCO<sub>2</sub>/año emitido indirectamente al medio, obteniéndose una variación de -7,59 % respecto al sistema instalado, dejándose de emitir al medio por efecto indirecto 21338 kg CO<sub>2</sub> /año.

## Conclusiones

- 1- Desarrollado el procedimiento de optimización sobre la base del modelo híbrido, se obtuvo un incremento en la eficiencia del equipamiento del sistema base conceptual optimizada respecto al sistema instalado, lo que condujo a un aumento de la eficiencia exergética gruesa en un 6,67% y del COP en 7,73 %. Demostrando que los sistemas comerciales existentes no se conciben desde una base conceptual optimizada y que existen potenciales de ahorro energético si se desarrolla el procedimiento propuesto.
- 2- Al desagregar el costo de los productos finales del caso base conceptual optimizado y del caso base instalado en el hotel turístico, en costos de operación y amortización, y realizada una comparación entre ambos, se observó que los costos de amortización del caso conceptual respecto al instalado experimentaron una variación de + 148%, producto a las mejoras realizadas en los rendimientos de sus componentes. Mientras los gastos de energía eléctrica (costos de operación) experimentaron una variación de - 7,5 % respecto al caso instalado a expensa de un mejoramiento de índole energético de la instalación. Con esto se logra una disminución de los costos totales del sistema (costos de amortización + costos operacionales) en un 3,22 % respecto al caso base instalado en el hotel turístico que conduce a una reducción en los costos exergoeconómicos de los productos finales de un 7,81 %.
- 3- Desarrollado el procedimiento para la determinación del ahorro técnico de la exergía en cada uno de los componentes, el diseñador tiene en su poder una herramienta adicional de evaluación que delimita el potencial recuperable de índole energético en su sistema, permitiéndole estratificar que parte de las irreversibilidades pueden ser recuperables producto a las mejoras de rendimiento de los equipos, lo cual conduce a la determinación del porcentaje de los costos totales que podrían ser evitados teóricamente con la tecnología actual de sistemas de climatización centralizado por agua helada.

- 4- Obtenido el diseño óptimo del sistema de climatización centralizado de 60 toneladas de refrigeración y determinado su impacto global total sobre medio ambiente, pudo apreciarse que de haberse concebido el sistema desde una base conceptual optimizada se hubieran dejado de emitir indirectamente al medio 21338,0 kgCO<sub>2</sub> /año. Aspecto de suma importancia dado que estos gases (CO<sub>2</sub>) contribuyen grandemente al calentamiento global del planeta dado por el efecto invernadero.

## Referencias.

1. Wall, G. "Exergy, ecology and democracy-concepts of a vital society". En: *Conference on Energy Systems and Ecology. ENSEC' 93*, Cracow, Poland, July 5-9, 1993.
2. Petit Jean, G.M.L. "Procedimiento de Cálculo Basado en Costos Exergoeconómicos Ambientales para la Evaluación de un Sistema de Refrigeración por Absorción". En: *Energía. 2004*, Santa Clara. Cuba: Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Central Marta Abreu de las Villas. 2004.
3. Bejan, A and Moran, M. *Thermal design and optimization*. John Wiley and Sons Inc. 1996, pp 406- 456. 533 p. Wiley-Interscience Publication. ISBN 0-471-58467-3.
4. Armas, J. C and Valdivia, Y. "Empleo de la inteligencia artificial en la determinación de propiedades de refrigerantes", *Revista Ingenierías*. 2007. vol. XI, n°. 40, p. 60-66. ISSN 1405-0676,.
5. Montelier, S., De Armas, M. A, Borroto, A., et al. "Inteligencia artificial aplicada a la reducción del consumo energético de un sistema de climatización por agua helada en un Hotel Turístico". *Revista Energética*, 2008. n°. 39, p. 13-18. ISSN 0120-9833.
6. Sözen, A. and Özalp, M., "Formulation based on artificial neural network of thermodynamic properties of ozone friendly refrigerant/absorbent couples". *Applied Thermal Engineering*. 2005. p.1808-1820.
7. Tsatsaronis G. y Morosuk T. "Advanced exergoeconomic evaluation and its application to compression refrigeration machines". En: *International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. Seattle, USA, 2007, [CD-ROM]. Proceedings of the ASME, file 2007-41202.
8. Tsatsaronis G. y Morosuk T. "A general exergy-based method for combining a cost analysis with an environmental impact analysis". En: *International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Boston, Massachusetts, USA, 2008. Part I. Proceedings of the ASME, files IMECE2008- 67218.
9. Tsatsaronis G. y Morosuk T. "Advanced exergetic analysis of a refrigeration system for liquefaction of natural gas". *23rd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation & Environmental Impact of Energy Systems (ECOS2010)*. 2010. [Consultado el: 20 de febrero de 2011]. Disponible en: <http://www.ecos2010.ch/> .
10. D'Accadia, M. D. y Vanoli, L., "Thermoeconomic optimization of the condenser in a vapour compression heat pump". *International Journal of Refrigeration*. 2004. vol. 27. p. 433- 441. ISSN 0140-7007.
11. Sözen, A. y Özalp, M., "Calculation for the thermodynamic properties of an alternative refrigerant (R508b) using artificial neural network". *Applied Thermal Engineering*. 2007, p. 551-559. ISSN 1359-4311
12. Yao. Y. "Global optimization of a central air-conditioning system using decomposition-coordination method" En: *Energy and Buildings 2010*. 2010. p. 740-583
13. Armas, J. C., Lapido, M. J., Gómez, J., et al. "Evaluación termodinámica de sistemas de climatización centralizados por agua helada usando herramientas de inteligencia artificial". *Revista Ingeniería e Investigación*. 2011. vol. 31 n° 2, p.134-142. ISSN 0120-5609
14. Valdivia, Y., Armas, J. C., Lapido, M. L., et al. "Exergy Saving Potential and Real Cost for Centralized Chilled-Water Climatization Systems". En: *23rd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation & Environmental Impact of Energy Systems (ECOS2010)*. 2010. [Consultado el: 20 de febrero de 2011]. Disponible en: <http://www.ecos2010.ch/>