

## PROCEDIMIENTO PARA LA OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO CONCEPTUAL DE SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN CENTRALIZADA POR AGUA HELADA

Juan Carlos Armas, Julio Gómez Sarduy, Margarita Lapido Rodríguez,  
Yarelis Valdivia Nodal, & Roy Reyes Calvo

*Investigadores del Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente (CEEMA),  
Universidad Carlos Rafael Rodríguez, Cienfuegos, Cuba.  
jcarlos@ucf.edu.cu*

Recibido para evaluación: 19 de Abril de 2008

Aceptación: 16 de Junio de 2008

Entrega de versión final: 03 de Julio de 2008

### Resumen

En el presente trabajo se propone un procedimiento para la optimización del diseño conceptual de un sistema de climatización centralizada por agua helada, 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 sus componentes y el costo asociado a la energía consumida.

**Palabras Clave:** Termoeconomía, optimización, algoritmos genéticos

### Abstract

In this present work 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.

**Keywords:** Thermoeconomic, optimization, genetic algorithms

## 1. INTRODUCCIÓN

La necesidad de analizar de forma rápida y efectiva el comportamiento de sistemas utilizados en la industria del aire acondicionado y la refrigeración han convertido los métodos de simulación en una herramienta de mucha popularidad en estos tiempos.

Dado el 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, se impone la aplicación de 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, definiendo como productos finales: el agua helada a la salida del evaporador para la climatización de locales y el agua caliente a la salida del recuperador para el calentamiento de agua sanitaria. Por esta razón en este trabajo se desarrolla un procedimiento de optimización con vistas a obtener el diseño conceptual óptimo que garantice el mínimo costo de los productos finales del sistema. Definiendo como diseño conceptual una etapa prematura del diseño comercial donde se van a definir las variables de diseño y parámetros operacionales del sistema con vistas a ser tomadas como referencia para la selección del equipamiento. El procedimiento de optimización propuesto esta basado en un híbrido que integra herramientas termoeconómicas de análisis con técnicas de inteligencia artificial como son las Redes Neuronales Artificiales (RNA) y Algoritmos Genéticos (AG).

## 2. MÉTODOS TERMOECONÓMICOS DE ANÁLISIS DIRIGIDOS A LA OPTIMIZACIÓN DE SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN Y REFRIGERACIÓN.

La termoeconomía, término propuesto por Evans y Tribus en 1962, nace como una nueva disciplina en la década de los 60 y tiene como objetivo estudiar la conexión entre termodinámica y economía, sentar las bases teóricas de una ciencia del ahorro de energía, y obtener así modelos que recojan la limitación que supone no disponer de una cantidad ilimitada de recursos naturales, buscando criterios generales que permitan evaluar la eficiencia y el coste de sus productos, en sistemas con un consumo intensivo de energía.

Los métodos termoeconómicos de análisis son una

potente herramienta en la evaluación y optimización de sistemas térmicos, pese a sus potencialidades, estos no han sido explotados a su cabalidad en los sistemas de refrigeración y climatización; cabe destacar que los procedimientos de optimización dirigidos a los sistemas de climatización centralizada tienen la limitante de no poder evaluar un amplio espectro de variables en la función de costo mínimo. A continuación se brindan las tendencias de aplicación de estas técnicas de optimización dirigidas a estos sistemas.

ASHRAE [1] hace referencia al uso de la segunda ley por Patel y Swers . Estos autores hacen uso del concepto de utilidad, degradación de energía útil e irreversibilidad demostrando éste como un método sistemático y lógico para la selección de parámetros óptimos de un ciclo de compresión de vapor. Pero no incluyen en su estudio análisis termoeconómico del sistema que permita valorar las alternativas propuestas.

Yumrutas et al. [2] realiza el análisis exergético de un sistema de refrigeración por compresión de vapor para el cual desarrolla un modelo computacional basado en análisis de la segunda ley, su modelo esta dirigido al estudio de la influencia de las temperaturas de evaporación y condensación en las irreversibilidades del ciclo, demostrando su marcada influencia sobre las irreversibilidades del evaporador, el condensador, la eficiencia exergética y el COP del sistema. Hay que destacar que aunque el artículo se encuentra muy bien enmarcado y fundamentado, a partir de las corrientes exergéticas halladas se puede realizar una evaluación termoeconómica donde se determine cuánto influiría desde el punto de vista de costos, las variaciones en las temperaturas de evaporación y condensación.

Antonio Valero [3-17], uno de los principales exponentes de la Termoeconomía, en particular de la Teoría del Coste Exergético, a pesar de tener una amplia obra sobre esta temática no aplica su teoría al campo de la refrigeración, pues aborda en gran escala los sistemas térmicos de cogeneración.

D'Accadìa [18] 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.

Subair [19] demuestra las potencialidades de los criterios termoeconómicos para el diseño de equipamientos, en un estudio que dirige hacia el diseño óptimo de intercambiadores de calor de dos etapas (evaporación, condensación), el autor analiza el componente a partir de análisis de generación de entropía y de los costos anuales asociados al mismo. Petit Jean [20] 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 desde el diseño conceptual del mismo.

### 3. PRINCIPIO DE 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.

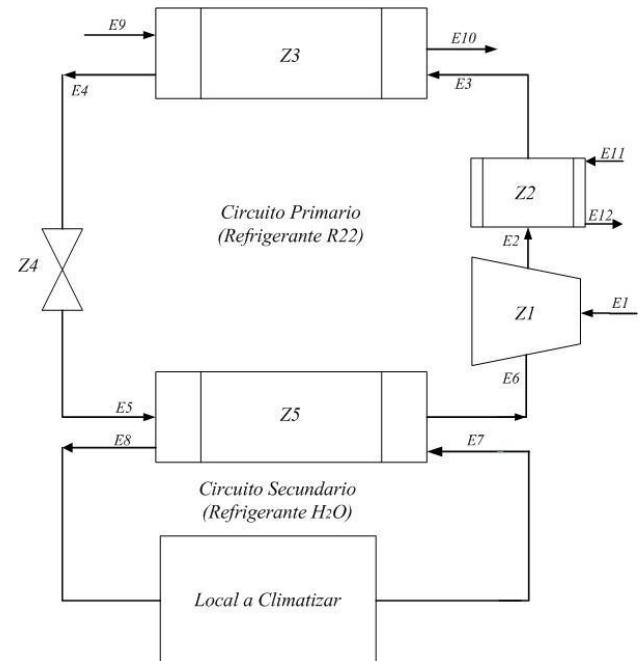


Figura 1. Sistema de climatización centralizada por agua helada.

## 4. DESARROLLO DE MODELOS POR COMPONENTES

### 4.1. Modelo del compresor

- Trabajo isentrópico del proceso de compresión.

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

Donde:

$h_6$ : Entalpía del gas refrigerante (R22) a la entrada del compresor, [kJ/kg].

$h_2$ : Entalpía del gas refrigerante a la salida del compresor considerando 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.

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

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

$W_{real}$ : Trabajo real de compresión, [kJ/kg]

$h_2'$ : Entalpía real del gas refrigerante a la salida del compresor, [kJ/kg].

$\eta_s$ : 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.

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

$$m_r = \frac{m_{H_2O}(h_7 - h_8)}{(h_6 - h_5)} \quad (6)$$

Donde:

$N_c$ : Potencia del compresor, [kW].

$m_r$ : Flujo mísico de refrigerante, [kg/s].

$h_7, h_8$ : Entalpía del agua a la entrada y salida del evaporador respectivamente, [kJ/kg].

$h_5$ : Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador, [kJ/kg].

$m_{H_2O}$ : Flujo mísico de agua a través del evaporador, [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 ( ), que en la literatura consultada [1,21] se toma como el 85 % de la de la capacidad de refrigeración calculada.

$$m_{H_2O} = \frac{Q_r \cdot \theta}{(h_7 - h_8)} \quad (7)$$

#### 4.2 Recuperador

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

Siguiendo el criterio tomado de la bibliografía, [1, 21], en cuanto al porcentaje de recuperación de calor, se plantea la ecuación (8).

$$Q_{Cond} \cdot n = Q_{Rec} \quad (8)$$

$$m_r \cdot (h_2' - h_4) = m_r \cdot (h_2' - h_3) \quad (9)$$

$$h_3 = h_2' (1 - n) + n \cdot h_4 \quad (10)$$

Donde:

$Q_{Rec}$ : Flujo de calor en el recuperador, [kW].

$n$ : Porcentaje de recuperación de calor.

$h_3$ : Entalpía del refrigerante a la salida del recuperador de calor, [kJ/kg].

$h_4$ : Entalpía del refrigerante a la salida del condensador, [kJ/kg].

Una vez determinada la entalpía del refrigerante a la salida del recuperador de calor se hace uso de un modelo híbrido compuesto por AG y RNA (Figura 2) para la determinación de su temperatura, la cual quedará en función del porcentaje de calor recuperado.

- 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.

Una vez determinada la entalpía del refrigerante a la salida del recuperador de calor se hace uso de un modelo híbrido compuesto por AG y RNA (Figura 2) para la determinación de su temperatura, la cual quedará en función del porcentaje de calor recuperado.

- 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.

$$h_{12} = h_{11} + \frac{m_r(h_2' - h_3)}{m_{H_2O_{Rec}}} \quad (11)$$

Donde:

$h_{12}$ : Entalpía del agua a la salida del recuperador de calor, [kJ/kg].

$h_{11}$ : Entalpía del agua a la entrada del recuperador de calor, [kJ/kg].

$m_{H_2O_{Rec}}$ : Flujo de agua caliente, [kg/s].

#### 4.3 Condensador

- Determinación de la temperatura de condensación

$$T_{cond} = \frac{T_{10} - T_9}{\varepsilon_{Cond}} + T_9 \quad (12)$$

Donde:

$T_9$ : Temperatura del aire a la entrada del condensador, [C].

$T_{10}$ : Temperatura del aire a la salida del condensador, [C].

$\varepsilon_{Cond}$ : Efectividad térmica del condensador.

#### 4.4 Evaporador.

- Determinación de la temperatura de evaporación:

$$T_{Evap} = T_8 - \frac{T_8 - T_9}{\varepsilon_{Evap}} \quad (13)$$

Donde:

T8 - Temperatura del agua a la entrada del evaporador, [C].

T9 - Temperatura del agua a la salida del evaporador, [C].

$\varepsilon_{Evap}$ : Efectividad térmica del evaporador.

#### 4.5 Cálculo de la exergía física 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:

$$E_i = m_i[(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \quad (14)$$

Donde:

$m_i$ : Flujo másico de la corriente i, [kg/s].

$h_i, h_0$ : Entalpía específica y entalpía de referencia de la corriente respectivamente, [kJ/kg].

$s_i, s_0$ : Entropía específica y entropía de referencia de la corriente respectivamente, [kJ/kg].

$T_0$ : 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/kg °K]
Refrigerante (R22)	430	1,985
Agua	104,8	0,3674
Aire	303,48	6,8799

#### 4. DETERMINACIÓN DE LOS FLUJOS DE COSTOS POR COMPONENTES

- Compresor:

$$Z_{cm} = Z_{R.cm} \left( \frac{N_{cm}}{N_{R.cm}} \right)^{m_{cm}} \left[ \frac{\eta_s}{(0.9 - \eta_s)} \right]^{n_{cm}} \quad (15)$$

Donde:

$Z_{cm}$ : Costo zonal del compresor, [\$].

$Z_{R.cm}$ : Costo de referencia del compresor, [\$/kW].

$N_{cm}$ : Producto exergético del compresor, [kW].

$N_{R.cm}$ : Potencia de referencia, [kW].

$\eta_s$ : Rendimiento isentrópico del compresor.

$m_{cm}$ : Exponente para la relación de potencias.

$n_{cm}$ : Exponente para la relación de eficiencias isentrópicas.

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

$$Z_{ic} = Z_{Ric} \cdot [LMTD_{ic} \cdot (-\ln(1 - \varepsilon_{ic}))] \cdot \left( \frac{E_{out_{ic}}}{T_0} \right) \quad (16)$$

Donde:

$Z_{ic}$ : Costo zonal de los intercambiadores de calor, [\$].

$Z_{Ric}$ : Costo de referencia de los intercambiadores de calor, [\$/kW].

$\varepsilon_{ic}$ : Efectividad térmica del intercambiador de calor.

$E_{out_{ic}}$ : Valor exergético de los productos de los intercambiadores de calor, [kW].

$LMTD_{Rec}$ : 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 [20, 22] y el valor exergético de la corriente de salida de este componente.

$$Z_{Mec} = Z_{RMec} \cdot E_{Mec_{out}} \quad (17)$$

Donde:

$Z_{Mec}$ : Costo zonal del mecanismo de expansión, [\$].

$Z_{RMec}$ : Costo de referencia del mecanismo expansión, [\$/kW].

$E_{Mec_{out}}$ : 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 [23] 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.

$$a_c = \frac{I_R \cdot (1 + I_R)^{Ny}}{\left( (1 + I_R)^{Ny} - 1 \right)} \cdot \frac{1}{Ny \cdot t_{op} \cdot 3600} \quad (18)$$

Donde:

$a_c$ : Factor de amortización, [1/s].

$I_R$ : Tasa de interés.

$Ny$ : Vida útil de la instalación, [años].

$t_{op}$ : Tiempo de operación, [h].

## 6. FUNCIÓN DE APTITUD EMPLEADA PARA LA OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO CONCEPTUAL 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:

$$F_1 = \frac{(Z_{cm} + Z_{ic}) \cdot a_c}{Bx} \quad (19)$$

$$F_2 = \left| \frac{s_6 - s_2}{s_6} \right| \cdot 100 \quad (20)$$

$$F_3 = \left| \frac{|h2R - hR2| \cdot 0.1}{h2R} \right| \quad (21)$$

$$F_4 = \left| \frac{|h3c - h3| \cdot 0.1}{h3c} \right| \quad (22)$$

$$F_5 = \left| \frac{T_{cond} - Satd.tsat} {Satd.tsat} \right| \cdot 100 \quad (23)$$

$$F_6 = \left| \frac{T_{Evap} - |Satd.tsat| \cdot 100}{Satd.tsat} \right| \quad (24)$$

$$F_7 = \frac{n_{Comp} \cdot 0.00001}{E_{PF}} \quad (25)$$

Donde:

$F_1$ : Representa los costos capitales de cada uno de los componentes del sistema.

$E_{PF}$ : 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 ( $s_2$ ), (ver figura 2).

$F_3$ : Función que garantiza el mínimo error entre la entalpía del refrigerante primario (R22) a la salida del compresor ( $h2'$ ) hallada determinísticamente (ecuación 4) y su entalpía a la salida del compresor determinada en el modelo híbrido RNA-AG( $h2$ ), (ver figura 2).

$F_5$ : 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, (ver figura 2).

$F_6$ : 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 esta contemplada en un modelo híbrido AG-RNA. (ver figura 2).

$F_7$ : 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.

### 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.

$\varepsilon_{\text{Cond}}$ : Efectividad del condensador.

$\varepsilon_{\text{Evap}}$ : Efectividad del evaporador.

$T_3$ : Temperatura del refrigerante a la salida del recuperador.

$\varepsilon_{\text{Rec}}$ : Efectividad del recuperador.

La codificación empleada para representar estos parámetros en la optimización del diseño del sistema de climatización centralizada es una cadena  $\vec{x}^t$  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 tabla 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.

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 tomo una población de 300 individuos, de ella se obtendrán el 80 % por cruceamiento 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

Tabla 2: Código empleado para la población del AG con n individuos.

VARIABLES GENETICAS										
I	P <sub>suc</sub>	P <sub>des</sub>	GSCS	$\eta_s$	GSCR	n	$\varepsilon_{\text{Cond}}$	$\varepsilon_{\text{Evap}}$	t <sub>3</sub>	$\varepsilon_{\text{Rec}}$
N	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)
D										
I	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)
V										
I	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)
D	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
U	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
O	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
S	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)

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 [18, 20,22] lo cual acota el espacio de búsqueda:

$$x(i, k) < 0 ; 300 \leq x(1,k) \leq 460 ; x(2,k) > 3 \cdot x(1,k) ; 1300 \leq x(2,k) \leq 2995 ; x(3,K) < x(5,k) ; 0.6 \leq x(4,k) \leq 0.85 ; 0.3 \leq x(6,k) \leq 0.5 ; 0.35 \leq x(7,k) \leq 0.75 ; 0.35 \leq x(8,k) \leq 0.75 ; t12 < x(9,k) > Tsatd ; 0.4 \leq x(10,k) \leq 0.7.$$

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 (Figura 2).

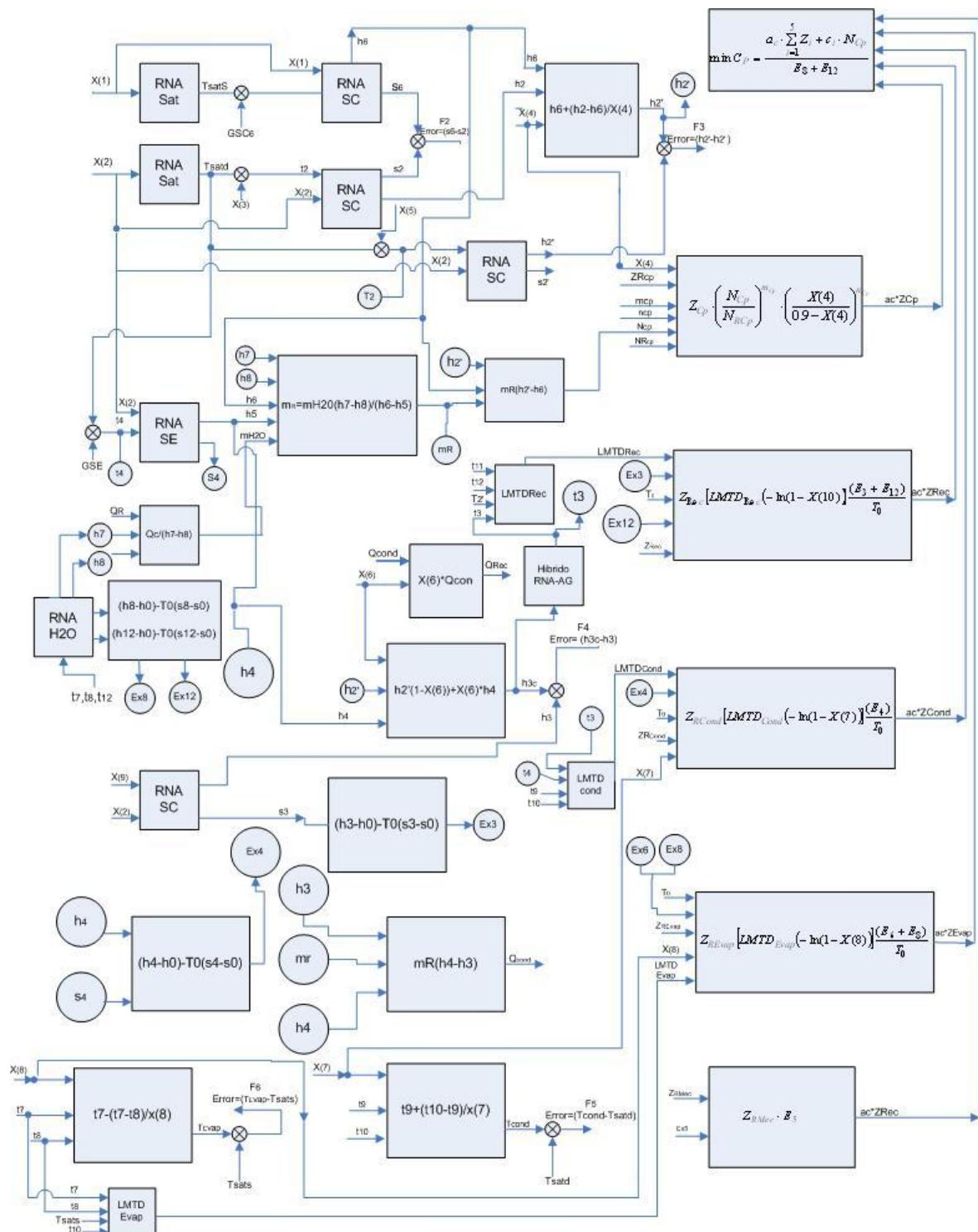


Figura 2: Modelo híbrido para la optimización tecnico-económica del diseño conceptual de sistemas de climatización centralizado por agua helada.

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 ( $h2'$ ).

El sobrecaleamiento 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 ( $m_{em}$ ) y de relación de eficiencias isentrópicas ( $n_{em}$ ); 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 ( $h3c$ ) obtenida determinísticamente en función del porcentaje de recuperación de calor y su entalpía ( $h3$ ) determinada estocásticamente variando ( $x(9)$ ) a la ( $x(2)$ ) evaluada en la RNA de sobrecaleamiento.

Determinada la variable ( $x(9)$ ) se evalúa en conjunto con la temperatura del R22 a la entrada del recuperador ( $T_{21}$ ) 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 ( $E3$ ,  $E12$ ) halladas a partir de los puntos óptimos de trabajo.

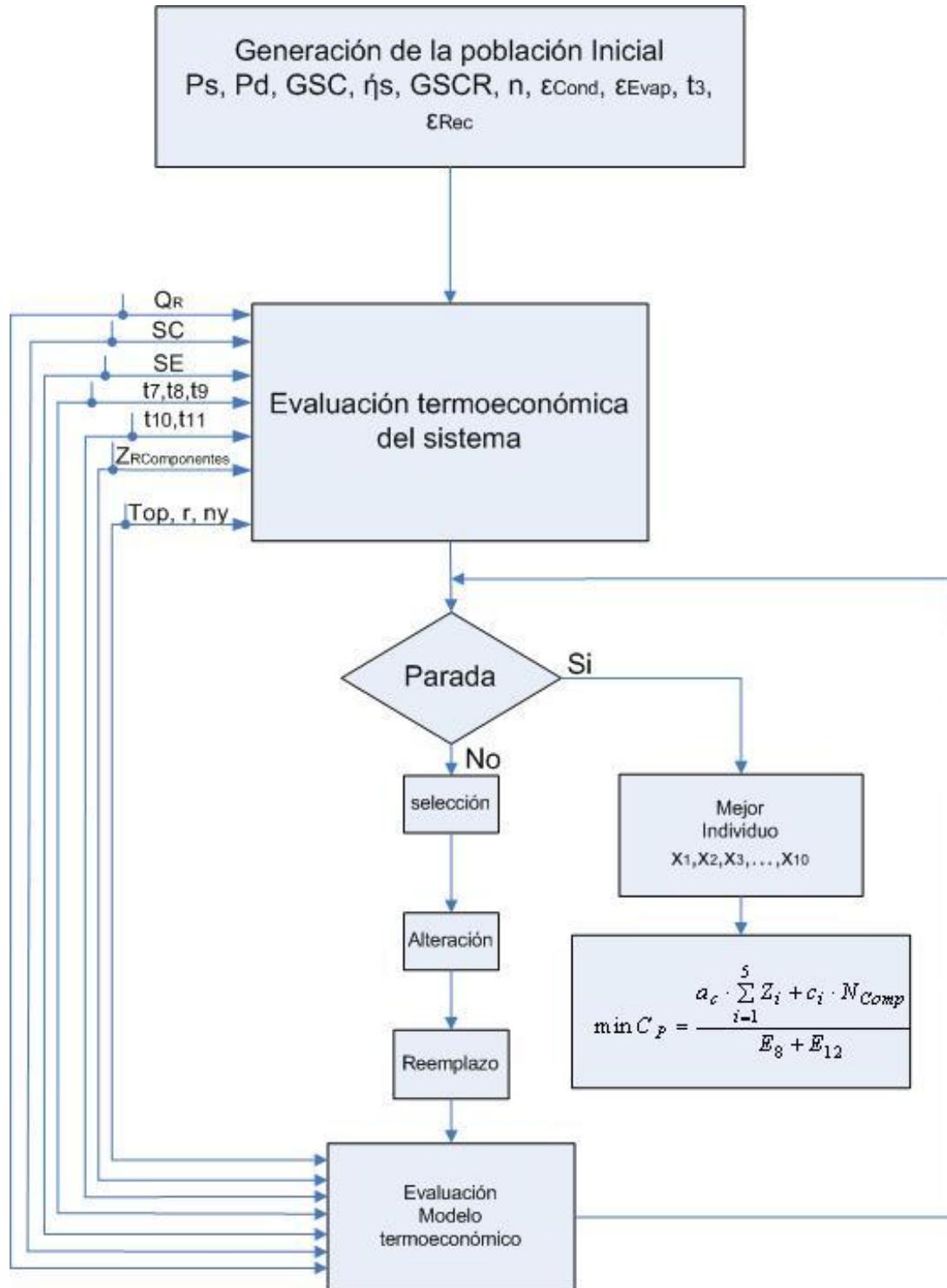
Para la determinación de los costos zonales del condensador y del evaporador se procede de forma similar, para ello se determina la temperatura de condensación y de evaporación en función de las variables efectividad térmica del condensador ( $x(7)$ ) y efectividad térmica del evaporador ( $x(8)$ ) respectivamente y este valor se corrige a partir de las funciones  $F5$  y  $F6$  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 conceptual óptimo de la instalación.

El diagrama de bloque del procedimiento de optimización propuesto se ilustra en la Figura 3. El algoritmo funciona de la siguiente manera: se generada 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 diseña el AG, se selecciona un nuevo subconjunto de individuos ( $x(1)$ ,  $x(2)$ ,  $x(3)$ , ...,  $x(10)$ ), 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.



**Figura 3:** Diagrama de bloques de funcionamiento del algoritmo genético simple para la optimización del diseño conceptual del sistema de climatización centralizada por agua helada

## 6. APPLICACIÓN 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 conceptual, con el fin de demostrar cuánto 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, ( $SE=2^\circ\text{C}$ );  $Ci=10\$/\text{GJ}$ ;  $\text{top}= 5000 \text{ h}$ ;  $IR=0,15$ ;  $Ny=10 \text{ años}$

$T_7=10^\circ\text{C}$ ;  $T8=7^\circ\text{C}$ ;  $T9=25^\circ\text{C}$ ;  $T10=35^\circ\text{C}$ ;  $T11=40^\circ\text{C}$

$Z_{RComp} = 12000 \text{ \$/kW}$ ;  $Z_{RRec} = 1200 \text{ \$/kW}$ ;  $ZRCond = 900 \text{ \$/kW}$ ;  $Z_{REvap} = 1500 \text{ \$/kW}$

$Z_{RMec} = 37 \text{ \$/kW}$ ;  $ncm = 0,8$ ;  $mcm = 0,5$ ;  $NRcomp = 100 \text{ kW}$ ;  $m_{H2Orec} = 3 \text{ kg/s}$ .

Desarrollado el procedimiento de optimización propuesto se obtuvieron las variables de decisión y las características principales de los equipos (Ver tabla 3) que garantizan el mínimo costo de los productos finales de la instalación (agua helada, agua caliente).

**Tabla 3.** Resultados obtenidos en el proceso de optimización del costo de los productos finales del sistema base conceptual.

Componentes	Variables de decisión	Capacidad [kW]	TML [°C]	Flujos máscicos [Kg/s]
Compresor	X(1)= 415,28	53,84	-	$m_R = 1,35$
	X(2)=1620,70			
	X(3)= 28,60			
	X(4)= 0,88			
	X(5)= 29,79			
Recuperador	X(6)= 0,30	58,74	10,55	$m_{H2O} = 3,00$
	X(9)= 42,62			
	X(10)= 0,51			
Condensador	X(7)=0,58	195,82	11,01	$m_{aire} = 30$
Evaporador	X(8) =0,65	13,82	13,82	$m_{H2O} = 16,58$

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 4 y 5.

**Tabla 4.** Mejoras de rendimientos y efectividades térmicas del sistema base conceptual optimizado con respecto al sistema base instalado.

Componentes	Mejoras de rendimiento isentrópico y de efectividades térmicas al aplicar el procedimiento de optimización propuesto		
	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	3,9	+7,73
Número similitud de termoeconómica, ( $L$ )	5,44	4,51	- 20,62

Como se puede observar en la tabla 4 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 %.

El número de similitud termoeconómica del caso base conceptual optimizado varió en un - 20,62 % respecto al caso base instalado. Obtenido este indicador termoeconómico para el sistema base conceptual el diseñador solidifica sus criterios globales para la concepción de su diseño comercial o remodelación de sistemas basado en el procedimiento propuesto en el epígrafe 3.6, abriendose una nueva ventana hacia la selección del equipamiento de sistemas de climatización centralizados por agua helada.

Al comparar los costos de operación y amortización (tabla 5) 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.

**Tabla 5.** Comparación entre los costos de operación y amortización entre caso base instalado y el caso conceptual optimizado.

Costos económicos (\$10 <sup>-6</sup> s <sup>-1</sup> )			
$a_c = 1,107 \times 10^{-9} \text{ s}^{-1}$	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>	$679,06 \times 10^{-6} \text{ $/s}$	$657,89 \times 10^{-6} \text{ $/s}$	-3,22
<b>Costo de los productos Finales</b>	$0,05328 \text{ $/kW h}$	$0,04942 \text{ $/kW h}$	-7,81
<b>TWEI (Impacto global)</b>	$302539,0 \text{ kgCO}_2/\text{año}$	$281201,0 \text{ kgCO}_2/\text{año}$	-7,59

## 7. 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 optimizado 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 de optimización propuesto, el número de similitud termoeconómica del sistema base conceptual fue determinado y establecido como indicador termoeconómico de referencia para la selección de sistemas comerciales con características cercanas al óptimo conceptual. Esto difiere de lo que comúnmente se observa en la literatura donde los sistemas son concebidos bajo criterios puramente energéticos (COP).
4. 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 conceptual 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.

## BIBLIOGRAFÍA

1. ASHRAE, F.H.S., HVAC Systems and Equipment. 1992: Atlanta.
2. Yumrutas, R.M., Kunduz; Mehmet Kano?glu Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems. Exergy, an International Journal 2 , 2002: p. 266-272.
3. Valero, A. A General Theory of Exergy Savings I. On the Exergy Cost. ASME. Vol. 2-3. 1986.
4. Valero,A. A General Theory of Exergy Saving, II and III. Computed Aided Engineering and Energy systems: Second Law Analysis and Modelling. ASME Book H0341.New York, 1986. vol.2-3: p. 1-21.
5. Valero, A. Teoría del Coste Exergético I Conceptos Básicos. 1989: p. 24.
6. Valero, Guallar,J. El punto de Encuentro entre la Termodinámica y la Economía. . Jornada sobre Economía y Ciencias de la Naturaleza, Madrid, 1997.
7. Valero, A. Curso de doctorado Termoeconomía. 2001: Universidad de Zaragoza, Departamento ingieriería Mecánica.
8. Valero, A.y.otros. Structural Theory and thermoeconomic Diagnosis, Part II: Application to an actual power Plant Energy conversion and Management, 2002. 43: p. 1503-1518.
9. Valero, A.y.otros. Structural Theory and thermoeconomic Diagnosis, Part III: Intrinsic and Induced Malfunctions. Energy Conversion and Management, 2002. 43: p. 1503-1518.
10. Valero, A y otros. Structural Theory and thermoeconomic Diagnosis, Part I: On Malfunction and Dysfunction Analysis. . Energy Conversion and

- Management, 2002. 43: p. 1503-1518.
11. Valero,.A. La valoración económica en base exergética, in Revista Ingeniería Química. España. 1990. p. 167-171.
12. A. Zaleta, J.R., A. Valero. Basis for an Integral Malfunctions Analysis in Thermomechanical Systems. in Thermodynamic Analysis and Improvement of Energy Systems (TAIES 97), 1997. Beijing, China.
13. M.A.Lozano , Valero. A. Diagnostic Analysis of a PFBC Power Plant Using a Thermo-economic Methodology. in Thermodynamic Analysis and Improvement of Energy Systems (TAIES 97). 1997. Beijing, China.
14. Valero, A. T.C.C., Cuadro de doctorado Termodinámica. 2001: Universidad de Saragosa, Departamento ingeniería Mecánica.
15. Lozano, M.A, Valero, A. Methodology for Calculating Exergy in Chemical Process. . in ASME Winter Annual Meeting. 1988. Chicago.
16. Valero, A y otros. Diagnostic Analysis of a PFBC Power Plant Using a Thermo-economic Methodology. in Thermodynamic Analysis and Improvement of Energy Systems (TAIES 97). 1997. Beijing, China.
17. Lozano, M.A.y.A.V., Los balances de energía, entropía, exergía y energía libre.Métodos para el diagnóstico de instalaciones industriales, in Revista Ingeniería Química. España. 1987. p. 143-153.
18. Massimo Dentice d'Accadia, L.V., Thermoeconomic optimisation of the condenser in a vapour compression heat pump. International Journal of Refrigeration , 2003. 27: p. 433- 441.
19. Subair, S.M., Thermoeconomic Considerations in the Design and Rating of Two-Phase Heat Exchangers. Energy conversion and management, 1997.
20. Petit Jean, G.M.L., Procedimiento de Calculo Basado en Costos Exergoeconomicos Ambientales para la Evaluacion de un Sistema de Refrigeracion por Absorcion, in Energia. 2004, Universidad central "Marta Abreu" de las villas Facultad de ingenieria mecanica Santa clara. Cuba.
21. FRIOLIMA, Air cooled screw water chillers, C. técnico, Editor. 2004.
22. D'Accadia, M.D.L.V., Thermoeconomic optimisation of the condenser in a vapour compression heat pump. International Journal of Refrigeration , 2003. 27: p. 433- 441.
23. Ulrich, G., Diseño y economía de los procesos de Ingeniería Química, ed. Prentice-Hall. 1982.