

Optimización termoeconómica de sistemas de climatización por agua helada a partir de técnicas de inteligencia artificial

Juan Carlos Armas Valdes^A, Margarita Lapido Rodríguez^A, Julio Gómez Sarduy^A, Pablo Roque Díaz^B

^A Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez”, Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente (CEEMA), Facultad de Ingeniería Mecánica, Cuba

^B Universidad Central “Marta Abreu” de las Villas, Centro de Estudios de Termoenergética Azucarera (CETA), Cuba

jcarlos@ucf.edu.cu, mlapido@ucf.edu.cu, jgomez@ucf.edu.cu

RESUMEN

En el presente trabajo se propone un procedimiento para la optimización del diseño 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 (RNA) y los algoritmos genéticos (AG) para minimizar el costo de los productos finales del sistema: agua fría para climatización y agua caliente para fines sanitarios. 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.

ABSTRACT

The procedure of optimization for designing a centralized air conditioning chiller water system is presented in this paper. An hybrid model was built, which 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 (cold water for climatization and hot water for sanitary uses). With this objective, design and operation variables are calculated so that the minimum total cost of the system, including the capital costs of each of its components and the cost associated to the energy consumed is guaranteed.

KEYWORDS

Thermoeconomy, optimization, genetic algorithm.

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 estos productos finales como: 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 un diseño conceptual 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 está basado en un híbrido que integra herramientas termoeconómicas de análisis con técnicas de inteligencia artificial como son las Redes Neuronales Artificiales (RNA) y los Algoritmos Genéticos (AG).

MÉTODOS TERMEOCONÓMICOS DE ANÁLISIS DIRIGIDOS A LA OPTIMIZACIÓN DE SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN Y REFRIGERACIÓN

La termoeconomía, término propuesto por Tribus y Evans en 1962,¹ 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, ya 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.

ASHRAE² hace referencia a 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.*³ realizó 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 está 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, y a partir de las corrientes exergéticas halladas se puede realizar una evaluación termoeconómica donde se determine cuánto influirían desde el punto de vista de costos, las variaciones en las temperaturas de evaporación y condensación.

Valero, y colaboradores,⁴⁻¹⁷ referencia obligada en Termoeconomía, en particular de la Teoría del Costo Exergético, a pesar de tener una amplia obra sobre esta temática no aplican sus teorías al campo de la refrigeración, pues abordan en gran escala los sistemas térmicos de cogeneración.

D'Accadia¹⁸ 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 Costo 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, pero 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.

Subair¹⁹ 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 Jean²⁰ 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 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.

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 con la propiedad de

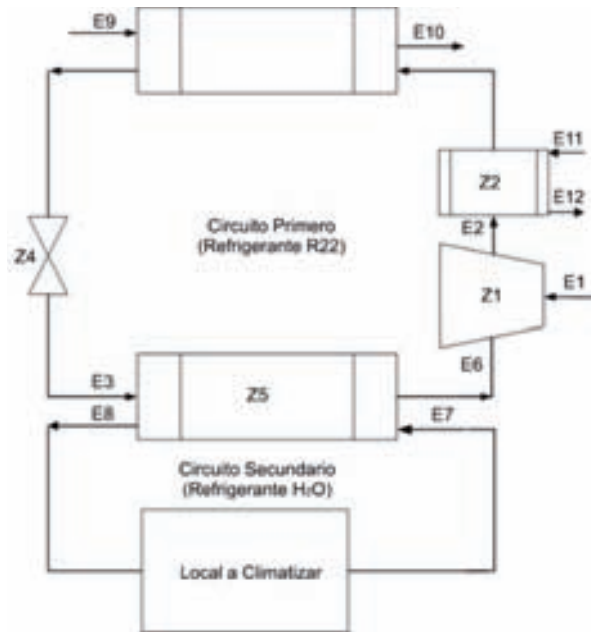


Fig. 1. Sistema de climatización centralizada por agua helada.

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.

DESARROLLO DE MODELOS POR COMPONENTES

Compresor

El trabajo isentrópico del proceso de compresión se determina con:

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

donde:

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

h_2 : Entalpía del gas refrigerante a la salida del compresor considerando proceso isentrópico, [kJ/kg].

Para la determinación de la temperatura real del gas refrigerante (por ejemplo R22) 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} : Trabajo real de compresión, [kJ/kg]

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

η_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).

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

Se determina la potencia del compresor con:

$$N_C = m_R \cdot W_{real} \quad (5)$$

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

donde:

N_C : Potencia del compresor, [kW].

m_R : Flujo másico 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 másico 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 (θ), que en la literatura consultada²¹ se toma como el 85% de la de la capacidad de refrigeración calculada.

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

Recuperador

La temperatura del R22 a la salida del recuperador de calor se determina siguiendo el criterio tomado de la bibliografía.²¹ En cuanto al porcentaje de recuperación de calor, se plantea la ecuación (8).

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

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

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

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 (Ver figura 2) para la determinación de su temperatura, la cual quedará en función del porcentaje de calor recuperado.

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_2 : Entalpía del agua a la salida del recuperador de calor, [kJ/kg].

h_1 : Entalpía del agua a la entrada del recuperador de calor, [kJ/kg].

$m_{H_2O Rec}$: Flujo de agua caliente, [kg/s].

Condensador

La temperatura de condensación se calcula con:

$$T_{cond} = \frac{T_0 - T_9}{\epsilon_{Cond}} + T_9 \quad (12)$$

donde:

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

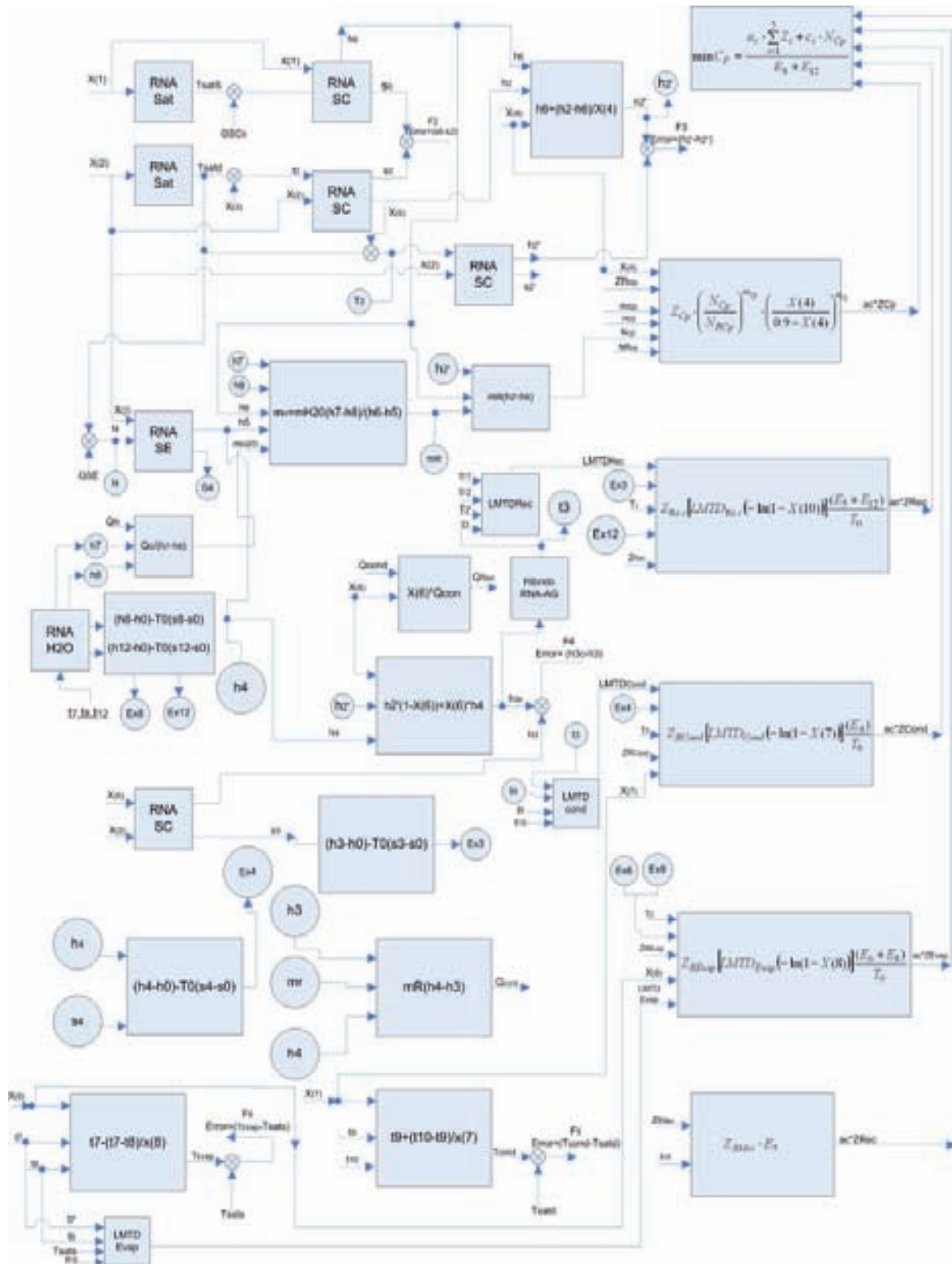


Fig. 2. Algoritmo de integración propuesto para la optimización del diseño conceptual del sistema de climatización centralizado por agua helada.

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

ε_{Cond} : Efectividad térmica del condensador.

Evaporador

La temperatura de evaporación se determina con:

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

donde:

T_8 : Temperatura del agua a la entrada del evaporador, [°C].

T_9 : Temperatura del agua a la salida del evaporador, [°C].

ε_{Evap} : Efectividad térmica del evaporador.

Exergía física de cada una 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.

DETERMINACIÓN DE LOS FLUJOS DE COSTOS POR COMPONENTES

Compresor

En éste se utiliza la siguiente ecuación:

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

donde:

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

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

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

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

η_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)

Este cálculo requiere que se conozca el costo de referencia de cada uno de los elementos según la ecuación:

$$Z_{IC} = Z_{RIC} \cdot [LMTD_{IC} \cdot (-\ln(1 - \varepsilon_{IC}))] \cdot \left(\frac{E_{OUT,IC}}{T_0} \right) \quad (16)$$

donde:

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

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

ε_{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_{MECOUT} : Exergía de la corriente de salida del mecanismo expansión, [kW].

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.

N_y : Vida útil de la instalación, [años].

t_{op} : Tiempo de operación, [h].

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.

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:

$$F1 = \frac{((Z_{cm} + Z_{ic}) \cdot a_c)}{Bx}$$

$$F2 = \left| \frac{|s_6 - s_2| \cdot 100}{s_6} \right|$$

$$F3 = \left| \frac{|h_{2R} - h_{R2}| \cdot 0.1}{h_{2R}} \right|$$

$$F4 = \left| \frac{|h_{3c} - h_3| \cdot 0.1}{h_{3c}} \right|$$

$$F5 = \left| \frac{|T_{cond} - Satd.tsat| \cdot 100}{Satd.tsat} \right|$$

$$F6 = \left| \frac{|T_{Evap}| - |Satd.tsat| \cdot 100}{Satd.tsat} \right|;$$

$$F7 = \frac{n_{Comp} \cdot 0.00001}{Bx}$$

$$error = \sum_{i=1}^7 |f_i|$$

donde:

F1: Representan los costos capitales de cada uno de los componentes del sistema.

a_c : Factor de amortización .

Bx: Exergía de los productos finales del sistema.

F2: 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).

F3: 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), (ver figura 2).

F5: 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 está contemplada en un modelo híbrido AG-RNA, (ver figura 2).

F6: 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. (ver figura 2).

F7: 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.

La función de aptitud que contempla la ecuación de mínimo costo (F1+F7) 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 (F2, F3, F4, F5, F6) que garantizarán minimizar el error



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

INDIVIDUOS		P_{suc}	P_{des}	GSCS	η_s	GSCR	n	ϵ_{cond}	ϵ_{evap}	T_3	ϵ_{Rec}
	1	$X(1,1)$	$X(2,1)$	$X(3,1)$	$X(4,1)$	$X(5,1)$	$X(6,1)$	$X(7,1)$	$X(8,1)$	$X(9,1)$	$X(10,1)$
	2	$X(1,2)$	$X(2,2)$	$X(3,2)$	$X(4,2)$	$X(5,2)$	$X(6,2)$	$X(7,2)$	$X(8,2)$	$X(9,2)$	$X(10,2)$
	3	$X(1,3)$	$X(2,3)$	$X(3,3)$	$X(4,3)$	$X(5,3)$	$X(6,3)$	$X(7,3)$	$X(8,3)$	$X(9,3)$	$X(10,3)$
	n	$X(1,n)$	$X(2,n)$	$X(3,n)$	$X(4,n)$	$X(5,n)$	$X(6,n)$	$X(7,n)$	$X(8,n)$	$X(9,n)$	$X(10,n)$

entre parámetros determinados a partir de técnicas de modelación estocástica y determinística.

Tamaño de la población y población inicial

La población se construye con individuos. Cada individuo representa una posible solución y constituye un vector 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.

η_s : Rendimiento isentrópico del compresor.

GSCR: Sobrecalentamiento real a la salida del compresor.

n : Porcentaje de recuperación de calor.

ϵ_{Cond} : Efectividad del condensador.

ϵ_{Evap} : Efectividad del evaporador.

T_3 : Temperatura del refrigerante a la salida del recuperador.

ϵ_{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 tabla I 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 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,^{18,20,22} lo cual acota el espacio de búsqueda:

$$\begin{aligned}
 &x(i,k) < 0; \quad 300 \leq x(1,k) \leq 460; \quad x(2,k) > 3 \cdot x(1,k); \\
 &1300 \leq x(2,k) \leq 2995; \quad x(3,k) < x(5,k); \\
 &0.6 \leq x(4,k) \leq 0.85; \quad 0.3 \leq x(6,k) \leq 0.5; \\
 &0.35 \leq x(7,k) \leq 0.75; \quad 0.35 \leq x(8,k) \leq 0.75; \\
 &t_{12} < x(9,k) > T_{satd}; \quad 0.4 \leq x(10,k) \leq 0.7.
 \end{aligned}$$

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 componente, se crea el modelo híbrido de optimización termoeconómica del sistema de climatización centralizado por agua helada (figura 2).

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 las 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 F3) 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 (mcm) y de relación de eficiencias isentrópicas (ncm); 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 F4) 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 del 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 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 dando como variables 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 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

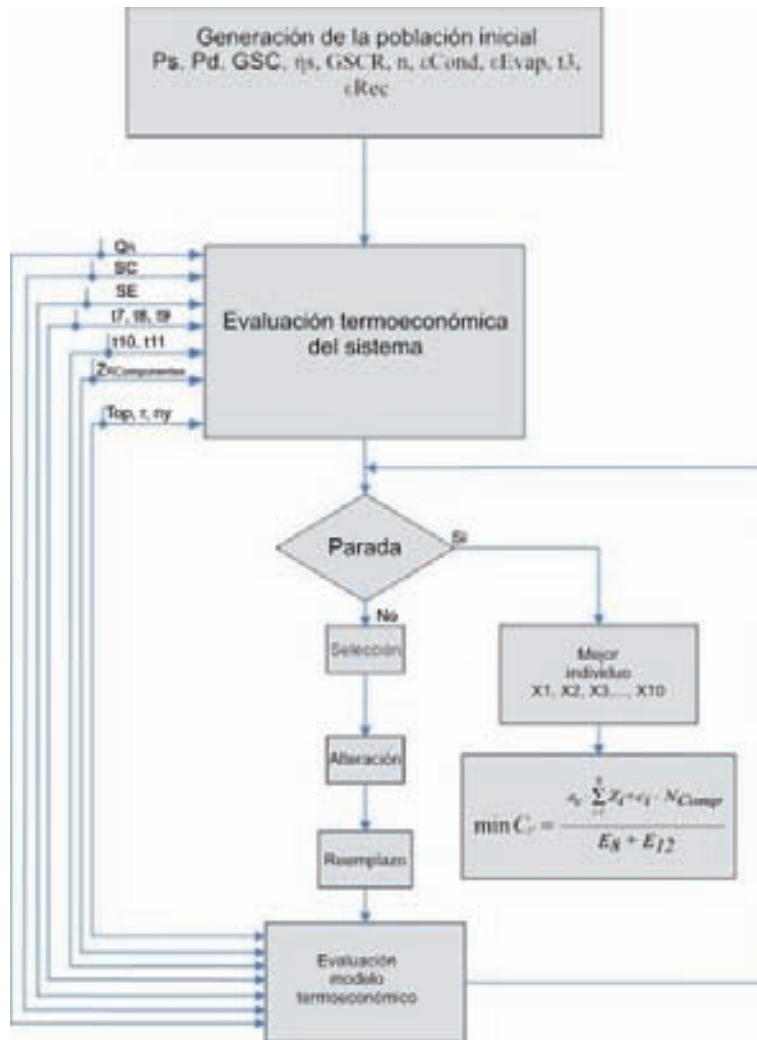


Fig. 3: Diagrama de bloques de funcionamiento del algoritmo genético simple.

(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 garanticen el mínimo costo de los productos finales de la instalación.

APLICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO A UN CASO DE ESTUDIO

El procedimiento de optimización termoeconómica desarrollado para la optimización del diseño conceptual del sistema base (figura 1) es utilizado para minimizar el costo de los productos finales de un caso de estudio, cuyas variables de entrada al modelo se definen a continuación:

Datos de entrada

$$Q_R = 30 \text{ Tr}$$

Sobrecalentamiento a la salida del evaporador, (SC=5°C)

Subenfriamiento a la salida del condensador, (SE=3°C)

$C_i = 10 \$/GJ$

$t_{op} = 4380 \text{ h}$, $I_R = 0.15$, $N_y = 10 \text{ años}$

$T_7 = 10$, $T_8 = 7$, $T_9 = 25$, $T_{10} = 35$, $T_{11} = 43$

$Z_{R_{Comp}} = 12000 \text{ \$}$; $Z_{R_{Rec}} = 1150 \text{ \$/kW}$; $Z_{R_{Cond}} = 1500 \text{ \$/kW}$; $Z_{R_{Evap}} = 1500 \text{ \$/kW}$; $Z_{R_{Mec}} = 1500 \text{ \$/kW}$;

$n_{cm} = 0.8$; $m_{cm} = 0.5$;

$N_{R_{comp}} = 100 \text{ kW}$; $m_{H_2O_{rec}} = 2 \text{ kg/s}$

Variables de decisión, obtenidas del procedimiento de optimización propuesto.

$P_{suc} = 415.6 \text{ kPa}$; $P_{des} = 1703.3 \text{ kPa}$; $GSCS = 29,1^\circ\text{C}$; $\eta_s = 0.7$; $GSCR = 45.6^\circ\text{C}$; $n = 0.3$; $\epsilon_{Cond} = 0.5$; $\epsilon_{Evap} = 0.6$; $T_3 = 45^\circ\text{C}$; $\epsilon_{Rec} = 0.4$

$N_{comp} = 35 \text{ kW}$ $m_R = 0.65 \text{ kg/s}$, $T_{Cond} = 44^\circ\text{C}$, $T_{Evap} = 1^\circ\text{C}$, $T_2 = 90^\circ\text{C}$

MÍNIMO COSTO DE LOS PRODUCTOS FINALES

El mínimo costo de los productos finales, puede determinarse a partir de las funciones que tiene implícito, la función de aptitud diseñada anteriormente, y desarrollando el procedimiento, las funciones de error ($F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6$) fueron llevadas a valor cero, quedando el mínimo costo solo en función de F_2 y F_7 que caracterizan los costos capitales de los equipos afectados por el factor de amortización y el costo de la energía respectivamente. En la figura 4 se muestran los flujos de costos optimizados para cada uno de los componentes y el costo de la energía consumida por el sistema.

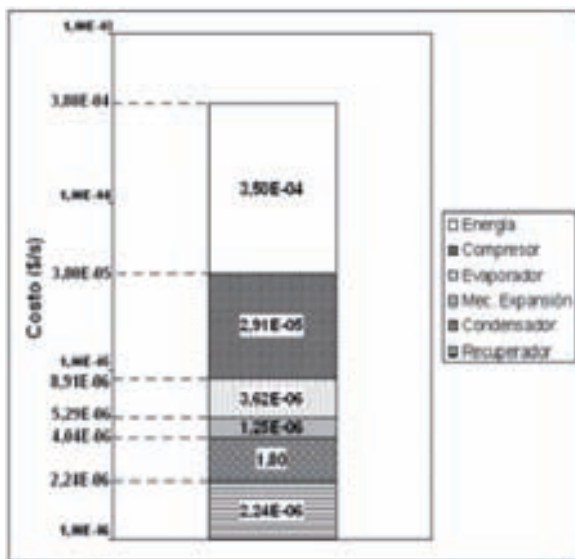


Fig. 4. Estratificación de los costos por componentes.

CONCLUSIONES

1. El procedimiento de optimización propuesto, que integra criterios termoeconómicos de análisis del sistema, con herramientas de inteligencia artificial como son las redes neuronales artificiales y los algoritmos genéticos, permite optimizar el diseño del sistema de climatización centralizado por agua helada, obteniéndose valores para las variables de diseño y de operación que garantizan un mínimo costo de los productos finales.
2. El procedimiento de optimización propuesto presenta una amplia flexibilidad en la simulación y optimización del sistema, pues sus límites de trabajo no son rígidos, dado que el modelo híbrido permite variar la capacidad de refrigeración, el flujo de trabajo en el circuito de agua caliente, la temperatura del agua a la entrada y salida del evaporador, las temperaturas del aire a la entrada y salida del condensador y la temperatura de entrada de agua caliente al recuperador, adaptándose a los criterios del diseñador para la concepción de sistemas. Esto a diferencia de las técnicas de optimización reportadas en la literatura, permite una evaluación simultánea de un amplio espectro de variables en la función de mínimo costo.
3. Aplicando la metodología propuesta en este trabajo, se simplifica notablemente la obtención de los flujos de costos correspondientes a cada uno de los componentes, así como el costo energético que implica el funcionamiento del sistema, permitiendo su estratificación por unidad de tiempo, para determinar el mínimo costo de los productos finales del sistema.



REFERENCIAS

1. Tribus, M. & Evans, R., Thermoeconomics of seawater conversion. UCLA. TR 62-63, August 1962. USA.
2. ASHRAE, F.H.S., HVAC Systems and Equipment. 1992: Atlanta.
3. Yumrutas, R.M.; Kunduz; Mehmet Kanoğlu Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems. Exergy, an International Journal 2, 2002: pp. 266-272.
4. Valero, A; Muñoz, M, A, General Theory of Exergy Saving, I, II and III. Computed Aided Engineering and Energy systems: Second Law Analysis and Modelling. ASME Book H0341. New York, 1986. vol.2-3: pp. 1-21.
5. Lozano, M.A.; Valero, A., Los balances de energía, entropía, exergía y energía libre. Métodos para el diagnóstico de instalaciones industriales, Revista Ingeniería Química. España. 1987. pp. 143-153.
6. Lozano, M.A.; Valero, A, Methodology for Calculating Exergy in Chemical Process. in ASME Winter Annual Meeting. 1988. Chicago.
7. Lozano, MA; Valero, A., Application of the exergetic costs theory to steam boiler in thermal generatin satation. ASME Book No. G0377B,WAM-1987,AES VOL, 3-2,pp.41-51.
8. Valero, A ; Guallar, J. , Teoría del Coste Exergético I Conceptos Básicos. 1989: p. 24.
9. Valero, A., La valoración económica en base exergética, Revista Ingeniería Química. España. 1990. pp. 167-171.
10. Zaleta, A; Valero, A, Basis for an Integral Malfunctions Analysis in Thermomechanical Systems. in Thermodynamic Analysis and Improvement of Energy Systems (TAIES 97), 1997. Beijing, China.
11. Lozano, M.A; Valero, A., Diagnostic Analysis of a PFBC Power Plant Using a Thermoeconomic Methodology. In Thermodynamic Analysis and Improvement of Energy Systems (TAIES 97). 1997. Beijing, China.
12. Lozano, M.A; Valero, A. Diagnostic Analysis of a PFBC Power Plant Using a Thermoeconomic Methodology. In Thermodynamic Analysis and Improvement of Energy Systems (TAIES 97). 1997. Beijing, China.
13. Valero, A; Guallar, J., El punto de Encuentro entre la Termodinámica y la Economía. Jornada sobre Economía y Ciencias de la Naturaleza, Madrid, 1997.
14. Valero, A., Curso de doctorado Termoeconomía. 2001: Universidad de Zaragoza, Departamento Ingeniería Mecánica.
15. Valero, A.; Lerch F.; Serra L.; Royo J. Structural theory and thermoeconomic diagnosis - Part II: Application to an actual power plant Energy Conversion and Management, 43 (9), June 2002 , pp. 1519-1535.
16. Verda, V.; Valero, A.; Serra L.; *et al*, On the thermoeconomic approach to the diagnosis of energy system malfunctions - Part 3: Approaches to the diagnosis problem., Proc. of ECOS, Copenage, Dinamarca, Jun 30, 2003, pp. 345 - 351.
17. Valero, A.; Lerch, F.; Serra, L.; Royo, J., Structural Theory and thermoeconomic Diagnosis, Part I: On Malfunction and Disfunction Analysis. . Energy Conversion and Management, 2002. 43 (9): pp. 1503- 1518.
18. Massimo Dentice d'Accadia, L.V., Thermoeconomic optimisation of the condenser in a vapour compression heat pump International Journal of Refrigeration, 2003. 27: pp. 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 Cálculo Basado en Costos Exergoeconómicos Ambientales para la Evaluación de un Sistema de Refrigeración por Absorción, in Energía. 2004, Universidad central " Marta Abreu" de las villas Facultad de Ingeniería Mecánica, Santa Clara. Cuba.
21. FRIOCLIMA, Air cooled screw water chillers, C. Técnico, Editor. 2004.
22. Dentice d'Accadia, M. De Rossi, F. Thermoeconomic optimization of a refrigeration plant, International Journal of Refrigeration Vol 21, No. 1, pp. 42-54, 1998, Elsevier Science Ltd. And IIR.