



MAESTRÍA EFICIENCIA ENERGÉTICA



Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente

TESIS EN OPCIÓN AL GRADO ACADÉMICO DE MASTER EN EFICIENCIA ENERGÉTICA

Título

OPTIMIZACIÓN TERMOECONÓMICA DE UN SISTEMA DE
CLIMATIZACIÓN CENTRALIZADA POR
AGUA HELADA

Autora: Ing. YARELIS VALDIVIA NODAL

Tutores: MsC. Juan Carlos Armas Valdes
MsC. Royd Reyes Calvo

Cienfuegos 2007
"Año 49 de la Revolución"

“Se alcanza el éxito convirtiendo cada paso en una meta y cada meta en un paso”.

C. C. Cortés.

Dedicatoria

Dedico esta tesis a:

*Mis padres Marilín y Efraín,
por la educación que me han dado,
por todo su amor y esfuerzo.*

*A mi esposo Carlos,
por su amor y comprensión.*

*A mi tía Clara,
por contribuir en mi educación
y formación profesional.*

Agradecimientos

Al concluir este trabajo de tesis de maestría deseo agradecer a cada una de las personas que me brindaron su apoyo incondicional en esta etapa de investigación:

Primeramente quiero agradecer a mi tutor y amigo Juan Carlos Armas por hacer posible el desarrollo del presente trabajo, por su valiosa ayuda, recomendaciones y consejos siempre oportunos, por todo el tiempo de trabajo, dedicación, esfuerzo y esmero para la culminación de este trabajo, por el cual me siento en deuda con él.

Debo agradecer también a mi colega y amigo Roy Reyes por su gran ayuda durante todo el desarrollo de mi tesis, por su contribución como tutor de gran parte de la misma y su aporte con la utilización del Matlab, por las tardes enteras de trabajo, y por dedicarme gran parte de su tiempo.

A mi tutora Margarita Lapidó por su participación en los inicios de este trabajo, por la ayuda y orientación brindada.

Agradezco a Mario Álvarez Guerra por su participación en la etapa final de mi tesis y en la revisión de la misma.

A Julio Gómez Sarduy por su valiosa colaboración en la creación de las Redes Neuronales Artificiales y Algoritmos Genéticos desarrollados para esta tesis.

A Juan Castellanos por su atención y la amabilidad de transmitirme sus conocimientos.

A mi amiga Lianys Ortega, por su amistad sincera, su constante ayuda, sus buenos consejos.

A mis compañeros de trabajo, en especial del CEEMA por su cooperación durante toda la etapa de esta tesis.

A Pedro Lanza por su gran ayuda y disposición que siempre me salvan de apuros.

A mi familia, en especial a mis padres Efraín Valdivia y Marilín Nodal que sienten la misma satisfacción que yo al ver realizado este trabajo, “al fin mami”

A mi esposo Carlos González por su paciencia, su comprensión y confianza, por las tantas noches que dejé de dedicarle mi tiempo.

A mi tía Clara Nodal porque sé que este es el mejor regalo que puedo hacerle.

A mis amigos Osdiel, Ramón, Boris, Milagros, Anita, Hernán, Francisco, Yíandy, porque también aportaron su granito de arena.

A Leonel Martínez, mi tutor en la etapa de adiestramiento, por su gran apoyo.

A todas las personas que de una forma u otra intervinieron en la realización de este trabajo.

A todos, muchísimas gracias.

Resumen

RESUMEN

El trabajo presenta el desarrollo de un método de optimización termoeconómica para los sistemas de climatización centralizada. Para ello se desarrollan modelos de cada uno de los elementos que componen el sistema, los cuales conjugan el análisis termodinámico con Redes Neuronales Artificiales (RNA) y Algoritmos Genéticos (AG), herramientas de inteligencia artificial que facilitan el análisis, amplían el espectro de evaluación y disminuyen el tiempo de cómputo, conformándose un poderoso método de análisis para los sistemas de climatización. En la optimización se toma como función objetivo el costo total de la instalación y se definen como variables de decisión las efectividades térmicas en cada uno de los intercambiadores de calor y el rendimiento isentrópico en el compresor. Para ilustrar el método de optimización planteado se toma como caso de estudio una instalación real sobre la cual se aplica el método y se obtiene la influencia de los parámetros de diseño en el costo total de la instalación.

Índice

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
CAPITULO I: ESTADO DEL ARTE DE LA MODELACIÓN DE LOS SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN CENTRALIZADA.	5
1.1.- <i>Sistemas de Climatización Centralizada por Agua Helada</i>	5
1.1.1.- <i>Funcionamiento del circuito primario:</i>	6
1.1.2.- <i>Funcionamiento del circuito secundario:</i>	7
1.2.- <i>Modelación de los sistemas de climatización</i>	7
1.3.- <i>Aplicación de las Redes Neuronales Artificiales en la determinación de las propiedades de las sustancias de trabajo en sistemas de refrigeración</i>	11
1.4.- <i>Particularidades de la termoeconomía en los sistemas de producción de frío</i>	16
1.5.- <i>Metodologías termoeconómicas aplicadas a sistemas de producción de frío</i>	18
1.6.- <i>Aplicación de Algoritmos Genéticos en el análisis de optimización de sistemas HVAC</i>	23
CONCLUSIONES PARCIALES CAPÍTULO I	26
CAPITULO II: MODELACIÓN DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN CENTRALIZADA POR AGUA HELADA	28
2.1- <i>Modelación termodinámica del Sistema de Climatización Centralizada por agua Helada (SCCAH).</i>	28
2.1.1- <i>Condiciones tomadas en consideración para el desarrollo de los modelos:</i>	29
2.2- <i>Desarrollo de modelos de los componentes que conforman el sistema.</i>	29
2.2.1- <i>Compresor.</i>	30
2.2.2- <i>Balance exergético del compresor</i>	32
2.2.3- <i>Recuperador:</i>	34
2.2.4- <i>Balance exergético del recuperador.</i>	38
2.2.5- <i>Condensador</i>	40
2.2.6- <i>Balance exergético del condensador</i>	43
2.2.7- <i>Válvula de expansión</i>	45
2.2.8- <i>Balance exergético de la válvula de expansión.</i>	45
2.2.9- <i>Evaporador:</i>	46
2.3- <i>Determinación de propiedades termodinámicas haciendo uso de Redes Neuronales Artificiales (RNA) y Algoritmos Genéticos (AG).</i>	50
2.3.1- <i>Diseño de la RNA para la determinación de propiedades de refrigerantes</i>	51
2.4- <i>Implementación del Modelo Neuronal</i>	53
2.5- <i>Modelo híbrido para la determinación de la temperatura de salida del compresor del sistema de refrigeración por compresión de vapor</i>	56
2.5.1- <i>Diseño de las RNA para la determinación de propiedades referidas al circuito secundario, terciario (agua) y enfriamiento al condensador (aire).</i>	57
CONCLUSIONES PARCIALES CAPÍTULO II	59

CAPITULO III: DESARROLLO DE METODOLOGÍA DE OPTIMIZACIÓN PARA EL SCCAH.	61
3.1- Modelos de optimización	61
3.2- Desarrollo de metodología termoeconómica de análisis a los SCCAH.	62
3.3- Modelo exergoeconómico por componentes	63
3.4- Algoritmo de determinación de los costos de las corrientes exergéticas haciendo uso de AG.	66
3.5- Validación del método de evaluación termoeconómica	69
3.6- Análisis de los resultados del proceso de optimización	77
CONCLUSIONES PARCIALES CAPÍTULO III	79
CONCLUSIONES FINALES	81
BIBLIOGRAFÍA	84
ANEXOS	91

Introducción

INTRODUCCIÓN

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

En Cuba, los sistemas de climatización que más se emplean en grandes instalaciones son los centralizados por agua helada o sistemas todo-agua, estos basan su funcionamiento en el sistema de refrigeración por compresión de vapor.

Dado el alto consumo de potencia que implican este tipo de sistemas y el elevado costo que representan, se impone la aplicación de técnicas que permitan evaluar la instalación óptima desde la etapa de diseño hasta valorar posibles estrategias operacionales durante su funcionamiento.

Los métodos fundamentales de análisis termodinámico de sistemas térmicos han sido los llamados energéticos (basados en la Primera Ley de la Termodinámica) y los exergéticos (basados en la Segunda Ley). El análisis termodinámico de estos sistemas resulta imprescindible para la evaluación de su operación. Muchas técnicas tradicionales de evaluación de la efectividad de los procesos que tienen lugar en las instalaciones, no ofrecen toda la información necesaria desde el punto de vista de la calidad termodinámica de los procesos del ciclo y por tanto no permiten adoptar las medidas correctivas adecuadas. Debido a esto, la simulación de los sistemas de climatización ha sido estudiada por varios de autores [1-10] integrando diferentes técnicas de modelación que se han realizado a nivel mundial a partir de modelos determinísticos y estocásticos con una gran tendencia a los modelos “caja gris” que fusiona ambos criterios, lográndose una mayor confiabilidad. Hay que destacar que la modelación de estos sistemas está dirigida en gran medida a la optimización, utilizando como función objetivo el coeficiente de funcionamiento del ciclo (COP), no aplicándose métodos de optimización que valoren el sistema desde el punto de vista de calidad de los procesos de transformación energética e identifiquen el desaprovechamiento de la capacidad de realizar trabajo útil, problema que puede ser resuelto aplicando la segunda ley de la termodinámica de manera que se identifiquen las irreversibilidades del sistema.

El método termoeconómico de análisis resulta una herramienta muy poderosa ya que permite estratificar cuanto cuesta cada una de las corrientes involucradas en los procesos

termodinámicos de la planta a partir de las transformaciones energéticas al paso por cada uno de los componentes del sistema y a su vez involucra los costos asociados a cada elemento.

En lo referente a la aplicación de métodos termoeconómicos a los sistemas de climatización centralizados, se ha podido constatar que esta herramienta tan potente no ha sido muy utilizada en dichos sistemas, lo demuestran así escasos trabajos sobre esta temática [11].

En los últimos años las técnicas de inteligencia artificial, han despertado un gran interés en la modelación y optimización de sistemas de climatización, este nuevo campo de la computación integra los diferentes métodos de resolución de problemas enfocados a la optimización y el control del consumo energético de estas instalaciones, y se han demostrado los grandes beneficios que aporta esta nueva técnica convirtiéndola en una novedosa herramienta de mucha utilidad en una gran variedad de aplicaciones. Dada la gran potencialidad de estas técnicas, en el trabajo que se presenta se han combinado los modelos determinísticos de cada componente con Redes Neuronales Artificiales (RNA) y Algoritmos Genéticos (AG) que permitan la simulación y optimización de los costos de los componentes del sistema de climatización centralizada por agua helada.

Constituyéndose ante esta razón como **Problema Científico** a resolver:

La necesidad de desarrollar un método que combine criterios termoeconómicos y de inteligencia artificial para la optimización del costo de operación de los sistemas de climatización centralizada por agua helada.

Para dar solución al problema científico, se plantea la siguiente **Hipótesis**:

La aplicación del método de optimización termoeconómico en el análisis del sistema de climatización centralizada por agua helada permitirá minimizar su costo de operación.

Objetivo General:

Optimizar el costo de operación de los componentes un sistema de climatización centralizada por agua helada combinando técnicas termoeconómicas y herramientas de inteligencia artificial.

Objetivos Específicos:

1. Modelar termodinámicamente cada uno de los componentes del sistema de climatización centralizada por agua helada.
2. Determinar las propiedades de las sustancias de trabajo con la aplicación de herramientas de inteligencia artificial.
3. Integrar los modelos de cada componente y determinar de las corrientes exergéticas del sistema.
4. Obtener los costos de cada componente del sistema.
5. Desarrollar un método de optimización con el uso de AG para la obtención del mínimo costo de la instalación.
6. Crear una función en MATLAB que integre los modelos físicos y procedimientos de optimización desarrollados.

Capítulo I

CAPITULO I:

ESTADO DEL ARTE DE LA MODELACIÓN DE LOS SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN CENTRALIZADA.

1.1.- Sistemas de Climatización Centralizada por Agua Helada

Los sistemas de climatización centralizada son utilizados en grandes instalaciones, pues resulta más factible centralizar la distribución de frío a los recintos a climatizar que ubicar unidades independientes en cada uno de ellos. Los sistemas centralizados pueden clasificarse como:

- Todo agua (agua helada)
- Todo aire
- Mixtos Aire – agua

En nuestro país, los sistemas de climatización centralizada más utilizados son los llamados “todo agua” y en estos últimos tiempos ha habido un incremento de su instalación en el sector de la salud y hotelero.

Dado al alto consumo energético que representan estos sistemas (entre el 40 y 70% del consumo de energía eléctrica de la instalación) deben tomarse todas las medidas pertinentes para hacer un uso eficiente de los mismos, por tanto en la etapa diseño y cálculo del equipamiento como en la etapa de explotación, deben buscarse estrategias que favorezcan a la reducción de los consumos energéticos en este tipo de instalaciones.

Los sistemas de climatización centralizada por agua helada están compuestos por dos circuitos (primario y secundario). El circuito primario utiliza como refrigerante una sustancia química con la propiedad de ebullición a bajas temperaturas (R22, R134, R404) y basa su funcionamiento en un sistema básico 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 (fancoil). La figura 1.1 muestra el esquema de los circuitos que conforman el sistema.

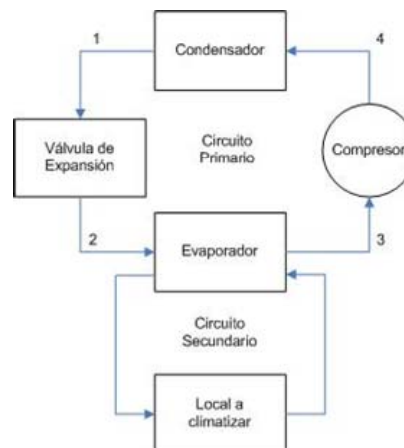


Figura 1.1: Sistema Centralizado de Climatización por Agua Helada.

1.1.1.- Funcionamiento del circuito primario:

El compresor succiona el refrigerante en forma de gas por la tubería comúnmente denominada línea de aspiración, lo comprime aumentando su presión y temperatura y lo impulsa a través de la línea de descarga hacia el condensador en forma de gas caliente, sobrecalentando a alta presión.

En el condensador el refrigerante intercambia calor con un fluido a más baja temperatura el cual puede ser agua o aire, por este motivo el refrigerante experimenta un cambio de fase pasando de vapor sobrecalentado a líquido subenfriado con el objetivo de favorecer la absorción de calor. Una vez que la sustancia de trabajo se encuentra en estado de líquido subenfriado pasa al mecanismo de expansión y experimenta una caída de presión debido al cambio brusco de área de este mecanismo, por tanto la sustancia disminuye su presión y temperatura lo que favorece la absorción de calor por parte del refrigerante primario en el evaporador, que es el intercambiador de calor que une al circuito primario y secundario y en el cual el refrigerante secundario (agua) le cede el calor que evacuó de las instalaciones a climatizar al refrigerante primario.

Actualmente la mayoría de los sistemas de climatización centralizada para grandes edificaciones incorporan a su sistema un intercambiador de calor refrigerante-agua a la salida del compresor con el objetivo de aprovechar el sobrecalentamiento del vapor refrigerante para calentar agua sanitaria, contribuyendo de esta forma a lograr grandes ahorros energéticos, que de no ser así ese potencial térmico se cedería al agente refrigerante en el condensador. Con el aprovechamiento de este potencial solo se necesitaría para el calentamiento de agua sanitaria un pequeño apoyo de resistencias eléctricas o de un calentador de gas.

1.1.2.- Funcionamiento del circuito secundario:

El circuito secundario es el encargado de la distribución del agua helada a los locales a climatizar, este fluido (H_2O) intercambia calor con el aire caliente del recinto a través de los *fancoils* y aumenta su temperatura retornando hacia la unidad enfriadora.

Actualmente se han desarrollado estrategias encaminadas a bombear solo el agua necesaria para satisfacer la demanda térmica en los recintos a climatizar, por lo que estos sistemas de distribución de agua se han dotado de variadores de velocidad en las bombas que toman como variable de control la diferencia de presión entre las líneas de impulsión y retorno de agua, obteniéndose ahorros significativos por concepto de bombeo, pues la relación entre la potencia y la velocidad es cúbica, además de aminorar los gastos de mantenimiento pues los sistemas de bombeo se desgastan menos.

1.2.- Modelación de los sistemas de climatización

La simulación de modelos de refrigeración por compresión de vapor y sistemas de aire acondicionado como bombas de calor y *chillers* han sido asunto de numerosos artículos. Los modelos pueden ser generalmente clasificados en términos de los grados de complejidad y empirismo.

El desarrollo de las técnicas de computación ha posibilitado evaluar disímiles diseños de equipamiento y mejoras de instalaciones a través de simuladores que permiten obtener el comportamiento de un diseño o de una mejora sin tener que hacer un prototipo a escala de laboratorio, lo que facilita el trabajo, se gana en rapidez y los recursos económicos a

emplear son mínimos. Para la simulación de los sistemas de climatización centralizada por agua helada es necesario obtener modelos matemáticos detallados de cada uno de los componentes que lo conforman, lo que permite conocer cuán sensibles serían estos ante una variación de parámetros de diseño o de operación; en este capítulo se brinda una panorámica de las técnicas de simulación y modelación empleadas en sistemas térmicos y se enfocan hacia los sistemas de climatización.

Se pueden encontrar equipos trabajando fuera del punto óptimo de eficiencia energética ó que están sobredimensionados para la aplicación que se requiere. Varios autores intentan responder esta problemática desarrollando programas para el análisis y optimización de equipos de refrigeración basados en el principio de compresión de vapor [2, 7, 9, 12-18], dividiéndolos en diferentes submodelos para cada uno de los componentes: compresor, intercambiadores de calor, válvula de expansión, accesorios y tuberías de conexión.

La principal característica de estos programas es, generalmente, la evaluación precisa del funcionamiento del equipo de refrigeración incluyendo un cálculo detallado de cada uno de los componentes al mismo tiempo. De esa manera, cualquier modificación en uno ó más componentes siempre se puede evaluar desde la perspectiva del funcionamiento global de la unidad. Los modelos revisados de la bibliografía tienen la limitante de que no evalúan el comportamiento del sistema desde el punto de vista de calidad termodinámica, basándose solamente en criterios derivados de la primera ley de la termodinámica.

En la literatura consultada se encuentran modelos como los desarrollados por Hamilton y Miller [7]. Estos basan su análisis partiendo de una clasificación para equipos condensados por aire, la primera de estas fundamenta su análisis en ajuste de ecuaciones llamado modelo de “ajuste funcional” el cual trata los sistemas como una caja negra y ajusta el trabajo del sistema a una ó pocas ecuaciones complejas. La otra se basa en los modelos determinísticos, llamados modelos de primer principio, fundamentado en aplicaciones de leyes termodinámicas y fundamentos de transferencia de calor y masa relacionados a componentes individuales.

Muchos de los modelos encontrados en la literatura pueden ubicarse entre estos dos extremos, sin embargo la mayoría de estos modelos a menudo se determinan aplicando ajuste de ecuaciones para varios de los componentes. Por ejemplo en los modelos de *chillers* recíprocos que propone Bourdouxhe [2], se realiza la modelación partiendo de un conjunto de varios componentes simplificados, en el que cada componente (compresor,

evaporador, condensador, dispositivo de la expansión) se modela con una aproximación detallada. Los parámetros describen la geometría física y la operación de cada componente, entonces son ajustados (en un procedimiento de ajuste de ecuaciones) para reproducir el comportamiento de la unidad real tan preciso como sea posible. El modelo de Bourdouxhe, requiere más detalles para cada componente del que generalmente disponen los catálogos de los fabricantes. Este tipo de modelo es más ventajoso para los usuarios que tienen acceso a los datos que pueden ser medidos con facilidad (temperatura de evaporación, condensación y subenfriamiento, y diferencia de la temperatura del sobrecalentamiento) para el *chiller* o la bomba de calor.

Murphy y Goldschmidt [5, 6], realizaron modelos transitorios para el arranque y parada de un equipo de aire acondicionado. Utilizan modelos paramétricos con constantes de ajuste para todo los elementos excepto para el tubo capilar, el cual se modela a partir de balances globales en las zonas de líquido subenfriado y flujo bifásico, integrando numéricamente los términos integrales que aparecen y utilizando factores de fricción promediados.

Chi y Didion [4] en uno de sus trabajos realizan el modelo transitorio de una bomba de calor de una etapa, los autores se basan para este estudio en balances zonales del condensador y el evaporador, y un dispositivo acumulador situado en la línea de aspiración, diferenciando las zonas de líquido, vapor, líquido-vapor, pared y aire exterior. Para ello utilizan modelos paramétricos constantes de ajuste para el dispositivo de expansión directa.

En modelo presentado por Hui Jin [8] para cada uno de los componentes de la bomba de calor se basa en la tendencia del método determinístico. Las ecuaciones fundamentales del modelo describen cada componente del sistema, el mismo que puede estar caracterizado por uno o más parámetros, los cuales son estimados simultáneamente solo usando datos de catálogo, con la ventaja de que no se requiere ningún otro dato experimental. La estimación de parámetros se realiza con un método de optimización multivariable, en el que una vez que estos han sido considerados, el modelo de la bomba de calor puede ser utilizado como parte de un sistema de simulación multicomponente.

Stoecker y Jones [9], Allen y Hamilton [1], Hamilton y Miller [7], presentan modelos de sistemas de refrigeración por compresión de vapor con compresores reciprocantes en estado estacionario.

El modelo de Allen y Hamilton [1] utiliza los datos del sistema, (temperaturas de salida y de entrada del agua y razón de flujos). Mientras que los modelos de Stoecker y Jones [9] y de Hamilton y Miller [7] requieren datos más detallados, tales como presiones y temperaturas del refrigerante. Por lo tanto, los últimos dos modelos serán difíciles de utilizar para los ingenieros que tienen solamente acceso a los datos de catálogo.

Cecchini y Marchal [3] propusieron un programa de computación para simular equipos de refrigeración y aire acondicionado de todos los tipos (aire-aire, aire-agua, agua-agua y agua-aire). Algunos parámetros que caracterizan los componentes requieren datos experimentales del equipo de prueba, por ejemplo las temperaturas superficiales del medio de intercambiador de calor, las presiones de saturación en evaporador y condensador, y sobrecalentamiento y subenfriamiento. Una vez más estos datos no se proporcionan típicamente en los catálogos de los fabricantes.

Valladares [10] en su tesis doctoral realiza una simulación numérica del comportamiento térmico y fluido dinámico de flujos bifásicos, así como aplicación en sistemas y equipos térmicos propios del campo de la refrigeración y el aire acondicionado (simulación por códigos informáticos de condensadores, evaporadores y dispositivos de expansión). Las ecuaciones gobernantes sobre volumen de control finito, las resuelve en forma unidimensional y estado permanente o transitorio, mediante esquemas numéricos del tipo implícito que avanzan tramo a tramo en la dirección del flujo o bien esquemas numéricos más generales basados en corrección de presiones.

El modelo cuasiestático del *chiller* desarrollado por Bourdouxhe (1994) [2], es caracterizado por los autores como parte de una caja de herramientas “orientada hacia soluciones simples con un número mínimo de parámetros”. Este tipo de modelo se encuentra entre las *curvas de ajuste* (la manera tradicional de describir las relaciones de la entrada-salida), y la modelación determinística (que es una descripción exhaustiva de los fenómenos físicos). El enfoque de estas técnicas es desde el punto de vista de la utilización de un esquema conceptual para la modelación del sistema como un conjunto de todos sus componentes elementales. El funcionamiento de cada componente se modela desde un enfoque determinístico, con el que se requieren menos parámetros de entrada y además compara los datos experimentales con los modelos que han sido desarrollados previamente.

Cuando se desarrollan en conjunto modelos determinísticos y de curvas de ajuste se crea un modelo denominado en la literatura como “caja gris” [19] este último incorpora hechos físicos bien conocidos en la estructura del modelo, lo cual es esencial para muchos usos prácticos. Este método es más adecuado para desarrollar la modelación de sistemas no lineales, siendo el caso de muchos sistemas físicos [20, 21], incluyendo sistemas HVAC (del inglés *Heating Ventilation and Air Conditioning Systems*), porque la descripción no lineal es dictada por leyes físicas. Otra ventaja clave es, que el uso de métodos estadísticos puede revelar fenómenos físicos que no fueron considerados inicialmente.

La caracterización de un modelo caja gris es algo que depende de la cantidad de conocimiento previo que se tenga. Por ejemplo, en el caso que no haya disponible conocimiento específico físico-estructural sobre el sistema paramétrico, los modelos caja gris no deben ser utilizados. La única alternativa es entonces la identificación de un modelo caja negra.

1.3.- Aplicación de las Redes Neuronales Artificiales en la determinación de las propiedades de las sustancias de trabajo en sistemas de refrigeración

Las Redes Neuronales Artificiales (RNA) constituyen una de las herramientas de inteligencia artificial que ha despertado mayor interés en los últimos años para abordar una amplia gama de situaciones en la identificación de sistemas [22]. Son capaces de resolver problemas cuya solución por otros métodos convencionales resulta extremadamente difícil.

Las RNA son sistemas de computación inspirados en el funcionamiento del cerebro humano, están compuestos por una gran cantidad de elementos simples de procesamiento (neuronas) conectados entre sí y que operan de forma masivamente paralela. En los últimos diez años han retomado un gran auge, ya que consiguen resolver problemas relacionados con el reconocimiento de patrones, predicción, codificación, clasificación, control, optimización, etc. por lo que su implementación es esencial para el desarrollo de estas aplicaciones [23, 24].

La aplicación de las RNA a sistemas térmicos requiere de una representación que caracterice el proceso físico, o sea, un modelo matemático del mismo. Esta representación

matemática se obtiene con la modelación del proceso, mediante el cual se puede predecir el comportamiento del sistema para su estudio.

Para obtener los modelos existen diferentes técnicas de identificación de sistemas. Algunas de ellas requieren medición completa del estado, pero su aplicabilidad se ve limitada ya que esto no siempre es posible debido a la gran cantidad de no linealidades y perturbaciones presentes en los procesos. Una gran cantidad de los métodos clásicos no conducen a resultados aceptables, por lo tanto, puede resultar algunas veces difícil encontrar modelos matemáticos representativos [25-28].

El modelo neuronal consiste en un conjunto de elementos de cálculo llamados neuronas (por su similitud con las neuronas biológicas) conectadas en serie y paralelo. La conexión de varias neuronas en paralelo conforman una capa y varias de estas últimas pueden conectarse en serie para formar una RNA. Las RNA realizan sus cálculos empleando funciones no lineales y simples factores de multiplicación, llamados pesos, los que están asociados con un enlace entre dos neuronas.

Estas estructuras tienen la capacidad de “aprender” relaciones complejas no lineales entre entradas y salidas a partir de la experiencia vivida mediante un proceso denominado entrenamiento, durante el cual son ajustados los pesos hasta que el conjunto de entrada produzca las salidas deseadas.

Existen varios tipos de redes neuronales adecuadas para diferentes aplicaciones. Varios autores han hecho uso de las RNA para la modelación de sistemas de producción de frío, como es el caso de:

Adnan Sözen [29], el cual desarrolló un algoritmo de redes neuronales para la determinación de las propiedades termodinámicas en la zona de ebullición y condensación de los pares refrigerantes alternativos Metanol - Bromuro de Litio y Metanol - Cloruro de litio. Después de entrenada la red el autor obtuvo un coeficiente de correlación de 99,99% y un error promedio cerca de 1%, el error máximo obtenido por la red fue inferior al 3%.

Sözen [30] además en otro de sus artículos referente a esta temática realiza el cálculo de las propiedades termodinámicas de un refrigerante alternativo con el uso de las RNA, en el cual define como variables de salida la entalpía, entropía y volumen específico, tales propiedades pueden ser calculadas tanto en la zona de saturación como en la zona de sobrecalentamiento y las variables de entrada a la red están dadas por la conjugación de

los grados de sobrecalentamiento (SC) y las presiones de trabajo, pero no tiene en cuenta en su estudio, la zona de subenfriamiento.

G.N. Xie [31] desarrolló un análisis para intercambiadores de calor de tubo y coraza con datos experimentales utilizando RNA con el objetivo de analizar el proceso de transferencia de calor. Utiliza el algoritmo *retropropagación* para el entrenamiento y prueba de la red neuronal, y estudia diferentes configuraciones para la búsqueda de una red óptima con el objetivo de predecir la temperatura del fluido a la salida del intercambiador y la razón de transferencia de calor. Luego de entrenada la red se obtiene que la desviación máxima entre los resultados de la predicción y los datos experimentales es de un 2%, Recomendándose este algoritmo para predecir el funcionamiento en sistemas térmicos en aplicaciones ingenieriles, y la modelación de intercambiadores de calor.

H.M. Ertunc [32] hace uso de las RNA en la evaluación de sistemas y componentes, donde predice el funcionamiento de un sistema de refrigeración con condensación evaporativa. El autor utiliza esta herramienta de inteligencia artificial para la predicción de varios parámetros de funcionamiento, como son: la cantidad de calor cedido en el condensador, flujo másico de refrigerante, potencia de compresión y coeficiente de funcionamiento. Para ello desarrolla un modelo de RNA basado en un algoritmo *standard backpropagation* con el uso de algunos datos experimentales. Los resultados de la red neuronal se encuentran cercanos a los valores experimentales obteniendo coeficientes de correlación dados en el rango de 0.93–1.00, lo que indica que el error relativo oscila en el rango de 1.90–4.18 %. Mostrándose así las potencialidades de las RNA en la modelación estocástica de sistemas y sus componentes.

M. Hosoz [33] en uno de sus artículos realiza la modelación de un sistema de refrigeración en cascada con el uso de RNA. Esta herramienta de inteligencia artificial es empleada por el autor para predecir varios de los parámetros de funcionamiento del sistema, obteniendo como variables de salida de la red: la temperatura de evaporación, la potencia de compresión y el coeficiente de funcionamiento del ciclo. El tipo de algoritmo utilizado por el autor para el procesamiento de datos fue la RNA *standard backpropagation* y el error medio relativo obtenido después de entrenada la red osciló en un rango de 0,2-6% confiriéndole al modelo validez de aplicación en la evaluación de este tipo de sistemas.

Armas et al. [34] utiliza las RNA y AG para la determinación del estado termodinámico de los refrigerantes R22 y R134a en el circuito primario de un sistema de climatización

centralizada por agua helada. El modelo neuronal diseñado parte de una red multicapa que define como variables de entrada: las presiones de succión y descarga, y los grados de sobrecalentamiento y subenfriamiento a las salidas del evaporador y condensador respectivamente. Se obtienen como variables de salida: la entalpía, entropía y volumen específico de ambos refrigerantes en cada punto del ciclo de refrigeración. Los autores desarrollan un modelo híbrido fusionando la RNA referente al sobrecalentamiento y un algoritmo genético simple para la estimación de la temperatura del gas refrigerante a la salida del proceso de compresión, el error alcanzado en la validación del modelo fue inferior al 3%.

Underwood [35] en uno de sus artículos, expone su análisis de control multivariable en el que desarrolla un modelo para la simulación de una planta de refrigeración que utiliza refrigerante R134a con el propósito de investigar sobre el funcionamiento del sistema de control. Utiliza una técnica de optimización para lograr sintonizar los dos lazos de control principal que regulan los grados de sobrecalentamiento en el evaporador. Para ello el autor utiliza como herramienta de modelación el *MATLAB/SIMULINK*.

Erol Arcaklio [36] investiga acerca del funcionamiento de la bomba de calor por compresión de vapor para dos tipos de refrigerantes R12 y R22, haciendo uso de las RNA. Para ello utiliza como variable de entrada a la red: la temperatura de entrada al evaporador y la presión en el condensador, mientras que obtiene como datos de salida el coeficiente de funcionamiento y la eficiencia racional. El tipo de red que utiliza es de algoritmo *retropropagación*. El valor de correlación que se obtiene es de 0.99 y el error medio relativo es inferior 0.006%. El autor no tuvo en cuenta en su estudio los grados de subenfriamiento y de sobrecalentamiento del ciclo.

Como se puede apreciar, las RNA constituyen una potente herramienta, que puede ser utilizada, como demuestran los autores, en la interpretación matemática de sistemas térmicos. Dadas las alternativas de los trabajos revisados anteriormente, las RNA tienden a aplicarse a sistemas de refrigeración, fundamentalmente para describir el comportamiento de las propiedades termodinámicas de los flujos de trabajo de un sistema, con el objetivo de evaluar el mismo, para lo cual definen juegos de variables como datos de entrada, los cuales pueden ser mediciones de fácil obtención, para predecir, en todos los casos, los parámetros de salida del sistema y su comportamiento, así como evaluar por ejemplo, el coeficiente de funcionamiento ó parámetros de gran peso en su análisis.

En los estudios revisados hasta el momento, no se tienen en cuenta en el análisis del sistema todas las zonas involucradas, por ejemplo la zona de subenfriamiento no siempre es de interés por los autores. Por lo general el sistema es interpretado como una caja negra y el modelo obtenido es una función del comportamiento de las variables de entrada y salida del sistema o componente en estudio.

En el caso específico de los sistemas de refrigeración resulta conveniente modelarlos en régimen estacionario debido a las condiciones a la que opera el sistema, el cual trabaja con extremos predeterminados de temperaturas en el refrigerante secundario (agua) a partir del cual el sistema entra y sale de funcionamiento.

Resultaría de mucha ayuda a la hora de decidir que tipo de modelación a emplear la introducción de criterios termoeconómicos basados en el diseño conceptual de estos sistemas, lo que brindaría un mejor entendimiento a la hora de la toma de decisiones ya sean de índole de diseño, operación o remodelación, traduciendo dichos cambios en términos monetarios.

Como se ha visto hasta el momento en la revisión bibliográfica los modelos de los sistemas de producción de frío giran sobre dos tendencias principales, la obtención de los modelos a partir de ecuaciones termodinámicas y de transferencia de calor (determinísticos) o a partir de análisis de regresión basados en el comportamiento de los flujos de entrada y salida de cada componente o del sistema.

En el caso específico de los modelos determinísticos revisados [1-8, 12, 19, 37-50], se ha observado que son enfocados a partir de la primera ley de la termodinámica, por lo que los sistemas son analizados cualitativamente, teniendo como desventaja que no se puede obtener el peso de cada componente del ciclo sobre el trabajo del sistema. Un análisis más profundo pudiera obtenerse si en estos modelos fueran introducidos criterios de segunda ley de la termodinámica como herramienta de análisis a partir de la cual se puede obtener el peso de cada componente sobre el consumo de potencia del sistema, posibilitando la localización de puntos de desaprovechamiento de trabajo útil sobre los cuales se pudiera actuar para la optimización del trabajo del sistema.

Los puntos de desaprovechamiento de trabajo útil pueden ser identificados a partir de análisis de destrucción de exergía (irreversibilidades) en el sistema en estudio. Para identificar y cuantificar dichas irreversibilidades es necesario disponer de una magnitud adecuada que permita medir tanto la cantidad como la calidad de la energía de los flujos

que procesa el sistema. Esta magnitud puede ser la exergía, que se define como la mínima cantidad de trabajo técnico necesario para constituir un producto a partir del ambiente de referencia [51], donde este último representa formalmente aquellos recursos del ambiente físico disponibles en cantidades casi ilimitadas y con valor energético nulo. Otra de las bondades de la aplicación de criterios derivados de segunda ley es que ellos permiten cuantificar la cantidad de recursos naturales consumidos en un proceso determinado, y por tanto saber cuanto cuesta en términos de recursos consumidos.

1.4.- Particularidades de la termoeconomía en los sistemas de producción de frío

Como se ha descrito en el estado del arte, los modelos matemáticos existentes para sistemas de climatización centralizados se encuentran con la limitante de no poder ser evaluados a partir de la repercusión de las transformaciones energéticas desde el punto de vista operacional, traducidas en términos de costo, herramienta que puede ser muy útil para la concepción de sistemas o para la proposición de estrategias de remodelación en instalaciones de climatización.

El análisis termoeconómico suple estas limitaciones descritas anteriormente por lo que es de gran utilidad insertar en los modelos herramientas como la Teoría del Coste Exergético [52], Análisis Funcional [53] ó la Teoría Estructural [54-56], los cuales permiten contabilizar los costos unitarios de cada una de las corrientes implicadas en el sistema con el objetivo de hallar el costo total de la instalación definida como función objetivo a optimizar. Estos métodos termoeconómicos posibilitan evaluar diferentes configuraciones de diseño conceptual o alternativas operacionales que conduzcan a minimizar el costo de los productos finales de la planta.

La síntesis y optimización de los sistemas energéticos, el reparto de los costes de producción a la hora de asignar precios a los productos finales y otros muchos problemas en los que resulta evidente una profunda interrelación entre la Termodinámica y la Economía han sido objeto de reciente interés en las dos últimas décadas.[52].

Varios autores, [53, 57-62] han buscado una respuesta científica a estos problemas a la luz del Segundo Principio, dando lugar a las distintas aproximaciones teóricas que conforman lo que hoy designamos con el nombre de Termoeconomía.

Según Tsatsaronis [59] estas aproximaciones tienen una característica común: el reconocimiento de que es la exergía y no la energía la propiedad que expresa el valor de los productos funcionales de índole energética, y que por lo tanto, la asignación de costes y precios, debe basarse en esta realidad.

La forma en que la Termoeconomía [63] analiza los sistemas es desagregando, puesto que la descomposición ayuda a encontrar cómo se forma el costo de cada una de las corrientes del sistema, la interrelación de los componentes y cuáles son sus verdaderas eficiencias, localiza las causas de ineficiencia y cuantifica su origen a través de los valores de costos.

Para la obtención de los costos de las corrientes involucradas en los procesos de formación de los productos finales de una planta es necesario del concepto de eficiencia que se tenga de los equipos que la conforman, que dependerá de los siguientes factores [63]:

- 1- Estructura física de las interrelaciones energéticas de los subsistemas (como interrelacionen entre sí y con el exterior).
- 2- Costo de los recursos entrantes a la planta.
- 3- Finalidad productiva o estructura productiva que tienen los subsistemas y el sistema en general.

Al describir un sistema térmico desde el punto de vista de la termoeconomía es necesario definir el modelo físico, es decir, el conjunto de ecuaciones que relacionan las variables termodinámicas y físicas de los distintos flujos y equipos de la planta. El modelo económico está constituido por el conjunto de ecuaciones que permiten calcular los costos del sistema, para ello la evaluación final de cualquier proceso debe realizarse en términos monetarios incorporando al costo de los flujos internos y productos finales (Productos), el costo económico de cada una de las materias primas (*fuel*) utilizadas y los costos asociados a los componentes del sistema (*Z*).

Toda teoría termoeconómica funda sus bases en identificar, cuantificar y determinar las causas de las irreversibilidades que tienen lugar en un proceso productivo. Esta información es la base para el cálculo de costos, la optimización, etc., en definitiva, para el análisis termoeconómico de una instalación.

Las metodologías termoeconómicas desarrolladas hasta ahora se pueden clasificar en dos grandes grupos:

- Optimización del diseño, operación y/o mantenimiento de un sistema energético.
- Determinación del costo de los productos y flujos físicos de materia y de energía de una instalación (contabilidad de costos).

Debido a la dualidad de factores que intervienen en este tipo de optimización termodinámico–económica, este método permite fortalecer criterios de remodelación, operación, y diseño de sistemas térmicos, pues brinda la posibilidad de evaluar las mejoras de una estructura o el incremento de la eficiencia en los equipos desde el punto de vista de consumo de recursos naturales (*fuel*) para la obtención del Producto final y valora la implicación de estas mejoras con respecto a incrementos de costos de capital de la instalación.

1.5.- Metodologías termoeconómicas aplicadas a sistemas de producción de frío

Frangopoulos [53, 64] y Spakovsky (1986) [65-67] en sus tesis doctorales y en posteriores trabajos, establecen y generalizan una teoría llamada Análisis Termoeconómico Funcional (TFA), para la optimización de cualquier sistema térmico que permite minimizar costes del producto final a partir de la obtención de parámetros de diseño y de operación, sujeto a restricciones que describen la dependencia funcional de las corrientes exergéticas y los costos de amortización de los equipos. El método de optimización que emplean en su estudio es a partir de los multiplicadores de Lagrange, los cuales son valores proporcionales a los costos unitarios exergéticos. Este método tiene la ventaja de que no se aplican criterios subjetivos en el cálculo de los costos de los productos de la instalación, pero tiene como desventaja la complejidad y la dificultad a la hora de evaluar sistemas complejos.

Tsatsaronis y Winhold [58, 68, 69] son los primeros que tratan de introducir una metodología general de contabilidad termoeconómica, llamada Método Exergoeconómico, la cual se fundamenta en el cálculo de los costos de las corrientes exergéticas. En ella se introduce el concepto de *fuel* y Producto. El balance de costos de cada componente se describe como los costos unitarios de los recursos naturales (*fuel*) por su exergía más los

costos zonales que engloba cada componente, los cuales deben ser igual a los costos unitarios exergéticos del producto final (Producto) por su exergía.

Valero y Lozano [70] proponen la denominada Teoría del Coste Exergético (TCE), la cual define las ecuaciones de asignación de los costos basándose únicamente en consideraciones termodinámicas, en particular en la relación (*fuel*–Producto). En esta teoría se presenta como una nueva función termodinámica, el costo exergético, la cual se define como la cantidad de recursos externos (valorados en términos de exergía) necesaria para obtener un determinado producto. Este método tiene como ventaja la fácil implementación de programas de cálculo para la evaluación de sistemas térmicos.

Al realizar una búsqueda bibliográfica sobre el tema se ha podido apreciar que estos métodos han sido poco aplicados a sistemas de climatización centralizada por agua helada, a continuación se brindan las tendencias en la evaluación de estos sistemas:

ASHRAE [71] hace referencia al uso de la segunda ley por Patel (1969), Swers (1968, 1972). Estos autores hacen uso del concepto de utilidad, degradación de energía útil e irreversibilidad demostrando este 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 de costos de las corrientes exergéticas del sistema.

Sus estudios se basan en la comparación de un sistema simple de refrigeración por compresión de vapor con un sistema de refrigeración por compresión de vapor con dos compresores y con subenfriamiento y sobrecalentamiento en el ciclo. A través de estos ejemplos describen el efecto de las irreversibilidades en los sistemas de refrigeración para un rango de condiciones de operación.

El método autónomo desarrollado por El-Sayed y Tribus [72-74] y posteriormente mejorado por Frangoupuolos y Von Spakovsky [53, 64, 75-77], es una potente herramienta para la evaluación termodinámica de sistemas térmicos, pues además de contabilizar las corrientes exergéticas posibilita optimizar la función objetivo definida a un sistema.

Esta técnica de contabilización y optimización termodinámica se fundamenta en el método de optimización por programación lineal y resulta muy ventajoso en la optimización de funciones con extremos condicionados como es el caso de los sistemas de climatización centralizados por agua helada, dado que estos se someten a determinadas restricciones termodinámicas que reducen sus grados de libertad.

Gómez y Prada [78] realizan un estudio muy detallado de un sistema de refrigeración en cascada, donde se hace énfasis en las condiciones de trabajo del ciclo de refrigeración (temperatura de evaporación < temperatura ambiente) y abordan con mucha claridad a través de un diagrama exergía vs entalpía el comportamiento exergético en cada punto del ciclo. Estos autores no hacen uso de métodos de optimización termoeconómica a estos sistemas, aunque hay que destacar que el libro tiene un alto valor metodológico-práctico pues los problemas son enfocados a partir de casos reales y abarcan varios sistemas energéticos.

Yumrutas et al. [43] Realizan el análisis exergético de un sistema de refrigeración por compresión de vapor para el cual desarrollan un modelo computacional basado en análisis de 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, puede explotarse aun más las bondades de la segunda ley, pues a partir de las corrientes exergéticas halladas se puede realizar una evaluación termoeconómica donde se determine cuanto influiría desde el punto de vista de costos las variaciones en las temperaturas de evaporación y condensación.

Valero y Lozano [54, 79-81], ambos puntales de la 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 a los sistemas térmicos de producción de potencias.

D'Accadia [82] en uno de sus estudios realiza la optimización termoeconómica de una planta de refrigeración y obtiene a partir de criterios termoeconómicos la optimización de 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 (condensador) donde el flujo experimenta una reducción de entropía, este análisis resulta un poco complejo y hasta pudiera ser resuelto a partir de los criterios empleados por Szargut [51] en los cuales se les da como respuesta a la aparición de corrientes exergéticas negativas en los sistemas de refrigeración, la adición del flujo exergético mayor negativo del sistema a las demás corrientes exergéticas,

no violándose los principios termodinámicos, pues todos los coeficientes involucrados son afectados, manteniéndose los incrementos exergéticos de los flujos del sistema. Al aplicar este criterio el sistema se ubica por encima de las condiciones de contorno y se resuelve el problema de las exergías negativas.

Otro aspecto a considerar en el artículo es que la función objetivo toma como variable de decisión la efectividad térmica en el caso de los intercambiadores de calor y la eficiencia del compresor y del motor eléctrico, pudiéndose utilizar criterios de eficiencia racional [83], que evalúan el sistema desde el punto de vista de perfección termodinámica.

El-Sayed [84] utiliza como método de optimización termoeconómica los multiplicadores de Larange, a partir de los cuales halla funciones de costos proporcionales a los costos de las corrientes exergéticas, pudiéndose obtener por este medio el costo mínimo del producto final. Al igual que D'Accadia [46] en la evaluación de los costos zonales el autor no utiliza criterios de eficiencia racional. Este método de optimización por multiplicadores de Larange utilizado por El-Sayed en desalinadoras puede ser extrapolado a sistemas de producción de frío por las facilidades que brinda para la solución de obtención de los costos, y optimización de sistemas térmicos.

Serra [85] en su tesis doctoral dirige la investigación hacia los sistemas de cogeneración, y en especial se enmarca en la teoría estructural para su estudio. Hay que destacar que en ella se establecen criterios de comparación entre los costes de diferentes formulaciones termoeconómicas y unifica términos, conceptos y nomenclatura de diferentes metodologías. Dentro de los métodos analizados de optimización y asignación de costes en la tesis se encuentra el Análisis Funcional y la optimización del sistema a partir de funciones Lagrangianas.

Torres [86] en su tesis doctoral demuestra que los costes unitarios del *fuel* producto de los equipos de un sistema pueden interpretarse como el valor de los multiplicadores de Lagrange del problema de optimización para cualquier valor de las variables de decisión. En gran medida durante el trabajo el autor enlaza criterios de la Teoría del Coste Exergético con criterios de análisis funcional (multiplicadores de Lagrange) resultando ser un método poderoso de evaluación. Aunque la metodología planteada puede ser aplicada a cualquier sistema térmico, el autor enfatiza en los sistemas de cogeneración.

Subair [87] 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.

Kotas [88], desarrolla un cálculo exergético aplicado a un sistema de refrigeración por compresión de vapor de una cámara fría, a la cual se le hallan las irreversibilidades de la sustancia de trabajo a su paso por cada uno de los componentes del ciclo y se determina la eficiencia racional del sistema como grado de perfección termodinámico, análisis que puede ser muy útil a la hora de evaluar un sistema complejo de aire acondicionado donde se puedan enlazar criterios de diseño y de transformaciones energéticas del sistema en estudio.

El autor en algunos de los capítulos de su libro aborda como hallar el costo capital de un sistema térmico a partir de criterios termoeconómicos que tengan implícitos en el análisis de la eficiencia racional, lo cual sería de mucha utilidad en la evaluación de un sistema de climatización centralizada y una novedad en la aplicación de evaluaciones termoeconómicas a sistemas de producción de frío. Kotas además introduce el concepto de número de similitud termoeconómica adimensional (L) de manera tal que dicho factor permitirá la caracterización termoeconómica de los sistemas de climatización y facilitará el camino para encontrar el mínimo de la función objetivo en función de la eficiencia racional, por lo que la determinación de estas variables, números y parámetros constituirá un aporte para el mejor conocimiento y modelación de estos sistemas de refrigeración, constituyéndose así una poderosa herramienta para el diseño conceptual.

Medrano y Nogués [89] se basan en un análisis de exergía con la introducción de coeficientes estructurales para el ciclo de absorción. Con la determinación de estos coeficientes se hace posible la modificación de la irreversibilidad en un componente del ciclo por medio de la variación de su eficiencia, la cual afecta al ciclo completo. Los autores desarrollaron esta metodología para su aplicación a sistemas de enfriamiento por absorción amoníaco-agua de simple efecto.

Petit Jean [11] 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 flujos exergéticos de cada corriente y la obtención de los costes zonales de cada componente 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), solo se selecciona como un caso base para evaluar la competitividad frente a los sistemas de absorción.

1.6.- Aplicación de Algoritmos Genéticos en el análisis de optimización de sistemas HVAC

Por sus características de robustez y simplicidad, durante la última década, los AG han sido empleados para enfrentar diversos problemas existentes en sistemas térmicos.

En la literatura consultada aparecen varios trabajos realizados en esta temática, específicamente en el área de los sistemas de climatización centralizada se encuentran los trabajos presentados por Lu y Cai [90]. En uno de sus artículos, estos autores proponen una moderna técnica para la selección óptima de la capacidad de los *chillers* de una planta central *multichiller* utilizando AG como método de optimización cuyo objetivo es minimizar el costo de vida del ciclo, entiéndase costo capital + costo de operación, manteniendo todos los *chillers* en condiciones de carga favorable. En el trabajo se ofrecen varios ejemplos de aplicación para diferentes contornos de carga de enfriamiento y períodos de operación que ilustran la efectividad del nuevo método. La función objetivo es utilizada por los autores para evaluar la idoneidad de cada cromosoma. Se introducen penalizaciones en la función de aptitud para restringir la solución óptima en la región factible, y además los autores realizan una comparación entre los métodos convencionales y modernos para la selección teniendo en cuenta diferentes niveles de carga de enfriamiento y se demuestran las ventajas de estos últimos métodos, no obstante, su aplicación es solo válida considerando constante la temperatura de entrada del agua en el condensador, aunque este parámetro puede variar debido a que las condiciones exteriores varían. Finalmente expresan su criterio de que se realicen investigaciones en las que sean consideradas las variaciones de carga de enfriamiento y las condiciones exteriores simultáneamente, en vistas a lograr una optimización más práctica.

Otro de los trabajos presentados por Lu y Cai [91] propone un método de optimización de conservación de la energía en función de las curvas de agua del condensador en un sistema HVAC. Para ello se basan en el análisis de las características del modelo de este componente y las iteraciones que se realizan, hay que destacar que en este estudio no tienen en consideración el análisis de la torre de enfriamiento y entre la torre y el *chiller*.

Los autores expresan una función objetivo que minimiza el costo de operación a través de cambios en el punto de control (*set point*) de las variables que se examinan durante las variaciones del ambiente exterior y la demanda de carga de enfriamiento interior, utilizando para ello un AG modificado con el objetivo de encontrar la solución óptima. La metodología desarrollada es posible aplicarla a sistemas con características similares al que se tiene en cuenta en este estudio, llegando a la conclusión de que en comparación con los métodos convencionales, este método tiene potencial de reducir sustancialmente los costos de operación.

Alcalá et al. [92] presenta un artículo en el que propone la utilización de los AG para el ajuste de parámetros y selección de reglas de control difuso de un sistema de climatización centralizada, aplicándolo para grandes edificios. En este trabajo se comparan dos enfoques diferentes para la optimización de controladores difusos dedicados al control de estos sistemas. Para ello se desarrollan dos procesos de optimización genética, uno para el aprendizaje de pesos y selección de reglas, y otro para el ajuste de la semántica del controlador. Las técnicas propuestas obtienen resultados claramente mejores que el controlador *on-off* mostrando su buen comportamiento sobre este tipo de problemas complejos.

Nassif et al. [93] evalúa diferentes métodos de algoritmos evolutivos para la optimización en sistemas *HVAC*. En este artículo se propone una estrategia de control de supervisión para optimizar el punto de control de un sistema existente. Las variables del problema son: la temperatura del aire de suministro, la temperatura del agua helada, y la presión estática de suministro en el conducto. Los resultados muestran que la aplicación en línea de optimización de procesos podrían ahorrar energía en un 19.5%. La evaluación de los algoritmos evolutivos revelan que el controlador propicia una mejor convergencia y distribución de soluciones óptimas situadas a lo largo del frente de Pareto. Otros resultados indican que la aplicación de un algoritmo de optimización de dos objetivos puede llegar a controlar el uso de la energía diaria e incluso el confort térmico diario del edificio.

Chow y Zhang [94] definen su optimización a partir de una función de costo que evalúa el comportamiento de un sistema por absorción ante estrategias operacionales (ejemplo: variación de velocidad en las bombas), para su estudio se apoya en herramientas computacionales (RNA y AG) que le brindan a su trabajo enormes facilidades de

evaluación debido a la cantidad de variables que se pueden relacionar, pese a la gran novedad del trabajo, hay que señalar que dicho modelo se pudiera mejorar si para su estudio se incluyeran criterios derivados de segunda ley que permitan localizar y cuantificar las irreversibilidades del sistema ante dichas variaciones de las condiciones de explotación y su influencia sobre el coste de operación enmarcado sobre funciones de costes zonales de los equipos asociados y de las transformaciones energéticas que tienen lugar en dichos equipos.

CONCLUSIONES PARCIALES CAPÍTULO I

1. Se ha podido observar en la revisión bibliográfica que la modelación de los sistemas de producción de frío se dirigen hacia tres tendencias principales: la obtención de los modelos a partir de ecuaciones termodinámicas y de transferencia de calor (determinísticos), a partir de análisis de regresión fundamentados en el comportamiento de los flujos de entrada y salida de cada componente ó del sistema (caja negra) y modelos denominados caja gris que fusionan criterios determinísticos y estocásticos.
2. La mayoría de los modelos obtenidos en la literatura son enfocados a partir de la primera ley de la termodinámica, no abordando el problema desde el punto de vista de calidad termodinámica de los flujos. Esto limita a los modelos en cuanto a la localización de aquellos componentes que constituyen los principales focos de destrucción de exergía.
3. Los métodos de análisis termoeconómico, a pesar de sus potencialidades, no han sido ampliamente utilizados en los sistemas climatización para su evaluación, siendo esto de gran utilidad ya que permite la posibilidad de evaluar mejoras con respecto a la eficiencia en los equipos de la instalación desde el punto de vista de criterios derivados de la segunda ley de la termodinámica.
4. En los trabajos consultados se puede apreciar que han despertado un gran interés la utilización de herramientas de inteligencia artificial que integran modelos de RNA con AG en la solución de problemas cuya solución por otros métodos convencionales resulta extremadamente difícil de resolver.

Capítulo II

CAPITULO II:
MODELACIÓN DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN
CENTRALIZADA POR AGUA HELADA

2.1- Modelación termodinámica del Sistema de Climatización Centralizada por agua Helada (SCCAH).

En este capítulo, el objetivo principal es el desarrollo de un programa que permita la simulación, en régimen estacionario, de sistemas de refrigeración basados en el ciclo simple de compresión de vapor. Para lo cual se desarrolla el modelo matemático de cada uno de los elementos que intervienen en el ciclo (compresor, condensador, evaporador, válvula de expansión termostática, y recuperador de calor).

Los modelos de cada componente se fundamentan en análisis de transferencia de calor y termodinámico, estos últimos basados en la primera y segunda ley de la termodinámica que describen de forma cuantitativa y cualitativa las transformaciones energéticas de las sustancias de trabajo del sistema al paso por cada componente, sentando las bases para un posterior análisis termoeconómico del sistema.

Durante el desarrollo de los modelos se halla para cada componente su eficiencia racional, criterio de evaluación definido como grado de perfección termodinámica [83] que difiere de las técnicas tradicionales de evaluación de procesos que se basan principalmente en dos principios:

1. Principio de conservación de la energía: A partir del cual se evalúa el funcionamiento del ciclo en base a coeficientes de funcionamiento ó de la eficiencia térmica.
2. Principio de comparación entre la razón de flujos reales y teóricos, como por ejemplo: rendimiento mecánico, isentrópico, volumétrico, etc.

Estos principios definen todas las formas de la energía como equivalentes, sin tener en cuenta su calidad, siendo esta deficiencia suplida al evaluar el ciclo en base a la segunda ley de la termodinámica.

2.1.1-Condiciones tomadas en consideración para el desarrollo de los modelos:

- Se desprecian las caídas de presión en los intercambiadores de calor.
- El sistema trabaja en estado estacionario.
- El proceso de compresión se considera como un proceso adiabático y depende de cada tipo de refrigerante.
- El estado de referencia para los cálculos exergéticos se establece a $T_0 = 298 \text{ °K}$ y a presión atmosférica $P_0 = 101.32 \text{ kPa}$.
- El modelo del ciclo de compresión es una aproximación al ciclo real del compresor.
- La temperatura del refrigerante en el evaporador y el condensador son constantes.
- No se toma en consideración la exergía química del refrigerante primario (R22, R134a) ni del refrigerante secundario (agua).
- Se desprecia la exergía cinética y potencial de los fluidos de trabajo.
- Se considera como pérdida todo el calor que se rechaza en el condensador.

2.2- Desarrollo de modelos de los componentes que conforman el sistema.

Todo modelo matemático es la descripción del comportamiento de un sistema basado en los siguientes aspectos:

- Estructura del sistema, parámetros y sus propiedades, los cuales prevén la descripción física del sistema.
- Las variables de entrada, o sea, las variables que actúan sobre el sistema.
- Las variables de salida o variables independientes, las cuales describen la relación del sistema con las variables de entrada.[95]

En el ANEXO A se indican los circuitos principales: circuito primario (del refrigerante), circuito secundario (agua helada), circuito de recuperación de calor (agua caliente). A continuación se presentan las ecuaciones utilizadas en estos balances para cada elemento del sistema y se describen los modelos desarrollados para cada uno de los mismos.

2.2.1- Compresor.

Para la obtención del modelo del proceso de compresión de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, varios autores [1, 2, 5, 7, 8, 49] han desarrollado metodologías basadas en la determinación del consumo de potencia y de la temperatura de salida del gas refrigerante. Estas metodologías tienen fundamentalmente dos tendencias:

1. Se modela el compresor como si el flujo de trabajo fuese un gas ideal [2, 8, 13].
2. Se modela el compresor a partir de las propiedades de la sustancia de trabajo (refrigerante). [1, 7, 18, 96, 97].

El modelo que se presenta se basa en la segunda tendencia, y se realiza tomando en consideración que el proceso de compresión es adiabático, ya que la obtención de un coeficiente politrópico necesitaría de mediciones en situ y estas serían propias para cada compresor.

Con el objetivo de corregir el modelo adiabático del proceso de compresión, se afecta el trabajo realizado por el compresor por el rendimiento isentrópico acercando más el proceso a las condiciones reales de operación.

- Trabajo isentrópico del proceso de compresión.

$$W_S = \int_i^o v dp = \frac{k}{k-1} p_6 \cdot v_i \left[\left(\frac{p_2}{p_6} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right] , \text{ [kJ/kg]} \quad (2.1)$$

Donde:

p_6, p_2 : Presiones de succión y descarga del compresor, [kPa]

v_i : Volumen específico del fluido (refrigerante), [m³/kg]

k : Exponente adiabático

La ecuación del proceso de compresión adiabático es la siguiente:

$$PV^k = cte$$

Donde k se determina a partir de una función global desarrollada en MATLAB [98] que se describe en el epígrafe 2.3.

- Determinación del trabajo real del proceso de compresión

$$W_{real} = \frac{W_s}{\eta_s} \quad (2.2)$$

Donde:

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

η_s : Rendimiento isentrópico

- Determinación de la temperatura real de salida del compresor

De la ecuación del trabajo ideal del proceso de compresión:

$$w_c = h_2 - h_6 \quad (2.3)$$

Y despejando la entalpía de salida (h_2') del compresor:

$$h_2 = h_6 - W_{real} \quad (2.4)$$

$$h_2' = (h_2 - h_6) / \eta_{is} + h_6 \quad (2.5)$$

De esta forma, con el valor de la entalpía real a la salida del compresor (h_2') y despreciando las caídas de presiones en el condensador ($P_{cond} = cte$), utilizamos el modelo híbrido de redes neuronales artificiales (RNA) y algoritmo genético (AG) que se desarrolla en el epígrafe 2.3 para la determinación de la temperatura de salida del proceso de compresión.

Donde:

w_c : Trabajo ideal del compresor, [kJ/kg]

η_{comp} : Rendimiento del compresor, [%]

h_6 : Entalpía de refrigerante en la succión del compresor, [kJ/kg]

h_2 : Entalpía de refrigerante en la descarga del compresor, [kJ/kg]

- Determinación de la potencia del compresor.

La potencia del compresor (N_c) es calculada a partir del producto de flujo másico por el trabajo real realizado por el compresor.

$$N_C = m_R \cdot W_{real} \quad [\text{kW}] \quad (2.6)$$

Donde:

m_R : Flujo másico de refrigerante, [kg/s]

El flujo refrigerante se determina partiendo del balance de energía en el evaporador:

$$m_R \cdot \varepsilon_{ev} \cdot (h_6 - h_5) = m_{H_2O} (h_8 - h_9) \quad (2.7)$$

Donde:

Q_c : Capacidad de refrigeración del sistema, [kJ/s]

q_{abs} : Calor absorbido en el evaporador, [kJ/kg]

Por tanto el flujo másico de refrigerante se calcula como:

$$m_R = \frac{m_{H_2O} (h_8 - h_9)}{\varepsilon_{ev} \cdot (h_6 - h_5)} \quad (2.8)$$

Donde:

h_8 : Entalpía del agua a la entrada del evaporador, [kJ/kg]

h_9 : Entalpía del agua a la salida del evaporador, [kJ/kg]

m_{H_2O} : Flujo másico de agua a través del evaporador, [kg/s]

ε_{ev} : Efectividad térmica del evaporador.

2.2.2- Balance exergético del compresor

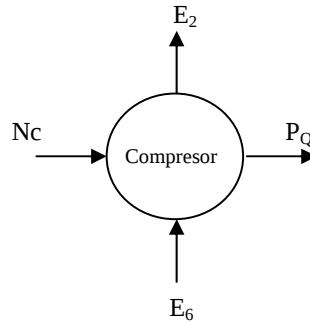


Figura 2.9: Balance exergético del compresor.

- Ecuaciones de balance en el compresor.

$$E_6 = m_R \cdot [(h_6 - h_0) - T_0 \cdot (s_6 - s_0)] \quad (2.9)$$

$$E_2 = m_R \cdot [(h_2 - h_0) - T_0 \cdot (s_2 - s_0)] \quad (2.10)$$

Según Kotas [83] el balance exergético del compresor debe ser escrito de la siguiente forma:

$$E_6 + N_c = P_Q + E_2 + I \quad , \text{ [kW]} \quad (2.11)$$

Donde:

P_Q : Pérdidas de calor al medio, (estas son anuladas por considerarse el proceso de compresión adiabático), [kW]

N_c : Potencia del compresor, [kW]

E_6 : Flujo exergético de refrigerante a la entrada del compresor, [kW]

E_2 : Flujo exergético de refrigerante a la salida del compresor, [kW]

T_0 : Temperatura de referencia, [°K]

s_2 : Entropía real del refrigerante a la salida del compresor, [kJ/kg°K]

s_6 : Entropía real del refrigerante a la entrada del compresor, [kJ/kg°K]

I : Pérdidas exergéticas en el compresor (Irreversibilidades), [kW]

- Cálculo de las irreversibilidades en el proceso de compresión

El compresor es uno de los elementos que presenta mayor irreversibilidad en un sistema de refrigeración por compresión de vapor, a este componente para su trabajo se le suministra energía de alta calidad (exergía pura) la cual es transferida a la sustancia de trabajo (refrigerante) y posteriormente cedida en el proceso de condensación sin realizar trabajo útil. Esta problemática actualmente se reduce en grandes sistemas de climatización utilizando este potencial térmico para el calentamiento de agua sanitaria.

La irreversibilidad en el proceso de compresión se determina según la siguiente ecuación:

$$I_{6-2} = m_R \cdot (s_2 - s_6) \quad , \text{ [kW]} \quad (2.12)$$

- Cálculo del coeficiente de eficiencia en el compresor

$$\delta_{Comp} = \frac{I_{6-2}}{W_{real}} \quad (2.13)$$

- Cálculo de la eficiencia racional del compresor

$$\psi_{Comp} = \frac{E_6 - E_2}{w_C} \quad (2.14)$$

$$\psi_{Comp} = 1 - \frac{T_0(s_2 - s_6)}{h_2 - h_6} \quad (2.15)$$

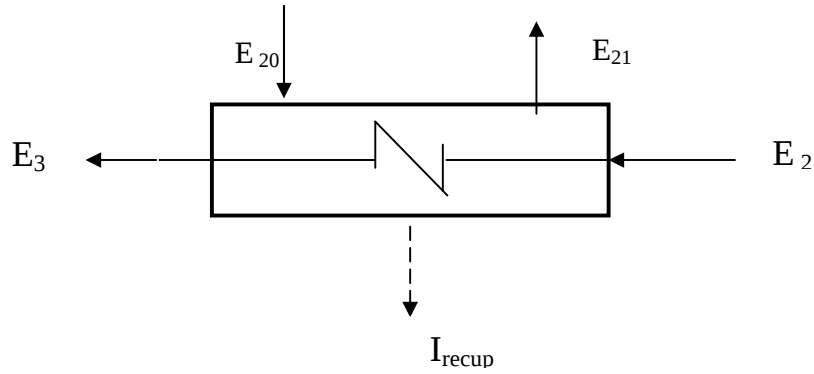
2.2.3- Recuperador:

Figura 2.10: Balance exergético del recuperador.

Con el objetivo de simular el comportamiento de la sustancia refrigerante al paso por el recuperador de calor, se toman criterios tomados de catálogos de fabricantes [99, 100] que plantean que en este equipo se puede recuperar entre un 30 y 50 % del calor total cedido en el condensador. A partir de los criterios expuestos anteriormente de los catálogos de fabricantes se procede a realizar un balance de energía en el recuperador para determinar el potencial térmico que se puede aprovechar para el calentamiento de agua.

-Balance energético del recuperador

$$m_R(h_3 - h_2) = m_{H_2O}(h_{21} - h_{20}) \quad (2.16)$$

Para el análisis del recuperador se tiene en cuenta el por ciento de recuperación de calor (n) que según datos del fabricante [99, 100] se encuentra entre un 30-50%, la ecuación de balance es afectada por este término:

$$Q_{cond} = Q_{rec} \cdot n \quad (2.17)$$

A partir de la ecuación (2.17) se desarrolla el balance de energía en el condensador para determinar la entalpía del refrigerante a la salida del recuperador.

$$(h_2' - h_4)n = (h_2' - h_3) \quad (2.18)$$

$$n \cdot h_2' - h_2' = n \cdot h_4 - h_3 \quad (2.19)$$

$$h_3 = h_2'(1 - n) + n \cdot h_4 \quad (2.20)$$

Con la determinación de la ecuación (2.20) el modelo tiene la flexibilidad de obtener el valor de h_3 variando el por ciento de recuperación de calor interactuando con la función global desarrollada en MATLAB [98] (ANEXO C) obteniéndose las propiedades en ese punto del sistema.

$$Q_{rec} = (h_2' - h_3) \cdot m_R \quad (2.21)$$

Donde:

Q_{rec} : Flujo de calor en el recuperador, [kW]

n : Por ciento de recuperación de calor.

La determinación de la temperatura del refrigerante, en función de la efectividad térmica del recuperador se realiza por la siguiente ecuación:

$$T_3 = T_2 - \frac{m_R \cdot (h_2' - h_3)}{m_{H_2O} \cdot C_{p_{H_2O}} \cdot \varepsilon_{rec}} \quad (2.22)$$

Donde:

h_2 : Entalpía del refrigerante a la entrada del recuperador, [kJ/kg]

h_3 : Entalpía del refrigerante a la salida del recuperador, [kJ/kg]

h_{20} : Entalpía del agua a la entrada del recuperador, [kJ/kg]

h_{21} : Entalpía del agua a la salida del recuperador, [kJ/kg]

ε_{rec} : Efectividad térmica del recuperador.

- Determinación de la efectividad térmica en el recuperador

Generalmente, en el análisis de intercambiadores de calor se utiliza el método de la Diferencia Media de Temperatura Logarítmica (DTML), para la determinación del Número de Transferencia de Unidades (NTU), y con este último determinar la efectividad térmica

en el intercambiador. Este método es útil cuando se conocen las temperaturas de entrada y salida o se pueden determinar con facilidad. En este caso el análisis se realiza con mayor facilidad utilizando un método basado en la eficiencia con que el intercambiador de calor transfiere una cantidad de calor determinada. Ya que no contamos con datos como el área de la superficie o el coeficiente de transferencia de calor total, que se necesitan para aplicar el método de la DTML.[101-103]

Definimos la efectividad del intercambiador como:

$$\varepsilon = \frac{\Delta T(\text{fluido}_{\min})}{\Delta T_{\max} \text{ total}} \quad (2.23)$$

Para la determinación de la efectividad térmica del recuperador de calor: refrigerante–agua, ubicado a la salida del compresor, se considera que no ocurre cambio de fase al interactuar ambos fluidos. El recuperador de calor es tratado como un desobrecalentador del vapor refrigerante.

La efectividad térmica según [101, 102] puede determinarse por la siguiente expresión:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (2.24)$$

Donde:

q : Transferencia de calor real, [kW]

$q_{\max}$: Máxima transferencia de calor posible, [kW]

La transferencia de calor real q se puede obtener calculando ya sea la energía perdida por el fluido caliente o la energía absorbida por el fluido frío, considerando el recuperador de calor como un intercambiador de flujo a contracorriente:

Para flujo contra corriente:

$$q = m_{H_2O} C_{p_{H_2O}} (T_2 - T_{21}) = m_R C_{p_R} (T_{20} - T_3) \quad (2.25)$$

Para determinar la máxima transferencia de calor posible ($q_{\max}$) se admite que este valor máximo se alcanzaría si uno de los fluidos experimenta una variación de temperatura igual a la diferencia máxima de temperatura que se da en el intercambiador, que es la diferencia máxima de temperaturas de entrada de los fluidos caliente y frío.

De este modo, el fluido que puede experimentar esta diferencia máxima de temperatura es el que tiene valor mínimo de capacidad calorífica (mC_p). La transferencia de calor total se determina como:

$$q_{m\acute{a}x} = C_{min}(T_2 - T_{20}) \quad (2.26)$$

Donde:

C_{min} : Capacidad calorífica del fluido que se enfría ($m_R C_{p_R}$), [kJ/kg°K]

$(T_2 - T_{20})$: Máxima diferencia posible de temperaturas, [°C]

Si el fluido frío es el de capacidad calorífica mínima, la ε se determina como:

$$\varepsilon = \frac{T_3 - T_{20}}{T_2 - T_{20}} \quad (2.27)$$

Donde:

T_3 : Temperatura del fluido frío a la salida del recuperador, [°C]

T_{20} : Temperatura del fluido frío a la entrada del recuperador, [°C]

T_2 : Temperatura del fluido caliente a la entrada del recuperador, [°C]

Para nuestro caso el objetivo del análisis es la determinación del número de transferencia de unidades (NTU) en función de la efectividad térmica. En [102] vienen dadas algunas expresiones para el cálculo del NTU de forma explícita en función de ε y la relación entre los flujos de capacidad calorífica.

$$NTU = f\left(\varepsilon, \frac{C_{min}}{C_{m\acute{a}x}}\right) \quad (2.28)$$

Donde: $C_{min}/C_{m\acute{a}x} = C_r$, y es igual a C_c/C_f ó C_f/C_c en dependencia de la magnitud de la capacidad de calor del fluido frío o caliente, mientras el Número de Transferencia de Unidades (NTU) puede ser calculado en función de la relación entre las corrientes que intercambian calor a partir de la ecuación para:

- Intercambiadores de calor de flujo contra corriente:

$$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right) \quad (C_r < 1) \quad (2.29)$$

Donde:

$$C_r = \frac{(m \cdot Cp)_R}{(m \cdot Cp)_{H_2O}} \quad (2.30)$$

Teniendo el NTU podemos calcular el valor de UA despejando de la ecuación que define el número de transferencia de unidades:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2.31)$$

$$UA_{\text{rec}} = NTU \cdot C_{\min}, [\text{kW}/\text{m}^2\text{°K}] \quad (2.32)$$

Donde:

U : Coeficiente global de transferencia de calor en el recuperador, $[\text{kW}/\text{°K}]$

A_{rec} : Área de transferencia de calor en el recuperador, $[\text{m}^2]$

2.2.4- Balance exergético del recuperador.

$$T_{20} = t_{20} + 273 \quad (2.33)$$

$$T_{21} = t_{21} + 273 \quad (2.34)$$

$$E_{2\text{rec}} = E_{2\text{comp}} \quad (2.35)$$

$$E_3 = m_R [(h_3 - h_0) - T_0 (s_3 - s_0)] \quad (2.36)$$

$$E_{20} = m_{H_2O} [(h_{20} - h_0) - T_0 (s_{20} - s_0)] \quad (2.37)$$

$$E_{21} = m_{H_2O} [(h_{21} - h_0) - T_0 (s_{21} - s_0)] \quad (2.38)$$

Donde:

s_0 : Entropía del agua a la temperatura de referencia, $[\text{kJ}/\text{kg}\text{°K}]$

s_3 : Entropía del refrigerante a la salida del recuperador, $[\text{kJ}/\text{kg}\text{°K}]$

t_{20}, t_{21} : Temperatura del agua caliente a la entrada y salida del recuperador, $[\text{°C}]$

T_{20}, T_{21} : Temperatura del agua caliente a la entrada y salida del recuperador, $[\text{°K}]$

h_0 : Entalpía del agua a la temperatura de referencia, $[\text{kJ}/\text{kg}]$

h_{20}, h_{21} : Entalpía del agua a la entrada y salida del recuperador, $[\text{kJ}/\text{kg}]$

m_{H_2O} : Flujo de agua caliente en el recuperador, $[\text{kg}/\text{s}]$

E_{20} : Flujo de exergía del agua caliente a la entrada del recuperador, $[\text{kW}]$

E_{21} : Flujo de exergía del agua caliente a la salida recuperador, $[\text{kW}]$

E_2 : Flujo exergético del refrigerante a la entrada del recuperador, $[\text{kW}]$

E_3 : Flujo exergético del refrigerante a la salida del recuperador, $[\text{kW}]$

- Exergía de flujo de calor

$$E^{QR} = Q_R \cdot \tau = Q_R \left(1 - \frac{T_0}{T_r} \right) \quad (2.39)$$

$$E^{QR} = Q_R \cdot \left(\frac{T_r - T_0}{T_r} \right) \quad (2.40)$$

Donde:

E^{QR} : Exergía de flujo de calor, [kW]

T_r : Temperatura del agua caliente, [°K]

- Pérdidas exergéticas

$$I_{rec} = E_2 + E_{20} + E^{Qc} - E_3 - E_{21} \quad (2.41)$$

Donde:

I_{rec} : Pérdidas exergéticas en el recuperador, [kW]

- La Irreversibilidad en el evaporador puede calcularse a partir de la siguiente ecuación:

$$I_{rec} = T_0 \cdot \Pi_{rec} \quad (2.42)$$

Donde:

Π_{rec} : Generación de entropía en el recuperador, [kW]

La generación de entropía en el recuperador es calculada a partir de la suma de la variación de entropías entre el refrigerante y el agua al pasar por el recuperador y las irreversibilidades debidas a la transferencia de calor producto de la diferencia finita de temperatura entre el refrigerante y el agua de retorno al evaporador.

$$\dot{\Pi}_{rec} = m_R (s_3 - s_2) + m_{H_2O} (s_{21} - s_{20}) - \frac{Q_{rec}}{T_0} \quad (2.43)$$

- Cálculo del coeficiente de eficiencia en el recuperador

$$\delta_{rec} = \frac{I_{rec}}{W_C} \quad (2.44)$$

- Determinación de la eficiencia racional en el recuperador

$$\psi_{rec} = \frac{Q_L \left[\frac{(T_0 - T_r)}{T_r} \right]}{E_3 - E_2} \quad (2.45)$$

$$\psi_{rec} = 1 - \frac{I}{E_3 - E_2} \quad (2.46)$$

$$\psi_{rec} = 1 - \frac{T_0 \cdot \dot{\Pi}_{rec}}{E_3 - E_2} \quad (2.47)$$

- Irreversibilidad relativa del recuperador

$$I_{R_{rec}} = \frac{I_{rec}}{I_s} \quad (2.48)$$

Donde:

I_s : Irreversibilidad total del sistema, [kW].

2.2.5- Condensador

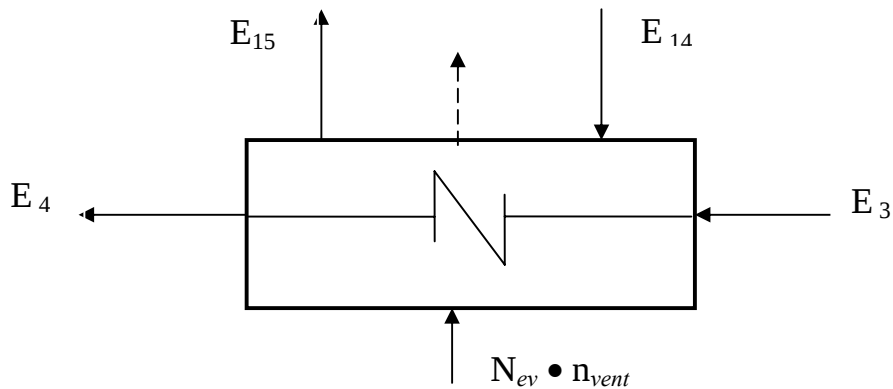


Figura 2.11: Balance exergético del condensador.

- Balance energético del condensador

$$T_{14} = t_{14} + 273 \quad (2.49)$$

$$T_{15} = t_{15} + 273 \quad (2.50)$$

$$h_0 = Cp_{aire\ ref} \cdot T_0 \quad (2.51)$$

$$h_{14} = Cp_{14} \cdot T_{14} \quad (2.52)$$

$$h_{15} = Cp_{15} \cdot T_{15} \quad (2.53)$$

Balance de energía en el condensador:

$$m_{aire}(h_{15} - h_{14}) = m_R(h_4 - h_3)\varepsilon_{cond} \quad (2.54)$$

Donde:

t_{14}, t_{15} : Temperatura del aire a la entrada y salida del condensador, [°C]

T_{14}, T_{15} : Temperatura del aire a la entrada y salida del condensador, [°K]

T_0 : Temperatura ambiente de referencia, [°K]

h_{14}, h_{15} : Entalpía del aire a la entrada y salida del condensador, [kJ/kg]

h_0 : Entalpía del aire a la temperatura de referencia, [kJ/kg]

Cp_{14}, Cp_{15} : Calor específico del aire a presión constante a la entrada y salida del condensador, [kJ/kg°K]

Cp_{aire} : Calor específico del aire a la temperatura de referencia, [kJ/kg°K]

m_{aire} : Flujo de aire en el condensador, [kg/s]

ε_{cond} : Efectividad térmica del condensador

- Determinación de la efectividad térmica en el condensador

Para la determinación de la efectividad térmica en el condensador se realiza el mismo procedimiento seguido en el recuperador de calor, pero a diferencia de éste, en el condensador ocurre cambio de fase al interactuar la corriente fría (aire) y la corriente caliente (refrigerante). En los procesos de evaporación o condensación la temperatura del fluido permanece prácticamente constante, o lo que es lo mismo el fluido actúa como si tuviera calor específico infinito. Según [101-103] cuando los procesos de intercambio de calor involucran cambio de fase, la relación entre los calores específicos de las corrientes de trabajo del intercambiador tiende a cero $C_{min}/C_{max} \rightarrow 0$ y todas las relaciones para determinar la efectividad térmica del intercambiador de calor pueden calcularse a partir de la ecuación (2.55)

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad \text{Para: } (C_r = 0) \quad (2.55)$$

Como expresamos anteriormente, la efectividad térmica también puede calcularse directamente desde la definición de transferencia de calor. Para el caso de condensación, donde ocurre cambio de fase, la expresión para el cálculo de la ε es la siguiente:

$$\varepsilon = \frac{q / C_{min}}{(T_3 - T_{14})} \quad (2.56)$$

$$q = m_R (\Delta h)_{cond} \quad (2.57)$$

Donde:

q : Transferencia de calor real, [kW]

C_{min} : Capacidad calorífica del fluido que se enfría, $(m_R C_{p_R})$, [kJ/kg°K]

T_3 : Temperatura del fluido caliente a la entrada del condensador, [°C]

T_{14} : Temperatura del fluido frío a la entrada del condensador, [°C]

Teniendo la ε podemos determinar el NTU, según [102] en todos los intercambiadores de calor con $Cr = 0$, donde ocurre cambio de fase, el NTU calcula como:

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (2.58)$$

De la definición de NTU podemos determinar UA como:

$$UA_{cond} = C_{min} NTU \quad (2.59)$$

Donde:

U : Coeficiente global de transferencia de calor en el condensador, [kW/°K]

A_{cond} : Área de transferencia de calor en el condensador, [m²]

UA_{cond} , en [kW/ m²°K]

- Cálculo de la temperatura del refrigerante en la condensación

Ecuación de balance energético:

$$m_R (h_3 - h_4) \cdot \varepsilon_{cond} = m_{aire} (h_{14} - h_{15}) \quad (2.60)$$

Se determina la entalpía (h_4) del refrigerante a la salida del condensador como:

$$h_4 = h_3 - \frac{m_{aire} (h_{14} - h_{15})}{m_R \cdot \varepsilon_{cond}} \quad (2.61)$$

Determinada la entalpía del refrigerante a la salida del condensador (h_4) se calcula su temperatura utilizando el modelo híbrido artificial de RNA – AG (epígrafe 2.3), a partir de la ecuación:

$$T_4 = T_{14} + \frac{Q_{cond}}{\varepsilon_{cond} \cdot C_{p_{aire}} \cdot m_{aire}} \quad (2.62)$$

Donde:

T_4 : Temperatura del refrigerante a la salida del condensador, [°C]

T_{14} : Temperatura del aire a la entrada del condensador, [°C]

Q_{cond} : Flujo de calor cedido en el condensador, [kW]

m_{aire} : Flujo másico de aire en el condensador, [kg/s]

Cp_{aire} : Calor específico del aire, [kJ/kg°K]

ε_{cond} : Efectividad térmica en el condensador

2.2.6- Balance exergético del condensador

$$E_{3cond} = E_{3rec} \quad (2.63)$$

$$E_4 = m_R [(h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0)] \quad (2.64)$$

$$E_{14} = m_{aire} [(h_{14} - h_0) - T_0 (s_{14} - s_0)] \quad (2.65)$$

$$E_{15} = m_{aire} [(h_{15} - h_0) - T_0 (s_{15} - s_0)] \quad (2.66)$$

$$I_{cond} = E_3 + E_{14} + (n_{vent} N_{elec}) - E_4 - E_{15} \quad (2.67)$$

Donde:

E_3 : Flujo exergético del refrigerante a la entrada del condensador, [kW]

E_4 : Flujo exergético del refrigerante a la salida del condensador, [kW]

E_{14} : Flujo exergético del aire a la entrada del condensador, [kW]

E_{15} : Flujo exergético del aire a la salida del condensador, [kW]

I_{cond} : Pérdidas exergéticas en el condensador, [kW]

n_{vent} : Cantidad de ventiladores.

N_{elec} : Potencia eléctrica de los ventiladores del condensador, [kW]

- Razón de Irreversibilidad

$$I = T_0 \cdot \Pi_{cond} \quad (2.68)$$

Donde:

T_0 : Temperatura ambiente, [°K]

Π_{cond} : Generación de entropía en el condensador

La generación de entropía en el condensador (Π) se calcula del balance de entropías como la suma de las variaciones de entropía del refrigerante y el aire a su paso a través del condensador, más la variación de entropía del aire causada por la mezcla con el aire a temperatura ambiente (T_0) más las irreversibilidades debido a la transferencia de calor (Q_{cond}) sobre una diferencia finita de temperatura.

$$\Pi_{cond} = m_R (s_4 - s_3) + m_{aire} \cdot (s_{15} - s_{14}) - \frac{Q_{cond}}{T_0} \quad (2.69)$$

Donde:

$$Q_{cond} = m_R (h_3 - h_4) \quad (2.70)$$

- Cálculo del coeficiente de eficiencia en el condensador

$$\delta_C = \frac{I_{cond}}{W_C} \quad (2.71)$$

- Irreversibilidad relativa del condensador

$$I_{Rcond} = \frac{I_{cond}}{I_S} \quad (2.72)$$

- Determinación de la eficiencia racional en el condensador

$$\psi = \frac{Q_{3-4} [(T_{cond} - T_0) / T_{cond}]}{(E_3 - E_4)} \quad (2.73)$$

$$\psi = 1 - \frac{\dot{P}}{(E_3 - E_4)} \quad (2.74)$$

$$\psi = 1 - \frac{T_0 \cdot \dot{\Pi}_{Cond}}{(E_3 - E_4)} \quad (2.75)$$

Donde:

T_{cond} : Temperatura de condensación, [°K]

2.2.7- Válvula de expansión

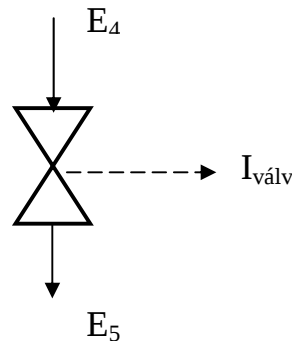


Figura 2.12: Balance exergético de la válvula de expansión.

2.2.8- Balance exergético de la válvula de expansión.

$$E_{4\text{válvula}} = E_{4\text{cond}} \quad (2.76)$$

$$E_5 = m_R [(h_5 - h_0) - T_0 (s_5 - s_0)] \quad (2.77)$$

$$I = E_4 - E_5 \quad (2.78)$$

Donde:

E_4 : Flujo exergético del refrigerante a la entrada de la válvula, [kW]

E_5 : Flujo exergético del refrigerante a la salida de la válvula, [kW]

s_5 : Entropía del refrigerante a la salida de la válvula, [kJ/kg°K]

El proceso de expansión se considera adiabático. La válvula de expansión termostática se modela considerando que tiene un comportamiento isoentálpico. El efecto que tiene este componente sobre el sistema es el de regular el sobrecalentamiento a la salida del evaporador, y regula la caída de presión hasta conseguir el nivel de sobrecalentamiento deseado de modo que permite el paso de más ó menos flujo refrigerante.

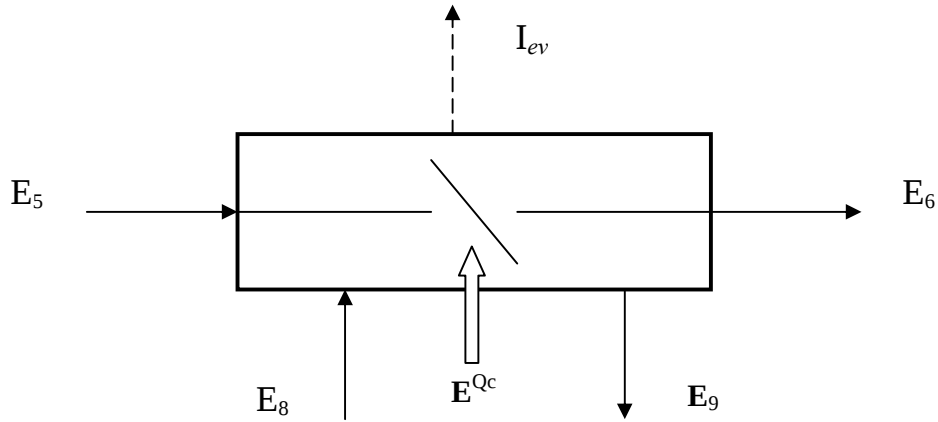
2.2.9- Evaporador:

Figura 2.13: Balance exergético del evaporador.

- Balance energético del evaporador

$$m_R (h_6 - h_5) = m_{H_2O} (h_8 - h_9) \varepsilon_{ev} \quad (2.79)$$

De la ecuación anterior podemos calcular el flujo de agua como:

$$m_{H_2O} = \frac{m_R (h_6 - h_5)}{(h_8 - h_9) \varepsilon_{ev}} \quad (2.80)$$

Donde:

h_8 : Entalpía del agua retorno al evaporador, [kJ/kg]

h_9 : Entalpía del agua helada a la salida del evaporador, [kJ/kg]

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

h_6 : Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador, [kJ/kg]

ε_{ev} : Efectividad térmica del evaporador.

- Determinación de la efectividad térmica en el evaporador

En el evaporador, la efectividad térmica se determina siguiendo el mismo procedimiento que se desarrolla para el condensador, utilizando la ecuación 2.55.

Como expresamos anteriormente, la efectividad térmica también puede calcularse directamente desde la definición de transferencia de calor, teniendo en cuenta que ocurre cambio de fase. Para el caso de evaporación, la expresión para el cálculo de ε es la siguiente:

$$\varepsilon = \frac{q / C_{min}}{(T_8 - T_5)} \quad (2.81)$$

$$q = m_R (h_6 - h_5) \quad (2.82)$$

Donde:

q : Transferencia de calor real, [kW]

C_{min} : Capacidad calorífica del agua, [kJ/kg°K]

T_8 : Temperatura del fluido caliente a la entrada del evaporador, [°K]

T_5 : Temperatura del fluido frío a la entrada del evaporador, [°K]

Teniendo la ε podemos determinar el NTU, según [102, 104] para todos los intercambiadores de calor con $Cr = 0$, donde ocurre cambio de fase, el NTU se calcula por (Ecuación 2.58):

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$$

De la definición de NTU podemos determinar UA_{ev} como:

$$UA_{ev} = C_{min} NTU \quad (2.83)$$

Donde:

U : Coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador, [kW/°K]

A_{ev} : Área de transferencia de calor en el evaporador, [m²]

C_{min} : Capacidad calorífica del agua: $C_{min} = (mCp)_{H_2O}$

Cp_{H_2O} : Calor específico del agua (4.180 kJ/kg°K)

- Cálculo de la temperatura del refrigerante en la evaporación

De la ecuación de balance:

$$m_R (h_5 - h_6) \cdot \varepsilon_{ev} = m_{H_2O} (h_8 - h_9) \quad (2.84)$$

Determinamos la entalpía del refrigerante a la salida del evaporador:

$$h_6 = h_5 - \frac{m_{H_2O} (h_8 - h_9)}{m_R \cdot \varepsilon_{ev}} \quad (2.85)$$

Con la determinación de la entalpía del refrigerante a la salida del evaporador (h_6), se calcula la temperatura a la salida utilizando el modelo híbrido artificial de RNA – AG. (Epígrafe 2.3)

$$T_6 = T_8 + \frac{Q_{ev}}{\varepsilon_{ev} \cdot C_{p_{H_2O}} \cdot m_{H_2O}} \quad (2.86)$$

Donde:

T_{ev} : Temperatura de evaporación, [°C].

Q_{ev} : Capacidad de refrigeración del evaporador, [kW].

ε_{ev} : Efectividad térmica en el evaporador

- Cálculo de la capacidad de enfriamiento

Por lo general a la hora del diseño se realizan los cálculos a partir de la determinación de este parámetro partiendo de un estudio de cargas térmicas)

$$Q_L = m_R (h_6 - h_5) \quad (2.87)$$

- Cálculo de la temperatura de entrada al compresor teniendo en cuenta el sobrecalentamiento en la temperatura de evaporación

$$T_c = T_{ev} + \Delta T_{sc} \quad (2.88)$$

Donde:

T_c : Temperatura a la entrada del compresor, [°C]

T_{ev} : Temperatura de evaporación, [°C]

ΔT_{sc} : Grados de sobrecalentamiento, [°C]

2.2.10- Balance exergético del evaporador

$$E_5 + E_8 + E^{Qc} = E_6 - E_9 - I \quad (2.89)$$

Donde:

$$E_8 = m_{H_2O} [(h_8 - h_0) - T_0 (s_8 - s_0)] \quad (2.90)$$

$$E_9 = m_{H_2O} [(h_9 - h_0) - T_0 (s_9 - s_0)] \quad (2.91)$$

$$E_5 = m_R [(h_5 - h_0) - T_0 (s_5 - s_0)] \quad (2.92)$$

$$E_6 = m_R [(h_6 - h_0) - T_0 (s_6 - s_0)] \quad (2.93)$$

Donde:

T_8 : Temperatura absoluta del agua retorno al evaporador, [°K]

T_9 : Temperatura absoluta del agua helada a la salida del evaporador, [°K]

s_5 : Entropía del refrigerante a la entrada del evaporador, [kJ/kg]

s_6 : Entropía del refrigerante a la salida del evaporador, [kJ/kg]

E_5 : Flujo exergético del refrigerante a la entrada del evaporador, [kW]

E_6 : Flujo exergético del refrigerante a la salida del evaporador, [kW]

- Exergía de flujo de calor

$$E^{Qc} = Q_c \cdot \tau = Q_c \cdot 1 - \frac{T_0}{T_L} \quad (2.94)$$

$$E^{Qc} = Q_c \cdot \left(\frac{T_L - T_0}{T_L} \right) \quad (2.95)$$

Donde:

T_L : Temperatura del local a climatizar, [°K]

Q_c : Capacidad de refrigeración de la instalación, [kW]

τ : Temperatura exergética adimensional.

- Irreversibilidad en el evaporador

$$I = T_0 \cdot \Pi_{ev} \quad (2.96)$$

Donde:

Π_{ev} : Generación de entropía en el evaporador, [kW]

La generación de entropía en el evaporador es calculada a partir de la suma de la variación de entropía entre el refrigerante y el agua al pasar por el evaporador, más las irreversibilidades debidas a la transferencia de calor producto a la diferencia finita de temperatura entre el refrigerante y el agua de retorno al evaporador.

$$\dot{\Pi}_{ev} = \dot{m}_R (s_6 - s_5) + \dot{m}_{H_2O} (s_8 - s_9) - \frac{\dot{Q}_{ev}}{T_0} \quad (2.97)$$

- Cálculo del coeficiente de eficiencia en el evaporador

$$\delta_{ev} = \frac{I_{ev}}{W_C} \quad (2.98)$$

- Determinación de la eficiencia racional en el evaporador

$$\psi_{ev} = \frac{Q_L \left[\frac{(T_0 - T_L)}{T_L} \right]}{E_6 - E_5} \quad (2.99)$$

$$\psi_{ev} = 1 - \frac{I}{E_6 - E_5} \quad (2.100)$$

$$\psi_{ev} = 1 - \frac{T_0 \cdot \dot{\Pi}_{ev}}{E_6 - E_5} \quad (2.101)$$

- Irreversibilidad relativa del evaporador

$$I_{Rev} = \frac{I_{ev}}{I_S} \quad (2.102)$$

Para la modelación termodinámica del sistema de climatización centralizada por agua helada se describe en el siguiente epígrafe la función desarrollada en MATLAB [98] con el uso de las redes neuronales artificiales para el cálculo de las propiedades del refrigerante primario (R22, R134a), y las RNA creadas para el agua (refrigerante secundario) y aire, con el fin de interactuar con los modelos de los componentes que conforman el sistema.

2.3- Determinación de propiedades termodinámicas haciendo uso de Redes Neuronales Artificiales (RNA) y Algoritmos Genéticos (AG).

En la actualidad existe una gran tendencia a establecer un nuevo campo de la computación que integra los diferentes métodos de resolución de problemas que no pueden ser descritos fácilmente mediante un enfoque algorítmico tradicional. Estos métodos, que tienen su origen en la simulación de sistemas biológicos son una nueva herramienta computacional capaz de manejar las imprecisiones e incertidumbres de problemas relacionados con el mundo real (reconocimiento de formas, toma de decisiones, etc.). Para ello se dispone de un conjunto de metodologías como son: la Lógica Difusa, el Razonamiento Aproximado, la Teoría del Caos, Algoritmos Genéticos

(AG) y las Redes Neuronales Artificiales (RNA), siendo las RNA y los AG las herramientas de inteligencia artificial utilizadas en este trabajo para la determinación de las propiedades de las sustancias involucradas (refrigerantes, agua, aire) en los sistemas de climatización centralizada.

2.3.1- Diseño de la RNA para la determinación de propiedades de refrigerantes

En este epígrafe se procede a la determinación de las propiedades termodinámicas de los refrigerantes R22 y R134a, sustancias empleadas generalmente en el circuito primario de refrigeración de los sistemas de climatización centralizada por agua helada. Los modelos neuronales diseñados para los refrigerantes se basan en una red multicapa con propagación hacia adelante con algoritmo de aprendizaje con retropropagación y define como variables de entrada al modelo: la presión de succión y descarga del compresor, los grados de sobrecalentamiento a la salida del evaporador y el subenfriamiento a la salida del condensador, obteniéndose como variables de salida: la entalpía, la entropía y el volumen específico de los refrigerantes (R22, R134a) en cada punto del ciclo de refrigeración.

Arquitectura de las Redes Neuronales Artificiales (RNA)

Para la obtención de las propiedades termodinámicas de los refrigerantes R22 y R134a se diseñó un modelo neuronal basado en una red multicapa con propagación hacia adelante con algoritmo de aprendizaje con retropropagación. Este tipo de red fue escogida dadas las posibilidades que brinda y su amplio uso en un gran número de aplicaciones.

En la modelación de las propiedades termodinámicas del circuito primario se conformaron tres redes neuronales artificiales referidas a las siguientes zonas: Saturación, Sobrecalentamiento y Subenfriamiento, describiéndose de esta forma el comportamiento de las sustancias refrigerantes a su paso por el circuito.

En el caso de la RNA referente a la saturación (Figura 2.1) se diseñó con algunas particularidades que la diferencian de las restantes. Está estructurada con una neurona en la primera capa correspondiente a la variable de entrada P (Presión), 72 neuronas en la capa intermedia y 8 neuronas en la tercera capa correspondientes a las siguientes variables de salida:

1. Temperatura de saturación (t_{sat})
2. Entalpía del líquido (h_l)
3. Entalpía del vapor (h_v)
4. Entropía del líquido (s_l)
5. Entropía del vapor (s_v)
6. Volumen específico del líquido (v_l)
7. Volumen específico del gas (v_g)
8. Coeficiente Adiabático (k).

Se utilizaron como funciones transferenciales la función *Tansig* en la primera y segunda capa y *Purelin* como función transferencial a la salida de la red.

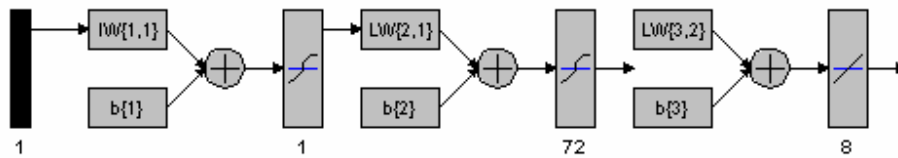


Figura 2.1: Arquitectura RNA 1-72-8 Zona de Saturación

El diseño de la RNA correspondiente a la zona de Subenfriamiento (Figura 2.2) se conformó en tres capas con la siguiente estructura: 2 neuronas en la primera capa correspondientes a las variables de entrada: P (Presión) y GSE (Grados de Subenfriamiento), 100 neuronas en la segunda capa y 3 neuronas en la última capa, que describirán el comportamiento de las variables de salida (h , s , v_e). Las funciones transferenciales utilizadas para el subenfriamiento y sobrecalentamiento son similares a la de la zona de saturación. Mientras en la zona de Sobrecalentamiento se diseñó una red de 4 capas con 2 neuronas en la primera capa correspondiente a las variables de entrada (P , T_{SC}); 9 y 6 neuronas en las capas intermedias respectivamente y 3 en la capa de salida correspondiente a las variables de Salida (h , s , v_e).

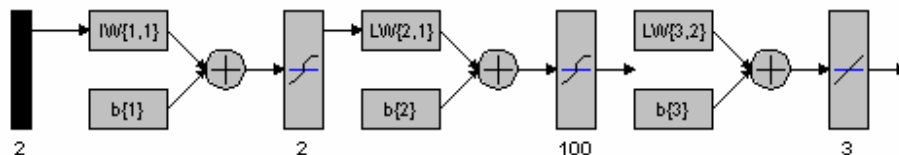


Figura 2.2: Arquitectura RNA 2-100-3 Zona de Subenfriamiento

2.4- Implementación del Modelo Neuronal

Para la implementación del modelo neuronal de los refrigerantes descritos se hizo necesario definir juegos de datos de entrenamiento y de validación con el objetivo de comprobar el resultado de las RNA. Para la definición de los datos se parte de un juego de valores obtenidos a partir de las propiedades termodinámicas de los refrigerantes [95, 105-107], seleccionando un conjunto de estos para el entrenamiento y otro para la validación de las redes diseñadas. Los datos fueron normalizados para obtener una mayor exactitud y confiabilidad del modelo, lo cual se corroboró con la posterior simulación y validación de la RNA.

Diseñada la red y definidas las variables de entrada y salida de las mismas se procede a su entrenamiento y validación, obteniendo las matrices de pesos correspondientes y las polarizaciones que caracterizan a cada RNA.

Los resultados obtenidos en el entrenamiento y validación de la RNA del R 22 en la zona de saturación muestran un alto grado de correlación entre ambos comportamientos, obteniéndose un error medio cuadrático del orden de 10^{-6} . Las demás redes referentes a las zonas de sobrecalentamiento y subenfriamiento también se comportan de forma similar a la descrita.

El algoritmo de trabajo en MATLAB [98] para el cálculo de las propiedades de los refrigerantes usando las RNA puede apreciarse en la figura 2.3, a partir del cual se obtienen las propiedades termodinámicas para cada punto del sistema (Figura 2.4). El esquema mostrado permite concatenar las RNA diseñadas para cada región de trabajo y según las especificaciones de entrada devuelve las variables de salida correspondientes.

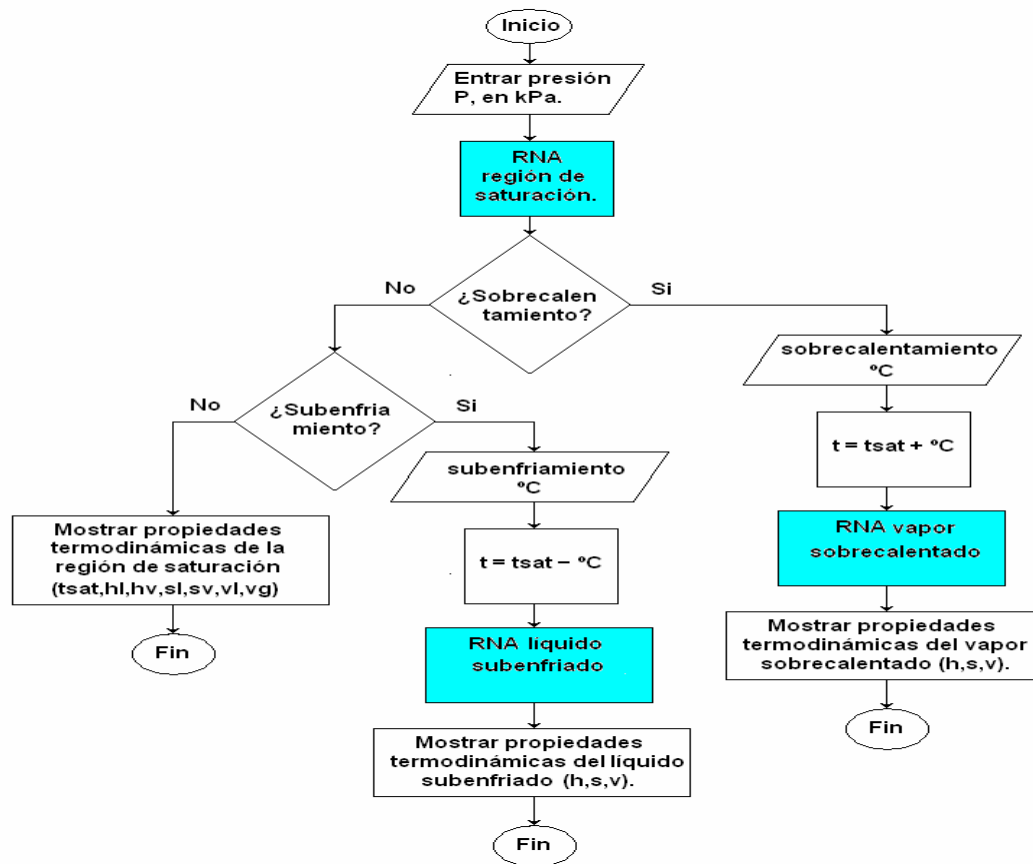


Figura 2.3: Diagrama de bloques de la aplicación desarrollada en MATLAB para determinar las propiedades termodinámicas de los refrigerantes utilizando RNA en un punto determinado.

A partir de la función creada en MATLAB [98] que permite la obtención de propiedades puntuales del circuito primario, se crea una función global (Figura 2.5) que integra las zonas de trabajo de la sustancia, y ofrece como resultado las propiedades en cada punto del ciclo de refrigeración por compresión de vapor (Figura 2.4).

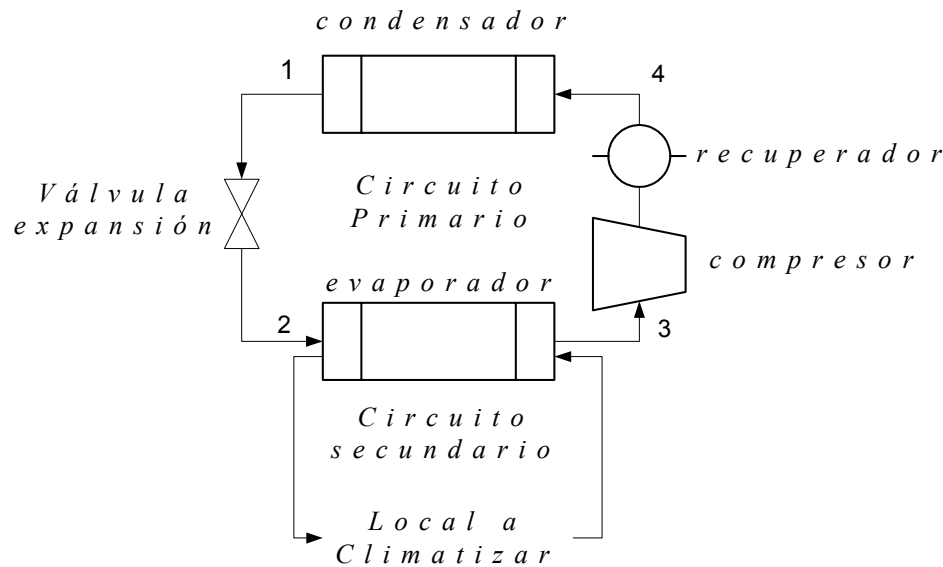


Figura 2.4: Puntos principales del circuito primario de refrigeración.

El algoritmo a seguir para la creación de la función desarrollada en MATLAB se muestra en la figura 2.5.

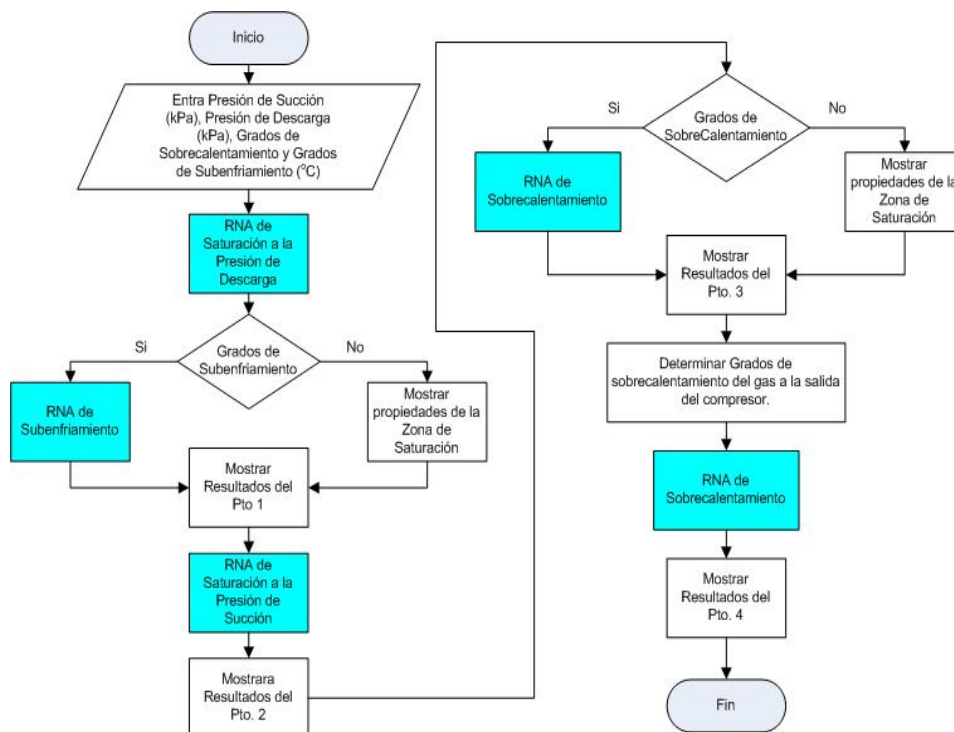


Figura 2.5: Diagrama de bloques de la función global desarrollada en MATLAB para determinar las propiedades termodinámicas de los refrigerantes utilizando RNA en cada punto del sistema.

2.5- Modelo híbrido para la determinación de la temperatura de salida del compresor del sistema de refrigeración por compresión de vapor

La temperatura del refrigerante a la salida del compresor se determina a partir de un modelo híbrido que conjuga el modelo neuronal con la herramienta de optimización Algoritmo Genético simple (AG). La función de aptitud de este algoritmo es una función de error entre la entropía del gas a la salida del evaporador teniendo en cuenta los grados de sobrecalentamiento a la salida de este intercambiador y la entropía que se obtiene del modelo neuronal del refrigerante en la zona de sobrecalentamiento. Un error cero garantiza que los resultados del modelo neuronal se obtengan para un proceso isentrópico ($S = \text{cte}$).

Con este algoritmo de trabajo para la determinación de la temperatura del gas refrigerante a la salida del compresor se reemplazan las ecuaciones tradicionales basadas en el comportamiento del gas ideal y determinadas por el coeficiente adiabático (k) y la relación de presiones (P_D/P_S) del ciclo.

En la figura 2.6 se muestra un diagrama que representa el proceso seguido en el AG. La variable genética (X) son los grados de sobrecalentamiento y el AG busca el valor de esta variable que garantiza un mínimo error.

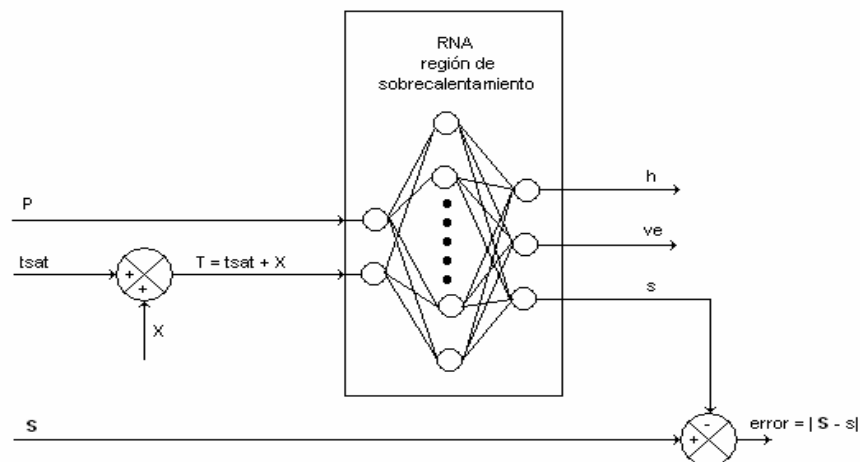


Figura 2.6: Diagrama esquemático de la función de aptitud a minimizar por un AG para determinar los grados de sobrecalentamiento del refrigerante a la salida de un compresor.

La validación del modelo híbrido para la determinación de la temperatura de salida del gas refrigerante en el proceso de compresión, se realiza comparando los resultados obtenidos

a partir del modelo híbrido artificial con las tablas dadas por el fabricante [108]. En la Tabla 1 (ANEXO B) se muestran los resultados obtenidos por ambos métodos y el % de error para diferentes casos de estudio empleando como sustancia refrigerante el R22 y R134a. En el caso de la validación de la función realizada en el MATLAB para el cálculo de las propiedades del refrigerante (R22, R134a) en cada punto del circuito primario del sistema de climatización centralizada se realiza a partir de la comparación entre las tablas del fabricante [95, 105, 106, 108] y los resultados obtenidos mediante la función creada, obteniéndose como resultado un grado de error inferior al 3% (Tabla 2, ANEXO B), el cual puede estar dado por el nivel de referencia tomado para la búsqueda de propiedades.

2.5.1- Diseño de las RNA para la determinación de propiedades referidas al circuito secundario, terciario (agua) y enfriamiento al condensador (aire).

Para la RNA referente al refrigerante secundario (agua) se diseñó una red de tres capas estructurada con una neurona en la primera capa correspondiente a la variable de entrada temperatura (T), 100 neuronas en la capa intermedia y 4 neuronas en la tercera capa correspondientes a las variables de salida (Presión (P), Entalpía del líquido (h_l), Entropía del líquido (s_l), Volumen específico (v_e)). Las funciones transferenciales utilizadas en el diseño de la red fueron la función *Tansig* en la primera y segunda capa y *Purelin* como función transferencial a la salida de la red. (Figura 2.7)

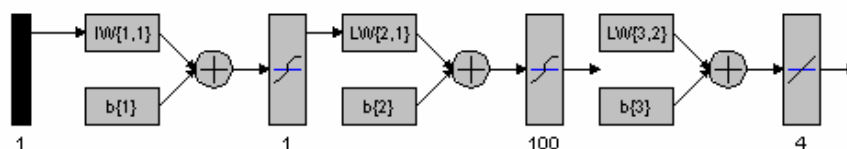


Figura 2.7: Arquitectura RNA 1-100-4 Refrigerante Secundario (Agua)

La RNA creada para el aire (Figura 2.8) tiene una estructura de tres capas con una neurona en la primera capa correspondiente a la variable de entrada temperatura (T), 20 neuronas en la capa intermedia y 3 neuronas en la tercera capa que corresponde a las variables salida (Entalpía (h), Entropía (s) y Volumen Específico (v_e)). Se utilizaron como funciones transferenciales en la primera capa la función *Tansig* y como función transferencial en la segunda y la última capa: *Purelin*.

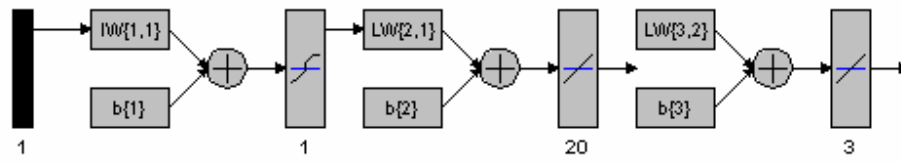


Figura 2.8: Arquitectura RNA 1-20-3 Aire

CONCLUSIONES PARCIALES CAPÍTULO II

1. Se creó una función en MATLAB que permite determinar las propiedades termodinámicas de los refrigerantes (R22 y R134a) como primera fase para la simulación y evaluación termoeconómica de sistemas de climatización centralizada por agua helada y se entrenan las RNA correspondientes a la zona de saturación, sobrecalentamiento y subenfriamiento, que facilita la determinación de las propiedades para cualquier punto del ciclo.
2. Se ilustran las potencialidades del uso de herramientas de inteligencia artificial para la determinación de propiedades y simulación de sistemas térmicos, con un alto grado de precisión, pues en la validación de los resultados se obtiene un error inferior al 3%.
3. Se desarrolla un modelo de simulación fundamentado en la segunda ley de la termodinámica, posibilitando el análisis de cada una de los flujos de trabajo del sistema desde el punto de vista de la calidad de sus transformaciones energéticas, lo cual constituye la primera fase para una posterior estratificación de los costos unitarios de las corrientes exergéticas del sistema.
4. El modelo global del sistema está conformado por varios submodelos que caracterizan cada uno de los componentes del sistema, esto posibilita el análisis particularizado de cada uno de ellos y facilita determinar aquellas variables que inciden de forma significativa sobre el sistema.

Capítulo III

CAPITULO III:

DESARROLLO DE METODOLOGÍA DE OPTIMIZACIÓN PARA EL SCCAH.

3.1- Modelos de optimización

La optimización corresponde a un proceso de búsqueda a través del cual se pretende encontrar, dentro de un conjunto de soluciones factibles, la mejor solución posible para un problema. Debe observarse que la optimización se refiere al proceso en sí y no al hecho de encontrar o no la mejor solución (la solución óptima). Los métodos de optimización se pueden clasificar en tres grupos principales: los basados en la programación matemática (métodos de gradiente), los enumerativos y los de búsqueda aleatoria.

Dentro de los métodos aleatorios se incluyen las técnicas metaheurísticas (también llamadas sistemas inteligentes por autores del área de la inteligencia artificial) [109-111] que incorporan elecciones aleatorias dentro del proceso, como una forma de guiarlo y realizar una mejor exploración del espacio de búsqueda. La gran ventaja de estas técnicas es que una pequeña modificación o adaptación con respecto a la formulación general es suficiente para que puedan ser aplicadas a un problema concreto. Dentro de este grupo se incluyen diferentes métodos de análisis como son: enfriamiento estadístico (Kirkpatrick et al) [112], algoritmos genéticos (Goldberg) [113], algoritmos de estimación de distribuciones (Larrañaga y Lozano) [114], estrategias evolutivas (Rechenberg) [115], programación genética (Koza) [116], vecindad variable (Hansen y Mladenovic) [117] y búsqueda tabú (Glover y Laguna) [118].

Como se ha corroborado en el desarrollo de este trabajo, resulta de gran utilidad a la hora de definir un problema de optimización, concatenar herramientas de inteligencia artificial como son los AG y RNA con métodos termoeconómicos de análisis, pues se minimiza el tiempo de trabajo, se puede evaluar un mayor espectro de posibilidades, se reduce el tiempo de computo y permite la contabilización de costos unitarios de las corrientes que intervienen en un sistema y los costos operacionales del mismo.

Etapas para la resolución de un problema de optimización

- Definición del problema: Optimización del costo total de la instalación.
- Creación del modelo que describe o formula el sistema: Este se basa en ecuaciones del punto de vista termoeconómico y análisis del proceso físico del mismo.
- Elección de un algoritmo que permita obtener el valor óptimo al aplicarlo a la resolución del modelo: Mediante la herramienta de inteligencia artificial AG.

3.2- Desarrollo de metodología termoeconómica de análisis a los SCCAH.

La metodología termoeconómica de análisis que se plantea esta sustentada a partir de los modelos termodinámicos descritos en el capítulo anterior, tomando como variables de decisión las efectividades térmicas en los intercambiadores de calor y el rendimiento isentrópico del compresor y como función objetivo a optimizar el costo total de la instalación.

$$\min c = \frac{\sum C_T}{\sum \varepsilon_0} = \frac{\sum_i \varepsilon_i \cdot c_{ei} + \sum_n \dot{Z}_n}{\sum_0 \dot{\varepsilon}_0} \quad (3.1)$$

Donde:

c : Costo exergético unitario del producto, [\$/kW]

C_T : Costo total anual, [\$/kW]

ε_i : Exergía de entrada anual desde una fuente externa, [kW]

c_{ei} : Costo exergético unitario de las corrientes externas de entrada al sistema, [\$/kW]

$\dot{Z}_n$: Costo zonal anual de capital invertido y otros costos asociados (en una zona n), [\$/kW]

$\dot{\varepsilon}_0$: Razón exergética anual de productos finales, [kW]

De la ecuación (3.1) puede ser desagregado el costo total en: costos asociados a las transformaciones energéticas de las corrientes del sistema, y en costos zonales de cada componente, incluyendo inversión capital, depreciación, mantenimiento, reposición, etc. Estos a su vez, están determinados por las variables tomadas en cuenta para el estudio, las cuales pueden estar clasificadas en variables de decisión, diseño u operación.

Es necesario la definición del sistema base de trabajo, puesto que el mismo servirá como patrón de comparación ante las estrategias de diseño conceptual que podrán ser evaluadas para diferentes configuraciones del sistema o cambios en los parámetros de trabajo.

El esquema topológico de la instalación (ANEXO A), define cada componente del ciclo y la relación funcional de las corrientes que conforman el sistema.

3.3- Modelo exergoeconómico por componentes

Para el cálculo de los costos zonales se toman como base los costos de referencia de cada uno de los equipos que conforman la instalación, estos costos son variables por lo que se necesita de su actualización. Con el fin de actualizar el valor del dinero en el tiempo se hace uso de los índices de costo, estos pueden ser obtenidos de Cost Index [119] ver (ANEXO D). En la ecuación 3.2 se ilustra como actualizar el costo actual de un equipo.

$$C_A = C_O \cdot \left(\frac{I_{C.A}}{I_{C.O}} \right) \quad (3.2)$$

Donde:

C_A : Costo actual del equipo, [\$]

C_O : Costo original de compra del equipo, [\$]

$I_{C.A}$: Índice de costo actual

$I_{C.O}$: Índice de costo original

- Costos directos

En los costos directos se encuentran: el equipamiento, instalación, instrumentación, conductos, eléctrico, lo que representa entre el 50-60% de la inversión capital.

1. Adquisición del equipo (15-40% inversión capital)
2. Instalación (25-50% costo adquisición del equipo)
3. Instrumentación y control (6-30% costo adquisición del equipo)
4. Conductos, instalación (10-80% costo adquisición del equipo)
5. Eléctricos, instalación (10-40% costo adquisición del equipo)

6. Mantenimiento y reparación (2-10% inversión capital)

- Costos indirectos

Son los gastos que no están directamente involucrados con el material o mano de obra en la instalación real, los que representan entre un 15-30% de la inversión capital, entre los que se encuentran:

1. Ingeniería y supervisión (5-30% de los costos directos)

- Depreciación del equipo

El método para la determinación del costo de depreciación del equipo para este caso será el método de la línea recta [120, 121] el cual asume que el valor de la propiedad decrece linealmente con el tiempo. El costo de depreciación anual puede ser expresado por la siguiente ecuación:

$$d = \frac{C_0 - C}{n} \quad (3.3)$$

Donde:

d : Depreciación anual, [\$/año]

C_0 : Costo original del equipo al comienzo de su período de servicio, [\$/año]

C : Costo del equipo al final de su vida útil, [\$/año]

n : Vida útil del equipo, [años]

- Costo zonal por componentes

Como se observa en las ecuaciones (3.4) a la (3.8), el costo por componentes es afectado por su producto exergético, lo que cuantifica en términos monetarios la transformación energética del recurso para conformar el producto.

Compresor

$$Z_{cm} = Z_{R,cm} \left(\frac{N_{cm}}{N_{R,cm}} \right)^{m_{cm}} \left[\frac{\eta_{is}}{(0.9 - \eta_{is})} \right]^{n_{cm}} \quad (3.4)$$

Donde:

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

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

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

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

η_{is} : Eficiencia isentrópica del compresor.

- m_{cm} : Exponente para la relación de potencias.
 n_{cm} : Exponente para la relación de eficiencias isentrópicas.

Recuperador

$$Z_{Re\ c} = Z_{R.Re\ c} \left[\left(\frac{Q_{Re\ c}}{U \cdot A_{Re\ c}} \right) \cdot (-\ln(1 - \varepsilon_{Re\ c})) \right] \cdot \left(\frac{E_{Re\ c\ out}}{T_0} \right) \quad (3.5)$$

Donde:

- $Z_{Re\ c}$: Costo zonal del recuperador, [\$].
 $Z_{R.Re\ c}$: Costo de referencia del recuperador, [\$/kW].
 $Q_{Re\ c}$: Flujo de calor intercambiado en el recuperador, [kW].
 U : Conductancia térmica unitaria basada en el área del recuperador, [kW/ m² K].
 $A_{Re\ c}$: Área de transferencia de calor del recuperador, [m²].
 $\varepsilon_{Re\ c}$: Efectividad térmica del recuperador.
 $E_{Re\ c\ out}$: Valor exergético del producto del recuperador, [kW].
 T_0 : Temperatura de referencia, [K].

Condensador

$$Z_{Cond} = Z_{R.Cond} \left[\left(\frac{Q_{Cond}}{U \cdot A_{Cond}} \right) \cdot (-\ln(1 - \varepsilon_{Cond})) \right] \cdot \left(\frac{E_{Cond\ out}}{T_0} \right) \quad (3.6)$$

Donde:

- Z_{Cond} : Costo zonal del condensador, [\$].
 $Z_{R.Cond}$: Costo de referencia del condensador, [\$/kW].
 Q_{Econd} : Flujo de calor intercambiado, [kW].
 U : Conductancia térmica unitaria basada en el área, [kW/ m² K].
 A_{cond} : Área de transferencia de calor del condensador, [m²].
 ε_{cond} : Efectividad térmica del condensador.
 $E_{cond\ out}$: Valor exergético del producto del condensador, [kW].
 T_0 : Temperatura de referencia, [K].

Evaporador

$$Z_{Evap} = Z_{R.Evap} \left[\left(\frac{Q_{Evap}}{U \cdot A_{Evap}} \right) \cdot (-\ln(1 - \varepsilon_{Evap})) \right] \cdot \left(\frac{E_{Evap\ out}}{T_0} \right) \quad (3.7)$$

Donde:

- Z_{Evap} : Costo Zonal del condensador, [\$].

- $Z_{R,Evap}$: Costo de referencia del evaporador, [\$/kW].
 Q_{Evap} : Capacidad de refrigeración en el evaporador, [kW].
 U : Conductancia térmica unitaria basada en el área, [kW/ m² K].
 A_{Evap} : Área de transferencia de calor del evaporador, [m²].
 ε_{Evap} : Efectividad térmica del evaporador.
 $E_{Evap\ out}$: Valor exergético del producto del evaporador, [kW].
 T_0 : Temperatura de referencia, [K].

Válvula

$$Z_{val} = Z_{Rval} \cdot P_{val} \quad (3.8)$$

Donde:

- Z_{val} : Costo zonal de la válvula de expansión, [\$].
 Z_{Rval} : Costo de referencia de la válvula de expansión, [\$/kW].
 P_{val} : Producto exergético de la válvula de expansión, [kW].

3.4- Algoritmo de determinación de los costos de las corrientes exergéticas haciendo uso de AG.

Los AG se utilizan como herramienta en este trabajo para minimizar el costo total de la instalación de climatización centralizada por agua helada. Las restricciones que se toman en cuenta son las referidas a parámetros tales como: presiones, temperaturas, efectividades o eficiencia en el caso del compresor. La función de error que se emplea en el AG, entiéndase función objetivo, es el costo total del sistema.

El procedimiento de optimización de los costos de las corrientes exergéticas de cada componente del sistema, siguiendo el enfoque de AG, es el siguiente:

1. Generación de la población inicial, esta puede ser (aleatoria o heurística).
2. Definición de la función objetivo y la selección de un subconjunto de individuos para la reproducción.
3. Aplicación de operadores como la mutación y el cruzamiento para encontrar nuevos puntos en el espacio de búsqueda.
4. Introducción de nuevos individuos en la población de la siguiente generación y repetición del proceso a partir de la selección de los individuos más aptos.

5. Obtención de un valor aceptable de la función objetivo, el cual al terminar el proceso de búsqueda queda limitado a un número determinado de generaciones.

Generación de la población inicial

Primeramente se genera una población inicial de soluciones sobre la cual empezar a aplicar los operadores genéticos. Esta población suele generarse aleatoriamente, aunque en ocasiones se incluyen soluciones con algún material cromosómico en particular [111]. Un aspecto importante a considerar en esta etapa es que la población tenga la suficiente diversidad, de modo de explorar zonas más amplias del espacio de búsqueda. Así se pueden obtener soluciones más cercanas al óptimo global y evitar la convergencia prematura. Un problema habitual en las ejecuciones de los AG surge debido a la velocidad con la que el algoritmo converge. La opción que se selecciona para este modelo es un rango de la población inicial de 0 a 100.

Para controlar la factibilidad de las soluciones, al índice de calidad puede sumársele un factor de penalización proporcional a la violación de cada restricción. Este factor de penalización puede ser constante o ir ajustándose en la medida que transcurren las generaciones, con el uso adecuado de factores de penalización adaptables se evita la eliminación de buenas zonas de búsqueda potenciales en las primeras etapas de la optimización. Así, en la medida que las generaciones transcurren, las soluciones no factibles se van descartando y las poblaciones quedan formadas principalmente por soluciones factibles de alta calidad. En este caso el mecanismo de penalización se utiliza para implementar las restricciones tomadas en consideración para el modelo, con el objetivo de evitar que alguna variable este fuera de los límites que se especifican, por lo que se le adiciona una cuota fija a la función objetivo, en este caso se suma 100000.

Función objetivo

Un aspecto decisivo en el comportamiento de los AG es la determinación de una función objetivo adecuada. De igual manera una dificultad en el comportamiento del AG es cuando existe gran cantidad de óptimos locales, así como el hecho de que el óptimo global se encuentre muy aislado. La función objetivo a optimizar en este trabajo es el costo total de la instalación (C_t).

Recombinación o cruzamiento

La recombinación o cruzamiento es la operación genética más importante. Corresponde a mezclar la información contenida en los cromosomas de dos soluciones de una población. Se emplea una función de cruzamiento heurística con la proporción $R = 1,5$.

Mutación

El operador de mutación realiza modificaciones aleatorias de forma que aporta diversidad en la población de soluciones, permitiendo una exploración más completa del espacio de búsqueda. El motivo de la mutación es fundamentalmente evitar la convergencia prematura permitiendo escapar de óptimos locales [122]. Para este caso se toma como probabilidad de la mutación 0.02 descrita por la función *uniform*.

Selección y reemplazo de los elementos de la población

La evolución tiene lugar en los cromosomas, que son quienes concentran en forma codificada la información de un ser vivo. Esta información varía entre distintas generaciones. Aquellos individuos con mejor material genético tendrán mejores posibilidades de adaptarse y sobrevivir en un medio hostil y cambiante. Es lo que se conoce como selección natural.

Los AG toman de la naturaleza este concepto de la sobrevivencia del más apto a través de un proceso de competencia entre los elementos de la población. En consecuencia, los individuos de la nueva población de soluciones (la nueva generación) corresponderán a aquellas soluciones que hayan sobrevivido al proceso de selección. Con el transcurrir de las generaciones, este operador genético permite rescatar las mejores partes de cada solución, es decir las óptimas soluciones que hacen mínima la función objetivo.

Tamaño de la población inicial

La población se construye empleando individuos, cada uno de los cuales representa una posible solución al problema y constituye un vector de solución en el espacio de este. El tamaño de la población afecta la solución del AG debido a que una gran población por lo general, casi siempre está asociada a un tiempo de simulación mucho mayor, y esto influye en la razón de convergencia. Por el contrario, para una población pequeña, se corre el riesgo de converger a un óptimo local. En este caso se emplea una población de 250 individuos.

3.5- Validación del método de evaluación termoeconómica

Para validar la función desarrollada en MATLAB (ANEXO C) que incluye el análisis termoeconómico del sistema se parte de un caso de estudio a mediante del cual se evalúa la incidencia de las variables de decisión sobre el costo total de la instalación.

Para ello se utilizan graficas que ilustran las tendencias en cada una de los equipos que componen el sistema.

La función incorpora, determinación de propiedades, desarrollo de modelos físicos por componentes y modelos termoeconómico del sistema. Además permite realizar variaciones de los parámetros de operación dando la posibilidad de evaluar el sistema desde el punto de vista operacional. Para la comparación de los resultados se toma como referencia una instalación real.

Análisis del compresor

En la tabla 1 se muestran los valores correspondientes a las variables de entrada al modelo creado en MATLAB así como los parámetros de salida en el compresor. Los datos de presiones de trabajo y grados de sobrecalentamiento y subenfriamiento respectivamente se corresponden con valores tomados de una instalación real. Otros parámetros son tomados de los datos del fabricante o se asumen de la bibliografía consultada [11, 100]. El rendimiento del compresor se expresa como isentrópico, considerando el proceso de compresión como adiabático y reversible. Según Timmerhaus [121] para compresores reciprocantes el rendimiento isentrópico se encuentra en el rango de 70 – 90 %, considerándose en este estudio un valor de $\eta_{is} = 85\%$. Los exponentes para la relación de eficiencias isentrópicas y potencia respectivamente son tomados de Petit Jean [11], y el costo inicial de los componentes se obtuvo del sitio web www.matche.com [123]. Los resultados de la modelación aparecen en la tabla 1 donde se expresan los principales parámetros de salida de este componente que son fundamentalmente los que se utilizan para la determinación del costo, que es la función objetivo para el compresor en el análisis de optimización que se desarrolla en el siguiente epígrafe.

Tabla 1. Resultados de la modelación para el compresor

Entradas	Nom.	Valor	Unidades
Presión succión	P_6	480	[Pa]
Presión descarga	P_2	1680	[Pa]
Grados sobrecalentamiento	G_{sc}	3	[°C]
Grados subenfriamiento	G_{se}	5	[°C]
Rendimiento isentrópico	η_{is}	0,85	[%]
Factor simultaneidad	n	1	-
Eficiencia	η	0.8	-
Potencia referencia	N_{rcm}	100	[kW]
Capacidad refrigeración	Q_R	100	[kW]
Exponente relación Eficiencia isentrópica	n_{cm}	0,75	-
Exponente relación potencia	m_{cm}	1	-
Costo Inicial	Z_r	84200	[\$]
Salidas			
Flujo de agua	m_{H_2O}	7,9	[kg/s]
Flujo de refrigerante	m_r	0,63	[kg/s]
Trabajo real	W_r	42	[kJ/Kg]
Temperatura de salida	T_{sal}	69	[°C]
Exergía entrada	E_6	48	[kW]
Exergía salida	E_2	26	[kW]
Entalpía real salida	$h_{2'}$	448	[kJ/kg]
Producto exergético	N_{cm}	48	[kJ/kgK]
Costo de referencia	Z_r	896	[\$/kW]
Costo	C	4489	[\$/kW]

De los componentes del sistema el compresor constituye un elemento de gran peso, pues es el de mayor consumo energético y son relativamente caros con respecto al resto, en el caso de estudio se analiza el comportamiento del costo total del sistema en función de parámetros tales como rendimiento y potencia de compresión. No se tienen en cuenta en este análisis variaciones en las presiones de trabajo debido que la técnica de modelación empleada, incorpora procesos iterativos que repercuten en el grado de precisión de los resultados.

Al analizar los resultados se obtuvo que un aumento del rendimiento conlleva a una disminución de su costo de operación, producto de la disminución del consumo energético que deriva el aumento de dicho rendimiento.

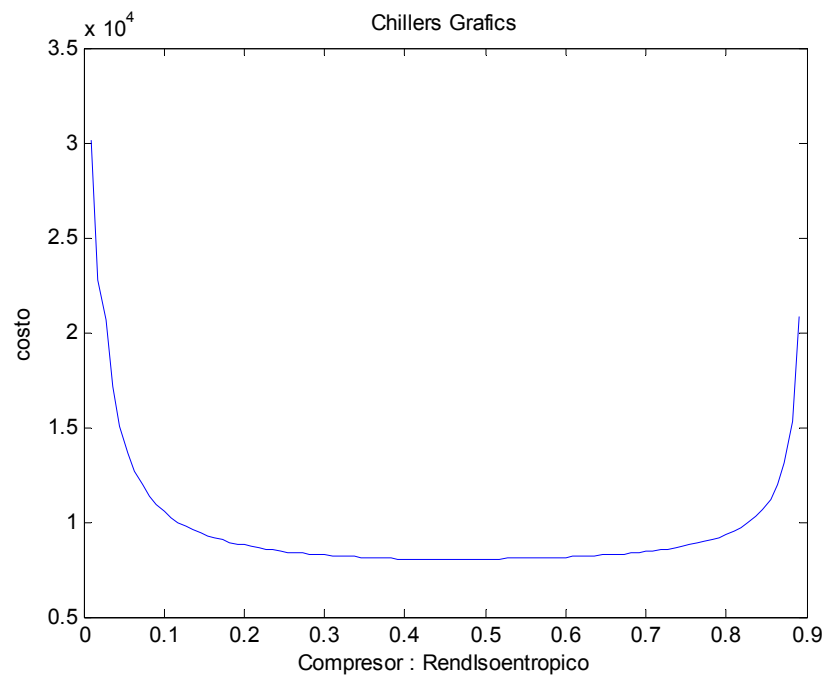


Figura 3.1- Costo total vs Rendimiento isentrópico del compresor

Análisis del recuperador

El por ciento de recuperación de calor es una estrategia indispensable en este componente por lo que se toma como una variable de decisión. Para la simulación de este componente se toman como variables de entrada al modelo el por ciento de recuperación de calor, la efectividad y el costo inicial del equipo, como se muestra en la tabla 2. Las variables de salida corresponden al valor de los productos exergéticos del agua y el refrigerante, la temperatura de salida de la sustancia de trabajo y el costo total del equipo.

Tabla 2. Resultados de la modelación para el recuperador

Entradas	Nom.	Valor	Unidades
Efectividad	ε	0,4	-
Recuperación calor	n	0,4	%
Costo Inicial	Z_r	13400	[\$]
Salidas			
Exergía entrada agua	E_{20}	41	[kW]
Exergía salida agua	E_{21}	43	[kW]
Exergía salida refrigerante	E_3	3,6	[kW]
Temperatura salida refrigerante	T_3	66	[°C]
Entalpía salida refrigerante	h_3	368	[kJ/kg]
Entropía salida refrigerante	s_3	1,757	[kJ/kgK]
Costo de referencia	Z_r	284	[\$/kW]
Costo	C	1121	[\$/kW]

Según el fabricante [100] estos intercambiadores recuperan entre un 30 y un 50 % del calor total rechazado en el condensador. En el modelo se considera que se aprovecha un 40% de este calor. Al analizar los resultados se obtiene que para menores por cientos de recuperación de calor, el costo de operación se hace mayor y por consiguiente aumenta el costo total. Para un aumento del 10% de recuperación de calor, el costo disminuye en 0.11% como se ilustra en la figura 3.2, esta cifra no parece considerable aunque hay que aclarar que a pesar de ser un por ciento bajo, el valor se acumula en un período de tiempo, que representa la vida útil del equipo, donde al final de este puede representar una disminución considerable del costo del mismo.

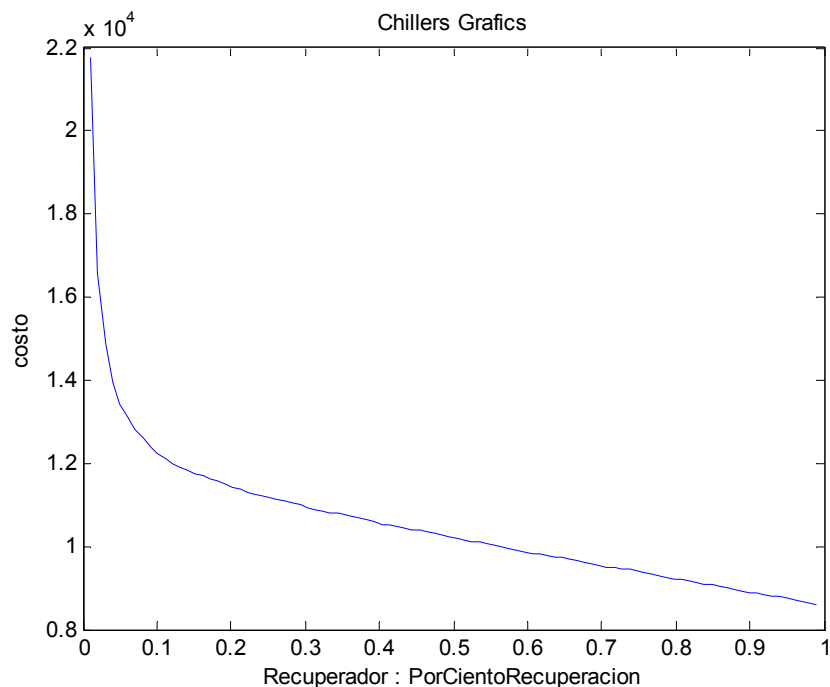


Figura 3.2- Costo total vs % recuperación de calor en el Recuperador.

Otro parámetro a considerar en el análisis de este componente es la efectividad. Para los recuperadores de calor la efectividad se encuentra alrededor de $\varepsilon = (0,3 - 0,7)$ según el fabricante [100], pudiendo llegar a ser superior en dependencia de otros parámetros de diseño. Los resultados indican que la variación de este parámetro no afecta considerablemente el costo total de la instalación.

Análisis del evaporador

Para el evaporador se toma en consideración la efectividad y la temperatura del agua de entrada. Los valores de temperatura del agua de entrada y salida son tomados de una instalación real. Para evaporadores que trabajan con R22-agua (similares a la instalación base) el valor de la efectividad oscila alrededor de $\varepsilon = (0,25 - 0,33)$ según Timmerhause [121]. Estas variables integran las entradas al modelo del evaporador como se muestra en la tabla 3. Para este componente constituyen las variables de salida la temperatura del refrigerante y el producto exergético que corresponde al valor de la exergía del agua fría para obtener posteriormente el costo total del equipo.

Tabla 3: Resultados de la modelación para el evaporador

Entradas	Nom.	Valor	Unidades
Efectividad	ε	0,35	-
Temperatura entrada agua	T_8	11	[°C]
Temperatura salida agua	T_9	8	[°C]
Costo inicial	Z_r	54900	[\$]
Salidas			
Temperatura salida refrigerante	T_6	21	[°C]
Exergía salida refrigerante	E_6	50	[kW]
Exergía entrada agua	E_8	10	[kW]
Exergía salida agua	E_9	15	[kW]
Costo de referencia	Z_r	590	[\$/kW]
Costo	C	543	[\$/kW]

Analizando la influencia de la efectividad del evaporador en el costo total de la instalación, puede apreciarse como la misma es totalmente independiente del costo (ver figura 3.3), lo que quiere decir que una variación de este parámetro no repercute en el comportamiento de este último. Es explicable esta conducta debido a que lo que se estudia son variables de diseño que solo pudieran repercutir si se analiza desde el punto de vista termodinámico, pero ya enfocando el problema hacia un análisis termoeconómico es evidente que este parámetro no constituye una variable de decisión en lo respecta al costo total de la instalación.

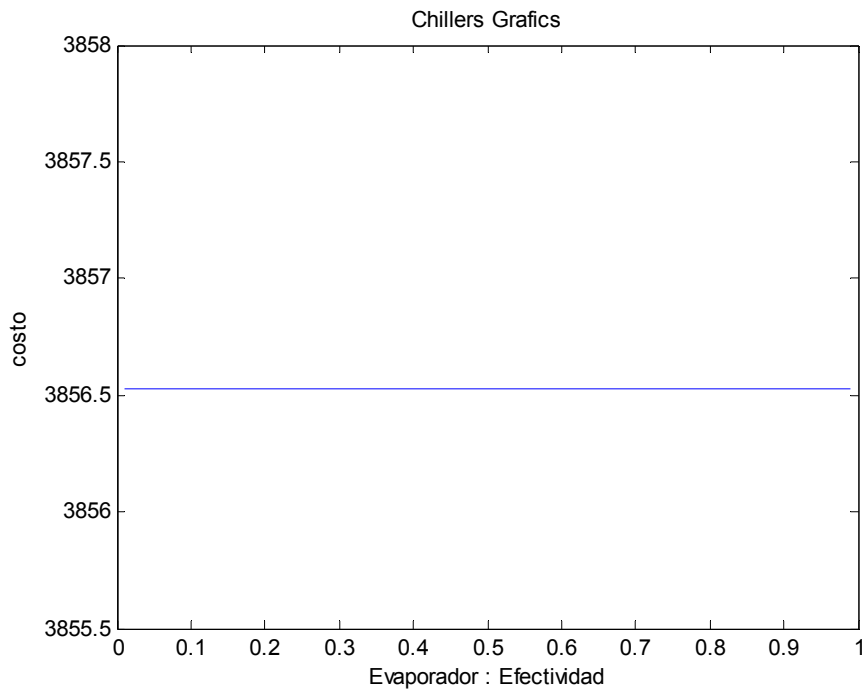


Figura 3.3- Costo total vs Efectividad en el evaporador

Para una variación de la temperatura del agua de entrada al evaporador incluso de hasta un 80% no influye significativamente (ver figura 3.4) ya que costo no excede una variación del 0.0062% sin embargo habrá que tenerse en cuenta que este valor puede acumularse en un período de tiempo en el que sí puede resultar significativo este por ciento.

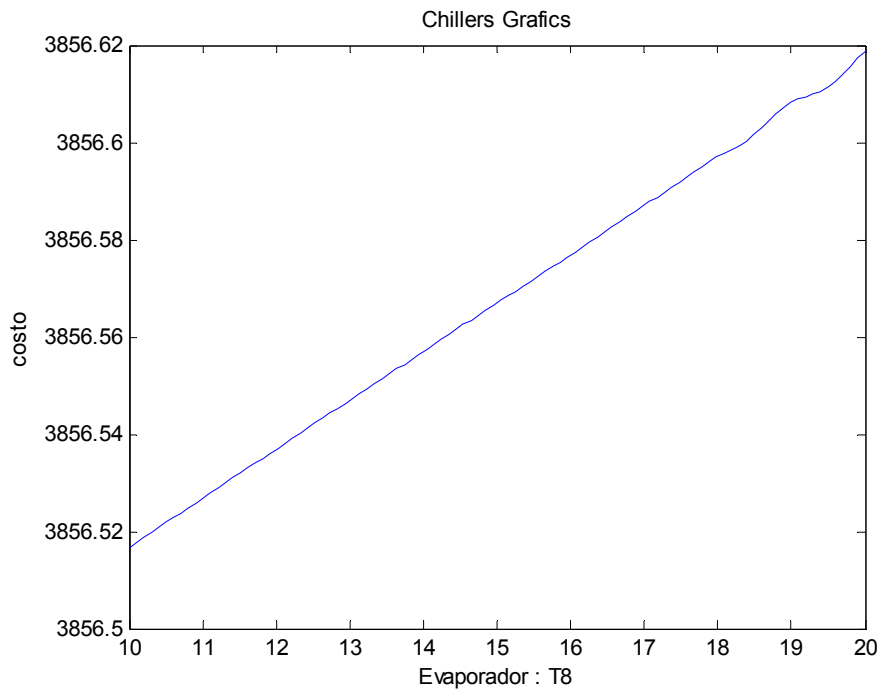


Figura 3.4- Costo total vs Temperatura del agua de entrada al evaporador

Análisis del condensador

En el caso del condensador, se considera del tipo enfriado por aire en correspondencia con el que se toma de la instalación real de referencia en este análisis. Según Timmerhause [121] para intercambiadores de calor de tipo enfriados por aire que trabajan con R22 el valor de la efectividad se encuentra entre $\varepsilon = (0,55 - 0,60)$ para este estudio se estima la efectividad como $\varepsilon = 0,58$ siendo una de las variables que se introducen al modelo. De igual forma lo integran la temperatura del aire a la entrada y salida del condensador, el valor de esta es tomado de la instalación real a la que se hace referencia en el trabajo. Los parámetros que ofrece el modelo a la salida se observan en la tabla 4.

Tabla 4. Resultados de la modelación para el condensador

Entradas	Nom.	Valor	Unidades
Efectividad	ε	0,58	-
Potencia de ventiladores	N_v	24	[kW]
Temperatura entrada aire	T_{14}	28	[°C]
Temperatura salida aire	T_{15}	38	[°C]
Costo inicial	Z_r	19400	[\$]
Salidas			
Flujo de aire	m_{aire}	4,48	[kg/s]
Temperatura salida refrigerante	T_4	57	[°C]
Exergía salida refrigerante	E_4	36	[kW]
Exergía entrada aire	E_{14}	1,60	[kW]
Exergía salida aire	E_{15}	3,89	[kW]
Costo de referencia	Z_r	870	[\$/kW]
Costo	C	1507	[\$/kW]

El comportamiento del costo ante variaciones de la efectividad se muestra en la figura 3.5

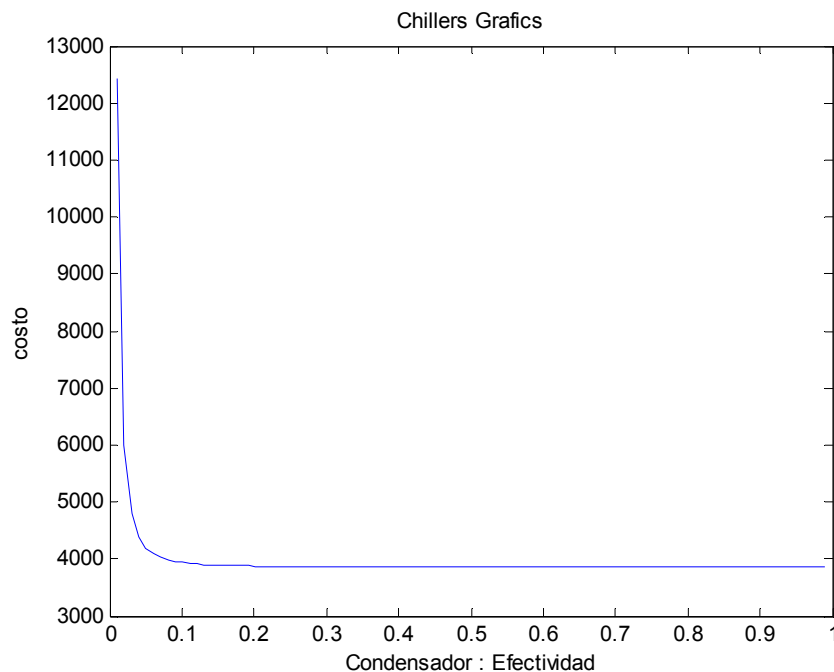


Figura 3.5- Costo total vs Efectividad en el condensador

Otra variable que pudiera resultar de interés en el análisis del condensador es la temperatura de entrada del aire de los ventiladores de enfriamiento. Como se muestra en

la figura 3.6 la variación del costo en función de esta temperatura se comporta de forma decreciente, aunque no afecta en gran medida a este parámetro.

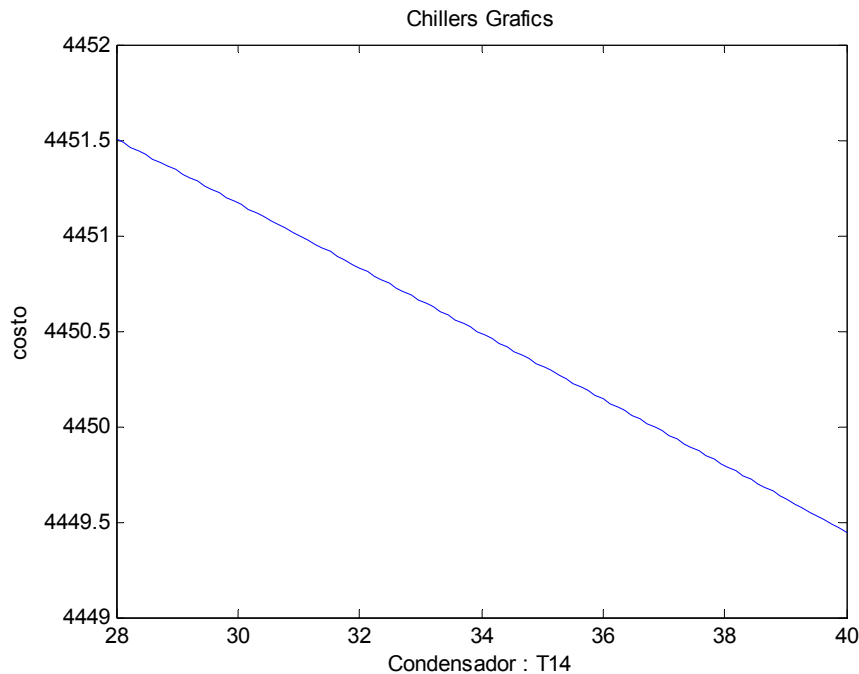


Figura 3.6- Costo total vs Temperatura del aire de entrada en el condensador

3.6- Análisis de los resultados del proceso de optimización

Para el proceso de optimización se diseñó una herramienta en MATLAB con el uso de los AG mediante el cual se desarrolló el proceso basado en un método heurístico. Con el proceso de optimización se obtienen los mejores valores de las variables de decisión que se consideraron para el análisis. Luego de realizar varios procesos iterativos se obtienen los valores más cercanos al óptimo de la función objetivo.

A partir de la función global desarrollada en MATLAB para la evaluación del sistema se obtuvo como resultado el costo total de la instalación como $C_t = 11383 \text{ \$/kW}$ y del proceso de cálculo que se realiza con la técnica de optimización de los AG se alcanzó un mínimo valor de costo igual a $C_t = 10768 \text{ \$/kW}$. Este valor se obtuvo con los óptimos valores de efectividades de los intercambiadores de calor y el rendimiento del compresor. Los resultados pueden ser apreciados en la tabla 5.

Tabla 5. Resultados del proceso de optimización con AG

Costo total [\$/kW]	Efectividades			
	Compresor	Recuperador	Condensador	Evaporador
10790	0,51	0,84	0,93	0,56
10773	0,82	0,86	0,85	0,52
10768	0,71	0,89	0,89	0,27

CONCLUSIONES PARCIALES CAPÍTULO III

1. El método de optimización termoeconómica mediante AG se basa en la combinación matemática de un modelo de análisis termodinámico fundamentado en la Segunda Ley y factores económicos que describen el proceso de formación de los costos de cada una de las corrientes exergéticas involucradas en el sistema, con el cual se pueden evaluar estrategias de diseño o de funcionamiento, conformándose de esta forma una poderosa herramienta que permite la configuración óptima del sistema que haga mínimo su costo.
2. El modelo desarrollado permite realizar variaciones de los parámetros de operación y ver en que medida influyen en el costo, así como determinar cuales componentes causan más afectaciones al costo total de la instalación. El mismo corre sobre una función desarrollada en MATLAB que integra el análisis termoeconómico con las herramientas de inteligencia artificial (AG, RNA) y en solo 20 segundos se obtienen los resultados.
3. En el análisis de los resultados se obtuvo que las efectividades térmicas en los intercambiadores no influyen de forma significativa en el costo total del sistema, apreciándose pocos cambios en el costo total ante su variación.
4. Un aumento de la temperatura del agua de entrada al evaporador afecta el costo incrementando su valor, este aumento no es significativo para este análisis ya que el mismo es de un 0.062%, aunque pudiera tener mayor repercusión en un período de tiempo más largo.
5. El porcentaje de recuperación de calor a la salida del compresor resulta una variable que influye directamente en el costo total de la instalación, un aumento de este reduce considerablemente el costo, aunque cabe destacar que este porcentaje está preestablecido por el fabricante entre un 30 y un 50 % del calor total rechazado en el condensador.

Conclusiones

CONCLUSIONES FINALES

1. En el análisis termoeconómico, como herramienta de evaluación para sistemas de climatización, resulta de gran utilidad la determinación de parámetros de diseño que minimicen el costo total de la instalación.
2. La función creada en MATLAB para el desarrollo del modelo de optimización termoeconómica incorpora RNA y AG como herramientas de cálculo, facilitando el método de análisis y disminuyendo el tiempo de cómputo, lo que permite ampliar el espectro de evaluación.
3. El porcentaje de recuperación de calor resulta una variable de peso en el costo total de la instalación, por lo que debe ser considerada desde la etapa inicial de diseño, siempre respetando que la recuperación de calor se encuentra entre un 30 y 50% del calor total rechazado en el condensador.
4. El modelo de optimización termoeconómica cumple los objetivos propuestos inicialmente, así como una alta fiabilidad en el cálculo, valorando estrategias de diseño y funcionamiento que permitan realizar variaciones de parámetros de operación en vistas a evaluar el sistema.
5. El método de optimización termoeconómica fusionada con AG representa una herramienta novedosa y de un amplio campo de aplicación en la evaluación tanto operacional como de diseño en los sistemas de climatización centralizada por agua helada.

RECOMENDACIONES

1. Estratificar cada una de las corrientes de costos del sistema con el fin de hallar el costo real del equipamiento.
2. Determinar coeficientes que caractericen el diseño de cada sistema y permita la comparación entre diferentes alternativas de interconexión, remodelación ó criterios de operación.
3. Proponer estrategias óptimas de diseño conceptual para la concepción de sistemas de climatización centralizada por agua helada, que garanticen su adecuación a la edificación donde sean puestos en marcha.

Bibliografía

BIBLIOGRAFÍA

1. Allen, J.J., and J.F. Hamilton. , *Steady-state reciprocating water chiller models*. ASHRAE Transactions 89(2A), 1983: p. 398-407.
2. Bourdouxhe, J.-P.H., M. Grodent, J.J. Lebrun, C. Saavedra, and K.L. Silva, *A toolkit for primary HVAC system energy calculation Part 2: Reciprocating chiller models*. . ASHRAE Transactions 1994: p. 774-786.
3. Cecchini, C., and D. Marchal, *A simulation model of refrigerant and air-conditioning equipment based on experimental data*. ASHRAE Transactions 97(2), 1991: p. 388- 393.
4. Chi, J.A.D., *A simulation model of the transient performance of a heat pump*. International Journal of Refrigeration 18(4), 1982 vol 5(no3): p. 176-184.
5. Goldschmidt, M.a., *Cyclic characteristics of residential air conditioner. Modeling of start-up transient*. ASHRAE transactions, part 2 1985. vol 91: p. 427-444.
6. Goldschmidt, M.a., *Cyclic characteristics of residential air conditioner. Modeling of shut down transient*. ASHRAE transactions, part 1, 1986. vol 92: p. 186-202.
7. Hamilton, J.F., and J.L. Miller, *A simulation program for modeling an air-conditioning system*. ASHRAE Transactions 96(1), 1990: p. 213-221.
8. Hui Jin , J.D.S., Ph.D., P.E., *A Parameter Estimation Based Model of Water-to-Water Heat Pumps for Use in Energy Calculation Programs..* ASHRAE Transactions. 108(1) 3-17., 2002.
9. Stoecker, W.F., and J.W. Jones, *Refrigeration and air conditioning*, ed. n. ed. 1982, New York: McGraw-Hill.
10. Valladares, O.G., *Simulación numérica y validación experimental de evaporadores, condensadores y tubos capilares. Integración en sistemas de refrigeración por compresión, in Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. 2000, Universidad Politécnica de Cataluña.*
11. Petit Jean, G.M.L., *Procedimiento de Calculo 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.*
12. Bourdouxhe, J.-P., Grodent, M., and Lebrun , *Laboratory of Thermodynamics., Reference guide for dynamic models of hvac equipment, in ASHRAE Research Project. 1998, University of Liège.*
13. Bourdouxhe, M.G.J.L.J.-P., *A Toolkit for Primary HVAC System Energy Calculation, in ASHRAE Research Project.1995: Atlanta.*
14. Gordon, J.M., K.C. Ng, H.T. Chua and C.K. Lim. , *How varying condenser coolant flow rate affects chiller performance: Thermodynamic modeling and experimental confirmation. Applied Thermal Engineering 20(13), 2000: p. 1149-1159.*
15. Gordon, J.M.a.K.C.N., *Cool Thermodynamics*. Cambridge International Science Publishing, 2000: p. 57.
16. Fisher, S.K., and C.K. Rice, *The Oak Ridge heat pump models: 1. A steady-state computer design model for air-to-air heat pumps*. 1983.
17. Gordon, J.M., and K.C. Ng. , *Thermodynamic modeling of reciprocating chillers. Journal of Applied Physics 75(6) 1994. vol.6.*
18. Parise, J.A.R., *Simulation of vapor-compression heat pumps. . Simulation 46(2), 1986: p. 71-76.*

19. Andersen, K.K., *Stochastic Modelling of Energy Systems in Department of Mathematical Modelling 2001, The Technical University of Denmark.* p. 212.
20. Brohlin, T.a.G., *Issues in nonlinear stochastic grey-box identification. SYSID 94, 1995. vol.3: p. 213-218.*
21. Brohlin, T.a.G., S. F, *Issues in nonlinear stochastic grey-box identification. In Blanke and Söderström. . SYSID-94 IFAC, 1995. vol.3: p. 213-218.*
22. Narendra, K.e.a., *Identification and Control of Dynamical Systems using Neural Networks. IEEE Transactions on Neuronal Networks, 1990. vol.1: p. 4-27.*
23. Hilera, J.R.M., Victor.J, *Redes Neuronales Artificiales, fundamentos, modelos y aplicaciones. Editorial Alfaomega, 2000.*
24. Martín, B.S., Alfredo, *Redes Neuronales y Sistemas Difusos. Editorial Alfaomega, 2002.*
25. Anstrom, K.J.A.W., B., *Adaptive Control, A. Wesley., Editor. 1995.*
26. Franklin, G.e.a., *Digital Control of Dynamic Systems, A. Wesley., Editor. 1994.*
27. Ioannou, P.A.S., J., *Robust Adaptive Control, P. Hall., Editor. 1996.*
28. Mosca, E., *Optimal Predictive and Adaptive Control, P. Hall, Editor. 1995.*
29. Sözen, A. and M. Özalp, *Formulation based on artificial neural network of thermodynamic properties of ozone friendly refrigerant/absorbent couples in Applied Thermal Engineering. 2005. p. 1808-1820.*
30. Sözen, A., M. Özalp, and E. Arcaklioğlu, *Calculation for the thermodynamic properties of an alternative refrigerant (R508b) using artificial neural network in Applied Thermal Engineering. 2007. p. 551-559.*
31. Xie, G.N., et al., *Heat transfer analysis for shell-and-tube heat exchangers with experimental data by artificial neural networks approach 2006.*
32. Ertunc, H.M. and M. Hosoz, *Artificial neural network analysis of a refrigeration system with an evaporative condenser, in Applied Thermal Engineering. 2006. p. 627-635.*
33. Hosoz, M. and H.M. Ertunc, *Modelling of a cascade refrigeration system using artificial neural network, in Applied Thermal Engineering 2005.*
34. Armas, V.J.C., Y. Valdivia, R. Reyes y Gómez Sarduy, Julio R., *Empleo de la inteligencia artificial en la determinación de propiedades de refrigerantes., in Revista Ingenierías. 2007. p. 60-66.*
35. Underwood, C.P., *Analysing multivariable control of refrigeration plant using matlab/simulink, in Seventh International IBPSA Conference. 2001, University of Northumbria: Rio de Janeiro, Brazil.*
36. Arcaklio, E., A. Eri, and R. Yilmaz, *Artificial neural network analysis of heat pumps using refrigerant mixtures, in Applied Thermal Engineering. 2003. p. 937-952.*
37. Jonsson, G.a.P., O, *Use of empirical relations in the papameters of heat-exchanger models. The AMSE transaction, Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control, 30, 1193-1199, 1992.*
38. Jonsson, G., *Parameter estimation in models of heat exchangers and geothermal reservoirs. Ph.D. thesis, , in Department of Matematical Statistics. 1990, Lund Institute of Technology*
39. Sejling, K. and . *Modelling and prediction of load in district heating systems. 1993, IMSOR, DTU.*
40. Jonsson, G., Palsson, O., and Sejling, *Modeling and parameter estimationof heat exchangers - a statistical approach. The AMSE transaction,Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control, 114, 1992: p. 673-679.*

41. Jonsson, G., Palsson, O., and Sejling, K, Modeling and parameter estimation of heat exchangers - a statistical approach. *The AMSE transaction, Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control*, 114, 1992: p. 673-679.
42. Domanski, P., and D. Didion, Mathematical model of an air-to-air heat pump equipped with a capillary tube. *International Journal of Refrigeration* 7(4), 1983: p. 249-255.
43. Yumruta, R.M., Kunduz; Mehmet Kanoğlu Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems. *Exergy, an International Journal* 2 2002: p. 266-272.
44. Madsen, H.a.H., J. (). *Energy and Buildings*, 1(22), 67-79, Estimation of continuous-time models for the heat dynamics of a building. 1995.
45. Madsen, H.a.H., J Estimation of continuous-time models for the heat dynamics of a building. *Energy and Buildings*, 1(22), 1995: p. 67-79.
46. Benonysson, Dynamic modelling and operational optimization of district heating systems, in ET, DTU. 1991.
47. Beng, F.Y.K.C.B.E.M.P.C.F., Condensing temperature control to enhance the efficiency of air-cooled chillers. *Building Serv. Eng. Res. Technol.* 25,4 .2004: p. 279-294.
48. Damasceno, G.S., S.P. Rooke, and V.W. Goldschmidt, Comparison of three steady-state heat pump computer models. *ASHRAE Transactions* 96(2), 1990: p. 191-204.
49. Priya Sreedharan , P.H., Comparison of Chiller Models for Use in Model-Based Fault Detection. 2001.
50. Jonsson, G.a.P., O, An application of extended kalman filtering to heat exchanger models. *The AMSE transaction, Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control*, 116, 257-264., 1994.
51. Szargut, M.y.S., *Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes*. 1998.
52. Valero, A.L., M.A, Guallar,J. , *Teoría del Coste Exergético I Conceptos Básicos*. 1989: p. 24.
53. Frangopoulos, C.A., Application of thermoeconomic Functional Analysis to the CGAM Problem. *Energy*, 1990. 19, No.13.
54. Valero, A.y.o., Structural Theory and thermoeconomic Diagnosis, Part II: Application to an actual power Plant Energy conversion and Management, 2002. 43: p. 1503-1518.
55. Valero, A.y.o., Structural Theory and thermoeconomic Diagnosis, Part III: Intrinsic and Induced Malfunctions. *Energy Conversion and Management*, 2002. 43: p. 1503-1518.
56. Valero, A.y.o., Structural Theory and thermoeconomic Diagnosis, Part I: On Malfunction and Disfunction Analysis. *Energy Conversion and Management*, 2002. 43: p. 1503-1518.
57. 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.
58. Tsatsaronis, Thermoeconomics Analysis of a Combined Cycle Power Plant, in *Research Project 2029-8, Final Report*. 1986, Electric Power Research Institute: Palo Alto, Ca, USA. p. .
59. Tsatsaronis, G., A Review of Exergoeconomic Methodologies. *Second Law Analysis of Thermal Systems*. . 1987: ASME Book 100236. 81-87.
60. Tsatsaronis, G.W., M. , Exergoeconomic Analysis and Evaluation of Energy Conversion Plants. *Energy*,, 1985. vol. 10: p. 64-94.
61. Valero, A.L., M.A, Guallar,J., El punto de Encuentro entre la Termodinámica y la Economía. *Jornada sobre Economía y Ciencias de la Naturaleza*, Madrid, 1997.
62. Valero, M.M .y .A., La valoración económica en base exergética, in *Revista Ingeniería Química. España*. 1990. p. 167-171.
63. Valero, A., *Termoeconomía*.

64. Frangopoulos, C.A., *Optimization of Synthesis- Design- Operation of the Cogeneration System by the Intelligent Functional Approach*. 1983, Georgia Institute of Technology: Atlanta.
65. von Spakovsky, M., R.B.E., *The analysis and design of energy systems: Thermodynamic analysis of industrial processes*. ASME, 1989. Vol 10.3.
66. von Spakovsky, M., R.B.E., *Engineering Functional Analysis - part I*. transactions of the ASME, 1993. 115, June 1993: p. 86 - 92.
67. von Spakovsky, M., R.B.E., *Engineering Functional Analysis - Part II*. Journal of Energy Resources Technology, 1993. June 1993 Vol 115.
68. Tsatsaronis, G.A.W., M., *Thermoeconomics Analysis of Power Plant*, in Research Project 2029-8, Final Report. 1984, Electric Power Research Institute: Palo Alto, Ca, USA.
69. Tsatsaronis, G.A.W., *Thermoeconomics Analysis of a Texaco-Based Integrated Gasification-Combined Cycle Power Plant*, in Research Project 2029-8, Final Report. 1986, Electric Power Research Institute: Palo Alto, Ca, USA.
70. Valero, A.L., M.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: p. 1-21.
71. ASHRAE HANDBOOK. 1993.
72. El - Sayed, Y.M.A.J.A., *Aplication of the thermoeconomic Approach to the Analysis and Optimization of a Vapor - Compression Desalting System*. Journal of engineering for power, 1970: p. 17-26.
73. El - Sayed, Y.M.R.B.E., *Thermoeconomics and design of heat systems*. journal of engineering for power, 1970: p. 27-35.
74. Tribus, M.E.-S., Y.M. , *Thermoeconomic Analysis of and Industrial Process*. . 1980.
75. Spakovsky, V.M., R.B. Evans, *The analysis and design of energy systems: Thermodynamic analysis of industrial processes*. ASME, 1989. Vol 10.3.
76. Spakovsky, V.M., R.B. Evans, *Engineering Functional Analysis - part I*. Transactions of the ASME, 1993. 115, June 1993: p. 86 - 92.
77. Spakovsky, V.M., R.B. Evans, *Engineering Functional Analysis - Part II*. Journal of Energy Resources Technology, 1993. June 1993 Vol 115.
78. J.L Gomez Ribelles, M.M.P., *Termodinamica, Análisis Exergetico*, ed. E. Reberte. 167.
79. 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.
80. M.A.Lozano, M.R.v.S., A. Valero. *Diagnostic Analysis of a PFBC Power Plant Using a Thermoeconomic Methodology*. in Thermodynamic Analysis and Improvement of Energy Systems (TAIES 97). 1997. Beijing, China.
81. Valero Capilla Antonio, T.C.C., *Curso de doctorado Termoeconomía*. 2001: Universidad de Zaragoza, Departamento Ingeniería Mecánica.
82. 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.
83. Kotas, T.L., *The exergy method of Thermal Power Plants Analysis*, ed. Ed. Anchon Brendon. 1985, Londres.
84. Y.M.El - Sayed, A.J.A., *aplication of the thermoeconomic Approach to the Analysis and Optimization of a Vapor - Compression Desalting System*. journal of engineering for power, 1970: p. 17-26.
85. Serra. L.M, *Optimización Exergoeconómica de Sistemas Térmicos*, in Departamento de Ingeniería Mecánica. 1994, Universidad de Zaragoza. España.

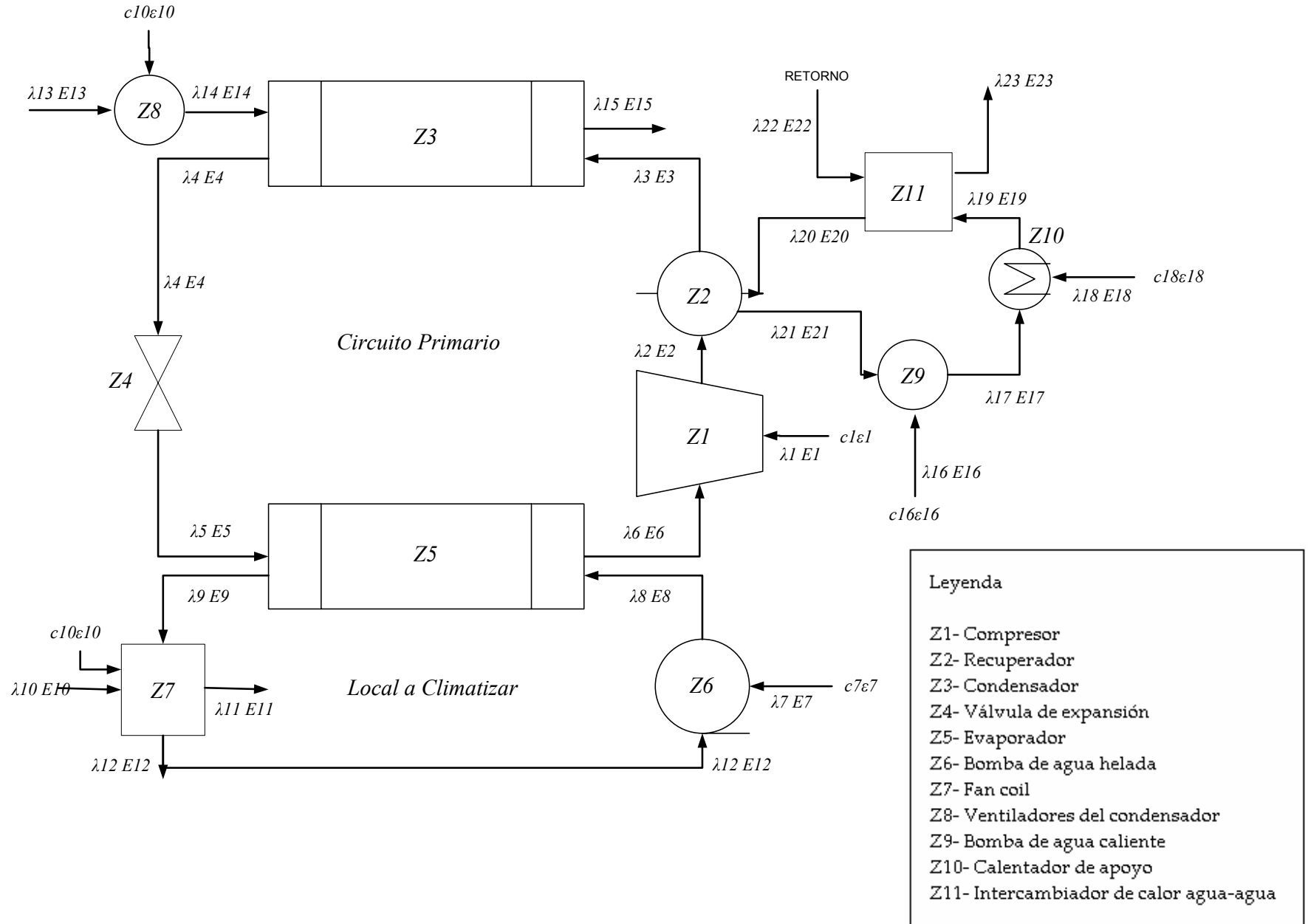
86. Torres, C., *Exergoeconomía Simbólica*, in Departamento ingeniería Mecánica. 1991, Universidad de Zaragoza: España.
87. Subair, S.M., *Thermoeconomic Considerations in the Design and Rating of Two-Phase Heat Exchangers*. *Energy conversion and management*, 1997.
88. J, K.T., *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. 1985. 296.
89. Medrano, M.N., Miguel, Exergy and Structural Analysis of an Absorption Cooling Cycle and the Effect of Efficiency Parameters. *International Journal of Thermodynamics*, 2005. vol.8(1301-9724): p. 191-198.
90. Lu, L.W.C., *Aplicación de AG para la selección óptima de chiller en sistemas HVAC*, in 13th Int. Conference on Process Control. 2001, School of EEE, Nanyang Technological University,: Slovakia.
91. Lu, L.W.C., *Application of Genetic Algorithms for Optimization of Condenser Water Loop in HVAC Systems*. 2001, School of Electrical and Electronic Engineering, Nanyang Technological University: Singapore.
92. Alcalá, R.C., O; Herrera, F, *Algoritmos Genéticos para el Ajuste de Parámetros y Selección de Reglas en el Control Difuso de un Sistema de Climatización HVAC para Grandes Edificios*. 2001.
93. Nassif, N.K., S, Sabourin, R. . *Evolutionary Algorithms for Multi-Objective Optimization in HVAC System Control Strategy*. 2004: École de technologie supérieure École de technologie supérieure Montréal, Canada
94. Chow, T.T.Z., L. *Global optimization of absorption chiller system by genetic algorithm and neural network*. in Seventh International IBPSA Conference. 2001. Rio de Janeiro, Brazil.
95. ASHRAE, *Thermophysical Properties of Refrigerants*. 2001.
96. Pérez-Segarra, C.D., *Modeling and numerical simulation of the thermal and fluid dynamic behavior of hermetic reciprocating compressors*. *International Journal of Heating, Ventilating, Air-Conditioning and Refrigerating Research (USA)*,9,(2), 2003: p. 215-236.
97. Rigola, J. *Numerical Study and Experimental Validation of a Complete Vapour Compression Refrigerating Cycle*. in International Refrigeration Conference. 1998.
98. Matlab, *Matlab* 2005.
99. ASHRAE, F.H.S., *HVAC Systems and Equipment*. 1992: Atlanta.
100. FRIOCLIMA, *Air cooled screw water chillers*, C. técnico, Editor. 2004.
101. Holman, J.D., *Heat transfer*. 5th ed ed. 1981, McGraw-Hill, New York.
102. Incropera, *Fundamentals of Heating and Mass Transfer*.
103. Kern, D.Q.a.A.D.K., *Extended surface heat transfer*. 1972, McGraw-Hill, New York.
104. Perry, R.H.C., C.H and Kirkpatrick, S.D, *Chemical Engineers Handbook*. 4th ed. 1963: McGraw-Hill Book Company.
105. COOLPACK, *A collection of simulations tools for refrigeration*. 2000, Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark: Denmark.
106. DuPont, *Thermodynamics properties of DuPont Freon 22 (R22) Refrigerant*. 2005: p. p 20.
107. Norton, P., *Nacional Renewable Energy Laboratory*. 1999: p. 86.
108. ASHRAE, e., *Handbook, Fundamentals*. SI Edition ed. 1997.
109. Freeman, J.S., D., *Redes Neuronales: Algoritmos, aplicaciones y técnicas de programación*. Addison-Wesley/Díaz de Santos, 1993: p. 93-132.
110. Gil, S.E.M., *Programación de la generación de corto plazo en sistemas hidrotérmicos usando algoritmos genéticos*, in Departamento de Electricidad. 2001, Universidad Técnica Federico Santa María: Valparaíso. p. 142.

111. Larrañaga, P.I., I ; Moujahid. A, *Algoritmos Genéticos*, Departamento de Ciencias de la Computación e Inteligencia Artificial. Universidad del país Vasco-Euskal Herriko Univertsitatea. p. 34.
112. Kirkpatrick, S.G.C.D.V.M.P., *Optimization by Simulated Annealing*, in *Science*. 1983. p. 671-680.
113. Goldberg, D.E., *Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning*. Addison Wesley, 1989.
114. Larrañaga, P.L., J. A, *Estimation of Distribution Algorithms. A New Tool for Evolutionary Computation*. 2002, Kluwer Academic Publisher.
115. Rechenberg, I., *Evolutions strategien Optimierung Technischer Systeme nach Principien der Biologischen Information*. Friedrich Frommann Verlag, 1973.
116. Koza, J.R., *Genetic Programming*, M. Press, Editor. 1992.
117. Hansen, P.M.N., *Variable neighborhood search. Principles and applications*. *European Journal of Operational Research*, 2001.
118. Glover, F.L.M., *Tabu Search*, K.A. Publisher, Editor. 1997.
119. *Chemical Engineering, Economic Indicators*. 2007.
120. Perry, R.H.G., Don. W *Chemical Engineers Handbook*. 4 th ed. 1999: McGraw-Hill Book Company.
121. Timmerhaus, K.D.P., Max. S, *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*. Fourth ed. 1991, University of Colorado: McGraw Hill.
122. Whitley, D., *A Genetic Algorithm Tutorial*. 1993, State University: Colorado.
123. Matche. *Costos de equipos*. <http://www.matche.com/>. 2007(noviembre 27).

Anexos

ANEXOS

ANEXO A: Esquema de la instalación total



ANEXO B:

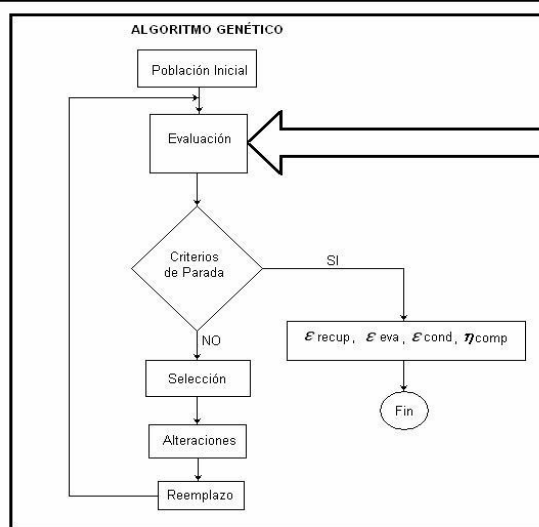
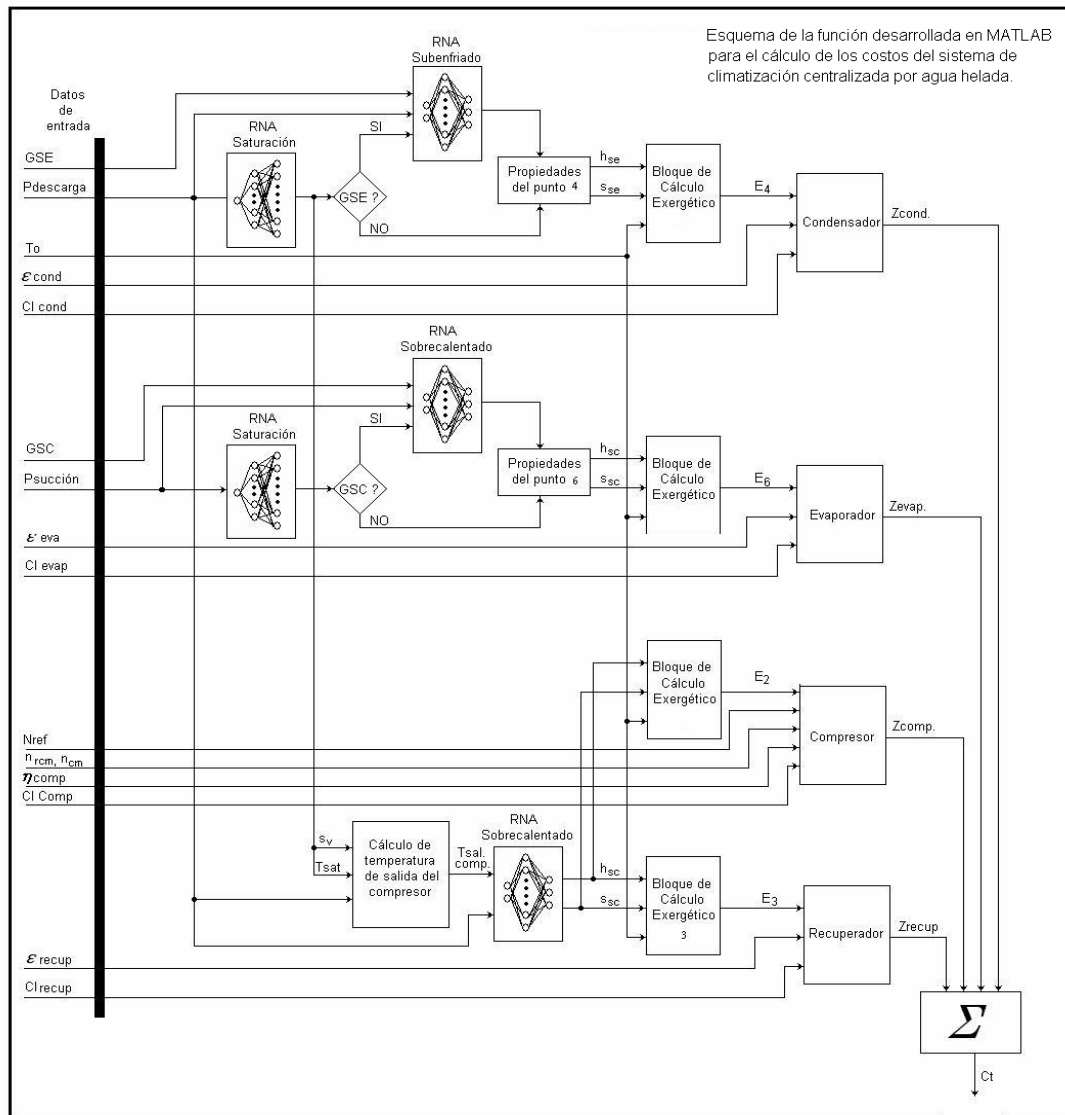
Tabla 1: Resultados del modelo en la validación.

RNA			Tablas	AG		% Error
P (kPa)	Tsat (°C)	s (kJ/KgK)	Tsal. Comp	X	Tsal Comp. (Empleando AG)	
1195.7	30.123	1.790	59.509	28.65	58.77	1.24
1334	34.388	1.835	84.664	50.17	84.56	0.1228
1533.5	39.998	1.774	66.778	24.21	64.208	3.85
1579.9	41.228	1.774	68.59	24.82	66.048	3.706
1947.1	50.108	1.753	72.907	22.36	72.468	0.602

Tabla 2: Validación de los resultados de la RNA

Ptos.	RNA			Tablas del Fabricante		
	h (kJ/Kg)	s (kJ/KgK)	ve (m ³ /kg)	h (kJ/Kg)	s (kJ/KgK)	ve (m ³ /kg)
1	255.3308	1.1674	9.02e-4	256.364	1.187	9.02e-4
2	255.3308	1.2037	0.0139	256.364	1.208	0.0140
3	407.2010	1.7712	0.0506	407.491	1.7653	0.051294
4	446.0873	1.7712	0.0143	442.432	1.7653	0.015070

ANEXO C



Economic Indicators

2005 2006 2007

DOWNLOAD THE **CEPCI** TWO WEEKS SOONER AT WWW.CHE.COM/INDEX

CHEMICAL ENGINEERING PLANT COST INDEX (CEPCI)

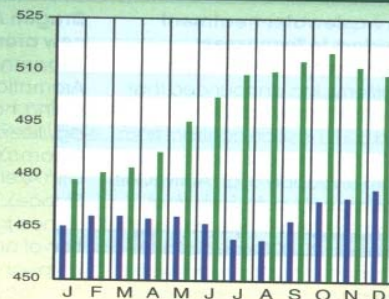
(1957-59 = 100)

CE INDEX

	Dec. '06 Prelim.	Nov. '06 Final	Dec. '05 Final
Equipment	509.2	511.4	476.4
Heat exchangers & tanks	602.1	605.4	555.3
Process machinery	555.9	565.9	522.5
Pipe, valves & fittings	575.7	558.2	528.0
Process instruments	728.8	735.6	647.9
Pumps & compressors	432.4	432.6	387.4
Electrical equipment	803.8	795.7	761.0
Structural supports & misc.	417.4	418.0	384.1
Construction labor	631.8	639.4	594.4
Buildings	311.8	311.7	306.3
Engineering & supervision	468.2	467.8	454.6
	350.6	351.3	346.3

Annual Index:

1998 = 389.5
1999 = 390.6
2000 = 394.1
2001 = 394.3
2002 = 395.6
2003 = 402.0
2004 = 444.2
2005 = 468.2



CURRENT BUSINESS INDICATORS

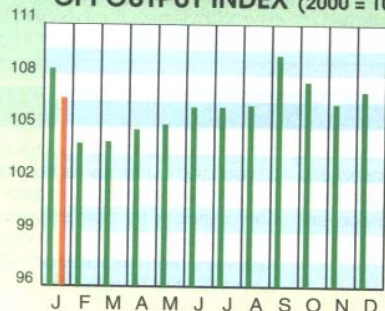
LATEST

PREVIOUS

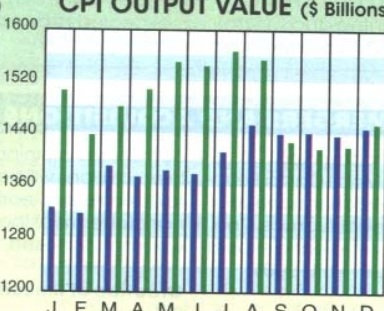
YEAR AGO

CPI output index (2000 = 100) ¹	Jan. '07 = 106.7	Dec. '06 = 107.1	Nov. '06 = 106.4	Jan. '06 = 108.4
CPI value of output, \$ billions	Dec. '06 = 1,456.2	Nov. '06 = 1,422.3	Oct. '06 = 1,419.4	Dec. '05 = 1,450.1
CPI operating rate ² , %	Jan. '07 = 81.0	Dec. '06 = 81.4	Nov. '06 = 81.0	Jan. '06 = 83.1
Construction cost index (1967 = 100)	Feb. '07 = 733.6	Jan. '07 = 733.6	Dec. '06 = 734.3	Feb. '06 = 715.8
Producer prices, industrial chemicals (1982 = 100)	Jan. '07 = 211.2	Dec. '06 = 213.5	Nov. '06 = 211.9	Jan. '06 = 206.4
Index of industrial activity (1992 = 100)	Feb. 3, '07 = 293.3	Jan. 27, '07 = 293.2	Jan. 20, '07 = 292.1	Feb. 4, '06 = 270.0
Hourly earnings index, chemical & allied products (1992 = 100)	Jan. '07 = 143.8	Dec. '06 = 145.1	Nov. '06 = 143.1	Jan. '06 = 145.8
Productivity index, chemicals & allied products (1992 = 100)	Jan. '07 = 132.8	Dec. '06 = 131.8	Nov. '06 = 131.9	Jan. '06 = 128.2

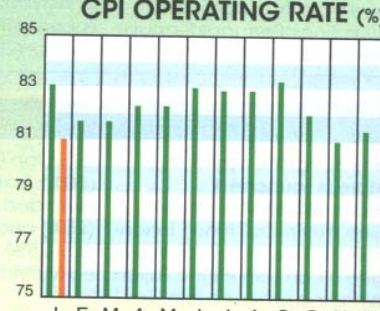
CPI OUTPUT INDEX (2000 = 100)



CPI OUTPUT VALUE (\$ Billions)



CPI OPERATING RATE (%)



Current business indicators provided by DRI-WEFA, Lexington, Mass.

VATAVUK AIR POLLUTION CONTROL COST INDEXES (VAPCCI) (1st Quarter 1994 = 100.0)

CONTROL DEVICE	2004 Avg. ¹	2005 Avg.	4th Q 2005	1st Q 2006	2nd Q 2006	3rd Q 2006
Carbon adsorbers	135.9	149.1	152.1	154.9	157.4	162.1
Catalytic incinerators	148.6	167.9	177.1	188.1	211.9	218.3
Electrostatic precipitators	124.0	132.1	132.6	134.5	137.1	143.2
Flares	134.2	150.1	150.7	152.8	155.7	160.4
Gas absorbers	121.8	128.2	131.7	133.9	134.3	136.1
Refrigeration systems	119.6	128.9	130.2	131.9	134.9	139.0
Regenerative thermal oxidizers	124.0	131.6	132.9	134.3	135.9	138.8
Thermal incinerators	121.9	133.2	135.0	137.0	141.1	147.5
Wet scrubbers	144.0	157.2	158.6	160.1	162.8	167.8

1. Effective fourth quarter 2003, the Bureau of Labor Statistics (BLS) converted all of the Producer Price Indexes (PPI's) from the Standard Industrial Classification (SIC) to the North American Industrial Classification System (NAICS). During this conversion, many PPI's were abolished — among them most of the PPI's that had been key inputs to the VAPCCI's. As a consequence, substitute PPI inputs had to be found. The VAPCCI's for fourth quarter 2003 and subsequent quarters reflect these substitutions.

2. All third-quarter 2006 indexes are preliminary.

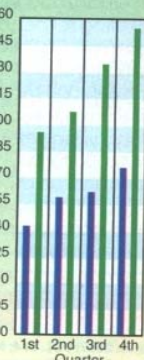
MARSHALL & SWIFT EQUIPMENT COST INDEX

(1926 = 100)

	4th Q 2006	3rd Q 2006	4th Q 2005
M & S INDEX	1,353.8	1,333.4	1,274.8
Process industries, average	1,399.2	1,378.3	1,313.4
Cement	1,385.8	1,368.4	1,307.1
Chemicals	1,374.1	1,353.9	1,291.3
Clay products	1,367.6	1,349.1	1,287.4
Glass	1,299.5	1,280.6	1,216.1
Paint	1,404.6	1,384.8	1,319.0
Paper	1,324.2	1,308.4	1,253.3
Petroleum products	1,486.3	1,460.4	1,382.6
Rubber	1,449.4	1,428.4	1,372.1
Related industries			
Electrical power	1,310.1	1,284.4	1,185.4
Mining, milling	1,413.5	1,402.1	1,341.2
Refrigeration	1,638.5	1,613.3	1,538.3
Steam power	1,359.8	1,334.7	1,262.8

Annual Index:

1999 = 1,068.3	2001 = 1,093.9	2003 = 1,123.6	2005 = 1,244.5
2000 = 1,089.0	2002 = 1,104.2	2004 = 1,178.5	2006 = 1,302.3



DOWNLOAD THE **CEPCI** TWO WEEKS SOONER AT WWW.CHE.COM/INDEX

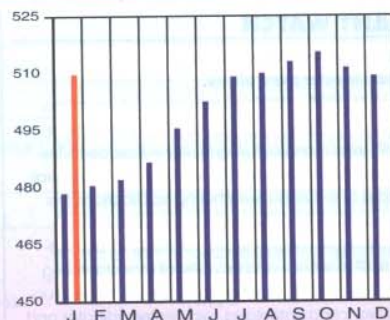
CHEMICAL ENGINEERING PLANT COST INDEX (CEPCI)

(1957-59 = 100)

	Jan.'07 Prelim.	Dec.'06 Final	Jan.'06 Final
CE INDEX	509.8	509.2	478.6
Equipment	602.8	602.1	558.8
Heat exchangers & tanks	556.9	555.8	523.9
Process machinery	586.1	575.7	533.4
Pipe, valves & fittings	724.9	728.8	655.9
Process instruments	428.1	432.6	388.5
Pumps & compressors	805.4	803.8	766.2
Electrical equipment	419.4	417.4	385.3
Structural supports & misc.	631.3	631.8	598.4
Construction labor	311.5	311.9	304.3
Buildings	471.0	468.2	459.8
Engineering & supervision	352.0	350.6	346.6

Annual Index:

1999 = 390.6
2000 = 394.1
2001 = 394.3
2002 = 395.6
2003 = 402.0
2004 = 444.2
2005 = 468.2
2006 = 499.6



CURRENT BUSINESS INDICATORS

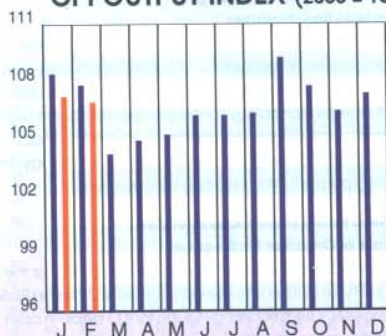
LATEST

PREVIOUS

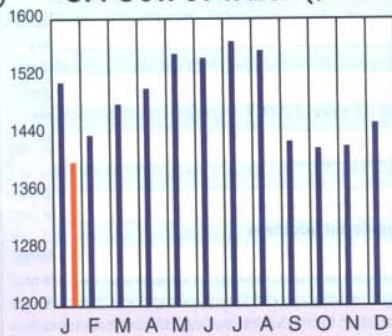
YEAR AGO

CPI output index (2000 = 100) ¹	Feb.'07 = 106.9	Jan.'07 = 107.2	Dec.'06 = 107.3	Feb.'06 = 107.8
CPI value of output, \$ billions	Jan.'07 = 1,410.1	Dec.'06 = 1,454.8	Nov.'06 = 1,422.3	Jan.'06 = 1,512.0
CPI operating rate ² , %	Feb.'07 = 81.1	Jan.'07 = 81.5	Dec.'06 = 81.5	Feb.'06 = 82.6
Construction cost index (1967 = 100)	Mar.'07 = 731.4	Feb.'07 = 733.6	Jan.'07 = 733.6	Mar.'06 = 716.1
Producer prices, industrial chemicals (1982 = 100)	Feb.'07 = 214.3	Jan.'07 = 211.2	Dec.'06 = 213.5	Feb.'06 = 206.1
Index of industrial activity (1992 = 100)	Mar.'07 = 292.8	Feb.'07 = 293.7	Feb.'07 = 293.7	Mar.'06 = 269.8
Hourly earnings index, chemical & allied products (1992 = 100)	Feb.'07 = 143.0	Jan.'07 = 143.6	Dec.'06 = 145.0	Feb.'06 = 145.6
Productivity index, chemicals & allied products (1992 = 100)	Feb.'07 = 132.8	Jan.'07 = 133.0	Dec.'06 = 132.9	Feb.'06 = 127.6

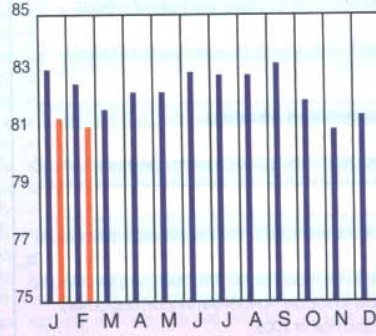
CPI OUTPUT INDEX (2000 = 100)



CPI OUTPUT VALUE (\$ Billions)



CPI OPERATING RATE (%)



Current business indicators provided by DRI-WEFA, Lexington, Mass.

VATAVUK AIR POLLUTION CONTROL COST INDEXES (VAPCCI) (1st Quarter 1994 = 100.0)

CONTROL DEVICE	2004 Avg. ¹	2005 Avg.	4th Q 2005	1st Q 2006	2nd Q 2006	3rd Q 2006
Carbon adsorbers	135.9	149.1	152.1	154.9	157.4	162.1
Catalytic incinerators	148.6	167.9	177.1	188.1	211.9	218.3
Electrostatic precipitators	124.0	132.1	132.6	134.5	137.1	143.2
Flares	134.2	150.1	150.7	152.8	155.7	160.4
Gas absorbers	121.8	128.2	131.7	133.9	134.3	136.1
Refrigeration systems	119.6	128.9	130.2	131.9	134.9	139.0
Regenerative thermal oxidizers	124.0	131.6	132.9	134.3	135.9	138.8
Thermal incinerators	121.9	133.2	135.0	137.0	141.1	147.5
Wet scrubbers	144.0	157.2	158.6	160.1	162.8	167.8

1. Effective fourth quarter 2003, the Bureau of Labor Statistics (BLS) converted all of the Producer Price Indexes (PPI's) from the Standard Industrial Classification (SIC) to the North American Industrial Classification System (NAICS). During this conversion, many PPI's were abolished — among them most of the PPI's that had been key inputs to the VAPCCI's. As a consequence, substitute PPI inputs had to be found. The VAPCCI's for fourth quarter 2003 and subsequent quarters reflect these substitutions.

2. All third-quarter 2006 indexes are preliminary.

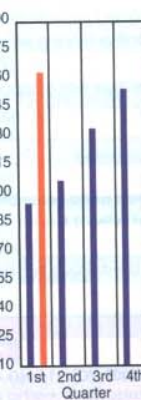
MARSHALL & SWIFT EQUIPMENT COST INDEX

(1926 = 100)

	1st Q 2007	4th Q 2006	1st Q 2006
M & S INDEX	1,362.7	1,353.8	1,294.6
Process industries, average	1,410.0	1,399.2	1,334.4
Cement	1,398.8	1,385.8	1,329.2
Chemicals	1,384.9	1,374.1	1,310.4
Clay products	1,378.1	1,367.6	1,310.4
Glass	1,309.5	1,299.5	1,237.7
Paint	1,414.2	1,404.6	1,339.9
Paper	1,331.6	1,324.2	1,270.6
Petroleum products	1,497.9	1,486.3	1,410.3
Rubber	1,463.1	1,449.4	1,390.1
Related industries			
Electrical power	1,319.5	1,310.1	1,219.2
Mining, milling	1,427.7	1,413.5	1,368.4
Refrigeration	1,648.2	1,638.5	1,562.4
Steam power	1,369.1	1,359.8	1,285.3

Annual Index:

1999 = 1,068.3 2001 = 1,093.9 2003 = 1,123.6 2005 = 1,244.5
2000 = 1,089.0 2002 = 1,104.2 2004 = 1,178.5 2006 = 1,302.3



DOWNLOAD THE **CEPCI** TWO WEEKS SOONER AT WWW.CHE.COM/INDEX

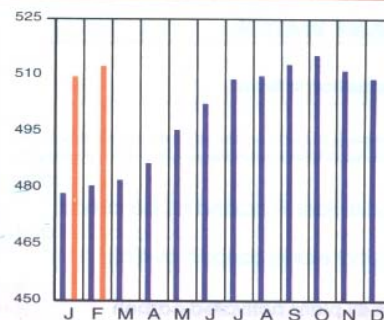
CHEMICAL ENGINEERING PLANT COST INDEX (CEPCI)

(1957-59 = 100)

CE INDEX

	Feb.'07 Prelim.	Jan.'07 Final	Feb.'06 Final
Equipment	512.5	509.7	480.7
Heat exchangers & tanks	605.7	602.8	561.7
Process machinery	564.7	556.9	524.6
Pipe, valves & fittings	589.5	586.1	533.6
Process instruments	713.8	724.9	662.5
Pumps & compressors	425.6	428.3	391.9
Electrical equipment	821.5	805.4	771.5
Structural supports & misc	419.1	419.4	386.2
Construction labor	640.5	631.3	604.7
Buildings	310.5	310.8	303.6
Engineering & supervision	473.2	471.0	460.3
	361.4	352.0	349.6

Annual Index:
1999 = 390.6
2000 = 394.1
2001 = 394.3
2002 = 395.6
2003 = 402.0
2004 = 444.2
2005 = 468.2
2006 = 499.6



CURRENT BUSINESS INDICATORS

LATEST

PREVIOUS

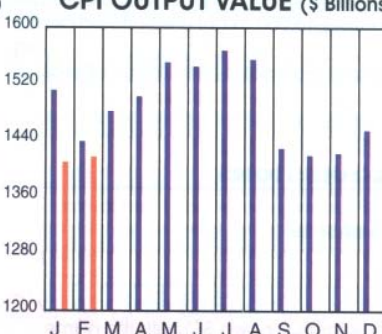
YEAR AGO

CPI output index (2000 = 100) ¹	Mar.'07 = 107.9	Feb.'07 = 107.0	Jan.'07 = 107.5	Mar.'06 = 107.8
CPI value of output, \$ billions	Feb.'07 = 1,417.1	Jan.'07 = 1,409.6	Dec.'06 = 1,454.8	Feb.'06 = 1,438.5
CPI operating rate ² , %	Mar.'07 = 81.8	Feb.'07 = 81.2	Jan.'07 = 81.6	Mar.'06 = 82.5
Construction cost index (1967 = 100)	Apr.'07 = 732.2	Mar.'07 = 731.4	Feb.'07 = 733.6	Apr.'06 = 716.4
Producer prices, industrial chemicals (1982 = 100)	Mar.'07 = 216.0	Feb.'07 = 214.3	Jan.'07 = 211.2	Mar.'06 = 206.1
Index of industrial activity (1992 = 100)	Mar. 31, '07 = 291.9	Mar. 24, '07 = 291.6	Mar. 17, '07 = 291.4	Apr. 1, '06 = 270.4
Hourly earnings index, chemical & allied products (1992 = 100)	Mar.'07 = 142.2	Feb.'07 = 142.4	Jan.'07 = 143.6	Mar.'06 = 143.5
Productivity index, chemicals & allied products (1992 = 100)	Mar.'07 = 132.9	Feb.'07 = 132.7	Jan.'07 = 132.6	Mar.'06 = 128.4

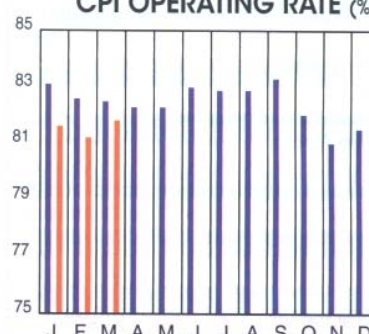
CPI OUTPUT INDEX (2000 = 100)



CPI OUTPUT VALUE (\$ Billions)



CPI OPERATING RATE (%)



Current business indicators provided by DRI-WEFA, Lexington, Mass.

VATAVUK AIR POLLUTION CONTROL COST INDEXES (VAPCCI) (1st Quarter 1994 = 100.0)

CONTROL DEVICE	2004 Avg. ¹	2005 Avg.	2006 2nd Q	2006 3rd Q	2006 4th Q	2007 1st Q
Carbon adsorbers	135.9	149.1	157.4	162.1	163.0	161.8
Catalytic incinerators	148.6	167.9	211.9	217.4	218.4	219.6
Electrostatic precipitators	124.0	132.1	137.1	143.5	142.8	142.9
Flares	134.2	150.1	155.7	160.1	161.7	161.4
Gas absorbers	121.8	128.2	134.3	135.8	135.5	136.4
Refrigeration systems	119.6	128.9	134.9	138.3	139.7	142.0
Regenerative thermal oxidizers	124.0	131.6	135.9	139.0	139.7	141.5
Thermal incinerators	121.9	133.2	141.1	146.4	147.7	149.4
Wet scrubbers	144.0	157.2	162.8	167.6	169.1	170.3

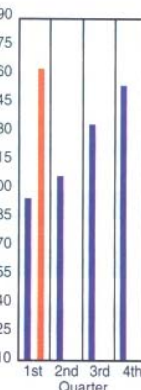
1. Effective fourth quarter 2003, the Bureau of Labor Statistics (BLS) converted all of the Producer Price Indexes (PPI's) from the Standard Industrial Classification (SIC) to the North American Industrial Classification System (NAICS). During this conversion, many PPI's were abolished—among them most of the PPI's that had been key inputs to the VAPCCI's. As a consequence, substitute PPI inputs had to be found. The VAPCCI's for fourth quarter 2003 and subsequent quarters reflect these substitutions.

2. All fourth quarter 2006 and first quarter 2007 indexes are preliminary.

MARSHALL & SWIFT EQUIPMENT COST INDEX

(1926 = 100)

	1st Q 2007	4th Q 2006	1st Q 2006
M & S INDEX	1,362.7	1,353.8	1,294.6
Process industries, average	1,410.0	1,399.2	1,334.4
Cement	1,398.8	1,385.8	1,329.2
Chemicals	1,384.9	1,374.1	1,310.4
Clay products	1,378.1	1,367.6	1,310.4
Glass	1,309.5	1,299.5	1,237.7
Paint	1,414.2	1,404.6	1,339.9
Paper	1,331.6	1,324.2	1,270.6
Petroleum products	1,497.9	1,486.3	1,410.3
Rubber	1,463.1	1,449.4	1,390.1
Related industries			
Electrical power	1,319.5	1,310.1	1,219.2
Mining, milling	1,427.7	1,413.5	1,368.4
Refrigeration	1,648.2	1,638.5	1,562.4
Steam power	1,369.1	1,359.8	1,285.3



Annual Index:

1999 = 1,068.3	2001 = 1,093.9	2003 = 1,123.6	2005 = 1,244.5
2000 = 1,089.0	2002 = 1,104.2	2004 = 1,178.5	2006 = 1,302.3