

**ESTUDIO DE CASOS DE OPTIMIZACIÓN EXERGETICA DE SISTEMAS DE
REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO**

**CARLOS ROMERO TOSCANO
CARLOS ALFONSO BUELVAS**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MECATRONICA
CARTAGENA D. T Y C.**

2011

**ESTUDIOS DE CASOS DE OPTIMIZACIÓN EXERGETICA DE SISTEMAS DE
REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO**

**CARLOS ROMERO TOSCANO
CARLOS ALFONSO BUELVAS**

**Monografía de Grado del Minor Uso Racional de la Energía, presentada como
requisito para optar el título de Ingeniero Mecánico y Mecatronico**

**Director:
ME, M.Sc. JUAN FAJARDO CUADRO**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MECATRONICA
CARTAGENA D. T Y C.**

2011

CARTAGENA D .T. y C, 25 de Marzo de 2011

Señores

**Programa de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica
Universidad Tecnológica de Bolívar**

Ciudad.

Apreciados señores:

Hago constar que siendo director de la Monografía “**ESTUDIO DE CASOS DE OPTIMIZACIÓN EXERGETICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO**”, de los estudiantes Carlos Alfonso Buelvas y Carlos Andrés Romero Toscano, estoy de acuerdo con los objetivos y alcances obtenidos en la monografía

Cordialmente,

Juan Fajardo Cuadro

Ingeniero Mecánico

M.Sc. Ing. Mecánica

CARTAGENA D .T. y C, 25 de Marzo de 2011

Señores

**Programa de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica
Universidad Tecnológica de Bolívar**

Ciudad.

Apreciados señores:

Nos permitimos hacer entrega formal de la Monografía titulada “**ESTUDIO DE CASOS DE OPTIMIZACIÓN EXERGETICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO**”, Como requisito necesario para obtener el título de Ingeniero Mecánico y Mecatronico.

Cordialmente,

**Carlos Alfonso Buelvas
C.C 1, 128, 063, 728**

**Carlos A. Romero Toscano
C.C 1, 104, 865, 739**

Nota de Aceptación

Presidente del Jurado

Jurado

Jurado

Cartagena de Indias D. T. y C., Marzo de 2011

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCION.....	9
OBJETIVOS.....	11
1. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO.....	12
1.1 REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	14
1.2 REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.....	16
2. CONCEPTOS TERMODINÁMICOS.....	18
2.1 PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA.....	18
2.2 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA.....	19
3. EXERGÍA.....	23
3.1 EXERGÍA TERMOMECAÁNICA.....	24
3.2 ECUACIÓN DE BALANCE EXERGÉTICO.....	27
3.3 BALANCE EXERGÉTICO EN UN VOLUMEN DE CONTROL.....	29
3.4 RENDIMIENTO EXERGÉTICO.....	33

3.5	METODOLOGÍA PARA EL ANÁLISIS EXERGÉTICO.....	35
3.5.1	Descripción del Sistema.....	36
3.5.2	Especificación de los Volúmenes de Control.....	36
3.5.3	Ambiente de Referencia del Sistema. Estado. Muerto.....	36
3.5.4	Simplificaciones.....	37
3.5.5	Balance de Energía, Materia y Exergía.....	38
3.5.6	Análisis Exergético y Diagrama de Flujo Exergético.....	38
3.5.7	Eficiencia Exergético y Sumideros de Exergía.....	39
4.	ESTUDIO DE CASOS.....	40
4.1	ANÁLISIS EXERGÉTICO DE UN CICLO ABIERTO DE REFRIGERACIÓN CON DESHIDRATACIÓN.....	40
4.1.1	Análisis Energético.....	43
4.1.2	Análisis Exergético.....	45
4.1.3	Análisis de Resultados.....	51
4.2	ANÁLISIS EXERGÉTICO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	56
4.2.1	Análisis Exergético.....	59
4.2.2	Análisis de Resultados.....	62
4.3	ANÁLISIS EXERGÉTICO DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN POR AGUA HELADA.....	69
4.3.1	Análisis Energético.....	72
4.3.2	Análisis Exergético.....	74
4.3.3	Análisis de Resultados.....	74

4.4 ANÁLISIS EXERGÉTICO DE UN SISTEMA DE ABSORCIÓN BROMURO DE LITIO/AGUA.....	76
4.4.1 Descripción del Sistema de Absorción.....	77
4.4.2 Análisis Termodinámico.....	78
4.4.3 Análisis de Resultados.....	84
4.4.4 Conclusiones.....	90
4.5 ANÁLISIS EXERGÉTICO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE CO2 TRANSCRITICO BASADO EN DATOS EXPERIMENTALES.....	91
4.5.1 Descripción del Sistema Transcritico.....	94
4.5.2 Análisis Exergético.....	96
4.5.3 Análisis de Resultados.....	99
4.5.4 Conclusiones.....	112
4.6 ANÁLISIS EXERGÉTICO DE UN SISTEMA FLEXIBLE DE AIRE ACONDICIONADO CON DESHIDRATACIÓN.....	113
4.6.1 Sistema de Acondicionamiento de aire con deshidratación.....	116
4.6.2 Resultados.....	120
4.6.3 Análisis Exergético de la Instalación.....	121
4.6.4 Variación del Caudal de Regeneración.....	123
4.6.5 Análisis de Resultados.....	126
5. ANÁLISIS DE ESTUDIO DE CASOS.....	128
6. CONCLUSIONES.....	131
BIBLIOGRAFÍA.....	134

INTRODUCCION

Un sistema de acondicionamiento de aire diseñado correctamente, debe estar enfocado al ahorro energético. Para tal fin debe contar con equipos eficientes, uso de combustibles económicos o fuentes de energía alternativas y una indispensable operación correcta, mediante temperaturas, velocidad de distribución de fluidos, tiempos de utilización y sistemas de control óptimos. Además es de vital importancia, la aplicación de un adecuado aislamiento térmico y la mejora en la hermeticidad de las edificaciones, dado que ello implica equipos más pequeños con menor consumo energético durante toda la vida útil.

Hoy día, es necesario hacer frente al incesante aumento de consumo de energía debido a la escasez de fuentes y recursos renovables. Es por ello que se hace necesario crear una cultura de ahorro energético que permita hacer uso de los recursos existentes de la mejor forma posible. El campo de la refrigeración no es ajeno a ello. Debido a que los sistemas de acondicionamiento de aire constituyen el principal consumidor de energía en los edificios¹, es indispensable optimizar de la manera más eficiente posible estos sistemas. Existen diversos parámetros que deben estar claros a la hora de realizar un diseño o evaluación de este tipo, por ejemplo, es fundamental conocer la situación y condiciones en su real dimensión, como pueden ser, la cantidad a ahorrar y el volumen de los consumos, lo cual requiere una medición o evaluación objetiva de los procesos energéticos que intervengan, para así esbozar de manera más real y exacta las tecnologías o metodologías a emplear.

¹ Nestor Quadri, Conceptos básicos para el ahorro energético en instalaciones de aire acondicionado, pag 1.

Para realizar un completo estudio y posterior optimización del sistema, se debe analizar a fondo las distintas metodologías disponibles para ello, que podrían ser, por ejemplo agua fría o expansión directa, los tipos de condensación a agua o aire, etc., considerando el diseño de la instalación para la función a que va a ser utilizada. Debe tenerse en cuenta que instalar equipamientos más eficientes, adoptar aislamientos más eficaces, proyectar instalaciones que disipen menos energía o proveer instalaciones que recuperen energía, no debe verse como un gasto, sino más bien como una inversión que se verá reflejada en el porcentaje de ahorro que se logrará, a medida que pasa el tiempo según las metas de rentabilidad que se tengan.

A la hora de realizar la optimización energética a un sistema de aire acondicionado se puede ejecutar basándose en los diversos métodos de optimización, ya sea un análisis termodinámico del sistema (en base a la segunda ley), análisis del pinch point, mediante un estudio termo económico o teniendo como referencia el costo del ciclo de vida de los equipos. Por otro lado, y de gran utilidad, se encuentra el estudio exergético del sistema en general, el cual nos permite obtener una relación entre la energía generada y la energía consumida para tal fin o en otras palabras energía útil.

En la presente monografía se darán a conocer 6 casos de estudio, donde se emplea la metodología de análisis exergético en diferentes aplicaciones y sistemas de refrigeración y aire acondicionado, se evidenciarán los puntos menos eficientes o con mayor destrucción de exergía en un sistema térmico, y se realizará una síntesis teniendo en cuenta los resultados arrojados en dichos estudios, donde se podrá apreciar las acciones a tomar a la hora de optimizar sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

OBJETIVOS

General

Analizar mediante el estudio de casos aplicados, el uso del análisis exergético, para la optimización energética de sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

Específicos

- Identificar los elementos donde se presente la mayor destrucción de exergía y más bajo rendimiento exergético.
- Determinar las causas de las irreversibilidades o fuentes de destrucción de exergía en los equipos más críticos.
- Identificar acciones de mejora para disminuir las pérdidas de exergía en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado, para así contribuir al uso racional de la energía.

1. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Actualmente existe una gran dependencia de los sistemas termodinámicos de generación de frío para muchas aplicaciones tales como la conservación de alimentos, medicamentos, equipos y para el acondicionamiento de ambientes; es decir, que no solo consiste en generar frío, sino también como lo indica la palabra “acondicionar” un ambiente, trabajar sobre la temperatura, la calidad del aire y las condiciones de humedad.

Es importante mencionar el concepto brindado por la ASHRAE acerca del confort térmico, ya que es uno de los aspectos más importantes a tener en cuenta a la hora de acondicionar un espacio, en donde dice que es esa condición mental que expresa satisfacción con el ambiente térmico. El confort está influenciado por muchas variables. Se define confort cuando el 85% de las personas se sienten cómodas. Sin embargo, no existen parámetros de condiciones que den confort a todas las personas. En Colombia, la temperatura de confort recomendada para el verano se sitúa en 25°C, con un margen habitual de 1°C y la temperatura de confort recomendada para invierno es de 20°C, y suele variar entre 18 y 21°C según la utilización de las habitaciones², y he aquí una de las maneras de evaluar un diseño, dándonos cuenta de cuan reconfortante es estar en dicho espacio.

Otro de los aspectos fundamentales que giran en torno al acondicionamiento de aire, es la cantidad de combustible que se debe utilizar para producir determinadas condiciones de confort, y es un factor de vital importancia ya que implica directamente que tan rentable es un sistema, dependiendo del gasto por concepto de combustible; lo cual conduce a pensar en distintas alternativas para minimizar los gastos por este concepto. Es ahí donde entran a jugar otros factores como, la facilidad de consecución del mismo, el costo de este, cual sería el mas

² Tomado de: <http://www.si3ea.gov.co/Eure/6/inicio.html>

indicado dependiendo de la aplicación, la localización del lugar a acondicionar, entre otras cosas que hay que tener en cuenta a la hora de seleccionar la fuente de la energía para así lograr de manera equitativa un sistema eficiente pero al mismo tiempo de bajo costo. Sin embargo, tomar medidas respecto al combustible no es lo único que reduce los costos y el uso eficiente de la energía. Si se determina de manera precisa la carga térmica a la cual van a estar sometido los equipos del sistema, se puede obtener un sistema altamente eficiente ya que estaríamos entregando lo que necesitamos realmente, ya que muchos de los sistemas actuales pueden estar funcionando sobre la carga o bajo esta, lo cual no es económico.

Para determinar la carga térmica de un sistema de la manera más certera, hay que tener en cuenta varios factores, y realizar un cálculo termodinámico, de tal manera que se obtenga la carga aportada por cada uno de estos. Se deben tener muy presente las condiciones ambientales exteriores, de igual manera que los materiales de los cerramientos y el área superficial de los mismos, ya que estos determina que tanto calor podría transmitir el ambiente al interior y en donde las paredes o cerramientos juegan el papel de aislamiento o resistencia, de igual manera las ventanas, la luz que pasa a través de ellas constituye un aporte a la carga térmica a evacuar y tiene su metodología de cálculo dependiendo del tipo de ventana, de su espesor, material y del aislamiento que tenga al acople con las paredes del recinto. Otro de los factores que constituye la carga térmica de un sistema son las cargas internas que son las aportadas por los equipo industriales, domésticos, lámparas; por los productos a conservar, las personas que entran en el lugar, las infiltraciones por ventanas y apertura de puertas, la recirculación del aire; ya que es importante que alrededor de un 30% del aire se tome del exterior, esto por condiciones de calidad del aire interior.

Ahora existen diversas formas de generar frío, diversas combinaciones; pero básicamente tenemos dos ciclos que son: el ciclo de refrigeración por compresión de vapor y el ciclo de refrigeración por absorción.

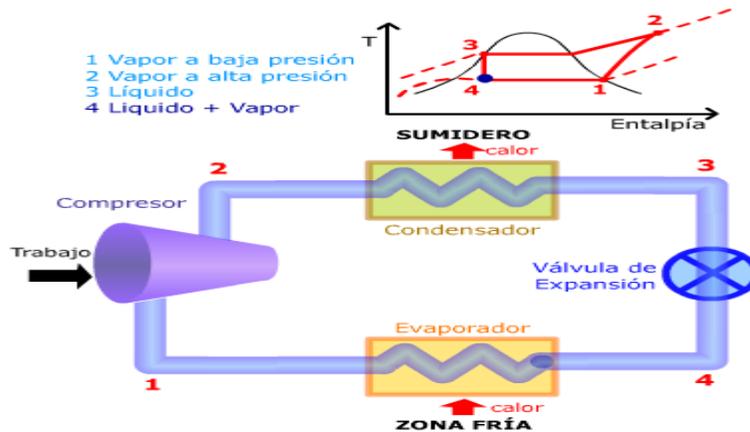
1.1 REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Este ciclo consiste en utilizar una sustancia refrigerante que pasa por varios estados, dicha sustancia es sometida a un ciclo termodinámico que consiste en las siguientes etapas: compresión, condensación, expansión y evaporación, este sistema de generación de frío es considerado el más aplicado a nivel mundial con una participación aproximada de 98% en comparación con el ciclo por absorción. La eficiencia de este ciclo está muy ligada al trabajo del compresor en donde se eleva la presión de vapor de la sustancia refrigerante que sale del evaporador y la envía a un condensador donde pasa a estado líquido.

El ciclo funciona de la siguiente manera; pasando por un proceso en donde la sustancia refrigerante entra al compresor como vapor saturado a baja presión y este le suministra trabajo mecánico que generalmente lo toma de una fuente eléctrica, elevando su presión hasta la necesaria en el condensador en donde la sustancia entra en estado de vapor sobrecalentado debido al aumento de su presión, entalpia y temperatura, posterior a esto el refrigerante es enfriado en el condensador entregando energía al medio ambiente; después de pasar por el condensador el refrigerante sufre un proceso de expansión en donde se enfría y finalmente pasa por el evaporador absorbiendo el calor del recinto hasta llegar nuevamente al estado de baja presión y repetir el ciclo a la entrada del compresor. Ver figura 1.1.

En la ingeniería moderna, los sistemas por compresión de vapor prevalecen ante otros a la hora de diseñar sistemas de refrigeración debido a sus características de trabajo, ya que permiten obtener temperaturas muy bajas con un equipamiento muy compacto, haciéndose extensivos a la mayoría de las aplicaciones de frío. Sin embargo, la principal desventaja que presentan estos sistemas es su alto consumo de energía eléctrica, (que representa en la mayoría de los casos el principal gasto de energía en las edificaciones) aunque este aspecto no limita su competitividad.

Figura 1.1. Ciclo de compresión de vapor.



Tomado de <http://www.si3ea.gov.co/Eure/6/inicio.html>)

Es válido resaltar que existen sistemas con refrigeración por absorción, que consumen mucho menos energía que los sistemas antes mencionados pues utilizan potencial térmico excedente de sistemas térmicos. No obstante, los métodos de refrigeración por absorción poseen coeficientes de funcionamiento muy bajos, lo que hace necesario la destinación de grandes áreas de intercambio de calor, lo que conlleva a que estos sistemas requieran de mucho espacio para su operación.

Los refrigerantes son usados como sustancia de trabajo de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Los refrigerantes tienen como principal característica un punto de ebullición a muy bajas temperaturas, lo que les permite absorber gran cantidad de calor. Uno de los aspectos a considerar a la hora de seleccionar un sistema de refrigeración por compresión de vapor, es el tipo de refrigerante a utilizar como sustancia de trabajo, pues cada uno de ellos tienen sus peculiaridades propias que definen su aplicación y su rango de condiciones de trabajo.

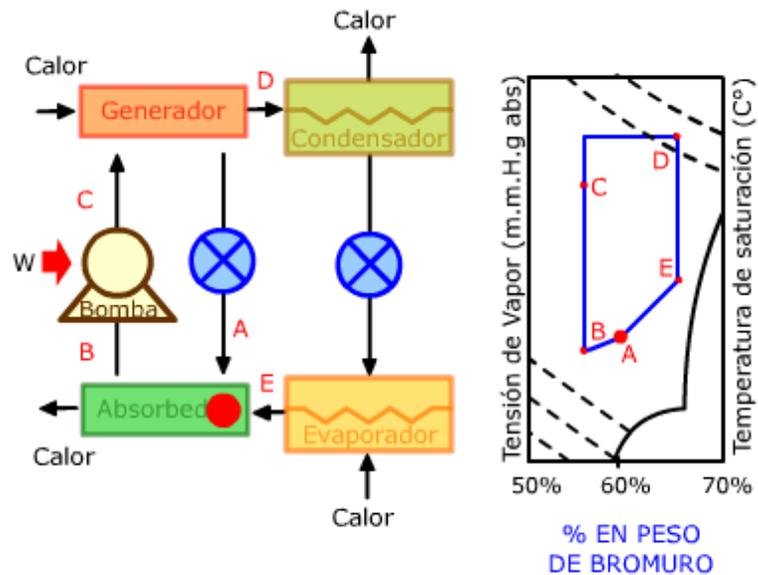
1.2 REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Por otro lado está el ciclo de refrigeración por absorción, en el cual a diferencia del ciclo anterior, no existe dicho proceso de compresión, en vez de esto se tiene dos sustancias compatibles en cierto aspecto, que mediante unos procesos de generación y absorción, obtienen el frío.

La mezcla de refrigerante y absorbente rica en refrigerante se bombea al generador, donde se calienta para evaporar gran parte del refrigerante, el cual pasa al condensador donde se enfría; el refrigerante sigue su camino por un dispositivo de expansión donde pierde presión y en consecuencia es enfriado aún más; luego va al evaporador a baja presión, donde el refrigerante absorbe energía térmica del medio externo evaporándose y logrando el efecto de refrigeración requerido; seguidamente el refrigerante va al absorbedor donde se encuentra con una mezcla rica en absorbente que regresa del generador, allí se mezclan absorbente y refrigerante para ser bombeados una vez más al generador.³. Ver Figura 1.2.

³ Extraído de: <http://www.si3ea.gov.co/Eure/6/inicio.html>. e-ure. sistema de refrigeración y aire acondicionado.

Figura 1.2. Ciclo de refrigeración por absorción.



Tomado de <http://www.si3ea.gov.co/Eure/6/inicio.html>

Tal vez la razón primordial por la que el ciclo de compresión es más utilizado es que es mucho más eficiente, aunque la fuente de energía térmica del ciclo de absorción es más económica, en ocasiones no se justifica sin un estudio profundo sobre la situación.

2. CONCEPTOS TERMODINÁMICOS

La termodinámica es la ciencia que se encarga del estudio de la relación entre un sistema y su entorno, con el objetivo de transformar la materia y obtener nuevos productos necesarios para la vida del hombre.

Cuando se emplean los fundamentos de la termodinámica se analiza y comprende los ciclos de transformación de la materia en el tiempo. Es posible también realizar el análisis termodinámico de un sistema para calcular qué porcentaje del contenido energético de la materia se puede extraer para utilizarlo con una finalidad.

Al aplicar la termodinámica es necesario definir los sistemas, sus fronteras y sus alrededores, puesto que se busca examinar las interacciones entre sistema-alrededor. La termodinámica normalmente estudia los cambios de temperatura, volumen y presión, aunque también estudia cambios en otras propiedades del sistema tales como masa, densidad, energía térmica. La termodinámica se rige bajo tres principios o leyes fundamentales, las cuales permiten desglosar una serie de análisis y conclusiones al momento de estudiar y hacer un diagnóstico de un sistema termodinámico. Un sistema termodinámico no es más que una porción del universo que es aislado para su estudio. Este estudio se realiza centrado principalmente en la primera y segunda ley de la termodinámica.

2.1 PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA

La primera ley de la termodinámica anuncia que la energía es indestructible, que no se crea ni se destruye, solo se transforma. Esta ley de la termodinámica,

especialmente establece que al variar la energía interna en un sistema cerrado, se produce calor y un trabajo.

La primera ley se rige según la ecuación:

$$Q = \Delta U - W \quad (\text{EC 2.1})$$

Donde Q representa el calor ganado o cedido por el sistema, W es el trabajo del sistema, y ΔU es la variación de energía interna del sistema.

Esta expresión indica que la cantidad de calor ganado o cedido por un sistema termodinámico cerrado, es igual a la diferencia entre la variación de energía del sistema y la cantidad de trabajo intercambiado por el sistema con sus alrededores.

Se observa que Q y W no son funciones de estado, sólo ΔU que es consecuencia del movimiento molecular y que depende del estado del sistema. La energía interna U no depende de la ruta o trayectoria que siguió el sistema entre el estado inicial y el estado final. Se debe tener en mente que ΔU es independiente de la ruta o trayectoria mientras que Q y W no lo son.

En la convención de signos, el calor se considera positivo si es transferido al sistema, y negativo en caso contrario. Sin embargo, el trabajo se define como negativo si se realiza sobre el sistema. Es positivo cuando el trabajo es hecho por el sistema.

2.2 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

La primera y la segunda ley de la termodinámica son principios independientes y no se puede deducir uno a partir del otro. La primera ley de la termodinámica

establece las relaciones entre trabajo, calor y diferencias de energía interna en los sistemas, pero no establece qué procesos son efectivamente posibles. Así se puede pensar en muchos procesos que respetarían la primera ley de la termodinámica, pero no son posibles en la naturaleza.

Por ejemplo, si se acerca un objeto caliente a uno frío, puede haber una transferencia de calor entre ambos y el calor pasará del objeto frío al caliente, y se cumpliría el concepto de conservación de la energía según lo enunciado en la primera ley de la termodinámica. Sin embargo, si pensamos que la transferencia sería al revés, también se cumpliría la primera ley, puesto que sigue existiendo conservación.

Para dimitir este pensamiento se recurre a la segunda ley de la termodinámica, la cual indica que el flujo de calor en un proceso de transformación de energía siempre será en una dirección; el calor siempre fluirá desde los objetos con mayor temperatura a los de temperatura más baja. Este grado de caracterización categoriza los procesos en reversibles y no reversibles.

La segunda ley de la termodinámica ha sido enunciada de distintas formas. Las definiciones que se acomodan más a la termodinámica clásica son:

- Enunciado de Clausius. *Es imposible un proceso cuyo único resultado sea la transferencia de energía en forma de calor de un cuerpo de menor temperatura a otro de mayor temperatura.*
- Enunciado de Kelvin-Planck. *Es imposible todo proceso cíclico cuyo único resultado sea la absorción de energía en forma de calor procedente de un foco térmico (o reservorio o depósito térmico), y la conversión de toda ésta energía en forma de calor en energía en forma de trabajo.*

Así mismo, esta ley habla de calidad de la energía e introduce el concepto de entropía, al expresar que la cantidad de entropía de cualquier sistema aislado termodinámicamente tiende a incrementarse con el tiempo.⁴

Si denotamos por ζ a un sistema termodinámico genérico, π a un proceso genérico realizado por dicho sistema, y $P(\zeta)$ al conjunto de procesos que el sistema ζ puede realizar; y sabiendo que el sistema ζ puede interactuar con el entorno \mathcal{E} (cuerpos exteriores a él) de dos maneras: intercambiando calor con \mathcal{E} durante el proceso π , $Q(\pi)$, o realizando trabajo sobre \mathcal{E} en π , $W(\pi)$.

Enunciando la segunda ley de la termodinámica para un sistema ζ cerrado, tenemos que:

$$\Delta S \geq \int_1^2 \frac{dQ}{T} \quad (\text{EC 2.2.1})$$

Donde S representa la entropía, y dQ denota el calor intercambiado por ζ a la temperatura T . En términos de la función de acumulación, introducida por J.B Serrin, esta desigualdad queda como:

$$\Delta S \geq \int_1^\infty \frac{Q(\pi, T)}{T^2} dT \quad (\text{EC 2.2.2})$$

En la cual $Q(\pi, T)$ corresponde al calor neto intercambiado por el sistema ζ con \mathcal{E} durante el proceso π a menores o iguales temperaturas que T . En el lado izquierdo de esta desigualdad aparece la variación de una función de estado; en el lado derecho, una magnitud dependiente del proceso. Si se desea generar una igualdad a partir de la desigualdad anterior, se hace necesario definir una nueva magnitud dependiente del proceso, la entropía generada:

⁴ http://es.wikipedia.org/wiki/Segunda_ley_de_la_termodinámica

$$S_{gen}(\pi) = \Delta S - \int_1^{\infty} \frac{Q(\pi, T)}{T^2} dT \quad (\text{EC 2.2.3})$$

Con base en la ecuación (2.2.2), se concluye entonces que el valor de la entropía generada será positivo en cualquier proceso irreversible, y cero en los procesos reversibles, convirtiéndose en una medida de la irreversibilidad del proceso.

Introduciendo esta nueva magnitud, la Segunda Ley se resume en los dos siguientes enunciados:

$$\Delta S = \int_1^2 \frac{dQ}{T} + S_{gen} \quad (\text{EC 2.2.4})$$

$$S_{gen} \geq 0 \quad (\text{EC 2.2.5})$$

3. EXERGÍA

La primera ley de la termodinámica basa su teoría en la conservación de la energía en los procesos, es decir, la energía nunca desaparece, mientras que la segunda ley termodinámica sustenta que no es posible aprovechar el cien por ciento de la energía calórica siempre y cuando se encuentre en interacción con la atmósfera.

Ante la necesidad de conocer cuánta energía se puede aprovechar de una sustancia cualquiera o un proceso con flujo de energía respecto al ambiente natural, fue necesario introducir un nuevo término en el estudio termodinámico, *exergía*. El término *exergía*, introducido por Rant⁵, significa “cantidad de trabajo (-erg-) que es liberado (ex)”.

La exergía es definida por Szargut⁶ como la máxima cantidad de trabajo obtenible cuando un flujo de energía es llevado de su estado inicial a un estado de equilibrio termodinámico con las sustancias comunes del entorno natural (estado inerte), por medio de procesos reversibles, interactuando únicamente con su entorno natural. Se puede deducir de esta definición, que la exergía representa la máxima cantidad de trabajo que puede ser obtenido a partir de un proceso donde una sustancia o forma de energía es llevada a su estado inerte, o estado muerto.

Es decir, mientras que el análisis de un proceso basado en la primera ley (balance de masa y energía) pone de manifiesto los diferentes flujos energéticos implicados; el análisis basado en la segunda ley pone de manifiesto el grado de irreversibilidad del proceso. Por otro lado, el concepto de exergía y el de balance exergético han sido creados para agrupar estos dos puntos de vista, tal que en el

⁵ RANT, Z. *Forsh. Ing. Wes.* Vol. 22, pags 36-37, 1956.

⁶ Szargut, J et al. *Exergy Analysis of thermal, chemical and metallurgical processes.* Hemisphere Publishing Corporation, New York-London, 1988.

análisis de los procesos en una instalación se pueda tener en cuenta tanto la magnitud de los flujos de energía como su "calidad" en cuanto a la producción de trabajo.

La exergía es expresada en términos de función de estado siempre y cuando esté definida por medio de procesos reversibles. La exergía se disipa en procesos espontáneos, mientras que la energía es conservada en cualquier tipo de proceso.

3.1 EXERGÍA TERMOMECÁNICA

El máximo trabajo que puede realizar un sistema sobre el entorno al evolucionar de un estado definido hasta el estado muerto intercambiando calor sólo con el medio se conoce como exergía termomecánica. Al analizar esta definición, en primer lugar se puede deducir que la exergía termomecánica de un sistema tiene un valor de cero en el estado muerto, y en segundo lugar, que en cualquier otro estado es positiva. Es decir, para que la exergía termodinámica del sistema fuese negativa, sería necesario que un sistema distinto del sistema en estudio y distinto a la vez del entorno hiciera un trabajo sobre el sistema en estudio, en contradicción con la tendencia espontánea de los sistemas a alcanzar el equilibrio⁷. En otras palabras se necesitaría de una maquina externa al sistema termodinámico que nos proporcione ese trabajo.

El *estado muerto* de un sistema de masa y composición constantes es aquel cuya temperatura y presión son iguales a las del medio ambiente. Se denomina así porque al no existir desequilibrio de temperatura o presión entre el sistema y el entorno, no hay capacidad de producir trabajo útil.

⁷ Gomez, J.L, Gonzalez-Benitez, M., Sierra, C. *Termodinámica, Análisis Exergético*. Editorial Reverté, Barcelona, 1990

Para el cálculo de la exergía termomecánica se determinará el trabajo realizado en un proceso genérico que conduzca al sistema \mathcal{C} desde su estado inicial (T, p) al estado muerto (T_0, p_0) , intercambiando calor sólo con el medio -es decir, el sistema compuesto formado por \mathcal{C} y \mathcal{E} es adiabático- y realizando trabajo tanto sobre el medio ambiente como sobre otros cuerpos diferentes a él y al medio ambiente (es decir, el sistema compuesto por \mathcal{C} y \mathcal{E} puede intercambiar trabajo con otros sistemas). Aplicar un balance de primera ley al sistema compuesto C conduce a:

$$\Delta U_C = -W \quad (\text{EC 3.1.1})$$

Además,

$$\Delta U_C = \Delta U_{\mathcal{C}} + \Delta U_{MA} = U - U_0 + (Q_{MA} - W_{MA}) \quad (\text{EC 3.1.2})$$

Donde

U_0 = energía interna del sistema en el estado muerto,

U = energía interna del sistema en el estado inicial,

Q_{MA} = calor absorbido por el entorno y,

W_{MA} = trabajo realizado por el entorno.

Si se considera al medio ambiente homogéneo, el proceso de absorción de calor resulta reversible. Al ser isotérmico,

$$Q_{MA} = T_0 \Delta S_{MA} \quad (\text{EC 3.1.3})$$

Aplicando un balance de Segunda Ley ,

$$\Delta S_C = \Delta S + \Delta S_{MA} = S_{gen} \geq 0 \quad (\text{EC 3.1.4})$$

Al combinar las ecuaciones (3.1.3) y (3.1.4), se obtiene que

$$Q_{MA} = T_0 S_{gen} + T_0(S - S_0) \quad (\text{EC 3.1.5})$$

El proceso realizado por el entorno se lleva a cabo a presión constante, por tanto:

$$W_{MA} = p_0 \Delta V_{MA} = -p_0(V_0 - V) \quad (\text{EC 3.1.6})$$

Al sustituir las ecuaciones (3.1.5) y (3.1.6) en (3.1.2), obtenemos la siguiente expresión:

$$W = U - U_0 - T_0(S - S_0) + p_0(V - V_0) - T_0 S_{gen} \quad (\text{EC 3.1.7})$$

De la segunda ley de la termodinámica se tiene que para un proceso reversible $S_{gen} = 0$, y $S_{gen} > 0$ si el proceso es irreversible. Si se elimina el término $T_0 S_{gen}$, es evidente que el trabajo realizado en un proceso reversible del sistema compuesto es sólo función del estado inicial y de las condiciones del estado muerto, y por ende, independiente del proceso realizado.

Según la definición dada anteriormente, la exergía termomecánica es el máximo valor que puede alcanzar el trabajo útil, es decir, el correspondiente a un proceso reversible, donde se anula $T_0 S_{gen}$. Así pues, la exergía termodinámica queda expresada por:

$$Ex = U - U_0 - T_0(S - S_0) + p_0(V - V_0) \quad (\text{EC 3.1.8})$$

O bien en magnitudes intensivas (por unidad de masa del sistema), se tiene:

$$ex = u - u_0 - T_0(s - s_0) + p_0(v - v_0) \quad (\text{EC 3.1.9})$$

Al observar esta última ecuación se nota que, conocidas las condiciones del estado muerto (T_0, p_0) , los parámetros u_0 , v_0 y s_0 dependen únicamente de la sustancia de estudio. Se concluye entonces que la exergía termomecánica específica es una función de estado que se puede utilizar como variable independiente al momento de caracterizar el estado termodinámico de un sistema.

3.2 ECUACIÓN DE BALANCE EXERGÉTICO

Anteriormente se observó que, siempre y cuando esté fijado como constante el estado muerto, la exergía es una función de estado, por lo que la desviación de la misma sólo depende del estado inicial y final del sistema en el proceso.

Si identificamos con los subíndices 1 y 2 al estado inicial y final del sistema ζ en el proceso π , se tiene

$$Ex_2 - Ex_1 = U_2 - U_1 - T_0(S_2 - S_1) + p_0(V_2 - V_1) \quad (\text{EC 3.2.1})$$

Al aplicar los balances de primera y segunda ley de la termodinámica, la expresión cambia a

$$Ex_2 - Ex_1 = [-W + p_0(V_2 - V_1)] + \left[Q - T_0 \int_1^2 \frac{dQ}{T} \right] - T_0 S_{gen} \quad (\text{EC 3.2.2})$$

Se puede decir que el primer miembro de la Ecuación (3.2.2), $-W + p_0\Delta V$, es equivalente al trabajo total realizado por el sistema en el proceso restándole el trabajo realizado contra el ambiente, es decir, es el trabajo realizado sobre cuerpos ajenos al medio y al propio sistema. A este miembro se le da el nombre de contenido exergético del trabajo mecánico, ExW y su valor coincide con el del trabajo útil, pero cambiado de signo.

Al observar ahora el segundo término de la Ecuación (3.2.2), vemos que coincide con la cantidad máxima de trabajo que puede obtenerse del calor Q transmitido a las mismas temperaturas a las que se encuentra el sistema durante el proceso, por lo que se le da el nombre de contenido exergético del calor, ExQ .

$$Q - T_0 \int_1^2 \frac{dQ}{T} \quad (\text{EC 3.2.3})$$

Siempre que exista transferencia de calor a una temperatura mayor a la del estado muerto, el contenido exergético del calor tendrá el mismo signo que el calor. Mientras que si la transferencia se da a una temperatura inferior a la del estado muerto los signos del calor y de su contenido exergético son opuestos.

Por último, la exergía destruida por la producción de un proceso irreversible en el sistema corresponde al término $T_0 S_{gen}$, el cual es siempre positivo. A esta expresión se le llamará Exp , exergía perdida. Se induce que para un proceso irreversible esta expresión representa un porcentaje de exergía que se ha destruido en el proceso, mientras que en un proceso reversible ésta expresión es igual a cero, convirtiéndose en una medida del grado de irreversibilidad del proceso.

Al reemplazar estas expresiones en la ecuación (3.2.2), se tiene

$$\Delta Ex = ExW + ExQ - Exp \quad (\text{EC 3.2.4})$$

De esta ecuación se puede interpretar que finalizado el proceso, la exergía del sistema es igual a la exergía en el estado inicial más la suma de los flujos exergéticos ExW y ExQ , y reducida por el valor del flujo de pérdidas, Exp .

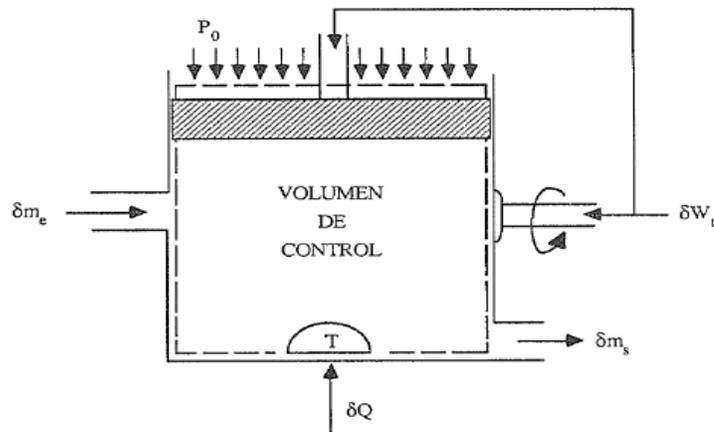
Esta expresión se denomina ecuación del balance exerético, y, se diferencia de la ecuación del balance de la energía, en que la exerética no es conservada en procesos irreversibles:

$$\Delta Ex \leq ExW + ExQ \quad (\text{EC } 3.2.5)$$

3.3 BALANCE EXERÉTICO EN UN VOLUMEN DE CONTROL

Para efectos de estudio, se denomina Volumen de control (VC) a una región aleatoria del espacio, delimitada por un contorno con una serie de conductos que permiten la entrada y salida de materia. Basados en la suposición de que las condiciones de los flujos en las secciones de entrada al volumen de control son homogéneas, aunque no necesariamente invariantes con el tiempo, se clasifican los flujos de materia en entrantes y salientes; la generalización de la ecuación de balance a un sistema con un número cualquiera de entradas y salidas es inmediata, como se observa en la Figura 3.

Figura 3. Volumen de control



Tomado de Análisis exerético de bienes y equipos, Andrea Orellana

En un periodo de tiempo dt al sistema entra y sale una cantidad de masa dm_E y dm_S respectivamente, siendo $m_{VC}(t)$ la masa almacenada en el volumen de control en el instante t y $m_{VC}(t+dt)$ la masa almacenada en el volumen de control en el instante $t+dt$. Del balance de masa aplicado entre los instantes t y $t+dt$, se obtiene:

$$m_{VC}(t) + dm_E = m_{VC}(t + dt) + dm_S \quad (\text{EC 3.3.1})$$

Se puede considerar como un sistema cerrado que evoluciona en un proceso en el que cambia su posición en el espacio, al sistema formado por la masa encerrada en el VC en el instante t y la masa que entrará a éste durante dt (o bien la masa que ocupa el volumen de control en el instante $t + dt$ y la masa que ha salido del volumen de control en el dt anterior).

El calor absorbido o emitido por el sistema a través del contorno del VC se denomina dQ_{VC} , o también el generado por radiación desde la masa que ocupa el VC, que realiza un trabajo dW , a través de las secciones de entrada y salida al volumen de control dW_f , y la otra parte (dW_{VC}) que incluye el posible trabajo de expansión por variación del volumen de control:

$$dW = dW_f + dW_{VC} \quad (\text{EC 3.3.2})$$

El trabajo necesario para introducir o sacar del volumen de control las masas dm_E y dm_S se denomina dW_f y puede ser calculado a partir de las propiedades del fluido circulante debido a que se supone que tanto en la entrada, como en la salida son homogéneas.

Entonces:

$$dW_f = p_S v_S dm_S - p_E v_E dm_E \quad (\text{EC 3.3.3})$$

Este término es el llamado trabajo de flujo. Si el proceso π dura desde t_1 hasta t_2 , la ecuación (3.3.3) se transforma en:

$$W_f = \int_{t_1}^{t_2} p_s(t)v_s(t)dm_s(t) - \int_{t_1}^{t_2} p_E(t)v_E(t)dm_E(t) \quad (\text{EC 3.3.4})$$

Con lo que

$$W = W_{VC} + \int p_s v_s dm_s - \int p_E v_E dm_E \quad (\text{EC 3.3.5})$$

Usando el mismo razonamiento, se logra que

$$\Delta V = \Delta V_{VC} + \int v_s dm_s - \int v_E dm_E \quad (\text{EC 3.3.6})$$

Para la variación de exergía en el sistema, el razonamiento es similar:

$$\Delta Ex = \Delta Ex_{VC} + \int ex_s dm_s - \int ex_E dm_E \quad (\text{EC 3.3.7})$$

Igualando la ecuación (3.2.4) con la ecuación (3.3.7), y teniendo en cuenta las ecuaciones (3.3.5) y (3.3.6), obtenemos la siguiente igualdad:

$$\begin{aligned} ExQ_{VC} + ExW_{VC} - Ex_p = \\ \Delta Ex_{VC} + \int (ex_s + p_s v_s - p_0 v_s) dm_s - \int (ex_E + p_E v_E - p_0 v_E) dm_E \end{aligned} \quad (\text{EC 3.3.8})$$

Como ya definimos que $ExW_{VC} = -W_{VC} + p_0 \Delta V_{VC}$, la Ecuación (3.3.8) es el balance de la exergía en un volumen de control en una corriente fluida. En ella, puede denominarse a la Ecuación (3.3.9) como contenido exergético específico de las corrientes fluidas.

$$ex + (p - p_0)v = ex_c \quad (\text{EC 3.3.9})$$

Si desarrollamos su expresión, usando la Ecuación (3.1.9), obtenemos

$$ex_c = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (\text{EC 3.3.10})$$

Se podría concluir entonces que el contenido exergético de una corriente fluida puede interpretarse como el máximo trabajo útil que podría analizar la corriente evolucionando en un sistema abierto y estacionario, con volumen de control constante en el que las condiciones de salida fueran las del estado muerto. Igualmente, es de gran importancia resaltar que a diferencia de la exergía, que siempre es positiva, el contenido exergético de una corriente puede no serlo siempre y cuando el valor de la presión sea menor a la del estado muerto, debido al término $(p - p_0)v$.

Para un proceso estacionario, la Ecuación (3.3.8) queda simplificada a:

$$\dot{m}(ex_{C,S} - ex_{C,E}) = \dot{E}xQ_{VC} + \dot{E}xW_{VC} - \dot{E}x_p \quad (\text{EC 3.3.11})$$

Si no hay variación de volumen en el VC, el trabajo intercambiado por el sistema a través de la superficie de control coincide con su contenido exergético cambiado de signo:

$$\Delta V_{VC} = 0 \rightarrow ExW_{VC} = -W_{VC} \quad (\text{EC 3.3.12})$$

Este es el caso de turbinas y compresores, por ejemplo⁸.

⁸ Gomez, J.L, Gonzalez-Benitez, M., Sierra, C. *Termodinámica, Análisis Exergético*. Editorial Reverté, Barcelona, 1990

3.4 RENDIMIENTO EXERGÉTICO

Para realizar el balance exergético de un sistema, es necesario tener en cuenta el conjunto de flujos exergéticos entrantes al sistema y el conjunto de flujos de exergía que se obtienen de él. Es posible dividir los flujos de exergía salientes en dos tipos: flujos de exergía útiles y flujos de exergía recuperable. Los flujos de exergía útiles son los que se generan como objetivo de diseño de la instalación y que se aprovechan de forma inmediata. Por ejemplo, el contenido exergético del calor extraído del foco frío de una máquina frigorífica, el trabajo mecánico obtenido en una instalación de un motor de combustión interna o en una turbina de vapor.

Los flujos de exergía recuperables, son los otros flujos que salen del sistema y teóricamente se pueden utilizar para la obtención de trabajo mecánico, como se deduce de la propia definición de exergía. Se pueden nombrar en este apartado, el contenido exergético de los humos saliente de una chimenea o del calor cedido al foco frío en una máquina motora.

El principal problema del mundo actual, es que un alto porcentaje de este tipo de flujos de exergía no se aprovecha para ningún fin regenerativo, convirtiéndose en exergía perdida. La forma más sencilla y eficiente de recuperar estos flujos exergéticos, debe ser mediante instalaciones secundarias, o en la propia instalación (como es el caso de un ciclo de turbina de gas con regeneración).

Podemos expresar el balance exergético de forma genérica como:

$$Ex_e = Ex_u - Ex_r - Ex_p \quad (\text{EC 3.4.1})$$

Donde Ex_e representa la suma de flujos exergéticos entrantes al sistema, Ex_u el flujo de exergía útil, Ex_r la suma de los flujos de exergía recuperables, y $Ex_p = T_0 S_{gen}$ la exergía perdida debido a irreversibilidades internas y externas.

La definición de rendimiento desde el punto de vista del análisis exergético debe tener la forma genérica:

$$\text{rendimiento} = \frac{\text{flujo de exergía utilizado}}{\text{flujo de exergía consumido}} \quad (\text{EC 3.4.2})$$

El numerador estará caracterizado por el valor de Ex_u , mientras que para el denominador se considera como consumo exergético la totalidad de la exergía entrante al sistema, con lo que cualquier flujo de exergía saliente distinto del útil se considera como desaprovechado. Al rendimiento definido según este criterio se le llamará rendimiento exergético:

$$\eta_{ex} \frac{Ex_u}{Ex_e} = 1 - \frac{Ex_r - Ex_p}{Ex_e} \quad (\text{EC 3.4.3})$$

El rendimiento exergético es un parámetro útil para medir las mejoras Introducidas en una instalación tanto en cuanto a la disminución de la exergía perdida como en cuanto al aprovechamiento de flujos de exergía recuperable dentro de la propia instalación⁹.

Este concepto no está limitado al funcionamiento de máquinas térmicas motoras o de refrigeración, sino que es aplicable a cualquier tipo de proceso industrial en el cual los intercambios energéticos tengan una cierta importancia: procesos de la industria química, centrales térmicas o incluso balances de consumo de energía de un país.

⁹ LOZANO, M.A. *Metodología para el análisis exergético de calderas de vapor en centrales térmicas*. 1987, Tesis Doctoral, Universidad de Zaragoza, Zaragoza, España.

3.5 METODOLOGÍA PARA EL ANÁLISIS EXERGÉTICO

Para realizar un estudio exergético exhaustivo que comprenda todos los aspectos de un sistema se debería seguir cierta metodología que pretende facilitar el mismo. Esta metodología puede ser descrita por pasos de la siguiente manera¹⁰:

- Realizar una descripción tanto del sistema como del proceso que va a estudiarse
- Dividir convenientemente el sistema en volúmenes de control por medio de fronteras claramente especificadas
- Definir el ambiente de referencia del sistema
- Realizar las simplificaciones necesarias para poder trabajar con un modelo manejable
- Calcular los balances de exergía y la destrucción de exergía de cada componente
- Elaborar el diagrama de flujo exergético
- Definir y calcular las eficiencias exergéticas y demás parámetros de evaluación para cada componente
- Identificar la locación y magnitud de los principales sumideros de exergía.

¹⁰ Rodoreda, M., *Análisis exergético de una central termoeléctrica de ciclo de vapor*

3.5.1 Descripción del sistema En esta fase es necesario definir el proceso o sistema a estudiar, describiendo su funcionamiento y cada una de sus fases, con entradas, salidas, etc. Diagramas esquemáticos, los diagramas de flujo y demás información detallada serán sumamente útiles para la definición de las variables a considerar durante el análisis.

3.5.2 Especificación de los volúmenes de control Con el fin de aplicar el método de análisis exergético a un sistema, este debe ser dividido convenientemente en volúmenes de control. Generalmente esta división se hace en componentes del equipo o ciclo, o bien etapas del proceso a analizar. La frontera del volumen de control puede ser tanto real como imaginaria. En el caso de que exista intercambio de calor entre el volumen de control y el ambiente, debe especificarse la temperatura de la frontera en las partes donde ocurre el intercambio de calor. Es decir, debe especificarse si el gradiente de temperaturas se encuentra dentro o fuera de esta, ya que en el primer caso, la destrucción de la exergía debida a una caída de la temperatura del fluido se considera una irreversibilidad interna al componente, mientras que el segundo caso se considera una pérdida de exergía y por lo tanto una irreversibilidad externa.

3.5.3 Ambiente de referencia del sistema. Estado muerto. La exergía es una propiedad inherente al sistema una vez que el ambiente ha sido especificado. Según Kestin (1980), el ambiente de referencia para el cálculo de la exergía de un sistema termodinámico se puede constituir por la unión de tres grandes reservorios: un reservorio de energía, un reservorio de volumen y un reservorio de masa¹¹.

¹¹ Jesús Guallar y Antonio Valero, *Exergía y ambiente de referencia*. Dpto. de ingeniería Mecánica. Universidad de Zaragoza

En este caso, no se considera la contribución de la exergía química, por no estar ante sistemas reactivos, tenemos que el estado intensivo para este ambiente de referencia viene dado por:

- La temperatura ambiente, T_0 , para el reservorio de energía.
- La presión atmosférica, p_0 , para el reservorio de volumen.

El ambiente de referencia del sistema se define por medio de los valores estándar de temperatura y presión ambiental de $p_0 = 101,325kPa$ y $T_0 = 298K$.

3.5.4 Simplificaciones Los procesos que ocurren en la realidad resultan a veces demasiado complejos y se requieren simplificaciones para desarrollar modelos termodinámicos que los representen de la manera más precisa posible. Generalmente, para fines de análisis exergéticos se supone que¹²:

- El estudio se restringe al estado estacionario del sistema. Por lo tanto quedan fuera los problemas de carácter dinámico.
- Los efectos de la energía cinética y potencial de los flujos másicos de las corrientes que entran o salen del volumen de control se desprecian, debido a que, en la mayoría de los procesos de conversión de energía, los cambios en estas formas de energía resultan despreciables comparados con los cambios en la entalpía de los flujos másicos de las mismas corrientes. Consecuentemente, los términos de exergía cinética y potencial se desprecian.

¹² Lozano, M.A. *Metodología para el análisis exergético de calderas de vapor en centrales térmicas*. 1987, Tesis Doctoral, Universidad de Zaragoza, Zaragoza, España.

- El proceso termodinámico es abierto a las interacciones con el entorno.
- Se considera que los procesos llevados a cabo por el sistema no son reactivos, por lo que no se considerará la contribución de la exergía química en el cálculo de la exergía y en su análisis, quedando sólo la exergía termomecánica como contribuyente a la exergía del sistema.
- La sustancia (o sustancias) de trabajo del sistema deben ser sustancias simples, no admitirá mezclas multicomponentes.

3.5.5 Balances de energía, materia y exergía. En esta etapa se aplican las ecuaciones para calcular los flujos de masa y energía mediante un análisis de primera ley. En base a las ecuaciones señaladas en el apartado anterior, se realizan los balances de exergía y el cálculo de la destrucción de exergía de cada componente del sistema cerrado, adiabático, no reactivo y estacionario que es el objetivo del análisis.

3.5.6 Análisis exergético y diagrama de flujo exergético La mejor representación gráfica que se puede realizar del balance exergético es mediante los diagramas de Sankey. En ellos, cada proceso sufrido por el sistema es representado con líneas horizontales, marcando mediante líneas de flujo, que forman flechas, los flujos de exergía entrantes y salientes del sistema. El grosor de estas líneas es proporcional al porcentaje de exergía perdida. Estos diagramas facilitan la interpretación energética del sistema, y por lo tanto, su posterior optimización, ya que resumen en una gráfica toda la información exergética obtenida en los balances.

3.5.7 Eficiencia exergética y sumideros de exergía Para calcular el rendimiento exergético, se hace uso de la Ecuación 32 descrita anteriormente. Este valor nos brinda un parámetro con el cual evaluar el aprovechamiento exergético del sistema, y de esta manera, proponer distintas modificaciones, como por ejemplo la recuperación de flujos de exergía que están siendo desaprovechados, y también la cantidad de exergía que está siendo utilizada. Para conocer la eficiencia exergética de un sistema es necesario calcular previamente los flujos de exergía útil, exergía recuperable y exergía perdida; con ello estamos definiendo la ubicación y magnitud de los sumideros de exergía del sistema.

En base a estos valores, los analistas de procesos toman decisiones y proponen mejoras en el diseño del sistema que permitan un mejor aprovechamiento de los recursos, y por ende, un mejor rendimiento.

4. ESTUDIO DE CASOS

4.1 ANALISIS EXERGETICO DE UN CICLO ABIERTO DE REFRIGERACION CON DESHIDRATAACION

El presente caso de estudio se aplica a una unidad experimental construida y diseñada por la universidad de Gaziantep, Turquía; usando como material desecante zeolita natural. Este estudio fue realizado por Mehmet Kanoglu, Melda Özdinc Carpinlioglu, Murtaza Yildirim del departamento de ingeniería mecánica.

Como se sabe se han realizado un gran número de estudios a sistemas de refrigeración basados en la primera ley, pero muy pocos han profundizado teniendo en cuenta los aspectos de la segunda ley de la termodinámica. Lavan et al.¹³ presenta un análisis general de la segunda ley de estos sistemas, introduciendo el concepto de temperatura equivalente de Carnot para evaluar el COP reversible. Posteriormente Bulck Van den et al¹⁴ y Shen y Worek¹⁵ centran su análisis en el deshumidificador desecante. Estos últimos consideran el modo de recirculación de la operación del sistema e intentan optimizar el número de unidades de transferencia y la temperatura de regeneración de un deshumidificador basado en la primera y segunda ley de la termodinámica. Entre

¹³ Z. Lavan, J.B. Monnier, W.M. Worek, Second law analysis of desiccant cooling systems, ASME Journal of Solar Energy Engineering 104 (1982) 229-236.

ASME Journal of Heat Transfer 110 (1988) 2-9.

¹⁵ C.M. Shen, W.M. Worek, The second law analysis of a recirculation cycle desiccant cooling system: cosorption of water vapor and carbon dioxide, Atmospheric Environment 20 (1996) 1429-1435.

otros estudios realizados posteriormente por autores como Maclaine- Cross¹⁶ , Pons y Kodama¹⁷ .

En este caso, se propone y aplica a una unidad de trabajo experimental un procedimiento para el análisis de energía y exergía de un sistema de enfriamiento desecante de ciclo abierto. Inicialmente se describe la operación y el diseño de la unidad experimental. Luego se presentan los parámetros de rendimiento del sistema basado en balances de energía, y se continua con un detallado análisis de exergía en el cual son calculadas la destrucción de exergía y la relación de eficiencia exergética, finalmente las formulaciones de energía y exergía son aplicadas a la unidad experimental utilizando la información recolectada durante una operación típica de la unidad.

Los sistemas de refrigeración desecantes son sistemas impulsados por calor, los cuales pueden ser usados como una alternativa convencional a los sistemas de refrigeración por compresión y absorción de vapor. Este tipo de sistemas puede ser empleado bien sea en un ciclo cerrado o en un ciclo abierto en los modos de ventilación o recirculación. La principal ventaja de este sistema de refrigeración es que debido a que no necesita una alta cantidad de calor o temperaturas muy elevadas para la regeneración, es posible emplear una fuente de energía renovable como la energía solar o geotérmica, así como también el calor residual de los sistemas donde se han quemado combustibles convencionales. Además, los refrigerantes utilizados para el proceso tienen bajo impacto ambiental y tienen ventajas al momento de la operación como el control independiente de la temperatura y la humedad, la limpieza y desinfección del aire.

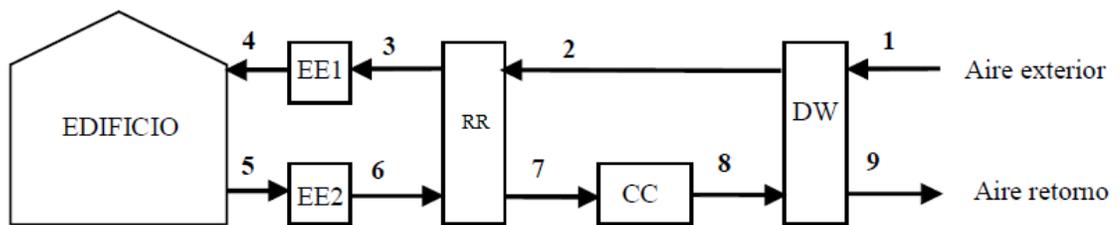
¹⁶ I.L. Maclaine-cross, High performance adiabatic desiccant open cooling cycles, ASME Journal of Solar Energy Engineering 107 (1985) 102- 104.

¹⁷ M. Pons, A. Kodama, Entropic analysis of adsorption open cycles for air conditioning. Part 1: first and second law analyses, International Journal of Energy Research 24 (2000) 251- 262.

La operación de un sistema de refrigeración desecante se basa en el uso de un deshumidificador rotatorio en el cual se le extrae humedad al aire de proceso, el aire seco resultante se le baja levemente la temperatura en un intercambiador de calor sensible o regenerador rotativo, y luego se enfría aun más en un enfriador evaporativo (EE1); el aire de proceso resultante es enviado al interior del recinto a climatizar. El aire de retorno proveniente del recinto es enfriado en un enfriador evaporativo (EE2) y entonces reutilizado para enfriar el aire de proceso en el regenerador rotativo. Posterior a esto se le suministra calor al aire de retorno en un calentador alimentado con energía externa con el fin de retirar la humedad que el material desecante absorbe al aire inicial de proceso, esto sucede en el deshumidificador rotativo; en ciclo típico de este tipo, el aire proveniente del deshumidificador rotativo es desechado al medio ambiente.

A continuación presentamos el esquema de un típico ciclo abierto de refrigeración con desecación.

Figura 4.1.1. Esquema del sistema de enfriamiento de ciclo abierto con desecación



Tomado de *Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica*. Vol. 9, N.º 3, Pág. 69

donde DW: deshumidificador rotativo, RR: regenerador rotativo (intercambiador de calor sensible), EE1: enfriador evaporativo 1, EE2: enfriador evaporativo 2, CC: calentador.

4.1.1 Análisis Energético Para este tipo de sistemas el coeficiente de rendimiento se define como:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{enfriamiento}}}{\dot{Q}_{\text{regeneracion}}} = \frac{\dot{m}_a(h_5-h_4)}{\dot{m}_a(h_8-h_7)} \quad (\text{EC 4.1.1})$$

Donde $\dot{Q}_{\text{enfriamiento}}$ es el flujo de calor retirado del recinto a enfriar, $\dot{Q}_{\text{regeneracion}}$ la cantidad de calor regenerativo suministrada al calentador, \dot{m}_a es el flujo másico de aire, y h es la entalpia del aire húmedo, según los estados mostrados en el esquema de la figura 4.1.1, teniendo en cuenta, claro está; que los flujos de aire en la línea de procesos y regeneración son los mismos.

Ahora podemos expresar la efectividad de cada uno de los componentes del sistema de la siguiente manera:

- Regenerador Rotatorio

$$\varepsilon_{RR} = \frac{T_2-T_3}{T_2-T_6} \quad (\text{EC 4.1.2})$$

Donde T es la temperatura del aire húmedo.

- Deshumidificador rotativo

$$\varepsilon_{DW} = \frac{T_2-T_1}{T_8-T_1} \quad (\text{EC 4.1.3})$$

$$\varepsilon_{DW,2} = \frac{(w_1-w_2)h_{fg}}{(h_8-h_7)} \quad (\text{EC 4.1.4})$$

Donde w es la humedad específica (relación de humedad), y h_{fg} es la entalpia de evaporización del agua. Otra forma de calcular la eficiencia del deshumidificador

rotativo basado en la humedad específica, la cual es dada por Van Den Bulck¹⁸ como

$$\varepsilon_{DW,2} = \frac{(w_1 - w_2)}{(w_1 - w_{2,ideal})} \quad (\text{EC 4.1.5})$$

Aquí, $w_{2,ideal}$ es la humedad específica a la salida del deshumidificador y puede ser tomada como cero dado que un deshumidificador ideal deshumidifica el aire por completo.

- Enfriadores Evaporativos

$$\varepsilon_{EE1} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{wb,3}} \quad (\text{EC 4.1.6})$$

$$\varepsilon_{EE2} = \frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_{wb,5}} \quad (\text{EC 4.1.7})$$

Donde $T_{wb,5}$ es la temperatura de bulbo húmedo del aire húmedo.

Al efectuar el balance de masa a los enfriadores evaporativos se obtiene:

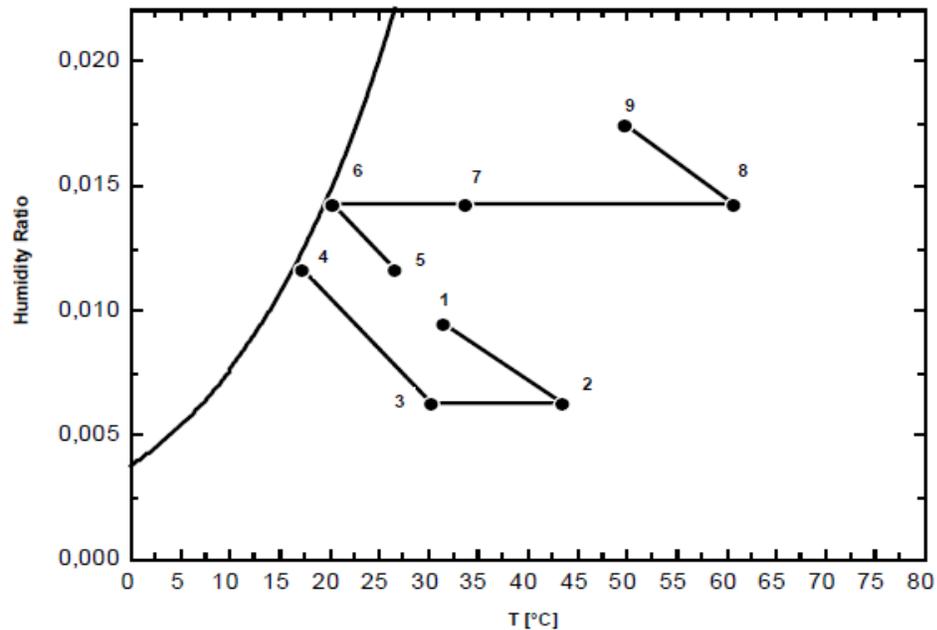
$$\dot{m}_{w1} = \dot{m}_a (w_4 - w_3) \quad (\text{EC 4.1.8})$$

$$\dot{m}_{w2} = \dot{m}_a (w_6 - w_5) \quad (\text{EC 4.1.9})$$

Donde \dot{m}_{w1} y \dot{m}_{w2} es la cantidad de adición de humedad al aire en las líneas de proceso y regeneración, respectivamente.

¹⁸ E. Van Den Bulck, S.A. Klein, J.W. Mitchell, Second law analysis of solid desiccant rotary dehumidifiers, ASME Journal of Heat Transfer 110 (1988) 2–9.

Figura 4.1.2. Carta psicrométrica de un sistema típico experimental de refrigeración con desecante.



Tomado de: Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica. Vol. 9, N.º 3, Pag.69

4.1.2 Análisis Exergético Es posible determinar el máximo **COP** de un sistema de refrigeración impulsado por calor, asumiendo que el ciclo es totalmente reversible, y podríamos tener un proceso reversible si el calor generado por la fuente es transferido a un motor térmico de Carnot, y de la misma manera el trabajo producido por este motor de Carnot es suministrado a un refrigerador de Carnot para remover el calor del recinto a refrigerar¹⁹. Teniendo en cuenta lo anterior:

- Trabajo Generado por la Máquina de Carnot

$$q_{entrada} = \frac{w_{salida}}{\eta_{th,C}} \quad (EC\ 4.1.10)$$

¹⁹ Y.A. Cengel, M.A. Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, McGraw-Hill, New York, 2002.

Donde $\eta_{th,C}$ es la eficiencia térmica del motor de Carnot.

- Carga Térmica del Refrigerador de Carnot

$$q_l = COP_{R,C} * w_{salida} \quad (EC 4.1.11)$$

Donde $COP_{R,C}$ es el **COP** para el refrigerador de Carnot.

- **COP** del ciclo de enfriamiento reversible.

$$COP_C = \frac{q_l}{q_{entrada}} = \eta_{th,C} * COP_{R,C} = \left(1 - \frac{T_{ambiente}}{T_{fuente}}\right) \left(\frac{T_{recinto}}{T_{ambiente} - T_{recinto}}\right) \quad (EC 4.1.12)$$

Donde $\eta_{th,C}$ es la eficiencia térmica del motor de Carnot, $COP_{R,C}$ es el **COP** del refrigerador de Carnot, y $T_{ambiente}$, $T_{recinto}$, T_{fuente} son las temperaturas del ambiente, del recinto frío, y de la fuente de calor respectivamente. En el ciclo ideal considerado, la temperatura del ambiente y recinto son T_1 y T_5 respectivamente, y la temperatura de la fuente de calor podemos tomarla como la temperatura de regeneración T_8 , de la siguiente manera

$$COP_C = \left(1 - \frac{T_1}{T_8}\right) \left(\frac{T_5}{T_1 - T_5}\right) \quad (EC 4.1.13)$$

La relación de Carnot dada en la ecuación (4.1.12) es el límite superior para cualquier sistema de enfriamiento impulsado por calor, siendo un claro ejemplo el chiller de absorción, el cual es un ciclo cerrado. Por otro lado el sistema de enfriamiento desecante de ciclo abierto tanto en modo de recirculación como de ventilación mejora la transferencia de masa con el ambiente y el cuarto. El agua es adicionada en los enfriadores y al aire de proceso en el cuarto. Toda esta agua adicionada es calentada y evaporada, y regresada al ambiente durante la

operación del sistema. Lavan²⁰ propone un enfoque el cual está basado en el uso de una temperatura equivalente de Carnot para el evaporador, condensador y la fuente de calor. El **COP** reversible de un sistema de enfriamiento abierto desecante, es expresado de la siguiente manera

$$COP_{rev} = \left(1 - \frac{T_c}{T_s}\right) \left(\frac{T_e}{T_c - T_e}\right) \quad (\text{EC 4.1.14})$$

Donde T_s , T_e , T_c son las temperaturas equivalentes de la fuente de calor, evaporador, y condensador respectivamente. Teniendo en cuenta la figura 4.1.2. Tenemos que:

$$T_s = \frac{h_7 - h_8}{s_7 - s_8} \quad (\text{EC 4.1.15})$$

$$T_e = \frac{\dot{m}_a h_4 - \dot{m}_a h_5 + \dot{m}_{w3} h_w}{\dot{m}_a s_4 - \dot{m}_a s_5 + \dot{m}_{w3} s_w} \quad (\text{EC 4.1.16})$$

$$T_c = \frac{\dot{m}_a h_9 - \dot{m}_a h_1 + (\dot{m}_{w1} + \dot{m}_{w2} + \dot{m}_{w3}) h_w}{\dot{m}_a s_9 - \dot{m}_a s_1 + (\dot{m}_{w1} + \dot{m}_{w2} + \dot{m}_{w3}) s_w} \quad (\text{EC 4.1.17})$$

Donde \dot{m}_{w3} es el flujo de humedad agregado al aire de proceso en el cuarto enfriado, y h_w , s_w son la entalpia y entropía del agua líquida respectivamente. De esta manera queda claro que el **COP** reversible es función de las condiciones de operación.

Para calcular la eficiencia exergética tenemos dos expresiones, la primera donde se relaciona el **COP** real y el **COP** reversible bajo las mismas condiciones de operación

²⁰ Z. Lavan, J.B. Monnier, W.M. Worek, Second law analysis of desiccant cooling systems, ASME Journal of Solar Energy Engineering 104 (1982) 229-236

$$\eta_{DCS,1} = \frac{COP}{COP_{rev}} \quad (EC 4.1.18)$$

$$\eta_{DCS,2} = \frac{\dot{E}_{enfriamiento}}{\dot{E}_{calentamiento}} \quad (EC 4.1.19)$$

Donde $\dot{E}_{enfriamiento}$ es la diferencia de exergía entre el estado 1 y 4, y corresponde al mínimo trabajo de entrada (trabajo reversible) requerido para enfriar el aire húmedo desde el estado ambiente al estado de entrada del aire, este se calcula de la siguiente manera

$$\dot{E}_{enfriamiento} = \dot{m}_a [h_1 - h_4 - T_1(S_1 - S_4)] \quad (EC 4.1.20)$$

$\dot{E}_{calentamiento}$ es la entrada de exergía al sistema por concepto de la regeneración

$$\dot{E}_{calentamiento} = \dot{m}_a [h_8 - h_7 - T_1(S_8 - S_7)] \quad (EC 4.1.21)$$

Este es el trabajo correspondiente de la entrada de calor al sistema. Si el sistema fuera una unidad de enfriamiento conducida por trabajo, usaríamos la entrada de trabajo actual en el denominador de la ecuación (4.1.19). En otras palabras la eficiencia exergética de un sistema de refrigeración por compresión de vapor se puede definir como la razón del trabajo mínimo y el trabajo real para unas condiciones de enfriamiento dadas. La ecuación (4.1.19) expresa la relación correspondiente para sistemas de enfriamiento impulsados por calor.

La destrucción de exergía (exergía perdida o irreversibilidad) y las relaciones de eficiencia exergética para los componentes individuales del sistema son definidas a continuación. Despreciando los cambios de energía cinética y potencial, la razón de exergía para una corriente de flujo está dada por

$$\dot{E} = \dot{m}_a e = \dot{m}_a [h - h_0 - T_0(S - S_0)] \quad (EC 4.1.22)$$

Donde e es el flujo específico de exergía y el estado $\mathbf{0}$ representa el estado muerto, el cual es el estado ambiente (estado 1) en nuestro sistema. La razón de destrucción de exergía en cualquier componente puede estar calculado por

$$\dot{E}_{perdida} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (\text{EC 4.1.23})$$

Donde \dot{S}_{gen} es la razón de generación de entropía en el componente, y puede ser obtenida de un balance de entropía en el componente. Así las expresiones de destrucción de exergía para cada componente del sistema son

$$\dot{E}_{perdida,DW} = T_1 \dot{m}_a (S_2 + S_9 + S_1 + S_8) \quad (\text{EC 4.1.24})$$

$$\dot{E}_{perdida,RR} = T_1 \dot{m}_a (S_3 + S_7 + S_2 + S_6) \quad (\text{EC 4.1.25})$$

$$\dot{E}_{perdida,EE1} = T_1 (\dot{m}_a S_4 + \dot{m}_a S_3 + \dot{m}_{w1} S_w) \quad (\text{EC 4.1.26})$$

$$\dot{E}_{perdida,EE2} = T_1 (\dot{m}_a S_6 + \dot{m}_a S_5 + \dot{m}_{w2} S_w) \quad (\text{EC 4.1.27})$$

Los componentes en el sistema experimental se encuentran bien aislados y por lo tanto en las expresiones anteriores de generación de entropía no existe ninguna transferencia de entropía debido a interacciones de calor. La eficiencia de exergía se puede definir para el regenerador rotativo y el deshumidificador rotativo como la razón del incremento de exergía de la corriente fría sobre la disminución de exergía de la corriente caliente, de la siguiente manera

$$\eta_{DW} = \frac{h_2 - h_1 - T_1 (S_2 - S_1)}{h_8 - h_9 - T_1 (S_8 - S_9)} \quad (\text{EC 4.1.28})$$

$$\eta_{RR} = \frac{h_7 - h_6 - T_1 (S_7 - S_6)}{h_3 - h_4 - T_1 (S_3 - S_4)} \quad (\text{EC 4.1.29})$$

Podemos definir la eficiencia exergética como

$$\eta = \frac{\dot{E}_{recuperada}}{\dot{E}_{entrada}} = 1 - \frac{\dot{E}_{perdida}}{\dot{E}_{entrada}} \quad (\text{EC 4.1.30})$$

Donde $\dot{E}_{recuperada}$ y $\dot{E}_{entrada}$ representan la exergía recuperada y la exergía de entrada para el componente. Si se usa esta definición para los enfriadores evaporativos, se obtiene

$$\eta_{EE1} = 1 - \frac{\dot{E}_{perdida,EE1}}{\dot{E}_3} \quad (\text{EC 4.1.31})$$

$$\eta_{EE2} = 1 - \frac{\dot{E}_{perdida,EE2}}{\dot{E}_5} \quad (\text{EC 4.1.32})$$

El calor de regeneración es suministrado a la unidad mediante una fuente de calor, el cual puede ser un quemador a gas, un panel solar o calor geotérmico. El tipo de fuente de calor debe ser conocida para determinar la destrucción de exergía y la eficiencia exergética para el sistema de calefacción. Suponiendo que la fuente de calor está a una temperatura constante, la cual idealmente es la temperatura del aire en el estado 8 en la figura 4.1.2. Así, la destrucción de exergía y la eficiencia exergética para el sistema de calefacción está expresado por

$$\dot{E}_{perdida,FC} = T_1 \left(\dot{m}_a s_8 - \dot{m}_a s_7 - \frac{\dot{Q}_{regen}}{T_8} \right) \quad (\text{EC 4.1.33})$$

$$\eta_{FC} = \frac{h_8 - h_7 - T_1(s_8 - s_7)}{h_8 - h_7 - T_1(h_8 - h_7)/T_8} \quad (\text{EC 4.1.34})$$

La ecuación anterior puede ser vista como la razón de exergía suministrada al aire de regeneración sobre la exergía liberada por la fuente de calor.

4.1.3 Análisis de Resultados Las formulaciones producto de los análisis de energía y exergía son aplicadas a los sistemas reales de enfriamiento desecante. En la tabla 4.1.1, se listan las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo medidas y las propiedades calculadas para el sistema durante una operación normal. Las propiedades del aire húmedo y el agua son obtenidas de un solucionador de ecuaciones con funciones termodinámicas construidas para muchas sustancias.

Tabla 4.1.1 Propiedades de estado del sistema mostrado en la figura 4.1.2

State	T (°C)	T_{wb} (°C)	w (kg water/kg dry air)	RH (%)	h (kJ/kg dry air)	s (kJ/K kg dry air)
1	31.5	19.7	0.00950	0.329	56.01	5.803
2	43.5	21.0	0.00630	0.115	60.00	5.813
3	30.2	16.7	0.00630	0.237	46.48	5.769
4	17.3	16.7	0.01162	0.940	46.85	5.772
5	26.7	19.8	0.01162	0.530	56.50	5.805
6	20.4	19.8	0.01427	0.950	56.72	5.806
7	33.7	23.7	0.01427	0.435	70.43	5.852
8	60.8	30.1	0.01427	0.110	98.41	5.940
9	49.8	29.4	0.01747	0.227	95.39	5.933

En la tabla 4.1.2, la efectividad, la eficiencia exergética y los valores de destrucción de exergía están dados por el sistema y sus componentes. El regenerador rotativo tiene bajos valores de efectividad (57.5 %) y de eficiencia de exergía (38.7 %). Los enfriadores evaporativos tienen alta efectividad (95.3 % y 91.8 %) y baja eficiencia exergética (14.7 % y 58.3 %), típica de estas unidades. Una razón por la que la efectividad del enfriador evaporativo uno es más baja que la del enfriador evaporativo 2, es que hay una mayor razón de evaporación de agua en el EE1 lo que se representa en irreversibilidad mayor. Los sistemas experimentales usan electricidad como fuente de calor debido a que es la forma más cómoda de entrada de calor para los experimentos y es fácil de controlar. Es obvio que este no será el caso en un sistema real. Por el bien de los cálculos, se supone una fuente de calor ideal a una temperatura constante (tomado como la temperatura en el estado 8 en la figura 4.1.1).

La eficiencia exergética del sistema de calefacción es de 53.7 % para este caso. Los tres valores de eficiencia para el deshumidificador rotativo son bajos, especialmente el tercero (33.7 %) el cual indica un pobre rendimiento de deshumidificación. Quizás esto se deba a las propiedades de la zeolita natural, la cual no es el mejor desecante y por el diseño interior y la construcción del deshumidificador.

Las destrucciones de exergía y los porcentajes de destrucción de exergía total son dados en las 2 últimas columnas de la tabla 4.1.2. Las destrucciones de exergía parecen estar en concordancia con las eficiencias de exergía. Es decir, entre más pequeña sea la eficiencia de exergía mayor será la destrucción de exergía. El deshumidificador rotatorio tiene el mayor porcentaje de destrucción de exergía total con 33.8 % seguido por el sistema de calefacción con 31.2 %. El regenerador rotatorio y los enfriadores evaporativos cuentan para la destrucción de exergía restante. En un estudio realizado por Kodama²¹, se observa también que el deshumidificador rotativo y el sistema de calefacción constituyen la mayoría de la generación de entropía en la mayoría de las condiciones de operación del sistema experimental.

Tabla 4.1.2. Datos de rendimiento energético y exergético del sistema y sus componentes

	Effectiveness ε (%)	Exergy efficiency η (%)	Exergy destruction \dot{E}_{lost} (kW)	Exergy destruction \dot{E}_{lost} (%)
Rotary regenerator	57.5	38.7	0.07075	17.5
Evaporative cooler 1	95.3	14.7	0.05817	14.4
Evaporative cooler 2	91.8	58.3	0.01272	3.1
Heating system	–	53.7	0.1261	31.2
Desiccant wheel	40.9 (Eq. (3)) 27.4 (Eq. (4)) 33.7 (Eq. (5))	76.1	0.1369	33.8
System		11.1 (Eq. (18)) 3.3 (Eq. (19))	0.40464	100

²¹ A. Kodama, W. Jin, M. Goto, T. Hirose, M. Pons, Entropic analysis of adsorption open cycles for air conditioning. Part 2: interpretation of experimental data, International Journal of Energy Research 24 (2000) 263–278

Van den Bulck²², identifica las causas de la irreversibilidad del deshumidificador como la mezcla de aire de proceso y la regeneración de las corrientes, la transferencia de energía y la masa a través de temperatura finita, y las diferencias de presión de vapor entre la matriz desecante y el flujo de aire de regeneración. Del mismo modo, el proceso de humidificación adiabática en los enfriadores evaporativos, implica irreversibilidades causadas por diferencias de concentración y transferencia de masa mediante temperatura finita. La transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita y la mezcla de corrientes de aire son las principales causas de irreversibilidad en el regenerador rotativo. Las causas de la irreversibilidad del sistema de calefacción dependen del método de entrada de calor. Para la fuente de calor ideal considerada en el análisis, se debe a la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita cuyo valor máximo es $T_8 - T_7$.

La eficiencia exergética del sistema calculada con la expresión (1.18) es 11.1% y 3.3% si la calculamos con la ecuación (1.19). Del cual sería más práctico tener en cuenta la primera de estas, debido a que compara el COP real con el COP reversible del sistema. Un acercamiento al COP reversible requiere minimizar la destrucción de exergía en los diferentes componentes. El proceso de minimización de destrucción de exergía debe comenzar por los componentes donde esta es mayor. Aumentos significativos en eficiencia exergética, y por tanto el COP del sistema de enfriamiento, se pueden lograr reduciendo al mínimo la destrucción de exergía en el deshumidificador rotatorio, el sistema de calefacción, y el regenerador rotatorio, y desarrollando procesos menos irreversibles, como alternativa al proceso de enfriamiento por evaporación intrínsecamente irreversible.

²² E. Van Den Bulck, S.A. Klein, J.W. Mitchell, Second law analysis of solid desiccant rotary dehumidifiers, ASME Journal of Heat Transfer 110 (1988) 2-9

Otro dato de rendimiento para el sistema experimental es dado en la tabla 4.1.3. El COP de Carnot es mayor que el COP reversible ya que la definición para el COP reversible, un límite superior más realista para el funcionamiento del sistema considerando la naturaleza abierta del ciclo. En otras palabras, la definición del COP reversible excluye las reversibilidades externas producidas debido a la naturaleza del ciclo debido a que no se pueden eliminar. También figuran en la Tabla 4.1.3 las temperaturas de Carnot equivalentes calculadas a partir de las ecuaciones. (4.1.15) - (4.1.17), la carga de refrigeración, y el calor de regeneración suministrado a la unidad. Se puede observar que las temperaturas equivalentes para el ciclo abierto son más pequeñas que las temperaturas correspondientes a un ciclo cerrado impulsado por calor.

Tabla 4.1.3. Datos adicionales de rendimiento del sistema

COP	0.345	\dot{Q}_{regen} (kW)	3.109
COP _{rev}	3.112	T_c (°C)	27.5
COP _C	5.472	T_e (°C)	21.8
\dot{Q}_{cool} (kW)	1.072	T_s (°C)	46.6

El COP real del sistema es 0.345. Los COPs de las unidades de enfriamiento desecante real y experimental están entre 0.5 y 0.8. Se puede notar que el regenerador rotativo y los enfriadores evaporativos tienen un tanto de rendimiento satisfactorio, este bajo COP se debe principalmente al rendimiento insuficiente del deshumidificador rotativo. Esto es indicado por la baja efectividad deshumidificación (33,7%) del deshumidificador. Esto también puede deducirse del hecho de que el deshumidificador rotativo es el sitio de mayor destrucción de exergía (33,8%).

El material desecante, la geometría interna del deshumidificador (es decir, cómo se desarrolla el desecante dentro del deshumidificador matriz), la temperatura de

regeneración, la proporción de razones de flujo de masa de aire de regeneración y de aire de proceso, y la velocidad de rotación del deshumidificador son los parámetros que afectan el desempeño del deshumidificador. La optimización de estos parámetros ayudará a mejorar el COP de la unidad. Los valores de destrucción de exergía indican que el sistema de calefacción es el segundo sitio más grande de destrucción de exergía. Sin embargo, las irreversibilidades debido al sistema de calefacción no pueden ser eliminadas ya que son causadas por la diferencia de temperatura.

La destrucción de exergía en el regenerador rotativo también es importante en la degradación del rendimiento general del sistema y puede ser minimizada mediante un mejor diseño y el funcionamiento óptimo de los componentes. Tal vez el parámetro de funcionamiento que más afecta al rendimiento del regenerador es la velocidad de rotación. Los enfriadores evaporativos son componentes esencialmente irreversibles y es poco lo que se puede hacer para minimizar las irreversibilidades.

Las termocuplas usadas para medir las temperaturas tienen un error estimado de $\pm 0,5$ °C. Un cambio de 0,5 C en la temperatura de regeneración de bulbo seco (estado 8) va a cambiar el actual COP en un 1,8%, el COP reversible en un 4,1%, la eficiencia exergética de un deshumidificador rotativo en un 1,5%, y la destrucción de exergía en el deshumidificador en un 1,5%. Las imprecisiones en la temperatura del bulbo húmedo tendrán efectos menores en los resultados. Un cambio de 0.5 °C cambia los mismos resultados por debajo de 0.5 %.

4.2 ANALISIS EXERGETICO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR

El presente estudio fue realizado por Recep Yumrutas, Mehmet Kunduz, Mehmet Kanoglu, del departamento de ingeniería mecánica de la universidad de Gaziantep, turkia, y fue entregado en el año 2002, teniendo muy en cuenta que ha habido varios estudios sobre el análisis de exergía de sistemas de refrigeración. Leidenfrost²³ investigó el rendimiento de un ciclo de refrigeración con freón-12 como refrigerante, basado en el análisis de exergía. Akau y Schoenhals²⁴ estudió un sistema de bomba de calor experimental que utiliza el agua como fuente de calor y disipador de calor. Kaygusuz y Ayhan²⁵ presenta los resultados experimentales del análisis de exergía de un sistema solar que asiste una bomba de calor.

Se investigaron los efectos de diversos parámetros sobre el rendimiento del sistema, entre otros más. Kanoglu²⁶ presenta una metodología para el análisis de exergía del ciclo de refrigeración multi etapas en cascada y obtener la relación de trabajo mínimo para la licuefacción de gas natural. La visión convencional expresada por Strobridge²⁷, que sustenta que, la eficiencia exergético de los ciclos de refrigeración real no depende de la temperatura de refrigeración fue puesta en duda por Bejarano²⁸. Demostró que las eficiencias exergéticas disminuirán a medida que disminuye la temperatura de refrigeración. Se ofrecen dos modelos

²³ W. Leidenfrost, K.H. Lee, K.H. Korenic, Conservation of energy estimated by second law analysis of power-consuming process, *Energy* 5 (1980) 47–61.

²⁴ R.L. Akau, R.J. Schoenhals, The second law efficiency of a heat pump system, *Energy* 5 (1980) 853–863.

²⁵ K. Kaygusuz, T. Ayhan, Exergy analysis of solar assisted heat pump systems for domestic heating, *Energy* 18 (10) (1993) 1077–1085.

²⁶ M. Kanoglu, Exergy analysis of the multistage cascade refrigeration cycle used for natural gas liquefaction, *Internat. J. Energy Res.* (2002), page proof.

²⁷ T.R. Strobridge, *Cryogenic Refrigerators—An Updated Survey*, in: National Bureau of Standards Technical Note, Vol. 655, Washington, DC, 1974.

²⁸ A. Bejan, Theory of heat transfer-irreversible refrigeration plants, *Internat. J. Heat Mass Transfer* 32 (9) (1989) 1631–1639.

simples para explicar esta tendencia. En sus modelos, las imperfecciones termodinámicas se explican en gran medida por las irreversibilidades de transferencia de calor.

Los procesos termodinámicos en sistemas de refrigeración liberan una gran cantidad de calor al medioambiente. Este proceso de transferencia de calor entre el sistema y el entorno se lleva a cabo con una diferencia de temperatura finita, que es una de las principales fuentes de irreversibilidad para el ciclo, y lo que conlleva a que el rendimiento del ciclo disminuya.

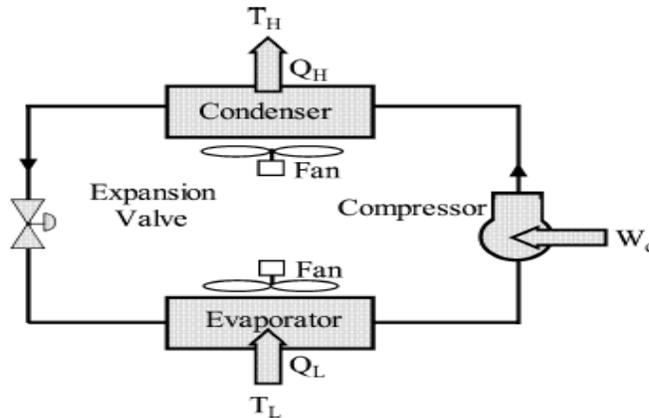
El análisis exergético es una herramienta excelente para el diseño, optimización y evaluación de sistemas térmicos, el análisis exergético es usado principalmente para determinar el máximo rendimiento del sistema e identificar los sitios de destrucción de exergía, sitios en donde podemos actuar para enfocar acciones de mejora y optimización del ciclo. Otro de los objetivos del análisis exergético es encontrar el trabajo mínimo requerido para un determinado resultado deseado.

En este caso se aplicara un análisis exergético a un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, las expresiones para la perdida de exergía, para los procesos individuales que componen el ciclo, así como el coeficiente de rendimiento **COP** y la eficiencia de la segunda ley serán obtenidos; así como el efecto que tienen la temperatura de condensación y evaporación sobre los mismos.

El sistema mostrado en la figura 4.2.1 utiliza amoniaco como agente refrigerante. El condensador y el evaporador son intercambiadores de calor compactos. La eficiencia isoentropica del compresor es tomada como 85%. Las temperaturas del recinto a refrigerar y del ambiente son 0°C y 20°C , respectivamente. En primer lugar, la temperatura de salida del evaporador se varía entre -20°C y -4°C , mientras que le temperatura de condensación se toma como 30°C . En segundo lugar, la temperatura de salida del condensador se varía entre 24°C y 40°C

mientras que la temperatura de evaporación es tomada como -4°C . La metodología de cálculo utilizada para obtener las propiedades del ciclo se basan en un régimen iterativo.

Figura 4.2.1. Esquema básico de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor



Tomado de: R. Yumruta,s et al. / Exergy, an International Journal 2 (2002) 266–272. Pag. 267

Lo primero que asumimos en este esquema de cálculo son las temperaturas a la salida del compresor y la válvula de expansión. Todas las propiedades físicas y térmicas, así como la presión del refrigerante en los estados asumidos son calculadas. Se calculan las pérdidas de presión dentro y fuera del condensador y evaporador, Los valores promedios de las propiedades en la entrada y salida del condensador y evaporador se utilizan en estos cálculos. Los efectos de las temperaturas de condensación y evaporación sobre las pérdidas de exergía, la eficiencia de la segunda ley, y el **COP** del sistema de refrigeración por compresión de vapor con una carga de enfriamiento de 1 kW son presentados a continuación:

El ciclo real de refrigeración por compresión de vapor analizado es mostrado en la figura 4.2.2 mediante un diagrama Temperatura – Entropía (T-s). Las suposiciones hechas para este análisis son:

- El sistema se encuentra en equilibrio termodinámico, y operación de flujo constante
- Las caídas de presión son despreciables
- La válvula reguladora y el compresor operan adiabáticamente
- El refrigerante está en estado saturado a la salida del condensador y evaporador.

La entropía generada y el trabajo perdido se pueden calcular por un proceso de compresión adiabática irreversible usando las siguientes ecuaciones:

$$S_{gen} = \sum_{salida} m_e S_e - \sum_{entrada} m_i S_i - \sum_i \frac{Q_i}{T_i} \geq 0 \quad (\text{EC 4.2.1})$$

$$W_L = T_0 S_{gen} \quad (\text{EC 4.2.2})$$

De esta manera tenemos que

$$S_{gen,12} = S_2 - S_1 \quad (\text{EC 4.2.3})$$

$$w_{12} = T_0 (s_2 - s_1) \quad (\text{EC 4.2.4})$$

El calor es rechazado por el refrigerante hacia el fluido que enfría los alrededores. El trabajo perdido en el condensador se puede obtener de:

$$w_{23} = q_{con} + T_0(s_3 - s_2) \quad (\text{EC 4.2.5})$$

Donde q_{con} es la cantidad de calor rechazado del refrigerante que fluye a través del condensador y es igual a

$$q_{con} = h_2 - h_3 \quad (\text{EC 4.2.6})$$

La exergía perdida en la válvula de expansión se puede calcular mediante la ecuación

$$w_{34} = T_0(s_4 - s_3) \quad (\text{EC 4.2.7})$$

La fricción debida al flujo de refrigerante en el evaporador y el calor que se transfiere desde el espacio refrigerado a la temperatura T_c son las responsables de la pérdida de trabajo y se calcula así:

$$w_{41} = T_0(s_1 - s_4) - T_0 \frac{q_b}{T_c} \quad (\text{EC 4.2.8})$$

Para una misma carga de refrigeración, un balance de energía de los ciclos de refrigeración reversible y reales considerados sería:

$$q_c = q_b = T_c(s_1 - s_d) = T_4(s''_1 - s_4) \quad (\text{EC 4.2.9})$$

Reemplazando esta expresión en la ecuación (4.2.8)

$$w_{41} = T_0(s_d - s_4) \quad (\text{EC 4.2.10})$$

La entropía generada debido a la pérdida de presión a través del condensador puede ser expresada asumiendo que el fluido de trabajo se comporta como un gas ideal en la región de sobrecalentamiento con un calor específico constante, c_{pr} :

$$(s_{gen,23})\Delta p = s_3 - s_2 + 2 \left(\frac{h_2'' - h_3}{T_2'' + T_3} \right) + c_{pr} \ln \left(\frac{T_2}{T_2''} \right) \quad (\text{EC 4.2.11})$$

La entropía generada debido a las pérdidas de vapor en el evaporador se puede expresar entonces de la misma manera como:

$$(s_{gen,41})\Delta p = s_1 - s_4 - 2 \left(\frac{h_1 - h_4}{T_1 + T_4} \right) \quad (\text{EC 4.2.12})$$

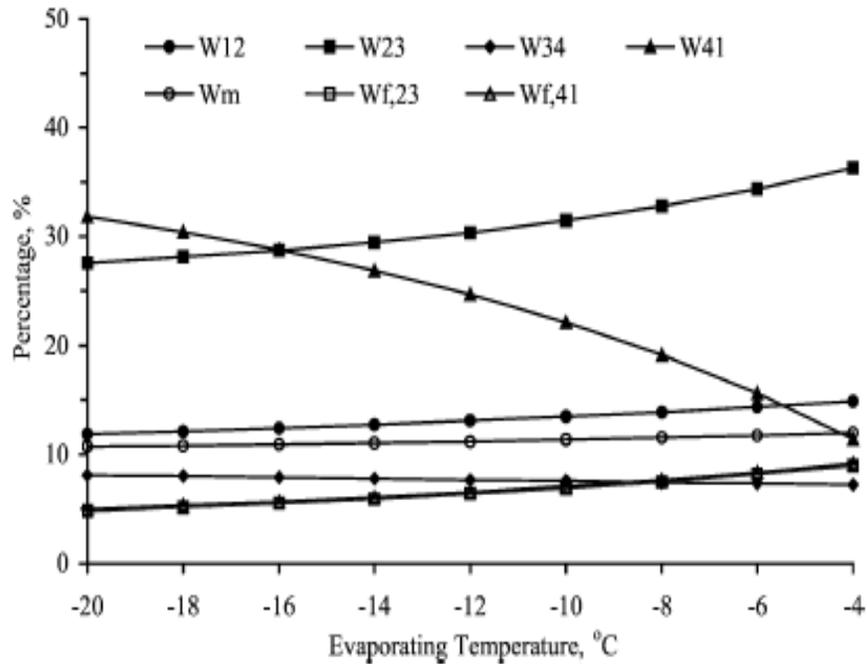
La generación de entropía debido a la transferencia de calor es igual a la diferencia entre la producción total de entropía y la producción de entropía debido a las pérdidas de presión.

$$(s_{gen}) = s_{gen} - (s_{gen})\Delta p \quad (\text{EC 4.2.13})$$

Se supone que el aire se utiliza como fluido de transferencia de calor que rodea el condensador y evaporador.

4.2.2 Análisis de Resultados Los porcentajes de pérdida de exergía para cada componente del sistema y el trabajo suministrado por el compresor y ventilador son ilustrados en la figura 4.2.3, en función de la temperatura de evaporación. El porcentaje total en cualquier temperatura de evaporación es de 100%.

Figura 4.2.3. Porcentajes de pérdida de exergía para cada componente y trabajo del compresor y ventilador, como una función de la temperatura de evaporización.

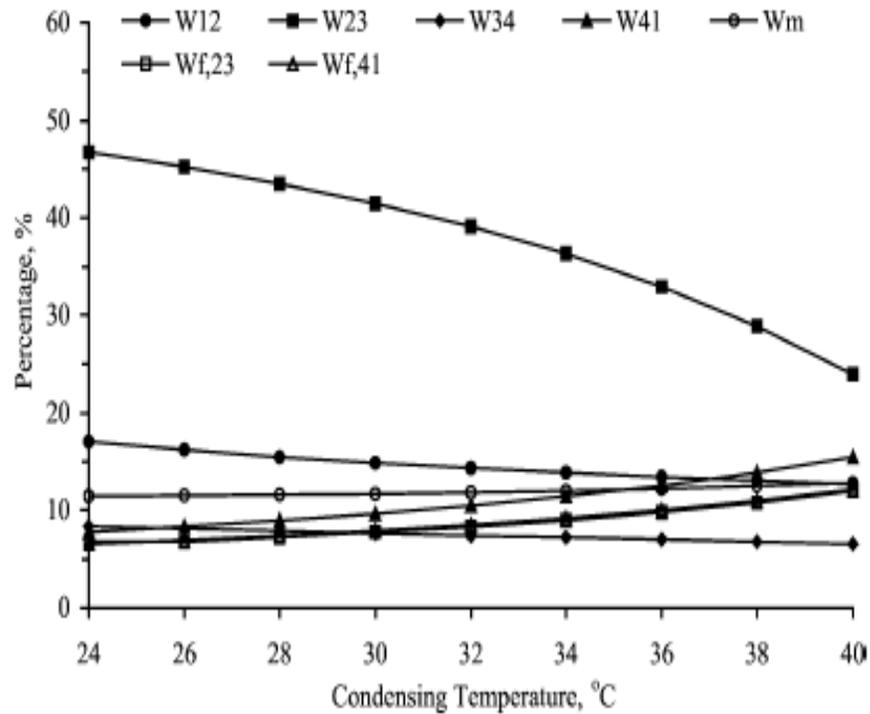


Tomado de: R. Yumruta,s et al. / Exergy, an International Journal 2 (2002) 266–272. Pag. 271

Los mayores porcentajes de pérdidas de exergía se presentan en el evaporador y condensador, mientras que en los otros componentes son del 10% o menos. La pérdida de exergía en el condensador incrementa y en el evaporador disminuye con un aumento en la temperatura de evaporización. La tendencia de la pérdida de exergía a la disminución, con la temperatura de evaporización se puede explicar por el hecho de que la diferencia de temperatura media entre el evaporador y el cuarto frío disminuye con el aumento de temperatura de evaporación. Entre más alta sea la diferencia de temperatura, mayor será la pérdida de exergía. Mientras tanto, la pérdida del porcentaje de exergía en el condensador tiene que aumentar para compensar la disminución de la pérdida de exergía en el evaporador. Hay que tener en cuenta que el aumento en la pérdida

de exergía en el condensador no es tan pronunciado como la disminución en la pérdida de exergía en el evaporador ya que las pérdidas de exergía en los demás componentes también se incrementan.

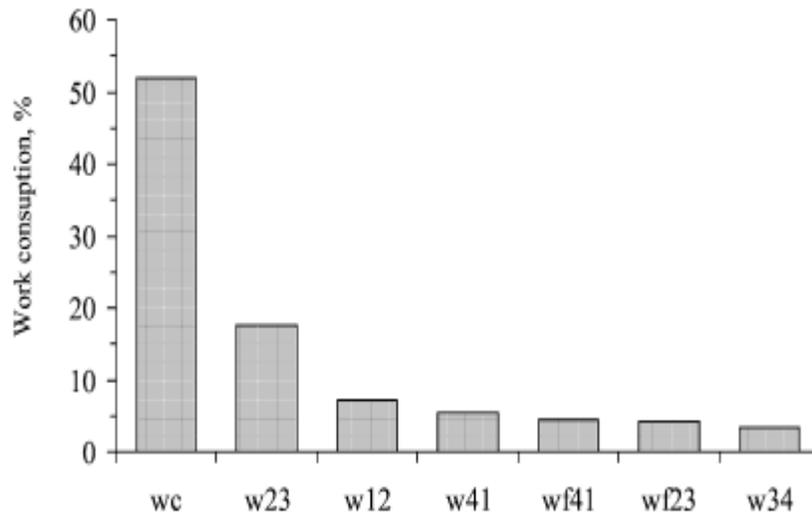
Figura 4.2.4. Porcentajes de pérdida de exergía para cada componente y trabajo del compresor y ventilador, como una función de la temperatura de condensación.



Tomado de: R. Yumruta,s et al. / Exergy, an International Journal 2 (2002) 266–272. Pag. 271

Una grafica semejante se presenta en la figura 4.2.4, pero en función de la temperatura de condensación. La perdida de exergía en el condensador disminuye y en el evaporador aumenta con el incremento en la temperatura de condensación, otros parámetros también se incrementan para compensar la disminución de la pérdida de exergía en el condensador.

Figura 4.2.5. Porcentaje de pérdida de exergía por cada componente y trabajo del compresor y ventilador, bajo las condiciones de diseño.



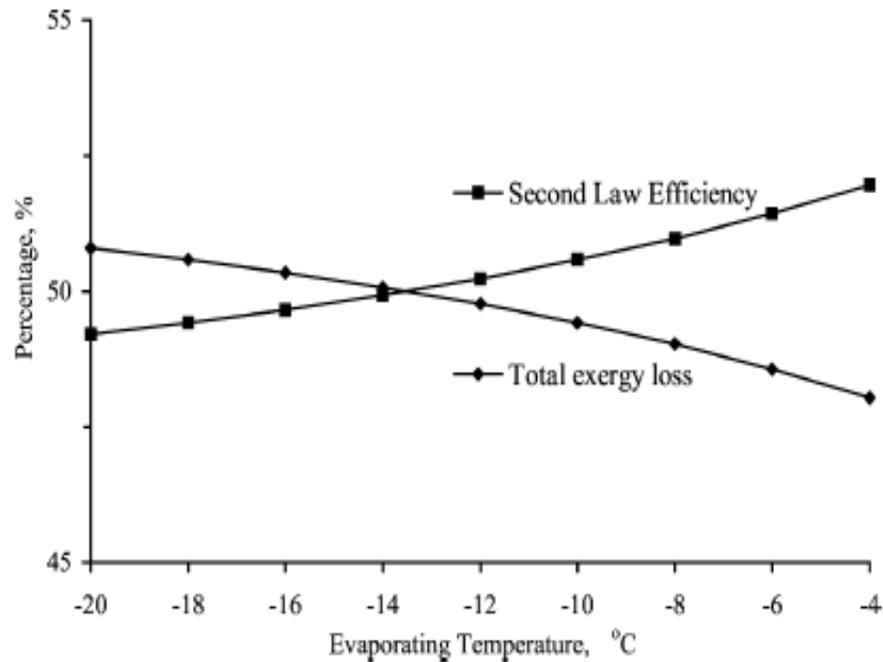
Tomado de: R. Yumruta,s et al. / Exergy, an International Journal 2 (2002) 266–272. Pag. 271

En la figura 4.2.5, bajo las condiciones de diseño (temperatura de evaporación de $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$ y temperatura de condensación $30\text{ }^{\circ}\text{C}$), una comparación de los trabajos de entrada al compresor y los ventiladores, y las pérdidas de trabajo durante cada uno de los procesos se muestran teniendo en cuenta que su total es 100 %. El porcentaje de trabajo teórico del compresor es de aproximadamente 52% mientras que la pérdida de trabajo en el compresor es de aproximadamente 7%. Los trabajos de entrada a los ventiladores y las pérdidas de exergía en el condensador, la válvula de expansión y evaporador son mostrados también como porcentajes. Las pérdidas de exergía en el condensador son mucho más altas que las pérdidas en el evaporador. Esto puede explicarse por el hecho de que el refrigerante se somete en su mayoría a un proceso de adición de calor isotérmico durante el cambio de fase en el evaporador, con una diferencia de temperatura relativamente pequeña entre el evaporador y el espacio frío. En el condensador, sólo una parte del rechazo de calor se lleva a cabo durante el proceso de cambio

de fase con una diferencia de temperatura más grande entre el condensador y el aire exterior.

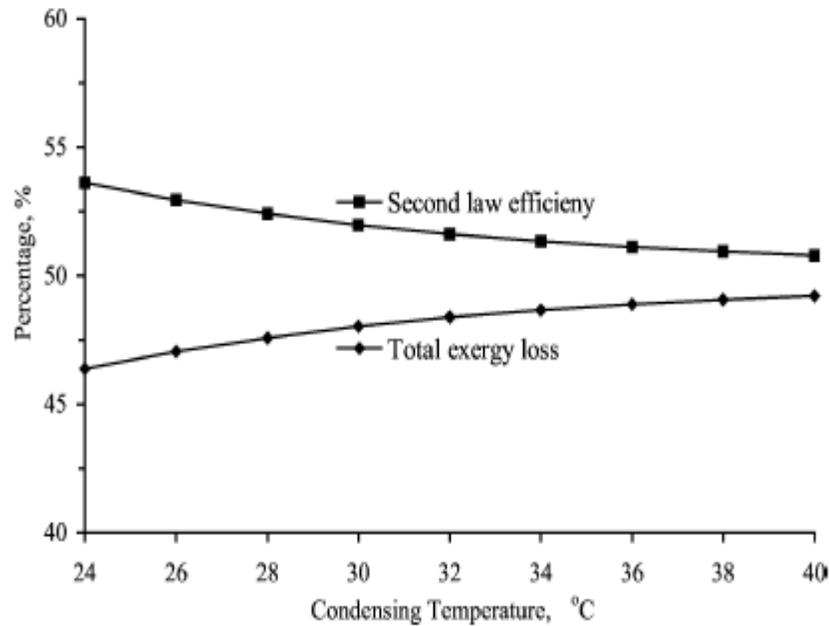
Si se considera el trabajo del ventilador como parte de la pérdida de exergía total del sistema se puede determinar la eficiencia de la segunda ley del ciclo dividiendo el trabajo teórico de entrada del compresor (o mínimo) sobre la suma total de todos términos de los trabajos y exergía pérdidas en la figura 4.2.5. Siendo así, la eficiencia de la segunda ley es igual al porcentaje de trabajo teórico del compresor, 52%. La eficiencia de la segunda ley de muestra en las figuras 4.2.6 y 4.2.7 se calculan en base a esta definición.

Figura 4.2.6. Eficiencia de la segunda ley y pérdida de exergía total como en función de la temperatura de evaporización.



Tomado de: R. Yumrutaş et al. / Exergy, an International Journal 2 (2002) 266–272. Pag. 271

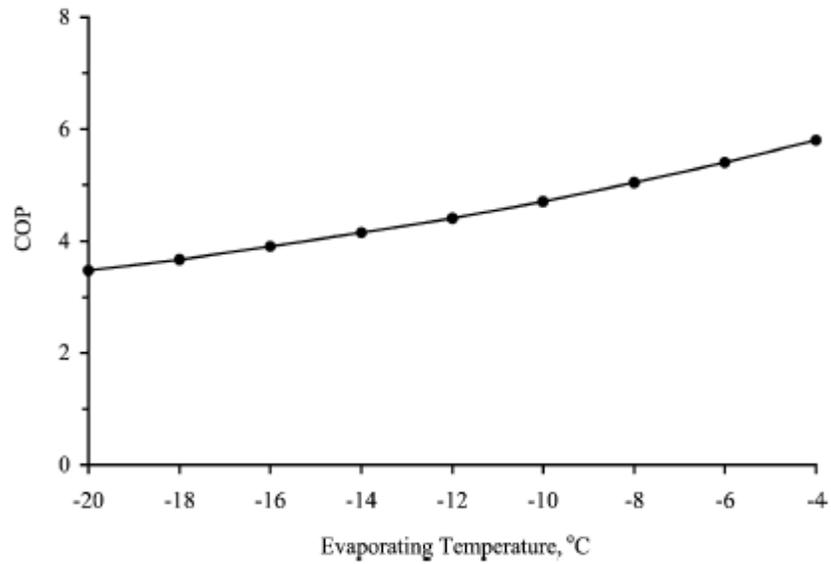
Figura 4.2.7. Eficiencia de la segunda ley y pérdida de exergía total como en función de la temperatura de condensación.



Tomado de: R. Yumruta,s et al. / Exergy, an International Journal 2 (2002) 266–272. Pag. 271

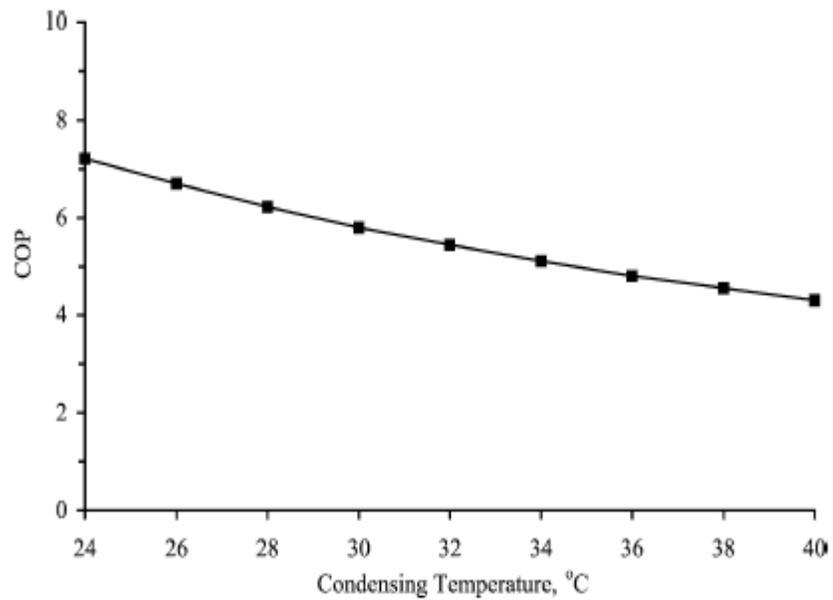
Los efectos de la temperatura de condensación y evaporación en la eficiencia de la segunda ley, las pérdidas de exergía total y el COP del ciclo son mostrados en las figuras 4.2.6-4.2.9. En las figuras 4.2.6 y 4.2.7, los porcentajes de la segunda ley y las pérdidas de exergía total suman 100 %. La eficiencia de la segunda ley aumenta conforme aumenta la temperatura de evaporación y disminuye la temperatura de condensación. Una tendencia opuesta para la pérdida de exergía total como se esperaba.

Figura 4.2.8. COP de ciclo Vs temperatura de evaporización.



Tomado de: R. Yumruta,s et al. / Exergy, an International Journal 2 (2002) 266–272. Pag. 272

Figura 2.9. COP de ciclo Vs temperatura de condensación.



Tomado de: R. Yumruta,s et al. / Exergy, an International Journal 2 (2002) 266–272. Pag. 272

En los rangos de temperatura considerados en ambas figuras 4.2.6 y 4.2.7, la eficiencia de la segunda ley se mantiene cercana al 50%. El COP del ciclo incrementa con el incremento de la temperatura de evaporización y la disminución de la temperatura de condensación como lo muestra la figura 4.2.8 y 4.2.9. La tendencia en ambas figuras es esencialmente la misma con un COP oscilando entre 3 y 6 en función de la temperatura de evaporización, y de 4 a 7 en función de la temperatura de condensación. El COP se calcula dividiendo el calor extraído del espacio frío al trabajo suministrado por el compresor.

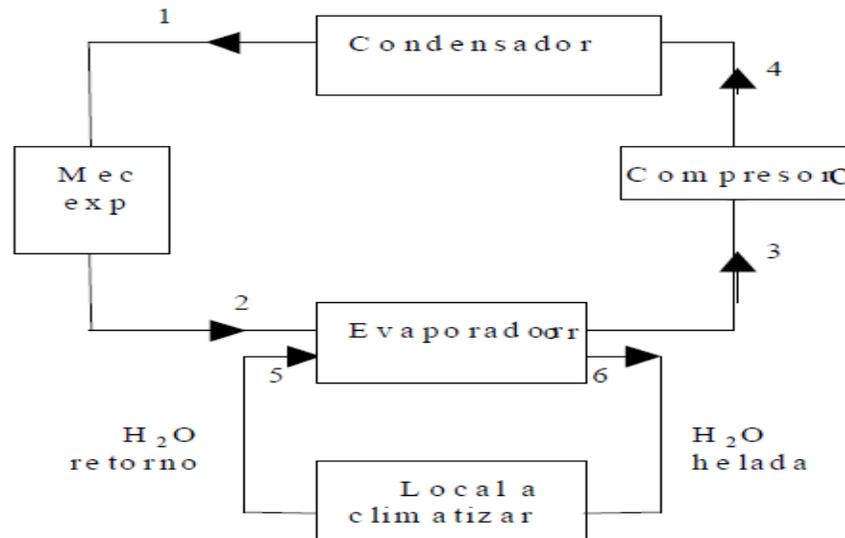
4.3 ANALISIS EXERGETICO DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACION POR AGUA HELADA

El siguiente estudio fue realizado por Juan C. Armas, Margarita J. Lapido, Juan A. Castellanos y Mario A. Alvares; pertenecientes al Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente CEEMA, de la universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez” Cuba, la cual fue publicada en el mes de noviembre de 2006.

También han trabajado sobre esta problemática autores como dAccadia, EL sayed, Gordon, Khan, Kotas, Wall y Yumrutas, los cuales han expuestos desde diferentes perspectivas metodologías para la determinación de las pérdidas exergéticas en sistemas de frío.

Este estudio es realizado para analizar un ciclo de refrigeración por comprensión de vapor de un sistema de climatización centralizado tipo toda agua (figura 4.3.1). El sistema consiste de 2 subsistemas de trabajo. El principal, por el cual fluye el refrigerante R-22 y el segundo por donde circula el agua con que se distribuye frío a los locales a climatizar.

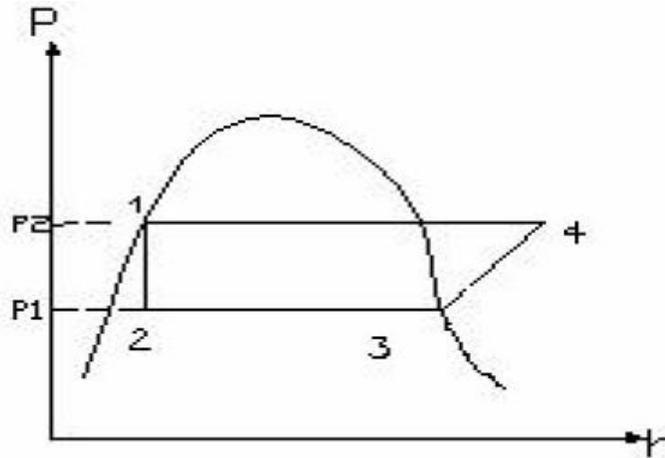
Figura 4.3.1. Esquema de Sistema de Climatización



Tomado de: Revista energética 36, universidad nacional de colombia. Pag. 37.

El ciclo de refrigeración correspondiente al refrigerante es representado en un diagrama Presión entalpía en la figura 4.3.2. Para cada uno de los puntos de análisis se muestran las propiedades termodinámicas del refrigerante bajo diferentes regímenes de trabajo.

Figura 4.3.2. Diagrama presión Vs entalpia del refrigerante.



Tomado de: Revista energética 36, universidad nacional de colombia. Pag. 37

Los dos regímenes de trabajo estudiados son:

- Condiciones de explotación nominal

Presión de evaporación: 4.92 kg/cm^2 , Presión de condensación: 17.87 kg/cm^2 ,
Temperatura agua impulsión: $8.5 \text{ }^\circ\text{C}$, Temperatura agua de retorno: $10 \text{ }^\circ\text{C}$.

- Condiciones de carga parcial

Presión de evaporación: 4.70 kg/cm^2 , Presión de condensación: 18.35 kg/cm^2 ,
Temperatura agua impulsión: $8.5 \text{ }^\circ\text{C}$, Temperatura agua de retorno: $10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Para efectos de los cálculos energéticos tenemos la siguiente tabla, que nos muestra las propiedades del agente refrigerante en las diferentes estaciones.

Tabla 4.3.1. Propiedades del agente refrigerante R-22

Puntos	Régimen Nominal		Régimen Parcial	
	h kJ/kg	s kJ/kg K	h kJ/kg	s kJ/kg K
1	102.285	0.347	99.962	0.360
2	102.285	0.384	99.962	0.375
3	251.507	0.936	250.896	0.937
4	283.740	0.936	284.857	0.937

4.3.1 Análisis Energético En este apartado se calculan los indicadores que ayudan a valorar el comportamiento termodinámico del ciclo, tales como: COP, potencia consumida por el compresor y el COP del ciclo de Carnot equivalente. A continuación se muestran las ecuaciones y resultados de los cálculos fundamentales:

$$* \text{ efecto refrigerante del ciclo} = q = h_3 - h_2 \quad (\text{EC 4.3.1})$$

$$* \text{ trabajo del compresor} = L = h_4 - h_3 \quad (\text{EC 4.3.2})$$

$$* \text{ potencia del compresor} = P = (L m)(\mu_s \mu_v) \quad (\text{EC 4.3.3})$$

$$* \text{ coeficiente de rendimiento} = COP = \frac{q}{L} \quad (\text{EC 4.3.4})$$

$$* \text{ calor rechazado en el condensador} = Q_r = h_4 - h_1 \quad (\text{EC 4.3.5})$$

$$* \text{ calor absorbido en el evaporador} = Q_a = h_3 - h_2 \quad (\text{EC 4.3.6})$$

$$* \text{ coeficiente del rendimiento del ciclo de carnot} = COP_C = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{EC 4.3.7})$$

$$* \text{ exergia fisica} = e = (h - h_0) - T_0(S - S_0) \quad (\text{EC 4.3.8})$$

$$* \text{ irreversibilidad del evaporador} = I_e = (E_2 - E_3) + (E_5 - E_6) \quad (\text{EC 4.3.9})$$

$$* \text{ irreversibilidad del compresor} = I_c = (w - E_4) \quad (\text{EC 4.3.10})$$

$$* \text{ irreversibilidad del condensador} = I_{cond} = (E_4 - E_1) \quad (\text{EC 4.3.11})$$

$$* \text{ irreversibilidad del mecanismo de expansion} = I_{exp} = (E_1 - E_2) \quad (\text{EC 4.3.12})$$

$$* \text{ rendimiento isentropico} = \mu_s = 0.86 - 0.038 \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (\text{EC 4.3.13})$$

$$* \text{ rendimiento volumetrico} = \mu_v = 1.00 - 0.05 \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (\text{EC 4.3.14})$$

Tabla 4.3.2. Resultados fundamentales

	Régimen Nominal	Régimen Parcial
m (kg/s)	0.710	0.710
RC	3.63	3.90
Rendimiento isentrópico	0.730	0.712
Rendimiento volumétrico	0.829	0.805
q (kJ/kg)	149.223	150.935
L (kJ/kg)	32.233	33.961
COP	4.629	4.444
COP carnot	6.993	5.548
Capacidad de Refrigeración (kW)	105.37	106.58
Q _R (kJ/kg)	149.223	184.896
Q _A (kJ/kg)	105.351	150.935

4.3.2 Análisis Exergético Para este análisis se tomaron las siguientes consideraciones:

1. Temperatura de referencia para el refrigerante primario (R-22)=25°C
2. Temperatura de referencia para el refrigerante secundario (agua)=10°C
3. El proceso de compresión del gas se considera adiabático.
4. Despreciamos el calor rechazado al medio en el condensador.

Tabla 4.3.3. Exergía físicas de cada componente.

Componentes	Régimen Nominal	Régimen Parcial
Condensador	Exergías (kW)	Exergías (kW)
entrada	22.601	23,245
salida	17.837	14,058
Mec. Expansión		
entrada	17.837	14,058
salida	9,992	10,884
Evaporador		
entrada	9,992	10,884
salida	0,000	0
Compresor		
Entrada	32,554	33,866
Salida	22,026	23,245
Rendimiento Exergético		
	60%	59%

4.3.3 Análisis de Resultados En primera instancia podemos observar como al aumentar la relación de compresión RC, disminuye el coeficiente de rendimiento y aumenta la potencia consumida. En la tabla 4.3.4 mostramos las irreversibilidades en cada componente y en el sistema en general.

De lo observado en la tabla se sabe que los equipos que más pérdida de exergía o irreversibilidades provocan, en este caso variando las presiones de condensación

y evaporación, son el evaporador y el compresor, los cuales significan alrededor del 60% de las irreversibilidades totales del sistema.

Tabla 4.3.4. Irreversibilidades por componente.

Componentes	Régimen Nominal		Régimen Parcial	
	I_L	% (I_L / I_T)	I_L	% (I_L / I_T)
Condensador	4,764	14,38	9,187	27,157
Mec Expansión	7,846	23,682	3,174	9,381
Evaporador	9,992	30,16	10,850	32,071
Compresor	10,528	31,778	10,620	31,392
I_T	33,129		33,831	

Por otro lado los componentes más sensibles a los cambios en las variables de operación son el condensador y el mecanismo de expansión, teniendo en cuenta que varían drásticamente con el cambio de régimen, en comparación con los demás componentes.

Según los resultados arrojados por el análisis de exergético podemos concluir que, debido a la misma sensibilidad del condensador sería una buena alternativa para disminuir las pérdidas de exergía en este elemento, variando las condiciones operacionales en la medida que se pueda a favor del sistema, aumentando la eficiencia energética de la instalación. Lo que no se puede hacer en el mecanismo de expansión ya que no es fácil, no es práctico variar las condiciones operacionales del mismo.

4.4 ANÁLISIS EXERGÉTICO DE UN SISTEMA DE ABSORCIÓN BROMURO DE LITIO / AGUA

El siguiente estudio fue realizado por Arzu Sencana, Kemal A. Yakuta, investigadores que hicieron parte del departamento de educación mecánica, facultad de educación técnica de la universidad Süleyman Demirel, turkia; igualmente participó del estudio Soteris A. Kalogirou del departamento de ingeniería mecánica, del instituto técnico superior, Chipre. El estudio fue expuesto en septiembre de 2004.

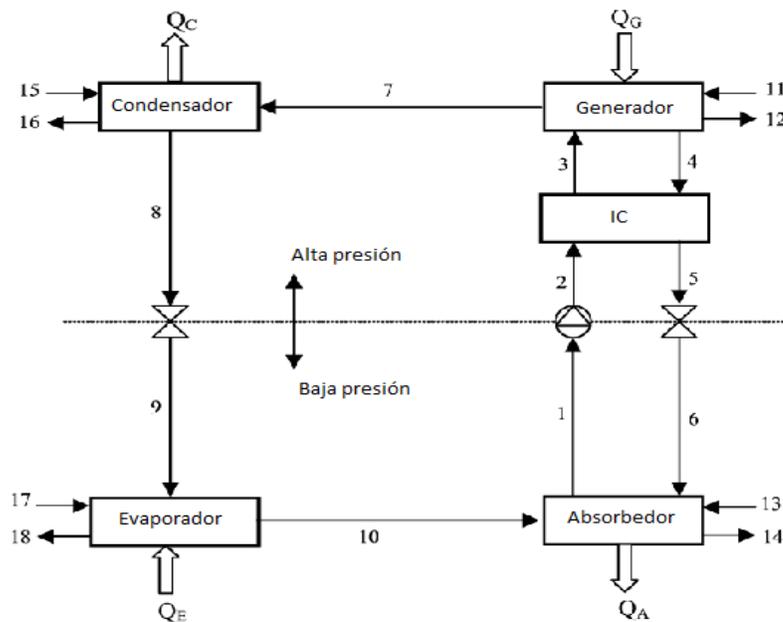
En los últimos años, ha habido un interés creciente en el uso de los principios de la segunda ley de la termodinámica para analizar y evaluar el rendimiento termodinámico de los sistemas térmicos, así como sus tecnologías. En segundo lugar el análisis de la ley se basa en el concepto de exergía, lo que puede definirse como una medida del potencial de trabajo o la calidad de las diferentes formas de energía en relación a las condiciones ambientales. En otras palabras, la exergía se puede definir como el máximo trabajo teórico que se puede entregar por la interacción de una fuente de energía con el medio ambiente.

Varios investigadores han utilizado el análisis de exergía de sistemas de refrigeración. Un análisis teórico viene dado por Bejan basado en la minimización de la generación de entropía. Szargut presentó el balance energético y exergético de un refrigerador de absorción de NH₃-H₂O. Kotas ha utilizado el método de análisis de exergía en el análisis de las centrales térmicas y químicas, pero no ha presentado el análisis de exergía de los sistemas de absorción. Primero y segundo analiza la ley de los sistemas de absorción para refrigeración y calefacción aplicaciones se dio también por Lee y el Sheriff. Análisis exergético de un ciclo de refrigeración por absorción LiBr-H₂O se llevó a cabo por Talbi y Agnew.

El siguiente trabajo se diferencia de otros estudios debido a que el análisis de disponibilidad se realiza para cada componente del sistema. Todas las pérdidas de exergía que existen en el sistema de absorción son calculadas. El análisis de exergía también se realiza para diferentes condiciones de funcionamiento. Además, el coeficiente de rendimiento (COP) y la eficiencia exergética del sistema de absorción en diferentes condiciones de operación para la refrigeración y aplicaciones de calefacción también son determinadas.

4.4.1 Descripción del Sistema de Absorción Comparado con un ciclo común de enfriamiento la idea básica de un sistema por absorción es evitar el trabajo de compresión. Esto se logra utilizando una pareja de trabajo adecuada. La pareja de trabajo consiste de un refrigerante y una solución que puede absorber el refrigerante. En este estudio, LiBr-H₂O se utiliza como solución, mientras que el agua actúa como refrigerante.

Figura 4.4.1. Esquema de un sistema de absorción LiBr – Agua



Tomado de: A. Sencan et al. / Renewable Energy 30 (2005) 645–657. Pag 647.

Como se muestra en la figura 4.4.1, el vapor refrigerante procedente del evaporador (10) es absorbido en un líquido (1). Este líquido se bombea a una presión más alta (1-2), donde el refrigerante es hervido fuera de la solución mediante la adición de calor (3-7). Posteriormente, el refrigerante pasa al condensador (7-8) como en un ciclo de refrigeración normal. Por último, el líquido refrigerante con menos devuelve de nuevo a la absorción²⁹ (6).

El sistema de absorción de la figura 4.4.1 proporciona agua fría para aplicaciones de refrigeración. Además, el sistema de la figura 4.4.1 también puede suministrar agua caliente para aplicaciones de calefacción, mediante la circulación de los fluidos de trabajo del mismo modo. La diferencia operacional entre las dos aplicaciones es la energía de salida útil y la temperatura de funcionamiento y los niveles de presión en el sistema. La energía de salida útil del sistema para las aplicaciones de calefacción es la suma del calor rechazado por el absorbedor y el condensador, mientras que el aporte de energía se suministra al generador. La energía de salida útil del sistema para las aplicaciones de refrigeración es el calor que se extrae desde el ambiente del evaporador, mientras que la energía de entrada es suministrada al generador^{30,31}.

4.4.2 Análisis termodinámico Para el análisis termodinámico de un sistema de absorción se aplican a cada componente del sistema los principios de conservación de masa, primera y segunda ley de la termodinámica. Cada componente puede ser tratado como un volumen de control con corrientes de entrada y de salida, transferencia de calor e interacciones de trabajo. En el sistema, la conservación de la masa incluye el balance de masa de la masa total y

²⁹ Herold KE, Radermacher R, Klein SA. Absorption chillers and heat pumps. Boca Raton, FL: CRC Press; 1996.

³⁰ Alefeld G, Radermacher R. Heat conversion systems. Boca Raton, FL: CRC Press; 1994.

³¹ Herold KE, Radermacher R, Klein SA. Absorption chillers and heat pumps. Boca Raton, FL: CRC Press; 1996.

de cada material de la solución. Las ecuaciones que rigen la conservación de masa y el tipo de material para un estado de equilibrio y un sistema de flujo continuo son³²:

$$\sum m_i - \sum m_o = 0 \quad (\text{EC 4.4.1})$$

$$\sum (mx)_i - \sum (mx)_o = 0 \quad (\text{EC 4.4.2})$$

Donde m es la razón de flujo másico y x es la concentración de masa de LiBr en la solución. La primera ley de la termodinámica arroja el balance de energía de cada componente del sistema de absorción así:

$$\sum (mh)_i - \sum (mh)_o + [\sum Q_i - \sum Q_o] + W = 0 \quad (\text{EC 4.4.3})$$

El COP de enfriamiento del sistema de absorción es definida como la carga de calor latente en el evaporador por unidad de carga de calor en el generador y puede ser escrito como:

$$COP_{\text{enfriamiento}} = \frac{Q_E}{Q_G} = \frac{m_{10}h_{10} - m_9h_9}{m_4h_4 + m_7h_7 - m_3h_3} \quad (\text{EC 4.4.4})$$

Donde m es el flujo másico y h es la entalpía del fluido de trabajo en cada punto de estado correspondiente.

El COP de calefacción del sistema de absorción es la razón entre la capacidad de la calefacción combinada, obtenida a partir del absorbedor y el condensador, y el calor añadido al generador, y puede ser:

³² Talbi MM, Agnew B. Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as working fluids. Appl Therm Eng 2000;20:619–30.

$$\begin{aligned}
COP_{calefaccion} &= \frac{Q_C + Q_A}{Q_G} = \frac{(m_7 h_7 - m_8 h_8) + (m_{10} h_{10} + m_6 h_6 - m_1 h_1)}{m_4 h_4 + m_7 h_7 - m_3 h_3} \\
&= \frac{m_{15}(h_{16} - h_{15}) + m_{13}(h_{14} - h_{13})}{m_{11}(h_{11} - h_{12})}
\end{aligned}
\tag{EC 4.4.5}$$

Un balance de energía total del sistema requiere que la suma de la transferencia de calor del generador, evaporador, el condensador y el absorbedor debe ser cero. Si el modelo del sistema de absorción supone que el sistema está en estado estacionario y que el trabajo de la bomba y las pérdidas de calor del medio ambiente se desprecian, el balance de energía se puede escribir como:

$$Q_C + Q_A = Q_G + Q_E \tag{EC 4.4.6}$$

Por consiguiente, de la ecuación (4.4.4) el COP de calefacción puede ser escrito como:

$$COP_{calefaccion} = \frac{Q_G + Q_E}{Q_G} = 1 + \frac{Q_E}{Q_G} = 1 + COP_{enfriamiento} \tag{EC 4.4.7}$$

De esta ecuación se puede deducir que el COP de calentamiento es mayor que el COP de enfriamiento en todos los casos.

El análisis por la segunda ley termodinámica es realizado para hallar el rendimiento del sistema basado en la exergía. En este caso el análisis exergético es la combinación de la primera y la segunda ley termodinámica y es definida como la máxima cantidad de potencial de trabajo de un material o una corriente de energía, en relación con el entorno.

La exergía en una corriente de fluido puede ser definida como:

$$E = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \tag{EC 4.4.8}$$

Donde E es la exergía del fluido a la temperatura T . Los términos h y s son la entalpia y la entropía del fluido, mientras que h_0 y s_0 corresponden a las mismas propiedades del fluido pero a temperatura ambiente T_0 . En este estudio se toma como 298,15 K.

La pérdida de exergía en cada componente se puede calcular de:

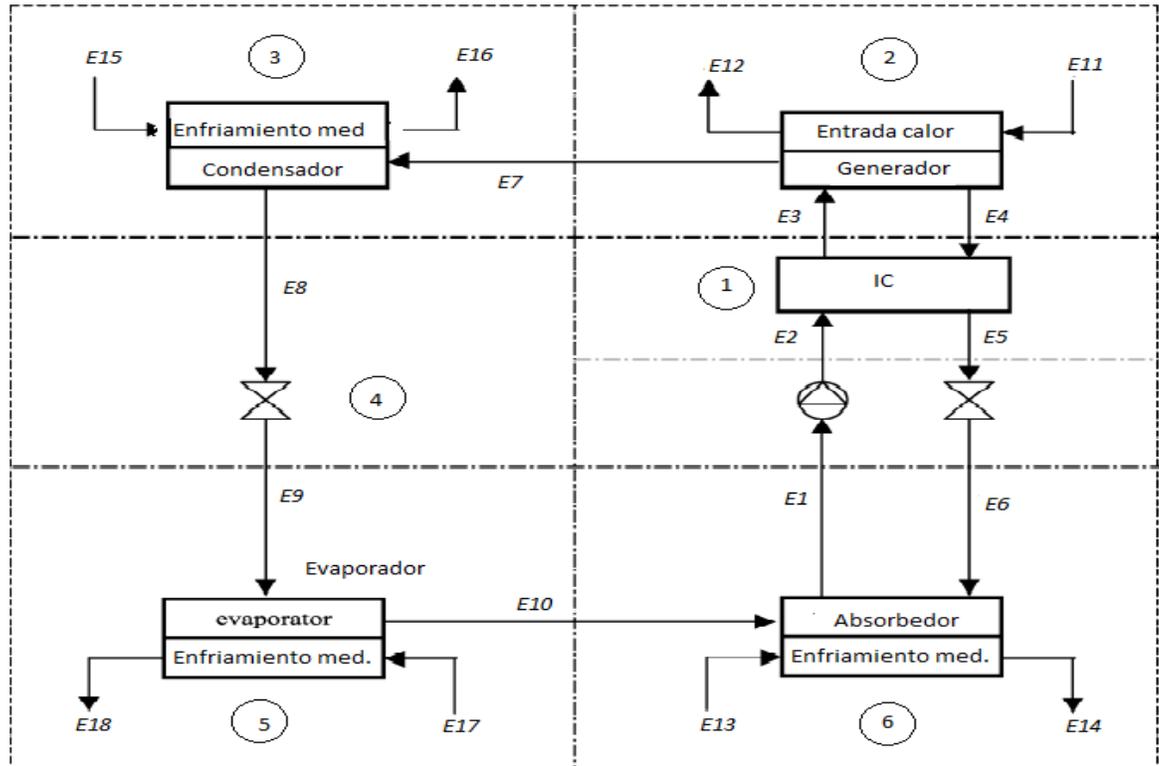
$$\Delta E = \sum m_i E_i - \sum m_o E_o - \left[\sum Q \left(1 - \frac{T_o}{T} \right)_i - \sum Q_o \left(1 - \frac{T_o}{T} \right)_o \right] + \sum W \quad (\text{EC 4.4.9})$$

Donde ΔE es la pérdida de exergía o irreversibilidad que ocurrió en el proceso. Los primeros dos términos del lado derecho de la ecuación anterior son las exergías de las corrientes de entrada y salida del volumen de control. El tercer y cuarto son las exergías asociadas con el calor transferido de la fuente mantenida a una temperatura T . El último término es la exergía asociada al trabajo mecánico agregado al volumen de control. Sin embargo este término es despreciable para sistemas de absorción ya que la bomba de solución requiere bajo nivel de potencia para su operación.

El balance de la disponibilidad de flujo equivalente del sistema se muestra en la figura 4.4.2. La pérdida de exergía total de sistema de absorción es la suma de la pérdida de exergía en cada componente y se puede escribir como

$$\Delta E_T = \Delta E_1 + \Delta E_2 + \Delta E_3 + \Delta E_4 + \Delta E_5 + \Delta E_6 \quad (\text{EC 4.4.10})$$

Figura 4.4.2. Disponibilidad de balance de flujo del sistema de absorción



Tomado de: A. Sencan et al. / Renewable Energy 30 (2005) 645–657. Pag 650

La eficiencia de la segunda ley del sistema de absorción se mide mediante la eficiencia exergética, E , que se define como el cociente entre la exergía útil obtenida de un sistema sobre la exergía suministrada al sistema. Por lo tanto, la eficiencia exergética del sistema de absorción para la refrigeración es la relación entre la exergía del agua helada en el evaporador y la exergía de la fuente de calor en el generador. Esta se puede escribir como:

$$\eta_{enfriamiento} = \frac{m_{17} (E_{17} - E_{18})}{m_{11} (E_{11} - E_{12})} \quad (\text{EC 4.4.11})$$

La eficiencia exergética de los sistemas de absorción para calefacción es la relación entre exergía del agua caliente suministrada en el absorbedor y el

condensador, y la exergía de la fuente de calor en el generador, y puede ser escrita como:

$$\eta_{calefaccion} = \frac{m_{15} (E_{16}-E_{15})+m_{13} (E_{14}-E_{13})}{m_{11} (E_{11}-E_{12})} \quad (\text{EC 4.4.12})$$

A continuación se muestran la recopilación de los resultados de los análisis energéticos y exergéticos del sistema. Por motivos de simplificación del análisis se desprecia la entrada de trabajo a la bomba de solución y las pérdidas por fricción en el interior del sistema:

Tabla 4.4.1. Condiciones de funcionamiento del sistema de absorción

Absorption system data obtained from the thermodynamic analysis

Point	Temperature (°C)	<i>h</i> (kJ/kg)	<i>s</i> (kJ/kg K)	<i>m</i> (kg/s)	<i>x</i> (% LiBr)	ψ (kJ/kg)
1	40	104.34	0.31	0.5	57.59	12.95
2	40	104.34	0.31	0.5	57.59	12.95
3	67.6	159.03	0.46	0.5	57.59	22.09
4	80	185.53	0.52	0.495	58.15	29.73
5	52	130.31	0.36	0.495	58.15	21.52
6	52	130.31	0.36	0.495	58.15	21.52
7	80	2643.68	8.53	0.005	–	99.07
8	40	167.57	0.57	0.005	–	–3.12
9	7	167.57	0.57	0.005	–	–3.12
10	7	2514.27	8.98	0.005	–	–161.65
11	100	419.04	1.31	0.7	–	29.41
12	91.5	383.15	1.21	0.7	–	22.51
13	27	113.24	0.40	0.75	–	–4.62
14	34.8	145.90	0.50	0.75	–	–3.99
15	27	113.24	0.40	0.75	–	–4.62
16	30.8	129.17	0.45	0.75	–	–4.42
17	16	67.19	0.24	0.45	–	–4.07
18	10	42.02	0.15	0.45	–	–3.01

Tabla 4.4.2. Perdida de exergía en los elementos del sistema

Exergy losses of absorption system			
Component	Input exergy (kW)	Output exergy (kW)	Exergy loss $\Delta\psi$ (kW)
Heat exchanger	21.71	21.21	0.507
Generator	31.64	30.96	0.676
Condenser	-2.99	-3.33	0.339
Expansion valve	-0.0151	-0.0151	0
Evaporator	-1.85	-2.14	0.290
Absorber	6.42	3.48	2.934
System	54.41	50.68	3.729

4.4.3 Análisis de resultados También se realiza el análisis de la disponibilidad de cada componente del sistema. Las pérdidas de exergía son obtenidas mediante las ecuaciones (4.4.8) y (4.4.9). Podemos observar en la tabla 4.4.2 las pérdidas de exergía de cada componente del sistema.

El COP y la eficiencia exergética son significativamente reducidos con respecto a las condiciones ideales, debido a las irreversibilidades del sistema de absorción; principalmente por los siguientes 3 factores:

- Imperfecciones en la transferencia de calor y masa a través de las unidades del sistema.
- Perdidas combinadas
- Perdidas de recirculación

Las perdidas combinadas tienen que ver con la evaporación del refrigerante en el generador de una solución concentrada, lo cual requiere de una gran cantidad de calor opuesto a si se evapora en estado puro. Además, el vapor de refrigerante sale del generador sobrecalentado, ya que la temperatura requerida para el

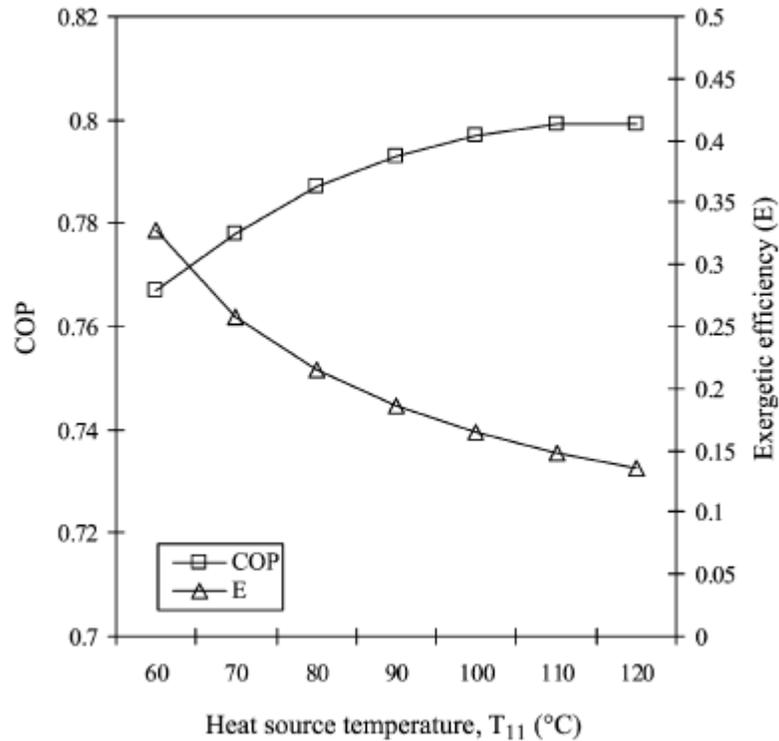
generador es mayor que la temperatura de evaporación del refrigerante puro, bajo la misma presión. La energía sobrecalentada gastada en el generador constituye una pérdida termodinámica, lo cual conduce a una exigencia de enfriamiento adicional en el condensador. Por lo tanto, como se muestra en la tabla 4.4.2. El absorbedor y el generador tienen las más altas pérdidas de exergía. Es posible mejorar la eficiencia exergética modificando la fuente de calor a la temperatura de fluido de trabajo en el generador. Por otro lado es importante resaltar que la pérdida de exergía en el evaporador resulta de la diferencia entre las temperaturas del medio ambiente y la temperatura de evaporación del refrigerante.

En la figura 4.4.3, podemos observar la variación del COP y la eficiencia exergética con respecto a la temperatura de la fuente de calor suministrada al generador para el enfriamiento. También se refleja en la figura 4.4.3, como el COP de enfriamiento del sistema aumenta ligeramente cuando aumenta la temperatura la fuente de calor. De esta manera vemos como el rendimiento del sistema de absorción está altamente influenciado por las temperaturas de operación. Se espera que el COP aumente aun más con el aumento de la temperatura de la fuente de calor. Pero, también hay que tener en cuenta que a medida que aumenta la temperatura de la fuente de calor, también aumenta la transferencia de calor en todos los intercambiadores de calor del sistema.

El aumento de calor también produce un aumento en irreversibilidad debido a la transferencia de calor y un pequeño incremento en el COP. Por otro lado, el efecto que produce la temperatura de la fuente de calor sobre la eficiencia exergética no es el mismo que en el COP para un sistema de refrigeración por absorción en el rango de temperatura de la fuente de calor que consideramos. Como se muestra en la figura 4.4.3, la eficiencia exergética del sistema disminuye al aumentar la temperatura de la fuente de calor para la refrigeración. Esto puede explicarse por el hecho de que, si bien un sistema con una fuente de calor de alta temperatura puede producir más agua caliente, más exergía de entrada se suministra al

sistema y más pérdidas de exergía se pueden producir en el generador durante el proceso de transferencia de calor.

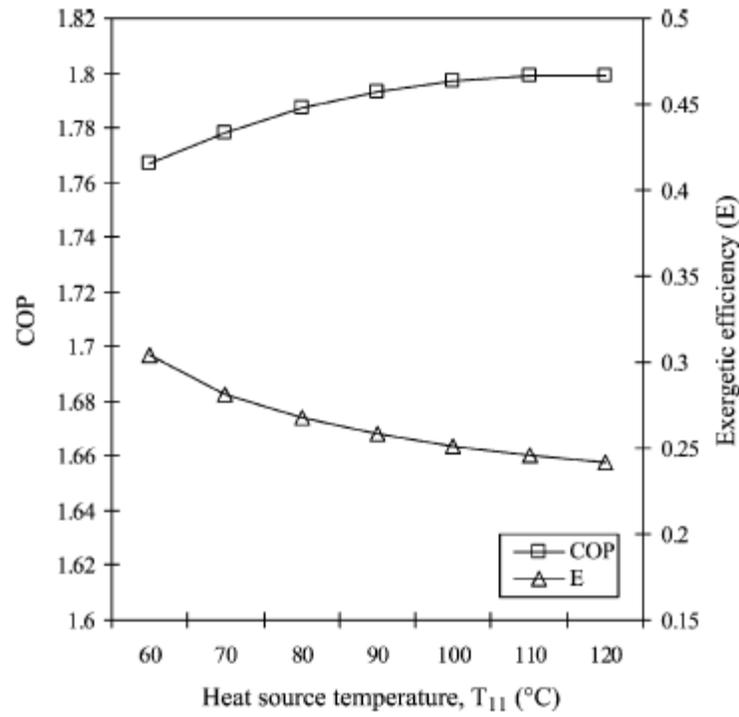
Figura 4.4.3. Variación del COP y la eficiencia exergética con respecto a la temperatura de la fuente de calor para enfriamiento.



Tomado de: A. Sencan et al. / Renewable Energy 30 (2005) 645–657. Pag 653

La figura 4.4.4 muestra la variación del COP y la eficiencia exergética (η) del sistema de absorción con la temperatura de la fuente de calor suministrada al generador para las aplicaciones de calefacción. En este caso, como en las aplicaciones de refrigeración, tanto el COP como la eficiencia exergética incrementan con un incremento de la temperatura de la fuente de calor.

Figura 4.4. Variación del COP y la eficiencia exergética con respecto a la temperatura de la fuente de calor para calentamiento.



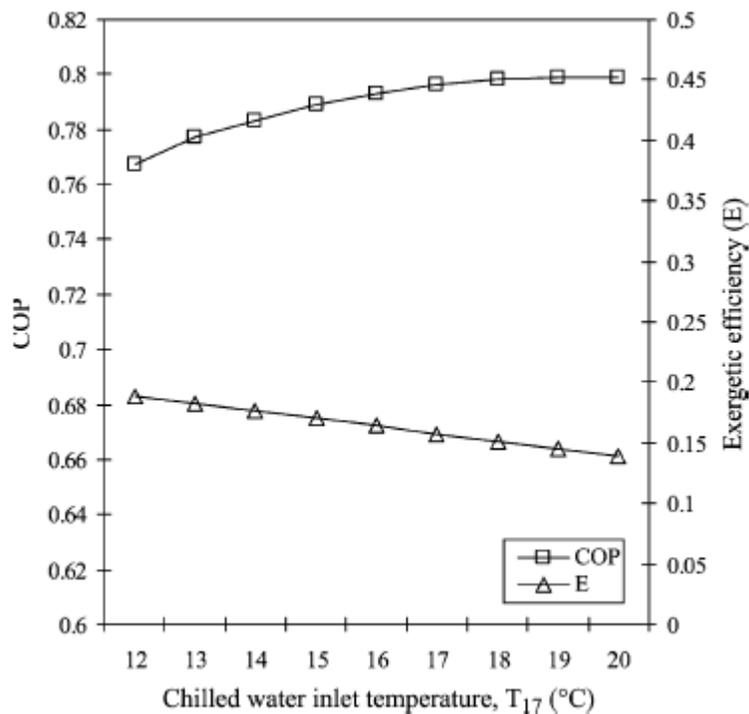
Tomado de: A. Şencan et al. / Renewable Energy 30 (2005) 645–657. Pag 654

La figura 4.4.5 muestra la variación del COP y la eficiencia exergética del sistema de absorción con la temperatura de entrada del agua helada para enfriamiento. Como se puede observar, el COP de enfriamiento del sistema aumenta levemente cuando la temperatura del agua helada incrementa. Esto se debe a que una mayor capacidad de enfriamiento puede ser producido del evaporador.

Aunque se espera que el COP incremente más con el aumento de la temperatura de entrada de agua helada, los resultados de este análisis muestran que este aumento es relativamente pequeño. La razón para este comportamiento es la influencia de otras variables del sistema. Como la temperatura de entrada de agua fría se incrementa, la presión en el evaporador aumenta de tal manera que la

transferencia de calor aumenta de forma leve. El efecto de la presión en el evaporador y el absorbedor es disminuir ligeramente las fracciones de masa. En general, la variación de temperatura de entrada del agua fría provoca efectos de la temperatura que equilibra el aumento de la capacidad de tal manera que el aumento del COP es pequeño. A diferencia del COP, el rendimiento exergético del sistema disminuye al aumentar la temperatura de entrada de agua fría. El sistema de refrigeración de absorción tiene mayor eficiencia exergética a menor temperatura de entrada de agua fría. Esto se explica por el hecho de que el agua refrigerada a una temperatura inferior tiene un mayor potencial para crear efecto de enfriamiento a la misma razón de flujo. Esto compensa la disminución de la capacidad de refrigeración asociada a la primera ley.

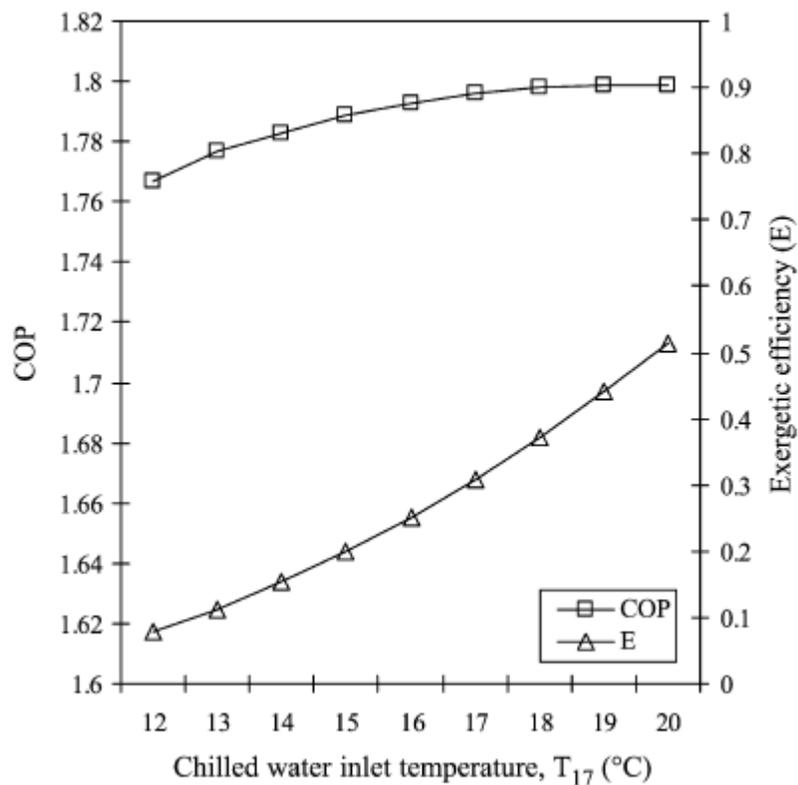
Figura 4.5. Variación del COP y la eficiencia exergética del sistema con respecto a la temperatura de entrada de agua fría para enfriamiento.



Tomado de: A. Sencan et al. / Renewable Energy 30 (2005) 645–657. Pag 654

La figura 4.6 muestra la variación del COP y la eficiencia exergética del sistema de absorción con la temperatura de entrada del agua helada para aplicaciones de calefacción. La eficiencia exergética y el COP del sistema incrementa en cuanto lo hace la temperatura de entrada del agua fría. Esto se debe debido al hecho de que la extracción de calor del sistema de absorción del agua fría a una temperatura alta genera un mejor COP y eficiencia exergética que uno que trabaje con una temperatura menor.

Figura 4.4.5. Variación del COP y la eficiencia exergética del sistema con respecto a la temperatura de entrada de agua fría para calentamiento.



Tomado de: A. Sencan et al. / Renewable Energy 30 (2005) 645–657. Pag 655

Las figuras 4.4.3 y 4.4.6 pueden ser usadas directamente para la selección de la fuente de calor deseada y la temperatura de entrada del agua helada. Estas se pueden usar en combinación con algunos parámetros económicos para la optimización termoeconómica de los sistemas de absorción de LiBr.

4.4.4 Conclusiones En este artículo se lleva a cabo el análisis termodinámico de sistemas de absorción de LiBr-H₂O para aplicaciones de enfriamiento y calefacción, y se calcula la pérdida de exergía de cada componente. Las cargas de calor del condensador y evaporador y las pérdidas de exergía son inferiores a los del generador y el absorbedor. Esto se debe al calor de la mezcla en la solución, que no está presente en los fluidos puros.

Además, las eficiencias de primera y segunda ley del sistema de trabajo bajo diferentes condiciones de funcionamiento son investigadas y comparadas. Los resultados muestran, tal como se esperaba, que el COP de refrigeración y calefacción aumenta ligeramente al aumentar la temperatura de la fuente de calor. Sin embargo, la eficiencia exergética del sistema disminuye al aumentar la temperatura de la fuente de calor tanto para aplicaciones de refrigeración como para las de calefacción.

En el análisis del COP del sistema de absorción para enfriamiento, se comprueba que el COP incrementa levemente cuando aumenta la temperatura de entrada de agua fría, al tiempo que más capacidad de enfriamiento puede producirse a partir del evaporador. Sin embargo, la eficiencia exergética del sistema de refrigeración disminuye cuando la temperatura de entrada del agua fría aumenta. Para aplicaciones de calefacción, la eficiencia exergética y el COP aumentan conforme aumenta la temperatura de entrada del agua fría.

Del mismo modo se calculan las pérdidas de exergía en cada componente y la eficiencia exergética. Estos resultados son muy importantes en la mejora de los sistemas de absorción. Además, los resultados del análisis de exergía que se presentan en este documento también se pueden utilizar en la optimización termoeconómica de los sistemas de absorción. La optimización del sistema con la ayuda del método termoeconómico puede proporcionar sugerencias sobre las posibles mejoras económicas, que se puede lograr por medio de cambios en la estructura del sistema, sin necesidad de complejas técnicas matemáticas y numéricas.

4.5. ANALISIS EXERGETICO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE CO₂ TRASNCRITICO BASADO EN DATOS EXPERIMENTALES

El siguiente estudio fue realizado por los investigadores Y.B. Tao, Y.L. He *, W.Q. Tao, pertenecientes al laboratorio de flujo multifasico de ingeniería de potencia, escuela de energía e ingeniería de potencia, universidad Xi'an Jiaotong, china; esta investigación fue presentada en marzo de 2010 y apoyado por la Fundación Nacional de Ciencias Naturales de China.

Desde que Lorenzo y Petterson³³ propuso el ciclo transcrito de CO₂ utilizado para aplicaciones móviles de aire acondicionado, se han realizado diferentes tipos de refrigeración, aire acondicionado y bomba de calor con CO₂ como refrigerante³⁴
³⁵.

³³ Lorentzen G, Pettersen J. A new efficient and environmentally benign system for car air-conditioning. Int J Refrig 1993;16(1):4–12.

³⁴ Neksa P, Rekstad H, Zakeri GR, Schiefloe PA. CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results. Int J Refrig 1998;21(3):172–9.

³⁵ Richter MR, Song SM, Yin JM, Kim HM, Bullard CW, Hrnjak PS. Experimental results of transcritical CO₂ heat pump for residential application. Energy 2003;28(10):1005–19.

En estudios experimentales, se observó la actuación de CO₂ de automóviles con sistemas de aire acondicionado^{36 37}. La aplicación de CO₂ en sistemas de refrigeración comerciales y supermercados se analizaron tanto teórica como experimentalmente^{38 39}. En el análisis de la teoría, el análisis de energía de ciclo de refrigeración por compresión de vapor de CO₂ fue realizado por Srinivasan et al.⁴⁰ con una nueva ecuación fundamental del Estado. Un estudio comparativo numérico y experimental entre un sistema de refrigeración transcrito basado en CO₂ y un ciclo convencional de refrigeración subcrítico se llevó a cabo por Rigola et al.⁴¹. Chen et al.⁴² Realizó el análisis teórico y el trabajo de simulación para la alta presión óptima de los sistemas de refrigeración de CO₂ transcrito con intercambiadores de calor interno.

En los últimos años, la aplicación de la segunda ley de la termodinámica en el análisis energético ha llamado la atención cada vez más, porque da más resultados correctos, fidedignos y pertinentes⁴³. Su propósito principal es

³⁶ Yin J, Park YC, Boewe D, McEnaney R, Bullard CW, Hrnjak PS. Experimental and model comparison of transcritical CO₂ versus R134a and R410 system performance. In: Proceedings of IIR Gustav Lorentzen conference on natural working fluids 98, Oslo, Norway; 1998. p. 376–87.

³⁷ Pettersen J. An efficient new automobile air conditioning system based on carbon dioxide vapor compression. ASHRAE Trans Symp 1994;5(3):657–65.

³⁸ Girotto S, Neksa P. Commercial refrigeration system with refrigerant CO₂: theoretical considerations and experimental results. In: Proceedings of new technologies in commercial refrigeration. University of Illinois; 2002. p. 3–10.

³⁹ Samer S. Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part II: system modifications and comparisons of different solutions. Int J Refrig 2008;31(3):525–34.

⁴⁰ Srinivasan K, Lim YK, Ho JC, Wijesundera NE. Exergetic analysis of carbón dioxide vapour compression refrigeration cycle using the new fundamental equation of state. Energy Convers Manage 2003;44(20):3267–78.

⁴¹ Rigola J, Raush G, Perez-Segarra CD, Oliva A. Numerical simulation and experimental validation of vapour compression refrigeration systems. Special emphasis on CO₂ tans-critical cycles. Int J Refrig 2005;28(8):1225–37.

⁴² Chen Y, Gu JJ. The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigerationsystems with internal heat exchangers. Int J Refrig 2005;28(8):1238–49.

⁴³ Camdali U, Tunc M, Karakas A. Second law analysis of thermodynamics in the electric arc furnace at a steel producing company. Energy Convers Manage 2003;44:961–73.

determinar dónde y cómo se producen pérdidas para que la energía se pueda utilizar con mayor eficacia⁴⁴.

La revisión de la literatura anterior muestra que una gran cantidad de estudios se han realizado sobre sistemas de aire acondicionado, sistemas de bomba de calor y sistemas de refrigeración comercial utilizando CO₂ como refrigerante. Pero no contienen información sobre el estudio experimental, sobre el rendimiento del refrigerante CO₂ utilizado en el sistema de aire acondicionado residencial con intercambiadores de calor de aletas y tubos. Y en los documentos mencionados anteriormente, la mayoría de los análisis exergético se realiza sólo a partir del análisis teórico.

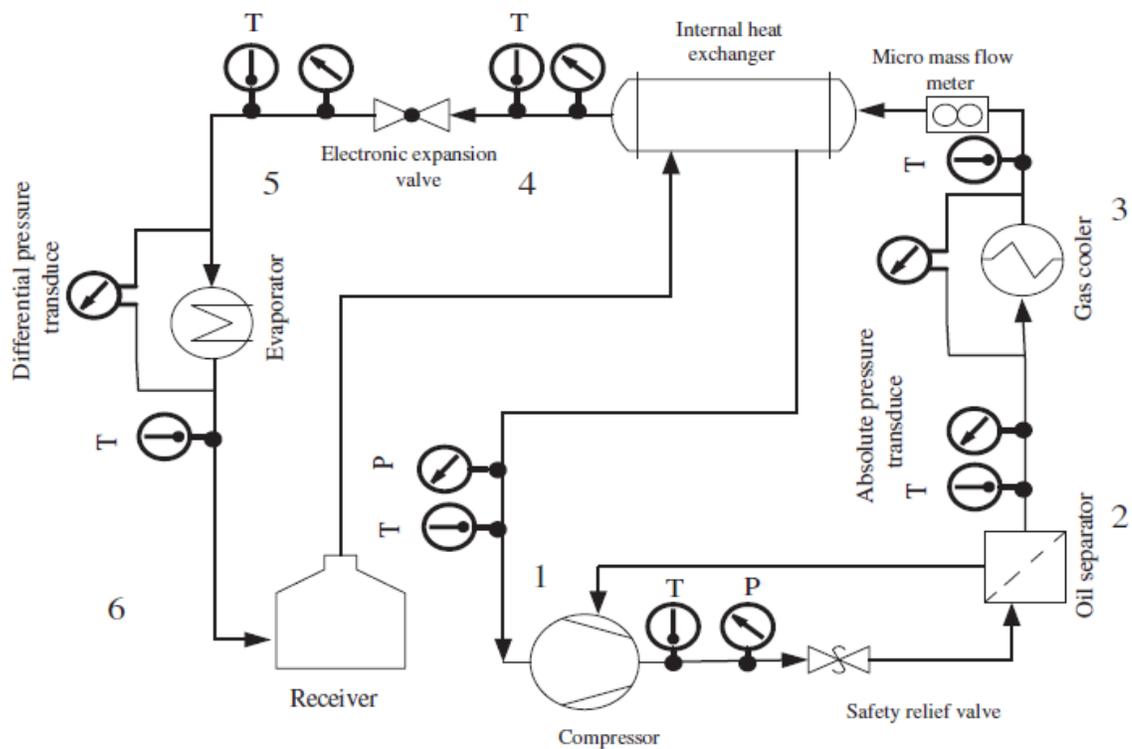
Para este estudio se construyo un sistema experimenta de aire acondicionado residencial transcrito de CO₂ con un intercambiador de calor interno. Los efectos de las condiciones de trabajo en el desempeño del sistema fueron evaluados experimentalmente. Basados en los datos experimentales, el análisis de la segunda ley sobre el ciclo transcrito se llevo a cabo, se determinaron los efectos de las condiciones de operación en la eficiencia exergética del sistema, y un análisis exergético completo se realiza en todo el ciclo incluyendo el compresor, refrigerador del gas, válvula de expansión, el evaporador y el intercambiador de calor interno.

El objetivo fundamental del siguiente estudio es examinar la pérdida de exergía en los diferentes componentes bajo diferentes condiciones de trabajo y determinar el componente con la mayor pérdida de exergía en el sistema, que es muy importante para la optimización del diseño del sistema de aire acondicionado de CO₂ transcrito.

⁴⁴ Fartaj A. Comparison of energy, exergy, and entropy balance methods for analyzing double stage absorption heat transformer cycles. Int J Energy Res 2004;28(14):1219–30.

4.5.1 Descripción del Sistema El sistema experimental de aire acondicionado residencial de CO₂ transcrito se muestra en la figura 4.5.1, en el cual se presentan el compresor, enfriador de gas, intercambiador de calor interno, la válvula electrónica de expansión, evaporador, entre otros⁴⁵.

Figura 4.5.1. Esquema de un Sistema Transcritico de CO₂ de Aire Acondicionado residencial.



Tomado de: Y.B. Tao et al. / Applied Energy 87 (2010) 3065–3072. Pag 3066

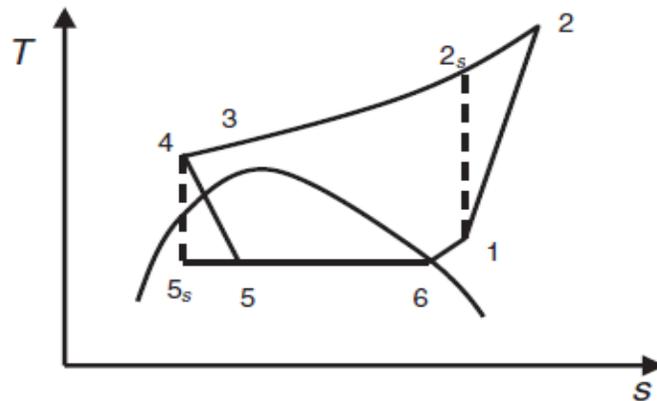
La figura 4.5.2 muestra el gráfico de T-s del ciclo transcrito de CO₂. El vapor sobre calentado de CO₂ a la salida del intercambiador de calor interno (estado 1),

⁴⁵ Tao YB, He YL, Tao WQ, Wu ZG. Experimental study on the performance of CO₂ residential air-conditioning system with an internal heat exchanger. Energy Convers Manage 2010;51(1):64–70.

entra en el compresor donde es comprimido, la presión y la temperatura se incrementan (estado 1 al estado 2). Luego el flujo entra en el enfriador de gas donde existe un intercambio de calor con el aire ambiente, presenta una disminución de la temperatura (estado 2 al estado 3). En el intercambiador de calor interno, el CO₂ a alta temperatura (estado 3) libera calor hasta convertirse en CO₂ de baja temperatura, su temperatura disminuye (estado 3 al estado 4).

El CO₂ enfriado (estado 4) pasa a través de la válvula de expansión y es estrangulado a un estado en dos fases con una presión y temperatura más baja (estado 4 al estado 5), donde se supone que la entalpía en el estado de 5 a igual a la entalpía en el estado 4. El refrigerante en dos etapas (estado 5) fluirá en el evaporador y absorbe el calor del aire cuando este se evapora (estado 5 al estado 6). Luego, el vapor saturado de CO₂ fluye a través del intercambiador de calor interno y absorbe el calor del CO₂ de alta temperatura hasta alcanzar un estado sobre calentado (estado 6 al estado 1). A continuación, el refrigerante sobrecalentado entra al compresor para comenzar el ciclo nuevamente.

Diagrama T-S del Ciclo Transcritico de CO₂



Tomado de: Y.B. Tao et al. / Applied Energy 87 (2010) 3065–3072. Pag 3067

4.5.2 Análisis Exergético Del lado del aire, la capacidad de transferencia de calor en condiciones secas se define como

$$Q_a = \dot{m}_a \Delta h_a \quad (\text{EC 4.5.1})$$

La capacidad de transferencia de calor del lado del aire en condiciones húmedas se puede expresar de la siguiente manera

$$Q_a = \dot{m}_a (\Delta h_a - i_{w1} \Delta W) \quad (\text{EC 4.5.2})$$

La transferencia de calor del lado del refrigerante es

$$Q_r = \dot{m}_r \Delta h_r \quad (\text{EC 4.5.3})$$

Donde Δh_a es la diferencia entre la entalpía del aire de entrada y salida del intercambiador de calor; ΔW es la diferencia de humedad absoluta; Δh_r es la diferencia de entalpía del refrigerante.

En el análisis exergético siguiente, la capacidad de transferencia de calor del refrigerante se adopta como la capacidad de transferencia de calor real, esto debido a que tomamos la capacidad de transferencia de calor del lado del refrigerante más alta que del lado del aire. Por otra parte, en el análisis de la teoría, las leyes de conservación de la energía deben ser satisfechas. Así, con el fin de satisfacer la conservación de la energía, la capacidad de transferencia de calor en el lado del aire se considera igual que del lado refrigerante donde las precisiones para resultados medidos de los parámetros del lado refrigerante son más altos que los del lado aire. A continuación, basados en los valores de capacidad de transferencia de calor asumido, los parámetros de salida para el aire son corregidos.

La exergía para una sustancia pura se define de la siguiente manera

$$e = h - h_0 - T_0(S - S_0) \quad (\text{EC 4.5.4})$$

La eficiencia exergética total del ciclo transcrito se expresa así

$$\begin{aligned} \eta_{ex} &= \frac{E_{gain}}{E_{pay}} = |\dot{m}_{ae}(e_{aeo} - e_{aei})| / |\dot{m}_r(h_2 - h_1)| \\ &= Q_0 \left(\frac{T_0}{T_{ae}} - 1 \right) / (\dot{m}_r(h_2 - h_1)) \end{aligned} \quad (\text{EC 4.5.5})$$

Donde E_{gain} significa el aumento de exergía para el aire que fluye a través del evaporador; E_{pay} significa la exergía de la potencia de entrada del compresor, que igual a la potencia de entrada del compresor.

Las pérdidas de exergía para los diferentes componentes del ciclo transcrito se definen de la siguiente manera:

Compresor,

$$\begin{aligned} \Delta E_c &= \dot{m}_r[(h_2 - h_1) - (e_2 - e_1)] = \dot{m}_r[(h_2 - h_1) - (h_2 - h_1 - T_0(S_2 - S_1))] = \\ &\dot{m}_r[T_0(S_2 - S_1)] \end{aligned} \quad (\text{EC 4.5.6})$$

Enfriador a gas,

$$\begin{aligned} \Delta E_g &= \dot{m}_r(e_2 - e_3) - \dot{m}_{ag}(e_{ago} - e_{agi}) = \dot{m}_r[(h_2 - h_3) - T_0(S_2 - S_3)] - \\ &\dot{m}_{ag}[(h_{ago} - h_{agi}) - T_0(S_{ago} - S_{agi})] \end{aligned} \quad (\text{EC 4.5.7})$$

Intercambiador de calor interno,

$$\begin{aligned} \Delta E_{int} &= \dot{m}_r [(h_3 - h_4) - T_0(S_3 - S_4)] \\ &- \dot{m}_r [(h_1 - h_6) - T_0(S_1 - S_6)] \end{aligned} \quad (\text{EC 4.5.8})$$

Válvula de expansión

$$\begin{aligned} \Delta E_V &= \dot{m}_r (e_4 - e_5) = \dot{m}_r [(h_4 - h_5) - T_0(S_4 - S_5)] \\ &= \dot{m}_r T_0 (S_5 - S_4) \end{aligned} \quad (\text{EC 4.5.9})$$

Evaporador,

$$\begin{aligned} \Delta E_e &= \dot{m}_{ae} (e_{aei} - e_{aeo}) - \dot{m}_r (e_6 - e_5) = \dot{m}_{ae} [(h_{aei} - h_{aeo}) - T_0(S_{aei} - S_{aeo})] - \\ &\dot{m}_r [(h_6 - h_5) - T_0(S_6 - S_5)] \end{aligned} \quad (\text{EC 4.5.10})$$

La pérdida total de exergía del sistema puede ser expresada de la siguiente forma:

$$\Delta E_{tot} = \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_{int} + \Delta E_V + \Delta E_e \quad (\text{EC 4.5.11})$$

La pérdida relativa de exergía puede ser expresada así,

$$\delta = \frac{\Delta E}{\Delta E_{tot}} \quad (\text{EC 4.5.12})$$

En las secciones siguientes, los efectos de las condiciones de trabajo del sistema transcrito de CO₂, tales como la temperatura y la velocidad en el aire de entrada al evaporador, temperatura y velocidad del aire de entrada al enfriador de gas, temperatura de evaporización, como también la eficiencia exergética total del sistema y la pérdida relativa de exergía en los distintos componentes se examinarán en detalle. Con el fin de obtener el efecto de un determinado parámetro en la eficiencia exergética, en el proceso experimental, el parámetro se establece como una variable y los demás parámetros se mantienen constantes

como se observa del caso 1 al caso 4 los dato se muestran en la Tabla 4.5.1. Por último, manteniendo los cuatro parámetros constantes, y ajustando manualmente la apertura de la válvula de expansión electrónica, podremos obtener el efecto de la temperatura de evaporación en la eficiencia exergético.

Tabla 4.5.1. Condiciones de trabajo para el experimento.

Case	Evaporator side air inlet temperature (°C)	Evaporator side air inlet velocity (m/s)	Gas cooler side air inlet temperature (°C)	Gas cooler side air inlet velocity (m/s)
1	Variable	1.03	32.9	1.04
2	27.0	Variable	35.0	1.04
3	27.0	1.03	Variable	1.04
4	26.9	1.02	34.9	Variable
5	27.3	1.43	35.2	1.41

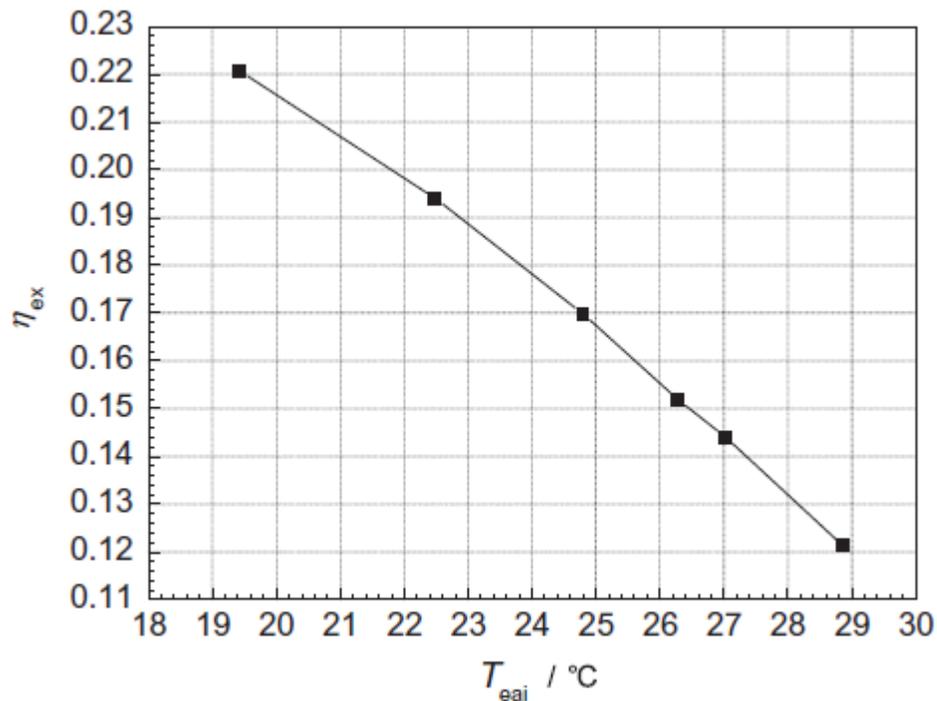
4.5.3 Análisis de los Resultados

- *Efectos de la temperatura del aire a la entrada del evaporador*

El efecto de la temperatura del aire a la entrada del evaporador en la eficiencia exergético se presenta en la figura 4.5.3 y las condiciones de trabajo nominal se muestra en la Tabla 4.5.1 caso 1. De la figura 4.5.3, se puede observar que en los rangos de los parámetros estudiados, con el aumento de la temperatura del aire de entrada, la diferencia de temperatura entre el aire y el refrigerante en el evaporador aumenta y la diferencia más grande en la temperatura de transferencia de calor dará lugar a la pérdida de exergía más grande en el evaporador. Y la temperatura del aire a la salida del evaporador aumenta con el aumento de la temperatura de entrada, que da lugar a la temperatura media del aire en aumento y disminución de la capacidad de enfriamiento de exergía.

Así, la ganancia de exergía disminuye. Como resultado, la eficiencia exergética del sistema disminuye rápidamente con el aumento de la temperatura del aire de entrada al evaporador.

Figura 4.5.3 Efectos de la temperatura del aire a la entrada del evaporador en la eficiencia exergética



. Tomado de: Y.B. Tao et al. / Applied Energy 87 (2010) 3065–3072. Pag 3068

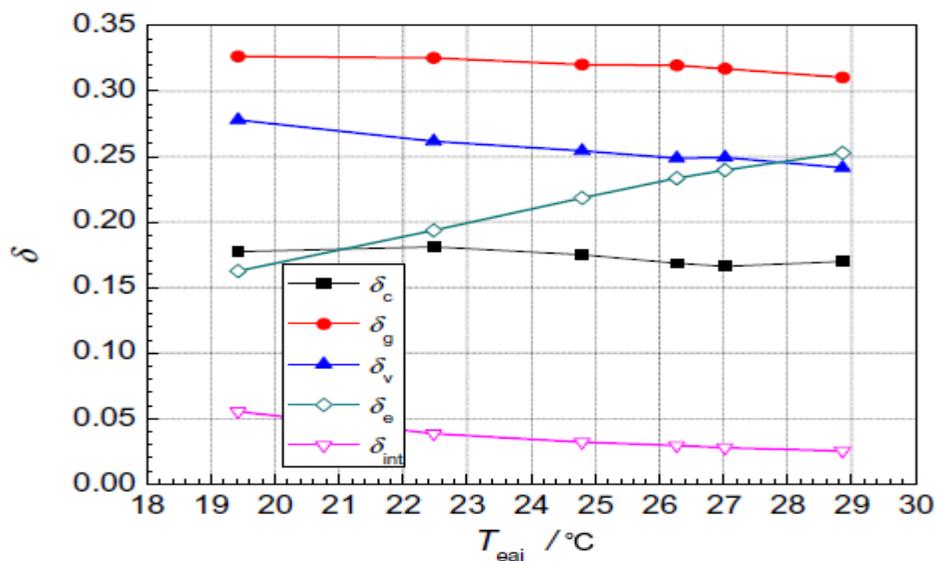
La fig. 4.5.4 muestra las pérdidas de exergía relativa de los diferentes componentes del sistema de CO_2 transcrito, incluyendo el compresor, enfriador de gas, intercambiador de calor interno, válvula de expansión y evaporador. En los rangos de los parámetros estudiados, con el aumento de la temperatura del aire a la entrada del evaporador, las pérdidas de exergía en el compresor, refrigerador de gas, válvula de expansión y un intercambiador de calor interno se reducen y la pérdida de exergía en el condensador se aumenta. Las pérdidas de exergía

promedio de los componentes bajo diferentes temperaturas de entrada de aire en el evaporador se muestran en la Tabla 4.5.2. De la tabla, podemos ver que la pérdida de exergía en el enfriador de gas es la más grande que representa el 32% de la pérdida de exergía total, seguido por la pérdida de exergía en la válvula de expansión, el 25,6%. Luego siguen el evaporador y el compresor con, 21,7% y 17,3%, respectivamente. La más pequeña se da en el intercambiador de calor interno, que sólo representa el 3,4% de la pérdida de exergía total.

Tabla 4.5.2. Pérdidas de exergía promedio de los componentes bajo diferentes temperaturas de entrada de aire en el evaporador

Compressor ($\overline{\delta_c}$)	Gas cooler ($\overline{\delta_g}$)	Expansion valve ($\overline{\delta_v}$)	Evaporator ($\overline{\delta_e}$)	Internal heat exchanger ($\overline{\delta_{int}}$)
0.173	0.320	0.256	0.217	0.034

Figura 4.5.4. Perdidas de exergía bajo diferentes temperaturas de entrada al evaporador

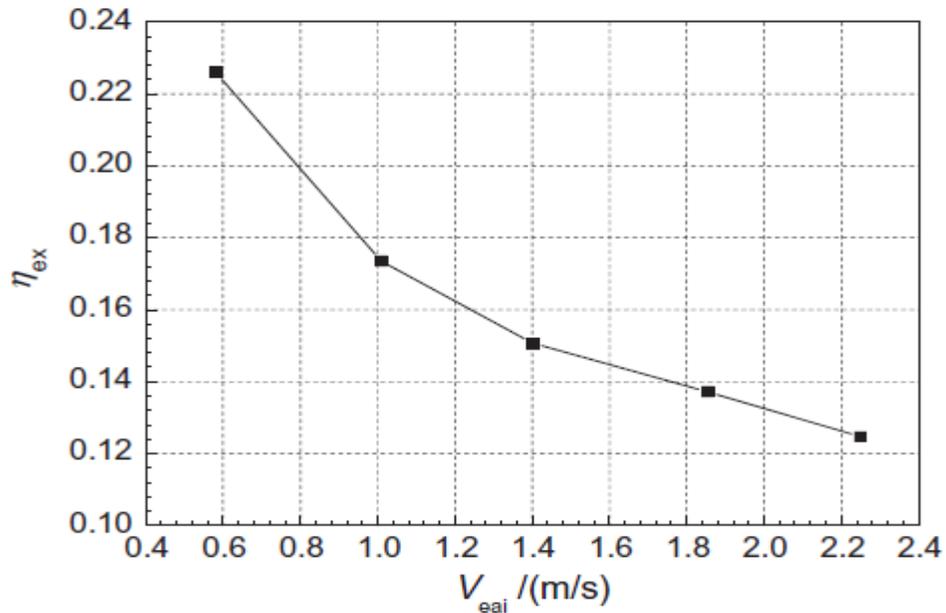


Tomado de: Y.B. Tao et al. / Applied Energy 87 (2010) 3065–3072. Pag 3068

- *Efectos de la velocidad del aire a la entrada del evaporador*

El efecto de la velocidad del aire a la entrada del evaporador en la eficiencia exergética se muestra en la figura 4.5.5, la condición nominal de trabajo se presenta en la Tabla 4.5.1 caso 2. Con el incremento de la velocidad de entrada de aire del evaporador, el flujo de masa de aire aumenta. La variación de temperatura para el aire disminuye y la temperatura media del aire aumenta con el incremento de la velocidad, lo que conduce a una disminución de la capacidad exergética de refrigeración. Así, en los rangos de los parámetros estudiados, la ganancia de exergía y la eficiencia exergética decrece con el aumento de la velocidad de entrada de aire.

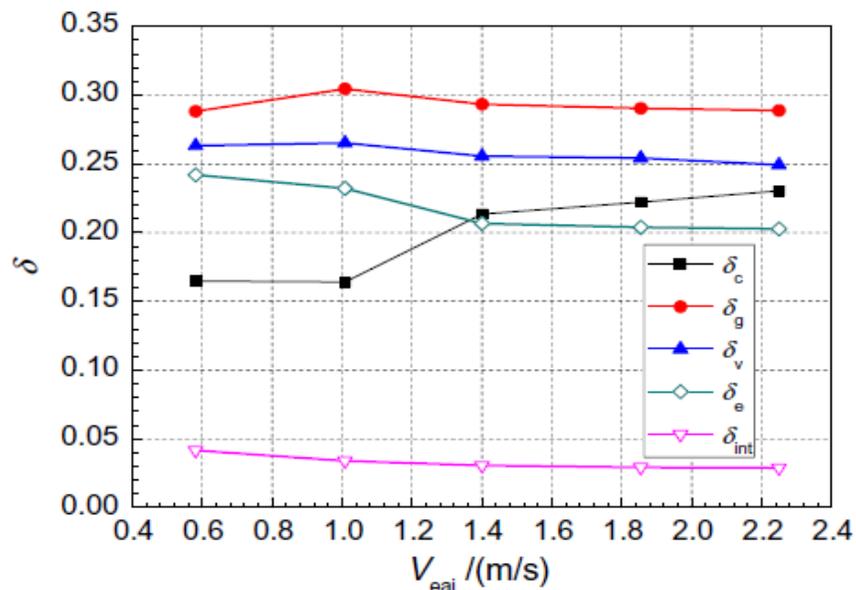
Figura 4.5.5. Efecto de la velocidad del aire de entrada al evaporador en la eficiencia exergética.



Tomado de: Y.B. Tao et al. / Applied Energy 87 (2010) 3065–3072. Pag 3069

a fig. 4.5.6 representa los efectos de la velocidad del aire a la entrada del evaporador en las pérdidas de exergía relativas en los diferentes componentes. En los rangos de los parámetros estudiados, con el aumento de la velocidad del aire a la entrada del evaporador, las pérdidas de exergía en el refrigerador del gas, válvula de expansión, el evaporador y un intercambiador de calor interno se reducen y la pérdida de exergía en el compresor se ve aumentada. Las pérdidas de exergía promedio de los diferentes componentes a diferentes velocidades del aire de entrada al evaporador se muestran en la Tabla 4.5.3. Se puede observar en el cuadro que la pérdida de exergía en el refrigerador a gas es la más grande representando el 29,3% de la pérdida de exergía total. La segunda, es la pérdida de exergía en la válvula de expansión con el 25,8%, seguidos por el evaporador y el compresor, con el 21,7% y 19,9%, respectivamente. La última es la que se da en el intercambiador de calor interno, que sólo representa el 3,3% de la pérdida de exergía total.

Figura 4.5.6. Efectos de la velocidad del aire a la entrada del evaporador en las pérdidas de exergía relativas en los diferentes componentes.



Tomado de: Y.B. Tao et al. / Applied Energy 87 (2010) 3065–3072. Pag 3069

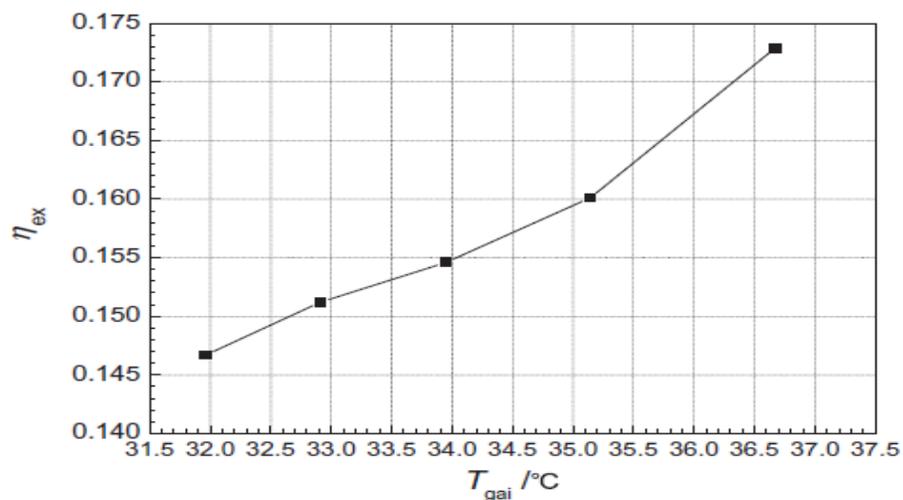
Tabla 4.5.3. Pérdidas de exergía promedio de los diferentes componentes a diferentes velocidades del aire de entrada al evaporado

Compressor ($\overline{\delta_c}$)	Gas cooler ($\overline{\delta_g}$)	Expansion valve ($\overline{\delta_v}$)	Evaporator ($\overline{\delta_e}$)	Internal heat exchanger ($\overline{\delta_{int}}$)
0.199	0.293	0.258	0.217	0.033

- *Efectos de la temperatura del aire a la entrada del enfriador a gas*

El efecto de la temperatura del aire de entrada al enfriador en la eficiencia exergética se presenta en la figura. 4.5.7, y las condiciones de trabajo se muestran en la Tabla 4.5.1 caso 3. En los rangos de los parámetros estudiados, con el aumento de la temperatura de entrada de aire, la diferencia de temperatura entre el aire y el refrigerante en el refrigerador a gas disminuye, lo resulta en el deterioro del rendimiento de refrigeración del refrigerador a gas.

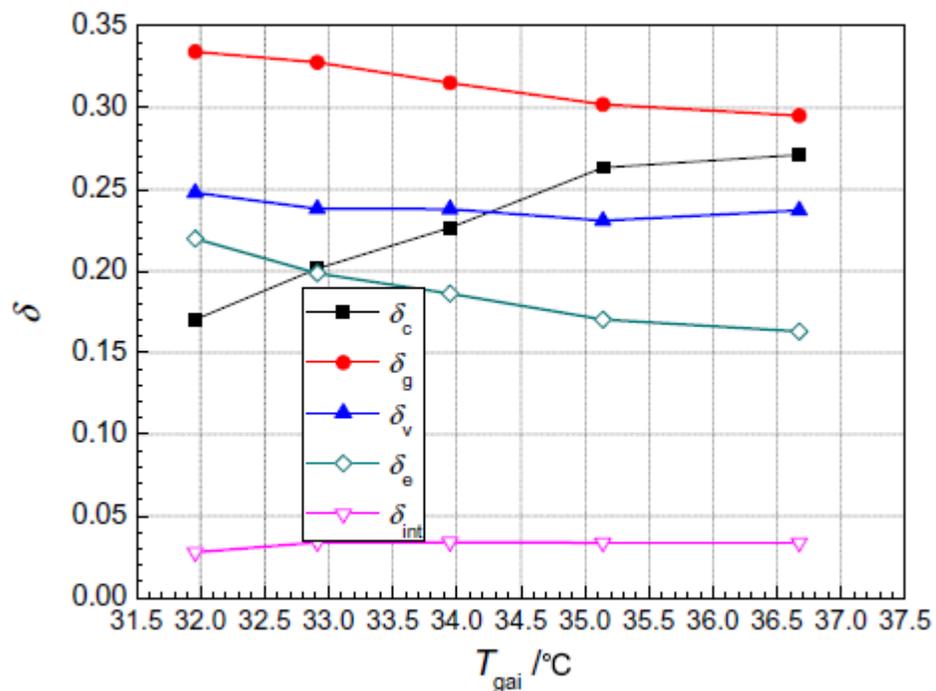
Figura 4.5.7. Efecto de la temperatura del aire de entrada al enfriador en la eficiencia exergética



Tomado de: Y.B. Tao et al. / Applied Energy 87 (2010) 3065–3072. Pag 3069

El bajo rendimiento de refrigeración para el refrigerador del gas llevará a que la capacidad de enfriamiento del evaporador y potencia de entrada el compresor (cede exergía al sistema) disminuyan. Y la temperatura de ambiente ($T_0 = T_{gai}$) aumenta. Así, aunque la capacidad exergética de refrigeración disminuya con el aumento de la temperatura ambiente, la eficiencia exergética del sistema se incrementará con el aumento de la temperatura de entrada del aire al enfriador.

Figura 4.5.8. Efectos de la temperatura de entrada del aire al enfriador en las pérdidas de exergía relativa de los diferentes componentes.



Tomado de: Y.B. Tao et al. / Applied Energy 87 (2010) 3065–3072. Pag 3070

La fig. 4. 5.8 presenta los efectos de la temperatura de entrada del aire al enfriador en las pérdidas de exergía relativa de los diferentes componentes. Con el aumento de la temperatura del aire de entrada al enfriador, en los rangos de los parámetros

estudiados, las pérdidas de exergía en el refrigerador de gas, válvula de expansión y el evaporador se reducen y las pérdidas de exergía en el compresor y el intercambiador de calor interno se incrementan. La tabla 4.5.4 muestra las pérdidas de exergía promedio de los diferentes componentes bajo diferentes temperaturas del aire de entrada al enfriador a gas. La pérdida más grande de exergía sucede en el refrigerador a gas que representa el 31,5% de la pérdida de exergía total. La segunda es la pérdida de exergía en la válvula de expansión, con el 23,8%. Cabe mencionar que en esos casos, la pérdida de exergía en el compresor (22,6%) es mayor que en el evaporador (18,8%). La pérdida de exergía en el intercambiador de calor interno sigue siendo la más pequeña, solamente con el 3,3% de la pérdida de exergía total.

Tabla 4.5.4. Pérdidas de exergía promedio de los diferentes componentes bajo diferentes temperaturas del aire de entrada al enfriador a gas.

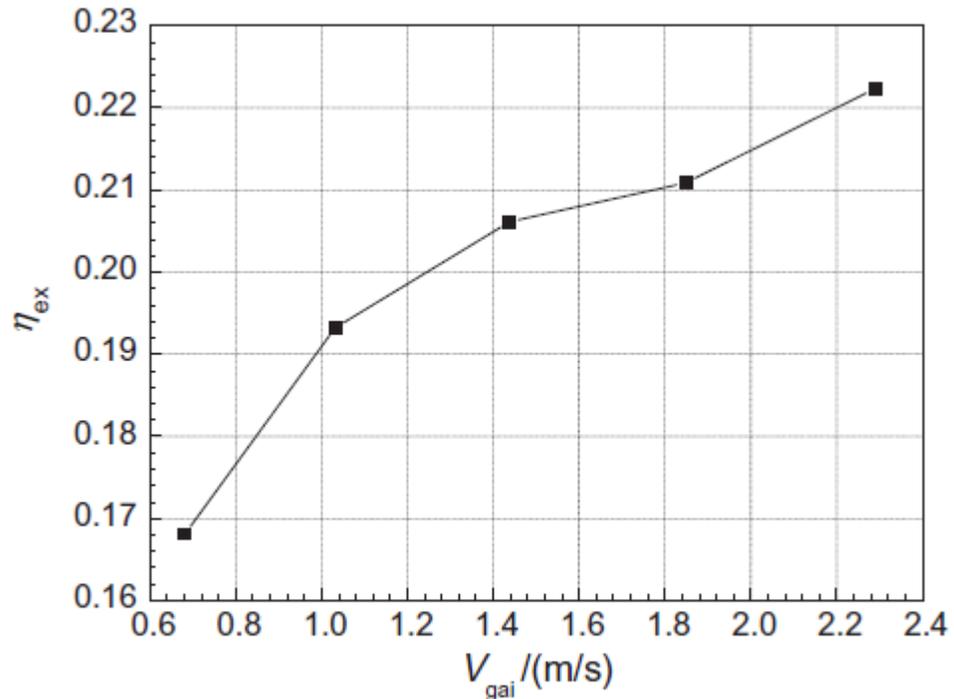
Compressor ($\overline{\delta_c}$)	Gas cooler ($\overline{\delta_g}$)	Expansion valve ($\overline{\delta_v}$)	Evaporator ($\overline{\delta_e}$)	Internal heat exchanger ($\overline{\delta_{int}}$)
0.226	0.315	0.238	0.188	0.033

- *Efectos de la velocidad del aire a la entrada del enfriador a gas*

La fig. 4.5.9 presenta el efecto de la velocidad del aire a la entrada enfriador a gas en la eficiencia exergética del sistema transcrito de CO₂ de aire acondicionado, la condición nominal de trabajo se muestra en la Tabla 4.5.1 caso 4. Con el aumento de la velocidad del aire a la entrada del enfriador, el efecto de enfriamiento del refrigerador a gas es mayor y la capacidad de refrigeración del sistema se aumenta. Por lo tanto, la temperatura media del aire del evaporador disminuye con el aumento de la velocidad del aire a la entrada del enfriador. La

menor temperatura del aire resulta en la más alta exergía de refrigeración. Como resultados, en los rangos de los parámetros estudiados, la eficiencia exergética para el sistema aumenta con el aumento de la velocidad del aire a la entrada del enfriador. Y existe un aumento en la potencia de entrada del compresor debido a la mejora en el rendimiento del enfriador a gas, por lo que la tendencia creciente de la eficiencia exergética disminuye con el aumento de la velocidad del aire a la entrada del enfriador.

Figura 4.5.9. Efecto de la velocidad del aire a la entrada enfriador a gas en la eficiencia exergética del sistema transcrito de CO₂ de aire acondicionado.

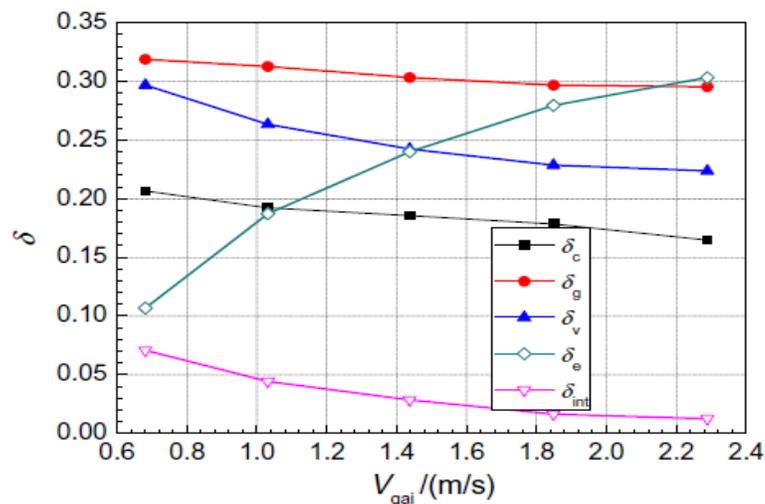


Tomado de: Y.B. Tao et al. / Applied Energy 87 (2010) 3065–3072. Pag 3070

En la fig. 4.5.10 se presentan los efectos de la velocidad del aire a la entrada del enfriador en las pérdidas de exergía relativa de los diferentes componentes del sistema transcrito de CO₂. En los rangos de los parámetros estudiados, con el

aumento de la velocidad del aire de entrada al enfriador, las pérdidas de exergía en el compresor, refrigerador del gas, válvula de expansión y el intercambiador de calor interno se reducen y la pérdida de exergía en el condensador se ve aumentada.

Figura 4.5.10. Efectos de la velocidad del aire a la entrada del enfriador en las pérdidas de exergía relativa de los diferentes componentes del sistema transcrito de CO₂



Tomado de: Y.B. Tao et al. / Applied Energy 87 (2010) 3065–3072. Pag 3070

La tabla 4.5.5 muestra las pérdidas de exergía promedio de los diferentes componentes en diferentes velocidades del aire a la entrada del enfriador a gas. La pérdida más grande de exergía sucede en el refrigerador del gas que representa el 30,6% de la pérdida de exergía total.

La segunda es en la válvula de expansión, con el 25,1%, seguida por las de evaporador y en el compresor, 22,3% y 18,6%, respectivamente. La pérdida de exergía en el intercambiador de calor interno sigue siendo la más pequeña, con tan solo el 3,4%.

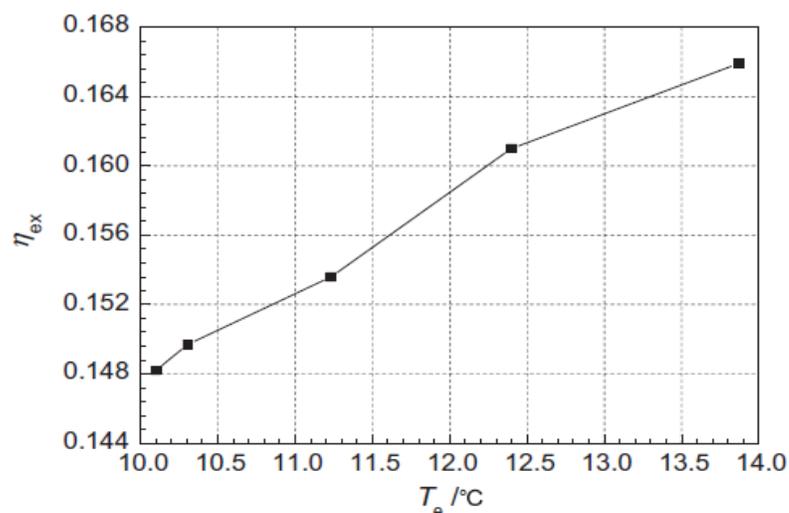
Tabla 4.5.5. Pérdidas de exergía promedio de los diferentes componentes en diferentes velocidades del aire a la entrada del enfriador a gas.

Compressor ($\overline{\delta_c}$)	Gas cooler ($\overline{\delta_g}$)	Expansion valve ($\overline{\delta_v}$)	Evaporator ($\overline{\delta_e}$)	Internal heat exchanger ($\overline{\delta_{int}}$)
0.186	0.306	0.251	0.223	0.034

- *Efectos de la temperatura de vaporización*

Para analizar el efecto de la temperatura de evaporación en la eficiencia exergética total y las pérdidas de exergía en los diferentes componentes, los cuatro parámetros externos se mantienen constantes como se muestra en la Tabla 4.5.1 caso 5. La temperatura de evaporación es variada mediante el ajuste manual de la apertura de la válvula de expansión electrónica. Los resultados se muestran en la figura.4.5.11. con el aumento de la temperatura de evaporación, en los rangos de los parámetros estudiados, la capacidad de refrigeración y la relación de compresión disminuye, lo que lleva a un aumento en la temperatura media del aire en el evaporador, por lo que la ganancia de exergía disminuye.

Figura 4.5.11. Efectos de la temperatura de vaporización en la eficiencia exergética.

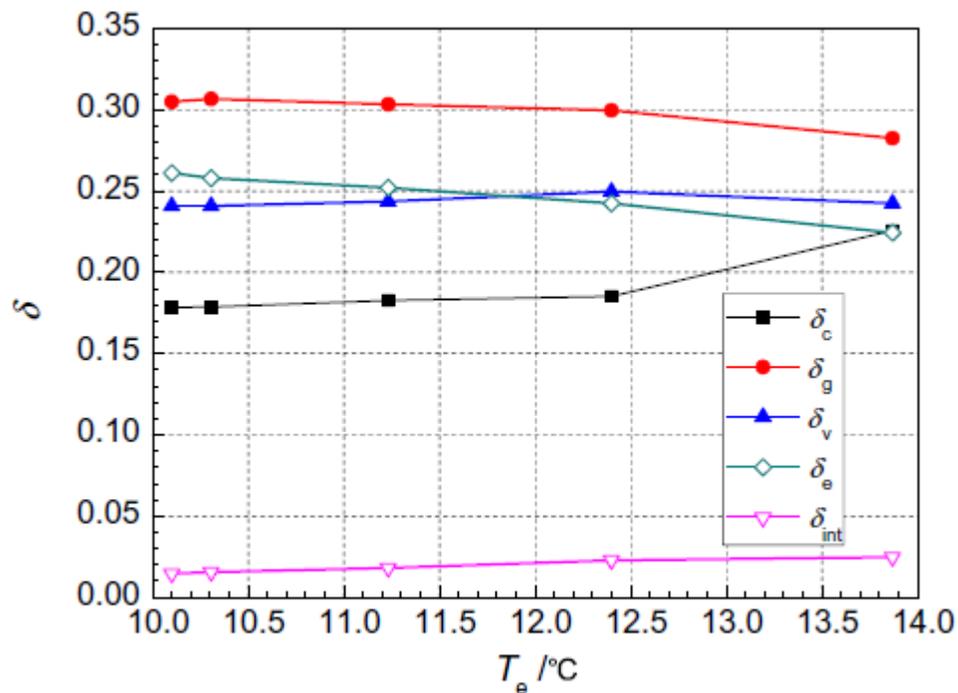


Tomado de: Y.B. Tao et al. / Applied Energy 87 (2010) 3065–3072. Pag 3071

Al mismo tiempo, se nota una disminución rápida en la potencia de entrada del compresor. Así que, con base a los resultados podemos decir con seguridad que el rendimiento total exergético del sistema aumenta con el aumento de la temperatura de evaporación, pero la tendencia de aumento se reduce gradualmente.

En la fig. 4.5.12 se muestran los efectos de la temperatura de evaporación en las pérdidas de exergía relativa en los diferentes componentes del sistema transcrito. En los rangos de los parámetros estudiados, con el aumento de la temperatura de evaporación, las pérdidas de exergía en el refrigerador del gas, válvula de expansión y el evaporador se reducen y las pérdidas de exergía en el compresor e intercambiador de calor interno se ven aumentadas.

Figura 4.5.12. Efectos de la temperatura de evaporación en las pérdidas de exergía relativa en los diferentes componentes del sistema transcrito



Tomado de: Y.B. Tao et al. / Applied Energy 87 (2010) 3065–3072. Pag 3071

Las pérdidas de exergía promedio de los diferentes componentes bajo diferentes temperaturas de evaporación se muestran en la Tabla 4.5.6. La pérdida más grande de exergía sucede en el refrigerador del gas, y esta representa el 30% de la pérdida de exergía total. En segundo lugar esta la pérdida de exergía en el evaporador, con el 24,8%, seguida por la válvula de expansión, 24,3%. La cuarta es la pérdida de exergía en el compresor, el 19% y la última en el intercambiador de calor interno 1.9%.

.Tabla 4.5.6. Pérdidas de exergía promedio de los diferentes componentes bajo diferentes temperaturas de evaporación.

Compressor ($\bar{\delta}_c$)	Gas cooler ($\bar{\delta}_g$)	Expansion valve ($\bar{\delta}_v$)	Evaporator ($\bar{\delta}_e$)	Internal heat exchanger ($\bar{\delta}_{int}$)
0.19	0.3	0.243	0.248	0.019

El total de las pérdidas de exergía relativa promedio en todas las condiciones anteriores se muestran en la Tabla 4.5.7. Se puede observar que bajo todas las condiciones experimentales estudiadas, la pérdida de exergía promedio en el refrigerador a gas es la más grande, que representa el 30,7% de la pérdida de exergía total. La pérdida de exergía promedio en la válvula de expansión es el segundo obteniendo un 24,9%, seguida de esta se encuentra el evaporador, con el 21,9%. La cuarta es la pérdida de exergía en el compresor, con el 19,5% y la última se mantuvo siempre en el intercambiador de calor interno con el 3,0%.

Así, en el diseño la optimización del sistema transcrito de CO₂ en aires acondicionados residenciales se debe prestar muchísima más atención al refrigerador a gas y a la válvula de expansión. Para el refrigerador a gas, la diferencia de temperatura de transferencia de calor más grande entre el CO₂ y el

aire, hace que la pérdida de exergía sea más grande. Y en aplicaciones prácticas, algunos métodos, como la optimización del arreglo del circuito refrigerante deben adoptarse para reducir la diferencia de temperatura. Para la válvula de expansión, cuando los flujos de CO₂ a través de él, el estado cambiará de supercrítico a subcrítico lo que conduce a una pérdida de exergía más grande. La adopción de un expansión reemplazando la válvula de expansión será un método eficaz.

Tabla 4.5.7. Total de las pérdidas de exergía relativa promedio en todas las condiciones anteriores.

Compressor ($\overline{\delta_c}$)	Gas cooler ($\overline{\delta_g}$)	Expansion valve ($\overline{\delta_v}$)	Evaporator ($\overline{\delta_e}$)	Internal heat exchanger ($\overline{\delta_{int}}$)
0.195	0.307	0.249	0.219	0.030

4.5.4 Conclusiones En el presente caso , fue construido un sistema experimental de aire acondicionado residencial transcrito de CO₂ con un intercambiador de calor interno y se realizaron los estudios experimentales sobre el rendimiento del sistema. Basados en los datos experimentales, los efectos de las condiciones de trabajo en la eficiencia exergético del sistema fueron calculados, las siguientes son las conclusiones obtenidas del estudio:

- Con el aumento de la temperatura del aire a la entrada del evaporador, la eficiencia exergética total del sistema y las pérdidas de exergía en el compresor, refrigerador del gas, válvula de expansión y el intercambiador de calor interno se reducen, sin embargo, la pérdida de exergía en el evaporador se aumenta.
- Con el aumento de la velocidad de entrada de aire del evaporador, el rendimiento exergético y las pérdidas de exergía en el refrigerador a gas,

válvula de expansión, el evaporador y el intercambiador de calor interno se reducen. Pero la pérdida de exergía en el compresor se ve aumentada.

- Con el aumento de la temperatura del aire a la entrada del enfriador, el rendimiento exergético total del sistema y las pérdidas de exergía en el compresor y el intercambiador de calor interno se incrementaran. Pero las pérdidas de exergía en el refrigerador a gas, válvula de expansión y el evaporador se reducen.
- Con el aumento de la velocidad del aire a la entrada del enfriador, el rendimiento exergético del sistema y la pérdida de exergía en el evaporador se aumenta. Pero las pérdidas de exergía en el compresor, refrigerador a gas, válvula de expansión y el intercambiador de calor interno se reducen.
- Con el aumento de la temperatura de evaporación, el rendimiento total exergético del sistema y las pérdidas de exergía en el compresor y el intercambiador de calor interno se incrementan. Pero las pérdidas de exergía en el refrigerador a gas, válvula de expansión y el evaporador se reducen.

4.6 ANALISIS EXERGETICO DE UN SISTEMA FLEXIBLE DE AIRE ACONDICIONADO CON DESHIDRATACION

El estudio a analizar a continuación fue publicado en la Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica, vol. 9, Nº 3, 2005, y está bastante relacionado al sistema analizado en el caso 1(4.1). Los autores de éste son Jesús Guallar Paracuellos, del departamento de Ingeniería Mecánica de la universidad de Zaragoza, y M^a

Dolores De Gracia Villanueva, del Instituto de Ingeniería Energética de la universidad Politécnica de Valencia.

En la actualidad, los sistemas de acondicionamiento con deshidratación, que introducen la desecación del aire en algún punto del ciclo, están adquiriendo cada vez más importancia que los sistemas convencionales de acondicionamiento de aire, basados en ciclos termodinámicos de compresión o absorción.

Como se dijo en el caso 1, estos sistemas presentan importantes ventajas respecto a los tradicionales, debido a que los refrigerantes utilizados no producen impactos al medio ambiente y tienen mejoras operacionales como el control independiente de la humedad y la temperatura, y la limpieza y desinfección del aire. Además, su uso permite reducir los costos energéticos gracias a que pueden utilizarse energías residuales o renovables (también cogeneración) para la regeneración del material desecante. En un futuro, es muy probable que el coste de fabricación en serie sea competitivo respecto al coste de los sistemas convencionales.

En este caso, ante la configuración característica de los sistemas de aire acondicionado de ciclo abierto que usan deshidratación, en los cuales el caudal de retorno está fuertemente ligado al caudal de proceso, se propone desacoplar ambos caudales, modelo mediante el cual se mejora la flexibilidad de la instalación. Es precisamente este desacople en los caudales de proceso y retorno, lo que diferencia este modelo, del mencionado en el caso 1.

Se tiene entonces que en los sistemas de refrigeración basados en la desecación, el equipo clave es la rueda de deshidratación, donde se producen los fenómenos de adsorción-desorción. La adsorción es un proceso reversible mediante el cual un gas (adsorbato) es fijado en un sólido (adsorbente), habitualmente un material poroso. Se trata de un proceso exotérmico, en el que el calor desprendido es

debido a la condensación del adsorbato más la energía generada en la unión adsorbente-adsorbato. El proceso inverso es la desorción y constituye un proceso endotérmico, por lo que requiere una fuente de energía en forma de calor para realizarse. Estas características del fenómeno de la adsorción/desadsorción, son las que se aprovechan para su aplicación a los sistemas de climatización.

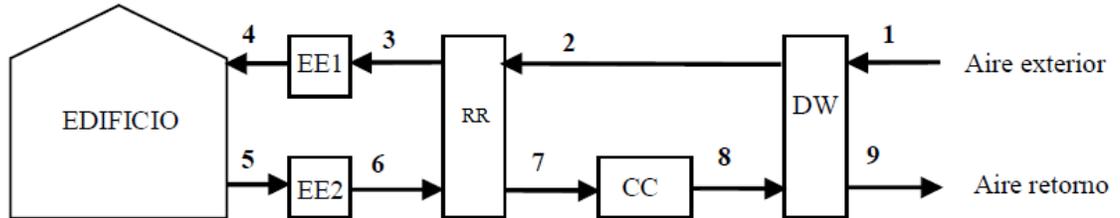
Las ruedas de desecación son, por lo tanto, equipos intercambiadores de masa y energía (transfieren calor latente y sensible), cuyo funcionamiento está regido por ecuaciones de transferencia de calor y humedad no lineales y muy acopladas. Por ese motivo presentan dificultades en su caracterización. Generalmente se utilizan correlaciones que permitan al diseñador la predicción del calor latente y sensible y la efectividad de la rueda, dadas las condiciones de operación.

El procedimiento que se sigue en la caracterización de la instalación propuesta, hace hincapié en su análisis energético, basado en la segunda ley de la termodinámica. En base al segundo principio se obtiene la pérdida de exergía que se produce en cada uno de los componentes, la pérdida de exergía total del sistema y el valor del rendimiento exergético global. Como resultado del citado análisis se detectan los equipos que producen una mayor pérdida de energía útil.

Por último se analiza cómo afecta la variación del caudal de regeneración en el funcionamiento global del sistema, respecto al coeficiente de operación y respecto al rendimiento exergético. Los resultados se obtuvieron modelando el comportamiento de los equipos y las condiciones reales de operación con el programa EES (Engineering Equation Solver), el cual dispone de librerías con las propiedades termofísicas de las sustancias de trabajo y permite la obtención de diagramas psicrométricos útiles para la evaluación del comportamiento del sistema ante variaciones de operación.

4.6.1 Sistema de Acondicionamiento con Deshidratación

Figura 4.6.1. Esquema del sistema de enfriamiento de ciclo abierto con desecación



Tomado de: Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica. Vol. 9, N.º 3, pp. 67-77, 2005. Pag. 69

Donde DW: deshumidificador rotativo, RR: regenerador rotativo (intercambiador de calor sensible), EE1: enfriador evaporativo 1, EE2: enfriador evaporativo 2, CC: calentador.

Este esquema representa la típica instalación DEC (desiccant evaporative cooling) en la que se combina un proceso de deshidratación con un proceso de humidificación adiabático⁴⁶.

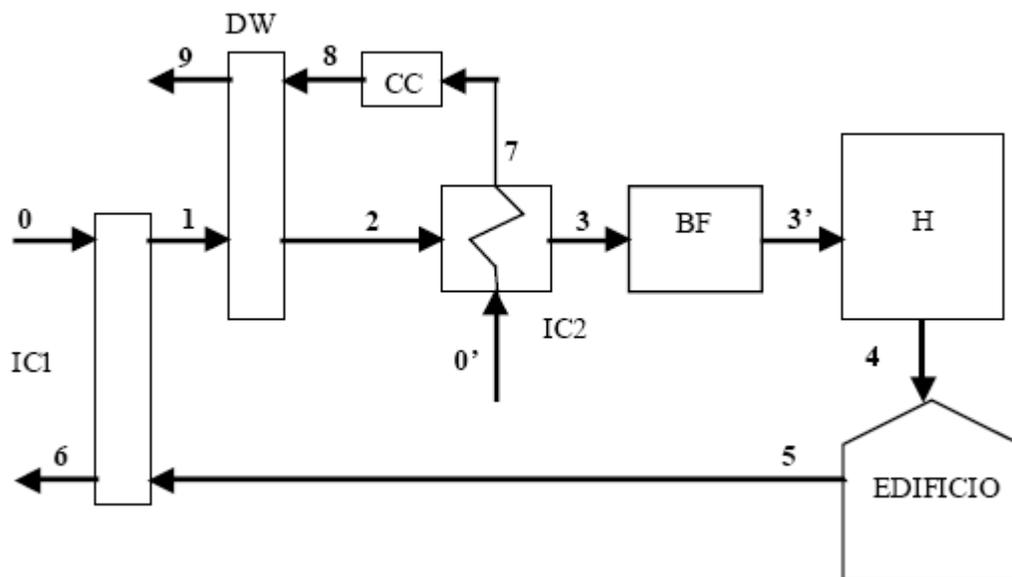
Inicialmente se extrae humedad del aire exterior (1) mediante una rueda de deshidratación, aumentando a la vez su calor sensible (2). Acto seguido, la temperatura del aire es reducida en un intercambiador de calor (3) y se le aporta agua en un enfriador evaporativo, reduciendo aun más su temperatura (4). Por otro lado, el aire de retorno (5) es enfriado en otro enfriador evaporativo (6) y se utiliza posteriormente para enfriar el aire de proceso en el intercambiador de calor (7). A continuación este aire se calienta y se le suministra humedad para obtener las condiciones necesarias para la regeneración de la rueda (8).

⁴⁶ Ginestet et al. Control Strategies of open Cycle desiccant cooling systems minimising energy consumption.

Con el fin de aprovechar el exceso de disponibilidad de calor residual que se puede presentar cuando se requieren unas mismas condiciones en el local a refrigerar, en el cual el caudal de proceso será constante, se propone un esquema que permite desacoplar el caudal de regeneración del caudal proveniente del local. Así, el caudal de refrigeración es variable y la disponibilidad de calor de regeneración torna el funcionamiento del esquema más flexible.

El sistema de acondicionamiento con deshidratación propuesto es mostrado en la figura 4.6.2.

Figura 4.6.2. Esquema del ciclo de acondicionamiento con deshidratación propuesto



Tomado de: Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica. Vol. 9, N.º 3, pp. 67-77, 2005. Pag. 69

Este sistema de acondicionamiento planteado, opera con aire proveniente del exterior (0) a través de un intercambio de calor con el aire procedente del edificio acondicionado (5). A continuación, dicho aire exterior (un poco más frío), entra en contacto con el desecante (sílica gel) en una rueda de desecación, en el cual se le aumenta temperatura y se le extrae humedad (2). En el mismo acto, la corriente de regeneración (8), pierde calor sensible y gana calor latente (9). Posterior a la deshidratación, el aire consigue una reducción de su calor sensible (3) gracias al paso por un intercambiador de calor, donde cede calor al aire exterior (de 0' a 7).

A la salida del intercambiador, el aire exterior aumenta su temperatura y humedad mediante una cámara de combustión, la cual le proporciona las condiciones necesarias para producir la regeneración en la rueda de deshidratación (8). Como el aire de proceso aún no posee las condiciones de temperatura adecuada, tras su paso por el intercambiador de calor (3), es necesario reducir su temperatura por lo que se le hace pasar por una batería fría, antes del paso por el humidificador (3'), donde se le da al aire la temperatura y humedad adecuadas, para su entrada al local (4). El ciclo se cierra cuando el aire saliente del local (5), pasa por el primer intercambiador de calor reduciendo la temperatura del aire externo.

Para efecto de análisis, el sistema de acondicionamiento planteado opera con datos correspondientes a la climatología de la ciudad de Zaragoza: $T=34^{\circ}\text{C}$, $\phi=59\%$ y presión de 98,95 kPa. Las condiciones del aire del edificio objeto del acondicionamiento, son $T=24^{\circ}\text{C}$ y $\phi=50\%$. Los equipos, cuyas condiciones de funcionamiento son variables, pero se conoce sus condiciones de entrada, se caracterizarán por su eficiencia⁴⁷.

⁴⁷ C.J. Simonson, R.W. Besant. Energy wheel effectiveness: part II – correlations. International Journal of Heat and Mass Transfer 42 (1999) 2171-2185.

El comportamiento de los intercambiadores se caracterizó considerando que son recuperadores rotativos sensibles de la marca Sedical⁴⁸, mediante el Programa de Cálculo de recuperadores Sedical, Versión 26.04.2002. La Tabla 4.6.1 muestra las características que definen los componentes del sistema.

Tabla 5.6.1. Caracterización de los componentes de la instalación

EQUIPO	CARACTERIZACION	
IC1	Eficiencia: 96 %	Constante con el caudal de regeneración
IC2	Eficiencia: 65 % para $m_0':150 \text{ m}^3/\text{h}$	Variable con el caudal de regeneración Al disminuir m_0' , e ir igualándose con el caudal de proceso, se incrementa la eficiencia.
CC	$x_s = x_0 + x_{combustion}$	Condiciones fijadas a la salida: 90 °C y 23 g/kg de humedad
BF	$T_{adp} = 17.44$ $> T_{rocio,3} = 6.99$ FB = 0.15	Enfriamiento únicamente sensible: temperatura superficial de la batería superior a la temperatura del rocío del aire de entrada
H	$E = \frac{w_s - w_e}{w_i - w_e} \quad (4)$	Con E = 54.19 % el humectador lleva a la corriente de aire a las condiciones adecuadas para su impulsión al local
DW	<p>Sílica gel*</p> <p>Eficiencias:</p> $\varepsilon_{DW,1} = \frac{T_2 - T_1}{T_8 - T_1} \quad (1)$ $\varepsilon_{DW,2} = \frac{m_o(w_1 - w_2)h_{fg}}{m_o'(h_8 - h_7)} \quad (2)$ $\varepsilon_{DW,2} = \frac{w_1 - w_2}{w_1 - w_{2,ideal}} \quad (3)$	<p>Material desecante más empleado en aire acondicionado, por su baja temperatura de regeneración y su capacidad de adsorción en condiciones de ϕ alta.</p> <p>Eficiencias(1): caudales constantes, (2): respecto al calor de regeneración, (3): respecto a la humedad específica</p> <p>Evaluación del comportamiento de la rueda:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Modelo matemático propuesto por Beccali, para la obtención de la temperatura seca • Temperatura húmeda constante

⁴⁸ Sedical S.A. "Programas de Cálculo" Técnicas para el ahorro de energía, Mayo 2002

*Comparada con la zeolita, material utilizado por Kanoglu en su estudio, esta tiene una capacidad de adsorción prácticamente constante con la humedad relativa e inferior a la capacidad que presenta el sílica gel para humedades relativas superiores al 30%. Esta humedad (30%) es inferior a la considera como típica en la región que se analiza (Zaragoza) por lo que se justifica el empleo del sílica gel como desecante en la rueda de desecación de la instalación que se analiza.

4.6.2 Resultados En el caso inicial considerado, Caso I, el caudal de aire de proceso es de 100 m³/h, adecuado para la carga sensible y latente del edificio. A su vez, el caudal de regeneración de 150 m³/h, que se introduce en el segundo intercambiador para enfriar la corriente principal, es el máximo posible debido a que la relación máxima de caudales en los recuperadores rotativos es de 1 a 1,5⁴⁹.

Las condiciones del aire a la entrada y salida de cada uno de los equipos se han calculado mediante el programa EES, teniendo en consideración la caracterización de los equipos comentada en el apartado anterior y las condiciones del aire de proceso y regeneración. El valor de las propiedades de todos los puntos del sistema se muestra en la Tabla 4.6.2.

Tabla 4.6.2. Caracterización de los componentes de la instalación

⁴⁹ Sedical S.A. "Programas de Cálculo" Técnicas para el ahorro de energía, Mayo 2002

Punto	T _{seca} (°C)	φ (%)	x (g/kg AS)	h (kJ/kg AS)	T _{húmeda} (°C)	T _{rocío} (°C)	v (m ³ /kg AS)	ρ (kg/m ³)	s (kJ/kg K)	m ₀ (m ³ /h)	E (kJ/kg AS)
0	34	59	20,4	86,49	27,07	24,85	0,92	1,09	5,91	100	0
1	25,17	98,12	20,4	77,28	24,93	24,85	0,89	1,12	5,88	100	0,258
2	53,97	7,44	7,09	72,76	24,15	8,58	0,96	1,04	5,86	100	2,540
3	34,5	18,3	6,36	51,04	17,95	7	0,90	1,11	5,79	100	2,092
3'	20	42,83	6,36	36,27	12,7	7	0,86	1,16	5,74	100	2,433
4	16	68,86	7,97	36,27	12,67	10,29	0,85	1,18	5,74	100	2,292
5	24	50	9,53	48,4	17,01	12,95	0,88	1,14	5,78	100	1,586
6	33,6	31,5	10,48	60,68	20,8	14,4	0,90	1,11	5,83	100	1,234
0'	34	59	20,4	86,49	27,07	24,85	0,92	1,09	5,91	150	0
7	46,3	30,6	20,37	99,26	29,75	24,83	0,96	1,05	5,95	150	0,229
8	90	5,03	23	151,8	38,3	26,81	1,09	0,92	6,11	150	4,398
9	76,75	10,51	28,62	152,7	38,3	30,43	1,06	0,94	6,11	150	2,238

Puntos 0', 7, 8, 9: m₀'

4.6.3 Análisis Exergético de la Instalación La exergía del aire húmedo es función de la temperatura del aire húmedo y de la humedad:

$$E_a = h(T, \varphi) - h_0(T_0, \varphi_0) - T_0[s(T, \varphi) - s_0(T_0, \varphi_0)] \quad (\text{EC 4.6.1})$$

Se considera que las condiciones de entrada del aire a la instalación corresponden al estado muerto, por lo tanto $T_0 = 307,15 \text{ K}$. La pérdida de exergía asociada a cada componente se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\Delta E = \sum m_i E_i \pm m_e E_E \pm Q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \pm W \quad (\text{EC 4.6.2})$$

En el proceso no se producen intercambios de trabajo y los equipos se suponen adiabáticos. Para cada equipo el balance exergético correspondiente es:

$$\text{IC1: } \Delta E_{\text{IC1}} = m_{\text{AS},0} \cdot E_0 + m_{\text{AS},5} \cdot E_5 - m_{\text{AS},1} \cdot E_5 - m_{\text{AS},6} \cdot E_6 \quad (\text{EC 4.6.3})$$

$$DW: \quad \Delta E_{DW} = m_{AS,1} \cdot E_1 + m_{AS,8} \cdot E_8 - m_{AS,2} \cdot E_2 - m_{AS,9} \cdot E_9 \quad (\text{EC 4.6.4})$$

$$IC2: \quad \Delta E_{IC2} = m_{AS,0} \cdot E_0 + m_{AS,2} \cdot E_2 - m_{AS,3} \cdot E_3 - m_{AS,7} \cdot E_7 \quad (\text{EC 4.6.5})$$

CC: El calor recibido por la corriente es modelada mediante:

$$Q_{CC} = m_{AS,7} \cdot (h_8 - h_7) \quad (\text{EC 4.6.6})$$

$$\Delta E_{CC} = m_{AS,7} \cdot E_7 - m_{AS,8} \cdot E_8 + Q_{CC} \left(1 - \frac{T_0}{T_{CC}}\right) \quad (\text{EC 4.6.7})$$

BF: La corriente de entrada y salida de agua es sustituida por su equivalente térmico, es decir, por el calor sensible que absorbe de la corriente principal:

$$Q_{sen} = m_{AS,3'} \cdot (1 - FB) \cdot (h_f - h_{3'}) \quad (\text{EC 4.6.8})$$

$$\Delta E_{BF} = m_{AS,3} \cdot E_3 - m_{AS,3'} \cdot E_{3'} - Q_{BF} \left(1 - \frac{T_0}{T_{BF}}\right) \quad (\text{EC 4.6.9})$$

H: La cantidad de agua captada por la corriente de aire es igual a:

$$m_{agc} = m_{AS,3'} \cdot (w_4 - w_{3'}) \quad (\text{EC 4.6.10})$$

$$E_{ea} = E_{sa} = E_a \quad (\text{EC 4.6.11})$$

$$\Delta E_H = m_{AS,3'} \cdot E_{3'} - m_{AS,4} \cdot E_4 + m_{ae} \cdot E_{ae} - m_{as} \cdot E_{as} \quad (\text{EC 4.6.12})$$

$$\Delta E_H = m_{AS,3'} \cdot E_{3'} - m_{AS,4} \cdot E_4 + m_{agc} \cdot E_a \quad (\text{EC 4.6.13})$$

Edificio: La pérdida total de exergía se obtiene al sumar todas las pérdidas individuales:

$$\Delta E_{sistema} = \Delta E_{IC1} + \Delta E_{DW} + \Delta E_{IC2} + \Delta E_{CC} + \Delta E_{BF} + \Delta E_H + \Delta E_{EDIFICIO} \quad (EC \ 4.6.14)$$

En la siguiente tabla se observan los valores de exergía perdida en los distintos elementos que constituyen el esquema propuesto. El mayor pico de pérdida de exergía se obtiene en la cámara de combustión, el humidificador y la rueda de deshidratación.

Tabla 4.6.3. Balance de exergía en los componentes de la instalación caso /

ELEMENTOS	ΔE (kW)	ΔE (kJ/kg AS entrada)
INTERCAMBIADOR DE ENTRADA	0,003	0,093
RUEDA DE DESHIDRATACION	0,029	0,958
INTERCAMBIADOR 2	0,003	0,103
CAMARA DE COMBUSTION	1.568	51.930
BATERIA FRIA	0,015	0,408
HUMIDIFICADOR	0,094	3.115
LOCAL	0,021	0,706
TOTAL	1.733	57.314

4.6.4 Variación del Caudal de Regeneración A continuación se analiza cómo influye la corriente de regeneración en el funcionamiento del sistema. Si se varía el caudal de aire externo que entra al sistema, m_0' , se alterará la cantidad de calor aportado por la cámara de combustión necesaria para que la entrada a la rueda de regeneración se mantenga constante, y por lo tanto se modifica la eficiencia del equipo.

Además, esta variación afecta el comportamiento de la batería fría y el humidificador, mientras que no afecta el del primer intercambiador, IC1, ni el de la rueda, DW. Se tiene entonces que los únicos puntos que varían sus condiciones

son el punto 3, corriente de proceso a la salida del segundo intercambiador, punto 7, corriente de regeneración a la salida del segundo intercambiador y punto 3', salida de la batería fría.

En la tabla 4.6.4 se han consignado los valores obtenidos al restringir el caudal de entrada al segundo intercambiador de 150 a 110 m³/h.

Tabla 4.6.4. Resultados obtenidos al variar el caudal de entrada de aire externo en el segundo intercambiador

CASO	m ₀ (m ³ /h)	m ₀ ' (m ³ /h)	η _{IC2} (%)	Punto 3			Punto 7			Punto 3'		
				T _{seca} (°C)	φ (%)	E (KJ/Kg)	T _{seca} (°C)	φ (%)	E (KJ/Kg)	T _{seca} (°C)	φ (%)	E (KJ/Kg)
II	100	140	70	34,4	20,5	1,917	48	28,1	0,297	18,17	53,49	2,355
III	100	130	75	34,5	20,4	1,916	49	26,8	0,337	18,16	53,56	2,354
IV	100	120	80	34,8	20	1,922	50	25,5	0,385	18,22	53,2	2,356

En la tabla 4.6.5 se registran los valores de exergía perdida para cada componente en cada uno de los casos analizar, mediante un análisis análogo al efectuado para el caso I.

Tabla 4.6.5. Exergía perdida en cada componente del sistema al disminuir el caudal de aire externo en el segundo intercambiador

CASO	II		III		IV	
	ΔE_{Kw}^1	$\Delta E_{kJ/kgAS}^2$	ΔE_{kW}	$\Delta E_{kJ/kgAS}$	ΔE_{kW}	$\Delta E_{kJ/kgAS}$
1. IC1	0,003	0,093	0,003	0,093	0,003	0,093
2. DW	0,022	0,742	0,016	0,526	0,009	0,310
3. IC2	0,006	0,093	0,006	0,185	0,005	0,156
4. CC	1,409	46,680	1,276	42,250	1,151	38,130
5. BF	0,015	0,490	0,015	0,495	0,015	0,511
6. H	0,051	1,687	0,051	1,678	0,052	1,722
7. LOCAL	0,021	0,706	0,021	0,706	0,021	0,706
TOTAL	1,528	50,610	1,387	45,940	1,257	41,630

Para cada componente la eficiencia exergética se define de la siguiente forma:

$$\eta = \frac{E_{recuperada}}{E_{entrada}} = 1 - \frac{E_{perdida}}{E_{entrada}} \quad (\text{EC 4.6.15})$$

La eficiencia exergética de la instalación es definida de la siguiente forma:

$$\eta = \frac{E_{cool}}{E_{heat}} \quad (\text{EC 4.6.16})$$

Donde E_{cool} es la diferencia de exergía entre el estado muerto y el estado de impulsión al local y corresponde al mínimo trabajo reversible requerido para pasar del estado muerto al estado de impulsión. Por su parte, E_{heat} es la entrada de exergía en forma de calor de regeneración. En la Tabla 4.6.6 se recogen los valores de rendimiento exergético de componentes y sistema global para cada caso considerado, además del valor del COP de la instalación en cada caso:

Tabla 4.6.6. Rendimiento exergetico de componentes y sistema global para todos los casos

CASO	I	II	III	IV
IC1	0,941	0,941	0,941	0,941
IC2	0,959	0,919	0,927	0,939
DW	0,845	0,882	0,925	0,974
CC	0,514	0,524	0,532	0,537
BF	0,761	0,744	0,742	0,734
H	0,424	0,576	0,577	0,571
Sistema global	0,367	0,399	0,434	0,476
COP	0,154	0,171	0,188	0,209

4.6.5 Análisis de Resultados Al analizar el nuevo sistema, se tiene que el funcionamiento del intercambiador de entrada es inmune a la variación del caudal de entrada en el segundo intercambiador, debido a que se conservan los caudales y condiciones tanto de la corriente fría como de la caliente, de tal forma que su eficiencia exergetica y sus pérdidas de exergetica no varían.

En la rueda de deshidratación se observa una disminución progresiva de la exergetica perdida a medida que disminuye el caudal en el segundo intercambiador. Esto se debe a que el caudal de la corriente de proceso o de regeneración no afecta la salida de la rueda. Una disminución de caudal de regeneración con las condiciones fijas en las corrientes, genera la disminución de la exergetica perdida, que por ende evidencia un incremento en el rendimiento exergetico del equipo.

Cómo consecuencia directa de la disminución de caudal de aire externo, con la consiguiente aproximación al caudal saliente de la rueda de deshidratación, se produce un incremento en la eficiencia energética del segundo intercambiador. Con una disminución de m_0' , se aumenta el valor de entalpía del aire de proceso saliente de este intercambiador, y también se incrementa la entalpía de la

corriente de regeneración a su salida del equipo. Otro valor que aumenta es el de la entropía generada por lo que el rendimiento exergético del equipo se reduce.

Por otro lado, al disminuir m_0' se genera un incremento en la entalpía a la entrada de la cámara de combustión, de modo que una menor cantidad de calor debe ser suministrada por el equipo para alcanzar las condiciones (fijas) de la corriente de regeneración de la rueda de deshidratación. Así, la exergía perdida se disminuye y el rendimiento exergético aumenta.

Por su parte, se encuentra que las pérdidas de exergías en el humidificador disminuyen al disminuir m_0' , mientras que su rendimiento exergético aumenta. Su funcionamiento se manipula de modo que mantenga sus condiciones de salida, ajustando su efectividad.

Caso contrario sucede con la batería fría, la cual debe enfriar la corriente de entrada hasta alcanzar las condiciones de entalpía de la impulsión, mientras mantiene la humedad específica de la corriente. Sin embargo, al variar sus condiciones de entrada, debe eliminar una mayor cantidad de calor sensible de la corriente, generando un aumento de la exergía perdida y un bajón del rendimiento exergético.

En general, se concluye que al disminuir m_0' , la eficiencia exergética y el coeficiente de operación de toda la instalación se incrementa. Desde el punto de vista energético y exergético, el funcionamiento del sistema para el caso IV es el mejor, pero la flexibilidad del sistema, que le hace ser capaz de seguir la variación en el calor de regeneración variando el caudal de regeneración, hace que en la práctica el sistema raramente se encuentre en el óptimo.

5. ANALISIS DE ESTUDIO DE CASOS

A continuación se presenta una síntesis de los resultados obtenidos en los distintos casos estudiados teniendo en cuenta las causas de estos indicadores y se procederá a plantear acciones de mejora para optimizar el rendimiento en cada uno de los sistemas.

Los diversos casos estudiados fueron analizados exergéticamente teniendo en cuenta que éste método permite conocer cuáles son los elementos de menor eficiencia exergética y cuanta cantidad de exergía se destruye en el sistema general y en cada uno de los componentes del mismo. En términos generales, el método exergético, desde el punto de vista de la eficiencia exergética; nos muestra la proporción entre la exergía del producto y la exergía del recurso, a diferencia de la eficiencia térmica que es la proporción entre la energía en su forma final deseada y la energía suministrada al sistema o equipo.

Es de vital importancia resaltar que el método de análisis exergético permite agrupar los conceptos de primera y segunda ley, tal que se puede tener en cuenta la magnitud de los flujos de exergía como su calidad en cuanto a la producción de trabajo o energía útil, sin preocuparse por saber cuán rentable económicamente es el sistema a analizar.

Podríamos establecer en comparación con algunos de los métodos de optimización conocidos por qué resulta importante la implementación del método exergético para optimización de sistemas de refrigeración y aire acondicionado, por ejemplo el análisis del pinch point es aplicado especialmente para diseños de

sistemas de redes de intercambiadores de calor pero específicamente se enfoca en refinerías, industria petroquímica y ciclos de regeneración de potencia, y es poco aplicable y estudiado en sistemas de refrigeración y aire acondicionado. Por otra parte tenemos el análisis termoeconómico, el cual es recomendado cuando se desea combinar el análisis exergético con el análisis económico del sistema, ya que nos proporciona información adicional que permite aumentar la eficiencia del sistema y mejorarlo desde el punto de vista económico, teniendo en cuenta que en este se profundiza el proceso de formación de los costos, permitiendo realizar mejoras en la selección de los equipos que conforman el sistema térmico.

De igual manera, el análisis del ciclo de vida, radica su enfoque en los parámetros que se tengan en cuenta en las fases de iniciación, instalación y término del sistema. Este resulta un proceso demasiado tedioso ya que la exactitud de los resultados depende de cuan detallado sea el estudio y las variables a considerar, además de involucrar otros aspectos distintos a la operación del sistema.

Los casos estudiados proponen diferentes sistemas de refrigeración, el primer caso es un sistema de refrigeración por desecación al igual que el sexto. El segundo y tercer caso plantean un sistema de refrigeración por compresión, mientras que el cuarto caso nos muestra un sistema basado en absorción.

Al realizar una síntesis de los resultados obtenidos en el conjunto de casos analizados, se observa que en los sistemas de refrigeración desecantes, caso I y caso VI, siendo este último una variación del primero, los elementos que aportan una mayor destrucción de exergía al sistema son el sistema de calefacción y el regenerador rotativo (humidificador para el caso VI). En ambos casos, el elemento de menor eficiencia exergética es el que está previo al local a climatizar en el diagrama de flujo del refrigerante.

Para el caso II y III, los cuales estudian sistemas de refrigeración por compresión de vapor, donde los sistemas son analizados bajo varias condiciones de operación, se observa que el principal destructor de exergía es el compresor, acompañado del evaporador en el caso II.

El caso IV propone un esquema de refrigeración por absorción de vapor donde se busca evitar el trabajo de compresión mediante una pareja consistente de un refrigerante y una solución que puede absorber el refrigerante. De igual manera, se analiza el sistema desde diferentes regímenes de trabajo, y se encuentra que en general las mayores pérdidas de exergía las proporciona el absorbedor, el generador y el intercambiador de calor, elementos que vienen a hacer el trabajo del compresor en un proceso por compresión de vapor.

De los sistemas estudiados, el sistema con menor aplicación en sistemas de acondicionamiento de aire para recintos es el expuesto en el caso V. Este sistema de refrigeración utiliza CO_2 transcrito como refrigerante y nos muestra que el refrigerador a gas, la válvula de expansión y el evaporador son los componentes que generan una mayor destrucción de exergía. Así, en el diseño de optimización del sistema, se debe prestar más atención al refrigerador a gas y a la válvula de expansión.

6. CONCLUSIONES

Es evidente el beneficio que ofrece realizar un análisis exergético en sistemas térmicos, en particular en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado, el análisis exergético permite determinar cuáles son las fuentes de irreversibilidad en un sistema, y por ende señala los puntos de partida de un procedimiento de optimización y contribuye al uso racional de los recursos energéticos. En el estudio realizado fue posible determinar cuáles son los equipos que más destrucción de exergía introducen en un ciclo de refrigeración, también se determinó en cuales de estos equipos se pueden realizar mejoras de diseño u operacionales; ya que la realización de las mismas en algunos de estos por limitaciones operacionales o de diseño no resultan practicas al querer optimizar los ciclos.

Se encontró que los evaporadores aportan una destrucción significativa de exergía en los sistemas de refrigeración en cualquiera de sus variantes, debida principalmente a la diferencia de temperatura presente entre el medio ambiente y la temperatura de evaporización del refrigerante. Dicha diferencia es una de las principales fuentes de irreversibilidad y es uno de los elementos donde menos se puede actuar.

En el caso de los sistemas de refrigeración por desecación, para los equipos rotativos que trabajan con aire como agente refrigerante como lo son los regeneradores y deshumidificadores, las principales fuentes de irreversibilidad son: la mezcla de aire y la regeneración de las corrientes, también influye la velocidad de rotación, las características del material desecante y las condiciones internas de diseño y construcción, la diferencia de presión entre el agente desecante y el aire de proceso.

Los equipos que constituyen la entrada de calor a los sistemas o fuentes de calor, como los generadores o calentadores, son elementos críticos que representan una destrucción de exergía importante dentro de los ciclos de refrigeración, la causa principal de esto es el método de entrada de calor. Es posible aumentar la eficiencia exergética modificando la fuente de calor a la temperatura de trabajo del generador por ejemplo, teniendo en cuenta que la eficiencia exergética disminuye cuando aumenta la temperatura de la fuente de calor, esto debido a que mas exergía de entrada se suministra, lo cual genera más pérdida durante el proceso de transferencia de calor.

Es de gran importancia recalcar que el proceso de optimización debe empezar en los equipos que presentan mayor destrucción de exergía. Hay que tener presente que los procesos termodinámicos liberan gran cantidad de calor al medio ambiente, esta es la mayor fuente de irreversibilidad para un ciclo. La fricción también es una causa de irreversibilidad, lo que nos lleva a pensar que hay que ser cuidadosos con el aislamiento y hermeticidad de los elementos del sistema, ya que así se pueden corregir imperfecciones en la transferencia de calor y de masa a través de estos.

La influencia de las temperaturas de evaporización y condensación en un ciclo de refrigeración van ligadas a la diferencia de temperaturas que se genere entre el agente refrigerante y el medio ambiente o recinto a refrigerar, ya que a mayor diferencia de temperaturas mayor destrucción de exergía en la unidad, esto es muy importante a la hora de modificar estas temperaturas para aumentar la eficiencia del ciclo.

En conclusión, según los resultados obtenidos en cada uno de los casos de estudio, se puede recomendar con toda confianza sobre los métodos

anteriormente descritos, el uso del análisis exergético para la optimización de sistemas de refrigeración y aire acondicionado, ya que logramos descubrir las causas de los bajos rendimientos exergéticos en un proceso y cuantificar las pérdidas, lo que nos permitió generar diferentes alternativas de solución teniendo en cuenta que los resultados obtenidos en los seis casos de estudio son compatibles entre sí, lo cual quiere decir que hay coincidencia en los equipos más críticos desde el punto de vista exergético.

BIBLIOGRAFÍA

NTC 1486, Presentación de Tesis, Trabajos de Grado y otros Trabajos de Investigación, Sexta Actualización, 2008.

JUAN CARLOS ARMAS, MARGARITA J. LAPIDO, JUAN A. CASTELLANO, Análisis Exergético de un Sistema de Climatización por Agua Helada, Revista Energética 36, 2006.

JESÚS GUALLAR PARACUELLOS, M^a DOLORES DE GRACIA VILLANUEVA. Análisis Exergético de un Sistema Flexible de Aire Acondicionado con deshidratación, Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica, Vol. 9, N.º 3, 2005

Y.B. Tao, Y.L. He *, W.Q. Tao. Exergetic Analysis of Transcritical CO₂ Residential Air-Conditioning System Based on Experimental Data, Applied Energy 87, 2010

ARZU S, ENCANA, KEMAL A. YAKUTA, SOTERIS A. KALOGIROU. Exergy Analysis of Lithium Bromide/Water Absorption Systems. Renewable Energy 30, 2005

Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development, Exergy analysis of psychrometric processes

RECEP YUMRUTA, S, MEHMET KUNDUZ, MEHMET KANOĞLU. Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigeration Systems, Exergy, an International Journal 2, 2002