

Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez”

Facultad de Ingeniería

Departamento de Ingeniería Mecánica



Influencia de diferentes condiciones de operación en la producción de agua caliente sanitaria en sistemas de climatización centralizada

Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico

Por

Autor: Crepin Miguel Jn Baptiste

Tutores: Dra. Margarita Lapido

Dr. Mario Álvarez Guerra

Msc. Yarelis Valdivia Nodal

Cienfuegos, 2013

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS



Sistema de Documentación y Proyecto.

Hago constar que el presente trabajo constituye la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Cienfuegos, autorizando a que el mismo sea utilizado por el Centro de Estudio Superior para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de dicha institución.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico
Nombre y Apellidos. Firma.

Vice Decano.
Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Tutor

Sistema de Documentación y Proyecto.
Nombre y Apellido. Firma.

Resumen

La recuperación de calor ha sido utilizada extensivamente en sistemas grandes de climatización centralizada para aprovechar el calor rechazado por el compresor. En este trabajo se presenta un análisis de la influencia de calentador de apoyo en la producción de agua caliente sanitaria. Los modelos matemáticos del análisis de energía y exergía de los componentes individuales son presentados. Se evalúa el sistema a tres capacidades frigoríficas (100, 75, y 50%) con la intención de calcular el calor rechazado para cada una de ellas. Criterios termodinámicos como coeficiente de funcionamiento COP están utilizados para enseñar que el rendimiento varía con cada capacidad.

Los resultados indican que el calor recuperable no es suficiente para calentar el agua a la temperatura normalizada porque la cantidad de calor posible a recuperar es menor que el 30% mínimo requerido por normas. Los resultados de este trabajo pueden ser aplicados efectivamente y proveer una base importante a la hora de la selección de un calentador de apoyo.

Palabras Claves: Agua caliente sanitaria, Calentador de apoyo, Climatización Centralizada, Recuperación de calor,

Summary

Heat recovery has been used extensively in large central air conditioning systems to capture the heat rejected by the compressor. This paper presents an analysis of the influence of water heaters in producing hot water. Mathematical models of energy and exergy analysis of the individual components are presented. The system evaluates three cooling capacities (100, 75, and 50%) in order to calculate the heat rejected by each. thermodynamic criterias such as coefficient of performance COP as are used to show that the performance varies with each capacity.

The results indicate that the recoverable heat is not enough to heat the water to the normalized temperature because the amount of heat that it's possible to recover is less than the minimum 30% required by standards. The results of this work can be effectively applied and provide an important basis when selecting a water heater.

Keywords: Central air conditioning, Domestic hot water, Heat Recovery, Water heater,

Índice

Resumen	iii
Summary	iv
Introducción	1
1 Capítulo 1 Revisión Bibliográfica	4
1.1 Sistema combinado de climatización y producción de agua caliente	4
1.2 Sistemas de climatización de grandes capacidades	5
1.3 Sistemas de climatización centralizada	5
1.4 Clasificación de los sistemas de climatización	6
1.4.1 Producción	7
1.4.2 Distribución	7
1.4.3 Emisión	7
1.5 Características y parámetros de funcionamiento de los equipos de la Unidades enfriadoras de agua, NC: 45-6	8
1.6 Recuperación del Calor en Sistemas de Climatización Centralizada.	8
1.7 Caracterización de los sistemas de Agua Caliente Sanitaria en instalaciones hoteleras.	10
1.7.1 Circuito ACS	11
1.8 Producción de Agua Caliente Sanitaria	11
1.9 Equipos de producción de Agua Caliente	12
1.9.1 Calentadores Solares	13
1.9.2 Calentadores de Gas (GLP)	14
1.9.3 Calderas de Electricidad	14
1.10 Sistemas de producción de Agua Caliente Sanitaria	15
1.10.1 Sistemas instantáneos	15
1.10.2 Sistemas por acumulación	16
1.11 Tecnologías y medios para disminuir el consumo energético en sistemas de climatización.	16
1.12 Fundamento del Método Exergético	17

1.13	Análisis exergético	18
1.14	Experiencia en aplicación del método exergético a sistemas de climatización y Agua Caliente Sanitaria.	18
	Conclusiones Parciales capítulo I	20
2	Capítulo 2 Análisis termodinámico de la producción simultanea de agua fría y caliente en un sistema de climatización centralizada.	22
2.1	Introducción.	22
2.2	Esquema topológico de la instalación.	22
2.3	Aplicación del método energético del sistema.	23
2.3.1	Coeficiente de Funcionamiento del Sistema de Climatización Centralizada	25
2.3.2	Determinación del calor suministrado por el sistema de apoyo.	25
2.3.3	Cálculo de la temperatura de salida del agua en el recuperador:	26
2.3.4	Cálculo de la cantidad de calor para elevar la temperatura de salida hasta 60°C:	27
2.4	Aplicación del método exergético al sistema combinado de climatización y Agua Caliente Sanitaria	27
2.5	Eficiencia racional	29
2.6	Balance exergético y Eficiencia racional y flujo costo por componente	29
2.6.1	Proceso de compresión	30
2.6.2	Proceso de Condensación	33
2.6.3	Proceso de expansión	34
2.6.4	Proceso de Evaporación	36
2.6.5	Proceso de Calentamiento de agua Calentador de Apoyo.	37
2.7	Rendimiento exergético de un sistema combinado de climatización y producción de ACS.	39
3	Capítulo 3 Evaluación de un estudio de caso para la determinación de la eficiencia del sistema combinado de producción de agua helada y agua caliente sanitaria	41
3.1	Introducción	41
3.2	Caracterización del sistema de climatización del objeto de estudio "Hotel Jagua" de la provincia de Cienfuegos.	41

3.3	Descripción del sistema de producción de Agua Caliente Sanitaria del hotel <i>Jagua</i>	42
3.4	Estudio de caso	43
3.4.1	Parámetros de operación ciclo de refrigeración	43
3.5	Resultados del Análisis Termodinámico	43
3.5.1	Costos de producción de agua caliente sanitaria	46
3.6	Propiedades sistema de agua caliente sanitaria	49
3.7	Desarrollo del modelo exergético	49
3.8	Determinación del efecto indirecto de emisiones de CO₂ al medio ambiente.	52
3.8.1	Análisis de las emisiones indirectas de CO ₂ de las enfriadoras instaladas y calentadores de apoyo	53
Conclusiones		55
Recomendaciones		56
Bibliografía		57
ANEXOS		59

Introducción

Los costos de la energía que se consume en los sistemas térmicos empleados en el sector de la industria y los servicios han llegado a ser tan significativos que se ha hecho necesario encontrar la forma de reducirlos. Para lograr esto se requiere de un análisis del uso de la energía en el diseño, instalación y operación de los mismos.

Actualmente a nivel nacional e internacional se procura especial atención al sector hotelero, cuyo objetivo principal es proporcionar servicios de calidad, con el mínimo de gastos energéticos posibles. En un país tropical como Cuba, uno de los sectores con mayor consumo es el turismo, y también una de las principales fuentes de ingreso en divisas. En este sector, el mayor consumo de energía eléctrica está representado por los sistemas de climatización, y es donde se encuentran las mayores potencialidades para implementar estrategias con vistas al ahorro de la energía.

El costo que actualmente representa la energía eléctrica es de vital importancia en una especialidad como el aire acondicionado, que requiere de un elevado consumo, por lo que su reducción constituye una de las premisas básicas en los criterios de diseño. Para ello, existen numerosas tecnologías y medios de aplicación que se centran fundamentalmente en el ajuste de las necesidades, el incremento de la eficiencia, la utilización de fuentes de energía no convencionales, y la recuperación de la energía residual. (Nestor, 2001)

Unido a esto, la energía que se requiere para la producción de agua caliente sanitaria en instalaciones hoteleras es, por lo general, menor que la que se disipa en el sistema de climatización. Este potencial térmico, en vez de ser rechazado en el condensador, se utiliza para calentar agua sanitaria contribuyendo significativamente al ahorro energético.

Normalmente, este tipo de ahorro se puede realizar mientras el sistema esté funcionando a su máxima capacidad. No así cuando el sistema funciona a cargas parciales, ya que la energía disipada es menor y por lo tanto la energía disponible para

Introducción

calentar el agua no es suficiente. De esta forma solo se necesita un pequeño calentador de apoyo como suplemento en caso de no alcanzar la temperatura deseada en el calentamiento de agua sanitaria. El calentador de apoyo se conecta en serie con el circuito de agua caliente y su propósito es elevar la temperatura del agua que viene precalentada del sistema.

Los calentadores de apoyo vienen en varias formas y tamaños. Pero su distinción principal es la fuente de energía que se utiliza para elevar la temperatura del agua. Entre los combustibles que se utilizan en los calentadores de agua se encuentran el gas natural, gas propano (GLP), queroseno y el carbón, aunque también se usan la electricidad, la energía solar, bombas de calor de refrigeradores o de acondicionadores de aire, calor reciclado de aguas residuales y hasta energía geotérmica (Wikipedia, 2013)

Teniendo en cuenta que el consumo de energía es el principal responsable de la contaminación, la selección adecuada del equipamiento en un sistema de climatización puede corresponderse con un considerable ahorro energético por la reducción de los costes operacionales, así como un menor impacto ambiental.

Problema científico:

Necesidad de evaluar el sistema de climatización centralizada en función de la cantidad de calor real recuperado para diferentes condiciones de operación del *chiller* que satisfaga la demanda de agua caliente sanitaria necesaria del hotel.

Hipótesis

Basados en herramientas y métodos termodinámicos es posible determinar la influencia de diferentes condiciones de operación del *chiller* en la eficiencia de los sistemas de climatización centralizada para la producción de agua caliente sanitaria.

Objetivo General

Introducción

Evaluar la influencia de diferentes condiciones de operación en la producción de agua caliente sanitaria en sistemas de climatización centralizada en función de la cantidad de calor recuperado.

Objetivos Específicos

- Realizar una búsqueda bibliográfica sobre sistemas de climatización centralizada por agua helada.
- Estudiar los sistemas de producción de agua caliente sanitaria.
- Aplicar las leyes de la termodinámica para evaluar la eficiencia y cantidad de calor recuperado en el sistema de climatización.
- Realizar una evaluación energética por medio de un caso de estudio en el hotel Jagua.

Capítulo 1 Revisión Bibliográfica

1.1 Sistema combinado de climatización y producción de agua caliente

La mayoría de las edificaciones en las áreas tropicales, necesitan un sistema de climatización a lo largo de todo el año, con el que proporcionan el confort a los ocupantes, mientras se necesita de calentamiento para otros usos. En algunos edificios como hoteles, el consumo de energía eléctrica en un sistema de climatización ocupa la mayor parte de la demanda total de energía para una actividad operacional mientras la producción de agua caliente está en segundo lugar. (Adriansyah, 2001). La Figura 1-1 muestra una gráfica del consumo de energía eléctrica demandada de un hotel típico.

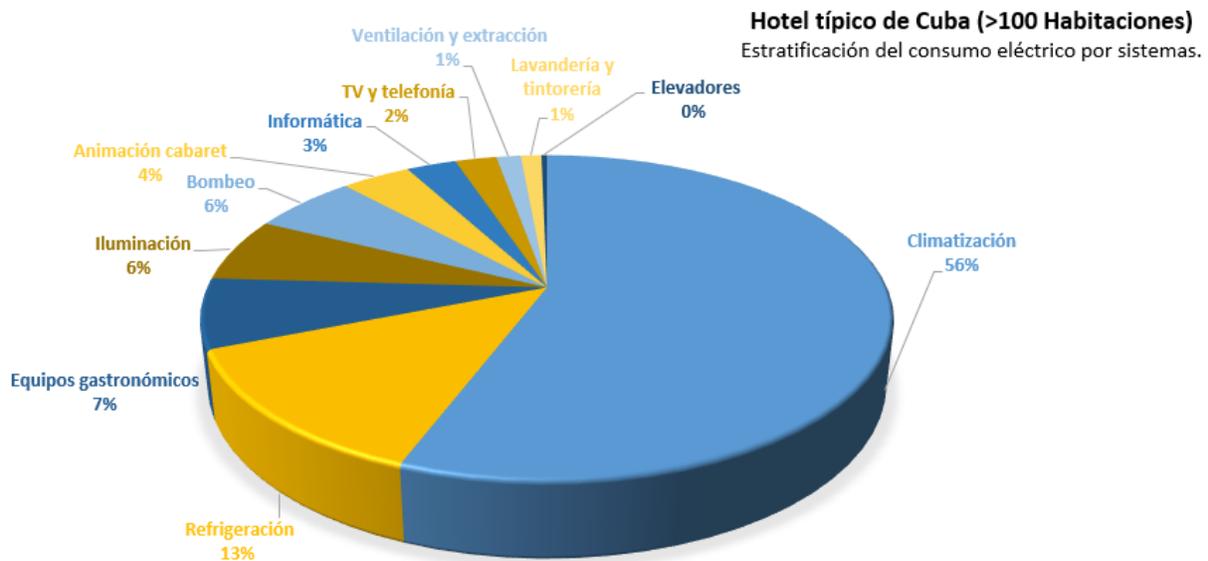


Figura 1-1 Estratificación del consumo eléctrico por sistema “Hotel Jagua” (Pacheco, 2010)

Como se observa en la gráfica, alrededor del 56% de la energía total es consumida por el sistema de climatización. En grandes instalaciones existe un porcentaje significativo de la energía del sistema de climatización disponible que puede ser recuperado. Como el calor que se rechaza en un sistema de climatización es de baja calidad, uno de los

principales y más útiles usos es para calentamiento de agua. Y con esto se reduce la necesidad de producir el agua caliente por otras fuentes de energía.

1.2 Sistemas de climatización de grandes capacidades

Los sistemas de climatización se encargan de controlar las variables que definen el ambiente térmico: humedad relativa, temperatura seca y velocidad del aire fundamentalmente así como la calidad del aire interior.

Los sistemas de climatización centralizada, son utilizados en grandes instalaciones, pues resulta más factible centralizar la producción y distribución de frío a los recintos a climatizar, que ubicar unidades independientes en cada uno de ellos. (Pérez P. R., 2012)

El sistema llamado “todo-agua” es uno de los más utilizados en Cuba para la climatización de grandes hoteles, hospitales *etc.* conocido también como sistema de agua helada. Este tipo de sistema consiste en una unidad central, compuesta por cuatro elementos principales que son: el evaporador, el condensador, el elemento expansivo o válvula de expansión, y el compresor. La unidad absorbe el calor generado por el edificio por medio del evaporador, que es un intercambiador de calor donde se enfría el agua que luego es distribuida por medio de tuberías a las habitaciones y a las áreas comunes con temperaturas de envío y retorno generalmente de 7°C y 13°C respectivamente. Este diferencial de temperaturas está determinado por la absorción de la carga térmica del edificio y depende de varios factores como son las características constructivas del edificio, la climatología de la región y el nivel ocupacional del hotel (Pacheco, 2010)

1.3 Sistemas de climatización centralizada

Los sistemas de climatización centralizada se definen como aquellos en los cuales el enfriamiento se genera en una unidad central. Este tipo de sistemas cuentan con dos circuitos de trabajo, un circuito primario donde intervienen todos los componentes del ciclo de compresión de vapor, y utiliza como sustancia de trabajo un gas refrigerante. Y

Capítulo 1 Revisión Bibliográfica

un circuito secundario donde el agua helada es distribuida a través de ductos hacia las unidades terminales llamadas *fan-coils* o manejadoras de aire, situados en todos los espacios del edificio. Este último está constituido por sistemas de bombeo, sistemas de distribución de agua y unidades terminales de intercambio de calor. La Figura 1-2 muestra el esquema de los circuitos que conforman el sistema. (Brar, 2012)

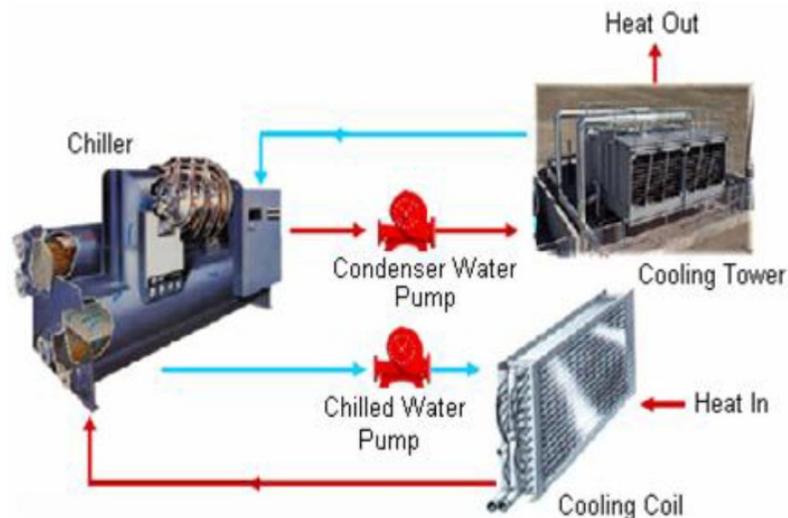


Figura 1-2 Sistema de agua helada

1.4 Clasificación de los sistemas de climatización

Según la literatura (Plasencia, Fonticiella, Pino, Santos, & Ávila, 2008) existe una gran variedad de diseños y equipos para climatizar locales, lo que unido al hecho de que varios sistemas participan de características comunes, se hace muy difícil establecer una clasificación con diferenciaciones netas entre unos y otros. Toda instalación de climatización se compone de tres partes diferenciadas:

- Producción térmica
- Distribución
- Emisión en los locales

De acuerdo a lo cual podemos establecer las siguientes categorías:

1.4.1 Producción

Como hemos visto en capítulos anteriores existen varias formas de producción de frío, sin embargo la más extendida corresponde al ciclo de compresión que dispone de una zona de evaporación y otra de condensación unidas mediante el compresor y cerrándose el ciclo mediante una estrangulación.

Atendiendo a estos factores los equipos de producción se denominan con dos palabras, indicando en primer lugar el medio en el que se realiza la evaporación y después el medio condensante. Habitualmente tendremos cuatro tipos de equipos de producción

- Aire - Aire
- Aire - Agua
- Agua - Agua
- Agua - Aire

1.4.2 Distribución

El frío producido en el equipo frigorífico debe ser transportado a los locales a climatizar mediante alguno de los siguientes fluidos: Refrigerante, Agua o Aire, empleándose para ello tuberías o conductos, según corresponda.

1.4.3 Emisión

El frío se emite en los locales a través de rejillas y difusores, que pueden estar incorporadas en los propios equipos, o bien formar parte de una red de conductos de distribución. Lo más habitual es clasificar los sistemas de climatización según sea el fluido que entra en el local para producir el efecto de enfriamiento o calentamiento. Según esto, los sistemas pueden ser:

Todo Refrigerante: Sistemas de expansión directa en el interior del local.

Refrigerante - Aire: Al local llega refrigerante y aire.

Todo Agua: Al local llega sólo agua.

Agua - Aire: Al local llega aire y agua.

Todo Aire: El único fluido que entra en el local es el aire.

1.5 Características y parámetros de funcionamiento de los equipos de la Unidades enfriadoras de agua, NC: 45-6

En la Norma Cubana: 45-6 (Oficina Nacional de Normalización, 2002) se expresa que la recuperación de calor será un requisito a complementar por las máquinas enfriadoras siempre que se requiera agua caliente sanitaria o para otros usos. No obstante a esta recomendación obligatoria, las capacidades de los condensadores de las enfriadoras son cambiantes. Este cambio depende en primer lugar del deterioro de las condiciones técnicas por el tiempo de uso y por daños que ocurren. Otro elemento es que en Cuba predomina el turismo de Sol y Playa, esto obliga a que los hoteles se ubiquen en las cercanías del mar y por tanto este ambiente degradante influye en las condiciones físicas de los enfriadores. En muchos casos, después de varios años de explotación se sustituyen las enfriadoras por otras cuyos condensadores son de parámetros distintos, sin embargo las bombas de los Circuito Primario de Agua Caliente (CPAC) se mantienen operando bajo las mismas condiciones. Es conocido que el condensador es un intercambiador térmico y que no solo su eficiencia depende de la temperatura de las sustancias (refrigerante, agua y aire) sino además del flujo que se establezca para lograr valores óptimos de intercambio térmico. Esto conlleva a sugerir el flujo variable en los CPAC. Esta opción es de reciente implementación en los sistemas centralizados de nuevo diseño (Velasquez, 2009).

1.6 Recuperación del Calor en Sistemas de Climatización Centralizada.

La recuperación del calor de condensación del ciclo de refrigeración mecánica consiste en la reutilización más adecuada de un calor residual del proceso de compresión. El calor que contiene el gas después de ser comprimido puede ser extraído y utilizado

Capítulo 1 Revisión Bibliográfica

mediante intercambiadores de calor, para la producción de agua caliente que puede ser requerida en otra parte del edificio. Siendo actualmente la más utilizada en sistemas de climatización, la recuperación de calor logra la reducción del consumo y por consiguiente los costos energéticos. Los intercambiadores de calor son normalmente diseñados suficientemente grandes para capturar la mayor cantidad de calor sensible del refrigerante para llevarse al estado de vapor saturado antes de entrar al condensador. El principio de recuperación de calor puede ser descrito en la Figura 1-3.

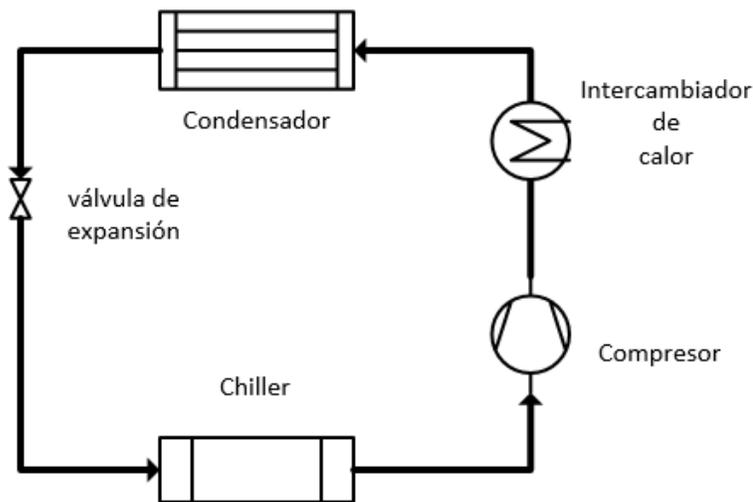


Figura 1-3 Sistema de recuperación de calor en ciclo de refrigeración.

Después de ser comprimido, el gas refrigerante caliente pasa por el intercambiador de calor en el cual, intercambia calor con el agua que está del otro lado produciéndose agua caliente.

Un parámetro importante en el análisis del potencial de recuperación de calor en sistemas de climatización son los niveles de las demandas de calor y frío. Durante el invierno la cantidad de frío necesario disminuye mientras la demanda de agua caliente aumenta. Lo contrario ocurre en verano, cuando la demanda de frío alcanza su máximo. Entonces trabajando el sistema a máxima capacidad se satisface la necesidad de calor en un sistema de producción simultánea de agua caliente sanitaria y climatización.

La NC: 220-3 (Oficina Nacional de Normalización, 2005) complementa lo planteado por la NC: 45-6 (Oficina Nacional de Normalización, 2002) referido a la recuperación de calor, analizada anteriormente cuando plantea: *Se requiere la recuperación de calor en los equipos acondicionadores de aire mayores de 35 kW (10 TR) de capacidad frigorífica o compresores mayores de 11 kW, para edificios con servicio de agua caliente con un rango de entrada mayor de 22 kW (combustible fósil) o 12 kW de potencia eléctrica, a no ser que se demuestre que el sistema no resulta efectivo económicamente por encima de su vida útil.*

1.7 Caracterización de los sistemas de Agua Caliente Sanitaria en instalaciones hoteleras.

En las instalaciones de producción de agua caliente sanitaria se pueden apreciar las características más generales en cuanto a la operación de los sistemas de impulsión como los componentes del sistema de agua caliente. El sistema está compuesto de tres circuitos principales; el Circuitos Primario de Agua Caliente (CPAC), el Circuito Secundario de Agua Caliente (CSAC) y el Circuito de Recirculación. Dentro de estos circuitos se encuentran los condensadores de las enfriadoras, los intercambiadores de calor, la red hidráulica ramificada, calderas o calentadores de apoyo y los tanques de almacenamiento.

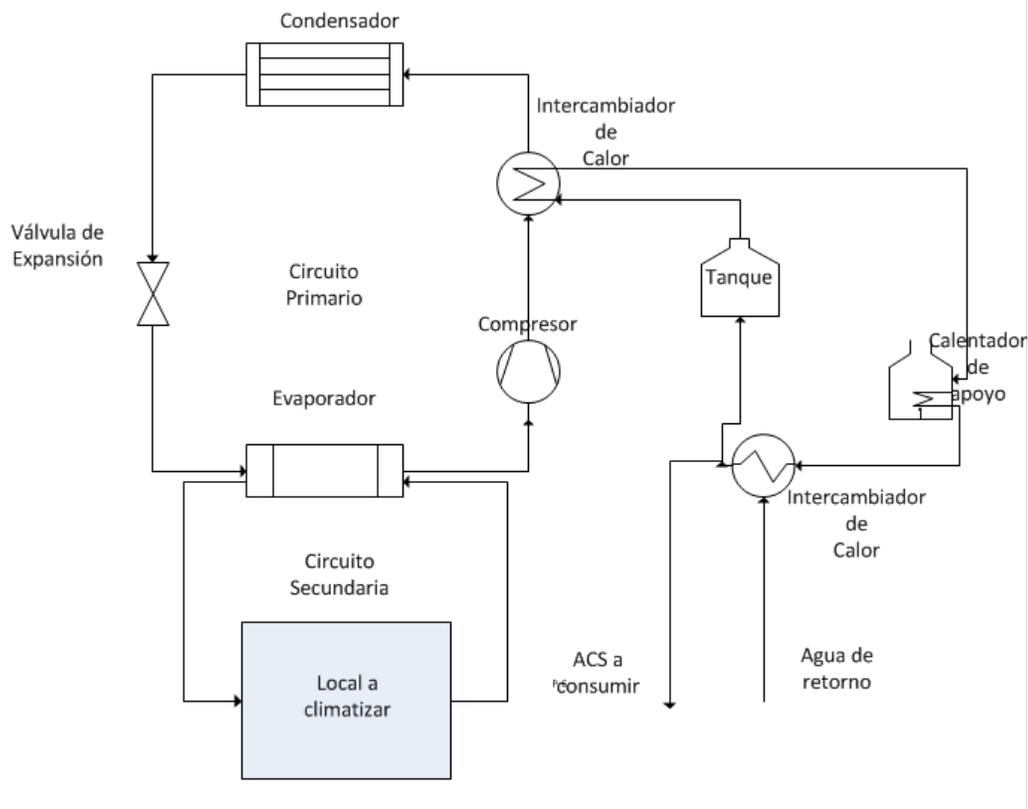


Figura 1-4 Sistema Centralizado de Climatización por Agua Helada con recuperador de calor

1.7.1 Circuito ACS

En este circuito se calienta el agua sanitaria con las temperaturas altas proveniente del compresor, mediante un intercambiador de calor. El agua caliente sanitaria de salida del intercambiador recircula continuamente por un calentador de apoyo donde se calienta directamente. El calor que toma el agua primario en cada ciclo, al pasar por el intercambiador, es cedido a continuación al agua de consumo, por un intercambiador secundario agua-agua.

1.8 Producción de Agua Caliente Sanitaria

El uso de la recuperación de calor de los condensadores para calentar agua depende de la demanda de agua caliente de los establecimientos. Se considera un sistema centralizado de suministro y distribución de agua caliente, de acuerdo a lo establecido

según las normas. En la producción de agua caliente por recuperación de calor, es necesario tener una carga de enfriamiento a la misma vez que hay una necesidad de calentamiento. Por esta razón se instalan calentadores de apoyo para asegurar la demanda de agua caliente sanitaria de la instalación cuando la carga de enfriamiento no es suficiente.

La capacidad de los sistemas de apoyo para calentamiento de agua sanitaria será suficiente para absorber completamente la demanda máxima horaria y se colocará preferiblemente en el circuito primario. Se propone el uso de doble sistema para agua caliente sanitaria.

La NC45 (Oficina Nacional de Normalización, 2002) plantea que estos sistemas incorporaran en el circuito de ACS un calentador de agua (horizontal o vertical) que elevará la temperatura del agua para consumo social, lavandería y fregado manual desde la temperatura ambiente hasta 50 - 55 °C. El calentador de agua debe usar vapor de la caldera cuando ésta exista. Debe evitarse el uso de calentamiento eléctrico. *En los calentadores de apoyo existen potencialidades de ahorro, siempre y cuando la recuperación de calor en los condensadores sea máxima, de aquí la importancia de garantizar el caudal necesario para los parámetros técnicos de los mismos.*

1.9 Equipos de producción de Agua Caliente

Las instalaciones de climatización centralizada con recuperación de calor normalmente incluyen un sistema de apoyo, para cubrir las demandas de ACS durante los períodos en que el calor recuperado del sistema de frío no es suficiente.

Es muy importante que la instalación del sistema de apoyo trabaje en sintonía con el resto de la instalación de climatización para garantizar el correcto funcionamiento y el máximo aprovechamiento (ahorro energético) del sistema en su conjunto.

Para la generación de calor sirven cualquiera de los sistemas conocidos: calderas de gas, captadores solares o resistencias eléctricas.

Cuando se utilicen resistencias eléctricas para la generación de calor, y dado el precio de esta forma de energía, conviene optar por un sistema de acumulación que caliente agua por la noche, cuando las tarifas son más bajas (Velasquez, 2009)

1.9.1 Calentadores Solares

Un colector o captador solar es un generador de calor que aprovecha la energía gratuita que procede del Sol. Básicamente, consta de una placa absorbente (generalmente de cobre) con un tratamiento selectivo en su superficie, que es el encargado de captar la radiación solar, transformarla en calor y transmitirlo, en esta forma a un fluido, normalmente agua. En la placa de cobre se inserta un circuito, también de cobre, por el que circula el fluido. El conjunto se cubre con una superficie de vidrio solar (con baja reflexión), que es transparente a la radiación solar pero es opaco a las radiaciones infrarrojas que emite la placa.

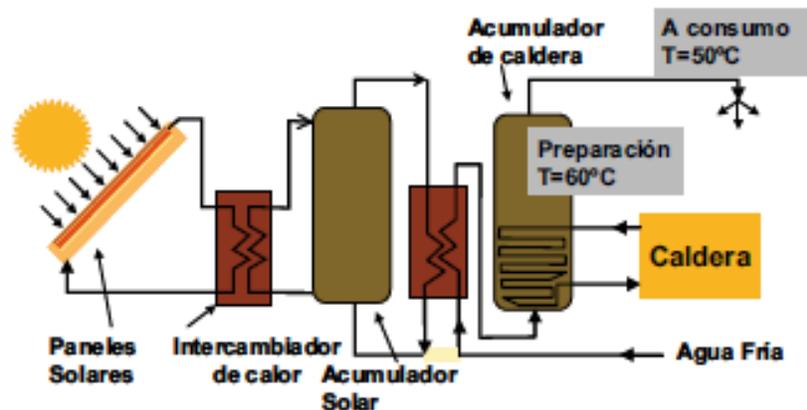


Figura 1-5 Esquema de una instalación calentador solar

La aplicación para la cual el aprovechamiento de la energía solar está más indicado es la producción de agua caliente sanitaria, fundamentalmente, porque la temperatura de preparación del agua es relativamente baja. Lamentablemente, como la radiación solar es muy variable y la energía que proporciona no está siempre disponible, la instalación tiene que contemplar un aporte energético alternativo de apoyo (Edgar, 2012). Lamentablemente, como la radiación solar es muy variable y la energía que proporciona no está siempre disponible, la instalación tiene que contemplar un aporte energético alternativo de apoyo.

1.9.2 Calentadores de Gas (GLP)

Los calentadores a gas son equipos que calientan agua utilizando el método de convección, a un flujo y temperatura determinado utilizando el gas como combustible en sus dos versiones: gas licuado de petróleo (GLP) o gas natural.

El calentador de agua a gas es muy parecido a uno eléctrico, solo que este no contiene dos elementos de calentamiento, pero en cambio tiene un quemador de gas en la parte inferior con la chimenea corriendo por el centro del tanque. A continuación vemos un ejemplo típico de estos calentadores de gas con las características mencionadas.



Figura 1-6 Foto de un calentador de gas (<http://bimg1.mlstatic.com/>, 2013)

1.9.3 Calderas de Electricidad

Estos equipos nos brindan la oportunidad de disfrutar de la comodidad y seguridad de la energía eléctrica. Las calderas eléctricas pueden asemejarse a las de gas su funcionamiento pero sus componentes difieren mucho. Como se ve en Figura 1-7, una caldera eléctrica estándar posee un ingreso de agua fría (AF) y salida de agua caliente sanitaria (ACS), una resistencia y un termostato como partes principales.

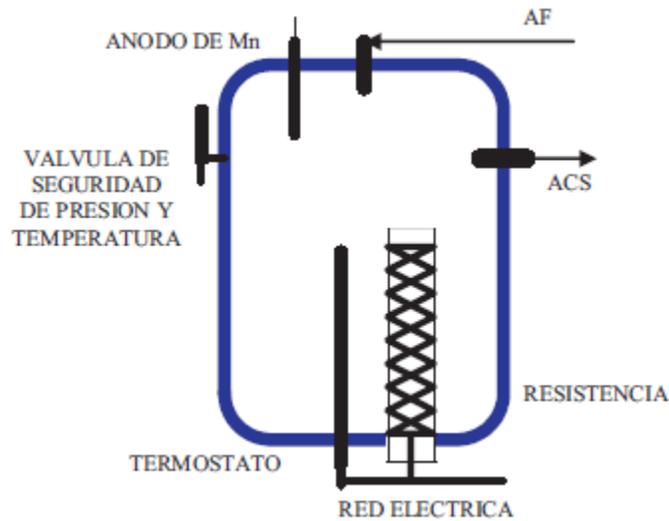


Figura 1-7 Esquema de un calentador eléctrico

Su rendimiento es alto y es un sistema libre de contaminación lo que lo convierte en el más conveniente; como no requiere de ventilación, no desperdician calor y por lo tanto logran una eficiencia mayor a cualquier otro calefactor.

1.10 Sistemas de producción de Agua Caliente Sanitaria

La producción del agua caliente sanitaria se puede establecer bajo dos criterios fundamentales:

- Sistemas de producción instantánea.
- Sistemas de producción por acumulación.

1.10.1 Sistemas instantáneos

El agua comienza a calentarse cuando se abre un grifo, suministrando en todo momento el caudal que se necesita, respondiendo así, de una forma instantánea, a la demanda que del servicio hace el usuario.

El agua se calienta al paso conforme atraviesa un elemento de caldeo, tal como un serpentín inmerso en el agua de calefacción dentro de la caldera, un serpentín expuesto directamente a la llama o un intercambiador de calor agua-agua, fuera del cuerpo de la caldera. En todas estas circunstancias el rendimiento energético de la

instalación es muy malo, ya que, ante la menor demanda del servicio, el sistema se pone en marcha.

La producción instantánea del ACS se caracteriza por el empleo de altas potencias en periodos muy reducidos. Tiene la desventaja de que la apertura de más de un grifo a la vez afecta los caudales disponibles de agua caliente.

1.10.2 Sistemas por acumulación

El agua caliente permanece en un depósito del que sale cuando se demanda en los puntos de consumo; a medida que esta se va consumiendo viene siendo reemplazada por agua fría procedente de la red que penetra en el depósito por la parte inferior. El agua acumulada necesita unos minutos para alcanzar su temperatura de régimen, pero una vez caliente está disponible para ser utilizada durante el periodo de tiempo que se desee. De esta forma se consigue que la utilización simultánea de varios grifos no afecte a sus caudales, como ocurría en la producción instantánea.

Con estos sistemas se obtienen rendimientos energéticos superiores o los que se obtienen con los sistemas instantáneos al actuar el depósito como dispositivo de amortiguación entre lo demandado y la respuesta. Esta disposición permite diseñar generadores más pequeños, trabajando con mejores rendimientos (Agustín, 1998).

1.11 Tecnologías y medios para disminuir el consumo energético en sistemas de climatización.

Un sistema de aire acondicionado bien proyectado y ejecutado, orientado hacia el ahorro de energía, debe contar con equipos eficientes, uso de combustibles económicos o fuentes de energía alternativas y a esto debe agregarse una correcta operación, mediante temperaturas, velocidad de distribución de fluidos, tiempos de utilización y sistemas de control óptimos. Por otra parte, la aplicación de un adecuado aislamiento térmico y la mejora en la hermeticidad de los edificios es fundamental, dado que ello implica equipos más pequeños con menor consumo energético durante toda la vida útil.

Capítulo 1 Revisión Bibliográfica

Los proyectos deben realizarse en función de la característica de la instalación y estructurados de manera coherente, debiéndose efectuar un balance energético con un análisis económico para definir la solución más conveniente. Deben fraccionarse la capacidad de los equipamientos a fin de adaptar la producción de aire acondicionado a la demanda de calor del sistema en la magnitud y momento que se produce, con objeto de conseguir en cada instante, el régimen de potencia más cercano al de máximo rendimiento.

Para ello, es necesario establecer las distintas tecnologías a emplear ya sea 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 edificios que disipen menos energía o proveer instalaciones que recuperen energía, obliga a mayores inversiones económicas que deben retornar con el ahorro que pueda conseguirse, sobre la base del tiempo que se considere necesario establecer como razonable. (Plasencia, Fonticiella, Pino, Santos, & Ávila, 2008)

1.12 Fundamento del Método Exergético

La modelación de los sistemas térmicos hace tiempo, se enfocaba desde el punto de vista de la primera ley de la termodinámica, sin tener en cuenta las ventajas que ofrece la segunda ley para el análisis de este tipo de sistemas. En los últimos años la tendencia ha sido de aplicar métodos del análisis exergético y económico, lo que se conoce por el nombre de exoeconomía. Los métodos de optimización que hoy más se utilizan incorporan esta herramienta en su análisis.

Numerosos estudios han sido desarrollados con el objetivo de incrementar la eficiencia de los sistemas térmicos. En el caso de los sistemas de climatización centralizadas, dichas mejoras han proporcionado un menor costo por concepto de ahorro energético. (Adriansyah, 2001)

1.13 Análisis exergético

No todo el ahorro de la energía termodinámicamente posible puede ser ahorrado técnicamente. En efecto los sistemas tienen una realidad física que impone unas condiciones al diseño de los aparatos, de tal modo que estas irreversibilidades intrínsecas al diseño no pueden ser consideradas como posibilidades de ahorro de energía.

El análisis exergético nos da el máximo ahorro de energía que es posible termodinámicamente en las condiciones reales de una instalación, y en cada uno de los aparatos que componen la misma (Capilla).

Por tanto siempre podremos comparar el Balance Exergético de la instalación en funcionamiento real respecto del Balance en condiciones de diseño de la planta, con cuyo análisis, por pérdidas separadas, podremos obtener el ahorro técnicamente posible en dicha instalación.

1.14 Experiencia en aplicación del método exergético a sistemas de climatización y Agua Caliente Sanitaria.

En su tesis de maestría (Edgar, 2012) analizó alternativas de producción de Agua Caliente Sanitaria en instalaciones hoteleras y al final propuso la implementación de un sistema de captadores solares. Su investigación siguió la idea de utilizar recuperación de calor del sistema de climatización con un calentador de apoyo para la producción de agua caliente. Utilizó la integración del análisis termodinámico y el costo de ciclo de vida para su investigación. Existe una gran cantidad de calor de baja calidad en sistemas de climatización centralizada grandes y se recomendó la utilización de este calor para mejorar la eficiencia energética del sistema. Se estudió el comportamiento del sistema con distintos porcentajes de recuperación de calor y capacidades de trabajo. Al final seleccionó la mejor alternativa según su investigación, el uso de los calentadores solares, que representó una reducción de consumos energéticos de un 16% y emisiones de CO₂ de más de 5 veces que las otras alternativas.

Capítulo 1 Revisión Bibliográfica

Otro autor (Mikulenko, 2010) aplicó la segunda ley de la termodinámica para la determinación del costo real exergético y monetario de sistemas centralizados de climatización por agua helada en su investigación. Desarrolló los cálculos de los costos reales del flujo exergético y monetario sin tomar en cuenta los flujos en el calentador de apoyo. Al final determinó los ahorros técnicos de la exergía en un caso de estudio donde se concluyó que existe un potencial evitable considerable de 20,04 kW.

(Valdes, 2008) utilizó una combinación de herramientas que incluye redes neuronales artificiales (RNA) y algoritmos genéticos (AG) que permiten la simulación de un sistema de climatización centralizada y la optimización del costo de sus productos finales (agua fría y agua caliente). Desarrolló un procedimiento para la optimización de sistemas de climatización centralizados por agua helada desde la etapa de diseño conceptual. Los resultados fue un aumento de 7.73% en COP y 6.67% en la eficiencia exergética de una instalación existente aplicando el modelo híbrido. Esta herramienta entonces ayuda en la selección de sistemas comerciales con características cercanas al óptimo conceptual.

Estos trabajos citados anteriormente no se toman en consideración la parte de producción de agua caliente y sus componentes en la evaluación general de las eficiencias del sistema. El objetivo principal de este trabajo es valorar cómo los calentadores de apoyo influyen en la eficiencia en estas instalaciones y evaluar el potencial que cada componente tiene para contribuir a la eficiencia energética del sistema en general. Se evaluará el sistema a 50, 75 y 100 por ciento de su capacidad, siendo lo anterior, configuraciones predeterminadas en los equipos centralizado.

Conclusiones Parciales capítulo I

- La revisión bibliográfica muestra los diferentes sistemas de producción de agua helada, siendo el sistema de climatización centralizada agua-agua el más usado en hoteles en Cuba. Se fundamentó en la recuperación de calor de baja calidad y su importancia en la eficiencia del sistema. Las principales fuentes de producción de agua caliente sanitaria son solar, gas licuado y electricidad.
- La aplicación de la segunda ley de la termodinámica permite localizar y cuantificar aquellos puntos del sistema de mayor desaprovechamiento de trabajo útil en sistemas térmicos.
- La mayoría de los investigadores no consideran en sus análisis la producción simultáneamente de agua fría y agua caliente para una evaluación más general del sistema completo.

Capítulo 2 Análisis termodinámico de la producción simultanea de agua fría y caliente en un sistema de climatización centralizada.

2.1 Introducción.

En el presente capítulo se desarrollan los modelos termodinámicos de cada componente de un sistema de climatización centralizada por agua helada, y del sistema de producción de agua caliente sanitaria con el objetivo de calcular el grado de perfección termodinámica de los procesos de trabajo e indicar las vías para incrementar el ahorro de combustible o energía eléctrica suministrada.

2.2 Esquema topológico de la instalación.

El esquema de la instalación de climatización centralizada por agua helada se muestra en la Figura 2-1, donde se representan cada uno de los componentes, y los flujos exergéticos asociados a los mismos ($\mathcal{E}(i)$). Consta de un compresor, un condensador, una válvula de expansión, un evaporador, un recuperador de calor, un intercambiador de calor agua – agua y un calentador de apoyo.

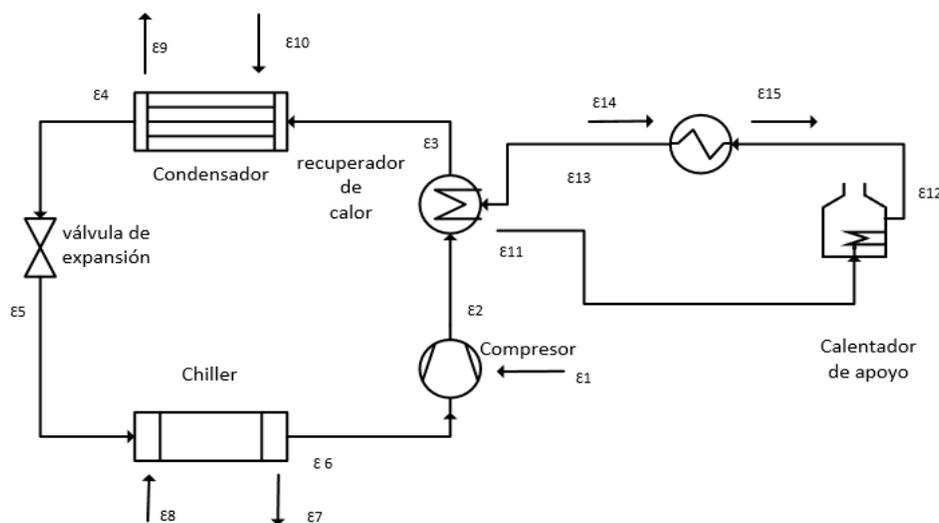


Figura 2-1 Sistema de climatización con 7 componentes y 15 flujos

2.3 Aplicación del método energético del sistema.

Con la utilización del *software coolpack* se puede evaluar el comportamiento del ciclo. A partir de la introducción del tipo de refrigerante y las presiones a la cual el equipo está trabajando, se puede obtener los parámetros termodinámicos. En la Figura 2-2 se puede observar un ciclo típico de refrigeración por compresión mecánica. En la figura se ve los distintos puntos de estados numerados para facilitar el análisis más adelante.

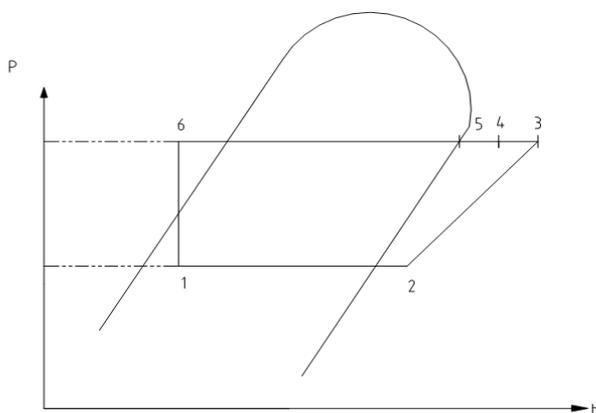


Figura 2-2 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Determinación del trabajo isentrópico del proceso del compresor.

$$W_c = \frac{W_{ideal}}{\eta_{isentropico}}$$

Ec. 2-1

$$W_{ideal} = \dot{m}r \cdot (h_3 - h_2)$$

Ec. 2-2

$$\eta_{isentropico} = 0,63 + 0,083 \frac{P_D}{P_S} - 0,01 \left(\frac{P_D}{P_S} \right)^2$$

Ec. 2-3

Capítulo 2 Análisis termodinámico de la producción simultanea de agua fría y caliente en un sistema de climatización centralizada.

Donde

P_D La presión de descarga

P_s La presión de succión

El flujo de refrigerante se hallar a partir de esa ecuación:

$$Q_{frigor} = \dot{m}_r(h_2 - h_1)$$

Ec. 2-4

$$\dot{m}_r = \frac{Q_{frigor}}{(h_2 - h_1)}$$

Ec. 2-5

No se puede suministrar con la recuperación de calor de condensación del refrigerante, todo el calor rechazado del compresor, tampoco todo el calor demandado para la producción de agua caliente sanitaria. Como solamente se puede utilizar la parte sensible de todo el calor de condensación, recuperamos hasta un punto h_5 que es el punto de saturación del refrigerante a la presión de descarga. Este punto nos da un límite superior del calor posible recuperar. El calor restante será entregado por el calentador de apoyo. El valor h_5 es hallado directamente del diagrama de Mollier para el refrigerante a utilizar.

$$Q_{rec} = (h_3 - h_5) \cdot \dot{m}_r$$

Ec. 2-6

$$Q_{total\ a\ rechazar} = \dot{m}_r \cdot \Delta h_{3-6}$$

Ec. 2-7

$$Q_{cond} = Q_{total\ a\ rechazar} - Q_{rec}$$

Ec. 2-8

Donde:

Q_{cond} Calor condensado.[kW]

h_5 Entalpia de punto de saturación del refrigerante a presión de descarga [kJ/kg]

2.3.1 Coeficiente de Funcionamiento del Sistema de Climatización Centralizada

El termino COP se utiliza para evaluar el funcionamiento del *chiller*, y se determina como la razón entre la cantidad de calor transferido en el evaporador y el trabajo del compresor, su valor es adimensional. Otra manera es la evaluación teórica (COP Carnot) que depende de dos temperaturas, la temperatura fría a la que se recibe el calor y la temperatura caliente a la que se rechaza el calor. Estas temperaturas son de saturación del refrigerante en el evaporador y el condensador respectivamente. (Edgar, 2012)

$$COP = \frac{Q_{abs}}{W_c}$$

Ec. 2-9

$$COP_{Carnot} = \frac{T_l}{T_h - T_l}$$

Ec. 2-10

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{Carnot}}$$

Ec. 2-11

Donde:

η_{II} Grado de perfección del ciclo de refrigeración

2.3.2 Determinación del calor suministrado por el sistema de apoyo.

Las temperaturas alcanzadas del recuperador de calor no siempre son suficientes. La temperatura de salida del recuperador puede ser entre 45°C - 55°C si el sistema está

Capítulo 2 Análisis termodinámico de la producción simultanea de agua fría y caliente en un sistema de climatización centralizada.

funcionando a plena capacidad. Cuando en algún punto de consumo la temperatura de consumo tenga que superar estos valores es necesario aumentar la temperatura del agua mediante el uso de un calentador de apoyo. Se debe preparar el agua caliente a una temperatura máxima de 60 ° C para que sea posible su distribución a una temperatura adecuada. La cantidad de calor necesario será la cantidad de calor para elevar la temperatura de salida del agua a 60°C.

2.3.3 Cálculo de la temperatura de salida del agua en el recuperador:

Para calcular el calor demandado en el calentamiento del agua a consumir, es preciso conocer la temperatura final con que va a salir el agua del recuperador de calor (T_{sal}).

$$Q_{absorbido_{agua}} = Q_{rec}$$

Ec. 2-12

Entonces: $\dot{m}_{agua} \cdot C_p \cdot \Delta T = Q_{rec}$

Ec. 2-13

Donde:

\dot{m}_{agua} Flujo de agua caliente en el circuito primario [kg/s].

C_p : Calor específico del agua asumiendo un valor medio a 65°C [kJ/kg·K]

ΔT : Diferencia de temperatura de entrada y salida del agua en el recuperador.

Q_{rec} : Calor recuperado hallado.

$$\dot{m}_{agua} \cdot C_p \cdot T_{sal} - T_{ent} = Q_{rec}$$

Ec. 2-14

$$T_{sal} = T_{ent} - \frac{Q_{rec}}{\dot{m}_{agua} \cdot C_P}$$

Ec. 2-15

La temperatura necesaria para calentar el agua para el uso sanitario debe ser $\geq 60^\circ\text{C}$. Entonces hay que usar el calentador de apoyo para elevar la temperatura hasta 60°C

2.3.4 Cálculo de la cantidad de calor para elevar la temperatura de salida hasta 60°C :

$$Q_{apoyo} = \dot{m}_{agua} \cdot C_P \cdot (T_{normalizada} - T_{sal})$$

Ec. 2-16

Esa cantidad de calor se puede obtener a través de los sistemas de apoyo, bien mediante resistencias eléctricas, calentadores de gas o calentadores solares.

2.4 Aplicación del método exergético al sistema combinado de climatización y Agua Caliente Sanitaria

Como el ciclo está compuesto por muchos componentes, el análisis exergético se realizará a cada uno de ellos. El análisis del componente puede ser realizado a partir de la exergía de la entrada del proceso y la exergía de la salida del proceso. Después que toda la exergía ha sido calculada, el rendimiento del ciclo puede ser comparado.

La exergía de un flujo de materia de régimen estacionario es definida como la cantidad de trabajo máximo que se puede obtener cuando se lleva la sustancia de su estado inicial al estado muerto por procesos durante cual la sustancia puede interactuarse solamente con el medio ambiente (Kotas, 1995). La exergía de una sustancia puede ser determinada con la siguiente relación:

$$E = H - T_0S$$

Ec. 2-17

Capítulo 2 Análisis termodinámico de la producción simultanea de agua fría y caliente en un sistema de climatización centralizada.

Para un proceso en un sistema, el balance de exergía puede ser derivado por la combinación de la primera ley de la termodinámica y la segunda ley de la termodinámica. La siguiente ecuación expresa el balance de energía para un sistema abierto, caso de régimen estacionario, región de control (Kotas, 1995) :

$$\dot{W}_X = \sum_{ent} (\epsilon_e \dot{m}_e) - \sum_{sal} (\epsilon_{sal} \dot{m}_e) + \sum \left(Q_r \frac{T_f - T_0}{T_f} \right) - \dot{i}$$

Ec. 2-18

Donde:

\dot{W}_X : Trabajo en eje, definido como positivo si el trabajo es transferido de la región de control. (kW)

Q_r : Fuente de energía térmica. (kW)

T_f : Temperatura de fuente de energía, definido como positivo cuando el calor es transferido a la región de control.[°C]

ϵ : Exergía específica [kJ/kg]

\dot{m} : Flujo másico.[kg/s]

\dot{i} : Expresión para la razón de irreversibilidad de la región de control.

La razón de irreversibilidad puede ser calculada como lo siguiente (Kotas, 1995)

$$\dot{i} = T_0 \left[\sum_{sal} (s_s \dot{m}_s) - \sum_{ent} (s_e \dot{m}_e) - \sum_{sal} \frac{Q_f}{T_f} \right]$$

Ec. 2-19

De ecuación Ec. 2-18, el balance de energía y la irreversibilidad de cada proceso involucrado en el ciclo pueden ser derivados.

2.5 Eficiencia racional

Este criterio de evaluación se define como grado de perfección termodinámica, y difiere de las técnicas tradicionales de evaluación de procesos que se basan principalmente en dos principios:

1- Principio de conservación de la energía, a partir del cual se evalúa el funcionamiento del ciclo en base a coeficientes de funcionamiento ó de la eficiencia térmica.

2- Principio de comparación entre la razón entre flujos reales y teóricos, como por ejemplo: rendimiento mecánico, isentrópico, volumétrico, etc.

Se define como la razón entre la exergía de salida y la de entrada de cada componente, las que mediante las ecuaciones de balance exergético pueden expresarse en términos de irreversibilidades como:

$$\psi = \frac{\sum \Delta E_{sal}}{\sum \Delta E_{ent}} = 1 - \frac{\dot{I}}{\sum \Delta E_{ent}}$$

Ec. 2-20

Donde:

ΔE_{sal} es la diferencia de la exergía a la salida.

E_{ent} es la diferencia de la exergía a la entrada.

\dot{I} es la irreversibilidad.

2.6 Balance exergético y Eficiencia racional y flujo costo por componente

Los balances exergéticos para los regímenes estacionarios de los procesos son contruidos de la misma forma que los balances de energía con una sola excepción, mientras que la energía se conserva, la exergía al pasar por un sistema técnico puede ser destruida o degradada. Esto significa que en los balances energéticos siempre la

Capítulo 2 Análisis termodinámico de la producción simultánea de agua fría y caliente en un sistema de climatización centralizada.

energía a la salida del sistema técnico será igual al valor de la energía a la entrada más la variación de la exergía en el sistema. En el caso del balance exergético la energía a la salida es igual a la de entrada más el crecimiento en el sistema y más las pérdidas exergéticas (distribución de la exergía) ocurrida en el mismo.

2.6.1 Proceso de compresión

La exergía del refrigerante se aumenta durante el proceso de compresión. El trabajo en eje que en nuestro caso es la energía eléctrica, se considera como la entrada de exergía. Este exergía es convertido a exergía del refrigerante y parte de esto se pierde durante el proceso de compresión. La región de control para un proceso de compresión adiabático de una etapa se muestra en la Figura 2-3

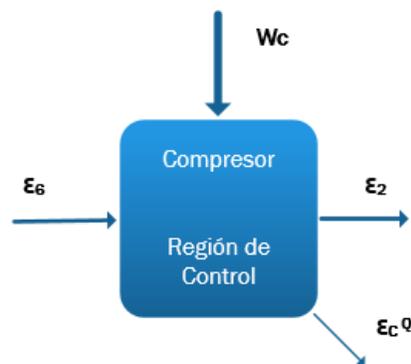


Figura 2-3 Proceso de compresión (a) región de control

El balance de exergía para un compresor de una etapa puede ser escrito con referencia a la región de control demostrado en Figura 2-3 utilizando la siguiente ecuación:

$$\epsilon_6 + W_c = \epsilon_c^Q + \epsilon_2 + \dot{I}$$

Ec. 2-21

$$\epsilon_6 = \dot{m}_R \cdot [(h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)]$$

Ec. 2-22

Capítulo 2 Análisis termodinámico de la producción simultanea de agua fría y caliente en un sistema de climatización centralizada.

$$\mathcal{E}_2 = \dot{m}_R \cdot [(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)]$$

Ec. 2-23

$\mathcal{E}_c^Q =$ en la ausencia de transferencia de calor se considera 0

Donde:

\mathcal{E}_c^Q : Pérdidas de calor por la región de control cuando $T > T_0$ y Ganancias de calor cuando $T < T_0$ [kW]

$\mathcal{E}_{6;2}$:Flujo Exergético del refrigerante a la entrada y la salida del compresor. [kW]

T_0 :Temperatura de referencia. [K]

$s_{6;2}$:Entropía real del refrigerante a la entrada y la salida del compresor. [kJ/kg.K]

s_0 :Entropía del refrigerante a la temperatura de referencia. [kJ/kg.K]

\dot{m}_R :Flujo másico de refrigerante en el compresor. [kg/seg]

El valor de W_c debe tomarse como negativo y la irreversibilidad del proceso puede ser calculado por la ecuación Ec. 2-3 o Ec. 2-19, que llega a ser:

$$\dot{I} = T_0(s_2 - s_6)$$

Ec. 2-24

En el recuperador, el calor se transfiere de una sustancia a la otra, como en el proceso de calentamiento de agua y dentro del recuperador de calor, el balance de exergía de tal proceso es dado por la siguiente ecuación:

$$\mathcal{E}_2 + \mathcal{E}_3 = \mathcal{E}_{13} + \mathcal{E}_{11} + \dot{I}$$

Ec. 2-25

Donde:

Capítulo 2 Análisis termodinámico de la producción simultanea de agua fría y caliente en un sistema de climatización centralizada.

$$\mathcal{E}_{2ent_rec} = \mathcal{E}_{2sal_comp}$$

Ec. 2-26

$$\mathcal{E}_3 = \dot{m}_R \cdot [(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)]$$

Ec. 2-27

$$\mathcal{E}_{13} = \dot{m}_{H2O} \cdot [(h_{13} - h_0) - T_0(s_{13} - s_0)]$$

Ec. 2-28

$$\mathcal{E}_{11} = \dot{m}_{H2O} \cdot [(h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0)]$$

Ec. 2-29

Donde:

$\mathcal{E}_{2;3}$:Flujo Exergético del refrigerante a la entrada y la salida del recuperador. [kW]

$\mathcal{E}_{11;13}$:Flujo Exergético del agua a la entrada y la salida del recuperador. [kW]

s_3 :Entropía real del refrigerante a la salida del compresor. [kJ/kg.K]

$s_{11;13}$:Entropía real del agua caliente a la entrada y la salida del recuperador. [kJ/kg.K]

s_0 :Entropía del refrigerante a la temperatura de referencia. [kJ/kg.K]

s_0 :Entropía del agua a la temperatura de referencia. [kJ/kg.K]

\dot{m}_{H2O} :Flujo másico de agua caliente en el recuperador. [kg/seg]

Y las pérdidas exergéticas pueden ser calculadas de la ecuación Ec. 2-19 para un flujo a contra corriente.

$$\dot{I} = T_0[(s_3 - s_2) + (s_{11} - s_{13})]$$

Ec. 2-30

La región de control, se muestra en Figura 2-4.



Figura 2-4 Proceso de transferencia de calor en recuperador de calor

2.6.2 Proceso de Condensación

Hay dos tipos de transferencia de calor que pueden relacionarse con el flujo de exergía, la primera es cuando el calor es rechazado al medio ambiente y la segunda es cuando el calor es transferido de una sustancia a otra sustancia. En este último caso, la irreversibilidad es debido a una transferencia de calor sobre una diferencia de temperatura finita. Este proceso de transferencia de calor ocurre en el condensador y se puede ver en la Figura 2-5.



Figura 2-5. Procesos de transferencia de calor dentro de un condensador

Capítulo 2 Análisis termodinámico de la producción simultanea de agua fría y caliente en un sistema de climatización centralizada.

El balance de exergía para el condensador es lo siguiente:

$$\varepsilon_3 + \varepsilon_9 = \varepsilon_4 + \varepsilon_{10} + \dot{I}$$

Ec. 2-31

$$\varepsilon_{3ent_cond} = \varepsilon_{3sal_rec}$$

Ec. 2-32

$$\varepsilon_4 = \dot{m}_R \cdot [(h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)]$$

Ec. 2-33

$$\varepsilon_9 = \dot{m}_{H2O} \cdot [(h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0)]$$

Ec. 2-34

$$\varepsilon_{10} = \dot{m}_{H2O} \cdot [(h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0)]$$

Ec. 2-35

Donde:

$\varepsilon_{3;4}$:Flujo Exergético del refrigerante a la entrada y la salida del condensador. [kW]

$\varepsilon_{9;10}$:Flujo Exergético del agua a la entrada y la salida del condensador. [kW]

Las pérdidas de exergía se pueden calcular a partir de la ecuación Ec. 2-19 o ecuación Ec. 2-31 y la siguiente relación encontrada.

$$\dot{I} = \varepsilon_3 + \varepsilon_9 - \varepsilon_4 - \varepsilon_{10}$$

Ec. 2-36

$$\dot{I} = T_0[(s_4 - s_3) + (s_{10} - s_9)]$$

Ec. 2-37

2.6.3 Proceso de expansión

El propósito del proceso de expansión en un ciclo de compresión de vapor es para reducir la presión y la temperatura. Desde el punto de vista exergético este proceso es

Capítulo 2 Análisis termodinámico de la producción simultanea de agua fría y caliente en un sistema de climatización centralizada.

solamente de destrucción de exergía. Si el proceso se considera adiabático, el balance de exergía queda de esta forma:

$$\epsilon_4 = \epsilon_5 + \dot{I}$$

Ec. 2-38

Donde

ϵ_4 :Flujo Exergético del refrigerante a la entrada y la salida del condensador. [kW]

ϵ_5 :Flujo Exergético del agua a la entrada y la salida del condensador. [kW]

Y las pérdidas exergéticas se puede calcular de la ecuación Ec. 2-38 o ecuación Ec. 2-18.

$$\dot{I} = T_0(s_5 - s_4)$$

Ec. 2-39

Donde:

$s_{4,5}$:Entropía real del refrigerante a la entrada y la salida de la válvula de expansión. [kJ/kg.K]

La Figura 2-6 demuestra la región de control para el proceso de expansión.



Figura 2-6 Proceso de expansión (a) Región de control

2.6.4 Proceso de Evaporación

Existen dos tipos de transferencia de calor en el proceso de evaporación con respecto a la fuente de calor a utilizar, uno cuando el calor es absorbido por el refrigerante de un local y la otra cuando el calor es absorbido de un fluido secundario.

En el proceso de evaporación de un ciclo de compresión de vapor, normalmente el calor es absorbido a temperaturas bajas por lo tanto el flujo de energía y exergía es en la dirección opuesta.

Cuando calor es absorbido por el refrigerante de un fluido secundario, el balance de exergía es lo mismo como ecuación Ec. 2-31 y la calculación de las pérdidas exergéticas se puede realizar de la ecuación Ec. 2-31 o ecuación Ec. 2-18 y el proceso es parecido a la de Figura 2-5.

El balance exergético en este caso es lo siguiente:

$$\varepsilon_3 + \varepsilon_9 = \varepsilon_4 + \varepsilon_{10} + \dot{I}$$

Ec. 2-40

$$\varepsilon_{5val_exp} = \varepsilon_{5ent_evap}$$

Ec. 2-41

$$\varepsilon_6 = \dot{m}_R \cdot [(h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)]$$

Ec. 2-42

$$\varepsilon_7 = \dot{m}_{H2O} \cdot [(h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0)]$$

Ec. 2-43

$$\varepsilon_8 = \dot{m}_{H2O} \cdot [(h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0)]$$

Ec. 2-44

Donde:

$\varepsilon_{5;6}$:Flujo Exergético del refrigerante a la entrada y la salida del Evaporador. [kW]

$\epsilon_{7,8}$:Flujo Exergético del agua a la entrada y la salida del Evaporador. [kW]

$$\dot{I} = T_0[(s_1 - s_4) + (s_8 - s_7)]$$

Ec. 2-45

2.6.5 Proceso de Calentamiento de agua Calentador de Apoyo.

La exergía del agua aumenta durante el proceso de calentamiento. La fuente de energía se considera como la entrada de exergía, es convertido a exergía del agua y parte de esta se pierde durante el proceso de calentamiento. La región de control, y el proceso se representan en la Figura 2-7.

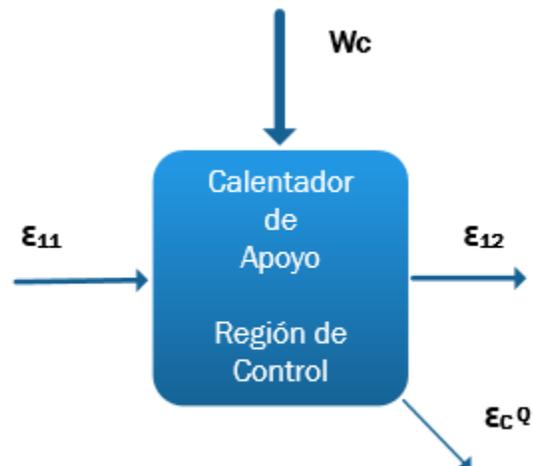


Figura 2-7 Proceso de calentamiento de agua

$$\epsilon_{11} + W_c = \epsilon_{12} + \dot{I}$$

Ec. 2-46

$$\epsilon_{11} = \dot{m}_{h20_cal} \cdot [(h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0)]$$

Ec. 2-47

Capítulo 2 Análisis termodinámico de la producción simultanea de agua fría y caliente en un sistema de climatización centralizada.

$$\mathcal{E}_{12} = \dot{m}_{h20_cal} \cdot [(h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0)]$$

Ec. 2-48

Donde:

$\mathcal{E}_{11;12}$:Flujo Exergético del agua caliente a la entrada y la salida del calentador. [kW]

T_0 :Temperatura de referencia. [K]

$s_{11;12}$:Entropía real del agua a la entrada y la salida del compresor. [kJ/kg.K]

s_0 :Entropía del agua a la temperatura de referencia. [kJ/kg.K]

\dot{m}_{h20_cal} :Flujo másico de agua caliente en el calentador. [kg/seg]

W_c : Trabajo o fuente de energía

La irreversibilidad del proceso puede ser calculado de ecuación Ec. 2-46, que llegue a ser

$$\dot{I} = T_0(s_{12} - s_{11})$$

Ec. 2-49

Para aplicar el análisis exergético en un ciclo de compresión de vapor, debe conocerse el estado del refrigerante y las otras sustancias involucradas en el proceso. Entonces puede ser realizado el análisis exergético de cada componente y puede determinarse la eficiencia exergética del sistema.

En el siguiente epígrafe se da una breve descripción del análisis exergético de un sistema de climatización con recuperación de calor.

2.7 Rendimiento exergético de un sistema combinado de climatización y producción de ACS.

El rendimiento exergético de un sistema de climatización centralizada depende del rendimiento individual de los componentes y la relación e influencias entre ellos. Hay dos salidas de exergía en un sistema de climatización con recuperación de calor, la exergía transferido al fluido secundario por el *Chiller* y la exergía transferida al agua que se está calentando. La exergía de entrada es la potencia eléctrica que se suministra al compresor. La definición de eficiencia exergética de un sistema de climatización centralizada con recuperación de calor seria:

$$\eta = \frac{\Delta E_{salida}}{\Delta E_{entrada}} = \frac{\Delta E_{chiller} + \Delta E_{recuperador\ de\ calor} + \Delta E_{calentador\ de\ apoyo}}{W_{compresor} + W_{calentador\ de\ apoyo}}$$

Ec. 2-50

Capítulo 2 Análisis termodinámico de la producción simultanea de agua fría y caliente en un sistema de climatización centralizada.

Conclusiones Parciales Capítulo 2

- Se desarrollaron los modelos termodinámicos para la evaluación del sistema de climatización y producción de agua caliente sanitaria, utilizando para este análisis la primera y la segunda ley.
- Los modelos de los flujos exergéticos se tuvieron en cuenta para los principales componentes del sistema combinado de producción de agua fría y agua caliente.

Capítulo 3 Evaluación de un estudio de caso para la determinación de la eficiencia del sistema combinado de producción de agua helada y agua caliente sanitaria

3.1 Introducción

En el presente capítulo se describe mediante un caso de estudio, tomando como base el hotel Jagua, la composición específica del sistema de climatización y agua caliente. Se muestran los resultados de la evaluación termodinámica y exergética de cada uno de sus componentes, además se muestra el costo asociado con el calentamiento de agua sanitaria.

3.2 Caracterización del sistema de climatización del objeto de estudio “Hotel Jagua” de la provincia de Cienfuegos.

El Hotel Jagua está situado en la provincia de Cienfuegos, en la zona de Punta Gorda. Ostenta la categoría cuatro estrellas y pertenece a la cadena Gran Caribe. El sistema de climatización del hotel Jagua está integrado por dos enfriadoras fabricadas por FRIOCLIMA, con capacidad de enfriamiento de 404 kW. (115 ton) cada uno, para un total de 4 compresores con capacidad de 60 ton cada uno, o sea, que los *chillers* cuentan con una reserva de 5 ton cada uno. Estos poseen condensadores enfriados por aire y recuperadores de calor para el servicio de agua caliente sanitaria.

Los compresores tienen incorporadas válvulas deslizantes que permiten hasta tres pasos de control de capacidad (50 - 75 y 100 %) y están diseñados para el arranque por parte (*part-winding*) que se produce a capacidad reducida del 25 %. Además incorpora un sistema de control inteligente diseñado por FRIOCLIMA que está basado en un sistema de control lógico programable (PLC) que controla totalmente la unidad.

Cada *chiller* presenta para el intercambio de energía en el foco frío un evaporador cilíndrico de tubo y coraza capaz de crear una diferencia de 5 °C de temperatura. Con

dos circuitos de refrigerante líquido, el evaporador es del tipo “expansión directa o seco” donde el agua circula por la carcasa y el refrigerante por los tubos. (Pérez M. E., 2012)

Todo el conjunto es responsable de climatizar y proporcionar un mayor confort a 149 habitaciones disponibles para el turismo, principalmente turismo de tránsito. Estas están distribuidas en 136 habitaciones en el edificio principal, y un bloque de 13 cabañas ubicadas en el área de la piscina. Así como en diferentes áreas comunes como lobby, comercios, restaurantes y cafetines.

El sistema hidráulico funciona con dos bombas en el circuito primario a flujo constante, una para cada enfriadora y seis para el circuito secundario de agua fría, que se dividen en dos para el bloque habitacional, uno para las cabañas; uno para el cabaret, uno para el restaurante y uno para las áreas nobles u oficinas. El sistema está constituido de 221 *fan-coils* de distintos modelos fabricados por FRIOCLIMA, regulados por un termostato a través de un electro válvula de tres vías. Consta de tres manejadoras de aire o climatizadoras (dos para el cabaret y una para el restaurante).

La instalación tiene seis ramales independientes en la impulsión, tres de ellos para las habitaciones y otros tres para las zonas nobles, restaurante y cabaret. El caudal de agua necesario para alimentar esos seis ramales es de 226,8 m³/h, este caudal es el necesario para que las unidades enfriadoras instaladas puedan entregar la capacidad frigorífica máxima declarada por el fabricante. (Reid, 2009)

3.3 Descripción del sistema de producción de Agua Caliente Sanitaria del hotel *Jagua*

El calor recuperado del sistema de climatización se logra transferir a través de un intercambiador de calor refrigerante – agua, dispuesto a la salida de los compresores.

El agua caliente es circulada en un ciclo cerrado por tres tanques de 5m³, en los cuales están presentes dos intercambiadores de calor agua- agua que eleva la temperatura del agua a 50 °C y posteriormente esta es bombeada a los bloques habitacionales.

Capítulo 3 Evaluación de un estudio de caso para la determinación de la eficiencia del sistema combinado de producción de agua helada y agua caliente sanitaria

Este sistema cuenta además con un calentador de agua a gas de 108 kW de capacidad calorífica que es el encargado de llevar el agua a la temperatura deseada. (Pérez, 2012).

3.4 Estudio de caso

3.4.1 Parámetros de operación ciclo de refrigeración

Los resultados fueron calculados con el uso del *software CoolPack* para modelar distintas condiciones de operación del sistema de refrigeración trabajando a distintas capacidades.

Tabla 3-1 Parámetros de operación distintas capacidades de refrigeración

<i>Parámetro</i>	100 % <i>Capacidad</i>	75 % <i>Capacidad</i>	50 % <i>Capacidad</i>
<i>Presión de succión [Bar]</i>	4,164	4,024	3,887
<i>Presión de descarga [Bar]</i>	16,409	16,885	17,29
<i>rendimiento isentrópico</i>	0,8	0,8	0,8
<i>Sobre Calentamiento [°C]</i>	3	3	3
<i>Subenfriamiento [°C]</i>	2	2	2
<i>Capacidad de refrigeración.</i>	404 kW	303kW	202Kw
<i>Grados sobrecalentamiento salida del evaporador.</i>	3 °C	3 °C	3 °C
<i>Grados de subenfriamiento salida del condensador.</i>	2 °C	2 °C	2 °C
<i>Temperatura del agua de retorno al evaporador.</i>	12 °C	12 °C	12 °C
<i>Temperatura del aire a la entrada al condensador.</i>	33 °C	33 °C	33 °C
<i>Flujo de aire condensador.</i>	30 kg/s	30 kg/s	30 kg/s
<i>Flujo de agua al recuperador.</i>	5.83 kg/s	5.83 kg/s	5.83 kg/s
<i>Temperatura del agua entrada recuperador.</i>	40.0 °C	40.0 °C	40.0 °C

3.5 Resultados del Análisis Termodinámico

Los resultados del análisis termodinámico se muestran en la Tabla 3-2, junto al análisis del sistema de climatización centralizada con recuperación de calor, operando a 100,

Capítulo 3 Evaluación de un estudio de caso para la determinación de la eficiencia del sistema combinado de producción de agua helada y agua caliente sanitaria

75 y 50% de capacidad frigorífica y la máxima cantidad de recuperación de calor posible por cada capacidad frigorífica mencionada.

Las especificaciones de la eficiencia energética de los enfriadores normalmente incluye el coeficiente de funcionamiento (COP), la razón de eficiencia energética (EER) y la razón de entrada de energía (kW/RT). En la Tabla 3-2 la eficiencia del sistema se especifica utilizando el COP del ciclo.

Tabla 3-2 Resultados del análisis termodinámico del ciclo de refrigeración

Parámetro	100 %	75%	50%
termodinámico	Capacidad	Capacidad	Capacidad
m_{ref}	2,6108 kg/s	1.9837 kg/s	1.3377 kg/s
Q_{evap}	404 kW	303 kW	202 kW
Q_{cond}	-431,11 kW	-327,115 kW	-218,69 kW
Q_{rec}	-87,41 kW	-67,118 kW	-47,98 kW
W_{comp}	114.52 kW	91,233 kW	64,167 kW
COP	3.53	3,32	3.15
COP Carnot	6.56	6.29	6.078
η_{II}	0,53	0,52	0,51

El análisis termodinámico muestra evidentemente que a mayor capacidad de refrigeración es mayor la cantidad de calor rechazado. Se realiza un análisis para cada caso, obteniéndose la máxima cantidad de calor recuperable del ciclo teniendo en cuenta que solamente se puede aprovechar el calor sensible de condensación. Los resultados obtenidos indican que para las diferentes condiciones de operación la cantidad de calor recuperable está en el rango de 16-18%, valores mucho menores que los que normalmente están establecidos por las normas. Las cuales exigen que en las instalaciones de climatización centralizada se justifique la incorporación de un recuperador de calor que logre aprovechar como mínimo un 30% del calor total rechazado.

Capítulo 3 Evaluación de un estudio de caso para la determinación de la eficiencia del sistema combinado de producción de agua helada y agua caliente sanitaria

El hecho de que solamente se puede recuperar un bajo valor del calor recuperado inferior a lo que demuestra la literatura, confirma la necesidad de utilizar calentadores de apoyo en esta instalación para satisfacer las necesidades de agua caliente. Trabajos precedentes calcularon el Costo de Ciclo de Vida (CCV) de la producción de agua caliente sanitaria sin tener en cuenta en sus análisis la confirmación de la cantidad de calor real que se puede recuperar.

El grado de perfección del ciclo de refrigeración (η_{II}) permite comparar el COP para cada componente del ciclo en función del valor máximo permisible utilizando como referencia el ciclo ideal de Carnot. En el COP existe una reducción del 5,9% cuando se reduce la capacidad a 75% y se reduce en un 10,7% hasta el valor inferior considerado en este caso. Esto está dado porque los parámetros que influyen en el COP no tienen igual sensibilidad ante variaciones en el sistema. Este indicador está influenciado mayormente por el trabajo del compresor que es el elemento más sensible dentro del ciclo, y depende de las variaciones de la presión de trabajo en el evaporador, que es la que satisface la demanda del sistema, y en última instancia también está influenciado por las pequeñas variaciones en la presión de condensación que en este caso dependen de la variación de la temperatura del aire ambiente.

Capítulo 3 Evaluación de un estudio de caso para la determinación de la eficiencia del sistema combinado de producción de agua helada y agua caliente sanitaria

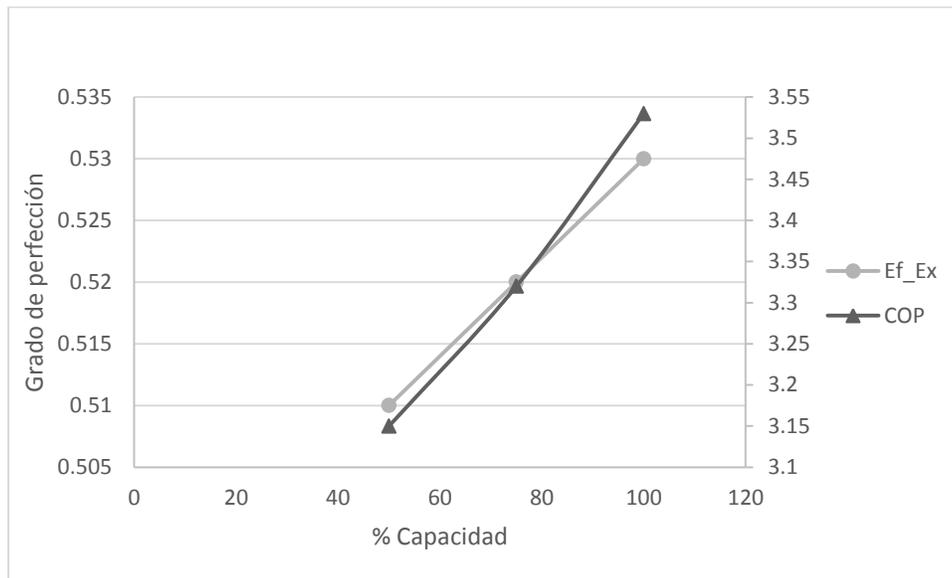


Figure 3-1 Grao de perfección y COP bajo de condiciones de varias cargas

3.5.1 Costos de producción de agua caliente sanitaria

La cantidad de calor necesario para elevar la temperatura del agua a 60°C se suministra por el calentador de apoyo de gas del hotel. Para determinar el costo, primero hay que determinar el flujo de gas necesario para esa cantidad de calor. Cuando se realizan las calculaciones se toma en cuenta la eficiencia del calentador de gas en transformar la energía química en calor.

$$\eta = \frac{Q_0}{Q_d} = \frac{Q_0}{G \cdot C_r}$$

Ec. 3-1

$$G = \frac{Q_0}{\eta \cdot C_r}$$

Ec. 3-2

Donde:

G : Flujo de gas

Capítulo 3 Evaluación de un estudio de caso para la determinación de la eficiencia del sistema combinado de producción de agua helada y agua caliente sanitaria

η : Eficiencia del calentador de gas

C_r : Valor calórico del gas.

$$C_r = 49742 \text{ kJ/kg}$$

El precio de gas es 0,38 \$/kg

Por el análisis anterior de la cantidad de calor recuperable del sistema se determinó la cantidad máxima de calor que se puede recuperar en a las tres condiciones de trabajo.

Calculamos el cambio de temperatura del agua a partir de la ecuación Ec. 2-13.

Tabla 3-3 Cálculo de temperatura del agua al salir del recuperador

	Calor recuperado [kW]	Flujo másico [kg/s]	Calor específico [kJ/kg.K]	Temperatura entrada [°C]	Temperatura salida [°C]
100	87,41	5.83	4.188	40	44
75	67,118				42,75
50	47,98				42

El incremento marginal de la temperatura del agua a la salida del recuperador es debido al flujo alto en el recuperador.

Se calcula la cantidad de calor necesaria para llevar el agua en cada caso desde la temperatura de salida del recuperador a 60°C utilizando ecuación Ec. 2-16. Los resultados de estos cálculos son presentados en la Tabla 3-4.

Capítulo 3 Evaluación de un estudio de caso para la determinación de la eficiencia del sistema combinado de producción de agua helada y agua caliente sanitaria

Tabla 3-4 costos asociados de la producción de agua caliente sanitaria por gas

<i>Capacidad De trabajo</i> [%]	<i>Precio de Gas</i> [\$/kg]	Q_{apoyo} [kW]	G [kg/h]	<i>Costo</i> [\$/h]
100	0,38	365,54	31,12	11,82
75		420,36	35,79	13,60
50		438,64	37,34	14,18

Los costos de los calentadores de apoyo para producción de agua caliente sanitaria dependen de dos factores, la demanda del sistema y la cantidad de calor recuperado. En la Tabla 3-4 se muestra la cantidad de calor necesaria por los calentadores de apoyo en función de diferentes capacidades del sistema. El mayor costo se obtiene para 50% de capacidad instalada porque se requiere mayor flujo de combustible para compensar con el calentador de apoyo la reducción del calor recuperado en el condensador.

En la Tabla 3-5 se exponen los consumos de energía eléctrica distribuidos para diferentes horarios, con esto se calculan los precios de la energía utilizada en el *chiller* en función del régimen de trabajo.

Tabla 3-5 Consumos eléctricos para distintas horarios

<i>Horario</i>	<i>Tarifa</i> [\$/kWh]	Consumo [kWh] 100%	Costo [\$/h]	Consumo [kWh] 75%	Costo [\$/h]	Consumo [kW] 50%	Costo [\$/h]
5:00hrs – 17:00hrs	0,09	1374,24	123,68	1094,79	98,53	770,00	69,30
17:00hrs– 21:00hrs	0,17	458,08	77,87	364,92	62,03	256,66	43,63
21:00hrs – 5:00hrs	0,06	916,16	54,96	729,86	43,79	513,33	30,79
Total		2748,48	256,51	2189,57	204,35	1539,99	143,72

3.6 Propiedades sistema de agua caliente sanitaria

Para la realización de los cálculos exergéticos se tomó como temperatura de referencia del medio circundante del refrigerante -5°C con el objetivo que tenga calidad el ciclo en función de esta temperatura. En la Tabla 3-6 se muestran los parámetros del refrigerante R-22 en función de la temperatura de referencia. (Valdes, 2008)

Para la evaluación exergética de la entrada y salida del agua al evaporador, hay que reajustar la temperatura de referencia mencionada anteriormente, a un valor de 6°C . En la siguiente tabla se relacionan los parámetros en función del medio de referencia y de la temperatura del agua a la entrada y a la salida del evaporador.

Tabla 3-6 Propiedades termodinámicas de las sustancias de trabajo respecto al estado de referencia

<i>Sustancia de trabajo</i>	h_0 [kJ/kg]	S_0 [kJ/kg]
<i>Refrigerante (R 22) -5°C</i>	408,1	1,7561
<i>Agua 25°C</i>	104,80	0,3674
<i>Agua helada 6°C</i>	25,3936	0.09133
<i>Aire 25°C</i>	303,48	1,70203

3.7 Desarrollo del modelo exergético

Para simplificar las ecuaciones del análisis termodinámico, se adopta las siguientes suposiciones básicas

- El volumen de control en cada componente está en régimen estacionario
- La irreversibilidad y pérdidas en los accesorios y tuberías son despreciado.
- La válvula de expansión funciona como un proceso isoentálpico.
- El volumen de control del condensador incluye el lado del refrigerante y el lado del aire.
- El volumen de control del evaporador incluye el lado del refrigerante y el lado del agua helada.

Capítulo 3 Evaluación de un estudio de caso para la determinación de la eficiencia del sistema combinado de producción de agua helada y agua caliente sanitaria

Los resultados del análisis exergético son mostrados en la Tabla 3-7 con el objetivo de establecer comparaciones entre los regímenes de diferentes capacidades de operación.

Tabla 3-7 Exergía en los distintos puntos del esquema de climatización

	100 %	75%	50%		100%	75%	50%
E1	114,52	91,233	64,167	E9	0	0	0
E2	88,63	69,2	57,12	E10	111,3	85	49,5
E3	80,67	63,15	43,28	E11	0,33	0,31	0,69
E4	29,04	26,05	26,17	E12	34,34	34,34	34,34
E5	67,84	40,15	25,59	E13	0,87	0,87	0,87
E6	12,84	6,99	5,24	E14	0	0	0
E7	19,18	19,18	19,18	E15	1,7	1,7	1,7
E8	0,05	0,9	2,06				

Tabla 3-8 Pérdidas exergéticas en los componentes del sistema combinado

Componente	100 % Capacidad		75% Capacidad		50% Capacidad	
	Pérdidas exergéticas	%	Pérdidas exergéticas	%	Pérdidas exergéticas	%
Compresor	48.73	33.60	28.79	24.93	23.48	21.50
Recuperador	8.5	5.86	6.61	5.72	4.02	3.68
Condensador	19.41	13.38	17.33	15.01	15.5	14.20
Mec. de expansión	3.06	2.11	3.707	3.21	5.144	4.71
Evaporador	24.13	16.64	17.44	15.10	16.07	15.63
Calentador de Agua	8.9	6.14	9.3	8.05	11.04	10.11
Intercambiador de agua	32.31	22.28	32.31	27.98	32.93	30.16
Total	145	100	115.487	100	109.184	100

Capítulo 3 Evaluación de un estudio de caso para la determinación de la eficiencia del sistema combinado de producción de agua helada y agua caliente sanitaria

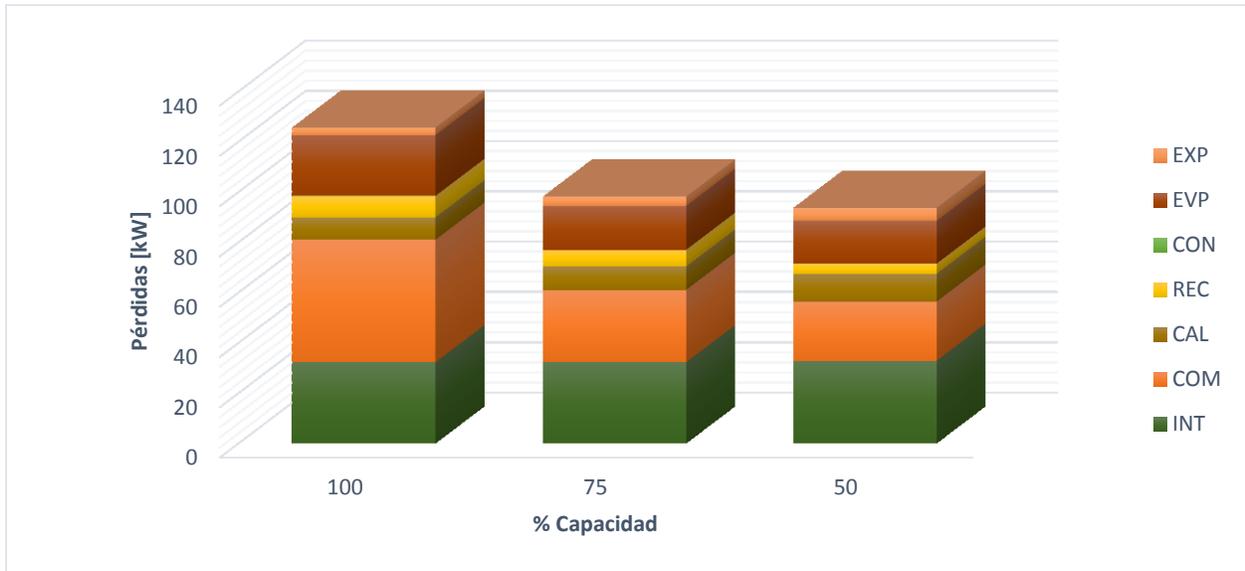


Figura 3-2 Comparación de la destrucción de exergía asociado con cada componente para diferentes cargas

En la Figura 3-2 se muestran los resultados comparativos de la destrucción de exergía en los distintos componentes del sistema de refrigeración y producción de agua caliente. Se observa que la mayor cantidad de destrucción ocurre en los compresores seguido por los intercambiadores de calor con valores hasta 33% y 27% respectivamente para estos dos componentes. También se observa que cuando el sistema está trabajando a mayores capacidades hay más pérdidas exergéticas.

Tabla 3-9 Costos del consumo de Calentador de apoyo y Compresor

<i>Factor de Carga</i>	<i>Consumo Calentador de Apoyo [kW]</i>	<i>Costo Calentador Apoyo [\$ /h]</i>	<i>Consumo compresor [kW]</i>	<i>Costo consumo compresor [\$ /h]</i>
100 %	365,54	11,82	114,52 kW	256,51
75 %	420,36	13,6	91,233 kW	204,35
50 %	438,64	14,8	64,167 kW	143,72

Capítulo 3 Evaluación de un estudio de caso para la determinación de la eficiencia del sistema combinado de producción de agua helada y agua caliente sanitaria

De la Tabla 3-9 se puede observar que mientras disminuye el consumo del *chiller* aumenta el consumo del calentador de apoyo. Esto es debido a la reducción de calor recuperado del *chiller*. Es evidente que la mejor condición de trabajo se logra al 50% de la capacidad debido al costo de operación más bajo con un valor de \$158,53/h. Hay que tener en cuenta que la mayor parte del tiempo estos tipos de sistemas no trabajan a 50 % de capacidad sino a cargas parciales. Esto implica que el próximo punto de operación más adecuado es en 75% con un costo de \$217.95/h. En la Figura 3-3 se puede observar un gráfico donde se ve claramente el punto más bajo del total.

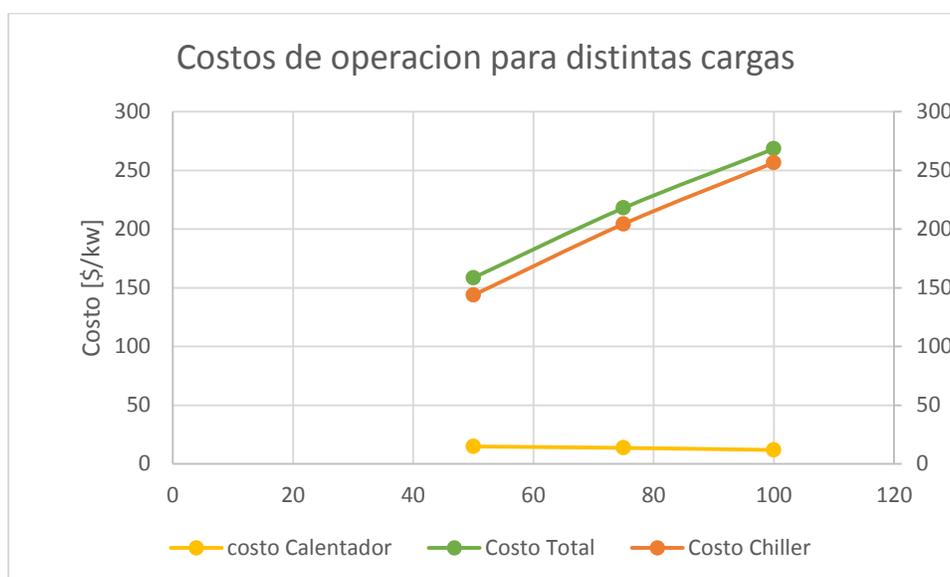


Figura 3-3 Tabla 3-4 costos asociados de la producción de agua caliente sanitaria por gas

3.8 Determinación del efecto indirecto de emisiones de CO₂ al medio ambiente.

Con el objetivo de evaluar el impacto ambiental de la producción de agua caliente sanitaria en el hotel, a partir de la utilización de calentador a gas, se determina el impacto global (TWEI). (Climático, 2011) Este Indicador permitirá cuantificar las emisiones directas de CO₂ al medio ambiente.

Capítulo 3 Evaluación de un estudio de caso para la determinación de la eficiencia del sistema combinado de producción de agua helada y agua caliente sanitaria

$$TWEI = E_d + E_i$$

Ec. 3-3

Donde:

E_d : Efecto directo $kg\ CO_2/año$.

E_i : Efecto indirecto $kg\ CO_2/año$.

En nuestro el caso del hotel, se analiza el CO_2 emitido directamente por el uso del gas y el efecto global queda en función de un factor.

$$TWEI = E_i \cdot N_{com} \cdot e_{CO_2_{elec}} + E_d \cdot N_{cal} \cdot e_{CO_2_{GLP}}$$

Ec. 3-4

Donde:

e_{CO_2} : Factor de emisión de $CO_2/kg\ GLP$, según normas internacionales de medio ambiente $e_{CO_2} = 181gCO_2/kWh$

$e_{CO_2_{GLP}}$: Factor de emisión de $CO_2/kg\ GLP$, según normas internacionales de medio ambiente $e_{CO_2} = 2,96kgCO_2/kg$ de GLP

N_{cal} : Potencia consumida por el calentador de agua, [kW]

3.8.1 Análisis de las emisiones indirectas de CO_2 de las enfriadoras instaladas y calentadores de apoyo

Sustituyendo en la ecuación Ec. 3-4 se obtiene como resultado que emisiones directas de CO_2 del sistema instalado actualmente con distintas potencias consumidas por el compresor en la instalación es:

Tabla 3-10 Emisiones de CO_2 por distintas capacidades frigoríficos.

$TWEI$	100% capacidad	75% capacidad	50% capacidad
Efecto directo	83,71 kg CO_2/h	96,27kg CO_2/h	100,44kg CO_2/h

Conclusiones parciales Capítulo 3

- Los resultados del análisis termodinámico demuestran que es posible utilizar el calor rechazado del proceso de compresión para calentar agua sanitaria, obteniéndose valores entre un 16 y 18% de calor recuperado, lo cual confirma la necesidad de utilizar calentadores de apoyo para alcanzar la temperatura de agua caliente necesaria.
- En el análisis de emisiones al medio ambiente se obtiene como resultado que a menor capacidad de trabajo se emiten mayores cantidades de emisiones. En este caso, a 50% se emiten a la atmósfera 100,44 kg CO₂/h.

Conclusiones

- Los resultados de la aplicación de los métodos de análisis termodinámico en el sistema de recuperación de calor permitieron valorar el potencial del recuperador de calor que para el caso de estudio oscila en un rango de 16 – 18 %, lo cual sirve como base para determinar las necesidades de calor a suministrar por el sistema de apoyo de agua caliente sanitaria.
- El método de análisis exergético permite identificar las pérdidas exergéticas en el sistema combinado de producción de agua fría y agua caliente sanitaria. Este estudio reveló que las mayores pérdidas exergéticas ocurren en el compresor (33,6%) y el intercambiador de calor (32%).
- El calor suministrado por el calentador de apoyo se calcula después de tomar en cuenta la cantidad de calor recuperado. El costo total de la producción de agua caliente indica que a mayores capacidades de trabajo el costo disminuye, ya que se necesita utilizar menos el calentador de apoyo y por tanto se reducen las emisiones de CO₂ al medio asociado al calentamiento con gas.

Recomendaciones

- Analizar el sistema tomando en consideración las pérdidas en las líneas y accesorios del sistema.
- Para la selección de los equipos recuperadores de calor en el sistema hay que tener en cuenta la cantidad de calor real recuperado.
- Incorporar en el análisis la eficiencia exergética del sistema total para ver en que componentes se pueden realizar mejoras para una mayor eficiencia.
- Valorar en un estudio la utilización de otra fuente de energía para el calentamiento de agua sanitaria, preferiblemente incorporar fuentes renovables.

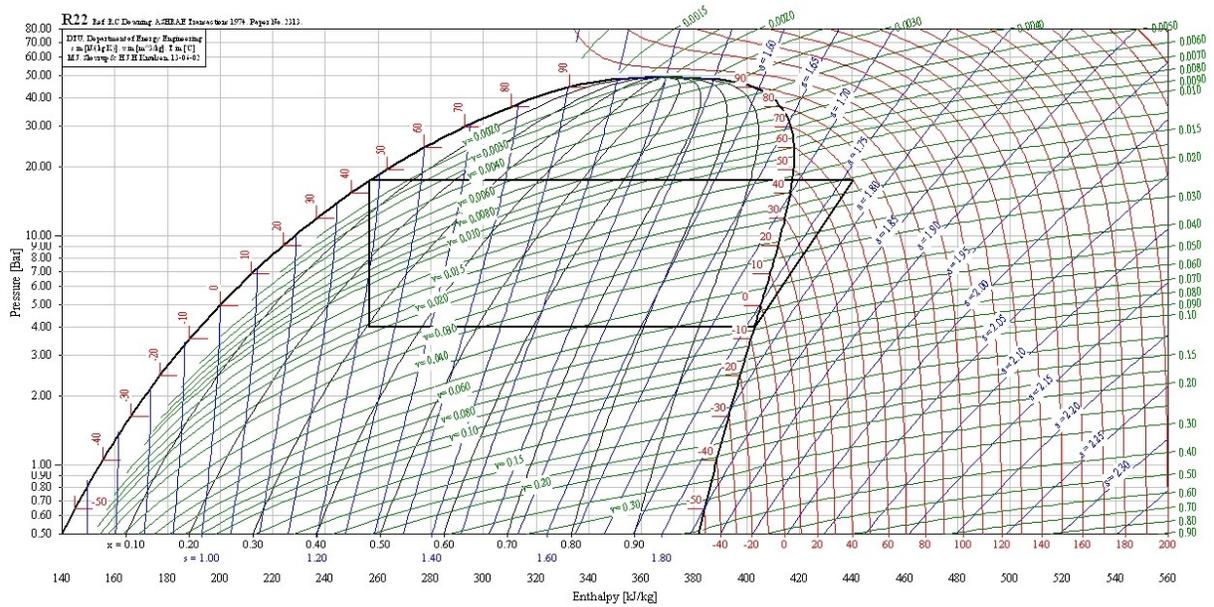
Bibliografía

- Adriansyah, W. (2001). Combined Air-conditioning and Tap Water Heating Plant, Using CO₂ as Refrigerant for Indonesian Climate Condition. 238.
- Agustín, R. O. (1998). Agua Sanitaria I. *Boletín Académico, Escola Técnica Superior de Arquitectura da Coruña*, 23(0213-3474), 38-47.
- Brar, J. S. (2012). Study, Modeling, Analysis, Evaluation, Selection and Performance improvement of Air Conditioning System. 118.
- Capilla, A. V. (s.f.). Bases Termoeconómicas del Ahorro de la Energía. *Conferencia Nacional Sobre Ahorro Energético y Alternativas Energéticas*. Zaragoza.
- Climático, G. d. (2011). Guía Práctica Para el Cálculo de Emisiones de Gases de Efecto Invernadero (GEI). Catalunya: Oficina Catalana del Canvi Climàtic.
- Edgar, S. A. (2012). Análisis de Alternativas de Producción de Agua Caliente Sanitaria en Instalaciones Hoteleras y Propuesta de Mejoras de su Eficiencia Energética.
- Kotas, T. J. (1995). *The Exergy Method Of Thermal Plant Analysis*. Florida: Krieger Publishing Co.
- Kutz, M. (2006). *Mechanical Engineers' Handbook*. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc.
- Mikulenko, N. J. (2010). Evaluación de potenciales de ahorros técnicos de exergía en sistemas centralizados de climatización por agua helada.
- Muhamad, P. b., & Darus, P. N. (2003). An Exergy analysis of an Air Conditioning System. *Jurnal Teknikal Dan Kajian Sosial*.
- Nestor, Q. (2001). *Sistemas de Aire acondicionado*. Buenos Aires.
- Oficina Nacional de Normalización. (2002). *Bases para el diseño y construcción de inversiones turísticas parte 6: requisitos de mecánica*. La Habana.
- Oficina Nacional de Normalización. (2005). *Edificaciones—Requisitos de diseño para la eficiencia Energética—Parte 3: Sistemas y Equipamiento de Calefacción , Ventilación y Aire Acondicionado*. La Habana.

- Pacheco, V. H. (2010). Estudio Energético del Sistema de Climatización de Hotel Jagua.
- Pacheco, V. H. (2010). Estudio Energético del Sistema de Climatización del Hotel Jagua. 99.
- Pérez Luis, B., & G, M. Á. (2008). Manual para el cálculo y diseño de Calentadores Solares. *Cubasolar*.
- Pérez, M. E. (2012). Análisis de estrategias para el almacenamiento de frío y su efecto en el comportamiento energético de los sistemas de climatización centralizados Caso de estudio hotel Jagua. .
- Pérez, P. R. (2012). Estudio Energético del Sistema de Climatización del Hotel Alba Caracas.
- Plasencia, D. M., Fonticiella, D. O., Pino, M. M., Santos, M. O., & Ávila, D. J. (2008). *Temas Avanzadas en Refrigeración y Climatización*. Cienfuegos: UNIVERSO SUR.
- Reid, M. D. (2009). Evaluación de Estrategias Físico - Estructurales de Sistema de Climatización Centralizada.
- Valdes, J. C. (2008). Procedimiento para la optimización del diseño conceptual de sistemas de climatización centralizada por agua helada.
- Velasquez, O. D. (2009). Componentes de La Climatización Centralizada en Hoteles: Propuestas para Racionalizar el Consumo Energético.
- Wikipedia. (2013, Mayo 25). *Calentadores de agua*. Obtenido de Wikipedia La enciclopedia libre: http://es.wikipedia.org/wiki/Calentadores_de_agua.htm

ANEXOS

Anexo1



Anexo 2

Tabla 3.1: Capacidades frigoríficas de la enfriadora modelo CHAW-T 1402.

Modelo / Model	Tse ²	Temperatura del aire a la entrada del condensador / Air Inlet temperature on condenser								
		30°C			35°C			40°C		
		CAP ³	COMP ⁴	COP ⁵	CAP	COMP	COP	CAP	COMP	COP
°C	kW	kW		kW	kW		kW	kW		
CHAWT-1402	5	375.51	114.00	2.94	346.86	125.60	2.49	315.72	138.40	2.08
	6	386.97	114.60	3.02	357.93	126.20	2.56	326.23	139.20	2.14
	7	398.62	115.20	3.09	369.20	127.00	2.63	336.92	139.80	2.20
	8	413.52	116.00	3.19	383.53	127.80	2.71	350.68	140.80	2.27

Donde:

Tse: Temperatura del agua a la salida del evaporador.

CAP: Capacidad frigorífica de la unidad.

COMP: Potencia absorbida por los compresores.

Anexo 3

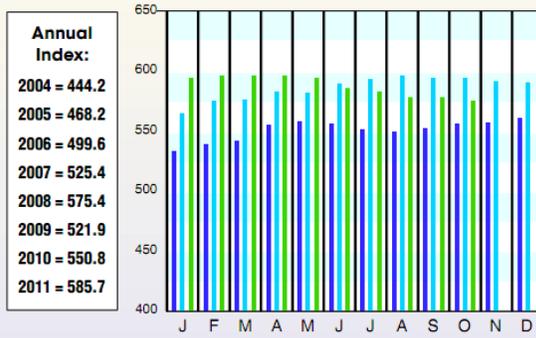
Economic Indicators

2010 2011 2012

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

CHEMICAL ENGINEERING PLANT COST INDEX (CEPCI)

(1957-59 = 100)	Oct. '12 Prelim.	Sept. '12 Final	Oct. '11 Final
CE Index	575.4	577.4	594.0
Equipment	698.2	700.7	724.7
Heat exchangers & tanks	638.5	643.9	691.5
Process machinery	658.3	662.2	674.9
Pipe, valves & fittings	899.4	895.7	906.3
Process instruments	424.3	424.1	432.5
Pumps & compressors	929.0	929.0	911.5
Electrical equipment	512.2	510.6	508.8
Structural supports & misc	734.2	742.3	769.8
Construction labor	324.0	324.9	330.0
Buildings	525.6	527.3	521.2
Engineering & supervision	328.1	328.5	330.4



Anexo 4

Calentador de Apoyo

Marca	Pegasus-F2-102
Potencia útil	99kW
Potencia nominal	108,8kW
Presión de trabajo	4bar
Presión del gas	34mbar
Caudal de agua	1,25kg/s
Temperatura de trabajo	60-80 °C
Cantidad	1U
η	85%

Anexo 5

Propiedades termodinámicas medida y calculada a varios puntos de estado

<i>Capacidad</i>	<i>Punto de estado</i>	<i>T [°C]</i>	<i>h [kJ/kg]</i>	<i>S [kJ/kgK]</i>
100%	Salida Evaporador	-3,34	404,77	1,7651
	Entrada compresor	-3,34	404,77	1,7651
	Salida compresor	72,673	445,91	1,8031
	Entrada Recuperador	72,673	445,91	1,8031
	Salida Recuperador	58,93	385,79	1,601
	Entrada Condensador	58,93	385,79	1,601
	Salida Condensador	36,75	245,38	1,153
	Entrada valvula de expansion	36,75	245,38	1,153
	Entrada Evaporador	-5,35	245,38	1,167
	Entrada Evaporador_Agua	13	54,7616	0,19527
	Salida Evaporador_Agua	8	33,79	0,012132
	Entrada Recuperador_Agua	40	209,47	0,70372
	Salida Recuperador_Agua	43,8	235,6	0,78380
	Entrada Calentador	43,8	235,6	0,78380
	Salida Calentador	60	251,28	0,83114
	Entrada Intercambiaor_Agua	60	251,28	0,83114
	Salida Intercambiador_Agua	40	251,28	0,70372
	Entrada Condensador_Aire	33	298,19	6,86
	Salida Condensador_Aire	36,85	368,67	6,88
75%	Entrada Evaporador	-11	401,71	1,7773
	Entrada compresor	-11	401,71	1,7773
	Salida compresor	82,31	453,30	1,8068
	Entrada Recuperador	82,31	453,30	1,8068
	Salida Recuperador	68,53	391,62	1,613
	Entrada Condensador	68,53	391,62	1,613
	Salida Condensador	38,48	247,68	1,160
	Entrada valvula de expansion	38,5	247,68	1,160
	Entrada Evaporador	-13	247,68	1,183

Entrada Evaporador_Agua	13	54,7616	0,19527
Salida Evaporador_Agua	9,25	39,04	0,13994
Entrada Recuperador_Agua	40	209,47	0,70372
Salida Recuperador_Agua	42,5	230,37	0,76790
Entrada Calentador	55	230,37	0,76790
Salida Calentador	60	251,28	0,83114
Entrada Intercambiaor_Agua	60	251,28	0,83114
Salida Intercambiador_Agua	40	251,28	0,70372
Entrada Condensador_Aire	33	298,19	6,86
Salida Condensador_Aire	38,43	384,77	6,9
<hr/>			
Salida Evaporador	-5,25	404,03	1,7680
Entrada compresor	-5,25	404,03	1,7680
Salida compresor	83,07	452,03	1,7954
Entrada Recuperador	83,07	452,03	1,7954
Salida Recuperador	70,9	392,38	1,622
Entrada Condensador	70,9	392,38	1,622
Salida Condensador	42,5	253,01	1,177
Entrada valvula de expansion	42,5	253,01	1,177
Entrada Evaporador	-7	253,01	1,177
Entrada Evaporador_Agua	13	54,76	0,19527
Salida Evaporador_Agua	10,5	44,28	0,15847
Entrada Recuperador_Agua	40	209,47	0,70372
Salida Recuperador_Agua	42	223,14	0,74580
Entrada Calentador	42	223,14	0,74580
Salida Calentador	60	251,28	0,83114
Entrada Intercambiaor_Agua	60	251,28	0,83114
Salida Intercambiador_Agua	40	251,28	0,70372
Entrada Condensador_Aire	33	298,19	6,86
Salida Condensador_Aire	33,85	338,27	6,91

50%