



MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR,
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS.
FACULTAD DE INGENIERÍA



TRABAJO DE DIPLOMA

Título: Modelación de un sistema de climatización con recuperación de calor para la producción de agua caliente sanitaria (ACS).

AUTOR: Dislany Rodríguez González.

TUTOR: Ms.C Yarelis Valdivia Nodal.

Msc. Víctor Hugo Cuza Pacheco.

“Año 59 del triunfo de la Revolución”

Cienfuegos 2017

Declaración de Autoridad

Por este medio hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos Sede “Carlos Rafael Rodríguez”, como parte de la culminación de los estudios de la carrera de Ingeniería Mecánica, autorizando además que el mismo sea utilizado por la institución para los fines que estime conveniente, tanto de forma parcial o total; y por tanto no podrá ser presentado en eventos, ni publicado sin la aprobación de la institución y el autor.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido revisado 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.

Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Tutor.

Vice Decano.

Nombre y Apellidos. Firma.

Sistema de Documentación y Proyecto.

Pensamiento

“Dar más confort a la gente y volverla más productiva, hacer del mundo un lugar mejor donde vivir... para siempre”

Willis H. Carrier.

Dedicatoria

Dedico esta tesis en especial:

A mi abuelo Rubén que aunque ya no está físicamente siempre estará en mi corazón y siempre quiso que lograra mi sueño.

A mi abuela Hilda por preocuparse tanto y estar pendiente a mí durante todo este tiempo.

A mis padres Arlety y Migue por darme ese amor incondicional en cada momento de mi vida.

Y a mi hermano Robe por ser la persona que más quiero en mi vida.

Agradecimientos

Quiero agradecerles:

A mis padres Arlety y Migue por sacrificarse tanto durante estos cinco años de carrera.

A todos los compañeros de aula que de una forma u otra todos me aportaron su granito de arena....y en especial a mis amigos Antonio, Javier Álvarez, Darién y Mario, que me demostraron que un verdadero amigo es alguien que te conoce tal como eres, comprende dónde has estado, te acompaña en tus logros y tus fracasos, celebra tus alegrías, comparte tu dolor y jamás te juzga por tus errores.

A Víctor, que nunca dejó de brindarme ese conocimiento a pesar de estar ocupado.

A todos los profesores que han aportado en la realización de este trabajo, que son muchos...

Al decano Juan Noa porque sin su más cordial favor no hubiera terminado la tesis en el tiempo indicado.

Y en especial:

A mi tutora Yarelis por brindarme su apoyo incondicional en todo este tiempo y demostrarme que no solo tengo una tutora, sino que también tengo una amiga en la que puedo confiar y pensar en voz alta....realmente estoy en deuda por todo lo que ha hecho por mí.

Resumen

RESUMEN

En este trabajo se realiza la modelación de un sistema de climatización con recuperación de calor para la producción de agua caliente sanitaria (ACS) en una instalación hotelera. El sistema es modelado a partir de los componentes que lo integran y sus procesos. Para el proceso de condensación se desarrolla un modelo empírico con el uso del programa Statgraphics, y se determina de calor de condensación de cada enfriadora, a partir de parámetros reales de operación, como son: consumo de potencia, temperatura ambiente, y temperatura de agua helada. El resto de los componentes del sistema se modelan a partir de las ecuaciones tradicionales basadas en la termodinámica y transferencia de calor. A partir de balances de energía en los intercambiadores de calor se determina la cantidad de calor requerida por el sistema para satisfacer la demanda térmica de la instalación. Los resultados de este análisis permiten estimar el potencial térmico disponible en el sistema de climatización para satisfacer la demanda térmica requerida. Se evalúa la eficiencia del sistema total con recuperación de calor, y la efectividad térmica de los intercambiadores. Este análisis permitió comprobar para las situaciones ambientales existentes en los días analizados, donde hay poca demanda de climatización y el sistema trabaja a cargas parciales, es bajo el potencial térmico que se puede aprovechar y se requiere de calentamiento auxiliar la mayor parte del tiempo.

Índice

INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I: ESTADO DEL ARTE.....	3
1.1 Eficiencia energética en el sector hotelero en Cuba.....	3
1.1.1. Caracterización energética del sector hotelero en Cuba.....	4
1.2. Sistemas de climatización centralizada.....	7
1.2.1. Principio de operación.....	8
1.2.2. Componentes Principales.....	9
1.3 Clasificación de los sistemas de climatización centralizada.....	9
1.4 Particularidades de los Chiller con recuperación de calor.....	10
1.4.1. Sistemas de climatización con recuperación de calor.....	10
1.4.2 Producción de agua caliente sanitaria a partir de recuperación de calor.....	13
1.5. Revisión bibliográfica.....	14
1.6 Modelación de sistemas de climatización centralizados.....	15
1.6.1 Modelación con recuperación de calor.....	16
Conclusiones del capítulo.....	17
CAPÍTULO II: MODELACIÓN DE LOS SISTEMAS CENTRALIZADOS CON RECUPERACIÓN DE CALOR.....	18
2.1 Descripción de la instalación.....	18
2.2 Estrategia de operación.....	18
2.3 Sistema de agua caliente sanitaria.....	19
2.3.1 Descripción del sistema de agua caliente sanitaria.....	19
2.3.2 Caracterización de las bombas de agua caliente del sistema de ACS.....	21
2.4. Desarrollo del modelo.....	21
2.4.1 Consideraciones de análisis para el modelo.....	22
2.5 Compresor.....	22
2.6 Recuperador.....	23
2.7 Condensador.....	26
2.8 Válvula de expansión.....	26
2.9 Evaporador.....	27
2.8 Intercambiador de calor de placas.....	27

2.9 Descripción del procedimiento para la modelación del sistema.....	29
2.10 Instrumentación y sistema de mediciones	32
Conclusiones parciales	39
CAPITULO III. ANALISIS DE RESULTADOS.....	40
3.1. Introducción del capítulo.....	40
3.2. Análisis del comportamiento operacional del sistema del hotel Jagua	41
3.3. Determinación del perfil de demanda de agua caliente sanitaria (ACS).....	42
3.4. Determinación de los perfiles de demanda de potencia de las enfriadoras.	43
3.5. Modelación del proceso de condensación.	45
3.6. Análisis de las demandas de calor	48
3.7. Requerimientos de calentamiento auxiliar	49
3.8. Evaluación del desempeño energético de las enfriadoras	52
3.9. Evaluación de la eficiencia del sistema con recuperación de calor.	53
3.10. Evaluación de la efectividad térmica de los intercambiadores de calor.	54
Conclusiones parciales	55
CONCLUSIONES GENERALES:	56
RECOMENDACIONES	57
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	58
ANEXOS	62

INTRODUCCIÓN

En Cuba, el turismo constituye una de las industrias más importante en la actualidad y posibilita el ingreso de grandes recursos monetarios para el desarrollo del país. Unido al avance vertiginoso de este, surgen otras necesidades inevitables como son el hecho del desarrollo de la infraestructura hotelera de la región y el incremento de la calidad de los servicios de los clientes, lo que posibilita un aumento en la ramas de esta esfera.

Particularmente, en las instalaciones hoteleras de nuestro país, debido al clima existente es imprescindible garantizar las condiciones de confort de los usuarios a partir del empleo de sistemas de climatización. Estos sistemas muy utilizados en la hotelería son generalmente del tipo centralizado, de compresión mecánica, con enfriadoras de agua y condensadores enfriados por aire. Están integrados por dos circuitos uno se encarga de enfriar el agua para bombearla hacia los locales que se desean climatizar. El otro circuito cuenta con un sistema recuperador de calor que aprovecha el calor de condensación para producir agua caliente sanitaria (ACS), esto garantiza un alto rendimiento y elevado ahorro de consumo eléctrico.

Según la literatura consultada, (Wei, Xu, & Andrew , 2014) de los estudios que se han realizado por diferentes autores no se encuentra detallado un modelo que permita describir el proceso de recuperación de calor de condensación. Por esta razón es importante desarrollar un modelo para estimar este proceso en un sistema real para diferentes condiciones de operación.

En este trabajo se propone el desarrollo de un modelo que permita conocer el comportamiento operacional del sistema y estimar el potencial de aprovechamiento de calor útil. El modelo propuesto está basado en parámetros de funcionamiento del sistema total como son la potencia eléctrica total, la temperatura de agua helada, y la temperatura ambiente, flujos de agua y temperaturas en los circuitos primario y secundario.

De lo anterior expuesto se plantea como problema científico en esta investigación lo siguiente:

Problema científico:

En los sistemas de climatización centralizados y producción de agua caliente son escasos los modelos que describen el proceso de recuperación de calor de condensación.

Hipótesis:

El modelo desarrollado permitirá describir el proceso de recuperación de calor de condensación para la producción de agua caliente sanitaria, bajo diferentes condiciones de operación en una instalación real.

Objetivo general:

Desarrollar el modelo obtenido basado en parámetros reales de diseño y operación del sistema en un hotel caso de estudio.

Objetivos específicos:

- ✚ Realizar una revisión bibliográfica sobre los sistemas de climatización con recuperación de calor para producción de agua caliente.
- ✚ Caracterizar el sistema de climatización centralizada por agua helada con recuperación de calor de la instalación de estudio.
- ✚ Desarrollar el modelo del sistema de climatización con recuperación de calor a partir de mediciones reales de los parámetros de operación.
- ✚ Evaluar la eficiencia del sistema total con recuperación de calor.

CAPÍTULO I: ESTADO DEL ARTE.

1.1 Eficiencia energética en el sector hotelero en Cuba

A pesar de la crisis energética y económica global se continúa apostando por el desarrollo del turismo como uno de los principales renglones de la economía cubana. La importancia del turismo en el modelo de desarrollo de Cuba y a nivel mundial justifica analizar la influencia de esta actividad en el consumo energético de sus instalaciones, en especial debido a su elevado consumo energético con las consecuentes afectaciones al medio ambiente, esto justifica que en la actualidad se preste especial atención a la búsqueda de mejoras de eficiencia y ahorro de energía.

El turismo consume entre un 6-7% de la energía eléctrica que se genera en el país, y los mayores consumidores (aproximadamente el 90%) se concentran en las instalaciones hoteleras. (Gutierrez, 2016). Los hoteles en Cuba representan aproximadamente el 8% de las 1000 empresas más consumidoras del país, según los datos del Grupo Nacional de Eficiencia Energética. (Montero, 2014)

En la bibliografía consultada se relacionan por orden de importancia la siguiente estructura de costos de energéticos: Electricidad (65-75%), diesel (10-15%), Gas licuado (8- 12 %) y otros hasta un 5 % del costo total Demostrando que el área de mayor incidencia a aplicar mejoras y reducción de costos por energéticos es la electricidad. (Montero, 2014).

En los resultados revisados a nivel internacional los sistemas que consumen más energía eléctrica son: Climatización (42%) y alumbrado (36%), mientras que los motores, elevadores, refrigeración y servicios de lavandería cada uno consume entre un 5-7% de energía. Particularmente para hoteles del Caribe el consumo de climatización es un tanto mayor, en el orden de (55-65%), debido fundamentalmente a las altas temperaturas ambientales, mientras que la parte de refrigeración consume un 14%, alumbrado un 11%, ventiladores y bombas el 12% y la producción de agua caliente de un 7%.

Estudios han comprobado que la tendencia actual en Cuba para la climatización es la utilización de sistemas convencionales por compresión de vapor, del tipo centralizado, conocidos como enfriadoras de agua helada (*Chillers*) con compresores centrífugos o de

tornillo. Sistema de enfriamiento por aire, flujo variable de agua helada, y sistema de recuperación de calor para generación de agua caliente sanitaria. (Gutierrez, 2016)

El ahorro de energía en edificaciones del sector hotelero es un asunto muy tratado actualmente, debido a tres razones importantes. En primer lugar, el elevado costo económico de la energía; en segundo lugar, las perspectivas de escasez energética para las próximas décadas. Y por último, el elevado impacto medioambiental que el consumo energético origina en nuestro planeta debido al efecto invernadero.

1.1.1. Caracterización energética del sector hotelero en Cuba

Los indicadores de consumos de portadores energéticos en hoteles permiten determinar y analizar sobre la eficiencia en los gastos de forma general o global de cada instalación. De acuerdo a lo establecido se lleva un control diario de cada consumo por portador y se analizan tanto diario, como semanal, mensual y anual. Los indicadores tradicionales y en actual uso para medir estos gastos son los siguientes:

kW. / hr/ HDO KiloWatt hora por habitación día ocupada y se obtiene de la división del total de consumo en kW. /HR por la cantidad de habitaciones ocupadas en el momento de su lectura diaria.

kW./hr/Cl.D KiloWatt hora por cliente día. Que a su vez se obtiene de dividir el consumo por la cantidad de clientes físicos que permanecen en el hotel.

Costo del kW/hr Este indicador se analiza fundamentalmente a mediados y finales de cada mes, ya que no es muy representativo su análisis diario y conlleva cierta laboriosidad. En la siguiente tabla se muestran los indicadores más empleados en las cadenas más difundidas en el país.

Tabla1.1: Indicadores energéticos utilizados por las diferentes cadenas hoteleras cubanas.

Fuente: (Gorrín, 2010)

Cadena hotelera	Electricidad kWh/HDO	Agua m³/HDO	Diesel lt/HDO	GLP lt/HDO
Gran Caribe	14-30	0,8-1	0,65-0,7	1,9
Horizontes	35-40	0,8-1	2,5	1,9-2
Gaviota	35-40	0,8-1	2-3,5	1,9-2
Cubanacán	30-60	0,8-1	-	1,5-2
Islazul	27-60	0,8-1	2-2,5	1,5-2

Como puede apreciarse este indicador sólo refleja de forma general cómo se comportó el consumo de energía en toda la instalación. Pero no muestra cómo fue este consumo por ejemplo en el área de climatización, cocina, piscina, lavandería, por sólo mencionar algunas representativas de consumidores altos.

En la bibliografía consultada (Ruano, 2011) aparece la propuesta de nuevos indicadores por áreas para el turismo entre los que cabe destacar: Por ejemplo para la electricidad: en el área de clima centralizado el indicador que se propone es:

KW/hr/TR: kiloWatt hora por tonelada de frío generada. Este indicador reflejará la eficiencia en la generación de frío que se ha suministrado a las áreas del hotel, conociéndose las máquinas que han trabajado en el período que se mide. Permite además conocer en cierta medida el estado de mantenimiento de condensadores ya que al estar estos sucios con el mismo número de máquinas trabajando el consumo tiende a subir al elevarse la presión de descarga por la suciedad acumulada en estos.

El indicador actual que caracteriza el consumo de agua es:

m^3/HDO metro cúbico de agua por habitación día ocupada, que relaciona el consumo de agua total del hotel al número de habitaciones ocupadas en el período que se contabiliza. Si bien pudiera argumentarse que refleja indirectamente la eficiencia en el consumo de agua por habitación ocupada, no refleja el comportamiento del gasto de agua en áreas claves como piscinas, cocinas, lavandería y jardinería por lo que para estas áreas es necesario establecer por separado sus indicadores.

En el plan del presupuesto aparecen estos gastos así como los indicadores de cada portador: energía eléctrica, agua, gas y combustible. Es de señalar que aunque el agua no es un portador energético en sí se tiene incluido este gasto por el peso que ocupa en la economía del hotel.

A partir de diagnósticos energéticos realizados en hoteles de polos turísticos de Cuba, (Montero & Góngora, 2008) y (Ruano, 2011) , se determinó que los principales portadores energéticos empleados son: Electricidad (80 - 95 %), Gas Licuado del Petróleo (5 - 9 %), Diesel (3 - 7 %) y Gasolina (2 - 5 %). Como es evidente, las acciones para hacer un uso más eficiente de los portadores energéticos deben estar dirigidas fundamentalmente a la electricidad.

Las normas de calidad en el consumo de electricidad no están normadas ni legisladas en Cuba y solo se utilizan indicadores que se han enriquecidos por las diferentes cadenas teniendo en cuenta el historial de consumo desde su fundación en 1994.

En especial, la climatización juega un papel decisivo en el comportamiento energético, causando aproximadamente el 65 % de los gastos de energía eléctrica. Es conocido que en las condiciones climatológicas de Cuba, en los meses de octubre, noviembre y diciembre aparecen los mayores valores de potencia requeridos por la climatización, a pesar de que las condiciones climáticas no son tan desfavorables como en los días más críticos del verano. Esto se debe a la incidencia que tiene la ocupación en esos meses coincidentes con la temporada de alta de turismo.

1.2. Sistemas de climatización centralizada

Los sistemas de climatización centralizada por agua helada están compuestos de dos circuitos, primario y secundario. El circuito primario utiliza como refrigerante una sustancia química con la propiedad de entrar en ebullición a bajas temperaturas (R22, R134a y R404A) y su funcionamiento se basa en un sistema de refrigeración por compresión de vapor, el cual está compuesto por cuatro elementos principales: evaporador, compresor, condensador, dispositivo de expansión.

El circuito secundario utiliza como sustancia refrigerante agua helada y está constituido por sistemas de bombeo, sistemas de distribución de agua y unidades terminales de intercambio de calor. En la figura 1.1, se muestra el esquema de los circuitos que conforman el sistema.

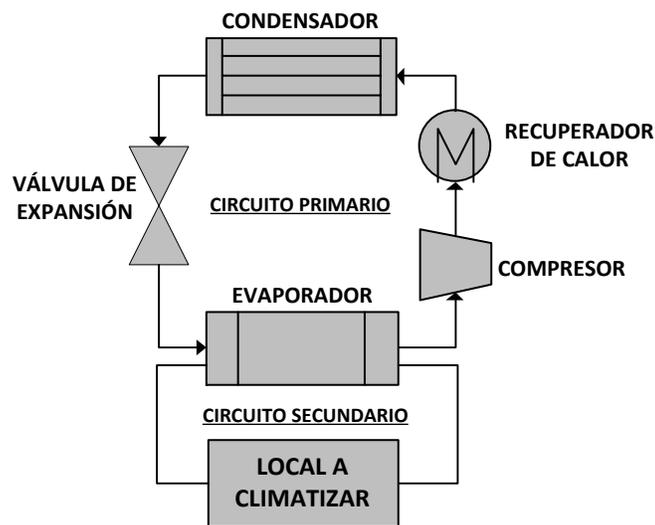


Figura1.1: Circuito de refrigeración por compresión de vapor. Fuente: (Rodríguez, 2017)

Se denomina “*Chiller*” al equipo que se utiliza principalmente para enfriar agua, aunque puede enfriar otros fluidos como salmueras, esto es necesario cuando se requieren temperaturas inferiores a la temperatura de congelación del agua. Los “*Chillers*” se presentan en diferentes tamaños y formas, dependiendo del fabricante, con capacidades que van de una a varias Toneladas de Refrigeración (TR). Se emplean diferentes tipos de compresores de refrigeración como pueden ser del tipo semihermético, hermético o de tornillo. Los evaporadores suelen ser del tipo y tubo y coraza aunque pueden ser también de

placas, todo dependerá de la aplicación. Los condensadores de los “Chillers” suelen ser principalmente enfriados por aire aunque puede haber enfriados por agua.

1.2.1. Principio de operación

El agua que se quiere enfriar se hace circular a través de un intercambiador del tipo tubo y coraza. Este flujo de agua transmitirá su calor al flujo del refrigerante, éste al absorber el calor se evapora debido a sus propiedades y a la baja presión de evaporación. El gas refrigerante es succionado por el compresor, el cual lo envía comprimido hacia el condensador. Durante este proceso el refrigerante se calienta por el efecto de la compresión y del calor del motor del compresor en sistemas con compresor hermético y semihermético. El gas caliente del compresor entra al condensador en donde su calor es transmitido a un medio refrigerante que bien puede ser agua o aire principalmente. El calor extraído provoca que el refrigerante se condense a alta presión. El refrigerante en estado líquido a alta presión puede ser almacenado o enviado directamente a la válvula de expansión para su inyección en el evaporador y así reiniciar el ciclo.

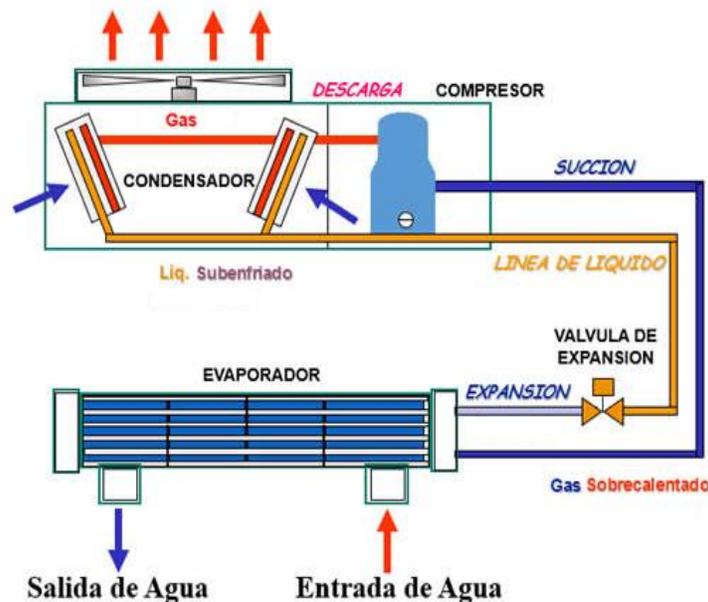


Figura 1.2: Esquema del sistema. Fuente: (Rodríguez, 2017)

Para lograr este objetivo la enfriadora de agua está constituida por sus cuatro componentes principales y además, accesorios e instrumentos de control y seguridad.

1.2.2. Componentes Principales

1. El compresor: El compresor es el corazón del sistema, ya que es el encargado de hacer circular al refrigerante a través de los diferentes componentes del sistema de refrigeración del “*Chiller*”. Succiona el gas refrigerante sobrecalentado a baja presión y temperatura, lo comprime aumentando la presión y la temperatura a un punto tal que se puede condensar por medios condensantes normales (aire o agua). A través de las líneas de descarga de gas caliente, fluye el gas refrigerante a alta presión y temperatura hacia la entrada del condensador.

2. El evaporador: El evaporador que es un intercambiador de calor del tipo tubo y coraza, su función es proporcionar una superficie para la transferencia de calor entre el refrigerante y el agua. Es el componente del sistema de refrigeración donde se efectúa el cambio de fase del refrigerante. Es aquí donde el calor del agua es transferido al refrigerante, el cual se evapora al tiempo de ir absorbiendo el calor.

3. El condensador: El condensador es el componente del sistema que extrae el calor del refrigerante y lo transfiere al aire o al agua. Esta pérdida de calor provoca que el refrigerante se condense. Su función es proporcionar una superficie de transferencia de calor, a través de la cual pasa el calor del gas refrigerante caliente al medio condensante. Mediante la línea de líquido fluye el refrigerante en estado líquido a alta presión a la válvula termostática de expansión.

4. La válvula termostática: La válvula termostática de expansión su finalidad es controlar el suministro apropiado del líquido refrigerante al evaporador, así como reducir la presión del refrigerante de manera que vaporice en el evaporador a la temperatura deseada.

5. Dispositivos y controles: Para que un enfriador de líquido trabaje en forma automática, es necesario instalarle ciertos dispositivos eléctricos, como son los controles de ciclo. Los controles que se usan en un enfriador son de acción para temperatura, llamados termostatos, de acción por presión llamados presostatos y de protección de falla eléctrica llamados relevadores.

1.3 Clasificación de los sistemas de climatización centralizada.

Los sistemas de climatización, se clasifican en función del fluido utilizado en los locales a acondicionar, es decir, el fluido que es introducido en los locales y que juntamente con los

equipos o elementos terminales han de controlar las variables mencionadas con anterioridad. Pueden distinguirse por tanto los siguientes tipos de sistemas:

- ✚ Sistema todo aire: Los sistemas todo aire, son aquellos que utilizan un caudal de aire, frío o caliente, que es enviado al local a acondicionar, donde directamente se encargará de conseguir la adecuada temperatura, humedad y limpieza del aire.
- ✚ Sistema aire-agua: Los sistemas aire-agua son aquellos que utilizan tanto el medio aire como el medio agua, para ser transportado al local a acondicionar.
- ✚ Sistemas todo refrigerante: Los sistemas de refrigerante son aquellos que utilizan al fluido refrigerante como elemento de tratamiento en los locales a acondicionar. En el propio local se dispone de un climatizador de expansión directa que funciona como evaporador del fluido refrigerante en caso de funcionar en el ciclo de frío, o como condensador en el caso de ser una bomba de calor en el periodo recalentamiento.
- ✚ Sistemas todo agua: son aquellos que utilizan como fluido de trabajo una corriente de agua, fría o caliente, dependiendo de si el sistema está enfriando o calentando, que es transportada al interior del local a acondicionar, donde una unidad terminal se encargará de aprovechar la temperatura del agua para acondicionar el mencionado local. Los elementos que utilizan los sistemas todo agua son, como elementos terminales los *fan-coils*, y como unidades centralizadas, enfriadoras de agua, bombas de calor aire-agua o agua-agua, y/o calderas.

1.4 Particularidades de los Chiller con recuperación de calor.

1.4.1. Sistemas de climatización con recuperación de calor

La búsqueda de formas para hacer más eficientes estos sistemas ha dado lugar a una de las vías más comunes que es el uso de recuperadores de calor en los sistemas de climatización, los cuales son intercambiadores de calor que recuperan el calor del gas refrigerante en la descarga del compresor. Después de la compresión, el refrigerante en estado de vapor sobrecalentado transfiere gran cantidad de calor a través de un intercambiador de calor para calentar agua sanitaria. De esta forma el sistema produce simultáneamente enfriamiento y calentamiento. (Ver figura 1.3).

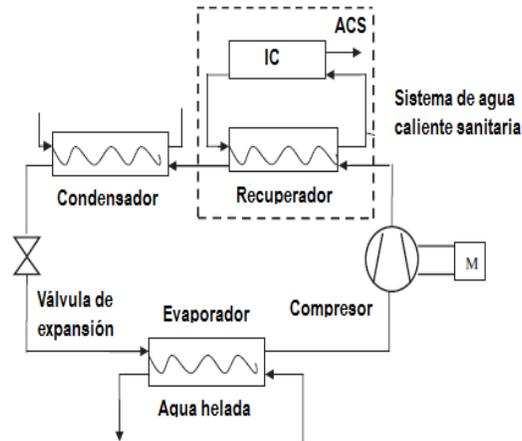


Figura 1.3: Sistema de climatización con recuperación de calor. Fuente: (Rodríguez, 2017)

La recuperación de calor ha incorporado un nuevo elemento al ciclo de refrigeración aunque la producción de frío sigue siendo la función principal de la máquina. Para mantener ciertos niveles de temperatura en el agua a calentar los sistemas de regulación actuales incluyen la variación de la velocidad de rotación de los ventiladores o el empleo de válvulas de tres vías en el caso de intercambiadores recuperadores ubicados en paralelo con el condensador.

El empleo de recuperadores de calor en instalaciones de climatización permite utilizar el calor sensible y latente residual del proceso de condensación, según se describe en la figura 1.4. El calor recuperado (1) mediante este procedimiento representa de un 20% a un 25% del calor total de condensación en condiciones nominales. El resto del calor (no recuperado) se disipa en el condensador principal del equipo. Este tipo de esquemas ofrece la ventaja de utilizar la cantidad de calor recuperada para generar agua caliente a una temperatura de salida alrededor de los (60 a 80°C). (Instituto para la Diversificación y Ahorro de energía, 2010)

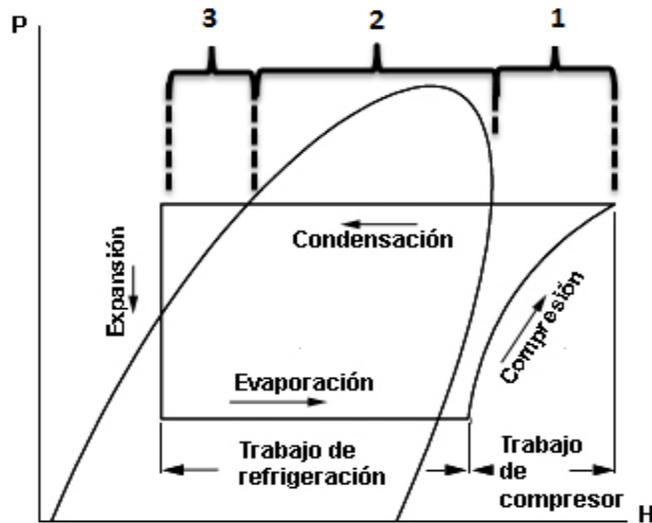


Figura1.4: Proceso del calor de condensación. Fuente: (Rodríguez, 2017)

Etapas del proceso de condensación total.

1. Calor de sobrecalentamiento.
2. Calor de cambio de estado de condensación.
3. Calor de subenfriamiento.
- 1+2+3. Calor total de condensación.

Por recuperación de calor en instalaciones de climatización se entiende al aprovechamiento del calor de la zona de vapor sobrecalentado en la descarga del compresor (recuperación parcial) o de todo el calor normalmente entregado al medio ambiente en el condensador (recuperación total).

Al condensador llega un refrigerante con un pequeño grado de sobrecalentamiento, que en los sistemas convencionales se desobrecalienta antes de que ocurra el proceso de condensación del refrigerante.

El calor rechazado en los sistemas de climatización centralizados consiste en calor sensible y calor latente. El calor sensible representa alrededor de del 15 – 25% del calor total rechazado en el condensador. (Zhaolin Gu , Hongjuan Liu, Yun Li, 2004). La temperatura en la descarga del compresor es relativamente alta, sobre los 65°C.

Desde hace varios años es muy común el uso de equipos recuperadores de calor en aplicaciones residenciales e industriales. En Cuba, la recuperación de calor se ha convertido en la solución ideal para la producción de agua caliente sanitaria (ACS) en hoteles, siempre partiendo de la existencia de sistemas de climatización centralizados.

1.4.2 Producción de agua caliente sanitaria a partir de recuperación de calor

En el sector hotelero, las necesidades de agua caliente sanitaria representan una parte importante del consumo energético. Estas necesidades varían sensiblemente, dependiendo de la categoría del hotel y nivel de ocupación, alcanzando valores de consumo en 15-25% del consumo total de energía. (Valdivia, Alwin, Edgar, Lapido & Alvarez, 2012)

La producción de agua caliente sanitaria puede lograrse a través de diferentes tecnologías. Una parte significativa es producida por calderas de agua caliente, aunque en la mayoría de los hoteles con sistemas de climatización centralizada se obtiene a partir del aprovechamiento del calor residual, para ello se dispone un intercambiador de calor refrigerante-agua a la salida de los compresores, estos se destinan a la recuperación del calor sensible del vapor de descarga. En este último caso es usual incorporar calentadores de apoyo, para suplir los déficits de producción en regímenes de baja carga de climatización. (Valdivia, Alwin, Edgar, Lapido & Alvarez, 2012)

Calidad del agua caliente sanitaria (ACS)

Un posible problema del uso del agua caliente sanitaria es la legionelosis. La bacteria legionella prolifera en el agua con un cierto grado de suciedad (óxidos, que proceden de la instalación, y materia orgánica, de la propia red) y entre las temperaturas de 20 y 45 °C destruyéndose a 70 °C, y llega al humano por medio de aerosoles (agua pulverizada en aire), a través de la respiración. Es decir, una situación que se da en la ducha casi siempre, por lo que en los distintos países hay legislación o normativa para prevenirla. (Salcedo, 2011)

Prevención de la Legionella

La legionella es una bacteria ambiental capaz de sobrevivir en un amplio rango de condiciones físico-químicas, multiplicándose entre 20°C y 45°C, destruyéndose a 70°C. Su temperatura óptima de crecimiento es de 35-37 °C. Su nicho ecológico natural son las aguas superficiales, como lagos, ríos, estanques, formando parte de su flora bacteriana. Desde estos reservorios naturales la bacteria puede colonizar los sistemas de abastecimiento de las ciudades y, a través de la red de distribución de agua, se incorpora a los sistemas de agua sanitaria (fría o caliente) u otros sistemas que requieren agua para su funcionamiento como las torres de refrigeración. (Khalil, 2007)

En algunas ocasiones, en estas instalaciones, mal diseñadas, sin mantenimiento o con un mantenimiento inadecuado, se favorece el estancamiento del agua, el acumulo de productos nutrientes de la bacteria, como lodos, materia orgánica, materias de la corrosión y amebas, formando una bicapa. La presencia de esta bicapa, junto con una temperatura propicia explica la multiplicación de legionella hasta concentraciones infectantes para el ser humano. (Becerra, 2015)

Si existe en la instalación un mecanismo productor de aerosoles, la bacteria puede dispersarse al aire. Las gotas que contienen la bacteria pueden permanecer suspendidas en el aire y penetrar por inhalación en el aparato respiratorio. (Becerra, 2015)

El Real Decreto 909/2001, de 27 de julio, establece los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis. Las medidas preventivas se han de aplicar tanto en la fase de diseño como en la fase de mantenimiento. (Guía Para la Prevención de la Legionella en Instalaciones, 2011)

1.5. Revisión bibliográfica

La producción de agua caliente depende de diversos factores tales como: las características de la edificación, equipamiento disponible, el uso de las fuente de calor residual, disponibilidad y costo del agua, tarifa eléctrica, regulaciones, así como parámetros climatológicos y de operación que aseguren el confort y un funcionamiento adecuado del equipamiento. (Pacheco, 2010)

La literatura consultada (Atkinson & Colvin, 2009), (Ayompe, 2013), (Bernardo, 2012) describe que no existe una única variante para el calentamiento de agua sanitaria, varios autores potencian las ventajas de sistemas integrados con el uso de diferentes tecnologías, tanto para necesidades de calentamiento y enfriamiento de espacios, como producción de agua caliente sanitaria (Tammaro, Montagud, & Mauro, 2015) (Hengel, 2016)

Desde hace algunos años se reportan publicaciones relacionadas con la recuperación de calor, y sus resultados indican las ventajas de operar sistemas de refrigeración con esta aplicación.

No obstante la producción de agua caliente basada en la recuperación de calor continúa presentando algunas desventajas como la necesidad de dispositivos de respaldo adicionales (resistencias térmicas) principalmente en temporada de invierno, cuando la operación es a

cargas parciales, por lo que debe ser cuidadosamente evaluado su funcionamiento. (Fabrizio, 2014)

1.6 Modelación de sistemas de climatización centralizados

Tradicionalmente, en la literatura se muestra el modelado de los chillers con el objetivo de conocer el consumo de potencia de estas unidades y estimar su coeficiente de desempeño energético. Varios de los modelos utilizados están basados en relaciones de transferencia de calor. Otros, son modelos empíricos que estiman la potencia y el coeficiente de funcionamiento dependiendo de variables como: la razón a carga parcial, calor de condensación, temperatura de suministro y retorno de agua helada, y temperatura de condensación. (Torres, 2014)

Algunos autores estudian el efecto que tienen el control de variables como la temperatura de condensación y el flujo variable de agua analizando el efecto que tienen las mismas en el desempeño energético del sistema. Este análisis basado fundamentalmente en el modelado termodinámico de sus componentes. (Chan, 2007)

Kusiak y otros autores utilizan un enfoque basado en datos para modelar una planta enfriadora que tiene cuatro enfriadores, cuatro torres de enfriamiento y dos tanques de almacenamiento de agua fría. Se desarrolla un algoritmo inteligente de dos niveles para resolver el modelo con el objetivo de minimizar el costo total de la planta de agua fría. (Wei, Xu, & Andrew, 2014)

Tang propone un modelo de un sistema integrado de calentamiento de agua sanitaria haciendo uso de las energías renovables, y optimizan la temperatura de ajuste óptima de las calderas y el flujo de agua de las bombas para minimizar el consumo de combustibles. La estrategia operativa óptima es evaluada en comparación con una estrategia de control no optimizada. Los resultados de la simulación demuestran la validez del modelo y muestran que la estrategia óptima de operación es capaz de hacer que el funcionamiento del sistema sea más eficiente. (Jiang, Jing, Li, Wu, & Tang, 2014)

(Guangcai Gong, Wei Zeng, Liping Wang, Chih Wub, 2008) Proponen una nueva técnica de recuperación de calor para un sistema de aire acondicionado / bomba de calor (AC / HP). La nueva técnica emplea un módulo compuesto de condensación de enfriamiento por aire y de refrigeración por agua para reemplazar el tradicional módulo de condensación de

refrigeración por aire. Puede mejorar el enfriamiento y calentamiento y recuperar calor de condensación para calentamiento de agua sanitaria.

1.6.1 Modelación con recuperación de calor

Algunos investigadores se han enfocado hacia el estudio de la eficiencia de los sistemas de acondicionamiento de aire con el uso de recuperadores de calor (Lee & Jones, 1996) (Goto, 2006)y (Goto, 2007)

(Goto, 2007) estudia el funcionamiento de un sistema de aire acondicionado instalando un recuperador de calor, se evalúan la eficiencia del intercambio térmico, el COP, y la eficiencia energética global del sistema dado por el acondicionamiento de aire y la producción de agua caliente sanitaria. En este estudio se evidencia una disminución del COP en un 15% debido a que el sistema con recuperador requiere mayor trabajo de compresión y las temperaturas y presiones son más altas al final de la compresión. Sin embargo la eficiencia energética global del sistema bajo estas condiciones aumenta alrededor de un 34% por lo que resulta más eficiente el sistema con la integración de ambos procesos.

(Kunxiong Tan, Shiming Deng, 2002) Presentan un modelo matemático en estado estacionario de un sistema de climatización por agua helada con recuperación de calor para generación de agua caliente y torre de enfriamiento de uso reversible. Los autores estudian las características de operación del sistema y se evalúa la máxima capacidad de calor disponible bajo diferentes condiciones de operación. Los resultados de la simulación indican que el sistema alcanza una alta eficiencia energética aunque se verifica la necesidad de calentamiento auxiliar para cargas reducidas.

(Gong , Chen, Su, & Zhou, 2012) Desarrolla la simulación termodinámica de un sistema combinado que proporciona climatización y agua caliente sanitaria simultáneamente. El sistema es evaluado bajo un amplio rango de condiciones de operación. Se estiman el potencial energético y los ahorros asociados a este tipo de sistemas combinados para un hotel típico en el sur de China, mostrando la utilidad de este tipo de sistemas para instalaciones hoteleras. El modelo de simulación termodinámica de este sistema combinado tiene importancia para la optimización de parámetros tales como temperatura de condensación y evaporación, flujo de agua caliente sanitaria y dimensionamiento del tanque

de almacenamiento de agua caliente. Aunque los autores no llegan a la optimización sino que se centran en el modelo.

A pesar de su aplicación y las ventajas que ofrece la recuperación de calor, esta no se ha convertido en tema predilecto de trabajo para importantes centros de investigación sobre refrigeración en el mundo. Incluso los principales productores de máquinas frigoríficas para la climatización (Carrier, York y Trane) no prevén la ubicación del intercambiador recuperador de calor dentro del mueble de la máquina y la ubicación del mismo se realiza a pie de obra modificando el ciclo original de refrigeración.

Resultan insuficientes las investigaciones relacionadas con los sistemas de (ACS) en hoteles con climatización centralizada, por lo que se hace necesario conocer el comportamiento operacional de este tipo de sistemas para proponer mejoras en cuanto a la eficiencia energética, teniendo en cuenta los procesos de transferencia de calor que intervienen, las características de los fluidos en los circuitos de agua caliente y las características de los elementos del sistema.

Conclusiones del capítulo:

1. Los sistemas centralizados de climatización existentes en instalaciones hoteleras se caracterizan por su elevado consumo, alrededor del 65% del consumo de energía eléctrica, debido a su régimen de operación constante durante todo el año para garantizar los requisitos de confort establecidos.
2. La incorporación de circuitos de recuperación de calor de condensación en estos sistemas permite el aprovechamiento de un potencial térmico existente para producir otro de los servicios de la instalación que es el agua caliente sanitaria, con lo cual se logran significativos ahorros de energía así como un incremento de la eficiencia del sistema total.
3. La modelación de los sistemas de climatización con recuperación del calor se aborda de manera muy general en la literatura consultada. Son escasos los trabajos que modelan el proceso de condensación total para conocer el comportamiento operacional de estos sistemas ante variaciones de las condiciones de operación.

CAPÍTULO II: MODELACIÓN DE LOS SISTEMAS CENTRALIZADOS CON RECUPERACIÓN DE CALOR.

2.1 Descripción de la instalación

Se trata de un sistema centralizado de climatización por agua helada y enfriamiento por aire, con recuperación de calor residual que se aprovecha en la producción de agua caliente sanitaria. El mismo está compuesto por dos enfriadoras de agua de las marcas Frioclima y Climaveneta con 143TR y 103TR respectivamente. El sistema utiliza como sustancia de trabajo el refrigerante R134a. El medio de enfriamiento es a través de condensadores enfriados por aire, con ventiladores de velocidad constante. Cuenta con dos circuitos de refrigeración con válvulas de expansión y compresores de tornillo. Además se recupera calor de condensación en las dos enfriadoras por medio de un intercambiador de calor conectado en serie con el condensador de cada unidad. Este circuito de recuperación de calor forma parte del sistema de producción de agua caliente sanitaria.

2.2 Estrategia de operación

El sistema de climatización centralizada del hotel recupera calor de los compresores de las enfriadoras y este es transferido al agua en el circuito primario de agua caliente alcanzando valores de hasta 67°C. Aunque cuando trabaja un solo compresor la temperatura alcanzada no sobrepasa los 56°C y es necesario utilizar calentamiento auxiliar para elevar la temperatura y garantizar que el agua de envío a los consumidores sea de 52°C.

En meses de invierno la situación se torna más crítica cuando el funcionamiento de los compresores es menor y debe permanecer el calentador auxiliar encendido hasta 2 horas en horario de la mañana y por la tarde para mantener la temperatura del agua en el circuito primario a 67°C.

La recuperación de calor de las enfriadoras está estrechamente relacionada con la ocupación horaria. Los valores máximos de recuperación de calor coinciden con los picos de ocupación en los horarios comprendidos entre las 7:00 – 9:00 horas de la mañana y en la noche entre las 8:00 – 11:00 pm.

2.3 Sistema de agua caliente sanitaria.

2.3.1 Descripción del sistema de agua caliente sanitaria

El sistema de climatización está vinculado a la producción de agua caliente sanitaria a través de dos circuitos que intercambian calor en un intercambiador de placas. El circuito primario de agua caliente (CPAC) es un circuito cerrado con volumen de agua constante, que cuenta con intercambiadores de tubo y coraza donde intervienen el recuperador de calor en el intercambio térmico entre el refrigerante y el agua del circuito primario. También tiene un calentador de apoyo que es el encargado de elevar la temperatura del agua cuando el recuperador de calor no sea capaz de hacerlo por sí solo. El circuito secundario de agua caliente (CSAC) cuenta con dos intercambiadores de calor de placa a contra flujo, es por donde atraviesa el agua que realiza el intercambio térmico, que luego va a consumo a la temperatura requerida (52°C). El esquema que se muestra a continuación es el típico de una instalación hotelera que cuente con este tipo de sistema. Ver figura 2.1:

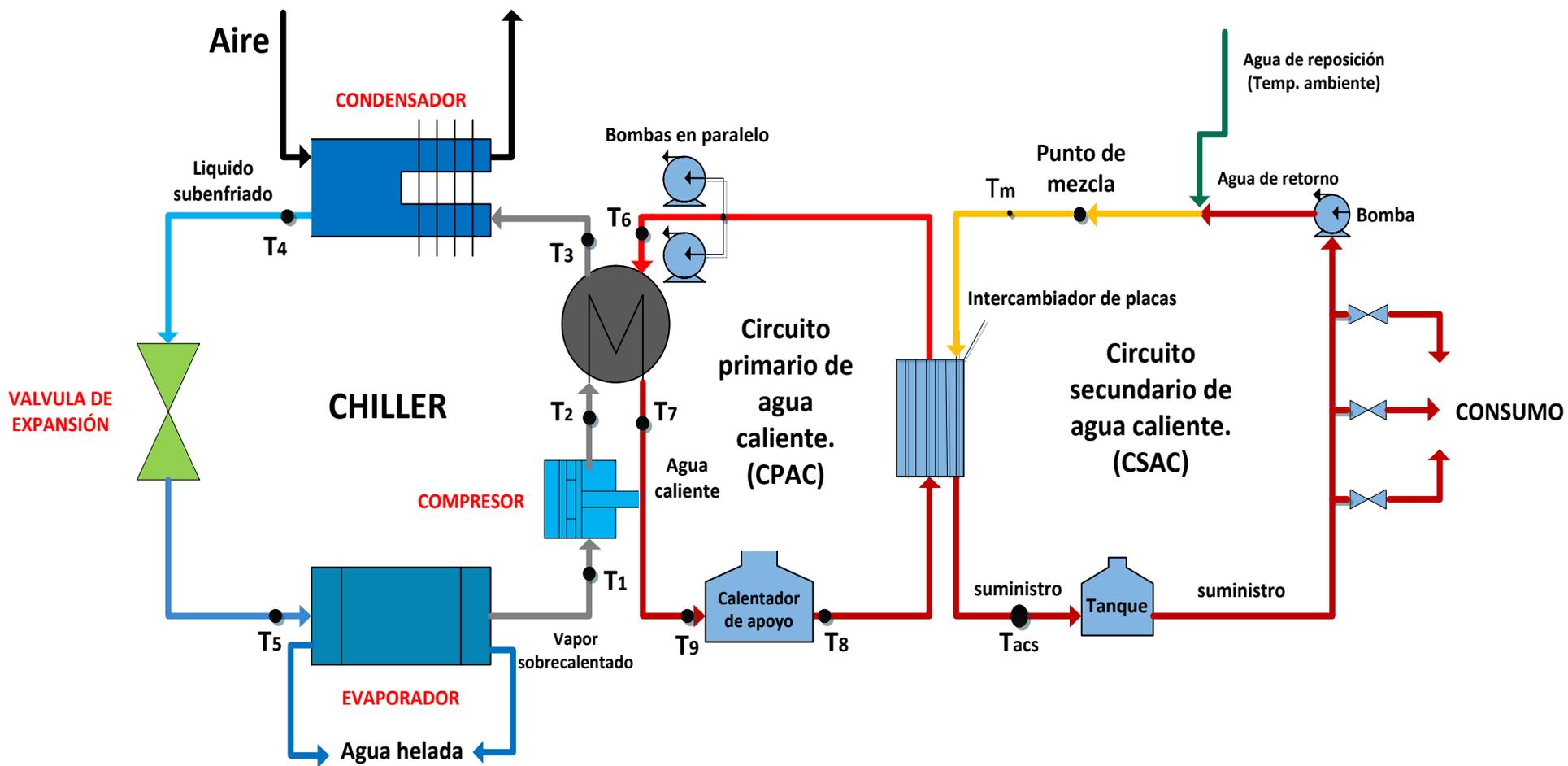


Figura 2.1: Esquema de análisis general del sistema. Fuente: (Rodríguez, 2017)

Además cuenta con 3 tanques de almacenamiento de igual capacidad que suman un total de 12000 Lt. El agua almacenada en los tanques es impulsada a las diferentes dependencias del hotel y la que no se consume retorna apoyada por la bomba de recirculación. En correspondencia con el consumo del hotel se va incorporando agua a temperatura ambiente. (Castro, 2016)

2.3.2 Caracterización de las bombas de agua caliente del sistema de ACS.

Tabla 2.2: Características técnicas de las bombas. Fuente: (Catálogo de bombas.)

Parámetros	BCPAC	BCSAC
Q(l/s)	5.83	2.78
Pelect (Cv)	3	10
Ps (kPa)	150	650
Factor de potencia	0.86	0.88
U (Volt)	220	220
Cantidad (U)	2	1

BCPAC: Bomba del circuito primario de agua caliente sanitaria.

BCSAC: Bomba del circuito secundario de agua caliente sanitaria.

2.4. Desarrollo del modelo

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

- ✚ Estructura del sistema, parámetros y sus propiedades, los cuales prevén la descripción física del sistema.

- ✚ Las variables de entrada, o sea, las variables que actúan sobre el sistema.
- ✚ Las variables de salida o variables independientes, las cuales describen la relación del sistema con las variables de entrada.

En este epígrafe se describe la modelación en estado estacionario de un sistema de climatización con recuperación de calor. Para lo cual se desarrolla el modelo matemático de cada uno de los elementos y procesos que intervienen en los circuitos del sistema (compresor, condensador, evaporador, válvula de expansión, recuperador de calor e intercambiador de placas).

Los modelos de cada componente se fundamentan en análisis de transferencia de calor y primera ley de la termodinámica.

2.4.1 Consideraciones de análisis para el modelo.

- ✚ Existen condiciones estacionarias de operación.
- ✚ Se desprecian pérdidas de calor al medio.
- ✚ Se desprecian las caídas de presión en todos los intercambiadores de calor.
- ✚ Se considera el proceso de expansión a entalpía constante.
- ✚ El grado de sobrecalentamiento y subenfriamiento del refrigerante se asume 5 y 3°C respectivamente, para todas las condiciones de operación.

2.5 Compresor

Tradicionalmente la modelación del proceso de compresión de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, se basa en la determinación del consumo de potencia y de la temperatura de salida del gas refrigerante.

El modelo que se presenta se basa tomando en consideración que el proceso de compresión es a entropía constante. El trabajo realizado por el compresor se afecta por el rendimiento isentrópico acercando más el proceso a las condiciones reales de operación.

Determinación del trabajo real del proceso de compresión

$$W_{\text{real}} = \frac{W_s}{\eta_s} \quad (2.1)$$

Donde:

W_s : Trabajo isentrópico, [kJ/kg]

η_s : Rendimiento isentrópico, para compresores de tornillo es 0,85.

Determinación de la temperatura en la descarga del compresor

Conociendo las presiones de succión y descarga del sistema y la temperatura del refrigerante a la entrada, puede ser determinada la temperatura en la descarga del compresor por la siguiente expresión:

$$T_2 = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(n-1)/n} \cdot T_1 \quad (2.2)$$

Dónde: p_1 y p_2 son las presiones de succión y descarga respectivamente, T_1 y T_2 son las temperaturas de entrada y salida al compresor respectivamente, n es el índice politrópico, que para compresores de tipo tornillo que trabajan con R134a se asume $n=1,13$. (Fu. et al, 2002)

El flujo másico de refrigerante puede ser determinado por la expresión: (Fazelpour, 2014)

$$\dot{m}_r = \left(\frac{Q_{\text{evap}}}{q_r}\right) \quad (2.3)$$

Donde Q_{evap} es la capacidad de enfriamiento del sistema en (kW) y q_r es el efecto frigorífico (KJ/kg).

Determinación de la potencia del compresor.

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

$$N_c = \dot{m}_r * W_{\text{real}}, \text{ (kW)} \quad (2.4)$$

Donde:

\dot{m}_r : Flujo másico de refrigerante, [kg/s]

2.6 Recuperador

Con el objetivo de simular el comportamiento del recuperador de calor, se toman criterios de catálogos de fabricantes (Catálogo Técnico Frioclima. CT.CHAWT-R134a, 2009) que plantean que en este tipo de intercambiador se puede recuperar hasta un 30 % del calor total cedido en el condensador. A partir de los criterios del fabricante se debe partir del análisis

del proceso de condensación para determinar el potencial térmico que se puede aprovechar para el calentamiento de agua.

El calor de condensación total Q_{cond} , está dado por la diferencia de entalpía del refrigerante desde la descarga del compresor (punto 2) hasta el estado de líquido saturado (punto 4), como se muestra en la figura 2.2 (diagrama P-H).

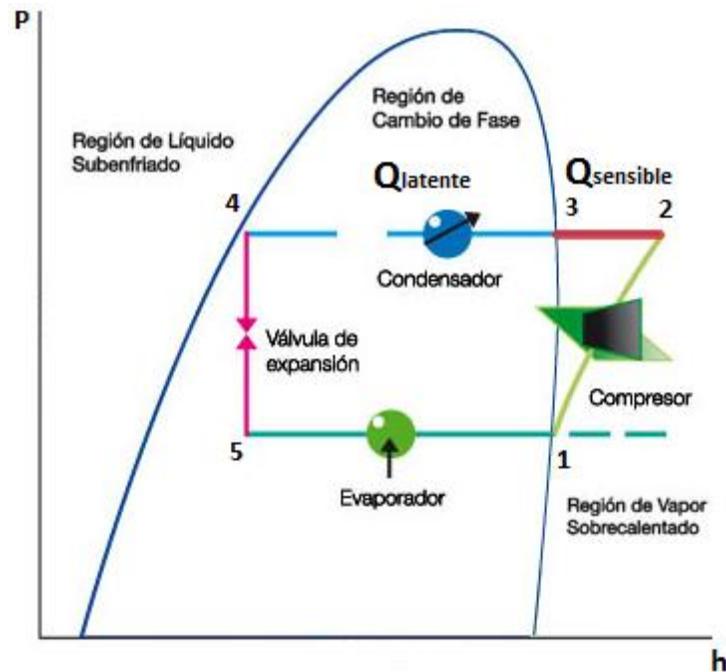


Figura 2.2: Diagrama P-h de un sistema de refrigeración convencional. Fuente: (Rodríguez, 2017)

Este calor de condensación total está dividido en dos partes, una parte es el calor sensible $Q_{sensible}$, que está dado por la diferencia de entalpía del refrigerante desde la salida del compresor hasta el punto 3. Y la otra parte es el calor latente $Q_{latente}$, el cual es la diferencia de entalpía desde el punto 3 hasta el estado de líquido saturado (punto 4). El calor de condensación total puede ser calculado por:

$$Q_{cond\ total} = Q_{latente} + Q_{sensible} \quad (2.5)$$

Dónde:

$Q_{sensible}$ es la cantidad de calor disponible, una parte de este es el que se recupera para el sistema de agua caliente sanitaria.

Q_{latente} es el calor rechazado al medio ambiente.

Esta cantidad de calor disponible es que se puede aprovechar por medio del recuperador de calor para calentamiento de ACS. Se determina mediante la diferencia de entalpías que existe desde la salida del compresor hasta el punto 3, multiplicada por el flujo del refrigerante.

$$Q_{\text{recup}} = (h_2 - h_3) \cdot \dot{m}_r \quad (2.6)$$

Para una condición de operación dada, el por ciento de recuperación de calor de la enfriadora se determina por la siguiente expresión:

$$n = \frac{Q_{\text{recup}}}{Q_{\text{cond}}} \cdot 100 \quad (2.7)$$

Determinación de la efectividad térmica en el recuperador de calor

En la literatura se reporta que las pérdidas de calor al medio por convección y radiación son menores de un 2% del Q_{recup} (Lee and Jones, 1996), por lo que no se consideran.

La máxima transferencia de calor posible se describe por la siguiente expresión:

$$Q_{\text{recup}} = \dot{m}_{\text{agua}} \cdot C_{p_{\text{agua}}} \cdot \varepsilon_{\text{rec}}(T_2 - T_{\text{ent}_{\text{agua}}}) \quad (2.8)$$

$$\varepsilon_{\text{recup}} = 1 - \exp\left(\frac{UA_{\text{recup}}}{\dot{m}_{\text{agua}} C_p}\right) \quad (2.9)$$

La ecuación de Q_{recup} está basada en el método de la efectividad-NTU. Donde T_2 y $T_{\text{ent}_{\text{agua}}}$ son las temperaturas del refrigerante y el agua a la entrada del recuperador, respectivamente.

La cantidad de calor intercambiado, depende de UA_{recup} , el flujo másico de agua caliente \dot{m}_{agua} y de la temperatura del agua de entrada al recuperador.

El refrigerante a la salida del recuperador puede estar en estado de vapor sobrecalentado o líquido saturado, dependiendo de la carga de calentamiento requerido en el sistema de agua caliente sanitaria demandada en el circuito primario. La temperatura del refrigerante a la salida del recuperador de calor (T_3) puede ser determinada por la siguiente expresión:

$$Q_{\text{recup}} = \dot{m}_r \cdot C_{p_r}(T_2 - T_3) \quad (2.10)$$

2.7 Condensador

El calor total de condensación en los sistemas de climatización centralizados consiste en calor sensible y calor latente. El calor sensible representa alrededor de del 20-25% del calor total rechazado en el condensador (Zhaolin Gu , Hongjuan Liu, Yun Li, 2004). La temperatura en la descarga del compresor es relativamente alta, sobre los 67°C.

Dentro de las consideraciones del modelo se desprecia el intercambio térmico entre la enfriadora y los alrededores (ambiente). Esto significa que el calor total cedido en el condensador (Q_{cond}) es la suma de la capacidad frigorífica (Q_{evap}) y la potencia del compresor (P_{comp}). (Yu, F. W; y Chan, K. T. , 2007)

$$Q_{cond} = Q_{evap} + P_{comp} \quad (2.11)$$

A partir de los datos proporcionados por el fabricante y los datos de las mediciones reales de operación, fue posible ajustar un modelo de superficie para determinar el calor de condensación en función de la potencia eléctrica total de la enfriadora (P_{total}), la temperatura ambiente (T_{amb}) y la temperatura de agua helada (T_{ah}). La ecuación del modelo ajustado es la siguiente:

Modelo de Q_{cond} para el chiller Frioclima:

$$Q_{cond} = a + bT_{amb}^2 + cP_{total} + dT_{ah} - eP_{total}T_{amb} + fP_{total}T_{ah} - gT_{amb}T_{ah} \quad (2.12)$$

Coefficientes:

$$a = -115,4; b = 0,044; c = 7,17; d = 4,058; e = 0,106; f = 0,096; g = 0,173$$

Modelo de Q_{cond} para el chiller Climaveneta:

$$Q_{cond} = a + cT_{amb}^2 + eP_{total} + gT_{ah} + hP_{total}T_{amb} + iP_{total}T_{ah} + jT_{amb}T_{ah} \quad (2.13)$$

Coefficientes:

$$a = -90,17; c = 0,043; e = 8,33; g = 1,063; h = -0,132; i = 0,140; j = -0,104$$

2.8 Válvula de expansión

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

2.9 Evaporador

Con la determinación del flujo de calor de condensación Q_{cond} para cada enfriadora, puede estimarse la cantidad de calor absorbida en el evaporador despejando Q_{evap} de la ecuación 2.11:

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

$$T_c = T_{ev} + \Delta T_{sc} \quad (2.14)$$

Dónde:

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

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

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

Coefficiente de funcionamiento

Este sistema, al no ser un sistema convencional su coeficiente de funcionamiento se determina como la suma de los productos (en este caso la ganancia de calor por climatización y la ganancia de calor por recuperación) entre la potencia total consumida por la máquina:

$$COP = \frac{Q_{evap} + Q_{rec}}{P_{total}} \quad (2.15)$$

Donde (P_{total}) es la potencia eléctrica total de la enfriadora en kW, la cual es la suma de la potencia del compresor y los ventiladores del condensador. En este caso fue medida por un analizador de redes.

$$P_{total} = P_{comp} + P_{vent} \quad (2.16)$$

2.8 Intercambiador de calor de placas

El intercambiador de calor de placas (ICP) es el componente fundamental en el sistema de producción de ACS. En éste ocurre el intercambio térmico entre el agua del circuito

primario y secundario. Para la modelación del ICP se tienen en cuenta las siguientes suposiciones:

Consideraciones:

- ✚ Existen condiciones estacionarias de operación.
- ✚ El IC está bien aislado, de modo que las pérdidas de calor hacia los alrededores es despreciable.
- ✚ Las propiedades de los fluidos son constantes.

A partir de las mediciones de flujo de suministro y retorno de agua caliente sanitaria del hotel es posible determinar la demanda real de agua caliente para un día típico de invierno. Teniendo en cuenta que se desprecian las pérdidas de calor en el tanque de almacenamiento, la temperatura del agua caliente sanitaria se considera la misma que en el tanque, y la que va a consumo:

$$T_{acs} = T_{tanque} = T_{agua\ consumo} \quad (2.17)$$

La demanda de ACS es la energía necesaria para elevar la temperatura de un volumen determinado de agua de suministro desde una temperatura inicial hasta una temperatura final de consumo, determinada por la siguiente expresión:

$$Q_{sum} = Q_{cons} + Q_{ret} \quad (2.18)$$

$$Q_{sum} = \dot{m}_{cons} * C_p * (T_{sum} - T_{ret}) + \dot{m}_{ret} * C_p * (T_{sum} - T_{ret}) \quad (2.19)$$

$$\dot{m}_{sum} = \dot{m}_{cons} + \dot{m}_{ret} \quad (2.20)$$

Dónde:

\dot{m}_{sum} es el flujo másico de agua caliente de suministro.

\dot{m}_{cons} es el flujo másico de agua caliente que se consume, en kg/s.

\dot{m}_{ret} es el flujo de agua caliente que retorna a la instalación por el circuito de recirculación, en kg/s.

C_p : Calor específico del agua, en kJ/kg K.

T_{acs} , T_{ret} son las temperaturas del agua caliente de suministro y retorno, en °C.

Nota: Se considera que el flujo de agua de reposición igual al que se consume.

$$\dot{m}_{rep} = \dot{m}_{cons}$$

\dot{m}_{rep} es el flujo de agua de reposición a temperatura ambiente proveniente de la red hidráulica.

A la entrada del intercambiador de placa existe un punto de mezcla entre las corrientes de agua de retorno a (T_{ret}) y agua de reposición a (T_{rep}) proveniente de una cisterna a temperatura ambiente (25°C - 28°C).

$$\dot{m}_{sum} = \dot{m}_{mezcla} = \dot{m}_{ret} + \dot{m}_{rep} \quad (2.21)$$

Para determinar la temperatura del punto de mezcla (T_{mezcla}) en función de temperatura y flujo de reposición, y temperatura y flujo de retorno, se utiliza la siguiente expresión de balance:

$$C_p * (\dot{m}_{ret} + \dot{m}_{rep}) * T_{mezcla} = \dot{m}_{ret} * C_p * T_{ret} + \dot{m}_{rep} * C_p * T_{rep} \quad (2.22)$$

Despejando T_{mezcla} tenemos:

$$T_{mezcla} = \frac{\dot{m}_{ret} * T_{ret} + \dot{m}_{rep} * T_{rep}}{\dot{m}_{ret} + \dot{m}_{rep}} \quad (2.23)$$

Este suministro debe satisfacer la demanda de agua caliente por medio del intercambio de calor entre los circuitos primario y secundario, en el intercambiador de calor de placas.

$$Q_{ICP} = \dot{m}_{csac} C_p * (T_{sum} - T_{mezcla}) \quad (2.24)$$

$$Q_{ICP} = Q_{recup} + Q_{apoyo} \quad (2.25)$$

\dot{m}_{csac} es el flujo de agua del circuito secundario de agua caliente.

2.9 Descripción del procedimiento para la modelación del sistema

El algoritmo para el desarrollo de la modelación del sistema se describe en la figura 2.3. El modelo se desarrolla a partir de variables medibles, por una parte con la determinación de Q_{cond} a partir de parámetros de operación reales tales como: consumo de potencia total del chiller, temperatura de agua helada y temperatura ambiente. Y por otra parte con la determinación de la demanda la calor requerida por el sistema de ACS para satisfacer las necesidades de la instalación (Q_{ICP}). La cual se determina a partir de mediciones de

caudales de suministro y retorno de agua caliente sanitaria, y temperaturas del agua caliente en todos los puntos de cada circuito.

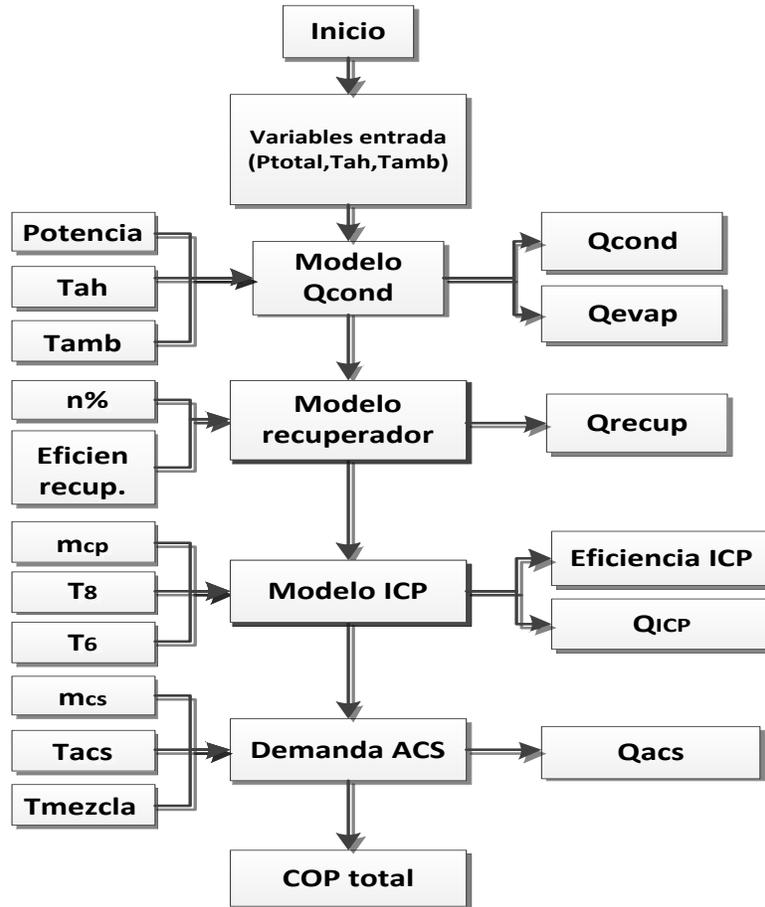


Figura 2.3: Algoritmo de trabajo para el desarrollo del modelo. Fuente: (Rodríguez, 2017)

Conociendo la cantidad de calor absorbido en el intercambiador de calor de placas Q_{ICP} , por la expresión 2.24 y conociendo la temperatura de entrada del agua T_6 , es posible determinar la temperatura de salida T_8 , con la ecuación 2.26. Este valor de T_8 deberá oscilar alrededor de los $60-65^{\circ}\text{C}$ para garantizar que el agua de suministro alcance los $51-52^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{ICP} = \dot{m}_{cpac} C_p \cdot (T_8 - T_6) \quad (2.26)$$

$\dot{m}_{cpac} = 5.83 \text{ l/s}$ en el circuito primario de agua caliente.

T_8 es la temperatura del agua en el circuito primario de agua caliente a la salida del calentador de apoyo, en $^{\circ}\text{C}$.

T_6 es la temperatura del agua en el circuito primario de agua caliente a la entrada del intercambiador de calor de placas, en $^{\circ}\text{C}$.

Determinación de la efectividad térmica

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\text{máx}}} = \frac{C_h (T_{h,\text{in}} - T_{h,\text{out}})}{C_{\text{mín}}(T_{h,\text{in}} - T_{c,\text{in}})} \quad (2.27)$$

En el intercambiador de calor de placas se determina la razón de transferencia calor máxima y las temperaturas de salida de las corrientes caliente y fría.

$$Q_{\text{máx}} = C_{\text{mín}}(T_{h,\text{in}} - T_{c,\text{in}}) \quad (2.28)$$

Fluido frío: Agua a temperatura ambiente + agua de reposición.

Fluido caliente: Agua caliente proveniente de CPAC.

La máxima diferencia de temperatura está dada por la diferencia entre la entrada de ambos fluidos.

Fluido caliente

$$C_h = \dot{m}_h C_{p_h} \quad (2.29)$$

Fluido frío

$$C_c = \dot{m}_c C_{p_c} \quad (2.30)$$

Considerando la máxima fracción de recuperación en el recuperador de calor, tenemos:

$$Q_{\text{recup,total}} = \sum_{i=1}^2 n Q_{\text{cond}_i} \quad (2.31)$$

Donde Q_{cond} se determina a partir del modelo estadístico de superficie descrito en el epígrafe 2.7, como $Q_{\text{cond}} = f(P_{\text{total}}, T_{\text{amb}}, T_{\text{ah}})$

Con esta $Q_{\text{recup,total}}$ se determina el valor de la temperatura de entrada al calentador de apoyo, T_9 (salida del recuperador de calor), en $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{\text{recup,total}} = \dot{m}_{\text{cpac}} C_p \cdot (T_9 - T_6) \quad (2.32)$$

Si T_9 es menor que 65°C significa que hace falta calentamiento auxiliar.

$$Q_{\text{apoyo}} = Q_{\text{ICP}} - Q_{\text{recup,total}} \quad (2.33)$$

Si T_9 es mayor que 65°C entonces significa que la cantidad de calor recuperado es igual o mayor que la requerida:

La fracción de recuperación de calor disponible puede determinarse como:

$$n = \frac{Q_{\text{recup}}}{Q_{\text{cond}}} \quad (2.34)$$

2.10 Instrumentación y sistema de mediciones

En este epígrafe se listan las variables que fueron medidas y los instrumentos utilizados para el registro de mediciones. En la tabla 2.2 siguiente se describen las variables medidas.

Tabla 2.2: Variables medidas e instrumentación utilizada. Fuente: (Rodríguez, 2017)

VARIABLES A MEDIR	INSTRUMENTO
Temperatura de entrada y salida del agua al intercambiador de calor (CPAC)	Termómetro digital TESTO
Temperatura de entrada y salida del agua al intercambiador de calor (CSAC)	Termómetro digital TESTO
Flujo de agua caliente de suministro al hotel	Caudalímetro digital TDS-100
Flujo de agua caliente de retorno del hotel	Caudalímetro SITRANS FUP1010
Diámetro de la tubería de suministro.	Pie de Rey
Diámetro de la tubería de retorno.	Pie de Rey
Demanda del Chiller.	PGD Chiller
Temperatura de entrada y salida del agua fría en el Chiller.	PGD Chiller
Consumo eléctrico de la enfriadora.	Analizador de Redes

Caudalímetro digital TDS-100

El caudalímetro por ultrasonido de la serie PCE-TDS 100 incorpora los últimos circuitos integrados creados por los famosos fabricantes de semiconductores Philips, Maxim, TI, Winbond, y Xilinx. El hardware cuenta con una facilidad de manejo, una alta precisión y una gran fiabilidad mientras que el software proporciona un manejo sencillo del interfaz y muchas más funciones. (Ibérica, 2014)

Emplea un circuito de encendido multi-pulso de baja potencia balanceado patentado que incrementa la resistencia anti interferencias para que el caudalímetro funcione correctamente incluso si se trabaja cerca de ambientes industriales con inversores de frecuencia de gran potencia. (Ibérica, 2014)

La instalación del método V es el modo más común para la medición diaria de tuberías cuyo diámetro interior van desde los 20 mm hasta los 300 milímetros. También se llama modo o método reflectivo. (Ibérica, 2014)

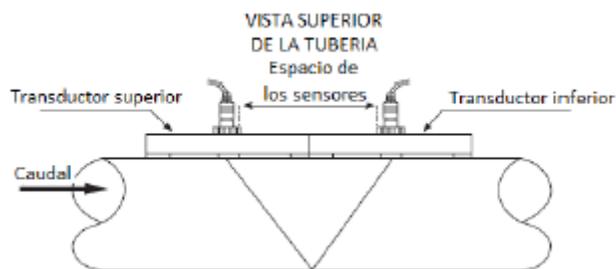


Figura 2.9: Método de medición en V. Fuente: (Ibérica, 2014)

SITRANS FUP1010 (portátil).

Este caudalímetro es ideal para todos los trabajos de monitorización del caudal en los que se requiere una gran precisión. Está también disponible en versión de juego de prueba de agua "todo incluido" para la industria del agua y aguas residuales.

Ejemplos de aplicación: agua de canalización y potable, lodos, mezcla de fangos activados y aguas residuales, sistemas de agua fría y caliente, energía térmica y operaciones por lotes.



Figura 2.10 : SITRANS FUP1010. Fuente: (1010, 2017)

En la tabla 2.3 se observa el rango de valores de los diferentes parámetros de operación con que cuenta el instrumento:

Tabla 2.3 : Especificaciones técnicas del instrumento. Fuente: (1010, 2017)

PARÁMETRO	RANGO DE VALORES
Rango de caudal	± 12 m/s (± 40 ft/s) bidireccional
Diámetros nominales	De DN 6 a DN 9140 (de 0,25" a 360")
Precisión	De $\pm 0,5$ a 2,0% con $\geq 0,3$ m/s (1 ft/s)
Capacidad de reproducción	$\pm 0,15\%$ con $\geq 0,3$ m/s (1 ft/s)
Entradas	4 analógicas, 2 de temperatura
Salidas	4 analógicas, 4 de estado, 2 de frecuencia
Comunicación	VT100 RS232
Temperatura ambiente	De -18 a 60 °C (de 0 a 140 °F)
Temperatura del medio	De -40 a 230 °C (de -40 a 450 °F)

Ventajas

- Facilita la aplicación local gracias a la portabilidad del aparato y una hora de carga rápida por cuatro horas de funcionamiento normal

- ✚ Resiste los daños por lluvia y manejo rudo que acabarían destruyendo la mayoría de los caudalímetros restantes
- ✚ Minimiza los costes de inversión gracias a la medición simultánea de dos líneas (versión de dos canales)
- ✚ Permite el almacenamiento de numerosos datos de punto de medición, por lo que es adecuado para la monitorización
- ✚ Mide una gran variedad de líquidos

Analizador de Redes:

El MI 2392 PowerQ Plus es un instrumento multifunción portátil para la medición y el análisis de sistemas trifásicos. Gracias a sus reducidas dimensiones y a su interfaz de fácil uso, el MI 2392 PowerQ Plus es ideal para llevar a cabo evaluaciones tanto rutinarias como complejas de la calidad de la energía, mientras que su carcasa resistente permite utilizarlo en entornos industriales con condiciones de trabajo severas. Los perfiles de medición predefinidos permiten la evaluación in situ de todos los principales parámetros de calidad de la energía (U, I, P, Q, S, PF, $\cos \phi$, THD, componentes armónicos individuales, etc.) incluso sin necesidad de utilizar un ordenador. El módulo de memoria integrado garantiza hasta cinco días de registro. El nuevo y potente software informático PowerView, que se suministra como parte del equipo estándar, permite la descarga, el análisis complejo y la comparación de los datos registrados, así como la creación de informes de prueba. (Metrel, 2013)



Figura 2.11: Analizador de redes MI 2392 Power Q Plus. Fuente: (Metrel, 2013)

Funciones de medición:

- ✚ Tensión TRMS.
- ✚ Corriente TRMS.
- ✚ Potencia (activa, reactiva, aparente).
- ✚ Factor de potencia, $\cos \varphi$.
- ✚ Energía (activa, reactiva, generada, consumida).
- ✚ Análisis de la calidad de la energía según la normativa EN 50160.
- ✚ Análisis de armónicos hasta el armónico 50, medición de la THD.
- ✚ Captura y registro de eventos en el suministro eléctrico (desconexiones, interrupciones, subidas, caídas).
- ✚ Diagrama de fases y desequilibrio.
- ✚ Monitorización y registro de corrientes de entrada.
- ✚ Características
- ✚ Tres entradas de corriente y tres de tensión.
- ✚ Medición y registro de los parámetros básicos de calidad de la energía (U, I, P, Q, S, PF, $\cos \varphi$, THD).
- ✚ Análisis de la calidad de la energía según la normativa EN 50160, incluida la impresión de informes estandarizados.
- ✚ Mediciones en 4 cuadrantes (generador y carga con carácter capacitivo o inductivo).
- ✚ Funciones de configuración rápida.
- ✚ Modos de osciloscopio y medición en línea.
- ✚ Cálculo del desequilibrio de tensión para sistemas trifásicos.
- ✚ Registro de anomalías y corrientes de entrada por medio de activadores ajustables.
- ✚ La pantalla LCD de gran tamaño permite la monitorización en línea de los resultados de las mediciones, ya sea en formato de tabla o de gráfica.
- ✚ El software informático PowerView incluido en el equipo estándar se utiliza para descargar y gestionar los datos registrados, así como para crear informes de prueba.

Termómetro por infrarrojos TESTO 845.

Descripción

El medidor de temperatura dispone de un indicador láser en cruz y de una óptica seleccionable para mediciones a lo lejos y de cerca. Por lo tanto, el termómetro por infrarrojos es ideal para la medición sin contacto de la temperatura superficial; tanto a distancias cortas como a grandes distancias. (Termómetro con infrarrojo con óptica seleccionable-testo 845, 2017)



Figura 2.12: TESTO 845. Fuente: (Termómetro con infrarrojo con óptica seleccionable-testo 845, 2017)

Ventajas:

- ✚ Con el medidor de temperatura de infrarrojos testo 845 medirá las temperaturas superficiales de manera rápida y fiable gracias a una precisión de referencia de $\pm 0,75$ °C y a la tecnología de medición rápida con un barrido de 100 ms.
- ✚ Con el enfoque lejano, podrá medir las temperaturas superficiales incluso cuando el objeto se encuentra a gran distancia. A una distancia de 1,2 m con respecto al objeto de medición, el diámetro del punto de medición es de solo 16 mm. Un indicador láser en cruz muestra el punto de medición real.
- ✚ En mediciones cercanas, la óptica seleccionable proporciona un punto de medición con un diámetro de solo 1 mm a una distancia de 70 mm. En este caso, la marca de medición se indica mediante un láser de dos haces.

- ✚ Para conmutar de la medición a lo lejos a la medición de cerca (enfoque cercano), simplemente coloque el interruptor deslizante en el medidor de temperatura de infrarrojos a la posición adecuada.

Conclusiones parciales

1. Se desarrolla un modelo sobre la base de métodos matemáticos y leyes de la termodinámica y transferencia de calor. El modelo describe cada uno de los elementos del sistema, lo que posibilita el análisis particularizado de cada uno y facilita en la determinación de las variables que inciden de forma significativa en la operación del sistema total.
2. El modelo desarrollado permite estimar la cantidad total de calor rechazado en el condensador, a partir de variables externas medibles, como: potencia eléctrica total, temperatura ambiente y temperatura de agua helada; con lo cual no se requiere conocer de magnitudes como presiones de trabajo o propiedades de la sustancia en diferentes puntos del ciclo de refrigeración.
3. Los instrumentos de medición utilizados permitieron realizar el registro de mediciones de las variables que intervienen en el modelo, tales como: flujos de suministro y retorno del agua caliente, temperaturas en los circuitos de agua caliente, y consumo de potencia de los *Chiller*, variables imprescindibles para la determinación de los perfiles de demanda de la instalación.

CAPITULO III. ANALISIS DE RESULTADOS

3.1. Introducción del capítulo

En este capítulo se analizan los resultados de la metodología propuesta para evaluar el comportamiento operacional del sistema de climatización centralizado con recuperación de calor para producción de agua caliente sanitaria en una instalación hotelera. Para ello se parte de mediciones de los parámetros reales de operación. Las mediciones se realizaron durante el mes de noviembre, temporada de invierno, con temperatura ambiente entre los 23 y 27⁰C, y el hotel se mantuvo con más del 70% de ocupación en todo el período. Para estas condiciones el sistema de climatización estuvo trabajando a cargas parciales, debido a las bajas temperaturas ambientes en esta época del año. La demanda del sistema se mantuvo por debajo 50% casi todo el tiempo. Los parámetros de operación del sistema total se muestran en la tabla 3.1.

Tabla 3.1: Parámetros de operación del sistema total. Fuente: (Rodríguez, 2017)

Parámetros	Frioclima	Climaveneta
P_{des} : Presión descarga	10,2 (bar)	10.1(bar)
P_{suc} : Presión succión	2,3 (bar)	2.3(bar)
Sobrecalentamiento	7 ⁰ C	5 ⁰ C
Subenfriamiento	4 ⁰ C	3 ⁰ C
Eficiencia isentrópica del compresor	0,80	0,80
T_s : Temperatura de suministro del agua helada, ⁰ C;	8,9 ⁰ C	8.6 ⁰ C
T_r : Temperatura de retorno del agua helada, ⁰ C	12 ⁰ C	11.8 ⁰ C
Temperatura ambiente	(23 – 27) ⁰ C	

Flujo del circuito primario de agua caliente	5.83 kg/s
Flujo del circuito secundario de agua caliente,	2.78 kg/s.
Temperatura de suministro de agua caliente sanitaria	51 ⁰ C
Temperatura de retorno de agua caliente sanitaria	46 ⁰ C.
Temperatura de agua de reposición,	25 ⁰ C.
Temperatura del agua circuito primario a la entrada del ICP	(58-61) ⁰ C
Temperatura del agua circuito primario a la salida del ICP	56 ⁰ C

3.2. Análisis del comportamiento operacional del sistema del hotel Jagua

El sistema de climatización centralizada del hotel recupera calor en la descarga de los compresores de las enfriadoras y éste es transferido al agua en el circuito primario de agua caliente alcanzando valores de hasta 65°C. Cuando el sistema opera a condiciones de carga parcial y trabaja un solo compresor, la temperatura no sobrepasa los 57°C y como consecuencia se requiere del funcionamiento del calentador auxiliar para garantizar la temperatura de envío del agua caliente de servicio a 51-52 °C.

En meses de invierno la situación se torna más crítica cuando el funcionamiento de los compresores es menor y debe permanecer el calentador auxiliar encendido la mayor parte del tiempo para mantener la temperatura del agua en el circuito primario a 65°C.

En estos momentos en el hotel no existe un sistema automático que permita que el sistema opere por sí solo en el encendido y apagado del calentador auxiliar, por lo que su funcionamiento depende del personal que labora en esta área, el cual, por su experiencia y conocimiento de la dinámica del funcionamiento y demandas de los servicios del hotel, establece los horarios en que debe encenderse la caldera de apoyo, el cual es coincidente con las horas de mayor consumo de agua caliente.

3.3. Determinación del perfil de demanda de agua caliente sanitaria (ACS).

Para la confección del perfil diario de la demanda de ACS del hotel, se realizaron mediciones de flujo en las tuberías de suministro y retorno del agua caliente, tomados en intervalos de 10 minutos durante las 6:30am hasta las 11:40pm. No se tuvo en cuenta horario de madrugada pues no existe consumo, solo opera la bomba de recirculación. Para las lecturas se utilizó un caudalímetro digital portátil, ubicado uno en cada una de las tuberías de suministro y retorno respectivamente. Un termómetro infrarrojo, marca TESTO 485 se utilizó para medir la temperatura. Las especificaciones técnicas de los instrumentos se detallaron en el capítulo 2. La ocupación del hotel durante los dos períodos de mediciones fue de 73% y 96% respectivamente.

Se tuvo en consideración lo planteado según la Resolución # 58/95 del INRH para hoteles 4 estrellas, la norma de consumo por habitaciones de 0,65 m³ de agua diario, teniendo presente que, de este volumen de agua, alrededor de un 10% sea agua caliente.

Con el comportamiento del suministro y retorno del agua caliente, se obtienen valores de consumo real de agua caliente del hotel para diferentes horarios de la demanda, según se muestra en la figura 3.1

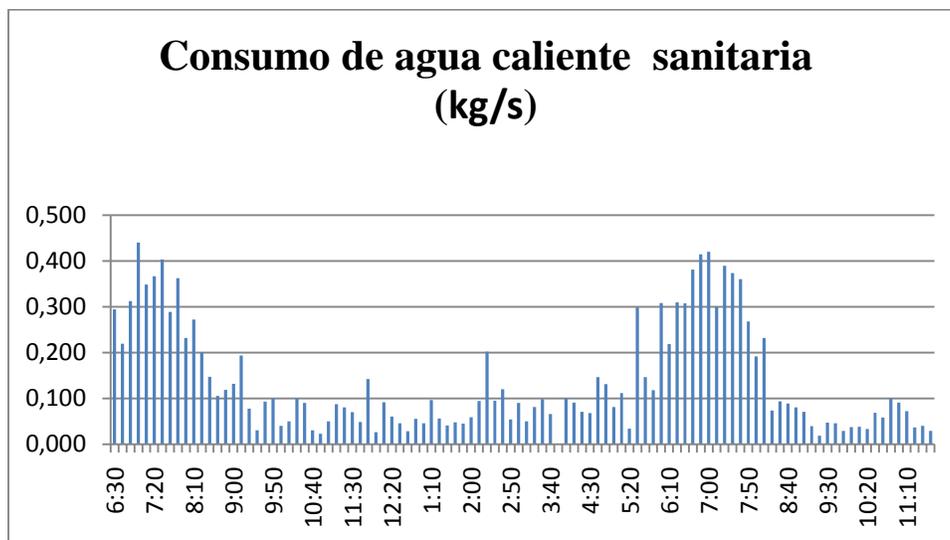


Figura 3.1: Comportamiento del consumo diario de agua caliente sanitaria. Fuente:
(Rodríguez, 2017)

Los mayores consumos de agua caliente, se concentran en horarios de la mañana (6:30 – 8:30 am) en la tarde (5:00 – 8:30 pm). Esto responde a que en esos intervalos el hotel tiene un mayor por ciento de ocupación y se utiliza más el agua caliente en baños, cocina y otros

servicios. Durante el resto del día el hotel presenta muy poca demanda de agua caliente, solo reservada a la limpieza y ciertas labores de cocina etc., siendo así justificados estos valores tan bajos de consumo. Durante la madrugada se considera el consumo de agua caliente correspondiente a la recirculación del sistema para garantizar respuesta inmediata en la línea de agua caliente.

3.4. Determinación de los perfiles de demanda de potencia de las enfriadoras.

A partir de las mediciones de potencia de las enfriadoras fue posible determinar el comportamiento operacional del sistema de climatización para diferentes horarios del día y niveles de ocupación del hotel en condiciones de temporada de invierno y bajas demandas de enfriamiento.

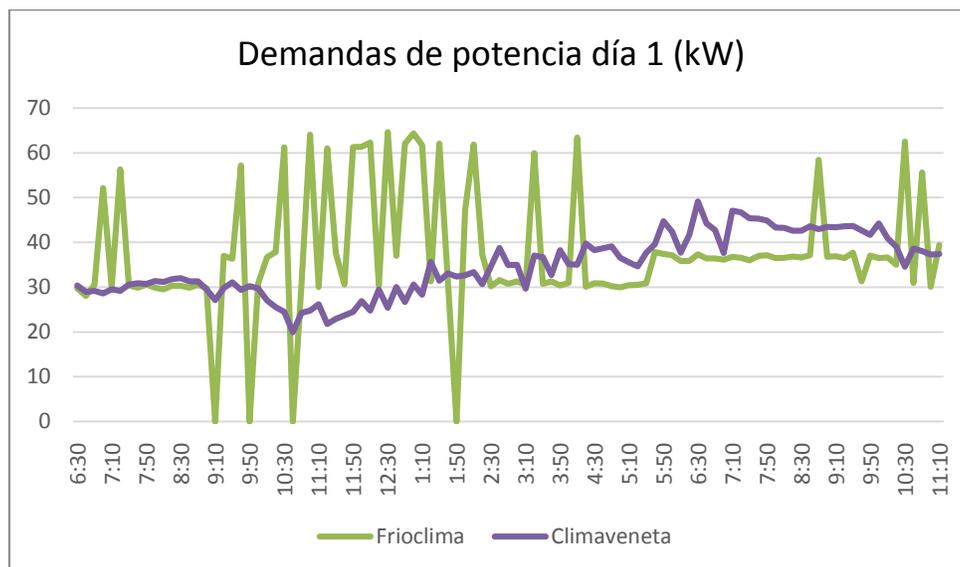


Figura 3.2: Análisis de potencia para el día 1. Fuente: (Rodríguez, 2017)

El primer gráfico (figura 3.2) corresponde a un día con 73% de ocupación del hotel y temperaturas entre los $(23 - 27)^{\circ}\text{C}$. Las mediciones de potencia de ambas enfriadoras en este día evidencian el comportamiento operacional del sistema de climatización. Se puede observar que la enfriadora Climaveneta mantiene una operación más estable que la Frioclima, esta última con picos cero de potencia que representan momentos de parada de los compresores, lo cual es característico de la operación de estos sistemas cuando trabajan a cargas parciales.

En determinados momentos del día, cuando la demanda de climatización es baja, y la temperatura de agua helada alcanza el valor establecido por el set point, los compresores dejan de funcionar. Solamente se mantiene en funcionamiento el sistema de bombeo para garantizar la impulsión del agua helada hacia los locales a climatizar.

De acuerdo a los valores de potencia registrados se pudo constatar que a pesar de la baja demanda de climatización se mantuvieron encendidas las dos enfriadoras todo el tiempo, ambas trabajando alrededor del 30% de su capacidad de enfriamiento, lo que se considera innecesario considerando que una sola enfriadora es capaz de satisfacer la demanda del día entero bajo estas condiciones. Siendo éste uno de los aspectos a considerar en el análisis de la estrategia de operación actual del sistema.

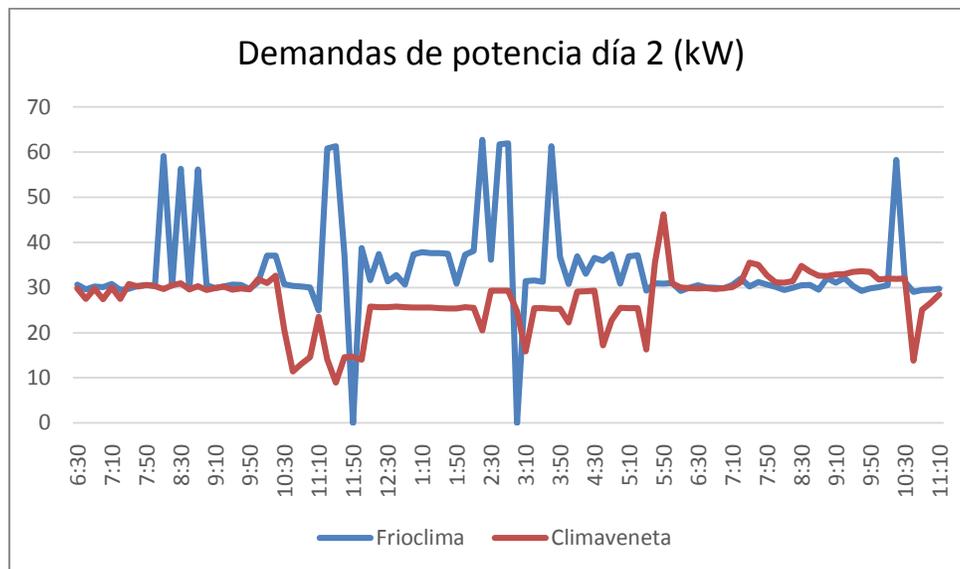


Figura 3.3: Análisis de potencia para el día 2. Fuente: (Rodríguez, 2017)

Para el segundo día de análisis (figura 3.3) el hotel estuvo a un 96 % de ocupación, y las temperaturas ambientales entre los 23- 27 °C como en el caso anterior. Para este día, aunque la ocupación fue mayor, la temperatura del día se mantuvo agradable y no se requirió una mayor demanda de climatización. Por tanto, los valores de potencia de ambos días están en el mismo orden, alrededor de los 30kW promedio. Se observa la mayor parte del tiempo una operación mejor compartida de las enfriadoras, aun así, la baja demanda de enfriamiento no requiere del funcionamiento de las dos máquinas, puesto que con una sola enfriadora se garantiza.

En ambos casos, independientemente de la alta ocupación del hotel en esta temporada, se demuestra la influencia de la temperatura ambiente en la operación del sistema, puesto que

estos se caracterizan por altos consumos en correspondencia con valores altos de temperaturas en determinados horarios del día.

Por otra parte, este tipo de hotel de tránsito tiene la característica de mantenerse vacío durante la mayor parte del día, y comienza a ocuparse en los horarios de la tarde después de las 4:30pm, con la llegada de los turistas, y en la mañana. El resto del tiempo el sistema de climatización del hotel está destinado a oficinas, y algún otro servicio contratado, por ejemplo, salón de reuniones, que requiere de una manejadora de aire, y cabaret que requiere de dos manejadoras.

3.5. Modelación del proceso de condensación.

Para la modelación del proceso de condensación se consideró en este estudio un modelo estadístico de superficie, el cual se desarrolló a partir de variables conocidas que se obtuvieron por datos del fabricante de cada una de las enfriadoras. De esta forma es posible modelar el proceso para cualquier condición de operación de la enfriadora sin necesidad de recurrir a variables o parámetros del ciclo de refrigeración de difícil determinación como serían, las propiedades de la sustancia de trabajo en cada punto del ciclo.

El modelo fue desarrollado a partir de los datos de fabricante tales como: potencia de compresores, capacidad de enfriamiento para diferentes condiciones de temperatura ambiente 30°C, 35°C y 40°C, y temperatura de agua helada en el evaporador 5, 6, 7 y 8°C, así como y datos de funcionamiento de la enfriadora para condiciones de operación desde el 10% hasta el 100% de la capacidad de enfriamiento.

Se muestra un buen ajuste con una correlación entre las variables de un 99%, como se describe en a tabla 3.2:

Tabla 3.2: Resultados de la modelación de Qcond. Fuente: (Rodríguez, 2017)

PARÁMETROS	CHILLER FRIOCLIMA	CHILLER CLIMAVENETA
Correlación	99,9%	99,9%
Error estándar del estimado	1,064	1.61995
Error absoluto medio	0,98	1.62803
Desviación estándar	1.00548	1.57769
Intervalo de confianza	95%	95%

Validación del modelo Q_{cond} .

El modelo de Q_{cond} fue validado con datos de mediciones reales de los parámetros de operación de las enfriadoras, tales como potencia eléctrica total, temperatura de agua helada y temperatura ambiente. La potencia eléctrica total de la enfriadora fue medida en intervalos de cada 10 minutos con un analizador de redes ubicado en cada chiller (según los gráficos de potencia descritos en el epígrafe 3.4). Se tomaron lecturas durante 20 días. La temperatura del agua helada y la temperatura ambiente fueron medidas desde el chiller.

La superficie de respuesta estimada para Q_{cond} en función de las variables independientes T_{amb} y P_{total} (para $T_{ah} = 8^{\circ}\text{C}$) que se obtiene con este modelo se muestra en la siguientes figuras.

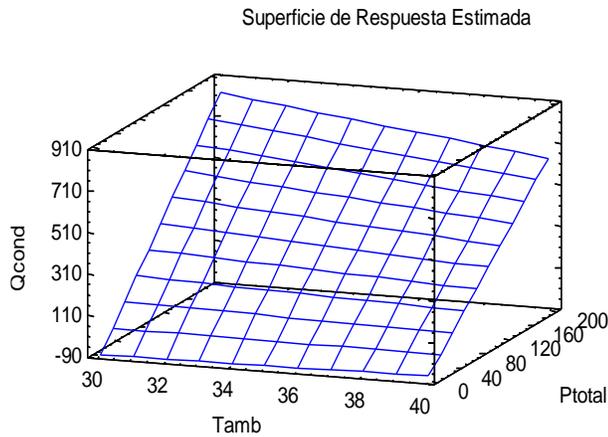


Figura 3.4: Chiller Frioclima.
Fuente: (Statgraphics)

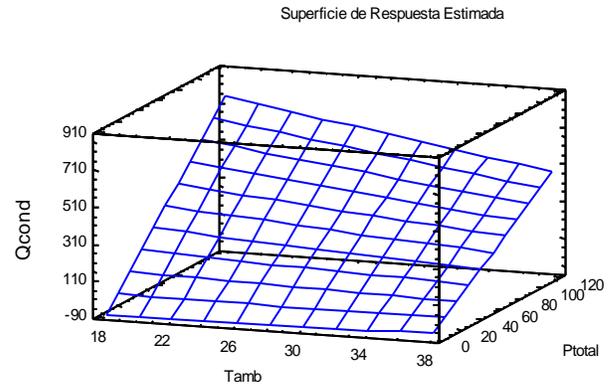


Figura 3.5: Chiller Climaveneta.
Fuente: (Statgraphics)

Comparación de los resultados observados vs predichos por el modelo.

Para la validación de los resultados obtenidos se establece una comparación entre los valores proporcionados por el fabricante y los estimados por el modelo. Se puede apreciar estrecha relación entre los valores estimados y reales, según los gráficos 3.6 y 3.7 para cada enfriadora respectivamente. La calidad del ajuste se expresa a partir del coeficiente de correlación R^2 , el cual ofrece una medida de cuán útil puede ser el modelo en la predicción de los valores de la variable dependiente, en este caso Q_{cond} . Cuando el valor de la R^2 se aproxima a 1 es que existe una buena correlación entre los datos y el modelo.

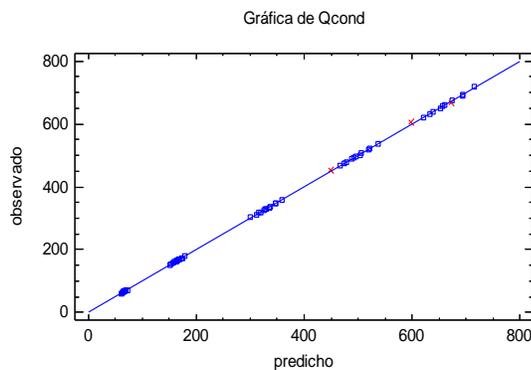


Figura 3.6: Chiller Frioclima.
Fuente: (Statgraphics)

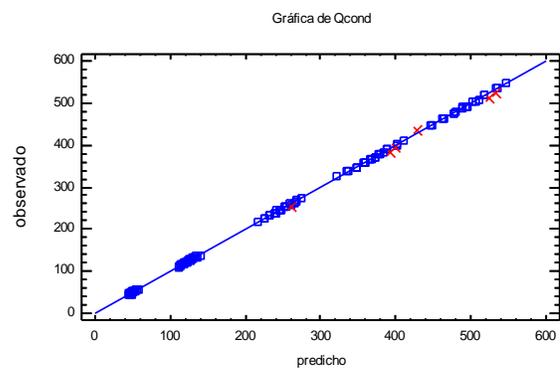


Figura 3.7: Chiller Climaveneta.
Fuente: (Statgraphics)

Para el modelo empleado en la estimación del calor de condensación de ambas enfriadoras ofrece una correlación de $R^2 = 99,9\%$ lo cual indica una buena calidad en la predicción de la variable Q_{cond} .

3.6. Análisis de las demandas de calor

Con la obtención del modelo de Q_{cond} es posible estimar la cantidad de calor recuperado considerando que se recupera alrededor de un 20% del calor total de condensación.

A partir de la determinación del perfil de demanda de ACS que aparece en el epígrafe 3.3 y las mediciones de temperaturas en los circuitos de suministro, retorno y reposición de agua caliente sanitaria, se calcula la demanda de calor del sistema que debe satisfacerse en la instalación. Las condiciones para las que fue evaluada la instalación fueron para las de máxima ocupación de acuerdo a los perfiles de consumo de ACS.

Se determinó el comportamiento de los calores de recuperación para cada enfriadora en los días señalados, lo cual se muestra en las figuras 3.8 y 3.9.

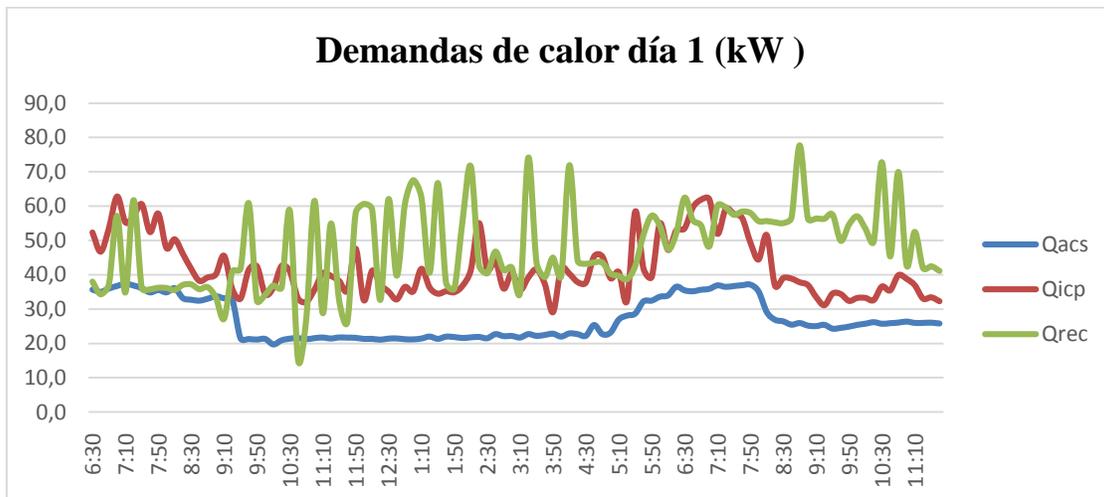


Figura 3.8: Análisis de la demanda de calor para el día 1. Fuente: (Rodríguez, 2017)

Para el día 1, el hotel estaba en un 73% de ocupación, prácticamente durante todo el día la cantidad de calor total que se recupera satisface los requerimientos del sistema de ACS, no así en el horario de la mañana entre las 6:30am - 9:10am donde la demanda de calor se comportó por encima de la cantidad de calor recuperado. Para el resto del día el potencial térmico aprovechado logra satisfacer la demanda de calor.

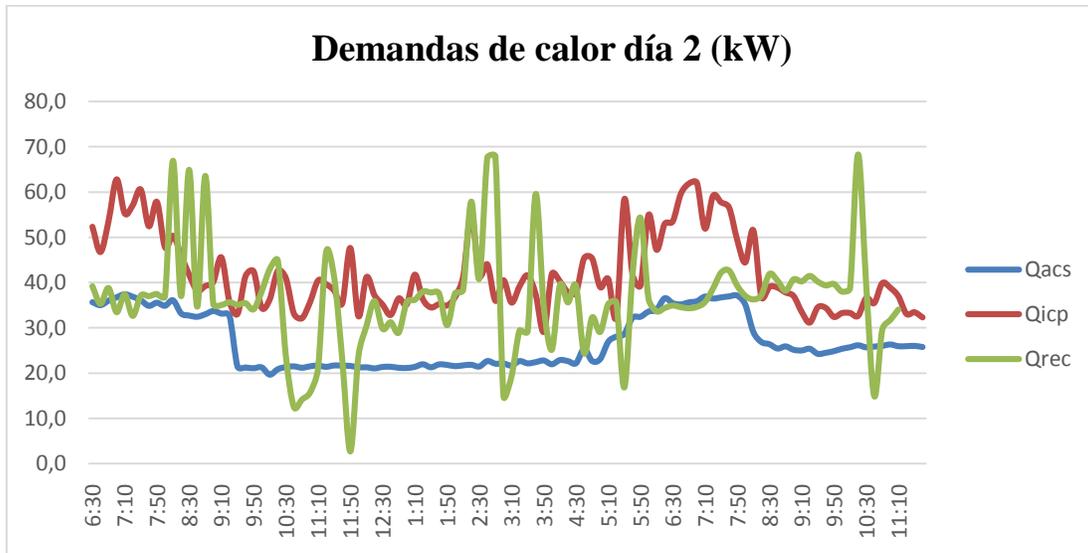


Figura 3.9: Análisis de la demanda de calor para el día 2. Fuente: (Rodríguez, 2017)

Para el segundo caso la capacidad del hotel fue de 96% de ocupación, como se puede observar en el gráfico anterior, existen períodos en el día donde no se satisface la demanda de calor, estos horarios son coincidentes con los de estancia de los huéspedes en el hotel. Por ser una época del año donde la temperatura ambiente no es alta, no existe gran demanda de climatización, por lo tanto, los compresores trabajan menor tiempo y a su vez la recuperación de calor se comporta de manera inestable y no es suficiente. Sin embargo al ser alta la ocupación del hotel, la temperatura ambiente en este caso favorece a que la demanda de calor sea mayor en este caso, y se necesita calentamiento auxiliar para lograr la temperatura requerida para el agua caliente de consumo.

3.7. Requerimientos de calentamiento auxiliar

A partir del comportamiento de las demandas de calor mostradas en los gráficos anteriores es posible determinar la cantidad de calor requerido por el apoyo para satisfacer los valores de temperatura deseados en la entrada del intercambiador de calor de placas, con la cual se garantiza una temperatura de suministro de 51⁰C.

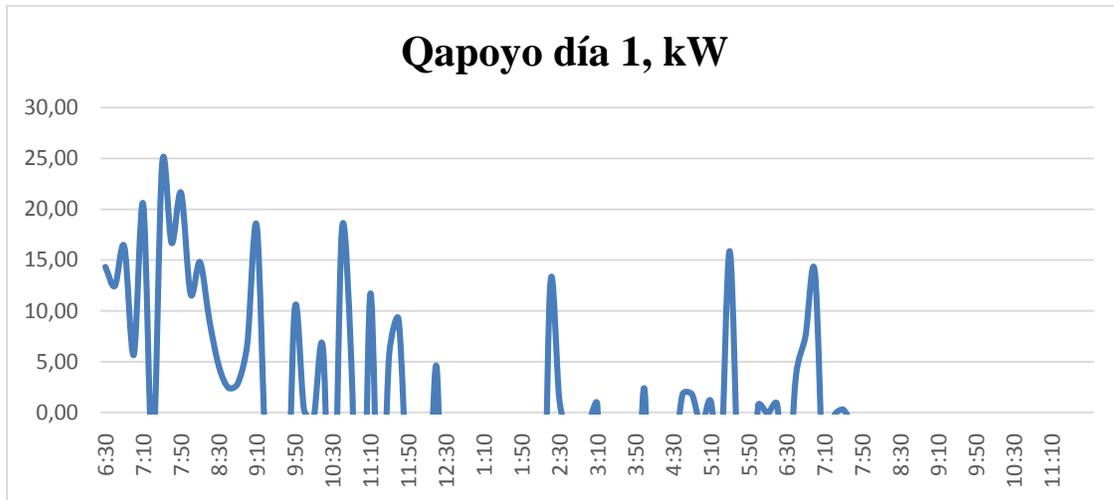


Figura 3.10: Análisis del calentador auxiliar para el día 1. Fuente: (Rodríguez, 2017)

Como se muestra en la figura la cantidad de calor auxiliar para satisfacer las necesidades de agua caliente es mayor en el horario de la mañana de 7:00am a 8:00am, donde los clientes realizan sus aseos personales. Durante el resto del día se puede manifestar este comportamiento de forma irregular de acuerdo a las otras necesidades que se realizan en el hotel.

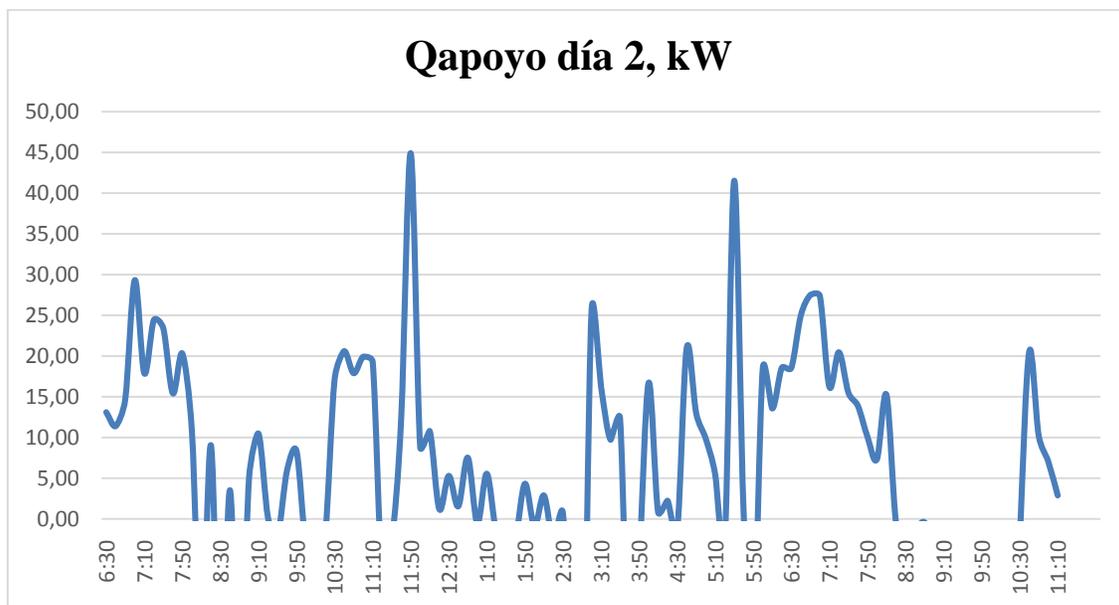


Figura 3.11: Análisis del calentador auxiliar para el día 2. Fuente: (Rodríguez, 2017)

En el segundo caso, existe un comportamiento irregular durante todo el día por lo que se evidencia la necesidad de apoyo la mayor parte del tiempo para lograr la temperatura de agua caliente requerida. Los picos altos que se observan en los gráficos corresponden a etapas en que no trabajó alguna de las dos enfriadoras, sin embargo, hubo consumo de agua

caliente debido a otros servicios de rutina que lo requieren, por ejemplo: labores de cocina y limpieza.

Analizando el comportamiento de las temperaturas en el circuito primario de agua caliente en la salida del recuperador de calor, ésta oscila alrededor de los 57-59°C ambos días (gráfico 3.12), por debajo de los requerimientos para instalaciones hoteleras.

El comportamiento de estas temperaturas nos muestra que para estas condiciones de operación en el sistema siempre se requiere de apoyo para satisfacer la temperatura adecuada de ACS.

No obstante a los requerimientos establecidos para estas instalaciones, el hotel tiene sus medidas en cuanto a la estrategia de operación del sistema, por lo que solo se enciende sistema de apoyo en los horarios comprendidos entre las 6:00am a 8:00am y de 6:00pm a 8:00pm, por ser los horarios de mayor consumo de agua caliente. De ésta forma el hotel ahorra combustible que se destina al calentamiento auxiliar de agua.

Con esta estrategia de operación, se considera que el sistema satisface los picos de demanda en los horarios requeridos por los huéspedes, y el resto del tiempo no se considera imprescindible. Además, no han existido quejas de los turistas por mal servicio del hotel.

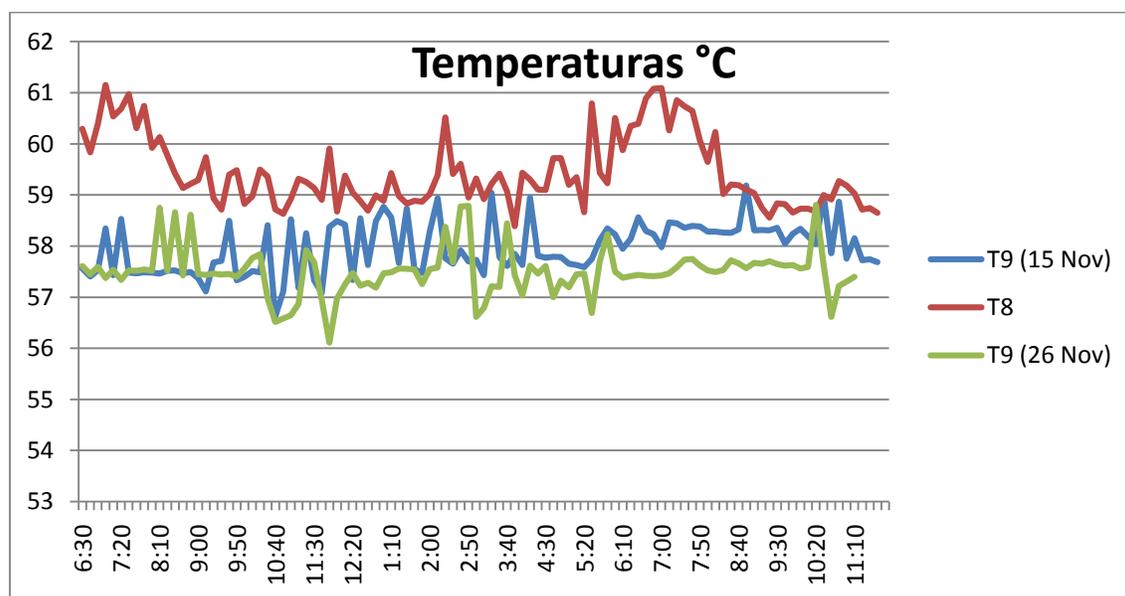


Figura 3.12: Comportamiento de la temperatura del agua en el circuito primario de agua caliente en la entrada y salida del calentador auxiliar. Fuente: (Rodríguez, 2017)

3.8. Evaluación del desempeño energético de las enfriadoras

Se evalúa el coeficiente de desempeño energético de ambas enfriadoras para las condiciones de operación actuales del sistema. Conociendo los parámetros de trabajo que se declaran en la tabla 3.1.

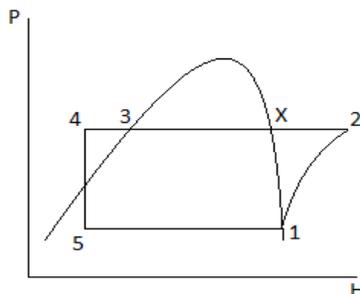


Figura 3.13: Diagrama P-h. Fuente: (Rodríguez, 2017)

Con el uso del software Coolpack, se determinaron las propiedades de la sustancia de trabajo en cada punto del ciclo, como se muestra en la tabla 3.3, para las condiciones de operación actuales del sistema trabajando a cargas parciales

Tabla 3.3: Entalpía en cada uno de los puntos. Fuente: (Rodríguez, 2017)

Parámetros	Frioclima	Climaveneta
h_1	399.6 kJ/kg	398.46 kJ/kg
h_2	445.5 kJ/kg	442.64 kJ/kg
h_x	420.32 kJ/kg	418.32 kJ/kg
h_3	261.63 kJ/kg	256.06 kJ/kg
h_4	254 kJ/kg	251.40 kJ/kg
h_5	254 kJ/kg	251.40 kJ/kg
T_2	65.65 ⁰ C	61.45 ⁰ C

La evaluación del coeficiente de desempeño energético demuestra que ambas máquinas poseen una eficiencia acorde a los valores de que establecen los fabricantes de este tipo de enfriadoras, teniendo en cuenta los años de explotación y el régimen de operación de las mismas. En el caso de la enfriadora Climaveneta, ésta es un poco más moderna que la Frioclima, y solamente tiene 2 años de explotación. Los parámetros de operación de ambas para la determinación del COP fueron obtenidos de la misma máquina. Con el objetivo de hacer el ciclo lo más cercano posible a las condiciones reales de operación, se estimaron los valores de sobrecalentamiento y subenfriamiento conociendo las diferencias de temperaturas a la entrada del compresor y temperatura de evaporación, y entrada de la válvula y temperatura de condensación. Estas diferencias de temperatura se obtuvieron por medio de mediciones en la línea de succión del compresor y entrada de la válvula de expansión.

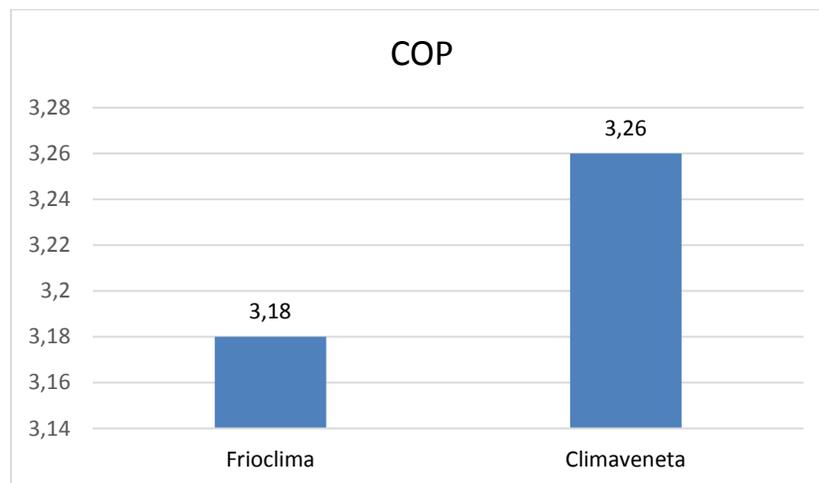


Figura 3.14: Coeficiente de desempeño de las enfriadoras. Fuente: (Rodríguez, 2017)

3.9. Evaluación de la eficiencia del sistema con recuperación de calor.

Considerando que el sistema se encuentra trabajando en condiciones de operación estables para un 33,3 % de demanda la Frioclima y 41,8% de demanda la Climaveneta, los resultados de análisis termodinámico ofrecen un valor de COP = 3,76 para el sistema total con recuperación de calor, determinado por la expresión:

$$COP_{rec} = \frac{\sum Q_e + \sum Q_{rec}}{P_{total}} \quad (3.1)$$

Dónde:

ΣQ_e : Sumatoria de la potencia frigorífica operando en la instalación, kW.

ΣQ_{rec} : Sumatoria del calor absorbido en la recuperación, kW.

P_{total} : Potencia eléctrica total de la instalación, kW.

Bajo estas condiciones, fue posible evaluar el potencial real de aprovechamiento de calor en el recuperador de calor que para este caso se encuentra entre el 12 – 13 % del calor total de condensación, lo cual confirma que el sistema aprovecha un bajo por ciento de recuperación de calor, inferior a lo que se declara en la literatura, (20-25%) lo cual confirma la necesidad de utilizar calentadores de apoyo para satisfacer las necesidades de agua caliente.

3.10. Evaluación de la efectividad térmica de los intercambiadores de calor.

Para la evaluación de la efectividad térmica de los intercambiadores de calor se emplea el método de NTU-efectividad, basado en la determinación de la cantidad de calor transferida respecto a la máxima cantidad de calor posible a transferir durante el proceso.

En el caso del intercambiador de calor de placas del circuito secundario la efectividad térmica es de 0,83. Este valor es adecuado para el funcionamiento de estos equipos acorde a los valores que se reportan en la literatura para intercambiadores de placas de acero inoxidable.

Por su parte los recuperadores de calor no muestran un buen desempeño para las condiciones actuales, los valores de efectividad son del orden de 0,34 – 0,36, para temperaturas de salida del agua entre los 57 – 59 °C. Aunque para varios tipos de recuperadores en otras aplicaciones se reportan valores de efectividad entre 0,16 y 0,76 (Srimuang & Amatachaya, 2012), los valores medios están alrededor de 0,55. De acuerdo con reportes de la literatura consultada (Imbert & Guillén, 2014), este indicador debe mantenerse sobre el 60 % para ser considerado bueno.

Conclusiones parciales

1. A partir de los gráficos de potencia se conoce el comportamiento operacional del sistema de climatización. Se observa que a pesar de que la evaluación del sistema se realizó en temporada de invierno, cuando las temperaturas ambientales no eran altas comparadas con el resto del año, y la demanda de climatización fue baja, existe un sobredimensionamiento del sistema y la estrategia de operación actual no favorece al ahorro de energía puesto que para bajas demandas de climatización permanecieron las dos enfriadoras trabajando durante todo el día.
2. La determinación del perfil de demanda térmica de la instalación, permitió comprobar que bajo las condiciones de operación actuales del sistema no se logran satisfacer la mayor parte del tiempo los valores de temperaturas para el consumo de ACS, lo cual no cumple con las exigencias técnicas del hotel y se requiere de utilizar calentamiento auxiliar.
3. El funcionamiento del calentador de apoyo depende de la estrategia que establece el operador, solo se enciende en horario de la mañana y la tarde alrededor de 2 horas. En esos horarios se satisfacen sin problema los mayores picos de demanda térmica.

CONCLUSIONES GENERALES:

1. El modelo desarrollado permite estimar la cantidad total de calor rechazado en el condensador, a partir de variables externas medibles: potencia eléctrica total, temperatura ambiente y temperatura de agua helada; y se puede prescindir de magnitudes desconocidas en diferentes puntos del ciclo de refrigeración.
2. El modelo en general, permite evaluar el comportamiento energético en los sistemas centralizados con recuperación de calor y establecer estrategias de operación que garanticen el menor consumo de potencia de las enfriadoras.
3. La operación actual del sistema del hotel Jagua, para condiciones de temporada de invierno, donde la temperatura es baja, y la ocupación del hotel es alta, logra satisfacer en gran medida los requerimientos de demanda de agua caliente de la instalación. Aunque se detectaron algunas insuficiencias en la operación del sistema sobre las que se puede actuar con vistas a establecer estrategias de operación óptimas, que favorezcan tanto una operación más eficiente del sistema como al ahorro energético.
4. Sin dudas la recuperación de calor es una técnica favorable en estos sistemas, tanto para la operación de las enfriadoras favoreciendo al proceso de condensación, como a la producción de agua caliente sanitaria, que se no ser así ocasionaría grandes gastos de combustible para garantizar este servicio de uso imprescindible en instalaciones hoteleras.

RECOMENDACIONES

1. Que se implemente en el hotel un sistema automático de mediciones y un sistema de control de procesos con el que se puedan establecer estrategias de operación en función del comportamiento horario, para así buscar el mejor funcionamiento operacional del sistema sin tener que depender de las posibilidades que nos brinda el operario.
2. Se recomienda para trabajos posteriores incorporar en el estudio el análisis de la segunda ley de la termodinámica, para la evaluación de la eficiencia exergética del sistema, y análisis termoeconómico que permita la evaluación de los costos exergéticos y posible optimización del costo total de los productos de la instalación.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (2009). *Catálogo Técnico Frioclima. CT.CHAWT-R134a*.
- Guía Para la Prevención de la Legionella en Instalaciones*. (2011). Recuperado de www.laprevencion.com/prevencion
- (2017). *Termómetro con infrarrojo con óptica seleccionable-testo 845*. España.
- Lee, J. W. (1996). Thermal Performance Of A Residential Desuperheater/Water System. *Energy Conversion Management*, 389-397.
- Atkinson; Colvin. (2009). Solar hot water-heating system. *Ashrae*, 44-53.
- Ayompe. (2013). Analysis of the thermal performance of a solar water heating system with flat plate collectors in a temperate climate. *Thermal engineering*, 447-454.
- Becerra, J. C. (2015). *Análisis termoeconómico del sistema integrado de climatización y producción de agua caliente del Hotel Jagua*. (Trabajo de Diploma) Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos.
- Bernardo. (2012). Retrofitting Domestic Hot Water Heaters for Solar Water Heating Systems in Single-Family Houses in a Cold Climate: A Theoretical Analysis. *Energies*, 4110-4131.
- Castro, P. (2016). *Evaluación energética de la operación de los sistemas de agua caliente sanitaria a flujo constante en hoteles*. (Trabajo de Diploma) Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos.
- (s.f.). *Catálogo de bombas*.
- F.W. Y, K.T. Chan. (2007). *Optimum load sharing strategy for multiple-chiller systems serving air-conditioned buildings*. China.
- Fabrizio. (2014). Integrated HVAC and DHW production systems for Zero Energy Buildings. *Renewable and sustainable energy reviews*, 515-541.
- Fazelpour, F. (2014). Exergoeconomic analysis of carbon dioxide transcritical refrigeration machines. *International Journal of Refrigeration*.
- Gorrín, M. O. (2010). *Indicadores de eficiencia energética en hoteles turísticos en Cuba*.
- Gorrín, O. C. (2010). *Indicadores de eficiencia energética en hoteles turísticos en Cuba*.
- Gorrín, O. C. (s.f.). *Indicadores de eficiencia energética en hoteles turísticos en Cuba*.
- Goto. (2006). Operation of air conditioning machine with an additional condenser, *Trans. JSME*, 243-250.
- Goto. (2007). *A energy saving methodology for legacy air conditioning systems performance of an additional condenser and its application to a hot water supply*.

- Guangcai Gong , Feihu Chen, Huan Su, Jianyong Zhou. (2012). *Thermodynamic simulation of condensation heat recovery characteristics of a single stage centrifugal chiller in a hotel.* China.
- Guangcai Gong , Feihu Chen, Huan Su, Jianyong Zhou. (s.f.). *Thermodynamic simulation of condensation heat recovery characteristics of a single stage centrifugal chillers in a hotel.* China.
- Guangcai Gong , Wei Zeng , Liping Wang , Chih Wub. (2008). *A new heat recovery technique for air-conditioning/heat-pump system.* U.S.A.
- Guangcai Gong, Wei Zeng, Liping Wang, Chih Wub. (2008). *A new heat recovery technique for air-conditioning/heat-pump system.* U.S.A.
- Gutierrez, F. (2016). *The tourism industry & energy: Investment opportunities, Energy & Infrastructure Summit Cuba.*
- Hengel, F. (2016). *Performance analysis of a heat pump with desuperheater for residential buildings using different control and implementation strategies.* Austria.
- Ibérica, P. (2014). *Catálogo virtual.*
- Imbert, J., & Guillén, R. (2014). *Evaluación de un recuperador de calor en una industria frigorífica". Ingeniería mecánica, 12-21.*
- Instituto para la Diversificación y Ahorro de energía. (2010). *Guía técnica: Ahorro y recuperación de energía en instalaciones de recuperación.* España.
- Khalil, D. Y. (2007). *Análisis termodinámico para la producción de agua caliente sanitaria.* (Trabajo de Diploma) Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos.
- Kunxiong Tan, Shiming Deng. (2002). *Asimulation study on a water chiller complete with a desuperheater and a reversibly used water cooling tower (RUWCT) for service hot water generation.* Hong Kong.
- M. Tamaro, C. Montagud,* , J.M. Corber, A.W. Mauro. (2015). *A propane water-to-water heat pump booster for sanitary hot water production: Seasonal performance analysis of a new solution optimizing COP.* España.
- Metrel. (2013). *Analizador de redes portátil.*
- Montero, L. (2014). *Agua caliente sanitaria en hoteles con Climatización centralizada todo-agua: Comportamientos operacionales.*
- Montero, Laurencio; Góngora, Leyva. (2008). *Aplicación del toolbox- matlab en la estimación de Gestión Total Eficiente de Energía.* Holguín.
- Montero, R. (2014). *Procedimiento para la optimización energética de la operación de los sistemas de climatización centralizados todo agua en hoteles. .*
- Pacheco, V. H. (2010). *Estudio energético del sistema de climatización centralizada del hotel Jagua.* (Trabajo de Diploma) Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos.

- Rodríguez. (2017). *Elaboración propia*.
- Rodríguez, D. (2017). *Elaboración propia*.
- Ruano, J. V. (2011). *Materiales en formato digital del Curso Gestión de los Servicios Técnicos, del Diplomado Gestión de Empresas Hoteleras*. . Varadero.
- Ruano, Juan Valentín García. (2011). *NUEVOS INDICADORES DE CONSUMO DE PORTADORES ENERGÉTICOS EN HOTELES*. Matanzas.
- Salcedo. (2011). *Influencia del estudio de la tecnología de vacío en Tubos sobre la eficiencia para el calentamiento de Agua usando la energía solar*.
- S. F. (2017). Instrumentación de procesos. *Siemens*.
- Srimuang, W., & Amatachaya, P. (2012). A review of the applications of heat pipe heat exchangers for heat recovery". *Renewable and sustainable Energy Reviews*, 4303-4315.
- Statgraphics. (s.f.).
- Torres, A. (2014). *Modelado del sistema de climatización centralizado del "Hotel la Unión"*. Cienfuegos.
- X.S. Jiang, Z.X. Jing, Y.Z. Li, Q.H. Wu, W.H. Tang. (2014). *Modelling and operation optimization of an integrated energy based direct district water- heating system*. China.
- Xiupeng Wei, Guanglin Xu, Andrew Kusiak. (2014). *Modeling and optimization of a chiller plant*. U.S.A.
- Yarelis Valdivia Nodal, Alwin, Ivan Edgar, Margarita Lapido, Mario Alvarez Guerra. (2012). *Alternativas de producción de agua caliente sanitaria en sistemas de climatización centralizada*. Cienfuegos.
- Yu, F. W; y Chan, K. T. . (2007). Optimum load sharing strategy for multiple-chiller systems serving air-conditioned buildings. . *Building and Environment* 42, 1581- 1593.
- Zhaolin Gu , Hongjuan Liu, Yun Li. (2004). Thermal energy recovery of air conditioning system- heat recovery system calculation and phase change materials development. *Energy* , 1747-1758.

ANEXOS
Anexo 1

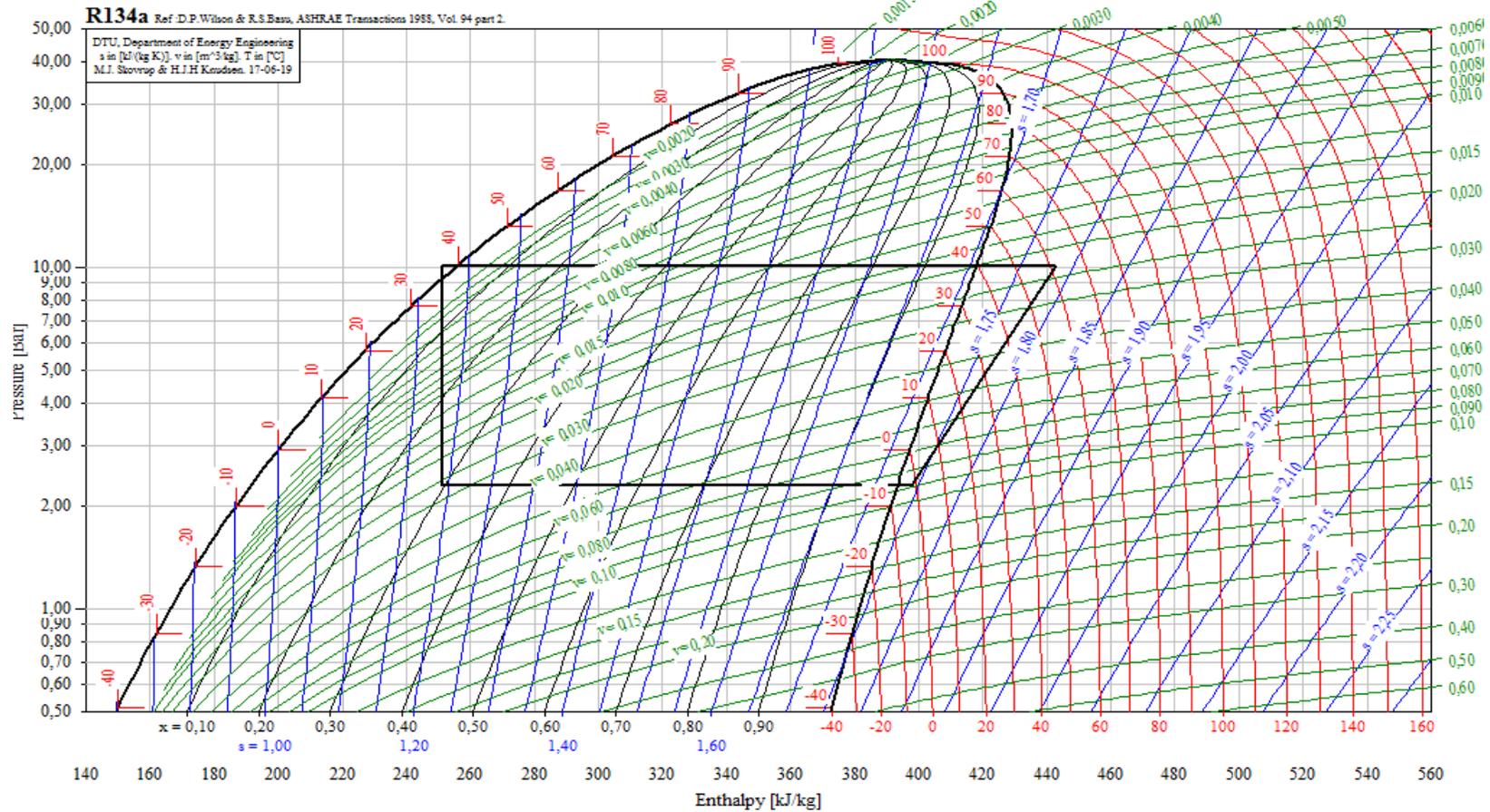


Figura 1: Diagrama P-h obtenido por el software Coolpack para una condición de operación real del Chiller Climaveneta.

Anexo 2

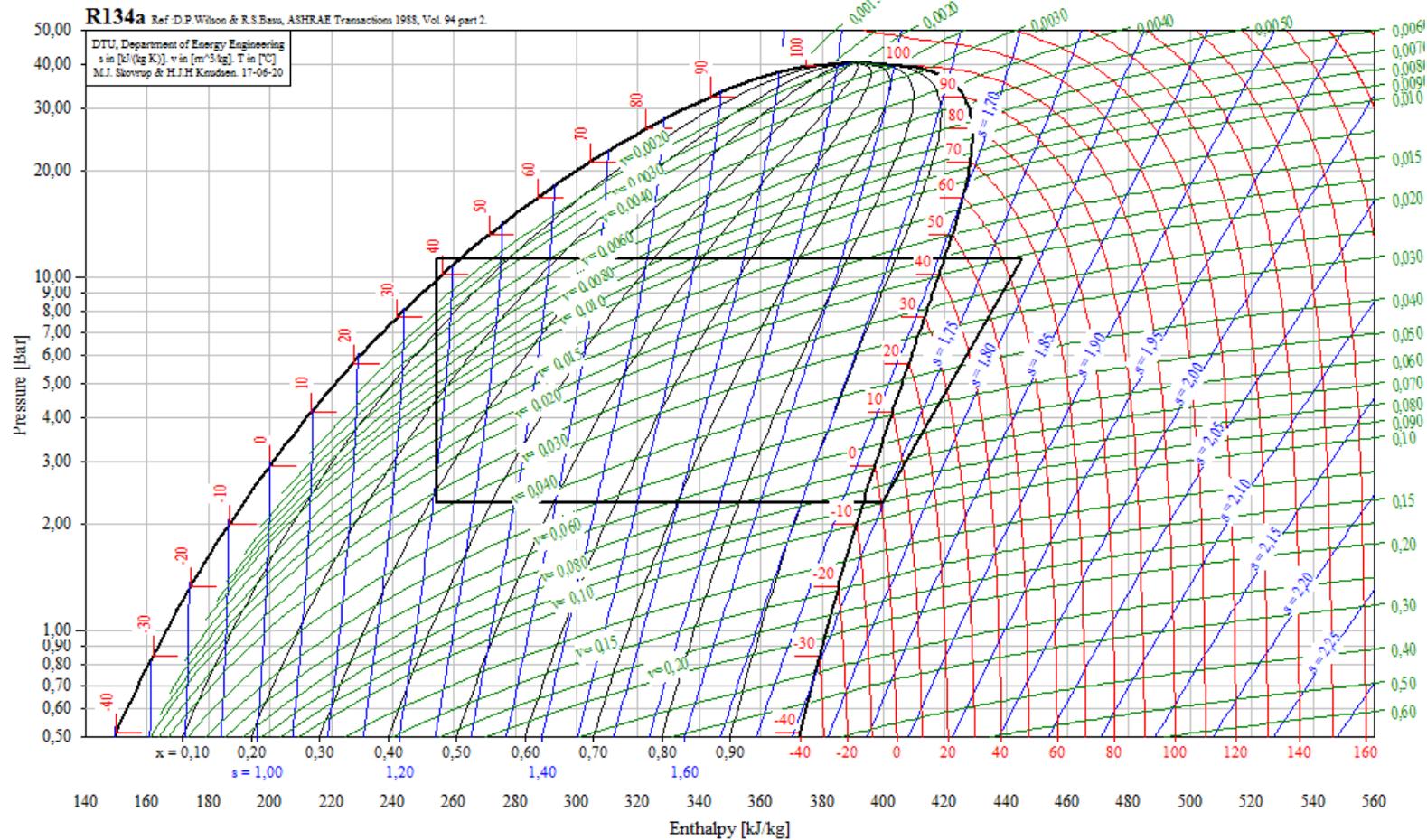


Figura 2 : Diagrama P-h obtenido por el software Coolpack para una condición de operación real del Chiller Frioclima.

