

**FACULTAD DE
INGENIERÍA MECÁNICA**



CEEMA

Centro de estudios de energía
y medio ambiente

**TITULO
EVALUACIÓN DE ESTRATEGIAS
FÍSICO-ESTRUCTURALES DE
SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN
CENTRALIZADA**

Autor

Mikhail Dwayne Akeino Reid

Tutores

Dr. Juan Carlos Armas Valdés

Msc. Yarelis Valdivia Nodal

2008-2009

***“Año del 50 Aniversario del Triunfo de la
Revolución”***

TRABAJO DE DIPLOMADO

DECLARACION DE AUTORIDAD

UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS



“Carlos Rafael Rodríguez”

Sistema de Documentación y Proyecto.

Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos Carlos Rafael Rodríguez como parte de la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la Universidad de Cienfuegos para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

Firma del autor.

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

Información Científico Técnico

Nombre y Apellidos. Firma.

Vice Decano.

Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Tutor

Sistema de Documentación y Proyecto.

Nombre y Apellido. Firma.



CEEMA

**Centro de estudios de energía
y medio ambiente**

Pensamiento



*Todo lo puedo en Cristo que me fortalece.
As God as guide, we seek the BEST.
Deo duce quaere optima.*



*La educacion es como un arbol:
siembra una semilla y se abre en muchas ramas.*

José Martí

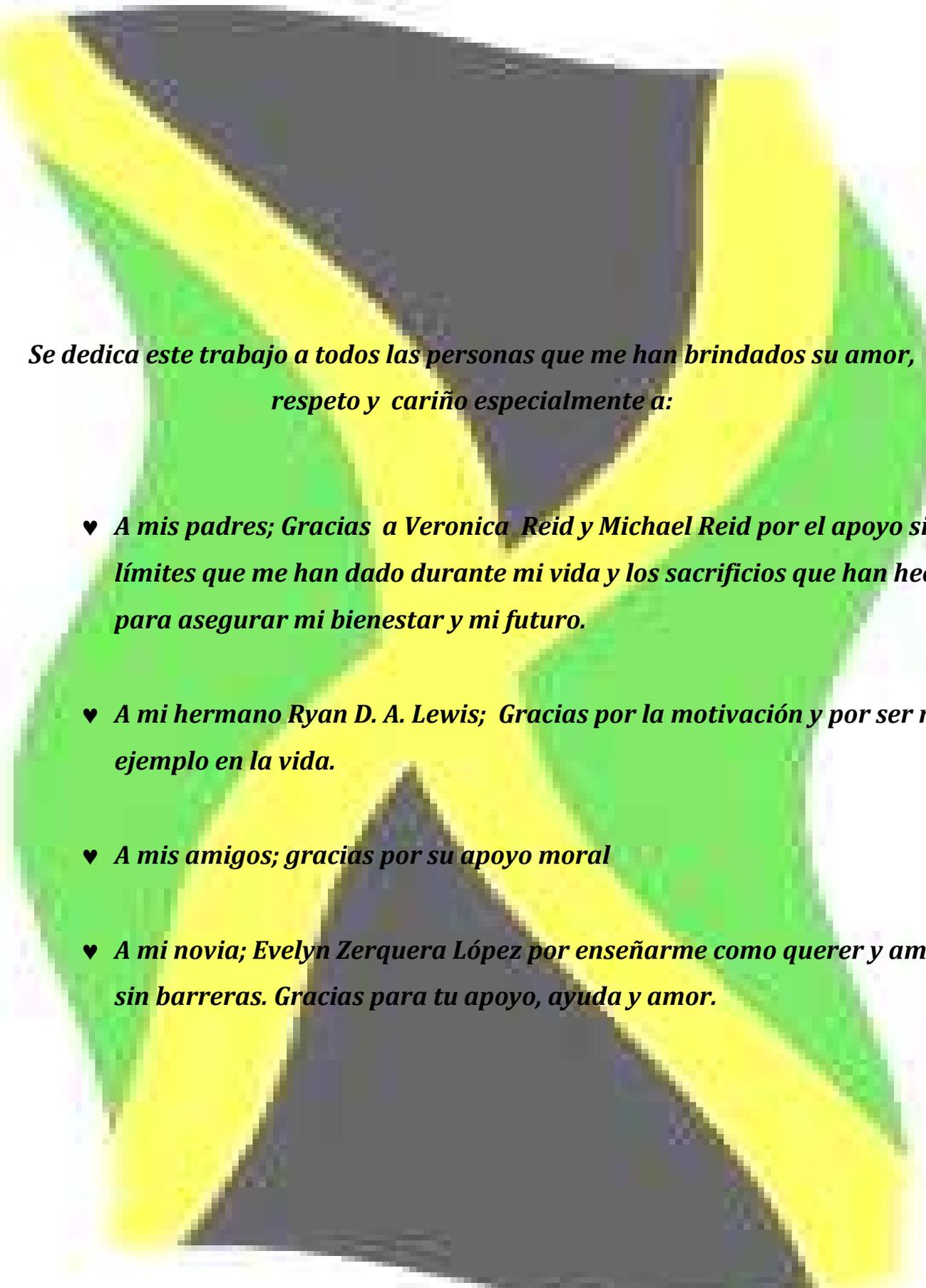




CEEMA

**Centro de estudios de energía
y medio ambiente**

Dedicatoría



Se dedica este trabajo a todos las personas que me han brindados su amor, respeto y cariño especialmente a:

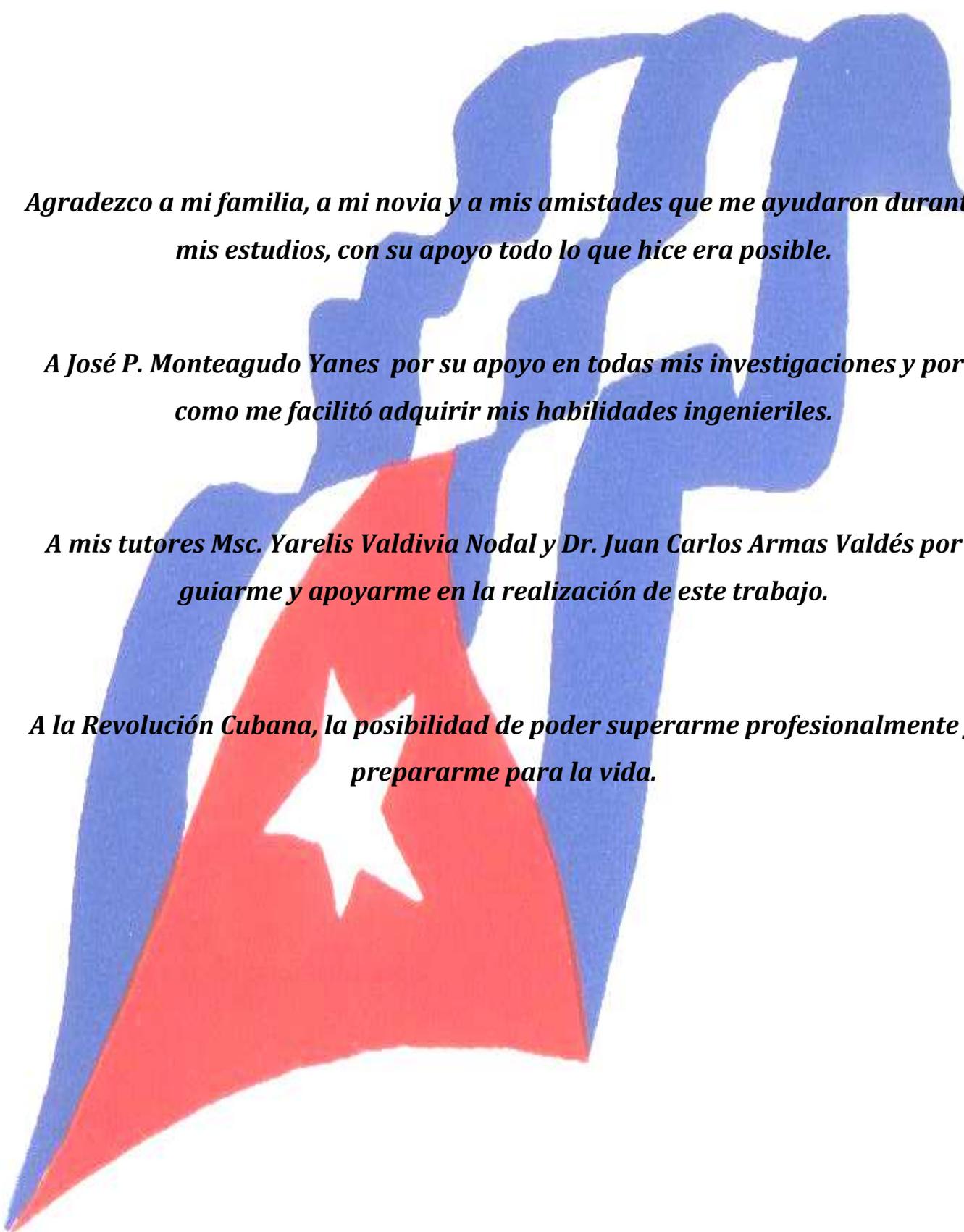
- ♥ *A mis padres; Gracias a Veronica Reid y Michael Reid por el apoyo sin límites que me han dado durante mi vida y los sacrificios que han hecho para asegurar mi bienestar y mi futuro.*
- ♥ *A mi hermano Ryan D. A. Lewis; Gracias por la motivación y por ser mi ejemplo en la vida.*
- ♥ *A mis amigos; gracias por su apoyo moral*
- ♥ *A mi novia; Evelyn Zerquera López por enseñarme como querer y amar sin barreras. Gracias para tu apoyo, ayuda y amor.*



CEEMA

**Centro de estudios de energía
y medio ambiente**

Agradecimiento



Agradezco a mi familia, a mi novia y a mis amistades que me ayudaron durante mis estudios, con su apoyo todo lo que hice era posible.

A José P. Monteagudo Yanes por su apoyo en todas mis investigaciones y por como me facilitó adquirir mis habilidades ingenieriles.

A mis tutores Msc. Yarelis Valdivia Nodal y Dr. Juan Carlos Armas Valdés por guiarme y apoyarme en la realización de este trabajo.

A la Revolución Cubana, la posibilidad de poder superarme profesionalmente y prepararme para la vida.



CEEMA

Centro de estudios de energía
y medio ambiente

RESUMEN

Resumen

En el presente trabajo se realiza una evaluación de las estrategias físico-estructurales de los sistemas de climatización centralizados por agua helada (SCCAH), con vistas a reducir los consumos energéticos. Para ello se analizaron termodinámicamente una serie de alternativas tomadas de la literatura y se realizó en un hotel turístico de la provincia de Cienfuegos, un estudio de la factibilidad del uso de recuperadores de calor para el calentamiento de agua sanitaria. Obteniéndose como resultado, que el sistema al incorporar el recuperador de calor aumentó considerablemente su eficiencia energética, dado que se aprovecha un potencial térmico que de no contarse con el recuperador se cedería a la atmosfera en el proceso de condensación.

Al realizar un análisis de la factibilidad económica con la incorporación del recuperador, se valoraron dos estrategias en el circuito de apoyo de agua caliente, por una parte la recuperación de calor con apoyo de resistencia eléctrica y por otra la recuperación de calor con apoyo de Gas licuado del petróleo (GLP). Obteniéndose como resultado que la alternativa más factible es el apoyo con GLP dado al alto costo de la energía eléctrica.



CEEMA

Centro de estudios de energía
y medio ambiente



Índice

Índice

Resumen

Índice

Introducción 1

Capítulo I: Descripción general de los sistemas de climatización centralizada.

1.1 Marco Teórico de sistema de climatización centralizada	4
1.2 Clasificación de sistema climatización centralizada	6
1.3 Sistema de climatización centralizada simple	8
1.3.1 Ventajas de los sistemas centralizados	9
1.3.2 Desventajas de los sistemas centralizados	10
1.4 Estrategias físico-estructurales de operación de sistema de climatización centralizada	10
1.4.1 Maquinas múltiples.....	11
1.4.2 Disposiciones en serie	11
1.4.3 Disposiciones en paralelo.....	14
1.4.4 El flujo variable de agua del condensador	16
1.4.5 Variación de flujo con velocidad variable en las bombas	17
1.4.6 Ajuste de la temperatura del agua helada	17
1.4.7 Control de la temperatura de torre de enfriamiento.....	19
1.5 Recuperación de calor	19

1.6 Comparación de estrategias de diseño para mejorar la eficiencia de los enfriadores	21
1.7 Conclusiones Parciales.....	25

Capitulo II: Evaluación termodinámica del sistema para diferentes alternativas de interconexión.

2.1 Fundamentos termodinámicos de la interconexión en paralelo	28
2.1.1 Enfriadores en paralelo de la misma capacidad y el flujo de agua constante	29
2.1.2 Enfriadores en paralelo de capacidad diferente y el flujo de agua variable ...	32
2.2 Fundamentos termodinámicos de la interconexión en serie	35
2.2.1 Evaluación termodinámica	37
2.2.2 Criterios Comparativos	39
2.3 Enfriadores con recuperadores	40
2.3.1 Balance energético del recuperador	41
2.4 Enfriadores y Eficiencia Energética.....	45
2.5 Conclusión Parciales.....	47

Capitulo III: Evaluación de la alternativa de recuperación de calor para el caso del “Hotel Jagua”.

3.1 Características del objeto de estudio “Hotel Jagua”	49
3.1.1 Características del sistema de climatización	50
3.1.2 Circuito frigorífico.....	50
3.1.3 Circuito eléctrico	53
3.1.4 Bombas de agua caliente	53

3.2 Funcionamiento del sistema de climatización	54
3.2.1 Parámetros de funcionamiento.....	56
3.3 Análisis termodinámico del sistema de climatización sin recuperador de calor ...	57
3.3.1 Cálculo de los indicadores energéticos para el sistema sin recuperación de calor	57
3.3.2 Calculo de los indicadores energéticos para el sistema con recuperación de calor.....	61
3.3.3 Análisis de los resultados obtenidos de sistema para ambos casos	64
3.4 Determinación del calor suministrado por el sistema de apoyo	65
3.4.1 Cálculo de la temperatura de salida del agua en el recuperador.....	65
3.4.2 Calculo de la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de hasta 80°C	66
3.5 Evaluación económica de la producción de agua caliente sanitaria	67
3.5.1 Cálculo del costo de agua caliente sanitaria por gas.....	67
3.5.2 Cálculo del costo de agua caliente sanitaria por electricidad	68
3.5.3 Ahorro en la producción de agua caliente con el recuperador.....	68
3.6 Conclusiones Parciales.....	72
Conclusiones Generales	73
Recomendaciones	75
Referencia Bibliográfica	77
Bibliografía.....	80
Anexos	84



CEEMA

**Centro de estudios de energía
y medio ambiente**

Introducción

Introducción

Los sectores comerciales e industriales consumen una gran parte de la energía eléctrica nacional. El principal consumo de energía eléctrica en estos sectores está asociado a la climatización de espacios y a la refrigeración. Los gastos energéticos tienen gran implicación socioeconómica y medioambiental por tanto debe hacerse un uso racional de la energía.

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

En Cuba, los sistemas de climatización centralizada más utilizados son los llamados “todo agua” y en estos últimos tiempos ha habido un incremento de su instalación en el sector de la salud y hotelero. El principio de su funcionamiento se basa en bombear agua helada hacia los locales que se desean climatizar, en los cuales a través de unidades terminales (fan-coil) se logra un intercambio de calor entre la carga térmica de los locales y el agua fría, disminuyendo la temperatura del aire dentro de la habitación e incrementándose la temperatura del agua, la cual retorna a las unidades enfriadoras para que le sea disminuida su temperatura y posteriormente sea bombeada otra vez a los locales.

Dado al alto consumo energético que representan estos sistemas (entre el 50 y 70% del consumo de energía eléctrica de la instalación) deben tomarse todas las medidas pertinentes para hacer un uso eficiente de los mismos, por tanto en la etapa diseño y cálculo del equipamiento como en la etapa de explotación, deben buscarse estrategias que favorezcan a la reducción de los consumos energéticos mediante un enfoque sistemático y estructurado en la administración de la energía que permita aprovechar los ahorros potenciales, sin limitar la calidad de los servicios ofrecidos.

Por lo tanto constituye un **Problema científico**: La carencia de resultados que reflejen la necesidad de evaluar estrategias físico-estructurales de sistemas de climatización centralizados que permitan encontrar la estrategia más tentativa desde el punto de vista energético.

Como objeto de estudio, para dar solución al problema científico, se plantea como **Hipótesis**: La evaluación de estrategias físico-estructurales para el diseño y explotación de sistema de climatización centralizado permitirá reducir su consumo energético.

Objetivo General:

- ✓ Evaluar termodinámicamente estrategias físico estructurales de sistemas de climatización centralizados por agua helada, con vistas a encontrar la alternativa más tentativa desde el punto de vista energético.

Objetivos Específicos:

- ✓ Realizar una búsqueda bibliográfica acerca de los sistemas de climatización centralizada y estrategias de interconexión.
- ✓ Realizar caracterización físico-estructural de sistema de climatización centralizado por agua helada.
- ✓ Evaluar termodinámicamente estrategias físico-estructurales del sistema de climatización centralizado.
- ✓ Evaluar las potencialidades del uso de la recuperación de calor para el sistema de climatización centralizado.



CEEMA

Centro de estudios de energía
y medio ambiente

Capítulo I

Capítulo I: Descripción general de los sistemas de climatización centralizada

1.1 Marco Teórico de los sistemas de climatización centralizada

El objetivo de un sistema de climatización es proporcionar un ambiente agradable, lo cual se consigue mediante el control simultáneo de la humedad, la temperatura, la limpieza y la distribución del aire en el ambiente, incluyendo también otro factor: el nivel acústico. Dentro de los sistemas de climatización centralizados, los enfriadores de agua “chiller” o “sistemas todo agua” son los más empleados.

Un “chiller” es un equipo de refrigeración que opera con refrigerante como sustancia de trabajo para producir el agua helada como medio de enfriamiento en un sistema de climatización centralizada. Los “chillers” pueden ser enfriados por agua, aire o por enfriamiento evaporativo. Los tipos de compresores más empleados en los “chillers” son usualmente del tipo abierto, rotativo, helicoidal, de tornillo, o centrífugo.

Su principio de funcionamiento se basa en el bombeo de agua helada hacia los locales que se desea climatizar, en los que por medio de unidades terminales (por ejemplo, fan-coil) se logra intercambiar calor entre el aire de los locales y el agua helada. Una vez realizado el intercambio de energía, el agua retorna hacia las unidades enfriadoras siendo nuevamente enfriada y reenviada hacia los locales a climatizar. El agua helada fluye a través del evaporador del “chiller”. El evaporador es un intercambiador de calor donde el agua helada desprende su calor sensible (la temperatura del agua disminuye) y se transfiere el calor al refrigerante como energía latente (el refrigerante se evapora). La unidad del sistema absorbe el calor generado por el edificio (Hotel) a través del evaporador donde circula agua fría por un lado y refrigerante por el otro. El agua sale del evaporador aproximadamente a 7°C, y regresa a 12°C. Este último diferencial de temperatura, se debe a la absorción de la carga térmica del edificio.

El gas refrigerante sale del evaporador hacia el compresor que aumenta su presión para llevarlo al condensador, donde el refrigerante se condensa en un intercambiador de calor, que puede utilizar agua o aire como medio de condensación. La **figura 1.1** ilustra un esquema del ciclo de operación del sistema de acondicionamiento de aire.

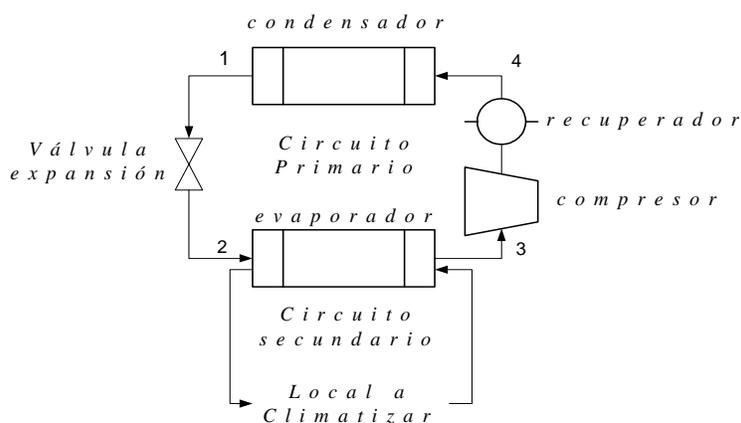


Figura 1.1 Ciclo de operación de un sistema de acondicionamiento de aire

A pesar de lo anterior, no hay que olvidar que si analizamos globalmente la situación, en la opción de condensación por agua, habría que involucrar los costos de agua, del tratamiento de la misma y del consumo eléctrico de las bombas de agua de condensación y de los ventiladores de las torres de enfriamiento ^[1]. Existen diversas configuraciones de unidades enfriadoras de agua y cada opción será la más adecuada, dependiendo de diversos factores como las características del local a climatizar, la disponibilidad y costo del agua, así como las tarifas de energía eléctrica en el lugar de la aplicación. Cuando se realiza la selección del equipo de refrigeración puede considerarse que los enfriadores por agua son más eficientes que los enfriados por aire, debido a que las temperaturas alcanzadas para la condensación del refrigerante, son menores con agua que con aire.

1.2 Clasificación de los sistemas de climatización centralizada ^[2]

Existen diferentes clasificaciones de los sistemas de climatización centralizada según la literatura. La misma está hecha en función del fluido encargado de compensar la carga térmica en el recinto climatizado. Hay cuatro categorías básicas de sistemas centralizados que se dividen en:

1. Sistema de todo aire
2. Sistema de todo agua
3. Sistema de aire y agua
4. Sistema todo refrigeración

- Todo aire: El aire es utilizado para compensar las cargas térmicas en el recinto climatizado, en el cual no tiene lugar ningún tratamiento posterior. Tienen capacidad para controlar la renovación del aire y la humedad del ambiente. Un sistema puramente todo aire sería el basado en una Unidad de Tratamiento de Aire (UTA), **figura 1.2**, aunque también se llama así a los sistemas dotados de climatizadores que acondicionan el aire de una zona y que posteriormente se distribuye en los locales.

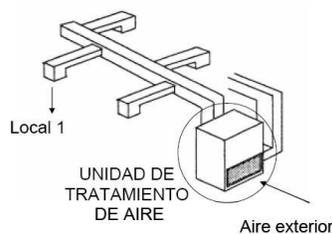


Figura. 1.2 Sistema todo aire.

- Sistema todo agua: Son aquellos en los que el agua es el agente que se ocupa de compensar las cargas térmicas del recinto acondicionado (aunque también puede tener

aire exterior para la renovación). El sistema todo agua es uno de los más utilizados en Cuba para la climatización de grandes hoteles, este sistema es conocido también como sistema de agua helada, y consiste en una o más unidades centrales que generan agua a temperaturas de aproximadamente 7°C, la cual es distribuida por medio de tuberías a las habitaciones y a las áreas comunes.

Se encuentran las instalaciones de calefacción con radiadores o con suelo radiante, y las instalaciones de aire acondicionado con fan-coils. El esquema básico de una instalación toda agua se presenta en la **figura 1.3**.

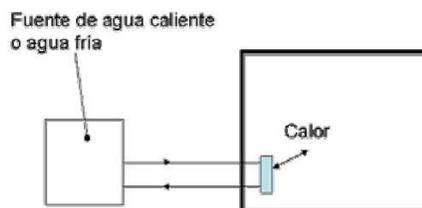


Figura. 1.3 Sistema todo agua.

- Sistema aire-agua: Se trata de sistemas donde llega tanto agua como aire para compensar las cargas del local. Un ejemplo de este tipo de instalaciones son los sistemas de inducción, **figura 1.4**.

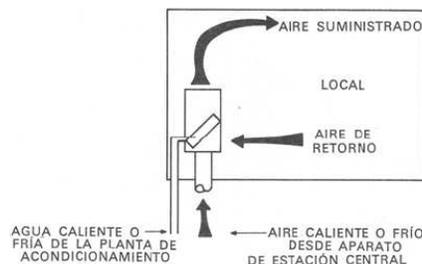


Figura. 1.4 Sistema inducción (aire-agua).

- Sistemas todos refrigerantes: Se trata de instalaciones donde el fluido que se encarga de compensar las cargas térmicas del local es el refrigerante. Dentro de estos sistemas podemos englobar los pequeños equipos autónomos (split y multisplit). Ver **figura 1.5**.

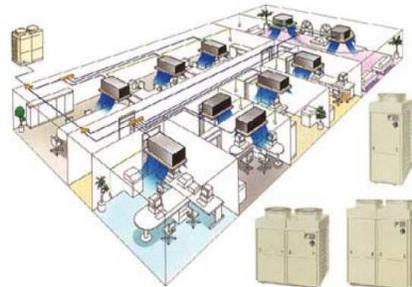


Figura. 1.5 Sistema VRV de Daikin.

1.3 Sistema de Climatización Centralizada Simple

El sistema de agua helada convencional consta de combinaciones de los siguientes componentes primarios:

- Chillers de agua
- Carga (cooling-coil de agua helada en aplicaciones de confort)
- Torres de enfriamiento de sistema de agua helada
- Bombeo de agua helada y de los condensadores
- Sistema de distribución de agua helada y de los condensadores que incluye: las tuberías, tanque de expansión, válvulas de control, válvulas de cheque, un filtro, etc.

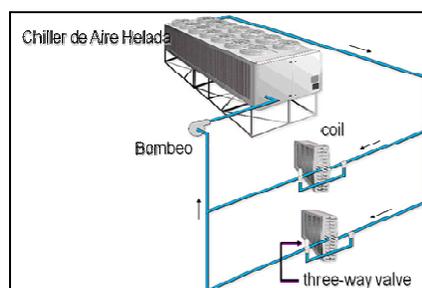


Figura. 1.6 Sistema de climatización centralizada

Los chillers simples, algunas veces son utilizados en sistemas pequeños [menos de 100 toneladas (35kW)], mientras los sistemas mayores o críticos típicamente usan chillers múltiples ^[3]. Muchos sistemas de climatización centralizada se corresponden al que se muestra en la **figura 1.6**. Este sistema utiliza un solo bombeo para transportar el agua a través del local que se desea climatizar.

1.3.1 Ventajas de los sistemas centralizados.

- Permiten realizar una supervisión de los parámetros básicos de funcionamiento del sistema de climatización de la habitación y la comprobación del funcionamiento de las válvulas y del motor del ventilador-serpentín.
- Desde el punto de vista operacional, este sistema posee una gran flexibilidad ya que posibilita establecer estrategias de operación de chiller de forma centralizada, que resultan económicamente más factibles.
- Un fallo del equipo crea una alarma en el sistema de control que emite un aviso al servicio de mantenimiento. Así se puede actuar sobre el sistema antes de que el usuario lo perciba y de esta forma aumentar la calidad del servicio, dando una confiabilidad en una operación de 24 horas continuas.
- Permite controlar el estado de los filtros. Mediante una sonda de presión diferencial en el filtro del ventilador-serpentín es posible conocer el estado de los mismos y proceder a la limpieza o sustitución en caso necesario.
- Permite conocer el consumo real de energía de cada habitación, dato fundamental en los programas de ahorro de energía que se realicen en la instalación.
- Por otra parte, los sistemas de control centralizados permiten servicios de mensajería del usuario, alarmas de incendio por sensores ubicados en las habitaciones, alarmas de robos por entradas a través de ventanas o terrazas. Señal de servicio solicitado por el cliente, cierre automático de persianas cuando la habitación está desocupada, etc.
- Son de bajo costo de operación y mantenimiento.

1.3.2 Desventajas de los sistemas centralizados.

- Los costos iniciales son elevados debido a que son sistemas más complejos desde el punto de vista de su tamaño y automatización.

1.4 Estrategias físico-estructurales de operación de sistemas de climatización centralizados con agua helada.

En la literatura ^[4,1,8] se reportan diversas estrategias de operación en los diferentes sistemas de climatización centralizada, tanto con condensadores enfriados por agua como por aire. Muchos autores reportan que no existe una variante absoluta para la operación eficiente de los “chillers”, ya que la misma depende de las características de la instalación y el equipamiento, así como de los parámetros exteriores y de operación que garanticen la seguridad y la vida útil del “chiller” y el mantenimiento de las condiciones de confort. Las estrategias recomendadas para incrementar la eficiencia del chiller a cargas parciales pueden ser:

- Chillers múltiples (de iguales y diferentes capacidades)
- Operación en serie o paralelo
- Sistemas con flujo variable
- Variación de flujo con velocidad variable en las bombas
- Ajuste de la temperatura del agua helada
- Control de la temperatura de torre de enfriamiento (Aplicable en chillers enfriados por agua)
- Recuperación de calor para calentamiento de agua sanitaria

1.4.1. Máquinas múltiples.

Se estima que el 86% de los enfriadores son instalados en algún tipo de aplicación de chillers múltiples y operarán muy diferentemente cuando se incorporan en un sistema, comparado con una aplicación de un solo enfriador ^[4]. La selección de máquinas múltiples para una carga común se basa normalmente en la disponibilidad, confiabilidad y versatilidad: disponibilidad a causa de las limitaciones de tamaño por razones económicas de producción; confiabilidad a causa de poder trabajar con una parte de la carga cuando una máquina tiene que ser puesta fuera de servicio para su reparación; y versatilidad a causa de aptitud para la eficiente adaptación de la capacidad del compresor a los requisitos de carga parcial ^[5].

Las máquinas múltiples se emplean pocas veces con cargas de acondicionamiento de aire normales menores de 83.9 kCal/h ^[1].

Cuando se requieren dos o más máquinas centrifugas para trabajar con una carga, pueden ser utilizadas con disposición de los enfriadores en serie o en paralelo. Estas disposiciones se controlan de manera análoga a la de las máquinas simples o únicas.

1.4.2. Disposición en serie.

Cuando se consideran máquinas múltiples, puede ser ventajoso el flujo de agua a través de enfriadoras en serie (**figura 1.7**). La configuración en serie es muy empleada ya que con esta opción se logran altos valores de diferencia de temperatura entre la salida y el retorno del agua helada, pero presenta la desventaja del incremento del costo de bombeo.

La eficacia del sistema (COP) es afectada por la configuración de la tubería de los enfriadores. Generalmente, cuanto más largo sea el sistema de distribución de tuberías, mayor es el aumento de la temperatura del agua enfriada. Por ejemplo para enfriadores de agua con serpentines estrechamente acoplados tienen un aumento de

temperatura económicamente óptimo $4,4 - 4,5$ °C, mientras los sistemas de distribución de agua enfriada a serpentines muy separados deben tener normalmente un aumento óptimo económicamente de unos $8,3 - 11,1$ °C. Para incrementos de temperaturas más elevadas, el flujo en serie de agua a través de los enfriadores puede reportar una economía de funcionamiento. La primera máquina puede funcionar a una temperatura de aspiración más alta pero requerirá menos potencia [1].

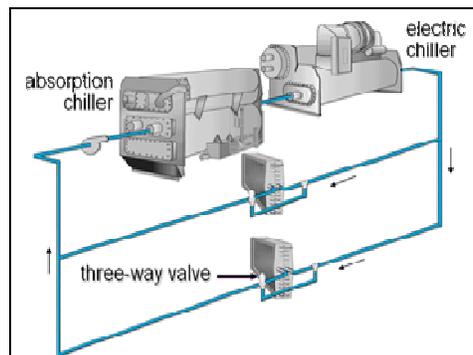


Figura1.7. Disposición de enfriadora en serie

Cuando las enfriadoras están conectadas en serie se obtiene el mejor consumo de potencia con una igual reducción de la carga en cada máquina. El margen de estrangulación de la máquina de etapa alta debe ser ajustado para conseguir que cada máquina trabaje con el mismo porcentaje de la carga del sistema, tanto en condiciones de proyecto como en la carga parcial. Para optimizar este sistema, se agrega un bypass alrededor del chiller desconectado. La potencia consumida se reducirá cuando el chiller en serie se desconecta. También puede reducirse la potencia de la bomba si el volumen total de agua enfriada se reduce y el impulsor de la bomba es ajustado.

Con flujo de agua enfriada en serie, la caída de presión en el enfriador es acumulativa y puede llegar a ser excesiva si se instalan en serie más de dos máquinas.

Secuencia de operación

A medida que se incrementa la carga del sistema, el chiller primario trabajará a una capacidad de carga desde 0 hasta 100 % para igualarse con la carga total. Una vez que el chiller primario o principal esté operando aproximadamente al 45% de la capacidad de la planta, entra en funcionamiento el chiller secundario.

Existen 3 formas de operar un chiller secundario:

1. Ajustar el punto de operación del agua helada para que éste entre en funcionamiento una vez que el primario está completamente cargado. El primario operará a carga total mientras el chiller secundario aumentará su carga a medida que la carga del sistema va desde 45% a 100%. Si el primario está apagado por alguna causa, el secundario no será capaz asumir su trabajo a menos que sea cambiado su punto de operación del agua helada, ya sea manualmente o por remoto.
2. Colocar el sensor del chiller secundario más delante de los dos enfriadores. Si el secundario no puede mantener la temperatura del suministro de agua helada (11.1°C), el chiller primario se encenderá con el propósito de facilitar el equilibrio de la carga.
3. Existen controladores de chillers más modernos que permiten la comunicación entre ambos. Cualquiera de los chillers puede ser el primero en encenderse (asumiendo que ambos fueron seleccionados para hacer el papel del chiller principal). Una vez que el primer chiller está totalmente cargado, el segundo se iniciará y la carga será distribuida equitativamente entre los dos. Esto puede producir una mejoría del 2% en el consumo anual de la energía del chiller ^[6].

1.4.3. Disposición en paralelo.

El conducto en paralelo es una configuración común de sistemas de enfriadoras múltiples. Cuando se instalan dos o más máquinas con las enfriadoras conectadas en paralelo en el circuito de agua fría, cada máquina debe controlar la temperatura de su salida de agua fría para que se mantenga igual a la de proyecto, lo mismo que en una instalación de máquina simple.

Para cada máquina se utilizará el mismo régimen de estrangulación. Cuando se reduce la carga del sistema, ambas máquinas reducen simultáneamente su capacidad, produciéndose así individualmente la misma temperatura de salida de agua fría.

Cuando cada enfriadora esté provista de una bomba de agua fría independiente como se muestra en la **figura 1.8**, se pueden parar la bomba y la enfriadora durante el funcionamiento con carga parcial ^[1].

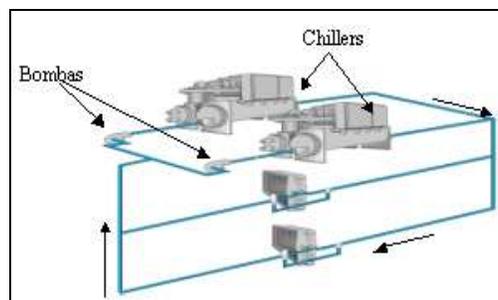


Figura. 1.8. Disposición de enfriadoras en paralelo de bombas especializadas.

Esto significa que el sistema debe poder funcionar con flujo reducido de agua fría y que los motores de bomba deben ser elegidos de modo que no se sobrecarguen cuando una de las bombas no está funcionando.

Si solo hay una bomba provista o ambas bombas funcionan continuamente, cuando una máquina está parada, la otra debe proveer el agua más fría que la proyecto a fin de que sea ésta la temperatura de la mezcla. La **figura 1.9** muestra un sistema que utiliza

una sola bomba para entregar el agua fría a las dos enfriadoras y a los fan-coils. Cuando se requieren temperaturas bajas, se deben instalar controles apropiados para impedir el funcionamiento a cortas intermitencias de la máquina cuando actúa el interruptor de corte de agua fría a baja temperatura.

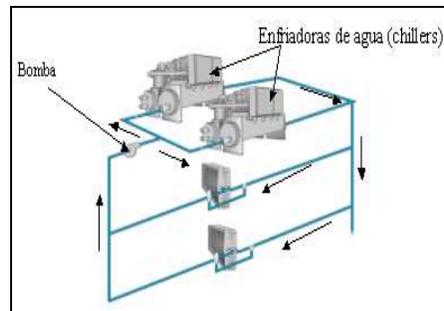


Figura. 1.9. Disposición de enfriadoras en paralelo de una bomba

Secuencia de operación

Las plantas de los chillers en paralelo crean una situación sui géneris cuando se utilizan en un sistema de flujo constante. Suponiendo que el sistema está operando al 50% de su capacidad, con respecto al rendimiento de los chillers, sería ideal apagar uno mientras que el otro está trabajando a su máxima capacidad. A una capacidad del 50%, el agua de retorno tendrá una temperatura de 9,4°C. El chiller que está apagado permitirá el paso del agua sin variación, mientras que el chiller que está funcionando tendrá una carga solo del 50% (9,4°C agua de retorno), y enfriará el agua hasta llevarla a una temperatura de 6,6°C. Las dos corrientes de agua helada se mezclarán alcanzando una temperatura de suministro de 8°C.

Si el sistema se opera de esta manera, el agua helada de mayor temperatura provocará que las válvulas de control se abran (aumento del flujo) para alcanzar el cupo requerido. Ocurrirá así un proceso iterativo y el sistema puede estabilizarse. Esta situación depende de si los “cooling-coils” pueden compensar las cargas locales con el

agua helada de mayor temperatura. Dado que es probable que esta situación ocurra durante una temperatura media, la deshumidificación no debe ser un inconveniente. En áreas donde la humedad constituye un problema, esta disposición puede dar como resultado una alta humedad dentro del espacio.

Una solución es operar ambos chillers al mismo tiempo. Esto funciona y es una solución sencilla, sin embargo, no es energéticamente eficiente y provoca un desgaste innecesario del equipo.

Otra posibilidad es disminuir el valor operacional predeterminado del chiller para compensar la temperatura del agua mezclada. Esto también funciona pero tiene algunas dificultades. Disminuir el valor del agua helada requiere que el chiller trabaje con mayor intensidad, reduciendo su eficiencia. En condiciones extremas, esto puede causar problemas con la estabilidad del chiller [6].

1.4.4. El flujo variable de agua del condensador.

La estrategia específica de flujo variable de agua del condensador, en realidad no es muy utilizada por ingenieros y expertos porque consideran que el esfuerzo por desarrollar esta estrategia no ofrece mucho beneficio.

La tasa de flujo del chiller se establece por el fabricante para cumplir con la demanda máxima del chiller y también se basa en la operación proyectada de una torre de enfriamiento. Como el fabricante del chiller y la torre de enfriamiento son diferentes, el criterio del diseño se vuelve arbitrario.

ASHRAE recomienda una velocidad del flujo de agua del condensador mínima de 3,3 pies/seg para mantener la velocidad turbulenta y prevenir formación de depósitos en el condensador. Este 3,3 pies/seg es mucho menor que el 6 a 8 pies/seg encontrado en los chillers modernos [6].

El ahorro se realiza de las siguientes formas:

1. Disminución del flujo de agua del condensador como una función de demanda del chiller, lo que permite obtener el ahorro directo de energía que consumen las bombas.
2. También, disminuyendo el flujo de agua del condensador moderadamente a través de la torre de enfriamiento aumenta su eficiencia. Entonces pueden combinarse la estrategia de flujo variable de agua de condensador y el alivio de temperatura de torre de enfriamiento para el ahorro mayor de energía.

1.4.5. Variación de flujo con velocidad variable en las bombas

El flujo de agua helada es un parámetro que tiene gran influencia en la operación eficiente del sistema. El control de este flujo permite ajustar el agua enviada a los consumidores en función de la demanda de carga térmica del sistema.

Para regular este parámetro se utiliza la estrategia de sistema con flujo variable que ha tenido aceptación en los últimos años. Múltiples experiencias se han materializado obteniendo incrementos de eficiencia con su aplicación.

Este método utiliza un variador de velocidad que permite la reducción del consumo de energía en las condiciones de cargas parciales al circular menos flujo de refrigerante por el sistema. Los ahorros de energía reportados pueden llegar hasta un 30% con respecto al consumo de un sistema con flujo constante ^[9].

1.4.6. Ajuste de la temperatura del agua helada.

En el sistema de climatización, si aumenta la temperatura del evaporador y la temperatura del agua helada, el COP del sistema aumenta también y el consumo del compresor disminuye.

El ajuste de la temperatura del agua helada a la entrada o salida del evaporador, constituye una práctica común para reducir los consumos de energía en chillers.

En los sistemas de flujo constante se puede lograr el ajuste muy fácilmente regulando la temperatura de retorno con el consiguiente ahorro de energía. En los sistemas con flujo variable al elevar la temperatura de suministro del agua se incrementan los costos de bombeo, mientras que el COP se incrementa en un rango de 2,8 hasta 6 ^[10].

El uso de esta estrategia requiere un especial cuidado debido a que un aumento excesivo en la temperatura de suministro del agua provoca el aumento de temperatura del aire a través del fan coil, afectándose las condiciones de confort por el hecho de no lograrse la correcta deshumidificación del aire.

Tabla 1.1. Temperatura de suministro del agua sugerida

Rango de Temperaturas de Agua Helada (°C)	Temperatura de suministro del agua sugerida (°C)
-12	6,7
-11,1	6,7
-10	5,5
-8	5,5
-7,7	4,4

La tabla 1.1 sugiere el uso del ajuste del set point del agua helada en sistemas de más de 25 ton de capacidad ^[6].

Esta estrategia, sin dudas, provoca una reducción significativa en el consumo del enfriador. Cuando el enfriador trabaja totalmente descargado se produce una aproximación entre la temperatura de retorno y la de suministro, lo cual disminuye el consumo del enfriador, pero puede afectar su vida útil por el hecho de disminuir los

intervalos de trabajo del compresor. Esto último puede traer dificultades en el retorno de aceite al compresor, así como problemas de enfriamiento, ya que en la mayoría de los casos son compresores enfriados por el gas de succión.

1.4.7. Control de la temperatura de torre de enfriamiento.

Una planta de chiller se diseña para un funcionamiento de 100% con las bombas de condensador y las torres de enfriamiento. Con el funcionamiento a la capacidad de la planta a carga parcial, la torre de enfriamiento y la bomba todavía operan a capacidad máxima.

Un ejemplo simple; la planta de chiller está a 85% cargado pero las condiciones externas (la humedad) son máximas. El ventilador de la torre de enfriamiento deberá operar a velocidad máxima para lograr el “set point” de la temperatura de agua de condensador deseada. Con más bajas situaciones de cargas parciales y bajas condiciones ambientales, el ventilador de la torre de enfriamiento exigirá trabajar más de lo que necesita para lograr el “set point”. Bajo estas condiciones, si la velocidad máxima del ventilador está limitada, los ahorros en la energía del ventilador de enfriamiento serán más que el aumento pequeño en el uso de energía del chiller.

Una estrategia del control que se diseña para lograr este equilibrio se llama el alivio la temperatura de la torre de enfriamiento ^[8].

1.5. Recuperación de Calor

Recuperador de Energía se entiende como aquel dispositivo que permite la reutilización del calor residual de un sistema y cuyo objetivo final es alcanzar la eficiencia máxima de la instalación.

“La recuperación de calor de condensación del ciclo de refrigeración mecánica consiste en la reutilización más adecuada de un calor residual del propio proceso, siendo

actualmente la más utilizada en la climatización logrando con ellos la reducción del consumo y por consiguiente los costos energéticos ^[11].

El calor residual de un proceso se escapa siempre a través de un fluido, gaseoso o líquido. El sistema más económico y eficaz de recuperación de calor será el que permita emplear directamente el fluido que lo contiene en el mismo u otro proceso. Esto no es siempre posible; de hecho esta situación raramente se da en las aplicaciones prácticas, por lo que hay que pensar en un equipo que permita transmitir el calor a otro fluido que pueda aplicarse al proceso. Por tanto, en general, los equipos de recuperación del calor residual son intercambiadores de calor más o menos complejos. Un asunto clave de la recuperación de calor es que es absolutamente necesario tener una carga de enfriamiento a la misma vez que hay una necesidad de calentamiento. En muchos casos la carga de enfriamiento está disminuyendo a medida que aumenta la carga de calentamiento ^[12]. Ver **figura 1.10**.

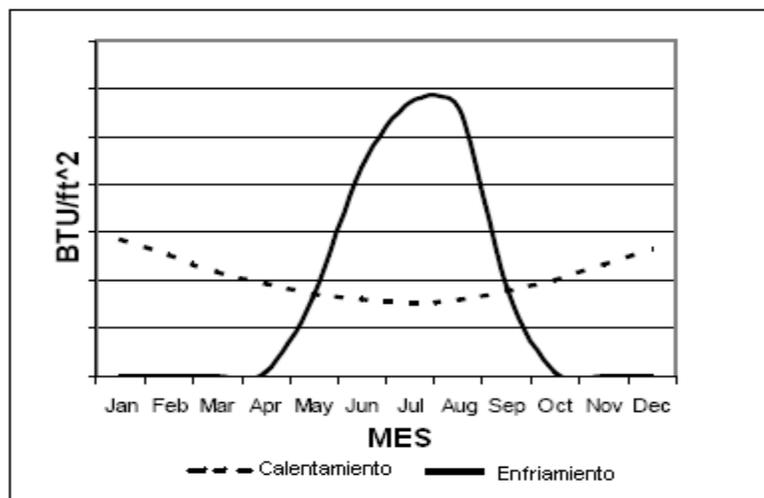


Figura 1.10. Carga de enfriamiento contra carga de calentamiento

Debe tenerse presente que toda recuperación energética constituya un sistema integrado dentro de un proceso, de manera que se reduzca el consumo de energía con un costo global aceptable. Como consecuencia, estos sistemas sólo podrán considerarse efectivos como parte integrante de un esquema bien concebido y cuidadosamente diseñado.

Las reglas para diseñar los sistemas de recuperación en instalaciones térmicas se pueden resumir en:

1. Analizar y si es posible evitar partes del consumo que se pretende recuperar.
2. Valorar económicamente el ahorro a alcanzar y contrastarlo con los costos de inversión, operación y mantenimiento, que puede requerir la implantación del equipo.
3. Estudiar las zonas donde se puede recuperar y aquellas en donde se produce el consumo, para diseñar conjuntamente la instalación y el sistema de recuperación.

Las plantas del chiller absorben toda la energía que es rechazada por el edificio, además, existe un 25% más de energía de los chillers mismos. Esto representa mucho calor que puede ser utilizado para otros procesos dentro el edificio. El desafío es que el calor es una forma de bajo grado ^[12].

1.6 Comparación de estrategias de diseño para mejorar la eficiencia de los enfriadores.

Cada sistema de climatización centralizada tiene sus ventajas y desventajas en el aspecto de diseño. Un parámetro clave de operación es el uso anual de la energía. Según McQuay ^[6] se considera un edificio de 375,000 ft² que tiene sistema de climatización centralizado con recuperador de calor. La Tabla 1.2 muestra el uso de energía de las condiciones de operación en los sistemas de enfriadores de algunas las estrategias mencionadas en el epígrafe 1.4 teniendo en cuenta solo la capacidad del enfriador y el sistema de bombeo (no se consideran las torres de enfriamiento y los ventiladores).

Tabla 1.2. Condiciones de funcionamiento del diseño en kW

Sistema	Enfriador	Bombeo	Total
Chiller Simple	440	100	540
Chiller en Paralelo	440	100	540
Chiller en Serie	440	100	540
Chiller contra-flujo en serie	424	100	524

Como se observa de la tabla 1.2, todos los sistemas tienen las mismas cargas totales de funcionamiento. Los enfriadores contra-flujo en serie proponen un mejor rendimiento que los otros sistemas debido al efecto cascada. A las condiciones nominales de ARI, estos enfriadores se comportarían en la misma manera que el otro.

La Tabla 1.3 muestra el uso anual energético de varios sistemas de enfriadores. Este análisis cambia la situación de sus comportamientos completamente. Las plantas de los enfriadores en serie y paralelo se comportan similares, ya que mediante estos operan los dos enfriadores a todos puntos de carga. No existe una manera fácil para apagar un enfriador en paralelo con la configuración de flujo constante.

Tabla 1.3. Uso anual energético en kWh/año

Sistema	Enfriador	Bombeo	Total
Chiller Simple	258 344	175 689	434 033
Chiller en Paralelo	258 344	175 689	434 033
Chiller en Serie	237 607	160 762	398 369
Chiller contra-flujo	227 718	173 564	401 282

Los enfriadores en serie funcionaron con mejor rendimiento que los enfriadores en paralelo. Sin embargo, la caída de presión se mantuvo constante. Si la caída de presión a través de los enfriadores en serie hubiera incrementado como es el caso típicamente, entonces haría poca o ninguna diferencia.

A condiciones de diseño, los enfriadores contra flujo en serie pudiera parecer que ofrecen alguna ventaja, sin embargo en el lado del condensador aumentó el uso total anual de energía. De este análisis hay algunas relaciones que se puede usar:

- Las condiciones de funcionamiento de diseño no presenta información adecuada para saber cómo se comportará el sistema después de la explotación.
- En sistemas de flujo constante, las bombas son componentes principales. Aunque los motores de la bomba representan solo el 25% del tamaño del "chiller", ellos utilizan más que 60% de potencia que utiliza el "chiller".
- Aumentando el rango de la temperatura del agua helada mejorará el rendimiento de sistema de enfriadores en serie en relación a otros sistemas de enfriadores. Los enfriadores operarán más eficiente y la caída de presión no será de suma importancia ^[6].

Otra de las estrategias de diseño que contribuyen a mejorar la eficiencia de los sistemas de climatización es la incorporación de un recuperador de calor a la salida del compresor. La recuperación de calor tiene una gran influencia en estos sistemas de climatización, fundamentalmente para el ahorro de energía. En el caso particular de que constituya una necesidad, de acuerdo a las características y ubicación del sistema de climatización se aprovechará el potencial térmico para el calentamiento de agua sanitaria. Con esta recuperación de calor el consumo energético anual disminuye por concepto de sustitución de otras fuentes para el calentamiento de agua, como pueden ser: calentadores eléctricos, con gas, etc.

1.7 Conclusiones Parciales

- ❖ En los sistemas de climatización centralizada existe la posibilidad de aplicar varias estrategias físico-estructurales que conducen al ahorro de energía eléctrica. Las principales estrategias observadas en la literatura son:
 - Chillers múltiples (de iguales y diferentes capacidades)
 - Operación en serie o paralelo
 - Sistemas con flujo variable
 - Variación de flujo con velocidad variable en las bombas
 - Ajuste de la temperatura del agua helada
 - Control de la temperatura de torre de enfriamiento (en chillers enfriados por agua)
 - Incorporación de recuperación de calor para calentamiento de agua sanitaria.

- ❖ La aplicación de estrategias operacionales en sistemas de climatización conducen a un incremento de la eficiencia de los mismos, pero es preciso velar por la calidad de otros factores determinantes como el confort de los clientes y la climatología.

- ❖ La utilización de recuperadores del calor en sistemas de climatización centralizada constituye una práctica ventajosa, dado que se aprovecha un potencial térmico residual para calentamiento de agua dotando al sistema de dos productos finales, agua fría para climatización de locales y agua caliente para uso sanitario.



CEEMA

**Centro de estudios de energía
y medio ambiente**

Capítulo II

Capítulo II: Evaluación termodinámica del sistema para diferentes alternativas de interconexión.

El ahorro de energía en las operaciones de un sistema de aire acondicionado central resulta un desafío para los hoteles, ya que es donde se utilizan este tipo de sistemas, no siendo así en otras empresas. Los hoteles operan las 24 horas diarias, proporcionando una variedad de servicios a sus clientes. Las estrategias operacionales en estos sistemas deben tener en consideración el confort de los clientes, cumplir los requisitos de los enfriadores y lograr un menor gasto de energía.

Como se ha mencionado en el capítulo I, existen varios tipos de estrategias físico-estructurales para el ahorro energético en sistemas de climatización centralizados, y cada uno debe ser evaluado termodinámicamente para elevar el rendimiento del sistema hasta sus parámetros de diseño durante su explotación. La optimización de las estrategias de operación en los enfriadores pueden dar como resultado un incremento adicional de la capacidad de enfriamiento y de su eficiencia en enfriamiento, mientras se minimiza la necesidad de incrementar la capacidad del compresor el cual es la parte más costosa de modificar, mantener y operar.

De las alternativas que hemos visto, se declaran como propósito para este trabajo las siguientes:

- Enfriadores en paralelo de capacidades iguales.
- Enfriadores en paralelo de capacidades diferentes.
- Enfriadores en serie.
- Enfriadores con recuperadores de calor.

2.1 Fundamentos termodinámicos de la interconexión en paralelo

En este tipo de sistemas normalmente se tiene una sola bomba, que se encarga de mover el agua de todo el sistema: Así, cuando un enfriador no está funcionando aún se tiene flujo a través de su evaporador. Debido a esto la temperatura de suministro dependerá de la mezcla del agua de todos los enfriadores. Y por la misma razón, los enfriadores activos deben tener un punto de ajuste más bajo que el punto de ajuste del sistema para poder garantizar el valor deseado de agua helada en el suministro (**figura 2.1**).

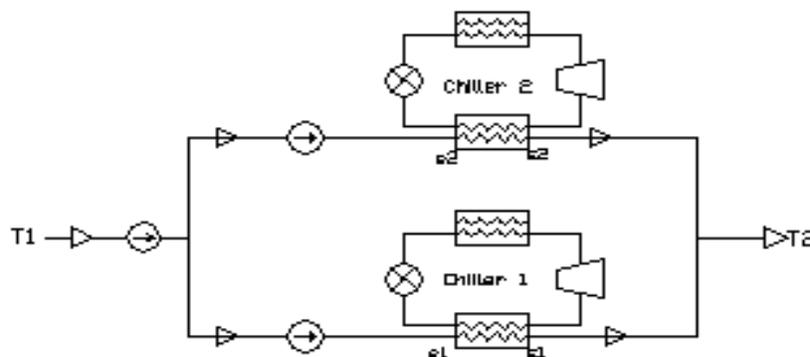


Figura. 2.1 Enfriadores conectados en paralelo

En la figura 2.2 ambos enfriadores tienen la misma diferencia de temperatura del agua suministro.

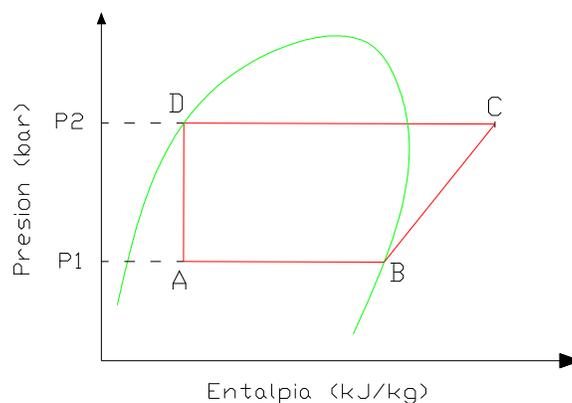


Figura. 2.2 – Diagrama P-h de enfriadores conectado en paralelo

Ambos enfriadores tienen el mismo refrigerante, aunque la presión varía dependiente la carga.

Evaluación termodinámica

2.1.1 Enfriadores en paralelo de la misma capacidad y el flujo de agua constante

$$Q_{E1} = Q_{E2}$$

$$m_{\text{agua}1} = m_{\text{agua}2}$$

$$m_{\text{ref}1} = m_{\text{ref}2}$$

$$Q_{A1} = Q_{A2}$$

Donde:

Q_{E1}, Q_{E2} - cantidad de calor cedido por el agua en los enfriadores 1 y 2, $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right)$

$m_{\text{agua}1}, m_{\text{agua}2}$ - Flujo de agua en los enfriadores 1 y 2 (kg/s)

$m_{\text{ref}1}, m_{\text{ref}2}$ - Flujo de refrigerante en los enfriadores 1 y 2 (kg/s)

Q_{A1}, Q_{A2} - Calor absorbido en el evaporador en los enfriadores 1 y 2, $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$

Trabajo total

El trabajo de los compresores se calcula usando el proceso de compresión politrópico para obtener un valor real. En el ciclo de Carnot inverso o ciclo ideal el trabajo es la diferencia entre la entalpía de la presión de descarga y presión de succión ^[13].

$$W_1 = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} - 1 \right] \dots\dots\dots (Ec. 2.1)$$

Donde:

$W_1 =$ Trabajo real, $\left(\frac{kJ}{kg} \right)$

$p_2, p_1 =$ presiones de succión y descarga del compresor, (Pa)

$V_1 =$ volumen específico del fluido (refrigerante), $\left(\frac{m^3}{kg} \right)$

$n =$ exponente politrópico (Ver anexo XVI)

El exponente politrópico (n) varía dependiente de las temperaturas y presiones de succión descarga del compresor.

$$W_{total} = i * W_i \dots\dots\dots (Ec 2.2)$$

Donde:

$i =$ Número de enfriadores

$W_i =$ El trabajo de cada enfriador

Potencia total

Como todos los enfriadores trabajan a la misma capacidad, significa la presión de succión es la misma, entonces el flujo de refrigerante debe ser el mismo.

$$Pot_{total} = m_{ref} * W_{total} = m_{ref} * W_i * i \dots\dots\dots (Ec. 2.3)$$

Calor absorbido total

Efecto refrigerante o calor latente absorbido por el refrigerante debe ser igual a la cantidad de calor cedido por el agua.

$$Q_A = (h_B - h_A) \dots\dots\dots \text{(Ec. 2.4)}$$

$$Q_{A \text{ total}} = i * Q_A \dots\dots\dots \text{(Ec. 2.5)}$$

h_B y h_A - entalpías a la salida y entrada del evaporador

Coeficiente de Funcionamiento (COP) de la conexión en paralelo

El termino C.O.P es para evaluar el funcionamiento del chiller la razón entre la cantidad de calor transferido en el evaporador y el trabajo del compresor, su valor no tiene dimensión. Otra manera es la evaluación teórica (Carnot) que depende de dos temperaturas, la temperatura fría a la que recibe calor y la temperatura caliente a la que rechaza calor. Estas temperaturas son temperaturas de saturación del refrigerante en el evaporador y el condensador respectivamente ^[14].

$$\text{COP} = \frac{Q_{A \text{ total}}}{W_{\text{total}}} = \frac{i * Q_A}{i * W_i} = \frac{Q_A}{W_i} \dots\dots\dots \text{(Ec. 2.6)}$$

Cantidad de frío

$$Q_E = m_{\text{agua}} * cp * (t_e - t_s) \dots\dots\dots \text{(Ec. 2.7)}$$

Donde:

t_e - temperatura de agua a la entrada del evaporador, ($^{\circ}C$)

t_s - temperatura de agua a la salida del evaporador, ($^{\circ}C$)

$$Q_{E\text{ total}} = i * Q_E \dots\dots\dots \text{(Ec. 2.8)}$$

Razón de eficiencia energética (E.E.R) de la conexión

Esta razón mide el funcionamiento de enfriadores de baja capacidad, se calcule dividiendo la capacidad de enfriamiento en toneladas de frío por la potencia de entrada en toneladas. Mientras más alta sea el E.E.R, mejor sea la eficiencia de la unidad ^[14].

$$EER = \frac{Q_{E\text{ total}}}{Pot_{\text{total}}} = \frac{i * Q_E}{m_{\text{ref}} * W_i * i} = \frac{Q_E}{m_{\text{ref}} * W_i} \dots\dots\dots \text{(Ec. 2.9)}$$

2.1.2 Enfriadores en paralelo de capacidad diferente y el flujo de agua variable

Para analizar termodinámicamente los chillers de diferentes capacidades es necesario saber la secuencia de carga de los chillers. En una planta de múltiples chillers a diferentes capacidades los chillers están cargados en función de la carga de enfriamiento demandada. Cada chiller opera a diferente capacidad, y se analiza individualmente, al final la eficiencia de la producción es el producto del rendimiento de todos los chillers en operación. Los chillers, aunque son de diferente capacidades tienen que opera dentro los regímenes de operación de la planta ^[15].

Requisitos de chillers a diferentes capacidades en la misma planta:

- Todos los chillers tienen que mantener el mismo ΔT
- Obligatorio que todas las instalaciones trabajen con temperatura de retorno fijo

$$Q_{E1} \neq Q_{E2}$$

$$m_{\text{agua}1} \neq m_{\text{agua}2}$$

$$Q_{A1} \neq Q_{A2}$$

$$m_{\text{ref}1} \neq m_{\text{ref}2}$$

Trabajo total

$$W_{\text{total}} = \sum_{i=1}^n W_i \dots\dots\dots \text{(Ec. 2.10)}$$

Potencia total

La potencia del compresor es el producto de flujo másico por el trabajo

$$\text{Pot}_{\text{total}} = \sum_{i=1}^n W_i * m_{\text{ref}} \dots\dots\dots \text{(Ec. 2.11)}$$

Donde:

$m_{\text{ref } i}$ = flujo de refrigerante de cada chiller

Calor absorbido total

$$Q_{A1} = (h_{B1} - h_{A1}) \dots\dots\dots \text{(Ec. 2.12)}$$

$$Q_{A2} = (h_{B2} - h_{A2}) \dots\dots\dots \text{(Ec. 2.13)}$$

$$Q_{A \text{ total}} = \sum_{i=1}^n Q_{Ai}$$

$$\text{COP} = \frac{\sum_{i=1}^n Q_{Ai}}{\sum_{i=1}^n W_i}$$

Cantidad de frío

$$Q_{E1} = m_{\text{agua1}} * c_p * (t_e - t_s) \dots\dots\dots \text{(Ec. 2.14)}$$

$$Q_{E2} = m_{\text{agua2}} * c_p * (t_e - t_s) \dots\dots\dots \text{(Ec. 2.15)}$$

EER de la conexión

$$EER = \frac{Q_{E \text{ total}}}{Pot_{\text{total}}} = \frac{c_p * \Delta T * \sum_{i=1}^n m_{\text{agua}}}{\sum_{i=1}^n W_i * m_{\text{refi}}} \dots\dots\dots \text{(Ec. 2.16)}$$

Una secuencia de la operación de los chillers depende de la capacidad demanda y algunos de estos chillers tienen que trabajar a una capacidad parcial. Para determinar la secuencia favorable y que tiene menor consumo de potencia al mismo satisfaciendo la demanda es para evaluar el **Rendimiento a Carga Parcial (PLR)** de cada chiller y con estos datos puede operar el chiller con mejor eficiencia a carga parcial.

Rendimiento a carga parcial (PLR)

Los chillers operan a sus capacidades picos diseñados. A cargas menores que pico, puede cumplir la reducción de capacidad de varias formas, el procesamiento recomendado es para reducir la capacidad del compresor en correspondencia con la carga reducida en el evaporador. Según [17], [16].

$$PLR = \frac{Q_{\text{frío}}}{Q_{\text{total}}} \dots\dots\dots \text{(Ec. 2.17)}$$

Donde:

Q_{frio} = Demanda de enfriamiento sobre el chiller, (kW)

Q_{total} = Capacidad total del chiller, (kW)

Potencia demanda del chiller expresado en términos de PLR

$$Pot_i = \frac{Q_{\text{total}}}{COP_{\text{total}}} [A + B(PLR) + C(PLR)^2] \dots\dots\dots (Ec. 2.18)$$

Donde:

Pot_i = potencia necesaria a carga parcial, (kW)

COP_{total} = COP a punto de carga total

A, B, C = coeficiente específico de chiller a carga parcial

El coeficiente se determine por el fabricante.

COP a carga parcial

$$COP(PLR) = \frac{Q_{\text{frio}}}{Pot_i} \dots\dots\dots (Ec. 2.19)$$

2.2 Fundamentos termodinámicos de la interconexión en serie

El cálculo del punto de ajuste de cada chiller debe balancear la carga entre ambos chillers (normalmente no se encuentran mas de dos). Si sólo se tiene habilitado un chiller, éste debe mantener el mismo punto de ajuste de agua helada del sistema. Si los dos están habilitados, el que se encuentra más adelante debe recibir el punto de ajuste

del sistema, mientras que el que está atrás recibe un punto de ajuste calculado. Dicho punto es función del punto de ajuste de agua helada del sistema, del delta actual de temperatura del sistema y del porcentaje de capacidad del chiller que se encuentra adelante (**figura 2.3**).

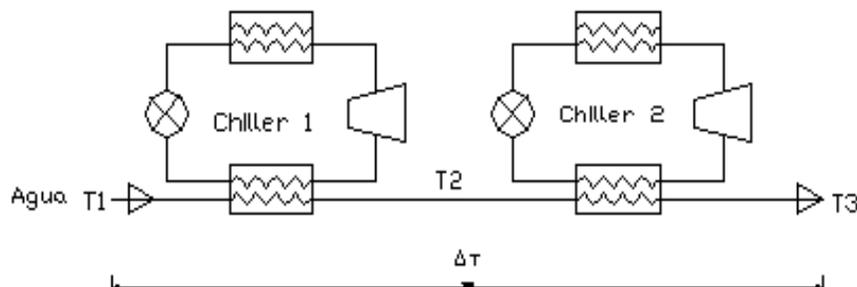


Figura. 2.3 – chillers conectado en serie

En la **figura 2.3** el agua entra en el chiller 1 con una temperatura $T1$, este chiller enfría el agua a una temperatura determinada $T2$ y el chiller 2 enfría más el agua desde $T2$ hasta la temperatura ajustada $T3$.

En **figura 2.4** muestra la conexión en respeto al refrigerante, ambos chillers tiene el mismo refrigerante, por esto se puede hacer el ciclo en lo mismo diagrama. De lo contrario si hay diferente refrigerante, tiene que representar el ciclo diferente para cada refrigerante.

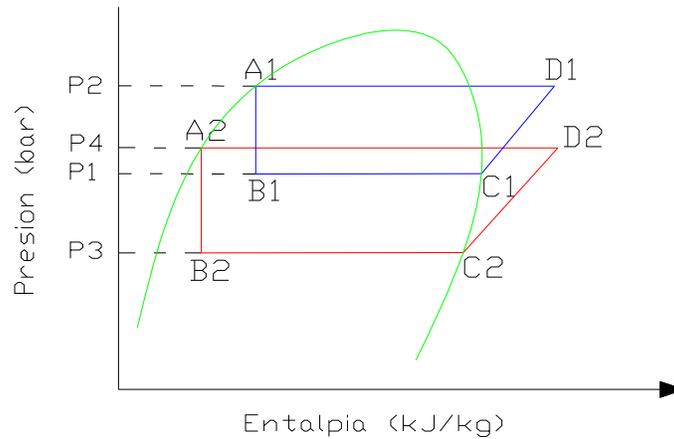


Figura. 2.4 – Diagrama P-h de chillers conectado en serie

Chillers conectado en serie deben tener el mismo flujo de agua, aunque el flujo del refrigerante puede ser diferente, dado que los chillers trabajan a diferentes presiones.

2.2.1 Evaluación termodinámica

Trabajo total

$$W_1 = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \dots\dots\dots (Ec. 2.20)$$

$$W_2 = \frac{n}{n-1} p_3 V_3 \left[\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \text{ kJ/kg} \dots\dots\dots (Ec. 2.21)$$

$$W_{ideal} = h_D - h_C, \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \dots\dots\dots (Ec. 2.22)$$

Donde:

h_c = entalpía de refrigerante en la succión del compresor, $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$

h_D = entalpía de refrigerante en la descarga del compresor, $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$

$$W_T = W_1 + W_2, \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.23})$$

Potencia total

$$\text{Pot} = W * m_{\text{ref}} \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.24})$$

$$\text{Pot}_1 = W_1 * m_{\text{ref1}} \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.25})$$

$$\text{Pot}_2 = W_2 * m_{\text{ref2}} \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.26})$$

$$\text{Pot}_{\text{total}} = \text{Pot}_1 + \text{Pot}_2, \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} = \text{kW}\right) \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.27})$$

Calor absorbido total

$$Q_{A1} = (h_{C1} - h_{B1}) \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.28})$$

$$Q_{A2} = (h_{C2} - h_{B2}) \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.29})$$

$$Q_{A \text{ total}} = Q_{A1} + Q_{A2} = (h_{C1} - h_{B1}) + (h_{C2} - h_{B2}), \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.30})$$

Donde:

h_c y h_B = entalpías a la salida y entrada del evaporador

COP de la conexión

$$\text{COP} = \frac{Q_{Ae} \text{ total}}{W_{\text{total}}} \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.31})$$

Cantidad del frío total

$$Q_E = c_p * m_{\text{agua}} * (t_1 - t_2) + c_p * m_{\text{agua}} * (t_2 - t_3) \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.32})$$

$$Q_E = c_p * m_{\text{agua}} * [(t_1 - t_2) + (t_2 - t_3)] , \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} = \text{kW} \right), (\text{tonfrío}) \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.33})$$

EER de la conexión

$$\text{EER} = \frac{Q_E \text{ total}}{\text{Pot}_{\text{total}}} \dots\dots\dots (\text{Ec.2.34})$$

2.2.2 Criterios Comparativos

Los enfriadores en paralelo poseen muchas ventajas y desventajas termodinámicamente en comparación con enfriadores en serie. Los enfriadores en paralelo tienen más ventajas que los enfriadores en serie en su funcionamiento con cargas parciales. Este significaría ahorros en el trabajo total en los compresores (W_c) en cuales resulta también en un aumento en el coeficiente de funcionamiento (COP). La desventaja de enfriadores en paralelo es que un incremento en la temperatura de la mezcla de agua cuando utilizan capacidades diferentes causa un incremento de trabajo en el enfriador que funciona a carga más alta para compensar este aumento de temperatura en el sistema y también afecta el sistema de bombeo de agua.

En los enfriadores en serie, poseen la ventaja que no tiene el problema de mezcla de agua como los enfriadores en paralelo. Sin embargo, una de las grandes desventajas

es que en el sistema a través los dos enfriadores existe una caída de presión. Esta caída de presión causa un mayor consumo de energía en las bombas de suministro.

En el capítulo I se llegó a la conclusión de los beneficios al utilizar las plantas enfriadoras de agua como máquinas enfriadoras y calentadoras simultáneamente en sistemas de climatización centralizado con un recuperador de calor. A continuación se expone de una forma clara y sencilla un análisis termodinámico de dicho proceso.

2.3 Enfriadores con recuperadores.

En los enfriadores con recuperadores de calor, aparte del circuito de agua que se encarga de la climatización, existe un circuito para el calentamiento de agua sanitaria y este se logra a través de un intercambiador de calor refrigerante-agua, dispuesto a la salida de los compresores. El refrigerante al salir del proceso de compresión sale a una temperatura elevada cediéndole parte de su calor al agua y posteriormente logra su condensación en los condensadores. La figura 2.5 muestra la conexión en respecto al refrigerante de un chiller que tiene un recuperador de calor a la salida del compresor.

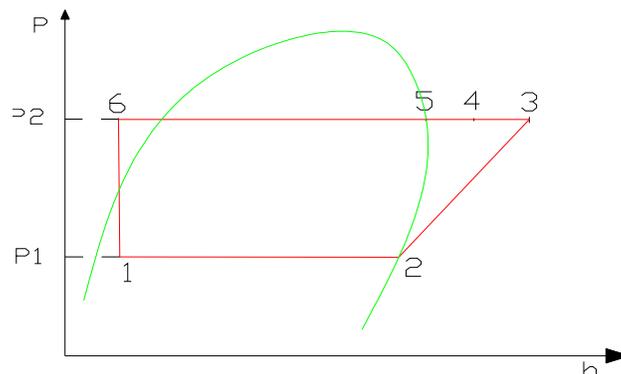


Figura. 2.5 – Diagrama P-h de chiller con un recuperador

A continuación se presentan las ecuaciones utilizadas en un balance de energía en el recuperador para determinar el potencial térmico que se puede aprovechar para el calentamiento de agua. Ver **figura 2.6**.

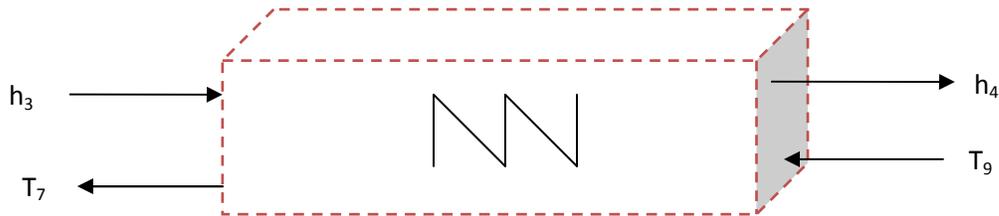


Figura. 2.6 Balance energético del recuperador.

2.3.1 Balance energético del recuperador

$$m_R (h_4 - h_3) = m_{\text{agua}} * C_p * (T_7 - T_9) \dots\dots\dots (Ec. 2.35)$$

Ver anexo XV para el diagrama de circuito del SCCAH.

$$w_c = \frac{W_{\text{ideal}}}{\eta_{\text{isoentropico}}} \dots\dots\dots (Ec. 2.36)$$

Donde:

w_{ideal} : trabajo ideal del compresor

η : eficiencia isoentropica del compresor

$$h_{3\text{real}} - h_2 = \frac{h_{3\text{ideal}} - h_2}{\eta_{\text{isoentropico}}} \dots\dots\dots (Ec. 2.37)$$

$$h_{3\text{real}} = \frac{h_{3\text{ideal}} - h_2}{\eta_{\text{isoentropico}}} + h_2 \dots\dots\dots (Ec. 2.38)$$

$$\eta_{\text{isoentropico}} = 0,63 + 0,083 \frac{P_D}{P_S} - 0,01 \left(\frac{P_D}{P_S} \right)^2 \dots\dots\dots (Ec. 2.39)$$

Donde:

P_D : Presión de descarga

P_S : Presión de succión

La entalpia de punto 4 se halla de esa forma:

$$h_4 = h_3 - \frac{Q_{\text{Rec}}}{m_R} \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.40})$$

Flujo de calor en el recuperador

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

$$Q_{\text{total a. rechazar}} = m_R \Delta h_{3-6} \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.41})$$

$$Q_{\text{Rec}} = Q_{\text{total a. rechazar}} \times n \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.42})$$

Donde:

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

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

h_3 : Entalpia de refrigerante a la entrada del recuperador de calor [kJ/kg]

h_4 : Entalpia de refrigerante a la salida del recuperador de calor [kJ/kg]

$$Q_{\text{condensador}} = Q_{\text{total a. rechazar}} - Q_{\text{rec}} \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.43})$$

Calor total absorbido (q_{abs})

$$q_{\text{abs}} = h_2 - h_1 \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.44})$$

Trabajo del compresor (W_c)

$$W_c = (h_{3 \text{ real}} - h_2), \quad \text{kJ/kg.} \dots\dots\dots (\text{Ec.2.45})$$

Rendimiento térmico del ciclo (η_T)

$$\text{Perdidas} = \frac{(Q_{\text{abs}} - Q_{\text{cond}})}{Q_{\text{abs}}} \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.46})$$

$$\eta_T = 1 - \text{Perdidas}$$

Coefficiente de eficiencia energética

Como los sistemas de climatización que incorporan recuperadores de calor presentan dos productos finales, uno frío y otro caliente, la ecuación de la eficiencia del sistema al incluir el término de la capacidad de recuperación queda de la siguiente forma:

$$\eta_{\text{sist}} = \frac{E_F + E_C}{E_{\text{elect}}} = \text{COP} + \frac{Q_{\text{rec}}}{N_C} \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.47})$$

$$E_F = Q_{\text{Frigor}} = m_R (h_2 - h_1) \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.48})$$

$$E_C = Q_{\text{Rec}} = m_{\text{agua}} * C_p * \Delta T \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.49})$$

Donde:

η_{sist} - Coeficiente de eficiencia energética.

E_F - Potencia frigorífica producida por la planta.

E_C - Potencia calorífica producida por la planta.

E_{elect} - Potencia suministrada al compresor.

ΔT : Diferencia de temperatura de entrada y salida del agua de recuperador

La determinación de la temperatura de salida del agua en el recuperador se realiza por la siguiente ecuación:

(Partiendo de que Q_{frigor} esta trabajando el 100%)

$$Q_{\text{abs-agua}} = Q_{\text{recuperado}}$$

$$m_{\text{agua}} \cdot C_p \cdot \Delta T = Q_{\text{rec}} \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.50})$$

Donde:

m_{agua} : flujo de agua caliente en el circuito primario

$C_{p_{H_2O}}$: Calor específico del agua kJ/kg*K

ΔT : Diferencia de temperatura de entrada y salida del agua de recuperador

Q_{rec} : Calor recuperado

Entonces:

$$m_{\text{agua}} \cdot C_p \cdot (T_7 - T_9) = Q_{\text{rec}} \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.51})$$

$$T_7 = T_9 + \frac{Q_{\text{rec}}}{m_{H_2O} \cdot C_{p_{H_2O}}} \dots\dots\dots (\text{Ec. 2.52})$$

La temperatura necesaria para calentar el agua para el uso sanitario debe ser $\geq 80^\circ\text{C}$.

Calentamiento de apoyo

En los casos en que la recuperación de calor no es suficiente para alcanzar la temperatura deseada en el circuito de agua sanitaria, es necesaria la utilización de un calentador de apoyo, que puede ser eléctrico o a gas, con el cual se logre alcanzar la

temperatura que se requiere. A continuación se presentan las ecuaciones necesarias que modelan este proceso.

$$Q_{\text{apoyo}} = m \cdot c_p \cdot (T_{\text{normalizado}} - T_{\text{sal}})$$

$$\eta = \frac{Q_{\text{apoyo}}}{Q_{\text{disponible}}} = \frac{Q_{\text{apoyo}}}{m_g C_r}$$

Donde:

m_g - Flujo de gas (kg/s)

η - Eficiencia del calentador de gas.

T_{salida} - Temperatura de agua a la salida del recuperador

$T_{\text{normalizado}}$ - Temperatura deseada de agua

C_r -Valor calórico del gas (kJ/kg.K)

2.4 Enfriadores y Eficiencia Energética

Los enfriadores son normalmente los más consumidores de energía eléctrica en un edificio. Un enfriador de 1000 toneladas de capacidad tiene un motor de aproximadamente 700 hp. Con la mejora del rendimiento en los enfriadores se tiene un gran beneficio en el costo de operación del edificio. Como se ha mencionado, la eficiencia de un enfriador está dada en la forma de kW/ton (toneladas de frío), COP (Coeficiente de funcionamiento del Ciclo) o EER (Energy Efficiency Ratio). El funcionamiento a carga máxima normalmente está especificado por el diseñador. Es importante que sea especificado sobre las condiciones de operación porque el rendimiento del enfriador varía significativamente a diferentes condiciones de operación. La tabla 2.1 muestra algunos requerimientos obligatorios de la eficiencia mínima de los enfriadores. Vea anexo I para otros tipos de enfriadores.

Tabla 2.1 Eficiencia mínima de diferentes tipos de enfriadores

Tipo de Enfriador	Capacidad	Eficiencia Mínima
Enfriado por aire con condensador, operado electrónicamente	<150	2.80 COP
Enfriado por aire sin condensador, operado electrónicamente	Todas capacidades	3.10 COP
Enfriado por agua, operado electrónicamente, desplazamiento positivo (Semihermético de tornillo)	<150	4.45 COP
	≥150 - <300	4.90 COP
	≥300	5.50 COP
Enfriado por agua, operado electrónicamente, centrifuga	<150	5.00 COP
	≥150 - <300	5.55 COP

2.5 Conclusiones Parciales

- ❖ El análisis termodinámico de cada una de las estrategias físico-estructurales que se plantean para los sistemas de climatización, ofrece la ventaja de evaluar la factibilidad desde el punto de vista energético, lo cual permite hacer una valoración económica de estas para tomar una decisión adecuada.

- ❖ De las alternativas que se declaran en la literatura, se evalúa la estrategia de incorporación del recuperador de calor, ya que ofrece más posibilidades de realizar un análisis energético y económico para el sistema en estudio. No así con las otras alternativas, dado el grado de dificultad que implica realizar modificaciones desde el punto de vista estructural en este tipo de sistemas.



CEEMA

**Centro de estudios de energía
y medio ambiente**

Capítulo III

Capítulo III: Evaluación de la alternativa de recuperación de calor para el caso del “Hotel Jagua”

En este capítulo se realiza la evaluación de la alternativa de la recuperación de calor en el sistema de climatización centralizada con Hotel Jagua como el caso de estudio, teniendo en cuenta las ecuaciones termodinámico planteado en el capítulo 2. Este análisis nos ayuda apreciar la cantidad de calor que se puede recuperar en un ciclo de climatización. El análisis termodinámico de las otras alternativas tendría gran importancia con el objetivo de conocer cual sería la más adecuada para aplicarla hotel Jagua, sin embargo, no se puede efectuar un cambio estructural que tal vez afectaría los parámetros de funcionamiento en el hotel. Entonces, para el propósito de este trabajo, se analiza el sistema de recuperación de calor en hotel Jagua para conocer como se comporta energéticamente y la factibilidad que posee en el sistema de climatización centralizado.

3.1 Características del objeto de estudio “Hotel Jagua”.

El Hotel Jagua está situado en la provincia de Cienfuegos (**figura 3.1**), en la zona de Punta Gorda; ostenta la categoría cuatro estrellas y pertenece a la cadena Gran Caribe. Tiene una capacidad de 136 habitaciones en el edificio principal, cuenta también con un bloque de trece cabañas ubicadas en el área de la piscina, lo que totaliza un total de 149 habitaciones disponibles para el turismo, principalmente turismo de tránsito.



Figura 3.1 Hotel Jagua Provincia de Cienfuegos

3.1.1 Características del sistema de climatización.

La **figura 3.3** muestra un esquema simplificado del circuito de climatización centralizada del Hotel caso de estudio.

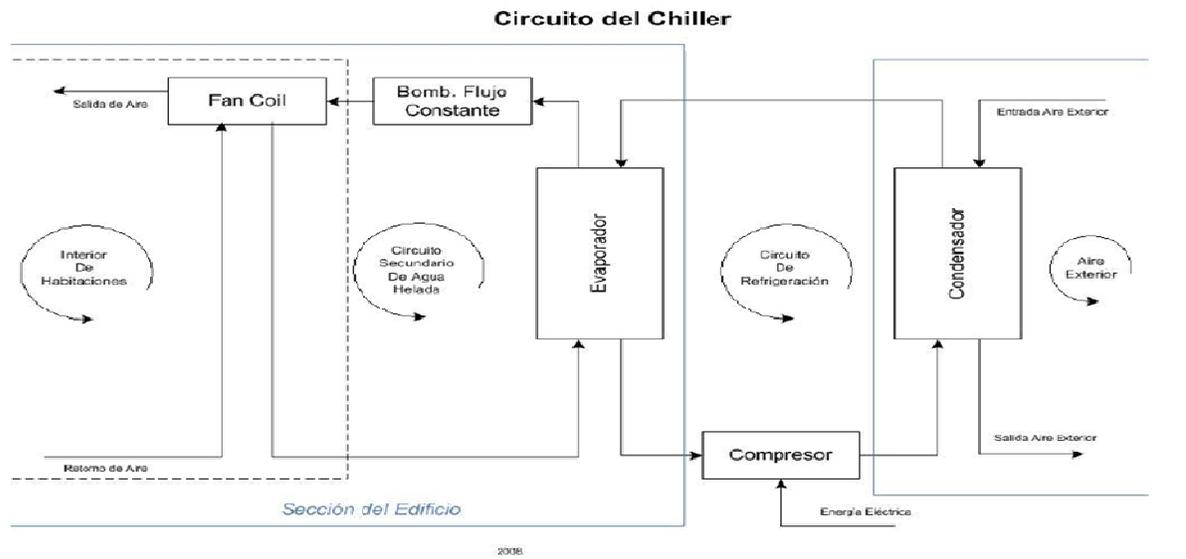


Figura 3.2 Circuito de refrigeración simplificado Hotel Jagua.

Este Hotel posee un sistema de climatización centralizado por agua helada de dos enfriadores de agua marca CHAW-T 1402 con las siguientes características.

3.1.2 Circuito frigorífico.

Posee cuatro circuitos frigoríficos e igual número de compresores conectados en paralelo y constituido básicamente por:

1. Válvulas de líquido de cierre manual.
2. Filtros deshidratadores con cartuchos recambiables.
3. Visores de líquido con indicador de humedad.

4. Válvulas de expansión termostáticas con equilibrados de presión externa.
5. Válvulas de acceso tipo obús.
6. Válvulas solenoide en línea de líquido.
7. Mangueras antivibratorias en succión y descarga.
8. Silenciador en la descarga.

Condensadores.

Dispuestas en “W”, con cabezales en chapa de acero galvanizado. Aletas de aluminio y tubos de cobre expansionados mecánicamente. Con capacidad para subenfriamiento del líquido condensado. Esto permite obtener un mejor aprovechamiento de la capacidad frigorífica, sin aumentar la potencia consumida. Los motoventiladores de enfriamiento son axiales y regulables en velocidad por disminución de la tensión de alimentación hasta 60 voltios.

Evaporador.

De tipo multitubular, horizontal, de expansión seca, constituido esencialmente por una camisa exterior de tubo de acero de alta resistencia y un haz de tubos de cobre rectos en su interior y deflectores de flujo.

Compresores.

Son del tipo semiherméticos de tornillo, para R-22, marca Bitzer de fabricación alemana, enfriados por el gas de succión y protegidos por sondas termostáticas alojadas en el 57 interior de las bobinas. La lubricación es forzada de la zona de alta

presión a la de baja presión. El circuito de aceite incluye calentador del cárter, visor de nivel de aceite, filtro y válvulas de toma de presión.

Motoventiladores axiales.

Los motoventiladores axiales son de transmisión directa en una sola unidad en la que el estator de dicho motor es a la vez el cubo del ventilador. La carcasa del motor y las aspas están fabricadas en fundición de aluminio, formando un solo cuerpo en el que la forma aerodinámica garantiza una elevada transformación de energía y bajo nivel sonoro. La sujeción del motor se realiza mediante un soporte de acero al mueble de la unidad.

El motor es del tipo rotor exterior, provisto de termocontactos internos de seguridad y diseñado para soportar condiciones extremas de temperatura (hasta 67°C), con condensador permanente, protección IP-44.

Los motores de los ventiladores son regulables en velocidad por disminución de la tensión de alimentación hasta 60 voltios y soportan sobre tensiones normales de uso.

Recuperador de calor

Diseñado y fabricado por FRIOCLIMA conforme a la Norma ASME, mediante procedimientos, controles y herramientas de alta calidad. El sistema de recuperación de calor es simple, presentando una solución muy económica para la obtención de agua caliente sanitaria en comparación con cualquier otro sistema de calefacción convencional. El recuperador de calor integrado al equipo, está interconectado en serie con el condensador estándar de agua de la unidad permitiendo obtener agua caliente para fines sanitarios u otros usos de la instalación.

Los recuperadores de calor estándar incorporados por FRIOCLIMA en sus unidades son para la recuperación del calor de sobrecalentamiento, los cuales pueden recuperar

hasta el 30% del calor total rechazado. Los recuperadores de calor se utilizan durante el transcurso del año para el calentamiento de agua sanitaria el hotel para el confort de los clientes.

Durante el invierno los recuperadores de calor pueden ser utilizados para evitar que se produzca 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. 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. La temperatura del agua en el circuito de agua caliente no ha de ser inferior a 50°C en el punto más alejado del circuito, o en la tubería de retorno al acumulador. La instalación permitirá que el agua alcance una temperatura de 70°C.

3.1.3 Circuito eléctrico.

Contiene todos los elementos necesarios para la puesta en marcha de la unidad. Solo es necesario conectar a la red de alimentación eléctrica debidamente protegida.

3.1.4 Bombas de agua caliente

- BRCW: bomba centrífuga in line del circuito de recuperación de calor del Water-Chiller

$Q=5,8$ l/s; $P_s=150$ kPa; $P_{elec}=3,0$ CV; ILCV-50/200; cant=2U.

- BRAC: bomba centrífuga en la línea de recirculación de los tanques de acumulación

$Q=0,81$ l/s; $P_s=200$ kPa; $P_{elec}=2,0$ CV; ILC-32/200; cant=2U.

- BRACS: bomba centrífuga del retorno de agua caliente sanitaria

$Q=2,78$ l/s; $P_s=650$ kPa; $P_{elec}=10$ CV; ILC-32/200; cant=2U.

Vea anexos II-V para las características técnicas del enfriado CHAWT-1402.

3.2 Funcionamiento del sistema de climatización

El sistema de climatización del hotel Jagua funciona de la siguiente manera:

El agua enfriada en los “chillers” es enviada al colector 1 mediante las bombas del circuito primario de agua fría (1, 2, 3), según muestra la **figura 3.3**. La bomba 3 actúa como reserva en caso de presentarse alguna falla en 1 ó 2.

En función de los requerimientos de climatización demandados en las diversas áreas del hotel (ver anexos VI-XIV), se suministra el agua enfriada mediante las bombas (10, 9, 8, 7, 6, 5, 4).

Cada uno de estos lugares contiene “fan coils” que suministran el aire frío deseado por los clientes, la temperatura en las habitaciones, cabañas y oficinas es controlada mediante termostatos regulados por los clientes. El sistema dispone de válvulas de tres vías que se en carga de hacer pasar el agua helada por el fan-coil en caso habitación este ocupada, en caso que este desocupada esta pasa el agua a la línea de retorno, de donde posteriormente volverá en un ciclo cerrado a enfriarse y bombearse a los locales a climatizar. Las líneas de agua, de impulsión y retorno trabajan en iguales condiciones de presión y de flujo. El agua de retorno del sistema que ha ganado calor como producto de la transferencia térmica en su recorrido es depositada en el colector 2, desde donde nuevamente es enviado a las unidades enfriadoras para su posterior enfriamiento.

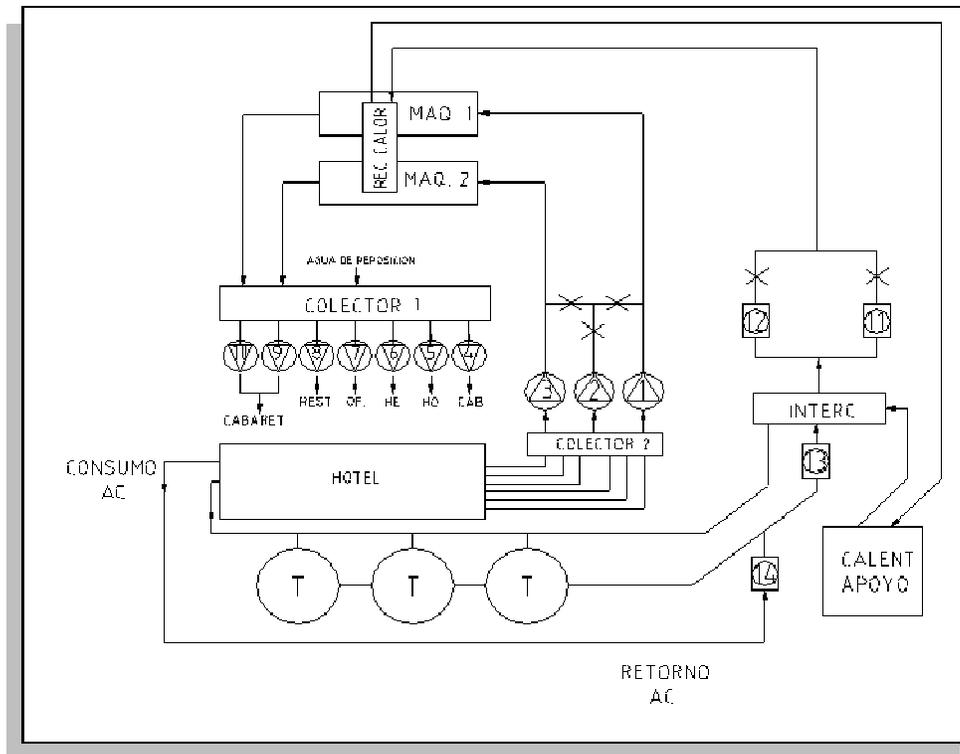


Figura 3.3 Esquema simplificado de funcionamiento del sistema de climatización.

Leyenda del esquema.

1. Bomba centrífuga del circuito primario de agua fría "chiller" # 1.
2. Bomba centrífuga del circuito primario de agua fría "chiller" # 2.
3. Bomba centrífuga del circuito primario de agua fría de reserva.
4. Bomba centrífuga del circuito secundario agua fría (bloque de cabañas).
5. Bomba centrífuga del circuito secundario agua fría (habitaciones oeste).
6. Bomba centrífuga del circuito secundario agua fría (habitaciones este).
7. Bomba centrífuga del circuito secundario agua fría (oficinas).
8. Bomba centrífuga del circuito secundario agua fría (restaurante).
9. Bomba centrífuga del circuito secundario agua fría (cabaret).
10. Bomba centrífuga circuito secundario agua fría reserva (cabaret).
11. Bomba centrífuga del circuito primario de agua caliente.
12. Bomba centrífuga circuito primario agua caliente reserva.
13. Bomba centrífuga para la recirculación de agua caliente (tanques).
14. Bomba centrífuga del retorno de agua caliente.

3.2.1 Parámetros de Funcionamiento

El sistema de climatización centralizada del Hotel Jagua está caracterizado por los siguientes parámetros de funcionamiento:

Tabla 3.1 Parámetros de funcionamiento para distintas capacidades de compresión.

Capacidad de compresión	50%	75%	100%	UM
Temperatura de entrada	13,2	14	15,3	°C
Temperatura de salida	12,1	11,6	13	°C
Temperatura del aceite	79,5	59,8	40,9	°C
Temperatura de rec.	50	47,7	47,3	°C
Set point	12	12	12	°C

Presión de succión	4,1	3,1	3,9	Bar
Presión de descarga	15,2	15,9	17,5	Bar
Presión de aceite	14,2	15,4	18,2	Bar

Los compresores están diseñados para que trabajen en tres escalones diferentes según sea la necesidad.

3.3 Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración sin recuperador de calor

La evaluación termodinámica de un sistema resulta imprescindible a la hora de su evaluación, debido que a través de ella se pueden identificar variables de incidencia directa sobre el trabajo del ciclo en estudio, así como del rendimiento térmico a diferentes condiciones de explotación.

Por esta razón un punto clave de este trabajo es la evaluación termodinámica del sistema de climatización de hotel “Jagua”, con el objetivo de obtener el comportamiento de ciclo cuando aparecen variaciones en las presiones de trabajo durante los arranques y paradas del compresor o en las variaciones de temperatura de agua helada que se envía a los locales a climatizar y la cantidad de calor que puede ser aprovechado del sistema para el calentamiento de agua sanitaria. A continuación se mostrará la evaluación energética del chiller en diferentes casos de estudios.

3.3.1 Cálculo de los indicadores energéticos para el sistema sin recuperación de calor.

Datos:

$$P_{\text{SUCCION}} = 3,9\text{bar}$$

$$P_{\text{DESCARGA}} = 17,3\text{bar}$$

$$Q_{\text{Frigor.chapa}} = 404\text{kW} = 114,77\text{TR}$$

$$N_E = 110\text{kW}$$

Subenfriamiento : 8 °C

Sobrecalentamiento : 5 °C

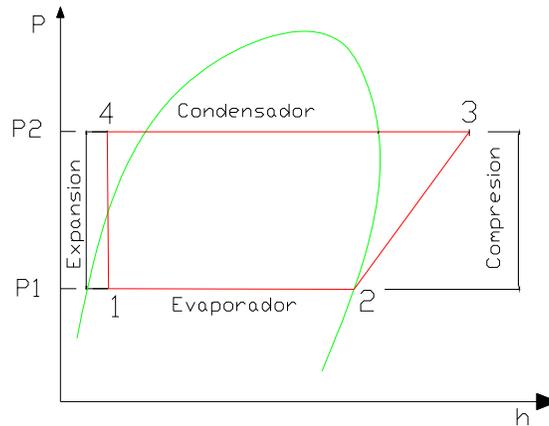


Figura. 3.4 Diagrama de P-h del refrigerante R-22

1 – 2. Evaporación.

2 – 3 Compresión de vapor

3 – 4 Condensación.

4 – 1 Proceso de expansión.

Efecto Refrigerante (q_1)

El efecto refrigerante se calcule a presión de succión con la diferencia entre la entalpía a la entrada (h_1) y la salida (h_2) del evaporador.

$$h_1 = h_4 = 240 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{3\text{ideal}} = 442 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 405 \text{ kJ/kg}$$

$$q_1 = h_2 - h_1$$

$$q_1 = 405 - 240$$

$$q_1 = 165 \text{ kJ / kg}$$

Eficiencia isoentrópica

La eficiencia isoentrópica se calcula según la ecuación 2.39 del epígrafe 2.3.1.

Donde:

P_D : Presión de descarga= 3,9 bar

P_S : Presión de succión= 17,3 bar

$\eta_{\text{isoentrópico}} = 0,80$

La entalpia real (h_3)

La entalpia (h_3) se calcula utilizando la ecuación 2,38 como:

$$h_{3\text{real}} = \frac{h_{3\text{ideal}} - h_2}{\eta_{\text{isoentrópico}}} + h_2 \dots\dots\dots (\text{Ec. 3.1})$$

Entonces:

$$h_{3\text{real}} = \frac{442 - 405}{0.8} + 405$$

$$h_{3\text{real}} = 451,16 \text{ kJ/kg}$$

-Hallar el flujo de refrigerante a partir de esa ecuación:

$$Q_{\text{frigor}} = m_R (h_2 - h_1) \dots\dots\dots (\text{Ec. 3.2})$$

$$m_R = \frac{Q_{\text{frigor}}}{h_2 - h_1} = \frac{404(\text{kW})}{165(\text{kJ/kg})} \dots\dots\dots (\text{Ec. 3.3})$$

$$m_R = 2,44 \text{ kg/s}$$

Calor rechazado en el condensador (Q_{cond})

$$Q_{\text{cond}} = h_{3\text{real}} - h_4$$

$$Q_{\text{cond}} = 451,19 - 240$$

$$Q_{\text{cond}} = 211,19 \text{kJ/kg}$$

Trabajo del compresor (W_c). (Ec. 2.45)

$$W_c = h_{3\text{real}} - h_2$$

$$W_c = 451,19 - 405$$

$$W_c = 46,19 \text{kJ/kg}$$

Potencia del compresor (N_c).

$$N_c = \dot{m}_R \cdot W_c$$

$$N_c = 2,44 * 46,19$$

$$N_c = 112,7 \text{kW}$$

Coeficiente de funcionamiento del Ciclo (COP).

$$\text{COP} = \frac{q_1}{W_c} \quad \text{o} \quad \frac{Q_1}{N_c};$$

$$\text{COP} = \frac{q_1}{W_c} = \frac{165}{46,19}$$

$$\text{COP} = 3,57$$

Rendimiento térmico del ciclo (η_T)

$$\text{Perdidas} = \frac{(165 - 211,19)}{165}$$

$$\text{Perdidas} = -0,27$$

$$\eta_T = 1 - 0.27$$

$$\eta_T = 0,73 = 73\%$$

A continuación se analizará el sistema de climatización del hotel Jagua considerando el recuperador del calor para hacer un análisis de la cantidad de calor que aprovecha este dispositivo y el comportamiento del sistema con ello.

3.3.2 Análisis termodinámico para el sistema con recuperación de calor. (Estado actual)

Anexos IV demuestra los datos de diseño del recuperador de calor en el sistema de climatización centralizado en el hotel Jagua. En el sistema, el agua caliente es circulada en un ciclo cerrado por tres tanques de 5m³, en los cuales están presentes dos intercambiadores de calor agua-agua del tanque a 50°C y posteriormente es bombeada a los bloques habitacionales. A partir de los datos de diseño, el sistema tiene como datos fundamentales los siguientes:

Datos fundamentales:

$$Q_{\text{recup}} = 119 \text{ kW}$$

Temperatura agua caliente sanitaria: 50-60°C

$$\text{Gasto agua} = 2,78 \text{ l/s}$$

En la producción del agua caliente sanitaria en climatización centralizada del hotel, se utilizan un calentador de apoyo (de gas) de 102kW de capacidad calórica que es encargado de llevar el agua a la temperatura deseada, y eso también se usa en el tiempo de invierno o en el caso que sea necesario utilizarlo durante el verano cuando el hotel tiene muchas habitaciones ocupadas.

El calentador de apoyo opera con los siguientes datos:

Datos fundamentales:

Marca: Pegasus-F2-102

Potencia útil= 99kW

Potencia nominal= 108,8kW

Presión de trabajo: 4bar

Presión del gas: 34mbar

Caudal de agua=1,25kg/s

Temperatura de trabajo: 60-80g. °C

Cantidad: 1U

$\eta = 85\%$

A partir del diagrama de Freón-22 y las tablas de termodinámica, se halla la entalpía y la entropía de cada punto, y después se determina los indicadores energéticos del sistema y al final la cantidad de calor absorbido y temperatura a la salida en el recuperador de calor.

El diagrama de P-h del enfriador con recuperador de calor en el hotel Jagua se muestra en la **figura 2.5** en la epígrafe 2.3, con los mismos parámetros de trabajo como los de epígrafe 3.3. Según las ecuaciones planteadas en Capítulo II para enfriadores con recuperador de calor a 30% y los parámetros de trabajo de hotel, se puede apreciar los siguientes resultados comparados con el sistema sin recuperador como se demuestra tabla 3.1.

Tabla 3.2 Resultados alcanzados del ciclo con recuperador.

Parámetros Termodinámicos	Dimensiones	Sin Recuperador	Con Recuperador
% de recuperación	%	-	30
m_R	kg/s	2,44	2,44
q_1	kJ/kg	165	165
$Q_{\text{total a rechazar}}$	kW	517,10	517,10
$Q_{\text{recuperador}}$	kW	-	155,13
Q_{abs}	kJ/kg	165	165
Q_{cond}	kJ/kg	211,19	147,84
W_c	kW	46,19	46,19
N_c	kW	112,7	112,7
C.O.P	Sin dimensión	3,57	3,57
η_T	%	73	89,6
η_{sistema}	Sin dimensión	3,57	4,94

Los cálculos de indicadores energéticos del sistema de climatización centralizado con recuperador se realizan a continuación para la siguiente variante:

- Para diferentes valores del % de recuperación de calor en el circuito de producción de agua caliente sanitaria (30, 40 y 50% del calor total a rechazar).

En la tabla siguiente se muestran los resultados alcanzados para cada variante anunciada anteriormente:

Tabla. 3.3 Resultados alcanzados a diferentes % de recuperación de calor

Parámetros Termodinámicos	Variante I	Variante II	Variante III
% de recuperación	30	40	50
m_R (kg/s)	2.44	2,44	2,44
q_1 (kJ/kg)	165	165	165
$Q_{\text{total a rechazar}}$ (kW)	517,10	517,10	517,10
$Q_{\text{recuperador}}$ (kW)	155.13	206,84	258,55
Q_{abs} (kJ/kg)	165	165	165
Q_{cond} (kJ/kg)	147.84	126,71	105,59
W_c (kW)	46.19	46,19	46,19
η_{sistema}	4.94	5,4	5,85

3.3.3 Análisis de los resultados obtenidos de sistema para ambos casos.

De la tabla 3.3 se observa a mayor porcentaje de recuperación (%), el calor rechazado por el condensador disminuye. Esto resulta del aprovechamiento del calor que sale sobrecalentado a la salida del compresor. Cuando aumenta la cantidad de calor que se recupera, este minimiza la cantidad de calor que va al condensador. El coeficiente de eficiencia energética del sistema aumenta con la variación de la recuperación de calor. El resultado nos indica que hay un mejoramiento del sistema en el aspecto de

eficiencia energética cuando se utiliza el recuperador de calor, lo que representa una ventaja para el sistema de climatización centralizado desde el punto de vista energético y de ahorro. De la tabla 3.2 se observa que el rendimiento térmico y del sistema aumenta con la introducción del recuperador en el sistema. Anexo XVII se muestra los resultados gráficamente.

3.4 Determinación del calor suministrado por el sistema de apoyo

Como se mencionó anteriormente, cuando la cantidad de calor que se recupera no es suficiente para satisfacer las condiciones del agua sanitaria, entra en funcionamiento el calentador de apoyo, para suplir la demanda de temperatura del agua para uso de los consumidores. En este caso, es importante conocer la cantidad de energía que se utiliza para este propósito, a continuación se expone el cálculo de la temperatura de salida del agua en el recuperador para saber si esa temperatura es suficiente para el calentamiento de agua sanitaria, después se calcula la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura si hay una insuficiencia.

3.4.1 Cálculo de la temperatura de salida del agua en el recuperador

La determinación de la temperatura de salida del agua en el recuperador se realiza por la ecuación 2.50 y por eso llega a la ecuación 3.4:

$$m_{\text{agua}} * C_p * (T_7 - T_9) = Q_{\text{rec}} \dots\dots\dots (\text{Ec. 3.4})$$

Donde:

m: flujo de agua caliente en el circuito primario= 5,83 kg/s.

$C_{p_{H_2O}}$: Calor específico del agua asumiendo un valor medio a 65°C=4,188 kJ/kg*K

T_9 y T_7 : La temperatura de entrada y salida del agua de recuperador. (°K)

Q_{rec} : Calor recuperado. (kW)

$T_9=50^\circ\text{C}=323\text{K}$ (Según los datos y se muestra de la esquema en anexo XV)

$$T_7 = 323 + \frac{155.13}{5.83 * 4.188}$$

$$T_7 = 329.35\text{K}$$

La temperatura necesaria para calentar el agua para el uso sanitario debe ser $\geq 80^\circ\text{C}$ (353 K). La temperatura de salida de agua en el recuperador tiene un calor de 56°C (329.35 K) entonces hay que utilizar calentador de apoyo para elevar temperatura hasta 80°C .

3.4.2 Calculo de la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de 56 hasta 80°C .

$$Q_{apoyo} = m * cp * (T_{normalizado} - T_{sal})$$

$$Q_{apoyo} = 5,83 * 4,188 * (353 - 329,35)$$

$$Q_{apoyo} = 577,29 \text{ kW}$$

Esa cantidad de calor se puede obtener a través de los sistemas de apoyo, bien mediante resistencias eléctricas o por un calentador de gas (GLP).

En el caso de gas hay que determinar el flujo de gas necesario para esa cantidad de calor de acuerdo con la eficiencia del calentador a gas empleado:

$$\eta = \frac{Q_{apoyo}}{Q_{disponible}} = \frac{Q_{apoyo}}{m_g C_r}$$

$$m_g = \frac{Q_{apoyo}}{\eta * C_r} \dots\dots\dots (Ec. 3.5)$$

Donde:

m_g - Flujo de gas (kg/s)

η - Eficiencia del calentador de gas= 85%

C_r -Valor calórico del gas (kJ/kg.K)=49742

$$m_g = \frac{577,29}{0,85 * 49742} = 0,013 \text{ kg/s} = 46,8 \text{ kg / h}$$

3.5 Evaluación económica de la producción de agua caliente sanitaria

Las necesidades de agua caliente sanitaria representan una parte importante del consumo energético del hotel. Estas necesidades varían sensiblemente dependiendo de la categoría del hotel, alcanzando valores que oscilan entre 15 y un 25% del consumo total de energía del mismo.

La producción de agua caliente sanitaria se hace generalmente mediante calderas de agua caliente alimentadas con gas, electricidad o calores residuales de alguno de los equipos tecnológicos presentes en la instalación.

La evaluación económica de los apoyos del calentamiento del agua presenta una gran ventaja para un mejor conocimiento de los gastos económicos que incurren durante la producción de agua caliente sanitaria.

3.5.1 Cálculo del costo de agua caliente sanitaria por gas

Según la información propiciada por el hotel en cuanto a costos del gas, el precio actual del gas es de 0.41\$/kg, en CUC.

El costo de agua caliente sanitaria por gas se calcula por la siguiente expresión:

$$\text{Costo} = m_g * \text{Precio} \dots\dots\dots (\text{Ec. 3.6})$$

$$\text{Costo} = 46,8 * 0,41 = 19,18\$/h$$

3.5.2 Cálculo del costo de agua caliente sanitaria por electricidad

El costo de agua caliente sanitaria por electricidad se calcula de la siguiente expresión:

$$\text{Costo} = \text{tarifa de la electricidad} \times \text{cantidad de calor gastado} \times \text{horas de trabajo}$$

Según tabla 3.4, aparecen las diferentes tarifas para el pago de la electricidad en el hotel y las mismas están distribuidas según el horario:

Tabla 3.4 Las tarifas para el pago de electricidad en el hotel

Horario	Tarifa (\$/kWh)	Costo (\$/h)
12:00a.m - 6:00a.m	0,06	33,43
6:00a.m - 5:00p.m	0,09	50,15
8:00p.m – 12:00p.m		
5:00a.m – 8:00p.m	0,17	94,73

3.5.3 Ahorro en la producción de agua caliente sanitario con el recuperador

Para conocer el ahorro económico y energético que se obtiene en la producción de agua caliente sanitaria se analiza el sistema con el uso del recuperador de calor y sin el recuperador. Con los resultados obtenidos de consumo y costo de la electricidad se establece una comparación entre ambas alternativas con lo que se valora si existe o no

la necesidad de utilización de este dispositivo en el sistema de climatización centralizado.

En el circuito de agua caliente sanitaria, la temperatura del agua que circula no debe ser inferior de 50°C para evitar la legionella. Esta temperatura puede ser utilizada para el análisis del sistema sin recuperador para conocer la cantidad de calor que utiliza el calentador de gas con la misma ecuación planteada anteriormente. Con la temperatura del agua del circuito a 50°C la cantidad de calor que se utiliza el calentador es:

$$Q_{\text{apoyo}} = 732 \text{ kW}$$

Según la ecuación 3.6, el flujo de calor es:

$$m_g = 0.017 \text{ kg/s} = 62.36 \text{ kg/h}$$

Tabla 3.5. Costo de agua caliente sanitario por apoyo

%de Recuperación	Q_{apoyo} (kW)	Costo (\$/h) de agua caliente sanitario por apoyo			
		Electricidad			Gas
		12-6 a.m	6am-5pm 8pm-12am	5-8pm	
0 (Sin recuperador)	732,48	43,9	65,92	124,21	25,57
30	577,35	33,43	50,15	94,73	19,18
40	525,63	31,53	47,30	89,35	17,71
50	473,92	28,43	42,65	80,56	16,54

Los resultados que se exponen en la tabla 3.5 permiten conocer el costo de agua caliente sanitaria una vez que han sido utilizados diferentes apoyos de calentamiento y la cantidad de calor que utilizan ellos. Se observa que con el incremento de la cantidad de recuperación de calor en el sistema, habrá una disminución en la cantidad de calor utilizado por los apoyos y en el costo por hora del agua sanitaria. Estos resultados se pueden apreciar en los gráficos 3.1 y 3.2 respectivamente.

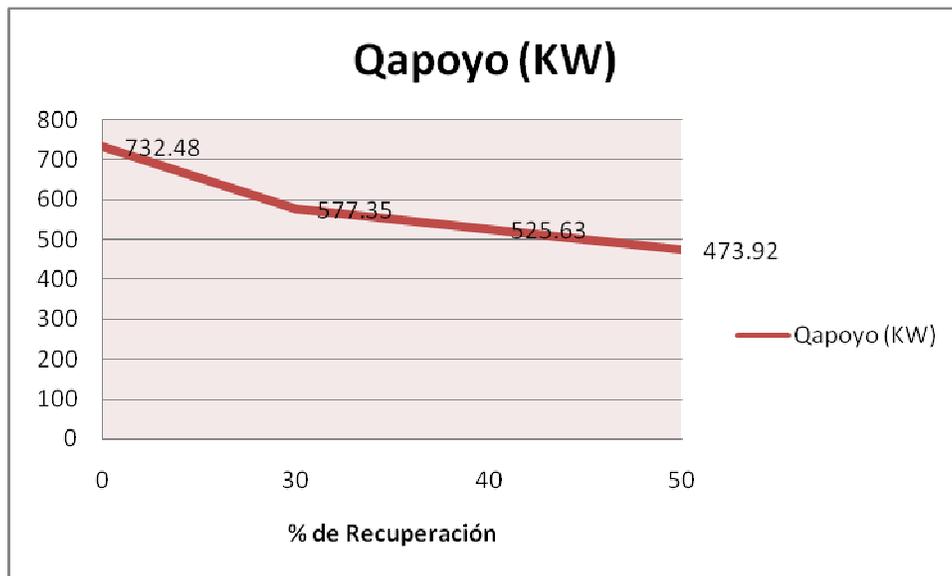


Gráfico 3.1. Q_{apoyo} vs % de recuperación de calor

El sistema posee la capacidad de ahorrar hasta \$43.65CUC/h con el calentador eléctrico y \$9.03CUC/h con el calentador de gas. El horario de consumo de calentador de agua nos indica en el gráfico 3.2 que posee más ahorro económico con el calentador eléctrico cuando se caliente el agua dentro las 12-6 a.m.

El calentador eléctrico posee un costo incurrido por el hotel extremadamente más alto que el calentador de gas. Este significa al hotel que ahorrará más si se utiliza el calentador de gas en el sistema de calefacción pero tendría que evaluar también la factibilidad de este tipo de calentador.

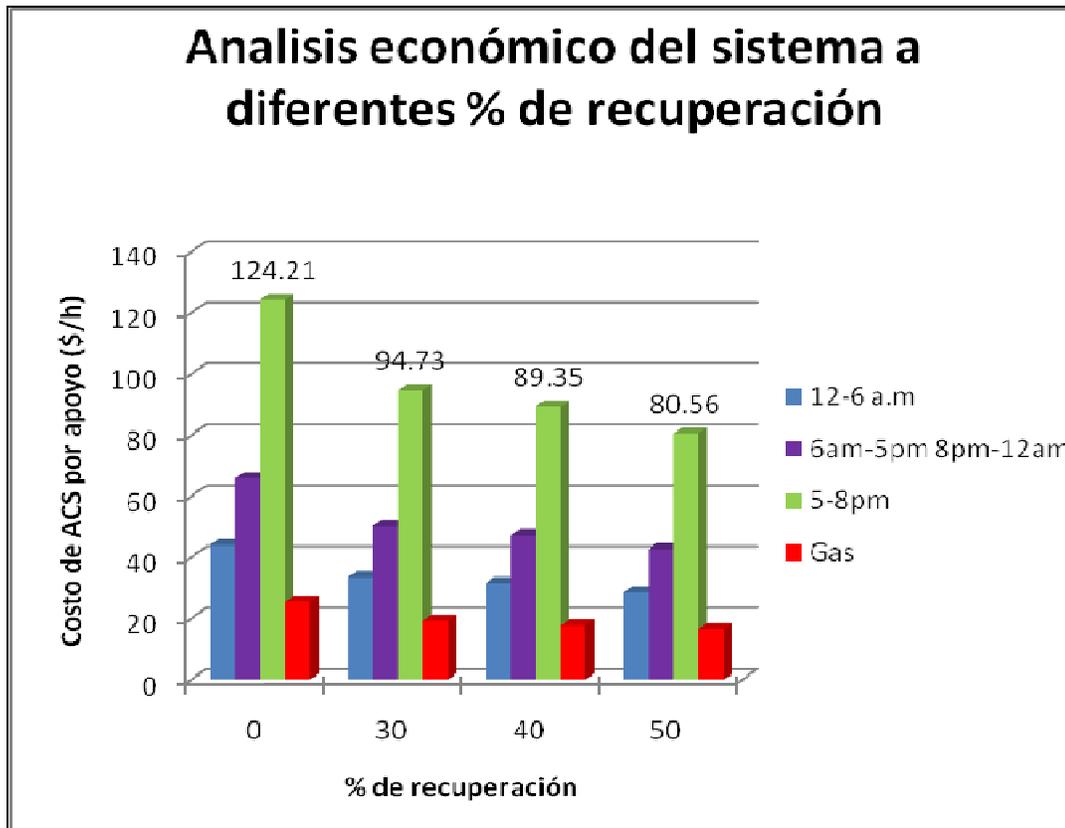


Gráfico 3.2. Análisis económico del sistema a diferentes % de recuperación

3.6 Conclusión Parciales

- ❖ Se evaluó la alternativa de la recuperación de calor teniendo en cuenta las ventajas que ofrece para el sistema de climatización centralizado el aprovechamiento de su potencial térmico, obteniéndose como resultado un aumento del rendimiento térmico en un 16%, lo que demuestra la factibilidad de esta alternativa.

- ❖ La eficiencia del sistema de climatización centralizada en hotel Jagua aumentó en un 38%, para un 30% de recuperación de calor. Con lo que se evidencia que para mayor % de recuperación de calor incrementará su eficiencia, favoreciendo a que el sistema mejore energéticamente.

- ❖ Al valorar la factibilidad en el circuito de apoyo del recuperador de calor de utilizar resistencias eléctricas o GLP, se determinó que el calentador de gas es más beneficioso que las resistencias eléctricas, pues en el aspecto de ahorro económico. Con el calentador de gas se puede ahorrar hasta \$9.03CUC/h en el costo de la producción de agua sanitaria sin contar con el recuperador en el sistema.



CEEMA

Centro de estudios de energía
y medio ambiente

Conclusiones Generales

Conclusiones Generales

1. Los sistemas de climatización centralizada de agua helada usados en los hoteles resultan más eficientes energéticamente que la climatización individual por habitación dado que tienen una mayor fiabilidad, existe una mayor reserva en la capacidad frigorífica y facilita la adopción de medida para el ahorro energético.
2. En los sistemas de climatización, existen varias estrategias físico-estructurales que se aplican para permitir un incremento de eficiencia. Estas estrategias depende mucho del diseño del sistema, el cual se debe estudiar previamente para lograr una mejor explotación.
3. La utilización de recuperación de calor en los sistemas de climatización centralizada para la producción de agua sanitaria en los hoteles es una práctica efectiva para el ahorro energético. Al realizar indistintamente una evaluación del calentamiento con gas y con electricidad como apoyo al recuperador se determinó que la variante con GLP es más económica, y representa en el estudio un ahorro de hasta \$9.03CUC/h.
4. Los resultados de la aplicación del análisis termodinámico, obtenidos en el trabajo, permiten valorar el potencial de la recuperación de calor, y nos indican que la eficiencia del sistema de climatización centralizada en el hotel Jagua aumentó en un 38% con la introducción de un recuperador.



CEEMA

**Centro de estudios de energía
y medio ambiente**

Recomendaciones

Recomendaciones

1. Desarrollar un procedimiento que incorpore las alternativas físicos estructurales desarrolladas en el cuerpo de trabajo y le permita al diseñador seleccionar la variante más idónea para su edificación.
2. Profundizar en la aplicación de los métodos termodinámicos a fin de determinar un indicador de eficiencia global para el sistema combinado de climatización y agua caliente sanitaria.
3. Incluir los criterios de impacto ambiental de estas tecnologías a fin de lograr una valoración más completa.



**Referencia
Bibliográfica**

Referencia Bibliográfica

1. MSc. Juan C. Armas Valdés et al., Análisis comparativo de estrategias de operación en sistemas de climatización centralizados por agua helada.
2. Sistemas de climatización centralizada. Available at:
<http://www.emc.uji.es/asignatura/obtener.php?letra=9&codigo=29&fichero=1082540407929>.
3. 2009c. Operación de un Enfriador de Agua. Available at:
<http://www.sc.ehu.es/nmwmigaj/maqfrigorifica.htm>.
4. Bitondo, Michael, 1999. Chiller Control Plant.
5. Related Efficiency Upgrades Chiller Sequencing Decoupler Systems. Available at:
<http://tristate.apogee.net/cool/cfrcc.asp>.
6. McQuay International, Chiller Plant Design.
7. 2009e. Performance enhancements for chillers. . Available at:
<http://www.coolenergytech.com/Enhancements.htm>, .
8. Fletcher Christian Jacob, 2007. Estrategias de operación del sistema de climatización centralizada por agua helada de Hotel Jagua.
9. 2007. PowerSav variable speed system applications Bulletin D-120 Bw. Available at:
<http://wea-inc.com/pdf/D120Bw.pdf>.
10. 2009. A Preliminary Assessment of Strategies to Raise the Off-Design Energy Efficiency of Chiller Machines. Available at:
http://ciee.ucop.edu/multiyear_projects/EXP/old_exp/exp.beyene.html.
11. 2009c. Generalidades para la selección del sistema. Available at:
www.conae.gob.mx.

12. Daas Youssef Khalil, 2007. Análisis termodinámica para la producción de agua caliente sanitaria en los sistemas de climatización cen.
13. McQuay International, 1996. Centrifugal Chiller Fundamentals.
14. Bell, A & Arthur Jr, 2000. *HVAC Equations Data and rules of thumb*, McGraw Hill.
15. Trane Air Conditioning Clinic TRG. TR016-EN, 2001. Chilled-Water System.
16. ASHRAE MANUAL 4VOL_S12ip, 2000. Hydronic Heating and Cooling System Design.
17. Edwin Hansen G. , 1986. *Hydronic System Design and Operations*, Mc Graw Hill Book Company.



CEEMA

**Centro de estudios de energía
y medio ambiente**

Bibliografía

Bibliografía

2009. A Preliminary Assessment of Strategies to Raise the Off-Design Energy Efficiency of Chiller Machines. Available at:
http://ciee.ucop.edu/multiyear_projects/EXP/old_exp/exp.beyene.html.

ARI Standard for Water Chilling. Available at: <http://www.ari.org/wp/550.590-98wp.pdf>.

2009a. Ciclos de Refrigeración. Available at: <http://www.fisicanet.com>, .

2009b. Climatización por Refrigeración. Available at: <http://www.ccronfort.net>.

2009c. Generalidades para la selección del sistema. Available at: www.conae.gob.mx.

2009d. Operación de un Enfriador de Agua. Available at:
<http://www.sc.ehu.es/nmwmigaj/maqfrigorifica.htm>.

2009e. Performance enhancements for chillers. . Available at:
<http://www.coolenergytech.com/Enhancements.htm>, .

2007. PowerSav variable speed system applications Bulletin D-120 Bw. Available at:
<http://wea-inc.com/pdf/D120Bw.pdf>.

Related Efficiency Upgrades Chiller Sequencing Decoupler Systems. Available at:
<http://tristate.apogee.net/cool/cfrcc.asp>.

Sistemas de climatización centralizada. Available at:
<http://www.emc.uji.es/asignatura/obtener.php?letra=9&codigo=29&fichero=1082540407929>.

2009. Small Chilled Water Systems. Available at:
www.trane.com/commercial/library/vol32_4/ADM_APN009_EN_1203.pdf.

ASHRAE MANUAL 4VOL_S12ip, 2000. Hydronic Heating and Cooling System Design.

Bell, A & Arthur Jr, 2000. *HVAC Equations Data and rules of thumb*, McGraw Hill.

Bitondo, Michael, 1999. Chiller Control Plant.

Daas Youssef Khalil, 2007. Análisis termodinámica para la producción de agua caliente sanitaria en los sistemas de climatización cen.

Edwin Hansen G. , 1986. *Hydronic System Design and Operations*, Mc Graw Hill Book Company.

Fletcher Christian Jacob, 2007. Estrategias de operación del sistema de climatización centralizada por agua helada de Hotel Jagua.

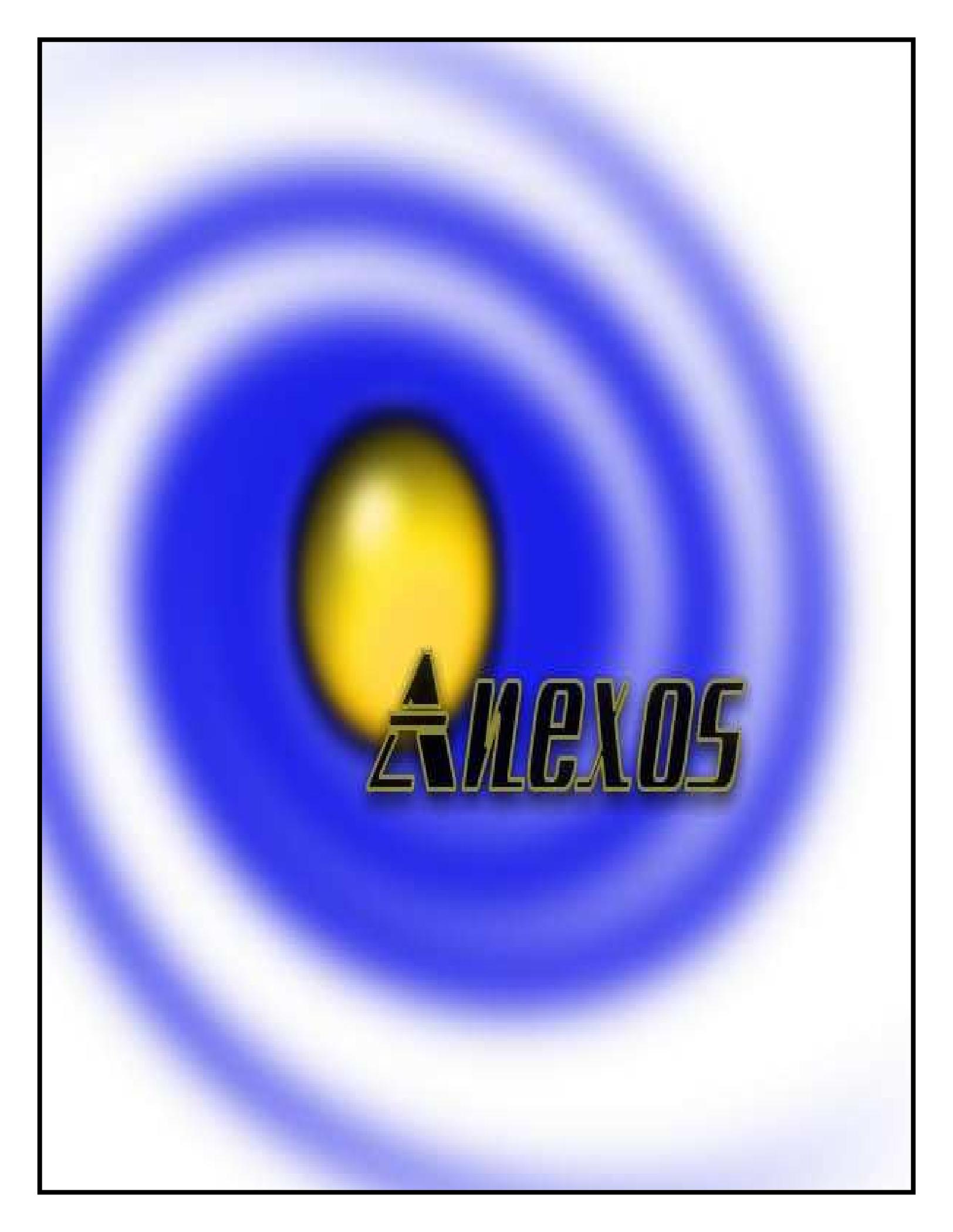
McQuay International, 1996. Centrifugal Chiller Fundamentals.

McQuay International, Chiller Plant Design.

MSc. Juan C. Armas Valdés et al., Análisis comparativo de estrategias de operación en sistemas de climatización centralizados por agua helada .

Trane Air Conditioning Clinic TRG. TR016-EN, 2001. Chilled-Water System.

York International Corporation, 2009. Chiller-Plant Energy Performance.



ALEXOS

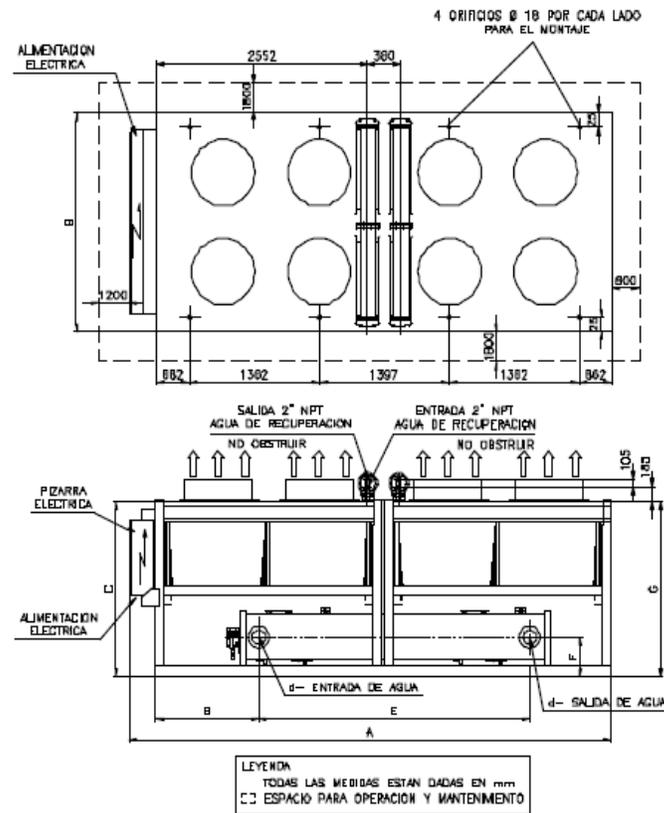
Anexo I: Eficiencia mínima de diferentes enfriadores según McQuay

Water Chilling Packages – Minimum Efficiency Requirements

Equipment Type	Size Category	Subcategory or Rating Condition	Minimum Efficient	Test Procedure
Air Cooled, with Condenser, Electrically Operated	<150 tons		2.80 COP 3.05 IPLV	ARI 550/590
	≥150 tons			
Air Cooled, without Condenser, Electrically Operated	All Capacities		3.10 COP 3.45 IPLV	
Water Cooled, Electrically Operated, Positive Displacement (Reciprocating)	All Capacities		4.20 COP 5.05 IPLV	ARI 550/590
Water Cooled, Electrically Operated, Positive Displacement (Rotary Screw and Scroll)	<150 tons		4.45 COP 5.20 IPLV	ARI 550/590
	≥150 tons and <300 tons		4.90 COP 5.80 IPLV	
	≥300 tons		5.50 COP 6.15 IPLV	
Water Cooled, Electrically Operated, Centrifugal	<150 tons		5.00 COP 5.25 IPLV	ARI 550/590
	≥150 tons and <300 tons		5.55 COP 5.90 IPLV	
	≥300 tons		6.10 COP 6.40 IPLV	
Air-Cooled Absorption Single Effect	All Capacities		0.80 COP	ARI 580
Water-Cooled Absorption Single Effect	All Capacities		0.70 COP	
Absorption Double Effect, Indirect-Fired	All Capacities		1.00 COP 1.05 IPLV	
Absorption Double Effect, Direct-Fired	All Capacities		1.00 COP 1.00 IPLV	

- a. The chiller equipment requirements do not apply for chillers used in low-temperature applications where the design leaving fluid temperature is ≤4°F.
 b. Section 12 contains a complete specification of the referenced test procedure, including the referenced year version of the test procedure.

Anexos II: Dibujo mecánica del enfriador de agua helada CHAW-1402 del Hotel Jagua



Anexos II: Continuada

MODELO / MODEL		Dimensiones / Dimensions							Recuperador / Heat recovery
		Unidad / Unit			Evaporador / Evaporator				
R-22	R-407C	A	B	C	D	E	F	d	G
CHAWT-1302	CHAWT-1302E	5760	2350	2230	2040	1790	401	140	1983
CHAWT-1402	CHAWT-1402E	5760	2350	2230	2005	2360	430	168	1983
CHAWT-1502	CHAWT-1502E	5760	2350	2230	2005	2360	430	168	1983
CHAWT-1602	CHAWT-1602E	5760	2350	2230	2005	2360	430	168	1983
CHAWT-1604	CHAWT-1604E	5760	2350	2230	2005	2360	430	168	1983
CHAWT-1802	CHAWT-1802E	5760	2350	2230	2005	2360	430	168	1983
CHAWT-2002	CHAWT-2002E	5760	2350	2230	1855	2660	430	168	1983
CHAWT-2004	CHAWT-2004E	5760	2350	2230	1855	2660	430	168	1983
CHAWT-2202	CHAWT-2202E	5760	2350	2230	1855	2660	430	168	1983
CHAWT-2204	CHAWT-2204E	5760	2350	2230	1855	2660	430	168	1983
CHAWT-2402	CHAWT-2402E	5760	2350	2230	1855	2660	430	168	1983
CHAWT-2404	CHAWT-2404E	5760	2350	2230	1855	2660	430	168	1983
CHAWT-2602	CHAWT-2602E	5760	2350	2650	2022	2327	483	203	2386
CHAWT-2604	CHAWT-2604E	5760	2350	2650	2022	2327	483	203	2386
CHAWT-2802	CHAWT-2802E	5760	2350	2650	2022	2327	483	203	2386
CHAWT-2804	CHAWT-2804E	5760	2350	2650	2022	2327	483	203	2386
CHAWT-3002	CHAWT-3002E	5760	2350	2650	2022	2327	483	203	2386
CHAWT-3004	CHAWT-3004E	5760	2350	2650	2022	2327	483	203	2386
CHAWT-3202	CHAWT-3202E	5760	2350	2650	2022	2327	483	203	2386
CHAWT-3204	CHAWT-3204E	5760	2350	2650	2022	2327	483	203	2386

Anexos III : Características Técnicas del enfriador del Hotel Jaqua

Unidad Condensadoras

Fan-coil FBH -4

Suministrador: FRIOCLIMA

Capacidad Frigorífica: 3.78kW

Modelo: CHAW-T 1402

Caudal de aire: 192 l/s

No Serie:409294

Presión estática disponible: 40 Pa

Capacidad Frig: 404kW

Potencia eléctrica: 230W, 220 volt, 60Hz

Potencia abs:187,1kW

Dimensiones: 924 x 515 x 278 (mm)

Temp salida del agua: 6°C

Válvula de expansión

Temp entrada aire: 32°C

Modelo: CHAW 1402

Refrigerante: R22

No Serie: 100436

Amperaje a plena carga: 335 A

Prueba presión: 30 bar

Peso:4135 Kg

Presión máx. serv: 30 bar

Ano: 2000

Temp. máx. serv: 100°C

3F/60 Hz/380V

Refrigerante: R-22

Evaporador

Modelo: CHAW 1402

No Serie: 100434

Presión Prueba: 20 bar

Presión max. serv: 12 bar

Volumen: dm³

Temp. máx. serv: 30°C

Temp. min. serv: 5°C

Fan-coil FBH -6

Capacidad Frigorífica: 5.4kW

Caudal de aire: 275 l/s

Presión estática disponible: 40 Pa

Potencia eléctrica: 230W, 220 volt, 60Hz

Dimensiones: 924 x 515 x 278 (mm)

Datos de las bombas (Bombas ITUR)

Datos de los motores

No de bomba	Q (m ³ /h)	r.p.m	H (m)	Motor	V	Hz	r.p.m	kW	A	cos φ
10, 9, 8	24	1750	20	3 ~ M2AA	380 Y	60	1720	3	6.6	0.81
				100 LB-4	220 D	60	1720	3	11.4	0.81
7, 6, 5	52	1750	25	3 ~ M2AA	380 D	60	1735	7.5	15.3	8.86
				132 M-4	660 Y	60	1735	7.5	8.8	8.86
4	10.9	1750	30		380 Y	60	1715	3	6.58	0.58
					220 D	60	1715	3	11.4	0.58

Datos de las bombas (Bombas ITUR)

Datos de los motores

No de bomba	Q (m ³ /h)	r.p.m	H (m)	Motor	V	Hz	r.p.m	kW	A	cos φ
2,3, 1	70	1750	10	3 ~ M2AA	380 Y	60	1710	4	8.7	0.83
				112 M-4	220 D	60	1710	4	15.1	0.83
14, 13	2.9	1750	20	3 ~ M2AA	380 Y	60	1750	1.5	3.5	0.82
				090 L-4	220 D	60	1750	1.5	6.1	0.82
12,11	20.6	1750	15		220 D	60	1715	2.2	8.4	0.83
					380 Y	60	1715	2.2	4.83	0.83

Anexos IV: Capacidades Calóricas máximas nominales de los recuperadores de calor CHAWT 1402-RC

	CHAWT															
	1001-RC		1002-RC		1102-RC		1202-RC		1302-RC		1402-RC		1502-RC		1602-RC	
Circuitos por unidad / Circuit per unit	1		2		2		2		2		2		2		2	
% de recuperación / % of recovery	100	50	100	50	100	50	100	50	100	50	100	50	100	50	100	
Capacidad / Capacity, kW	85.1	51.5	103.0	53.1	104.6	53.1	106.1	61.6	123.2	61.6	123.2	70.5	132.1	70.5	141.0	

NOTAS / NOTES:

1. Capacidades calóricas máximas nominales del recuperador considerando una temperatura de entrada del aire de 35°C y una temperatura de salida del agua de 7°C, R22 / Maximum nominal capacities of heat recovery considering 35°C of air inlet temperature on condenser and 7°C of leaving chilled water temperature, R-22.
2. La cantidad de calor recuperado en cada momento depende de la temperatura de entrada del aire al condensador y de la temperatura de salida del agua del evaporador / Quantity of recovered heat depends on air inlet temperature on condenser and leaving chilled water temperature.

Anexos V: Características eléctricas del enfriador del Hotel Jaqua

Modelo / Model	Tensión de Alimentación / Rated voltage	Compresor / Compressor						Ventilador / Fan			Unidad / Unit	
		Cantidad x HP	Tipo de Arranque ¹	IPC1 ²	IPC2	IAR1 ³	IAR2	Cantidad	IPC-M ⁶	IPC-T		MCA ⁴
				A	A	A	A		A	A		A
CHAW-2604	220V	2x60 2x70	P	236.06	205.75	687.91	566.64	8T	---	7.10	999.43	
	380V			136.67	119.12	398.26	328.05		---	4.10	578.54	
	440V			112.90	98.40	329.00	271.00		---	4.10	483.63	
CHAW-2804	220V	4x70	P	236.06	236.06	687.91	687.91	8T	---	7.10	1060.07	
	380V			136.67	136.67	398.26	398.26		---	4.10	613.64	
	440V			112.90	112.90	329.00	329.00		---	4.10	512.63	
CHAW-3003	220V	3X100	P	Nota 5	Nota 5	Nota 5	Nota 5	12T	---	7.10	-	
	380V			159.18	159.18	692.42	692.42		---	4.10	566.55	
	440V			131.50	131.50	572.00	572.00		---	4.10	476.58	
CHAW-3004	220V	2x70 2x80	P	Nota 5	Nota 5	Nota 5	Nota 5	8T	---	7.10	-	
	380V			157.25	136.67	475.74	398.26		---	4.10	659.94	
	440V			129.90	112.90	393.00	329.00		---	4.10	550.88	
CHAW-3204	220V	4x80	P	Nota 5	Nota 5	Nota 5	Nota 5	8T	---	7.10	-	
	380V			157.25	157.25	475.74	475.74		---	4.10	701.10	
	440V			129.90	129.90	393.00	393.00		---	4.10	584.88	
CHAW-3604	220V	2x80 2x100	P	Nota 5	Nota 5	Nota 5	Nota 5	16T	---	7.10	-	
	380V			159.18	157.25	692.42	475.74		---	4.10	738.26	
	440V			131.50	129.90	572.00	393.00		---	4.10	621.28	
CHAW-4004	220V	4X100	P	Nota 5	Nota 5	Nota 5	Nota 5	16T	---	7.10	-	
	380V			159.18	159.18	692.42	692.42		---	4.10	742.13	
	440V			131.50	131.50	572.00	572.00		---	4.10	624.48	
CHAW-4204	220V	2X100 2X110	P	Nota 5	Nota 5	Nota 5	Nota 5	16T	---	7.10	-	
	380V			178.55	159.18	692.42	692.42		---	4.10	785.71	
	440V			147.50	131.50	572.00	572.00		---	4.10	660.48	
CHAW-4404	220V	4X110	P	Nota 5	Nota 5	Nota 5	Nota 5	16T	---	7.10	-	
	380V			178.55	178.55	692.42	692.42		---	4.10	824.45	
	440V			147.50	147.50	572.00	572.00		---	4.10	692.48	
CHAW-4804	220V	4X120	P	Nota 5	Nota 5	Nota 5	Nota 5	16T	---	7.10	-	
	380V			200.95	200.95	692.42	692.42		---	4.10	919.63	
	440V			166.00	166.00	572.00	572.00		---	4.10	771.10	

Anexos VI-XIV: Fotos del sistema de climatización centralizado del hotel Jaqua



Anexos V: Bombas 1-3 para el circuito primario



Anexo VI: Bombas 4,5,6 para el circuito secundario a los cuartos.



Anexos VII: Bombas 7-8 para el circuito secundario a los oficinas



Anexos VIII: Bombas 9,10 para el circuito secundario al cabaret



Anexos IX: Tanques para el circuito de agua caliente sanitario



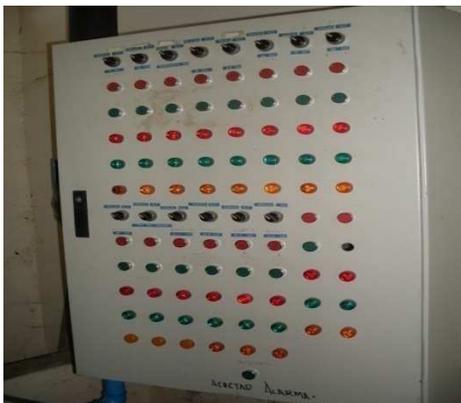
Anexos X: Enfriador de agua helada



Anexos XI: El calentador de gas



Anexos XII: Tuberías de agua helada al local



Anexos XIII: Circuito de control para las bombas



Anexos XIV: Circuito de control para el chiller

Anexos XVI: Calculo para el exponente politrópico (n)

La ecuación politrópico $PV^n = \text{cte}$ para calcular n tiene otra forma:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} = \frac{P_2}{P_1}$$

$$\frac{n}{n-1} * \ln \frac{T_2}{T_1} = \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Como las presiones y temperaturas son valores conocidos pueden calcular el valor de n.

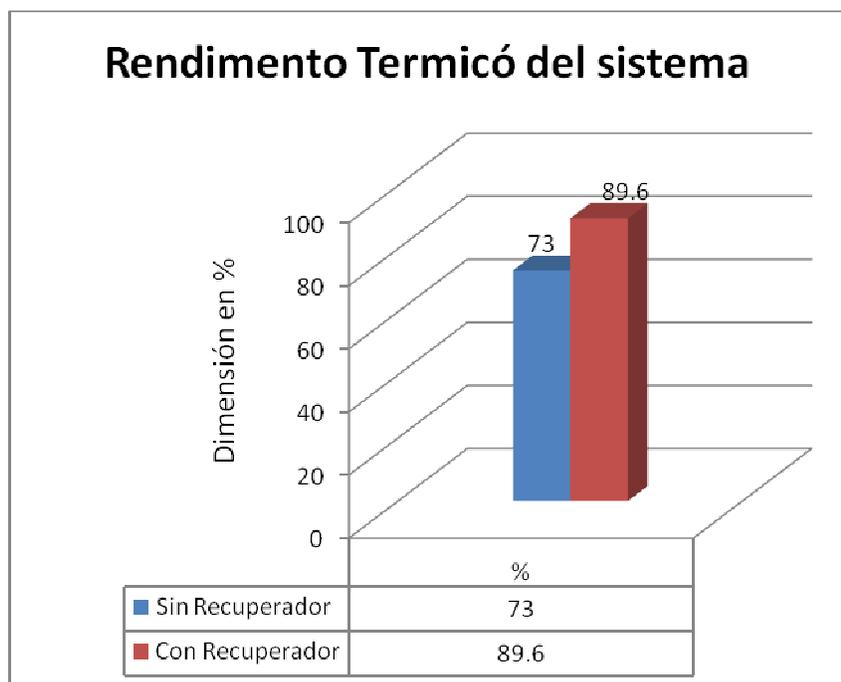
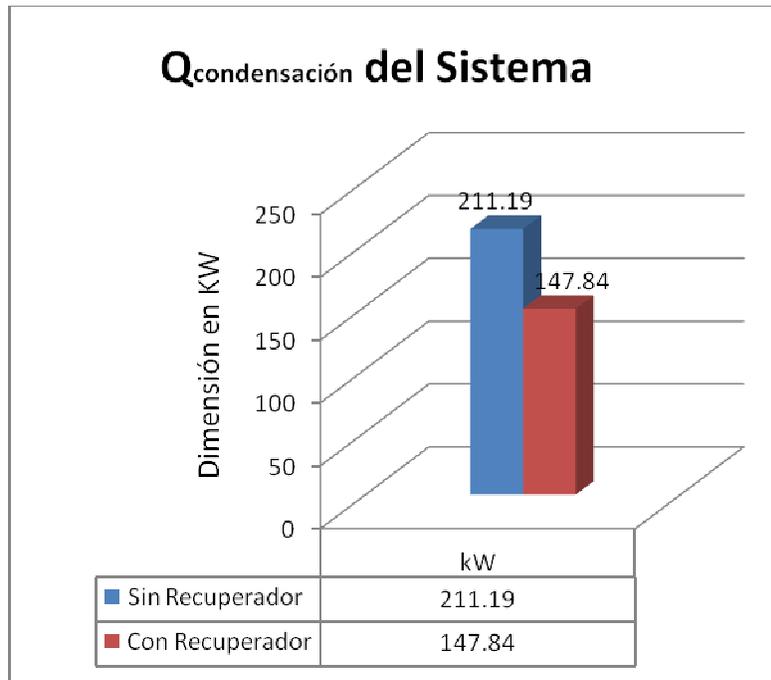
Sustituyendo el valor de $\ln \frac{T_2}{T_1}$ por A y el valor de $\ln \frac{P_2}{P_1}$ por B, viene la ecuación

$$\begin{aligned} \frac{n}{n-1} * A &= B \\ n * A &= B * (n-1) \\ n * A &= (n * B) - B \\ n * (A - B) &= -B \\ n &= \frac{-B}{(A - B)} \end{aligned}$$

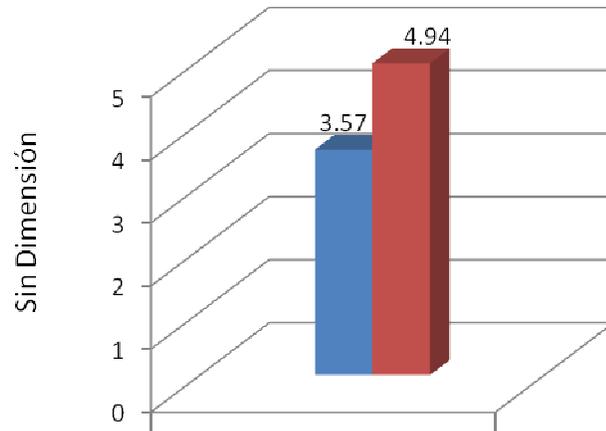
Entonces:

$$n = \frac{-\ln \frac{T_2}{T_1}}{\left(\ln \frac{T_2}{T_1} - \ln \frac{P_2}{P_1} \right)}$$

Anexos XVII: Análisis gráficos de los resultados del estudio



Eficiencia energética del sistema



	1
■ Sin Recuperador	3.57
■ Con Recuperador	4.94