

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**OPTIMIZACIÓN ENERGÉTICA MEDIANTE UN
ANÁLISIS DE EXERGÍA A UN SISTEMA DE
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE UBICADO EN EL
PARANINFO DE LA UCV.**

Presentado ante la Ilustre

Universidad Central de Venezuela

Por los Bachilleres:

González M., Manuel A.

Velasco B., Olga T. H.

Para optar al título de

INGENIERO MECÁNICO

Caracas, 2007

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

OPTIMIZACIÓN ENERGÉTICA MEDIANTE UN ANÁLISIS DE EXERGÍA A UN SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE UBICADO EN EL PARANINFO DE LA UCV.

Tutor Académico: Prof. Miguel Padilla.

Presentado ante la Ilustre

Universidad Central de Venezuela

Por los Bachilleres:

González M., Manuel A.

Velasco B., Olga T. H.

Para optar al título de

INGENIERO MECÁNICO

Caracas, 2007



UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE ENERGETICA



Caracas, 21 de noviembre de 2.007

ACTA

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres:

MANUEL GONZALEZ y OLGA VELASCO

**Titulado: "OPTIMIZACION ENERGETICA MEDIANTE UN ANALISIS DE EXERGIA
A UN SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE UBICADO EN EL
PARANINFO DE LA U.C.V."**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.

Prof. Francisco García
Jurado

Prof. Franklin Baduy
Jurado

Prof. Miguel Padilla
Tutor

Agradecimientos:

Agradecemos a Dios...

Agradecemos a nuestra Universidad Central de Venezuela por habernos abierto todo un mundo de ideas y aprendizajes...

También a nuestro Tutor Ing. Miguel Padilla por guiarnos y soportarnos en todo el desarrollo de este trabajo...

Agradezco a mis Padres por haberme dado todas las herramientas para lograr todo lo que he hecho hasta ahora y por haberme amado, guiado y enseñado lo que jamás hubiera aprendido sin ellos. A mis hermanas y cuñados, que me han apoyado en todo, Chuy, gracias por haber sido siempre un modelo a seguir para mí. A mis sobrinos que a su manera, me han instruido. Gracias a mis amigos que siempre han estado conmigo por encima de todo. Agradecimientos especiales a May, al Pablo, al Julio, al Layon, al Pupilo, al Pío, a los panas de la Uni y a todos los que a pesar de no mencionar, saben que los quiero de corazón. Muchísimas gracias a la familia Blasini, por habernos brindado su apoyo durante la realización de este trabajo, A Miguel, muchas gracias por toda la ayuda y paciencia, te debemos una... Gracias superespeciales a Moraima y a Rebeca por haber sido mis segundas madres. Olga muchísimas gracias por aguantarme todo este tiempo y por haber hecho de este trabajo una de las mejores experiencias de mi vida.

Manuel

Agradezco a mi mamá por darme el amor y enseñarme las herramientas necesarias para haber llegado acá, a mi papa Leo por haber estado desde que tengo memoria, a mis hermanas por siempre apoyarme y decirme una y otra vez que si íbamos a poder. A mis tíos hacerme sentir como en casa...A mi papa Rafa y Edi por haberme acompañado en tantas ocasiones. Migue gracias de corazón por soportar todos estos años de alegrías y desesperación...

Gracias a superamigos: Dani, Oscar, James y Waldo; los cuales seguramente no tienen idea de como agradezco al mundo haber compartido esta loca experiencia de estudiar con ustedes. A mis amigas: Ale, Cinti, Mariana y Aliosha con las cuales disfrute tantos buenos momentos. Gracias a mis compañeros de trabajo por permitirle robar parte del tiempo destinado para otras actividades. Y por ultimo gracias a la familia González por su hospitalidad.

Manu que bien fue haber realizado esta investigación contigo... fue excelente...

GRACIAS...Olga

Dedicatoria:

A *J.B.* quien siempre supo comprenderme, motivarme a seguir adelante y enseñarme a valorar los pequeños detalles que ofrece la vida, gracias amigo, donde estés.

Manuel

A ti mamá...

Olga

Reconocimiento

Los autores extienden su reconocimiento al Consejo de Desarrollo Científico y Humanístico CDCH de la UCV, por los aportes otorgados al proyecto de investigación PI 08.15.5431.2007 sin los cuales no hubiese sido posible la realización de este trabajo.

También reconocemos al personal del Consejo de Preservación y Desarrollo de la UCV (COPRED), en particular al Arq. Rafael Páez, por su valiosa colaboración al igual que al personal técnico de refrigeración de la División de Cultura de la UCV, por su apoyo prestado a la realización del presente Trabajo Especial de Grado.

González M., Manuel A. y Velasco B., Olga T. H.

**OPTIMIZACIÓN ENERGÉTICA MEDIANTE UN
ANÁLISIS DE EXERGÍA A UN SISTEMA DE
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE UBICADO EN EL
PARANINFO DE LA UCV.**

**Tutor Académico: Prof. Miguel Padilla. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad
de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. Año 2007. 142 p.**

Palabras Claves: Ahorro Energético, Refrigeración, Exergía, Carga Térmica.

Resumen: El presente Trabajo Especial de Grado tiene como objetivo principal obtener y estimar ahorros de la energía consumida por un sistema de acondicionamiento de aire perteneciente al Paraninfo de la Universidad Central de Venezuela, por medio de la aplicación de un análisis exergético a sus procesos. Para lograr este objetivo se determinó el comportamiento de los componentes que integran el sistema por medio de sus eficiencias exergéticas.

Se obtuvo como conclusión que el sistema de acondicionamiento de aire a pesar de estar operativo y cumplir con los requerimientos de carga térmica exigidos por el espacio a acondicionar, funciona mediante el uso de un refrigerante próximo a erradicarse debido a su efecto perjudicial a la capa de ozono, por lo que el sistema productor de agua fría debe ser sustituido con el fin de generar el menor gasto posible asociado a esta situación. Además el elemento que se encarga del tratamiento del aire debe ser modificado, con el fin de adecuarse a las exigencias de confort del recinto a acondicionar.

La metodología empleada durante la realización de este trabajo consistió en la recolección y análisis de bibliografía referente al ahorro de energía y análisis exergético, así como del funcionamiento de los sistemas de acondicionamiento de aire, con el fin de obtener resultados adecuados, que permitieron plantear diferentes alternativas de modificación o sustitución de los diferentes componentes del sistema y la cuantificación del ahorro generado con la aplicación de estas opciones. Para esto se debió seleccionar los parámetros de estudio adecuados para el análisis, además de una estimación de la carga térmica demandada por el Paraninfo Universitario, lo cual permitió verificar la adecuación de la capacidad de refrigeración del sistema.

Índice

Resumen	ivii
Índice.....	viii
Lista de Figuras	x
Lista de Tablas	xiii
Lista de Anexos.....	xiii
Introducción	1
Capítulo 1: El Problema de Investigación.....	3
1.1 Planteamiento del Problema.....	3
1.1.1 Descripción de la situación	3
1.1.2 Formulación del problema	4
1.2 Objetivos	5
1.2.1 Objetivos Específicos.....	5
1.3 Antecedentes	6
Capítulo 2: Fundamento Teórico	9
2.1 Acondicionamiento de Aire	9
2.1.1 Ciclo de Refrigeración	12
2.1.2 Sistemas de Acondicionamiento de Aire	14
2.1.2.1 Sistema de Expansión Indirecta	17
2.1.3 Refrigerante.....	20
2.2 Cargas Térmicas de Enfriamiento.....	27
2.2.1 Consideraciones Iniciales de Diseño.....	28
2.2.2 Métodos de Cálculo de Cargas de Enfriamiento:.....	30
2.2.2.1 Método de Cálculo de Cargas por Temperatura Diferencial, Carga de Enfriamiento Solar y Factores de Carga de Enfriamiento (CLTD/SCL/CLF	33
2.3 Exergía y Potencial de Trabajo de la Energía	43
2.3.1 Primera Ley de la Termodinámica.....	43
2.3.2 Segunda Ley de la Termodinámica.....	44
2.3.3 Formas de Exergía	46
Capítulo 3: Marco Metodológico	53
3.1. Tipo de Investigación.....	53
3.2. Diseño de la Investigación.	54
3.3. Poblacion y Muestra.....	54
3.4. Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos.	55
3.5. Técnicas de Procesamiento y Análisis de Datos.	56
3.6. Procedimiento de la Investigación.	56
Capítulo 4: Análisis del Sistema.	59
4.1. Descripción del Recinto.	59
4.1.1 Diseño Original y Maderamen del Paraninfo.....	60

4.1.2	Restauracion de la Madera del Paraninfo.....	61
4.1.3	Situacion Actual del Paraninfo	64
4.2.	Descripción del Sistema de Acondicionamiento de Aire del Paraninfo Universitario.....	65
4.2.1	Unidad Productora de Agua Fría	66
4.2.2	Unidad de Manejo de Aire	69
4.2.3	Torres de Enfriamiento del Agua de Condensación	71
4.2.4	Situación Actual del Sistema de Acondicionamiento de Aire del Paraninfo Universitario	72
4.3.	Consideraciones para el Cálculo de las Cargas Térmicas de Enfriamiento.....	73
4.4.	Consideraciones para el Balance Exergético de los Procesos de Acondicionamiento de Aire del Paraninfo de la CUC	74
4.4.1	Cálculo de la Eficiencia Exergética del Compresor.....	77
4.4.2	Cálculo de la Eficiencia Exergética de los Intercambiadores de Calor	79
4.4.3	Cálculo de la Relacion de Efectividad Energética	79
	Capítulo 5: Alternativas de Ahorro Energético.....	85
5.1	Análisis de la Carga de Enfriamiento del Paraninfo.	85
5.1.1	Modificación de la Carga Térmica en el Paraninfo	86
5.2	Análisis de Resultados del Balance Exergético del Sistema de Acondicionamiento de Aire.	87
5.2.1	Sustitución del Refrigerante Actual	89
5.2.2	Modificación de los Equipos Actuales del Sistema de Acondicionamiento de Aire	89
5.2.3	Sustitución de los Equipos Actuales del Sistema de Acondicionamiento de Aire	91
	Capítulo 6: Ahorro Energético Alcanzado con las Propuestas.	95
6.1	Ahorro por la Disminución de la Carga Térmica.....	95
6.1.1	Disminución de la Infiltracion de Aire Exterior	95
6.1.2	Reduccion del Coeficiente de Transferencia de Calor por Conduccion en el Techo del Paraninfo	96
6.1.3	Sustitución del Alumbrado del Paraninfo	96
6.2	Modificaciones y Sustituciones de los Componentes del Sistema de Acondicionamiento de Aire.....	96
6.2.1	Sustitución del Sistema Productor de Agua Fría	96
6.2.2	Sustitución de la Unidad de Manejo de Aire	97
6.2.3	Limpieza de los Serpentes de la UMA.....	98
6.2.4	Sustitución del Motor de la UMA.....	98
	Síntesis y Conclusiones	99
	Recomendaciones.....	103
	Bibliografía	105

Lista de Figuras

Figura 2.1: Sistema de refrigeración por compresión de vapor. Fuente: Quadri Nestor (2001).	16
Figura 2.2: Sistema de acondicionamiento de aire de expansión indirecta. Fuente: www.bchydro.com	17
Figura 2.3: Figura 2.3: Chiller enfriado por agua (izquierda) y Chiller enfriado por aire (derecha). Fuente: www.dunham-bush.com	18
Figura 2.4: Esquema de una Unidad de Manejo de Aire (UMA). Fuente: Picción Alicia (2001)	20
Figura 2.5: Análisis termodinámico de un volumen de control. Fuente: Gordillo (2005)	45
Figura 2.6: Transferencia de exergía por calor, temperatura de sistema mayor a temperatura ambiental. Fuente: Los Autores	49
Figura 2.7: Transferencia de exergía por calor, temperatura de sistema menor a temperatura ambiental. Fuente: Los Autores	49
Figura 2.8: Distribución de los flujos de exergía en un volumen de control. Fuente: Los Autores	50
Figura 4.1: Vista de planta del Paraninfo de la CUC Fuente: Barrios, Manuel. 2006.	59
Figura 4.2: Vista de áreas de Sala y Tarima del Paraninfo de la CUC Fuente: www.copred.rect.ucv.ve	60
Figura 4.3: Vista desde Tarima del Paraninfo. Fuente: www.copred.rect.ucv.ve	61
Figura 4.4: Sala, paredes sur – este y sur - oeste del Paraninfo. Fuente: www.copred.rect.ucv.ve	61
Figura 4.5: Detalle de techo, y pared nor – este del Paraninfo. Fuente: Barrios, Manuel. 2006.	62
Figura 4.6: Situación de la Sala y nuevos durmientes instalados durante la restauración. Fuente: Barrios, Manuel. 2006	63
Figura 4.7: Vestíbulo y nuevos durmientes instalados en la restauración. Fuente: Barrios, Manuel. 2006.	63
Figura 4.8: Levantamiento de listones del pavimento del Paraninfo. Fuente: Los Autores	64
Figura 4.9: Remoción de piezas para sustitución y Detalle de acabado del piso. Fuente: Los Autores	65
Figura 4.10: Torres de Enfriamiento y puerta de acceso a la UMA. Fuente: Los Autores.	65
Figura 4.11 Sala de Maquinas del Sistema de Acondicionamiento de Aire. Fuente: Los Autores.	66

Figura 4.12 Chiller del Sistema de Acondicionamiento de Aire del Paraninfo.	
Fuente: Los Autores..	67
Figura 4.13 Motor, Compresor y panel de control del Chiller. Fuente: Los Autores..	67
Figura 4.14 Condensador del Chiller. Fuente: Los Autores.....	68
Figura 4.15 Válvulas de Expansión. Fuente: Los Autores.....	68
Figura 4.16 Tren de Bombas y detalle de bomba de Agua Helada. Fuente: Los Autores..	69
Figura 4.17 Serpentin o Superficies de Contacto Eliminadores de Cobre, y bandeja de drenaje. Fuente: Los Autores..	70
Figura 4.18 Motor Eléctrico, Conjunto de Poleas y Correas, y Ventilador. Fuente: Los Autores..	71
Figura 4.19 Ventilador axial de la Torre de Enfriamiento. Fuente: Los Autores..	72
Figura 4.20 Motor eléctrico de la Torre de Enfriamiento. Fuente: Los Autores .	72
Figura 4.21 Esquema del Sistema de Acondicionamiento de Aire del Paraninfo. Fuente: Los Autores .	75
Figura 4.22 Temperatura vs Distancia en intercambiadores de calor de Flujo en contracorriente. Fuente: Los Autores.....	81

Lista de Tablas

Tabla 2.1. Grado de afección a la capa de ozono de los refrigerantes más comunes. Fuente: Los Autores	23
Tabla 4.1. Eficiencia Exergética de los Intercambiadores de Calor. Fuente: Los Autores	80
Tabla 4.2. Datos utilizados en el Cálculo del EER del Ciclo de Refrigeración. Fuente: Los Autores	84
Tabla 4.2. Datos utilizados en el Cálculo del EER del Sistema. Fuente: Los Autores_.....	84

Lista de Anexos

APENDICE A-I	Tabla de valores de conductividad térmica	109
APENDICE A-II	Tasa de ganancia de calor por los ocupantes del espacio acondicionado ASHRAE 1997	111
APENDICE A-III	Propiedades térmicas típicas de edificaciones y materiales aislantes comunes.....	113
APENDICE A-IV	Factores U para vidrios	116
APENDICE A-V	CLTD para Cálculo de Cargas de Enfriamiento en Techos y Paredes	118
APENDICE A-VI	SCL para vidrios	120
APENDICE A-VII	CLF para personas equipos e iluminacion	121
APENDICE A-VIII	Hoja de Cálculo empleada para la Obtención de Valores de carga térmica.....	123
APENDICE A-IX	Catálogo de bombillos fluorescentes ahorradores de energía.....	124
APENDICE B-I	Cálculo del calor transferido por convección natural por el compresor.....	125
APENDICE B-II	Cálculo de la exficiencia exergética del Evaporador	126
APENDICE B-III	Cálculo de la Relación de Efectividad Energética	128
APENDICE B-IV	Variación de la capacidad del sistema por sobrecalentamiento y sobreenfriamiento	129
APENDICE C-I	Características de las Unidades de Manejo de Aire actuales	130
APENDICE C-II	Datos técnicos de propuestas de sustitución del Chiller	132
APENDICE D-I	Catálogo básico de datos técnicos para la instalación de pisos de madera	140

Introducción.

El acondicionamiento de aire es el proceso de tratamiento más completo del ambiente de los recintos. Estos sistemas deben controlar principalmente la temperatura y humedad del espacio a acondicionar, así como proveer una adecuada climatización para satisfacer las necesidades de confort de las personas, con una aceptable calidad del aire interior, brindar una alta confiabilidad de operación y funcionamiento de una manera automática, sin ruidos molestos y sin producir contaminación al medio ambiente.

Debido a la creciente conciencia ecológica actual, otro de los parámetros con lo que conviene cumplir estos sistemas es el ahorro energético, el cual consiste en disminuir el uso de energía obteniendo el mismo resultado final, es decir, lograr una alta eficiencia de proceso.

La Universidad Central de Venezuela (UCV), no es ajena a esta realidad, por lo cual se plantea la búsqueda de alternativas energéticas que garanticen un ahorro considerable de energía y una adecuación tecnológica que se adapte a las nuevas tendencias y lineamientos ecológicos que se están poniendo en marcha en el mundo desde hace un buen tiempo, y mas recientemente en el país, estas alternativas deben ser dirigidas a los sistemas de acondicionamiento de aire en los edificios de la Ciudad Universitaria de Caracas (CUC), ubicada en la ciudad de Caracas.

Es por ésto que se plantea realizar un plan que permita poner en práctica, en la CUC, los mecanismos necesarios para la optimización del uso de la energía lo cual permite mejorar las condiciones de trabajo de los sistemas de acondicionamiento de aire en diferentes edificaciones de la institución. Para garantizar el logro de este objetivo, se parte de una serie de análisis, los cuales se basan en los principios de la conservación de la masa y energía, balances de entropía y exergía; siendo esta última

una magnitud termodinámica que representa el máximo trabajo útil que puede ser obtenido a partir de una forma de energía dada.

La diferencia entre los balances de exergía y energía, se basa en el hecho que el balance de energía establece la Ley de Conservación de Energía o Primera Ley de la Termodinámica, mientras que el de exergía establece la Ley de Degradación de la Energía, lo cual permite un mejor análisis de las condiciones termodinámicas reales de los procesos del sistema de acondicionamiento de aire.

Básicamente un balance de exergía es la combinación de un balance de energía y de entropía, que derivan a su vez del primer y segundo principio de la termodinámica. No es por tanto un resultado independiente si no por el contrario puede utilizarse como formulación alternativa al principio de de incremento de entropía, estableciendo que, los únicos procesos espontáneos que puede experimentar un sistema aislado son aquellos que la exergía del sistema disminuye.

Capítulo 1: El Problema de Investigación.

1.1 Planteamiento del Problema.

1.1.1 Descripción de la situación.

Debido a la creciente demanda a nivel energético que se ha presentado en el mundo en los últimos años, el hombre se ha visto obligado a garantizar una utilización adecuada de los recursos naturales para la conservación del medio ambiente, en nuestro país, se ha tomado conciencia de esto, lo que hace necesaria la implementación de nuevas tecnologías que apunten a un ahorro de energía que permita no solo reducir costos sino también cumplir con las diferentes normas y lineamientos establecidos mundialmente para la preservación de los recursos.

Tomando en cuenta la magnitud e importancia que tiene la Universidad Central de Venezuela, se ha buscado establecer nuevas alternativas en lo que a uso correcto de la energía respecta para adaptarse a esta nueva tendencia ecológica, por lo que se ha planteado hacer un estudio de los sistemas de acondicionamiento de aire dentro de la Ciudad Universitaria de Caracas, debido a la obsolescencia de sus instalaciones y equipos de acondicionamiento de aire, además de operar mediante el uso de refrigerantes contaminantes, próximos a ser prohibidos definitivamente por normativa mundial.

La iniciativa de este planteamiento fue concebida por el Consejo de Preservación y Desarrollo de la UCV (COPRED), el cual se encarga de cuidar, preservar, mantener y desarrollar el patrimonio edificado, artístico y natural de la Universidad Central de Venezuela. Este organismo plantea desarrollar un plan de ahorro energético en los sistemas de acondicionamiento de aire de las diferentes instalaciones del campus universitario que así lo requieran, mejorando las condiciones de funcionamiento de

estos sistemas. Este plan podría incluso implementarse en diferentes edificaciones fuera de la universidad a nivel nacional.

1.1.2 Formulación del problema.

Dadas las actuales exigencias energéticas, la Universidad Central de Venezuela se ha interesado en desarrollar una investigación la cual permita garantizar la máxima utilización del trabajo útil del sistema de acondicionamiento de aire, cumpliendo así, con los aspectos de confort y de precisión, siendo este último fundamental para la preservación del espacio a ser acondicionado.

En este caso, tomando en cuenta la importancia de la preservación de los edificios y componentes de los mismos que forman parte de la Ciudad Universitaria, se ha propuesto iniciar dicho trabajo en aquellas edificaciones que permitan elaborar el estudio del desempeño de los sistemas de acondicionamiento de aire en función de tomar acciones que sirvan para proyectarlas al resto de las estructuras, pudiéndose inclusive presentar un plan de ahorro energético a nivel nacional.

El espacio seleccionado para el comienzo de este proyecto es El Paraninfo Universitario, debido al deterioro progresivo y acelerado que se ha presentado en el pavimento de madera de dicha edificación desde principio del 2007, el cual se hizo notar desde la realización de algunos trabajos de mantenimiento en la sala.

Este deterioro se sospecha que puede deberse al funcionamiento ineficiente del sistema de acondicionamiento de aire o a la mala ejecución de los trabajos de mantenimiento antes nombrados, por lo tanto la realización de este tipo de investigación también podría dar nociones de cómo puede afectar el funcionamiento adecuado o no de los sistemas de ventilación de aire.

Para la realización de este estudio se debe considerar que cuando se utiliza el análisis de conservación de energía, a través de la Primera Ley de la Termodinámica,

existe una limitación importante en el mismo. Dado que se analizan procesos reales, este tipo de análisis no está en la capacidad de definir apropiadamente el grado de aprovechamiento de la energía suministrada a los procesos. Por consiguiente, no se tienen en cuenta las irreversibilidades generadas en los equipos durante el proceso productivo. Esta limitación ha ocasionado la búsqueda de métodos que permitan una caracterización bastante real de lo que sucede en este tipo de procesos. El método que cumple con este objetivo es el denominado Análisis de Exergía, el cual se convierte en una herramienta importante para evaluar la eficiencia de los procesos de producción y de cualquier sistema donde predomine el uso de energía térmica, todo esto enmarcado dentro de los objetivos de un programa de ahorro de energía.

1.2 Objetivos.

El objetivo general del Trabajo Especial de Grado es la Optimización Energética Mediante un Análisis de Exergía al Sistema de Acondicionamiento de Aire ubicado en el Paraninfo de la UCV.

1.2.1 Objetivos Específicos.

- Realizar una recopilación y revisión de la bibliografía relacionada con el tema.
- Reunir información y data técnica de los equipos existentes y el espacio físico.
- Seleccionar los parámetros de estudio que permitan la realización del análisis de exergía del sistema de acondicionamiento de aire.
- Determinar la carga térmica en el espacio seleccionado del Paraninfo universitario y verificar el comportamiento del sistema de acondicionamiento instalado utilizando los parámetros seleccionados en el objetivo anterior.
- Evaluar alternativas que permitan el ahorro de energía en los sistemas de acondicionamiento de aire del Paraninfo Universitario.

- Estimar el ahorro energético obtenido debido a las alternativas evaluadas en base a un análisis de exergía.

1.3 Antecedentes.

A continuación se presentan algunos de los trabajos relacionados con el ahorro de la energía que fueron desarrollados en Venezuela y el mundo:

- La Comisión Nacional para el Ahorro de Energía de México, CONAE (1989): Es una Comisión Intersecretarial creada con el objetivo actuar como órgano técnico de consulta en materia de ahorro y uso eficiente de energía, de las dependencias y entidades de la Administración Pública Federal, así como de los gobiernos de los estados y de los municipios, cuando así lo soliciten, y constituye la instancia de concertación social responsable de promover acciones en esta materia que involucren a todos los sectores de la sociedad.
- Ortiz (1993): Desarrolló un proyecto para implantarlo en la torre Pequiven ubicada en Caracas el cual se denomina "Diseño, operación, mantenimiento y uso tendente a disminuir los costos totales del consumo eléctrico (energía), tomando en cuenta factores ambientales operacionales y ergonómico.
- Bidiskan (1994): Empezó un proyecto para optimizar la utilización de la energía eléctrica en el Centro Sabana Grande. En una auditoría energética se demostró que el 55 % del consumo del centro comercial era debido al aire acondicionado, razón que determinó el área de servicios que debería ser atacado en primer orden y como solución se planteó "Automatizar los equipos de climatización del centro comercial".
- Santana (1995): Líder del proyecto de ahorro de energía en la empresa CORPOVEN, filial de Petróleos de Venezuela, empezó a través de su Gerencia de Mantenimiento y con la finalidad de minimizar costos de

operación un proyecto para ahorro de energía, el cual se centro en la optimización la iluminación de su edificio sede en Caracas.

- Veltri (1996): Encargado de la Gerencia de Operaciones del Complejo Petroquímico Anzoátegui (C.P.A), creó y aplicó un proyecto de ahorro de energía eléctrica dentro de sus instalaciones, el cual se enfocó principalmente en elaborar estrategias para optimizar el consumo de energía eléctrica en las instalaciones administrativas y operacionales del C.P.A; este trabajo también se tomó en cuenta la evaluación de alternativas para la sustitución de equipos con mayor eficiencia a fin de disminuir las pérdidas de energía en las plantas del C.P.A. Como resultado de las medidas se obtuvo un ahorro del orden de los 2.000.000,00 Bs mensuales.
- Ruedas (1997): Coordinador Académico y de Investigación de la Universidad de la Salle Bajío, México elaboró un proyecto de ahorro de energía eléctrica el cual lograría disminuir el consumo energético hasta un 30% al modificar iluminación en dicha Universidad.
- González (1998): En Cuba inicia un Programa de Ahorro de Electricidad (PAEC), caracterizado por el chequeo y control de los derrochadores por parte de los grupos del programa que funciona en cada territorio. Este como jefe nacional del PAEC, precisó que estas medidas tienen como propósito continuar con la disminución del gasto de corriente, con énfasis en los 1700 grandes consumidores de la nación, los cuales gastan el 40 % de la energía generada en el sector estatal. Así mismo.
- Alzolar (2003): Elaboró un estudio de la factibilidad técnico-económica para la incorporación de un ahorro de energía en climatización, la cual consistió en la implantación de equipos mecánicos y electrónicos que reduzcan el consumo eléctrico, obteniéndose como resultado una reducción de un 3% el consumo y una mejora de la eficiencia de los equipos.

- Gordillo (2005): Plantea un análisis de exergía en dos puntos críticos en una industria. Esta investigación consiste en la aplicación del método de análisis de exergía a los procesos de producción de harina de pescado
- Djuriscic, y Tovar (2007): Realizaron un estudio enfocado al ahorro de energía en los sistemas de acondicionamiento de aire instalados en un complejo de oficinas pertenecientes a la compañía de telecomunicaciones CANTV.
- Poskal, y Medina (2007): Están diseñando un banco de prueba para la simulación física de procesos de acondicionamiento de aire.

Además de estas investigaciones, se han elaborado por parte del COPRED, en conjunto con diferentes empresas, proyectos como:

- Sistema de acondicionamiento de aire central para el Eje Directivo Cultural de la Ciudad Universitaria de Caracas (CUC), el cual comprende: Sustituir las unidades productoras de agua helada existentes que usan refrigerantes nocivos, por nuevas que usan refrigerante ecológico 134a.
- Proyecto de Conservación Integral del edificio Paraninfo, el cual dirigió las acciones de rescate de todos los elementos de valor de dicha sala, específicamente en lo concerniente para tratar las afecciones presentes en sus elementos cerámicos, de friso y madera, a la vez que se planteó el acondicionamiento y actualización de las instalaciones eléctricas, mecánicas y de sonido.

Capítulo 2: Fundamento Teórico.

2.1 Acondicionamiento de aire.

Un sistema de aire acondicionado consiste teóricamente en un conjunto de equipos que proporcionan circulación o movimiento al aire de un recinto y mantienen el control de su temperatura, humedad y pureza en todo momento y con independencia de las condiciones climáticas. Sin embargo, se suele llamar de forma inapropiada sistema de acondicionamiento de aire a lo que sería realmente un sistema de refrigeración, los cuales consisten en unidades equipadas con ventiladores, que proporcionan un flujo de aire fresco filtrado. Teniendo en cuenta lo mencionado anteriormente, se puede establecer que la misión del sistema de aire acondicionado es la realización de determinadas funciones destinadas a proporcionar el confort térmico y la calidad del aire interior para la estadía de las personas, mantenimiento de equipos o el mejoramiento de diferentes procesos industriales. Es conveniente que estos sistemas estén diseñados de la manera más simple y económica, con el mínimo consumo energético, brindando una alta confiabilidad de operación y funcionamiento, contemplando los siguientes requerimientos:

- Emplear materiales y equipos de alta calidad y tecnología probada, de larga vida útil, que cuenten con una segura provisión de repuestos disponibles.
- Contar con espacios adecuados para acceso, desmonte de elementos y reparaciones, a fin de simplificar las tareas de mantenimiento o futuras ampliaciones.
- Poseer sistemas de supervisión y operación eficientes, mediante elementos de control automáticos.
- No afectar el medio ambiente ni generar contaminación o ruidos molestos tanto en el espacio a acondicionar como en el exterior.

Como mínimo, las instalaciones de un sistema de acondicionamiento de aire deben efectuar los siguientes procesos:

➤ ***Control de Temperatura y humedad (Enfriamiento y deshumectación).***

En climas tropicales, es necesario para mantener el confort en los locales, enfriar y deshumidificar el aire, ya que el alto porcentaje de humedad relativa en éste, provoca una sensación de molestia y pesadez en las personas además de ser perjudicial en muchos casos para las instalaciones y estructura de la edificación que se desea climatizar. Esta función se efectúa en un proceso único y simultáneo por medio de un serpentín o batería de enfriamiento en las cuales se absorbe el calor sensible y también el calor latente del aire, por efecto de la condensación sobre su superficie del vapor de agua que contiene, debido a que es enfriado por debajo de su punto de rocío, de esa manera, en el serpentín disminuye tanto la temperatura como la humedad contenida en el aire que lo atraviesa. En instalaciones industriales que se requiere gran precisión puede aplicarse un sistema separado empleando para la deshumectación agentes absorbentes como la silica-gel. El serpentín puede consistir en el mismo evaporador del circuito de refrigeración, que está vinculado con una unidad condensadora, llamándose a estos sistemas de expansión directa o trabajar con agua fría proveniente de una unidad enfriadora de agua, constituyendo los denominados sistemas de expansión indirecta o de agua helada.

➤ ***Ventilación y calidad del aire.***

La función de ventilación, consiste en la entrada de aire exterior, para renovar permanentemente el aire de recirculación del sistema en las proporciones necesarias a fin de lograr un adecuado nivel de pureza, así como reponer el oxígeno consumido debido al proceso respiratorio, por lo que debe suministrarse siempre aire nuevo a los locales para evitar que se produzcan viciamientos y olores desagradables. Suele haber circulación de aire o ventilación a través de agujeros en las paredes del edificio, o a

través de puertas y ventanas, sin embargo este tipo de ventilación natural, que quizás es aceptable en viviendas, no es suficiente en edificios públicos, tales como oficinas, teatros o fábricas, por lo que se hace necesaria la implementación de dispositivos mecánicos para aumentar el flujo natural del aire para conseguir esta ventilación.

Los dispositivos de ventilación más sencillos son los ventiladores instalados para extraer el aire viciado del edificio y favorecer la entrada de aire fresco. Estos sistemas de ventilación pueden combinarse con calentadores, filtros, controladores de humedad y dispositivos de refrigeración. Muchos sistemas incorporan intercambiadores de calor, estos sistemas aprovechan el aire extraído para calentar o enfriar el aire nuevo; así aumentan la eficacia del sistema y reducen la cantidad de energía necesaria para su funcionamiento.

➤ **Filtrado.**

El proceso de filtrado, consiste en la limpieza del aire y se cumple en una batería de filtros, la cual se encarga de disminuir la cantidad de polvo del aire circulante, así como impurezas y partículas en suspensión, conjuntamente el grado de limpieza a lograr depende del tipo de instalación de acondicionamiento a efectuar. El filtro es el primer elemento a instalar en la circulación del aire porque no solo protege a los locales acondicionados sino también al mismo equipo de acondicionamiento. En las instalaciones comunes de confort se emplean filtros que normalmente son del tipo mecánico, compuestos por elementos porosos que obligan al aire a dejar las partículas de polvo que lleva en suspensión al pasar por ellas, sin embargo no son capaces de eliminar totalmente las impurezas de pequeñas dimensiones y mucho menos olores, humo o gérmenes que pueda haber presente. De manera general existen dos tipos básicos de filtros en sistemas de acondicionamiento de aire; *Microfibras sintéticas*: las cuales se disponen en paneles de armazón metálicos o de cartón. *Metálicos*: de alambre con tejido de distinta malla del tipo seco o inmersos en aceite y por lo general utilizan mallas de acero o de aluminio En instalaciones industriales o en casos

particulares que lo requieren se suelen emplear filtros especiales del tipo de alta eficiencia, electrostáticos, así como carbón activado o lámparas germicidas para la eliminación de microbios o bacterias.

➤ ***Circulación del aire.***

Siempre es importante contar con una buena limpieza del aire que circula en los locales acondicionados, dado que ello contribuye a la calidad del aire interior, en virtud que contiene aire nuevo de ventilación cuya función es la de diluir los contaminantes del recinto. El proceso de circulación y distribución del aire, se efectúa mediante ventiladores del tipo centrífugo, capaces de hacer circular el caudal de aire necesario, venciendo las resistencias de rozamiento ocasionadas por los conductos de distribución y elementos de la unidad de tratamiento de aire como persianas, serpentines y filtros, siempre manteniendo un bajo nivel de ruido. En los equipos destinados a pequeños locales como el acondicionador de ventana o el fan-coil individual, el aire se distribuye directamente mediante rejillas de distribución y retorno incorporados en los mismos. En equipos de cierta envergadura diseñados para abastecer varios ambientes o recintos amplios debe ser canalizado por medio de conductos aislados, retornando mediante rejillas y conductos a las unidades.

2.1.1 Ciclo de Refrigeración.

Naturalmente el calor como expresión de energía se transfiere de un cuerpo a otro debido a la diferencia de temperatura existente entre ellos, fluyendo del cuerpo con mayor temperatura hacia el cuerpo de menor temperatura; Pero cuando se quiere refrigerar un ambiente, lo que se busca es precisamente el efecto contrario, remover calor de un ambiente (que eventualmente estará a menor temperatura que el exterior) enviándolo a uno a mayor temperatura, el exterior. Este proceso no se realiza naturalmente, por lo que es necesario efectuarlo mediante lo que se conoce como

ciclo de refrigeración, implicando un gasto de energía. En este ciclo, intervienen básicamente cuatro componentes que interactúan de la siguiente manera:

Se hace circular una corriente de aire proveniente del recinto que se desea acondicionar por un intercambiador de calor llamado **evaporador**, dentro del cual circula un fluido a baja temperatura. Este fluido se llama refrigerante y tiene la propiedad de entrar en ebullición a bajas temperaturas y a presiones mayores que la atmosférica, el aire del ambiente a refrigerar se hace pasar por el evaporador por medio de un ventilador, logrando que a medida que el refrigerante aumenta su temperatura debido a la absorción de calor del aire, se transforma en vapor, el cual es tomado por un **compresor** que se encarga de elevar su presión. Durante esta compresión, el refrigerante se calienta, adquiriendo alta temperatura y presión, luego es enviado a otro intercambiador de calor llamado **condensador**, el cual en construcción es similar al evaporador pero realiza el proceso inverso en el refrigerante. Este entra en estado gaseoso y por medio de una corriente de un fluido frío en relación a la temperatura del refrigerante comprimido, va entregando su contenido de calor al medio exterior, durante este proceso de pérdida de calor, el refrigerante se va condensando, pasando a estado líquido.

En este punto se tiene al refrigerante en estado líquido, a alta presión y a una temperatura similar a la del aire exterior, por lo tanto sin condiciones de refrigerar el ambiente interior, por lo que se le hace pasar por un dispositivo de control de flujo llamado **válvula de expansión**, logrando que el refrigerante pierda presión además de una disminución de su temperatura la cual permite que éste enfríe el aire ambiente interior. El refrigerante entra al evaporador, en estado líquido, para absorber calor del aire ambiente del local a acondicionar y así realizar nuevamente el ciclo descrito.

2.1.2 Sistemas de acondicionamiento de aire.

Los sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire principalmente operan bajo el principio de la compresión mecánica de los gases y su elemento básico es el compresor, que puede ser del tipo alternativo o de pistón, utilizado en la gran mayoría de los casos, empleándose también, en pequeñas instalaciones y equipos compactos, compresores rotativos o tipo espiral llamados scroll, y compresores axohelicoidales o de tornillo así como del tipo centrífugo, para el caso de unidades enfriadoras de agua.

La máquina de absorción es otro tipo de unidad enfriadora de agua que se utiliza también en las grandes instalaciones de acondicionamiento. Esta máquina requiere la presencia de una fuente de calentamiento alternativa y además todo un sistema de cañerías de condensación, con torre de enfriamiento.

➤ Clasificación general de las instalaciones de acondicionamiento de aire.

Las instalaciones de aire acondicionado se pueden clasificar según los siguientes criterios:

Por su misión: debido al cual se considera sistemas para confort y para procesos industriales.

Por la época del año: que contempla la utilización en invierno, en verano o simplemente para todo el año.

Por su forma de instalación: identificando configuraciones del tipo **central**, donde la planta de calefacción o refrigeración se ubica en un lugar del edificio, denominado sala de máquinas, sirviendo a todas las zonas del edificio. Instalaciones del tipo **semicentral**, que emplean equipos de uso totalmente independiente por piso o departamento y las **individuales**, que utilizan unidades por local como equipos compactos autocontenidos. Los sistemas centrales tienen ventajas técnicas con respecto a los semicentralizados o individuales, entre las que se pueden mencionar:

- Climatización uniforme del edificio.
- Ocupan menos espacios útiles con respecto al recinto a acondicionar.
- Menores redes de distribución de energía.
- Relativamente más económicos.
- Mejor rendimiento térmico.
- Mayor durabilidad.

Sin embargo, en el caso específico de instalaciones de departamentos en propiedad horizontal o edificios con oficinas individuales, el usuario con las instalaciones semicentrales o individuales tiene dos ventajas básicas que son:

- Supedita el funcionamiento de la instalación a sus propias necesidades y usos particulares.
- Asegura sus propios gastos de operación y mantenimiento.

Por el tipo de equipamiento: Según los tipos de equipamientos a emplear para el ciclo de refrigeración se pueden clasificar en dos grandes grupos:

- Sistemas de expansión directa.
- Sistema de expansión indirecta o agua enfriada.

En los sistemas de expansión directa, el refrigerante enfría directamente el aire que se distribuye a los locales en los serpentines de los equipos, constituyendo la manera más efectiva de lograr el objetivo de enfriar y deshumectar el aire, dado que se logra el intercambio directo con el refrigerante. En los sistemas de expansión indirecta, se los suele denominar de agua enfriada porque una unidad enfría un fluido secundario como el agua, el cual es distribuido en forma adecuada a unidades terminales ubicadas en los locales, denominadas *fan-coil*, o a unidades de tratamiento de aire centrales denominadas unidades manejadoras de aire (UMA) que son las que a su vez enfrían el aire que se circulan en los locales.

De los sistemas antes mencionados, se tomó en cuenta para la realización de este trabajo, los sistemas del tipo central, mediante el uso de equipos de expansión indirecta provistos de unidades de manejo de aire, con la premisa de satisfacer las necesidades de confort en cualquier época del año.

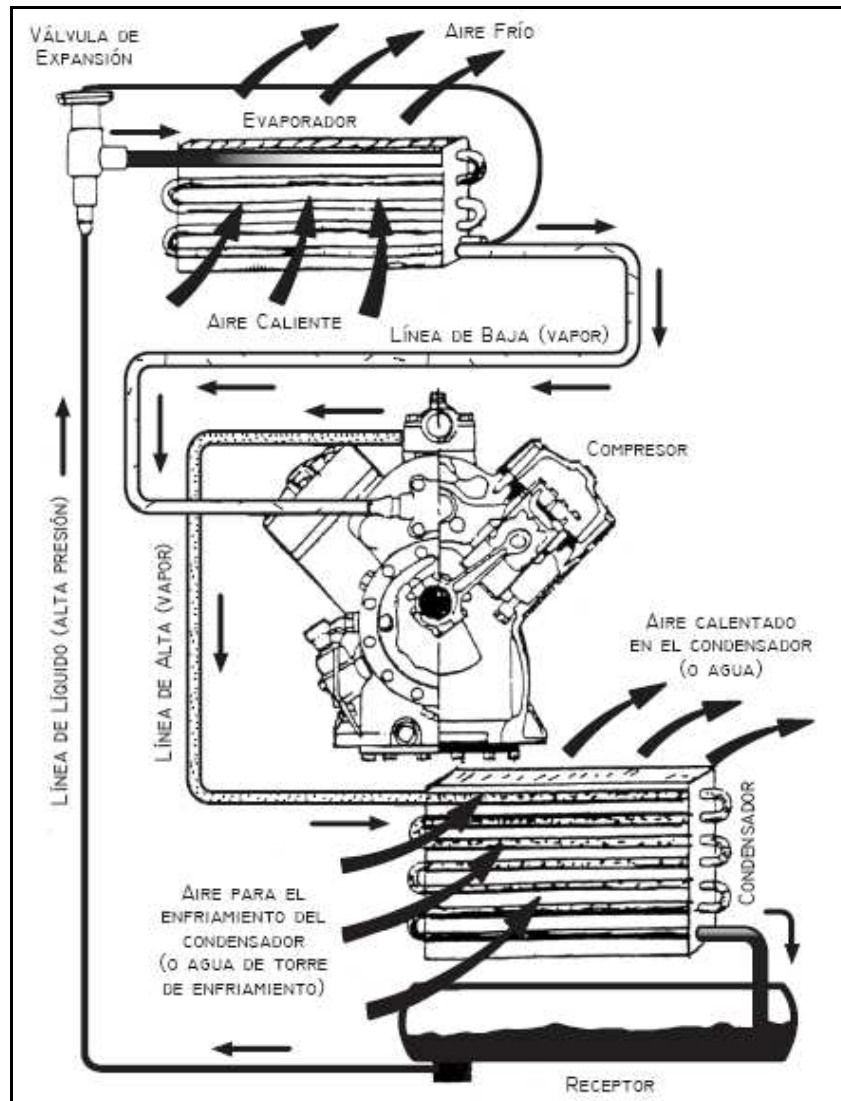


Figura 2.1: Sistema de refrigeración por compresión de vapor. Fuente: Quadri Nestor (2001)

2.1.2.1 Sistema de expansión indirecta.

Este sistema consiste en la distribución de energía a los diversos locales a través de circuitos de agua enfriada y aire independientemente. Requieren de una central de generación de agua fría (chiller), que a su vez puede o no, valerse del uso de torres de enfriamiento, y se componen de unidades centrales de acondicionamiento de aire o unidades manejadoras de aire (UMA) y/o unidades terminales de acondicionamiento de aire, que funcionan con agua enfriada.

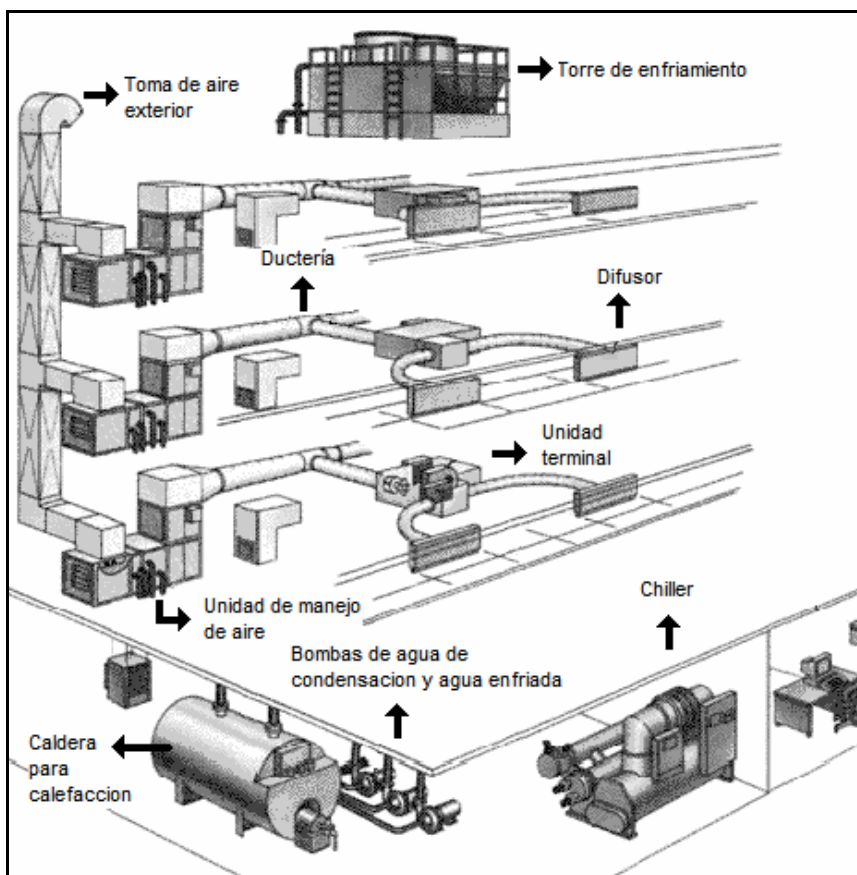


Figura 2.2: Sistema de acondicionamiento de aire de expansión indirecta. Fuente: www.bchydro.com

Su funcionamiento se basa en el uso de una unidad central o *chiller*, que enfría un volumen de agua a una temperatura generalmente por debajo de los 10°C, la cual es distribuida por medio de tubería a las habitaciones y a las áreas comunes. Estas

unidades están compuestas por cuatro elementos principales que son: el evaporador, el condensador, dispositivo o válvula de expansión, y el compresor. La unidad absorbe el calor generado por el espacio a refrigerar por medio del evaporador que es un intercambiador de calor donde circula agua fría por un lado, y refrigerante por el otro, el agua sale del evaporador a una temperatura menor respecto a la temperatura a la cual entra, 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 transfiere calor al fluido de condensación que se encuentra relativamente mas frío.

- ***Unidades enfriadores de agua (Chiller).***

Los enfriadores de agua son equipos de refrigeración que utilizan el ciclo de refrigeración para enfriar agua en lugar de enfriar aire. Poseen los mismos componentes de un sistema individual; evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión, y se diferencian en que en el evaporador en vez de aire, se hace pasar agua, que es enfriada por el refrigerante. Existen dos versiones de enfriadores de agua: los equipos enfriados por agua, los cuales son por lo general instalados en salas de máquinas, y requieren una torre de enfriamiento para su operación y los equipos enfriados por aire que usualmente son colocados en el exterior del local.

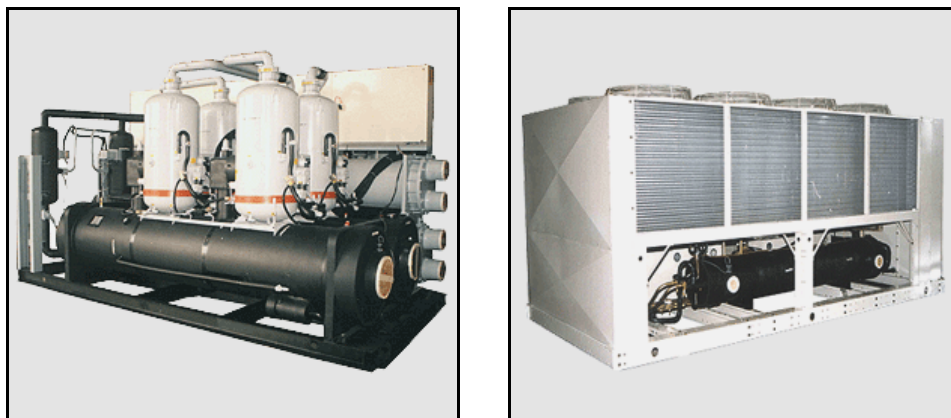


Figura 2.3: Chiller enfriado por agua (izquierda) y Chiller enfriado por aire (derecha).

Fuente: www.dunham-bush.com

Cuando se hace una selección en el equipo a utilizar se debe tomar en cuenta que en general los equipos enfriados por agua son más eficientes que los enfriados por aire, debido a que la temperatura de condensación del refrigerante en un chiller enfriado por aire depende directamente de la temperatura de bulbo seco del ambiente, en cambio en un chiller enfriado por agua, depende de la temperatura del condensador de agua, por lo que depende de la temperatura de bulbo húmedo que siempre es menor que la temperatura de bulbo seco. Sin embargo se debe analizar el sistema completo, ya que al sistema de enfriamiento por agua se le debe añadir los costos asociados al consumo eléctrico generado por las bombas de agua de condensación y los ventiladores de las torres de enfriamiento y el tratamiento del agua, además de los altos costos de mantenimiento que generan estos sistemas. También se debe considerar que los sistemas enfriados por aire, son mucho más compactos, sin embargo su rango de operación es mucho menor que los enfriados por agua y su vida útil también es significativamente menor debido a su instalación a la intemperie. La mayor parte de los equipos enfriadores de agua existentes desde hace un par de décadas, son reciprocantes o centrífugos. En general, una unidad enfriadora tipo reciprocante enfriada por aire, consume aproximadamente el doble de energía por tonelada de refrigeración que los centrífugos enfriados por agua con el mismo tiempo de operación.

- ***Unidades Manejadores de aire (UMA).***

Son equipos compuestos por un intercambiador de calor de agua y aire construido con ductos provistos de aletas, un ventilador movido por un motor eléctrico, filtros de aire, una bandeja de drenaje y un gabinete aislado térmicamente con una entrada de aire. Dentro de los tubos del intercambiador se hace circular agua helada o agua caliente, lográndose las funciones de calefacción o refrigeración. El ventilador se encarga de hacer circular el aire por los conductos y el filtro regula la calidad del aire.

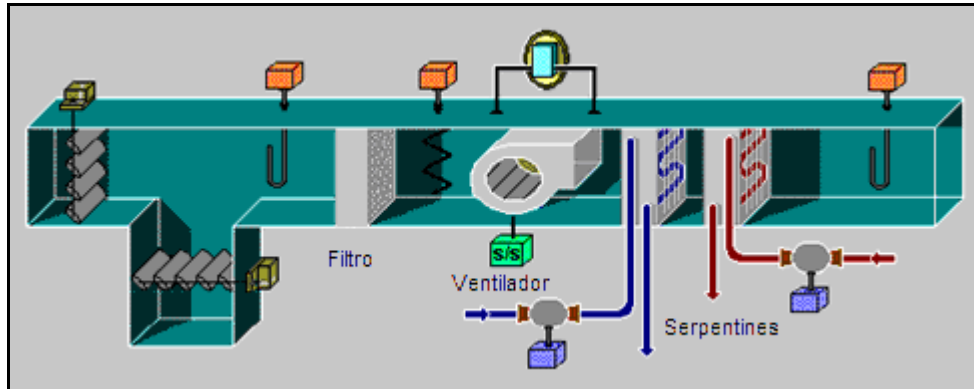


Figura 2.4: Esquema de una Unidad de Manejo de Aire (UMA). Fuente: Picción Alicia (2001)

En este tipo de sistemas donde se cuenta con grandes ductos y motores eléctricos, se hace indispensable evitar los ruidos molestos que puede provocar estos equipos, más aun si se trata de edificaciones donde el nivel de ruido deba ser mínimo, tales como teatros y salas de concierto. También debe contarse con bases o apoyos antivibratorios y juntas flexibles para evitar la propagación de vibraciones del ventilador al gabinete y la red de conductos respectivamente y si la velocidad de descarga del aire del ventilador es excesiva, debe instalarse trampas acústicas en red de conductos y en los equipos compactos autocontenidos, los compresores deben montarse sobre sustentaciones elásticas.

2.1.3 Refrigerante.

De manera general un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúe como agente de enfriamiento, absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia. Sin embargo cuando se hace referencia a un sistema de refrigeración mecánica por evaporación de un líquido y la compresión de vapor, se puede definir al refrigerante como el fluido o medio utilizado para transportar calor de un espacio que se desea acondicionar donde lo absorbe por ebullición, a baja temperatura y presión, cediéndolo a otro espacio al condensarse a temperatura y presión mas elevadas. Este proceso tiene lugar con cambios de estado del fluido y comúnmente la selección del refrigerante se hace en

función de la temperatura, y a partir de él se selecciona el resto de la instalación frigorífica. Para lograr el óptimo funcionamiento de un sistema de acondicionamiento de aire, el refrigerante debe poseer ciertas propiedades tales como:

Baja temperatura de ebullición; por debajo de la temperatura ambiente, a presión atmosférica o ligeramente mayor permitiendo que el evaporador opere a bajas temperaturas.

Alto calor latente de vaporización; Para sistemas de gran capacidad es deseable que el refrigerante posea un alto contenido de calor latente de evaporación. Esto asegura que circule menor cantidad de refrigerante por tonelada de refrigeración obtenida, lo cual permite utilizar compresores de menor tamaño y potencia. Esta propiedad representa el trabajo real producido por un refrigerante dentro del sistema de refrigeración, lo que es igual que decir que es el calor absorbido, que da como resultado un enfriamiento útil. Puede determinarse conociendo la entalpía del refrigerante líquido cuando entra al evaporador, y la entalpía del vapor de refrigerante que sale del evaporador.

Bajo punto de congelación; La temperatura del punto de congelación necesariamente tiene que estar muy por debajo de la temperatura de operación del evaporador.

Alta temperatura crítica; El valor de temperatura crítica debe estar por encima de la temperatura de condensación, ya que por encima de este valor crítico, el refrigerante no puede permanecer en estado líquido independientemente de cuan elevada sea su presión. La presión de operación tanto en el condensador como en el evaporador deben ser bajas pero superior a la atmosférica para evitar que entre aire al sistema por fugas en el evaporador. Por otra parte la presión en el condensador determina la robustez del compresor y del condensador por lo que debe ser suficientemente baja, además el evaporador debe tener una temperatura menor a la

que se desea tener en el espacio refrigerado ya que se necesita una diferencia de temperaturas para que exista el flujo de calor.

Bajo volumen específico de vapor; El valor del volumen específico en fase vapor, el cual representa el volumen que ocupa un kilogramo de refrigerante al pasar de líquido a vapor, debe ser lo más bajo posible, ya que de él dependerá el desplazamiento volumétrico del compresor.

Fácilmente manejable en estado líquido; El punto de ebullición debe ser controlable con facilidad de modo que su capacidad de absorber calor sea controlable. No debe ser tóxico o venenoso ni debe ser explosivo o inflamable. No debe ser corrosivo o tener efecto sobre otros materiales; sin embargo debe ser miscible con el aceite, debe ser fácil de detectar cuando se fuga. No debe reaccionar con la humedad, y debe ser un compuesto estable.

En líneas generales, el refrigerante ideal, sería aquél que fuera capaz de descargar en el condensador todo el calor que absorba del evaporador, la línea de succión y el compresor; desafortunadamente todos los refrigerantes regresan al evaporador arrastrando una cierta porción de calor, reduciendo la capacidad del refrigerante para absorber calor en el lado de baja.

➤ ***Clasificación de los Refrigerantes:***

Los fluidos refrigerantes existentes en la actualidad pueden clasificarse según:

- **Presión de trabajo.**

De acuerdo a la presión de trabajo del refrigerante, este se puede clasificar en; refrigerante de baja presión cuando a presión atmosférica su temperatura de ebullición es alta, superior a 20°C, refrigerante de media presión cuando a presión atmosférica su temperatura de ebullición oscila entre 20°C y -30°C, refrigerante de

alta presión cuando a presión atmosférica su temperatura de ebullición se encuentra entre -30°C y -80°C y refrigerante de muy alta presión cuando presión atmosférica su temperatura de ebullición es muy baja, inferior a -80°C

- **Reglamento de Seguridad.**

La *American National Standards Institute* (ANSI) y la *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers* (ASHRAE), han desarrollado una clasificación de grupos de seguridad para refrigerantes conocida como la norma ANSI/ASHRAE 34 vigente en el *ASHRAE HVAC Fundamentals handbook 2001*. Esta clasificación plantea los siguientes criterios; deberá consistir de dos caracteres alfanuméricos. La letra mayúscula indica la toxicidad, y el número arábigo denota la inflamabilidad (por ejemplo, B2 o A1). En la clasificación de toxicidad, se asigna a los refrigerantes una de las dos clases “A” o “B” en base a la exposición permisible: la clase A, incluye refrigerantes a los cuales, no se ha identificado su toxicidad en concentraciones menores o iguales a 400 ppm (ligeramente o nada). La clase B, incluye refrigerantes para los cuales, existe evidencia de toxicidad en concentraciones por debajo de 400 ppm (muy tóxicos). En la clasificación de inflamabilidad, los refrigerantes se deberán asignar a una de tres clases uno (1), dos (2) ó tres (3). La clase uno, incluye a refrigerantes que no muestran propagación de flama, al ser probados en aire a 101 kPa y a 18°C . La clase dos, incluye a refrigerantes que tienen un límite de inflamabilidad bajo (LFL), de más de 0.10 kg/m^3 a 21°C y 101kPa, y un calor de combustión menor a 4,540 kcal/kg (19,000 kJ/kg). La clase tres, comprende los refrigerantes que son sumamente inflamables, tal como se define por medio del LFL, menos o igual a 0.10 kg/m^3 a 21°C y 101kPa, o por medio de un calor de combustión mayor o igual a 4,540 kcal/kg.

- **Composición química:**

Debido a su composición química los refrigerantes pueden ser de tipo: orgánicos, o inorgánicos, y además se pueden clasificar en:

CFC's: posee en su composición, dos átomos de Cloro (Cl), lo que los hace muy estables en la atmósfera (vida útil promedio de 100 años). Estos contribuyen a la destrucción de la capa de ozono. Ejemplo de los refrigerantes CFC mas comunes: R11, R12, R113, R114, R115, R-500 y R-502.

HCFC's: poseen un solo átomo de Cloro (Cl), tienen una vida útil que varía entre 2 y 28 años. Estos afectan la capa de ozono en un factor aproximado de 2 al 10% lo cual es poco en comparación a los CFC, sin embargo influyen en mayor medida que los CFC en el calentamiento del planeta. Ejemplos de estos refrigerantes son: R-22, R-123, R-124 y R-141b.

Los **HFC's:** Los átomos de Hidrogeno (H), Fluor (F) y Carbono (C), no destruyen la capa de ozono, pero algunos de ellos generan un aporte importante al calentamiento global o efecto invernadero. Entre los refrigerantes HFC más comunes tenemos: R-152a, R-32, R-125 y R-134a.

➤ ***Destrucción de la capa de ozono y Efecto Invernadero.***

La capa de ozono hace las veces de filtro de los rayos ultravioleta emitidos por el sol que inciden en el planeta, el cloro destruye las moléculas de ozono permitiendo que una mayor cantidad de radiación ultravioleta alcance la tierra, generando efectos nocivos sobre los seres vivos, como afecciones en la piel, vista, etc. Existe un factor de destrucción de la capa de ozono denominado *Ozone Depletion Potencial (ODP)*, y es un valor comparativo con el efecto que produce el refrigerante R11 al cual se le asigna un valor de ODP uno (1). Se decidió a nivel mundial eliminar los CFC y sustituirlos temporalmente por HCFC's y finalmente por HFC's debido a su alta contribución a la destrucción de la capa de ozono.

REFRIGERANTE	Contenido Cl (%)	ODP	Vida (años)
R11 (CFC)	77,4	1	60
R12 (CFC)	58,6	0,95	130
R22 (HCFC)	41	0,05	15
R134a (HFC)	0	0	16

Tabla 2.1: Grado de afección a la capa de ozono de refrigerantes comunes. Fuente: Los Autores

Parte de la energía recibida del sol es absorbida por la tierra, que se calienta e irradia, a su vez, calor hacia el espacio. Algunas sustancias en estado de vapor (CO₂, vapor de agua, el metano, CFC's) presentes en la atmósfera retienen parte de la radiación, por lo que la tierra se calienta al recibir más energía que la que trasmite. Este efecto es lo que conocemos como calentamiento global o efecto invernadero. El *Global Warming Potencial* (GWP) mide la capacidad de una sustancia para producir calentamiento del planeta, y todos los gases refrigerantes contribuyen al calentamiento de la tierra en diferente medida. A partir del Protocolo de Kyoto existen compromisos por parte de la Unión Europea para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero.

En Venezuela actualmente se esta controlando el uso de los refrigerantes que puedan ser nocivos mediante de el Decreto N 4335, publicado en la Gaceta Oficial N 38392 Ordinaria del 7 de Marzo de 2006. Este Decreto reforma el Decreto 3228, contentivo de las normas para controlar y regular la producción, importación, consumo y exportación de las sustancias agotadoras de la capa de ozono (SAO). Este decreto eventualmente conducirá a la eliminación de las SAO en el país y contempla no solo a distribuidores de refrigerantes sino a todo el que se beneficie de la refrigeración y de los productos hechos con estas sustancias, incluyendo usuarios y técnicos que instalen o reparen equipos de refrigeración. Con respecto al efecto invernadero, el Decreto expresa que las sustancia que no dañan la capa de ozono como el HFC 134^a, HFC 23, HFC 125, entre otros y algunas mezclas como el R 507, R 508, R 407 y R 410, no están reguladas por el Decreto 3228.

➤ ***Sustitución de refrigerante R-12.***

El Diclorodifluorometano, es un refrigerante perteneciente al grupo CFC, y se sabe posee un alto poder de destrucción a la capa de ozono (ODP cercano a uno), además presenta un elevado potencial de calentamiento global. Sin embargo debido a que no es explosivo, se mezcla en toda proporción en aceites, no conduce corriente eléctrica, se disuelve muy poco en agua y otras propiedades, el R-12 fue ampliamente usado para obtener temperaturas medias en equipos de refrigeración. Debido a su contribución con la destrucción de la capa de ozono, este refrigerante será erradicado de acuerdo a las normas establecidas por FONDOIN, y según compañías productoras de refrigerantes como DUPONT y FORANE, se ha comprobado que gracias a su similitud en propiedades y gran comercialización, la opción más viable de sustitución es el refrigerante R-134a. El *Tetrafluoroetano* o R-134a, es un refrigerante libre de cloro, hidrofluorocarbono (HFC), y por lo tanto no produce ningún daño a la capa de ozono y su uso no está sujeto a ningún proceso de eliminación, sin embargo en algunas ocasiones se requiere cambios en el diseño del equipo para optimizar el desempeño del R-134a en aplicaciones donde reemplace a otro refrigerante. En acondicionamiento de aire puede ser utilizado en unidades enfriadoras de agua con compresores de tornillo o centrífugos de gran capacidad. El R-134a posee niveles de toxicidad muy bajos, y propiedades termodinámicas parecidas al R-12 en alta y media temperatura, como inconvenientes: disminuye el COP a medida que desciende la temperatura de evaporación y aumenta la de condensación, y no es miscible con aceites minerales convencionales. El R-134a trabaja a presiones más próximas a lo ideal, ya que su presión de evaporación es muy baja, sin llegar al vacío, y su presión de condensación no es tan alta, por lo que no requiere equipos muy robustos.

2.2 Cargas térmicas de Enfriamiento.

La carga térmica específicamente para el caso de enfriamiento, se refiere a la cantidad de calor que se requiere remover en un recinto, para mantener determinadas condiciones de temperatura y humedad para una aplicación específica tal como procesos industriales o confort. Comercialmente se expresa en British Termic Units por unidad de tiempo (Btu/hr), y es el parámetro de diseño mas importante cuando se desea acondicionar o refrigerar un local ya que define la capacidad de los equipos a instalar en ese ambiente específico de acuerdo a las condiciones del espacio a acondicionar, características ambientales y condiciones de uso del equipo a instalar.

A través de años de trabajo, organizaciones como la *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE) y la *Air Conditioning Contractors of America* (ACCA), han evaluado múltiples factores requeridos para determinar la carga de enfriamiento en diversas aplicaciones. Cuando se utilizan estos factores para el cálculo de cargas en espacios y edificios, lo importante es aplicar un buen criterio para desarrollar algún procedimiento definido. Para realizar el estimado de la carga de enfriamiento requerida con la mayor exactitud y precisión posible se deben evaluar condiciones como datos atmosféricos del sitio, características de la edificación, dimensiones físicas, orientación y dirección de las paredes y aislamientos del espacio a acondicionar, momento del día en que la carga llega a su nivel más alto, cantidad de sombra en los vidrios, concentración de personas en el local, cantidad de ventilación requerida y otras fuentes de calor.

Las variables que afectan el cálculo de cargas térmicas son numerosas, frecuentemente difíciles de definir en forma precisa, y no siempre están en todo momento, mutuamente relacionadas. Muchas de éstas variables cambian extensamente en magnitud durante un período de 24 horas. Los cambios de estas variables pueden producirse en momentos diferentes unos de otros, por ello deben analizarse individual y detalladamente para establecer la carga de enfriamiento

necesaria para un establecimiento. La variación en los coeficientes de transmisión de calor de los materiales y montajes compuestos en edificio típicos, la forma de construcción, orientación del edificio y la manera en cual el edificio opera son algunas de las variables que imposibilitan un cálculo numéricamente preciso. Mientras que los procedimientos sean usados en forma razonable por el diseñador para incluir estos factores, el cálculo es aceptado como correcto, pero todavía es solamente una estimación de la real carga de enfriamiento.

En el diseño de sistemas de acondicionamiento de aire, pueden considerarse además de la carga de enfriamiento, otras tasas relativas de flujo de calor, las cuales varían en el tiempo y debe ser diferenciadas. Un caso notable es la ganancia de Calor Espacial o tasa instantánea de aumento de calor, que se define como la tasa a la cual el calor entra y/o es generado internamente en un espacio en un momento determinado. Esta se puede clasificar por el modo en el cual entra en el espacio o en función de si es una ganancia sensible o latente, los modos de ganancia de calor se pueden dar por conducción, convección, radiación y eventualmente se puede introducir un factor de acumulación o almacenamiento del calor debido a la absorción de energía por parte de los materiales del local y los objetos que se encuentren en él.

2.2.1 Consideraciones iniciales de diseño.

De acuerdo a los procedimientos estipulados por la ASHRAE para calcular la carga de enfriamiento de un espacio, se requiere información de diseño detallada de la edificación, así como la información climática pertinente a las condiciones de diseño seleccionados, independientemente del método seleccionado para realizar dicho calculo, por lo que es prudente seguir los pasos descritos a continuación:

➤ ***Características de la Edificación.***

Se deben obtener las características de la Edificación. Materiales de construcción, tamaño de los componentes, colores externos de fuentes y formas que se pueden determinan a partir de los planos de la edificación e inspección visual.

➤ ***Configuración.***

Es necesario determinar la ubicación, orientación y sombra externa de la edificación a partir de los planos y especificaciones. La sombra de edificaciones adyacentes puede ser determinada visitando el sitio propuesto.

➤ ***Condiciones Exteriores de Diseño.***

Se debe obtener información climática apropiada y seleccionar las condiciones de diseño exterior. Las características climáticas pueden ser obtenidas de estaciones meteorológicas locales, tomando en cuenta que estas condiciones cambian dependiendo del área específica donde se ubique la edificación y debido a éste cambio se deben realizar los ajustes necesarios.

➤ ***Condiciones de Diseño Interior.***

Seleccionar las condiciones de diseño interior tales como temperatura de bulbo seco interior, temperatura interior de bulbo húmedo y tasa de ventilación, Incluyendo variaciones permisibles y límites de control.

➤ ***Rutina de Operación.***

Obtener una rutina de iluminación, ocupantes, equipo interno, aplicaciones y procesos que contribuyan a incrementar la carga térmica interna así como determinar la probabilidad de que el equipo de refrigeración sea operado continuamente o

detenga su funcionamiento durante períodos de tiempo, en función de determinar la necesidad de un factor de utilización.

➤ ***Fecha y Tiempo.***

Seleccione la hora del día y el mes para realizar los cálculos de la carga de enfriamiento. Por lo general es necesario analizar diferentes horas del día, así como diferente meses del año para estimar el momento de carga térmica pico.

➤ ***Consideraciones Adicionales.***

El tipo de sistema de acondicionamiento de aire, energía de ventilación, ubicación del ventilador, pérdida filtración y ganancia de calor en los ductos, iluminación y tipo de sistema de retorno de aire, son algunos de los parámetros que afectan la carga del sistema y el tamaño de sus componentes, es por ello que el diseño de los sistemas no debe conformarse al análisis de cargas de enfriamiento, sino también a un análisis termodinámico de los procesos psicrométricos que éste involucra.

2.2.2 Métodos de Cálculo de Cargas de Enfriamiento.

La organización ASHRAE desde hace aproximadamente un par de décadas avala la utilización de tres métodos de cálculo de cargas térmicas para seleccionar la capacidad de los equipos de acondicionamiento de aire, sin embargo a partir del año 2001, estos métodos han sido reemplazados en el manual de fundamentos de ASHRAE por un nuevo método que se adapta a muchas de las necesidades actuales en lo que a refrigeración respecta. A pesar de este cambio, los métodos utilizados anteriormente siguen teniendo vigencia dependiendo de la aplicación para la cual se les requiera.

Uno de los procedimientos mayormente utilizados es el método de Función de Transferencia (*Transfer Function Method TFM*). Una versión simplificada de este método con aplicaciones para diferentes tipos de construcción fue publicada en el

manual de fundamentos ashrae de 1977. Este método tiene como fundamento el estimar las cargas de enfriamiento hora por hora, predecir las condiciones del espacio para varios sistemas, establecer programas de control y programas de operación.

El método de función de transferencia (TFM) es aplicado para el cálculo de flujo unidimensional de transferencia de calor en paredes y techos soleados. Los resultados debido a las variaciones de construcción se consideran insignificantes, se si toman en cuenta la carga de los componentes normalmente dominantes. La ASHRAE (1988) generó factores de decremento efectivos de calor y períodos de retraso de tiempo para 41 diferentes tipos de pared y 42 tipos de techo, que son presentados para utilizarse como coeficientes de función de transferencia. Este método es similar y hasta se podría decir que es una versión simplificada de otro procedimiento usado para el cálculo de cargas térmicas que se denomina "Valores de Temperatura Diferencial Total Equivalente y Tiempo Promedio" (*Total Equivalent Temperature Differential Method and Time Average TETD/TA*). La primera presentación de este método se hizo en el manual de fundamentos ASHRAE de 1967, para calcular la carga de enfriamiento de un espacio usando la convención del TETD/TA, aplican los mismos procedimientos generales empleados para el TFM, sin embargo es recomendado para usuarios experimentados. Ambos métodos requieren el uso de un computador para una aplicación efectiva en el diseño de sistemas de acondicionamiento de aire.

El método de "Cálculo de Cargas por Temperatura Diferencial, Carga de Enfriamiento Solar y Factores de Carga de Enfriamiento" (*Cooling Load Temperature Differential, Solar Cooling Load and Cooling Load Factors CLTD/SCL/CLF*), se basa en la suposición de que el flujo de calor a través de un techo o pared puede ser obtenido por multiplicar la temperatura diferencial (exterior - interior) por valores tabulados específicamente para techos pisos y paredes. Lo cual hace que este método sea el menos tedioso de aplicar manualmente. La técnica del CLTD evoluciona como una operación manual que involucra menos cálculos matemáticos y reemplaza el procedimiento de TETD/TA, para cálculos manuales; pero requiere el uso de tablas de factores precalculados, convirtiéndose en el método

recomendado por la ASHRAE que debe ser aplicado como primera alternativa de procedimiento de cálculo manual..

Existe una variante de el método CLTD/SCL/CLF, llamada *Residential Cooling and Heating Load Calculations*, y se usa para aplicaciones residenciales basándose en los mismos principios, simplificando los cálculos permitiendo ser utilizado por personas sin previo adiestramiento.

Motivado a que el Manual actual de Normas de la ASHRAE, en el Capítulo 28 en el cual se incluye la discusión de las tres metodologías de cálculo de cargas térmicas anteriormente descritas además de los fundamentos de Equilibrio de Calor, está confundiendo a los usuarios de dicho Manual, la ASHRAE ha desarrollado un método alternativo de cálculo de ganancias de calor bajo el Título "Serie de Tiempo Radiante" (*Radiant Time Series RTS*), con el objetivo de sustituir con eficacia los anteriores métodos (sin desacreditar o invalidar éstos). En el cálculo de la radiación solar, el aumento del calor solar transmitido a través de ventanas, la temperatura del solenoide-aire, y la infiltración, el método de RTS es exactamente igual a dos de los métodos anteriores (TFM y TETD/TA), sin embargo el método provee una mejor exactitud, este método es conveniente para los cálculos de la carga pico máxima de diseño, pero no debe ser utilizado para simulaciones anuales de la energía debido a suposiciones limitadoras inherentes. El método de RTS, a pesar de que es simple en concepto, implica demasiados cálculos como para ser utilizados prácticamente como un método manual. Para la elaboración de este proyecto, se decidió aplicar el método manual del cálculo de la carga térmica CLTD/SCL/CLF incluido en el 1997 *ASHRAE Fundamentals Handbook* recomendado por la ASHRAE, motivado a la complejidad y la necesidad del uso de programas computacionales de los otros métodos.

2.2.2.1 *Método de Cálculo de Cargas por Temperatura Diferencial, Carga de Enfriamiento Solar y Factores de Carga de Enfriamiento (CLTD/SCL/CLF).*

Este método consiste en un simple procedimiento de calculo manual basado en los principios del TFM, y se puede utilizar para aproximar la carga de enfriamiento correspondiente a los tres modos principales de ganancia de calor (ganancias de calor por conducción a través de superficies, ganancias de calor solar a través de vidrios y ganancias de calor internas generadas por las personas, sistemas de iluminación y equipos) en recintos no residenciales. La forma como se clasifican los componentes que contribuyen con la ganancia de calor de acuerdo al método, es la siguiente:

- 1. Conducción a través de paredes, techo y vidrios al exterior.*
- 2. Radiación solar a través de vidrios.*
- 3. Conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos.*
- 4. Personas.*
- 5. Alumbrado.*
- 6. Equipos.*
- 7. Infiltración y ventilación del aire exterior.*

Conviene agrupar en dos partes esas ganancias de calor: las que proceden de fuentes externas al recinto, y las que se generan internamente. Según la descripción anterior se ve que los puntos 1, 2 y 3 son ganancias de calor externo, y los puntos 4, 5 y 6 son ganancias de calor interno. Se puede considerar que la infiltración y ventilación es una clase separada. También conviene agrupar las ganancias de calor en dos grupos distintos ganancias de calor sensible y de calor latente. Las ganancias de calor sensible ocasionan un aumento de la temperatura del aire y las ganancias de calor latente se deben a la adición de vapor de agua, y por lo tanto aumentan la humedad. Los puntos 1, 2, 3 y 5 sólo son ganancias de calor sensible. Los puntos 4 y 7 son ganancias en parte de calor sensible y en parte de calor latente, y el punto 6

puede entrar en cualquiera de las categorías o en ambas, dependiendo del tipo de equipo.

1. Conducción a través de Paredes, Techos y Vidrios exteriores:

Las ganancias de calor por conducción a través de paredes, techo y vidrios que dan al exterior se calculan con la siguiente ecuación:

$$q = U \cdot A \cdot (CLTD) \quad (2.1)$$

Donde:

q = Carga de enfriamiento debido a la conducción a través del techo, paredes o vidrio, W.

U = coeficiente general de transferencia de calor para el techo, paredes o vidrios, $W/m^2 \cdot K$.

A = área del techo, pared o vidrios, m^2

$CLTD$ = diferencia de temperatura para carga de enfriamiento.

Se calcula la superficie de cada uno de los componentes empleando los planos de construcción. Los valores del coeficiente U , se encuentran en las tablas 4 del Capítulo 24¹ para paredes y techos, o bien se pueden calcular a partir de los valores de R . El $CLTD$ es una diferencia de temperatura que toma en cuenta el efecto de almacenamiento de calor. Las tablas 30 y 32 del Capítulo 28¹, presentan una lista de valores $CLTD$ para algunas formas de construcción de paredes y techo. La tabla 31, Capítulo 28¹ describe las construcciones de las paredes que se emplean en la tabla 32¹. Los valores de las tablas se basan en una temperatura de diseño interior de 78°F (25,5°C) y una temperatura exterior, promedio diario, de 85°F (29,44°C) con paredes y techos de colores oscuros, para el 21 de julio, a una latitud de 40°N. La tabla 5

¹ ASHRAE Fundamentals (1997).

Capítulo 29¹ muestra los valores de la CLTD para vidrio. El CLTD corregida se calcula como sigue:

$$CLTD_c = CLTD + (78 - T_r) + (T_m - 85) \quad (2.2)$$

Donde:

T_r = Temperatura del espacio interior.

T_m = Temperatura del exterior de diseño = Temperatura máxima exterior – (rango diario de temperatura) / 2.

Estas correcciones tienen el mismo significado para paredes y techos.

Los valores de la tabla 5 Capítulo 29¹ pueden interpolarse entre las horas enlistadas.

2. Radiación Solar a través de Vidrios:

La energía radiante del sol pasa a través de materiales transparentes como el vidrio y se transforma en ganancia de calor al recinto. Su valor varía con la hora, la orientación, el sombreado y el efecto de almacenamiento. La ganancia neta de calor se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$q = A \cdot (SC) \cdot (SCL) \quad (2.3)$$

Donde:

q = Carga de enfriamiento por radiación solar a través del vidrio, W.

A = Área del vidrio, m².

SC = Coeficiente de sombreado.

SCL = Factor de carga de enfriamiento para el vidrio con o sin sombra.

El coeficiente de sombreado, SC es la cantidad proporcional de ganancia máxima de calor a través de distintos tipos de vidrio. La tabla 11 Capítulo 29² muestra algunos valores del SC . El factor de carga de enfriamiento SCL considera el almacenamiento de una parte de la ganancia de calor solar. Los valores de SCL dependen de una serie de variables dentro de las cuales se encuentran dirección u orientación del vidrio, latitud, mes, y hora del día, todas estas variables definen la incidencia del sol sobre el vidrio. Estos valores se encuentran en las tablas 36 en el Capítulo 28¹, las cuales dependen del tipo de vidrio

3. *Conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos.*

El calor que pasa desde los espacios interiores sin acondicionamiento hasta los espacios acondicionados a través de divisiones, pisos y cielos rasos se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$q = U \cdot A \cdot (t_o - t_i) \quad (2.4)$$

Donde:

q = Carga de enfriamiento a través de las divisiones, piso o cielo raso, W.

U = coeficiente global de transferencia de calor para la división, piso o cielo raso, $W/m^2 \cdot K$.

A = área de la división, piso o cielo raso, m^2 .

t_o = temperatura del espacio adyacente, $^{\circ}C$.

t_{rc} = temperatura interior de diseño (constante) en espacio acondicionado, $^{\circ}C$.

Si no se conoce la temperatura del espacio sin acondicionar, se emplea con frecuencia una aproximación que consiste en suponer que está a $5^{\circ}F$ menos que la temperatura exterior. Los espacios con fuentes de calor, como los cuartos de calderas,

² ASHRAE Fundamentals (1997).

pueden estar a temperaturas mucho mayores. Los valores del coeficiente U se presentan en la tabla 4 Capítulo 24³.

4. Personas

La ganancia de calor debida a las personas se compone de dos partes: el calor sensible y el calor latente que resulta de la transpiración. Algo del calor sensible se puede absorber por el efecto de almacenamiento de calor, pero no el calor latente. Las ecuaciones para las ganancias de calor sensible y latente originado en las personas son:

$$q_s = N \cdot (SHG) \cdot CLF \quad (2.5)$$

$$q_l = N \cdot (LHG) \quad (2.6)$$

Donde:

q_s = Carga de enfriamiento sensible debido a las personas, W.

q_l = Carga de enfriamiento latente debido a las personas, W.

N = Número de personas en el espacio.

SHG = Ganancia de calor sensible generada por las personas según la actividad realizada, W.

LHG = Ganancia de calor latente generada por las personas según la actividad realizada, W.

CLF = Factor de carga de enfriamiento debido a las personas.

Las tasas de ganancia de calor sensibles (SHG) y latentes (LHG) debido a las personas que ocupan el espacio, las cuales dependen de su actividad física. Se encuentran en la tabla 3, Capítulo 28⁴, esta da una lista de valores para algunas

³ ASHRAE Fundamentals (1997).

⁴ ASHRAE Fundamentals (1997).

actividades típicas. Las tasas están determinadas para una temperatura de BS de recinto de 78°F. El factor CLF , del efecto de almacenamiento de calor, se aplica a la ganancia de calor debida a las personas y se encuentra en la tabla 37 Capítulo 28¹. Si el sistema de acondicionamiento de aire se apaga durante la noche, no se debe incluir almacenamiento de calor y el $CLF = 1.0$.

5. Iluminación.

La ecuación para calcular la ganancia de calor debida al alumbrado es:

$$q_{el} = W \cdot F_{ul} \cdot F_{sa} \cdot (CLF) \quad (2.7)$$

Donde:

q_{el} = Carga de enfriamiento debido al alumbrado, W.

W = Capacidad de la luminaria, W.

F_{ul} = Factor de uso de luz.

F_{sa} = Factor de balastro.

CLF = Factor de carga de enfriamiento debido al alumbrado.

El término W es la capacidad nominal de las luces en uso, expresada en watts. En muchas aplicaciones todo el alumbrado está encendido siempre, pero si no lo está, se debe emplear la cantidad real para ello se utiliza el F_{ul} que es la proporción del alumbrado utilizado sobre el total instalado. El factor F_{sa} toma en cuenta las pérdidas de calor en el balastro de las unidades fluorescentes, u otras pérdidas especiales. Un valor típico de F_{sa} es 1,2 para el alumbrado fluorescente. Para el alumbrado incandescente no hay pérdidas adicionales y el $F_{sa} = 1,0$. El factor CLF , el cual depende de 1) la construcción del espacio interior, paredes interiores y tabiquería, 2) tipo de piso, 3) el total de horas de ocupación y 4) hora de entrada al recinto. Este

factor se encuentra en la tabla 38, Capítulo 28⁵. Si el alumbrado trabaja las 24 horas o si el sistema de acondicionamiento es apagado en las noches y fines de semana el $CLF = 1,0$.

6. Equipos:

La ganancia de calor debida al equipo se puede calcular en ocasiones en forma directa consultando al fabricante o a los datos de placa, tomando en cuenta si su uso es intermitente. Algunos equipos producen tanto calor sensible como latente. Para equipos que trabajan con motores eléctricos la carga de enfriamiento se puede calcular según sea el caso por las ecuaciones:

$$q_p = P \cdot E_f \cdot CLF \quad (2.9)$$

$$\text{O} \quad q_p = SHG \cdot CLF \quad (2.10)$$

Donde:

q_p = Carga de enfriamiento debido a equipos con motores eléctricos, W.

P = Potencia nominal en HP, en datos de placa.

E_f = Factor de Eficiencia, cuando la circunstancia lo amerite.

SHG = Ganancia de calor sensible.

CLF = Factor de carga de enfriamiento.

En la tabla 4 y 5 Capítulo 28⁶, se muestran algunos valores de ganancia de calor (SHG) para aparatos eléctricos típicos. La producción de calor procedente de los motores y el equipo que los impulsa se debe a la conversión de energía eléctrica en calor. La proporción de calor generado que pasa al recinto de acondicionamiento de

⁵ ASHRAE Fundamentals (1997).

⁶ ASHRAE Fundamentals (1997).

aire depende de si el motor y la carga impulsada se encuentran ambos en el recinto, o tan sólo uno de ellos. Los factores CLF , tabla 37, Capítulo 28¹.

Para equipos y aparatos eléctricos, a gas o vapor, la carga de enfriamiento se calcula con las siguientes ecuaciones:

$$q_s = q_i \cdot F_u \cdot F_r \cdot CLF \quad (2.11)$$

$$\text{O} \quad q_s = SHG \cdot CLF \quad (2.12)$$

Donde:

q_s = Carga de enfriamiento sensible debido a equipos, W.

q_i = Tasa de energía consumida por el equipo, en datos de placa.

F_u = Factor de uso.

F_r = Factor de radiación.

SHG = Ganancia de calor sensible.

CLF = Factor de carga de enfriamiento.

Los factores F_u , F_r y F_l se encuentran en las tablas 6 y 7 Capítulo 28⁷.

7. *Infiltración y ventilación del Aire Exterior a través de aberturas:*

Los dos medios por los cuales puede entrar el aire a la construcción se llaman infiltración y ventilación y a su vez debido a dichos efectos, se puede tener cargas sensibles y cargas latentes de enfriamiento.

➤ *Ganancia de Calor Sensible efecto de la infiltración de aire.*

La infiltración ocurre cuando el aire exterior entra a través de aberturas en la construcción, debido a la presión del viento. Las aberturas que más admiten aire son

⁷ ASHRAE Fundamentals (1997).

las fisuras alrededor de los marcos de puertas y ventanas, y puertas abiertas. El aire infiltrado que entra a un recinto posee mayor temperatura que la del local por lo que representa una carga de enfriamiento la cual se enuncia mediante la ecuación que se presenta a continuación:

$$q_s = 1210 \cdot Q \cdot \Delta T \quad (2.13)$$

Donde:

q_s = Calor sensible necesario para el aire de infiltración o ventilación.

Q = Tasa de infiltración o ventilación del aire, m³/s.

ΔT = Diferencia de temperatura entre el aire interior y exterior., °C.

➤ *Ganancia de Calor Latente efecto de la infiltración de aire*

En muchos casos, el aire de infiltración altera la humedad relativa del aire del recinto, lo que se traduce en una carga latente de enfriamiento y se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$q_l = 3010 \cdot Q \cdot \Delta W \quad (2.14)$$

Donde:

q_l = Calor latente necesario para el aire de infiltración o de ventilación W.

Q = Tasa de infiltración o ventilación del aire, m³/s.

ΔW = Relaciones de humedad, expresadas en Kg. de agua/kg de aire seco.

Existen 2 métodos para calcular la tasa de infiltración y ventilación del aire; el **Método de cambio de aire**, y el **Método de las fisuras**. Para el presente estudio solo se desarrolló el primero de ellos, el cual supone que se puede calcular el número de cambios de aire por hora, y define que un cambio de aire es igual al volumen de un recinto, este es el método más sencillo y menos preciso de los métodos. Esta determinación se basa en la experiencia y en pruebas.

Con la definición del cambio de aire, se puede emplear la siguiente ecuación para calcular la tasa de infiltración de aire:

$$Q = \frac{V \cdot (\text{Cambios de Aire por Hora})}{3600} \quad (2.15)$$

Donde:

Q: Velocidad de infiltración de aire al recinto.

V: Volumen del recinto, m³

La mayor parte de los sistemas de acondicionamiento de aire en el verano tienen ventilación mecánica que emplea algo de aire del exterior, con lo cual se reduce o se elimina la infiltración, porque se crea una presión positiva de aire dentro de la construcción. En este caso, el aire de ventilación no es una carga en el recinto, sino una carga para el equipo central de enfriamiento.

➤ *Ganancia de Calor por Ventilación:*

En general se admite algo de aire exterior por razones sanitarias y de confort. El calor sensible y el latente de este aire son mayores que el del aire del recinto, por lo cual se vuelve parte de la carga de enfriamiento. Sin embargo, el exceso de calor se elimina en general en el equipo de enfriamiento, y por lo tanto se puede considerar parte de la carga de refrigeración, pero no de la carga del recinto.

Las formulas para calcular las cargas de enfriamiento sensible y latente debidas al aire de ventilación, son:

$$q_s = 1210 \cdot Q \cdot \Delta T \quad (2.16)$$

$$q_l = 3010 \cdot Q \cdot \Delta W \quad (2.17)$$

Donde:

q_s = Calor sensible necesario para el aire de infiltración o ventilación.

q_l = Calor latente necesario para el aire de infiltración o de ventilación W.

ΔT = Diferencia de temperatura entre el aire interior y exterior.

Q = Tasa de infiltración o ventilación del aire, m³/s.

ΔW = Relaciones de humedad, expresadas en kg. de agua/kg. de aire seco.

El calor q_t total retirado del aire de ventilación $q_t = q_s + q_l$

2.3 Exergía y Potencial de trabajo de la Energía.

2.3.1 Primera Ley de la Termodinámica.

También conocida como el principio de la conservación de la energía que afirma Según Cengel (2002) que: “la energía total no puede crearse ni destruirse; solo transformarse.” (p. 164), por lo tanto si se realiza trabajo sobre un sistema, la energía interna del sistema cambiará y la diferencia entre la energía interna del sistema y la cantidad de energía es denominada calor. La expresión matemática de esta ley es la que se presenta a continuación:

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{vc} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{ent} \dot{m} \cdot \left(h + \frac{1}{2}V^2 + gz\right) - \sum_{sal} \dot{m} \cdot \left(h + \frac{1}{2}V^2 + gz\right) \quad (2.18)$$

Donde:

$\dot{Q}$: Calor transferido por unidad de tiempo

$\dot{W}$: Trabajo realizado por unidad de tiempo.

$\dot{m}$: Masa que entra o sale.

h : Entalpía.

z : Altura.

V: Velocidad.

g: Aceleración de Gravedad

2.3.2 Segunda Ley de la Termodinámica.

Uno de los principales principio para la Segunda ley fue enunciado por el ingeniero francés R. J. Clausius a mediados del siglo XIX (Citado por Cengel, 2002), sostenía que "*no es posible proceso alguno cuyo único resultado sea la transferencia de calor desde un cuerpo frío a otro más caliente*". Basándose en esto Clausius también introdujo el concepto de entropía, la cual es una medición de la cantidad de restricciones que existen para que un proceso se lleve a cabo y determina también la dirección de dicho proceso.

$$\left(\frac{dS}{dt}\right)_{vc} = \oint \frac{\dot{Q}}{T} + \sum_{ent} m \cdot \left(h + \frac{1}{2}V^2 + gz\right) - \sum_{sal} m \cdot \left(h + \frac{1}{2}V^2 + gz\right) + S_{generada} \quad (2.19)$$

Donde:

S: entropía.

➤ Principios básicos termodinámicos en el análisis de sistemas.

El análisis termodinámico permite determinar las características termodinámicas de un sistema bajo estudio, donde un sistema comprende la región o conjunto de materia en el espacio que es seleccionada para su análisis. Este utiliza los principios de conservación de masa y de la energía, para cuantificar la interacción del sistema con su entorno, consigo mismo o con otro sistema, cuando se analizan procesos industriales compuestos por un número específico de equipos interconectados. En términos generales, el análisis termodinámico permite cuantificar las transferencias de energía, a través de interacciones de Calor y Trabajo, así como las transferencias de masa cruzando sus fronteras, cuando el sistema se encuentra en un estado específico para su análisis.

Si se observa el sistema mostrado a continuación, al cual se le realizó un análisis simple, también denominado volumen de control desde el punto de vista termodinámico, se establecieron las siguientes formulaciones para los principios de conservación de masa y energía, respectivamente:

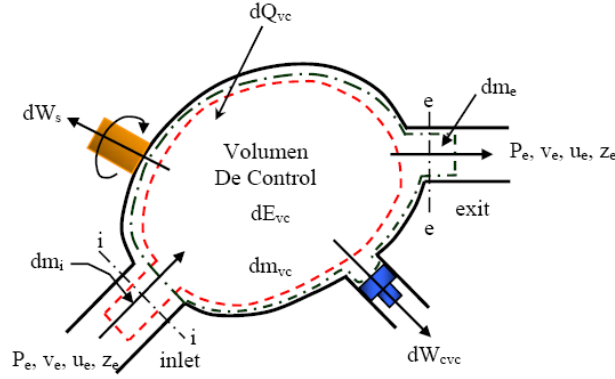


Figura 2.5: Análisis termodinámico de un volumen de control. Fuente: Gordillo (2005)

$$\sum_{ent} \dot{m} - \sum_{sal} \dot{m} = \left(\frac{dm}{dt} \right)_{vc}$$

$$\left(\frac{dE}{dt} \right)_{vc} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{ent} \dot{m} \cdot \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) - \sum_{sal} \dot{m} \cdot \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right)$$

(2.20)

Por otro lado la propiedad de la entropía, está relacionada a la segunda ley de la termodinámica esta puede ser una cantidad positiva, negativa o cero. La limitación de positividad está relacionada a la generación de entropía, esta definición es utilizada cuando se analizan procesos irreversibles, es decir, aquellos procesos que no pueden volver a su estado inicial debido a una serie de factores. La energía y la masa son las propiedades que más se consideran al momento de realizar un balance, también existen otras propiedades como la exergía, que a pesar de no ser considerada comúnmente en el análisis termodinámico, sirvió de base para el estudio en cuestión.

2.3.3 Formas de Exergía.

Es el trabajo teórico máximo que se puede obtener cuando el sistema cerrado evoluciona desde un estado inicial dado hasta su estado muerto, el cual se presenta cuando el sistema alcanza el equilibrio con el medio ambiente, en esta situación el sistema se encuentra en reposo con relación al medio ambiente a la temperatura T_0 y presión P_0 , tanto él como el medio ambiente poseen una cierta energía, pero el valor de su exergía es cero, ya que no es posible que se produzca un cambio espontáneo en el sistema cerrado o en el ambiente por cuanto no pueden existir interacciones entre ellos. Esta es una propiedad se basa en el Segundo Principio de la Termodinámica y las Leyes del Equilibrio de las Transformaciones Reales, y fundamenta que la energía útil del sistema al principio del proceso es mucho mayor que la energía útil final luego de alguna reacción, que se destruye o degrada a causa de la naturaleza irreversible del proceso, por lo que la energía útil así definida no se conserva al contrario que la energía.

➤ **Expresión general de la exergía:**

$$X = (E - U_0) + P_0 \cdot (V - V_0) - T_0 \cdot (S - S_0) \quad (2.21)$$

Donde:

X: Exergía

E: Energía del sistema.

U_0 : Energía interna en estado muerto. (Cinética y potencial).

V: Volumen del sistema.

V_0 : Volumen del estado muerto.

S: Entropía del sistema.

S_0 : Entropía del estado muerto

P_0 y T_0 : Presión y temperatura del estado muerto.

➤ **Criterios de eficiencia utilizados en el análisis de exergía:**

Estos criterios se establecen tomando en cuenta que todo sistema abierto interactúa con su entorno el cual incluye como todo aquello que no estando incluido en el sistema está en contacto térmico con su superficie de intercambio (medio exterior cercano), o a través de flujos de exergía en donde esta propiedad se caracteriza por degradarse durante la operación del sistema. El análisis de exergía involucra el cálculo de medidas de rendimiento en un sistema termodinámico, a través de los siguientes parámetros:

Eficiencia exergética: este valor fue ideada para representar la aproximación del comportamiento de un sistema cualquiera a un comportamiento cercano al de un proceso reversible los cuales se caracterizan por que es aquel que puede revertirse sin dejar huella en los alrededores. Tanto el sistema como los alrededores regresan a sus estados iniciales al final del proceso inverso. Esto es posible solo si el intercambio neto de calor y de trabajo en el sistema y los alrededores es cero para el proceso nominal. Esta eficiencia se define como la unidad menos el cociente de la exergía destruida en el sistema y la exergía suministrada al mismo; sus valores pueden variar de cero (0) en el caso más desfavorable o destrucción completa de la exergía a uno (1) sin destrucción de la exergía. Esta medida representa una manera alterna de medir la utilización adecuada de los recursos exegéticos, y debemos hacer gran énfasis en la diferencia entre este tipo de eficiencia y la de eficiencia tradicional de los dispositivos mecánicos o termodinámicos, también llamada eficiencia energética. La representación matemática general de la eficiencia exergética en la siguiente:

$$\eta = 1 - \frac{X_{\text{destruida}}}{X_{\text{suministrada}}} \quad (2.22)$$

Principio del decremento de la exergía: sostiene que al contrario de la entropía la exergía es una propiedad que durante un proceso real es destruida, es decir, nunca

aumenta sin tener participación del entorno, y siempre es un valor positivo, que solo es nulo para procesos reversibles, por lo tanto en sistemas aislados la exergía destruida es proporcional al decremento de la misma. La exergía representa el potencial perdido de trabajo también conocido como irreversibilidad.

$$X_{destruida} = T_o \cdot S_{gen} \quad (2.23)$$

➤ **Exergía de flujo:**

Para el cálculo de esta propiedad se debe tomar en cuenta que los fluidos en movimiento cuentan además que con la formas de energía de que se presentan normalmente en los sistemas cerrado también lo hacen con otra forma de energía conocida como energía de flujo, la cual es la energía necesaria para mantener un flujo en una tubería o ducto, donde el trabajo derivado de dicha energía, conocido como trabajo de flujo el cual es esencialmente el hecho por un fluido sobre el fluido aguas abajo y en consecuencia la exergía de trabajo de flujo es equivalente a la exergía de trabajo de frontera. Tomando en cuenta todas estas consideraciones la expresión para el cálculo de la exergía de flujo es:

$$\Psi = (h + h_o) - T_o \cdot (S - S_o) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (2.24)$$

➤ **Transferencia de exergía:**

Representa la exergía perdida o ganada por un sistema durante un proceso, la cual puede ser transferida por tres causas: calos, trabajo y flujo másico.

Transferencia de exergía por calor (Q): plantea que siempre se puede obtener trabajo a partir de una diferencia de temperaturas entre un sistema (T) y en ambiente (T_o), cuya expresión general es la siguiente:

$$X_{\text{calor}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot Q \quad (2.25)$$

Los posibles casos que se pueden presentar en este tipo de transferencia de exergía son los siguientes:

1. La temperatura del sistema es mayor que la temperatura del ambiente ($T > T_0$): en esta caso tanto el calor como la exergía son transferidas en la misma dirección hacia el ambiente, aumentando así el contenido de energía y exergía en el mismo.

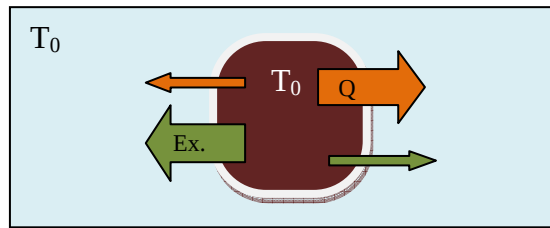


Figura 2.6: Transferencia de exergía por calor, temperatura de sistema mayor a temperatura ambiental. Fuente: Los Autores

2. La temperatura del sistema es menor que la temperatura del ambiente ($T < T_0$): este caso también es conocido como medio frío y en él se presenta que la transferencia de calor y exergía ocurren en direcciones opuestas, es decir, el sistema realiza un trabajo debido a su menor temperatura lo que ocasiona la disminución de su exergía pero es el medio el que transfiere calor al sistema.

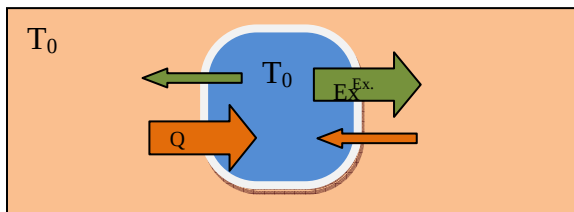


Figura 2.7: Transferencia de exergía por calor, temperatura de sistema menor a temperatura ambiental. Fuente: Los Autores

3. La temperatura del sistema y del ambiente es la misma: en este caso la transferencia de calor y exergía son nulas.

Transferencia de exergía por trabajo (W): sostiene que siempre que un sistema presente variaciones en su volumen se está realizando un trabajo tiene asociado cierta transferencia de exergía, cuya expresión general en la siguiente:

$$X_{\text{trabajo}} = W - P_0 \frac{dv}{dt} \quad (2.26)$$

Transferencia de exergía por masa (m): afirma que la exergía de un sistema aumenta cuando cualquier cantidad de masa ingresa al sistema y que dicha exergía disminuye en la misma proporción al salir la misma cantidad de masa del sistema. Su expresión es la siguiente:

$$X_{\text{masa}} = \sum_{\text{ent}} m\Psi - \sum_{\text{sal}} m\Psi \quad (2.27)$$

- **Balance de exergía para volumen de control:** Esta relación representa básicamente que la tasa de cambio de la exergía de un proceso dentro de un volumen de control es igual a la tasa neta de transferencia de energía a través de sus fronteras por causa del calor, flujo másico y trabajo, menos la exergía destruida dentro de las fronteras del mismo.

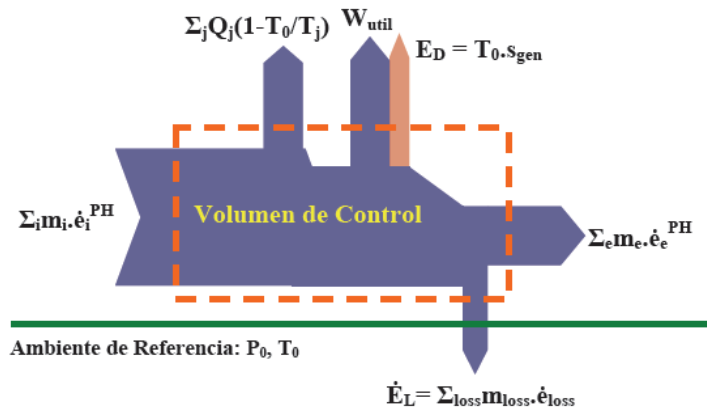


Figura 2.8: Distribución de los flujos de exergía en un volumen de control. Fuente: Gordillo (2005)

La expresión matemática para este balance es la siguiente, recordando que se considera como dirección positiva la Transferencia de calor hacia el sistema y como positiva del trabajo desde el sistema:

$$\left(\frac{dX}{dt}\right)_{vc} = \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) \cdot Q - \left(W - P_o \frac{dV}{dt}\right) + \sum_{ent} m\Psi - \sum_{sal} m\Psi - X_{destruida} \quad (2.28)$$

➤ **Eficiencia exergética de compresores:**

Asumiendo condiciones de régimen estacionario, sin intercambio de calor con los alrededores, el balance de exergía y además que la exergía consumida por la máquina se utiliza en parte para incrementar la exergía de flujo entre la entrada y la salida, y el resto se destruye a causa de las irreversibilidades internas. La efectividad del compresor viene dada por:

$$\eta = 1 - \frac{T_o \cdot S_{gen}}{(h_1 - h_2)} \quad (2.29)$$

➤ **Eficiencia exergética de intercambiadores de calor de superficie:**

Partiendo de las premisas que la masa de fluido de la corriente caliente es m_c ; la masa de fluido de la corriente fría es m_f ; la entrada y salida del fluido caliente se identifican por los subíndices C_1 y C_2 ; la entrada y salida del fluido frío se denotan con los subíndices F_1 y F_2 ; teniendo en cuenta que el intercambiador opera en régimen estacionario y que no existe transferencia de calor con el entorno, se denota la eficiencia exergética en el intercambiador de calor de superficie de la siguiente manera:

$$\eta = \frac{m_f \cdot (\Psi_{f2} - \Psi_{f1})}{m_c \cdot (\Psi_{c1} - \Psi_{c2})} \quad (2.30)$$

$$\text{O} \quad \eta = 1 - \frac{T_o \cdot S_{gen}}{m_{caliente} \cdot (\Psi_2 - \Psi_1)} \quad (2.31)$$

Coeficiente de funcionamiento (COP): es una medida útil que relaciona la capacidad útil de enfriamiento con el consumo equivalente de energía, ambas medidas en Btu/h, a través de la siguiente expresión:

$$COP = \frac{Q_{\text{obtenido}} \left[\text{Btu/h} \right]}{W_{\text{suministrado}} \left[\text{Btu/h} \right]} \quad (2.32)$$

Relación de eficiencia energética: es una expresión del COP, considerando el consumo de energía en Watt. Esta surgió como consecuencia de las costumbre de los consumidores de emplear esta medida en dicha unidad.

$$EER = \frac{Q_{\text{obtenido}} \left[\text{Btu/h} \right]}{W_{\text{suministrado}} \left[\text{W} \right]} \quad (2.33)$$

Capítulo 3: Marco Metodológico.

En el presente capítulo se desarrolla un conjunto de acciones destinadas a describir y analizar el problema planteado, a través de procedimientos específicos, que involucran la recolección de datos, determinando de qué manera se realizará el estudio, con la finalidad de obtener soluciones satisfactorias. Se aplicará una metodología de investigación que comprende los siguientes pasos:

3.1 Tipo de Investigación.

De acuerdo a Hernández, Fernández y Baptista (1998), el tipo de investigación resume el conjunto de características que identifican la investigación por su naturaleza, por su metodología y la técnica a emplear en el proceso de la resolución del problema, se plantea una clasificación de la investigación desde el punto de vista del nivel o grado de profundidad de la misma como: Exploratoria, descriptiva y explicativa

En ocasiones una investigación puede caracterizarse como exploratoria, descriptiva, o explicativa, pero no situarse únicamente como tal, aunque un estudio sea esencialmente exploratorio contendrá elementos descriptivos, y lo mismo ocurre con cada una de las combinaciones de clases de estudios, además, una investigación puede iniciarse como exploratoria o descriptiva y después llegar a ser explicativa.

Basándose en estos conceptos, se puede decir que la investigación realizada es esencialmente del tipo **descriptiva**, debido a que ésta estudia el comportamiento del sistema de acondicionamiento de aire de un recinto, mediante un análisis exergético, con la premisa de generar alternativas de ahorro de energía que se adapten a los requerimientos del local.

3.2 *Diseño de la Investigación.*

Se refiere a la estrategia o estructura fundamental para generar información exacta e interpretable, y especifica la naturaleza global de la investigación. Consiste en una serie de actividades sucesivas y organizadas que deben adaptarse a las particularidades de la investigación y que nos indican los pasos y pruebas a efectuar y las técnicas a utilizar para recolectar y analizar los datos. De manera general, desde el punto de vista del diseño de la investigación, ésta se puede clasificar en:

- Investigación Documental
- Proyectos Factibles
- Investigación de Campo

Con respecto al diseño de la investigación para el caso específico del trabajo realizado, se trata de una **investigación de campo**, del tipo no experimental debido a que para poder describir el funcionamiento del sistema, es necesario obtener información real de los datos del actual sistema sin intervenir en ellos, y además compararlos con datos y especificaciones de diseño originales de los equipos por lo que se trata de un diseño longitudinal.

3.3 *Población y Muestra.*

La población es la totalidad de los elementos a estudiar los cuales concuerdan en una serie de características factibles de procesar dando origen a los datos de la investigación. En el Presente trabajo la población estudiada comprende los equipos o elementos pertenecientes al sistema de acondicionamiento de aire que opera en el Paraninfo de la Ciudad Universitaria de Caracas, así como el recinto mismo, y los alrededores inmediatos.

3.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos.

Un instrumento de recolección de datos es, según Fidias G. Arias (1997), cualquier recurso, mecanismo o sistema mediante el cual el investigador puede acercarse al fenómeno o fenómenos de estudio y extraer de ellos información. Las técnicas de recolección de datos están referidas a la manera como se obtuvieron los datos a diferencia de los instrumentos que son los medios materiales, a través de los cuales se hizo posible la obtención y archivo de la información requerida para la investigación. Mediante técnicas como la inspección visual y la revisión bibliográfica, se contó con los siguientes mecanismos o instrumentos de recolección de datos:

- Planos del Paraninfo y sus sistemas de acondicionamiento de aire.
- Termómetros, manómetros y otros instrumentos de medición, así como sistemas de control y monitoreo presentes en los equipos que conforman el sistema.
- Programas de computación para manejo de datos tales como: Microsoft Office, CoolPack.
- Instrumentos de medición que permitan contabilizar alguna variable o parámetro de interés (Data Loggers, Cinta Métrica, Termómetros Digitales).
- Manuales, especificaciones y tablas de los equipos pertenecientes al sistema de acondicionamiento de aire.

Evidentemente, para el registro y almacenaje de ciertos datos, se dispondrá de dispositivos como cámaras fotográficas y computadores portátiles, que además permiten el manejo y procesamiento de estos datos de manera sencilla.

3.5 Técnicas de procesamiento y análisis de datos.

Una vez obtenida y recopilada la información se procede de inmediato a su procesamiento, esto implica el ordenamiento y presentación de la forma más lógica e inteligible, los resultados obtenidos con los instrumentos aplicados. La presentación de los datos se realiza descriptivamente por medio de tablas y gráficas, para luego continuar con el procesamiento de estos datos mediante métodos establecidos con la finalidad de obtener diferentes variables como eficiencias y consumos de energía, las cuales deberán ser analizadas y comparadas a modo de generar un criterio suficiente para plantear alternativas que permitan el ahorro de la energía.

3.6 Procedimiento de la Investigación.

La recopilación de información y datos, y el procesamiento o análisis de éstos, deberán ser ejecutados mediante una serie de actividades, que permitan cumplir satisfactoriamente los objetivos planteados, las cuales serán planificadas de la siguiente manera:

1. Recopilación, e inspección de la data técnica correspondiente al sistema de acondicionamiento de aire actual del Paraninfo Universitario a través de las siguientes actividades:
 - Adquisición de planos, y datos técnicos de los componentes del sistema, siendo los principales; chillers, torres de enfriamiento, UMA y sistemas de bombeo. También obtener información de la ductería y otros elementos como válvulas y motores.
 - Realizar registro basado en la inspección visual en sitio de los equipos y comparar con los planos de los mismos, de igual manera tomar los datos de placa de cada equipo y compararlo con su respectiva ficha técnica.

- Verificar si existe alguna modificación realizada al sistema o sus componentes que no se prevea en planos.
2. Luego de recopilada la información técnica necesaria, se procederá a la descripción y caracterización de estos sistemas por medio de los siguientes procedimientos:
- Análisis del funcionamiento de las unidades centrales de enfriamiento de agua (*Chillers*) y de sus componentes (incluyendo sistemas de bombeo), descripción de sus principales características y determinación de sus parámetros de funcionamiento.
 - Análisis del funcionamiento de la Unidad de Manejo de Aire (UMA) y de sus componentes (incluyendo ductería), descripción de sus principales características y determinación de sus parámetros de operación.
 - Análisis del funcionamiento de las torres de enfriamiento y descripción de sus principales características.
3. Cálculos de la capacidad de los equipos y requerimientos del recinto.
- Registrar la cantidad de equipos o componentes pertenecientes al sistema de acondicionamiento de aire a estudiar, así como la capacidad de los mismos, y así calcular la capacidad de refrigeración instalada del sistema.
 - Estimar la carga térmica de enfriamiento total del Paraninfo Universitario mediante el método de cálculo manual recomendado por la ASHRAE.
 - Comprobar si la capacidad de refrigeración instalada del sistema satisface los requerimientos de carga térmica del recinto.

4. Realizar un análisis exergético a cada uno de los procesos ocurridos en el sistema de acondicionamiento de aire del Paraninfo Universitario
5. Generar propuestas para la mejora o sustitución de equipos que permitan un ahorro de energía de todos los sistemas de acondicionamiento de aire, evaluar si las acciones o alternativas planteadas en realidad generan un ahorro en el consumo de energía y estimar dicho ahorro.

Capítulo 4: Análisis del Sistema.

4.1. Descripción del Recinto.

El término Paraninfo se utiliza para designar el salón de actos, en este caso, de La Universidad Central de Venezuela, donde tienen lugar acontecimientos importantes entre los que se destacan actos de conferimiento de títulos especiales como el título “*Doctor Honoris Causa*”, conferencias, lecciones magistrales, y al igual que en el Aula Magna, se realizan actos de grado para distintas facultades. La sala se dividió en tres regiones para una caracterización mas precisa; la zona de la tarima ubicada al norte del recinto, el área de la sala en medio y el hall de entrada o vestíbulo al sur de la sala.

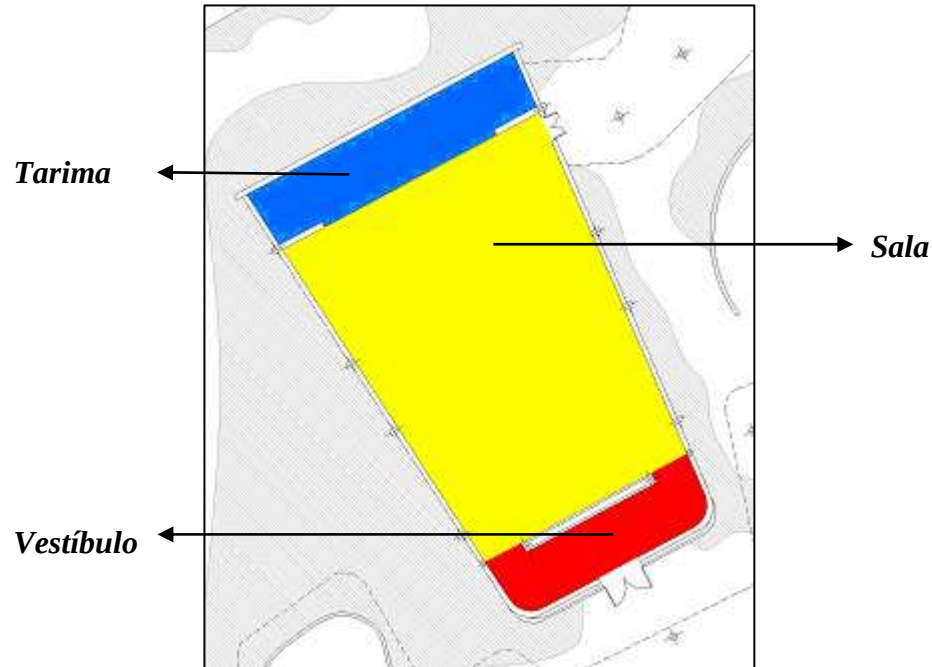


Figura 4.1: Vista de planta del Paraninfo de la CUC Fuente: Barrios, Manuel. (2006)

4.1.1. Diseño original y maderamen del Paraninfo.

Debido a la importancia de los eventos que allí se realizan, es necesario que dicha sala cuente con ciertas características acústicas, estéticas y de confort, implicando la utilización de madera como material predominante en su construcción, el cual se encuentra distribuido en la estructura de la siguiente manera; el tipo de madera de los listones diagonales que forman parte de la pared sur – oeste, pertenece al tipo Pardillo (*Cordia Alliodora Cham*), el resto de las paredes y techo, a excepción de la pared ubicada al nor – oeste correspondiente a la tarima, al igual que parte del techo, se encuentra constituido por madera del tipo Carreto (*Aspidosperma dugandii Standl*), y en lo que respecta al piso, se compone de un sistema de machihembrado de madera tipo Puy (*Tabebuia Serratifolia Nichols*). El pavimento del Paraninfo, como cualquier instalación usual de machihembrado, debe mantenerse unido por medio de clavos a una estructura de durmientes, los cuales se encuentran embebidos en un sobrepiso de concreto. Como se menciona anteriormente, la zona del techo que comprende desde la tarima hasta la parte media de la sala aproximadamente, al igual que la pared nor – oeste de la tarima, no poseen acabados, superficies o cielos rasos de madera, solo terminaciones en cerámica.



Figura 4.2: Vista de áreas de Sala y Tarima del Paraninfo de la CUC Fuente: www.copred.rect.ucv.ve.



Figura 4.3: Vista desde Tarima del Paraninfo. Fuente: www.copred.rect.ucv.ve



Figura 4.4: Sala, paredes sur – este y sur - oeste del Paraninfo. Fuente: www.copred.rect.ucv.ve.

4.1.2. Restauración de la madera del Paraninfo.

A causa de la antigüedad de las instalaciones, se percibió daños en la madera del Paraninfo con diferente grado de afección, los cuales varían principalmente de acuerdo a la intensidad de exposición a la humedad de la misma, estos daños comprendían desde la pérdida superficial del acabado en el machihembrado, hasta la descomposición de la estructura del sistema del piso correspondiente a los durmientes. Debido a esta situación, se llevo a cabo el Proyecto de conservación integral del Paraninfo, el cual incluyo reparaciones de sistemas de sonido, del maderamen, y la fumigación del recinto. Es importante destacar que los daños

significativos sobre la madera del recinto estaban presentes en el pavimento, en lo que concierne a las paredes y el techo, el deterioro era superficial, por lo cual se realizó un tratamiento de limpieza de la madera mediante la aplicación de agentes químicos especiales, lijado de la superficie, y acabado con poliuretano mate.



Figura 4.5: Detalle de techo, y pared nor – este del Paraninfo. Fuente: Barrios, Manuel. (2006)

La zona de la tarima presentó solo desgaste superficial por lo que este sector no fue removido, en esta zona únicamente se realizó un lijado superficial con la finalidad de remover todas las capas de cera existentes además de posibles manchas e imperfecciones superficiales. Una vez realizado todo el lijado garantizando la homogeneidad en la superficie de esta zona se ejecutó el acabado final el cual, cabe destacar, será el mismo a utilizar en el hall de entrada y en el resto de la sala.

En el sector de la sala se evidenció diferentes zonas en donde el machihembrado se encuentra en avanzado deterioro al igual que en algunas líneas de durmientes, los cuales son de tipo Aurora, cabe destacar ambos cuentan con propiedades similares. El sobrepiso se encuentra en perfecto estado, además entre éste y el machihembrado se ubicaba un aislante acústico el cual se presume, acumuló humedad, generando su desgaste. Una vez desinstalado el machihembrado de madera fueron removidos y sustituidos aproximadamente 194 metros (m) de durmiente que se encontraban en estado de deterioro avanzado. Una vez completada toda la estructura, sobre estos durmientes se clavarón y encolaron otros del mismo tipo de madera, de 1.8

centímetros (cm) de altura con la finalidad de generar una cámara de aire y aislar el machihembrado de madera del sobrepiso creando un efecto de ventilación; además se redujo la distancia entre durmientes de 50 cm a 25 cm aproximadamente, para lo cual sobre el nivel de piso actual se colocan nuevos durmientes entre los ya existente, apernados sobre la losa con la finalidad reducir la resonancia de la madera. Una vez finalizada toda la estructura de durmientes, se procedió a la impermeabilización de los durmientes como medida de prevención para luego instalar el machihembrado utilizando madera nueva del mismo tipo, para luego proveer el acabado final.



Figura 4.6: Situación de la Sala y nuevos durmientes instalados durante la restauración.

Fuente: Barrios, Manuel. (2006)

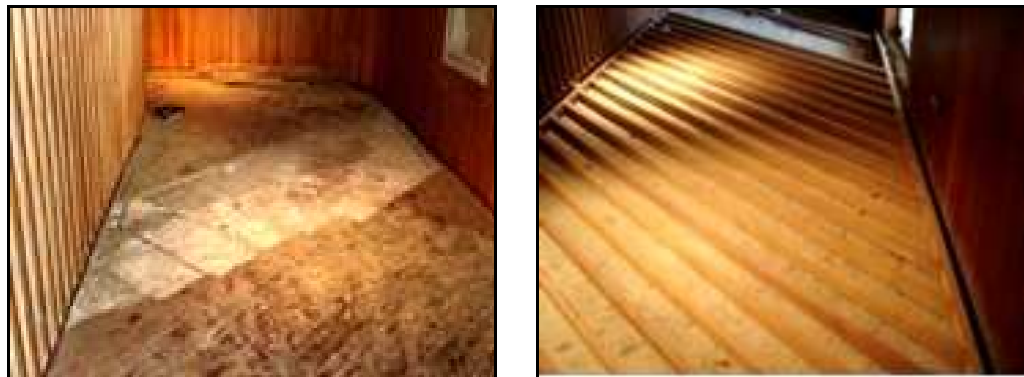


Figura 4.7: Vestíbulo y nuevos durmientes instalados en la restauración.

Fuente: Barrios, Manuel. (2006)

En el área del vestíbulo el estado de los durmientes era crítico, por lo que se recurrió a la sustitución de éstos, así como la demolición del sobrepiso existente y el

vaciado de uno nuevo, además de la instalación del machihembrado. De todo el machihembrado desinstalado en el recinto, se seleccionó la madera en estado óptimo de conservación para su reciclaje, y como resultado de dicha selección, se determinó la reutilización de un 25% de la misma destinando su instalación solo en la región del vestíbulo. Para esta zona, se colocaron nuevos durmientes del mismo material, con 6,8 cm de altura, con la finalidad de nivelar esta estructura con respecto a la sala, y se aplicaron las mismas técnicas de disposición, instalación e impermeabilización, que se ejecutaron en el área de la sala, igualmente ocurrió con la instalación y acabado del machihembrado.

4.1.3. Situación actual del Paraninfo.

Luego de realizada la intervención antes descrita, con motivo de la restauración del maderamen del Paraninfo, surgió una problemática en el pavimento del sector de la sala, la cual se manifestó de manera sucesiva; presentando primero pandeo de las piezas o listones de madera en dirección transversal a la tabla, pasando luego a un abultamiento notable de distintas zonas del machihembrado, para finalmente presentarse el levantamiento de las piezas del machihembrado, y su separación de la estructura de durmientes en distintos sectores. Originándose la suposición de un alto contenido de humedad en el aire interior, producto del mal funcionamiento del sistema de acondicionamiento de aire, como causa principal de este efecto.



Figura 4.8: Levantamiento de listones del pavimento del Paraninfo. Fuente: Los Autores



Figura 4.9: Remoción de piezas para sustitución y Detalle de acabado del piso. Fuente: Los Autores

4.2. Descripción del Sistema de Acondicionamiento de Aire del Paraninfo Universitario.

El sistema encargado del acondicionamiento del paraninfo universitario se divide en tres conjuntos básicos, debido a su funcionamiento y ubicación dentro de la Ciudad Universitaria, los cuales son: el Sistema productor de agua helada (Chiller), que se encuentra instalado en la Sala de Maquinas del Sótano de Aula Magna; la Unidad de Manejo de Aire (UMA), ubicada en el techo del Paraninfo y las Torres de Enfriamiento de Agua de Condensación, situadas en las adyacencias del edificio de la Biblioteca Central.

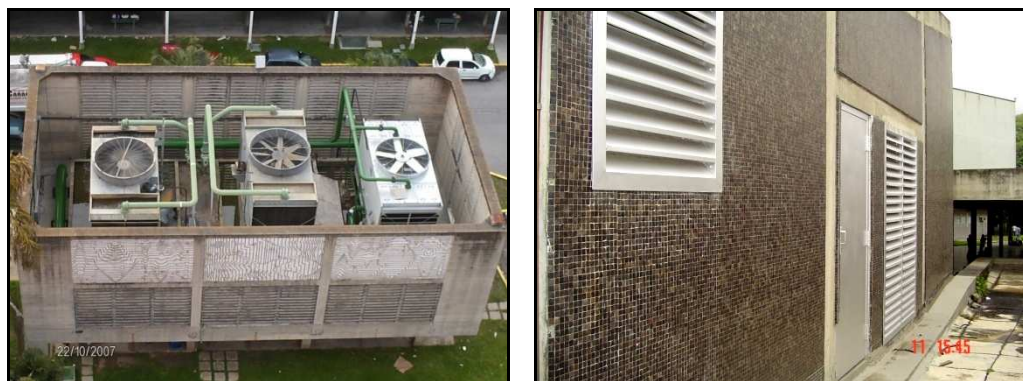


Figura 4.10: Torres de Enfriamiento y puerta de acceso a la UMA. Fuente: Los Autores.



Figura 4.11: Sala de Maquinas del Sistema de Acondicionamiento de Aire. Fuente: Los Autores.

4.2.1. Unidad Productora de Agua Fría.

El primero de estos sistemas está constituido por un CHILLER que tiene una capacidad nominal de 42 toneladas de refrigeración (TR), constituidos por compresores recíprocos de desplazamiento positivo del tipo abierto de la marca York modelo F3069-DW. Estos compresores se caracterizan por contar con un sistema de pistones, cilindros, válvulas, bielas y cigüeñal accionadas con un motor eléctrico de la marca Westinghouse de acople directo de 50 *Horse Power* (Hp). También cuenta con un evaporador y un condensador del tipo carcasa y tubos; en el evaporador el refrigerante fluye por el interior de los tubos, mientras que el agua es forzada a través de la carcasa y sobre el exterior de los mismos, siendo contrario al caso del condensador.

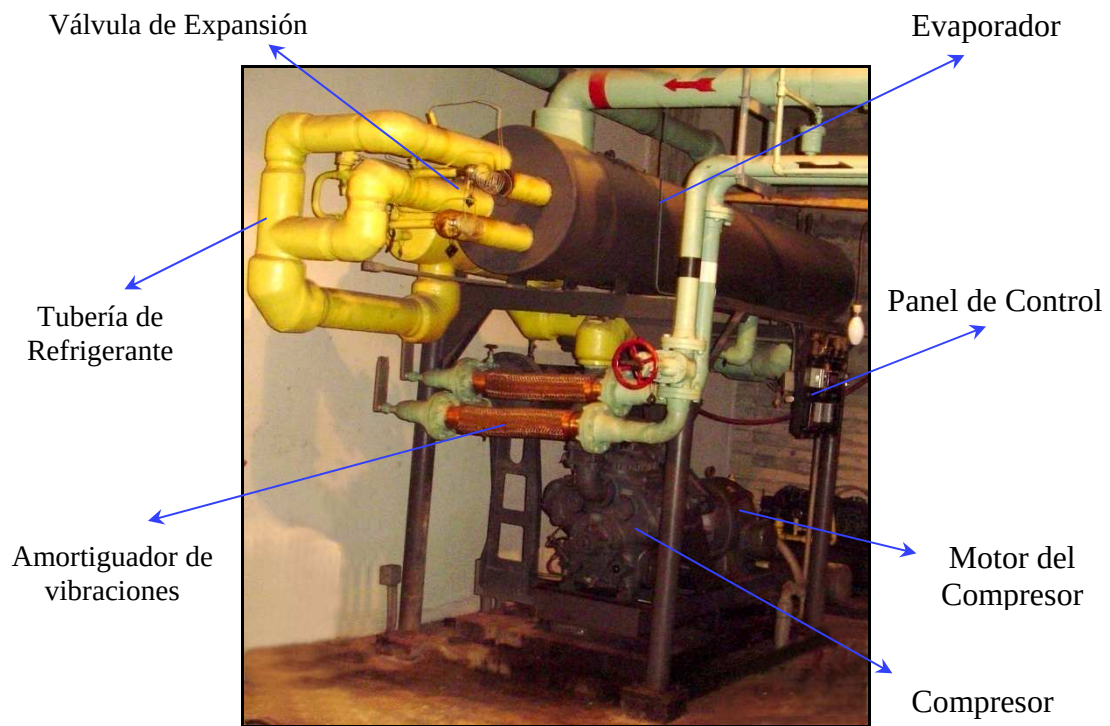


Figura 4.12: Chiller del Sistema de Acondicionamiento de Aire del Paraninfo. Fuente: Los Autores.



Figura 4.13: Motor, Compresor y panel de control del Chiller. Fuente: Los Autores.

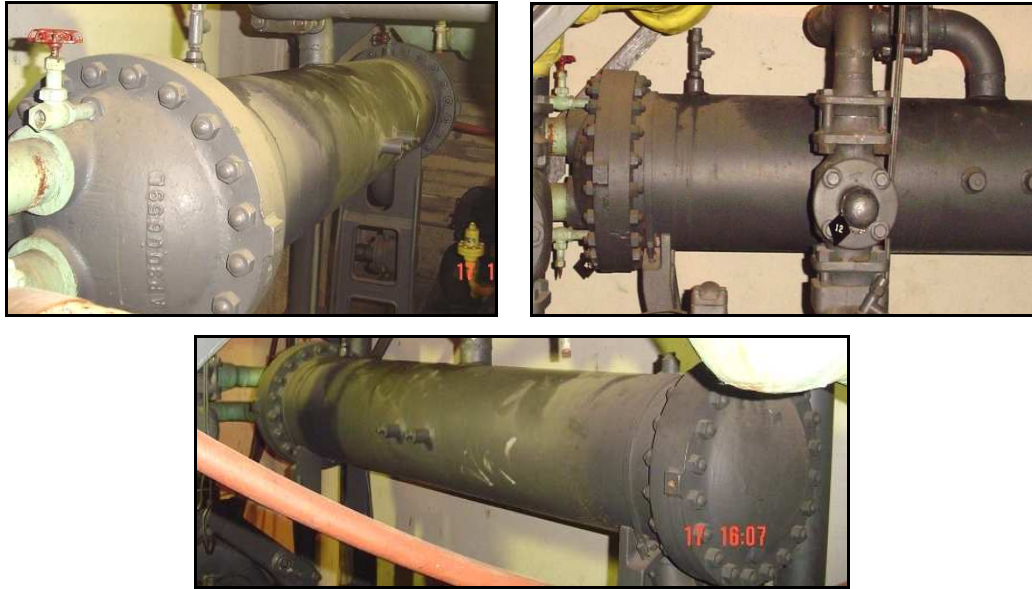


Figura 4.14: Condensador del Chiller. Fuente: Los Autores.

El dispositivo de expansión esta conformado por una Válvula de Expansión termostática para cada circuito, este tipo de válvulas provoca una caída de la presión del refrigerante, permitiendo que permanezca lo más frío posible, además de regular el paso del mismo según las exigencias de las cargas de paraninfo.



Figura 4.15: Válvulas de Expansión. Fuente: Los Autores.

Este sistema cuenta con dos bombas de agua helada con motores de marca Westinghouse, serial 13P3037 de 5 Hp y dos de agua de condensación con motores marca Brook Motors, serial X354484 de 15 Hp, de las cuales operan solo una pareja al momento del funcionamiento del equipo y la otra pareja de respaldo para garantizar la confiabilidad del sistema.



Figura 4.16: Tren de Bombas y detalle de bomba de Agua Helada. Fuente: Los Autores.

4.2.2. Unidad de Manejo de Aire.

Esta unidad también conocida como UMA es del tipo monozona y tiene una capacidad nominal de 36 toneladas de refrigeración. Sus componentes principales son:

- **Filtros automáticos de impregnación de aceite:** los cuales están constituido por paneles superpuestos que forman una cortina que se encuentra fija a una cadena accionada por un motor eléctrico de 120 Voltios, el cual se rige por un temporizador que le precisa actuar cada cinco minutos desplazando los filtros controlando su paso por el deposito de aceite.
- **Serpentines o superficies de contacto:** constituidos con tuberías de cobre sin costura, de diámetro de 5/8 de pulgada, provisto de aletas de aluminio y varios pasos

de agua, con una velocidad máxima de cara de aire de 500 pies por minuto y a una presión máxima de 200 libras por pulgada cuadrada. Estos serpentines cuentan con capacidades de enfriamiento y deshumidificación diferentes, unos para el acondicionamiento de aire exterior y otros para el aire de retorno del ambiente, estos fluidos se mezclan luego de los serpentines y pasan a través de la succión del ventilador centrífugo. Para el funcionamiento a cargas parciales, se cuenta con una válvula de tres vías instalada en la tubería del serpentín de aire de retorno, con la finalidad de controlar el flujo de agua enfriada de acuerdo a la carga térmica del recinto en determinado momento. El serpentín de enfriamiento de aire exterior no posee válvulas de control de flujo por lo tanto el caudal de agua que pasa a través de la tubería es constante.

➤ **Eliminadores:** contruidos en cobre se encuentran ubicados entre los serpentines y el ventilador, su función es prevenir el paso de la humedad del aire hacia la cámara donde se halla ventilador.

➤ **Bandeja de drenaje:** se encuentra instalada debajo de los serpentines, su material es cobre, cuenta con un aislante de una pulgada en su parte inferior y una tubería de desagüe de diámetro de una y media pulgada, cuya función es drenar el agua que se condensa durante el proceso de deshumidificación del aire.

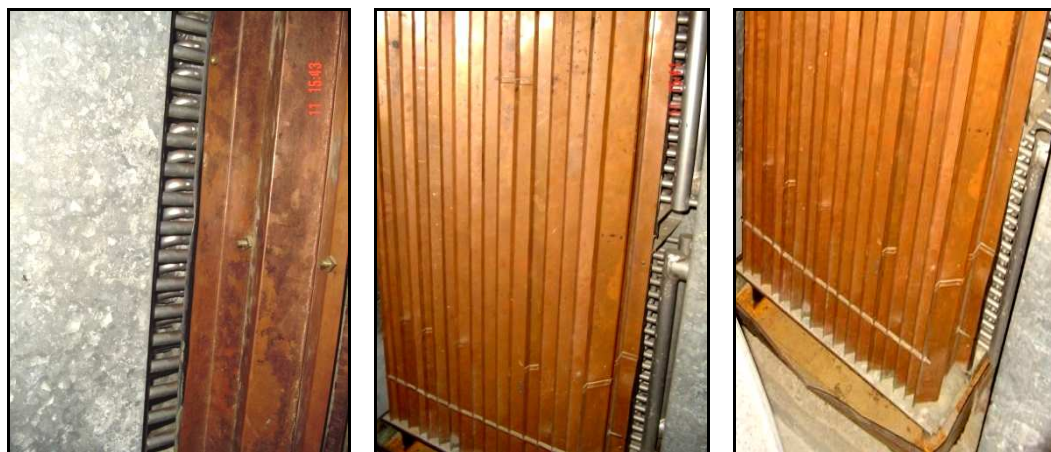


Figura 4.17: Serpentín o Superficies de Contacto Eliminadores de Cobre, y bandeja de drenaje.

Fuente: Los Autores.

- **Ventilador centrífugo:** llamado de tiro inducido ya que todo el sistema se encuentra a presiones menores que la atmosférica, es accionado por un motor eléctrico mediante un conjunto de poleas y correas.
- **Motor eléctrico:** de inducción y de jaula de ardilla, cuenta con una capacidad de 7.5 HP, se caracteriza por trabajar con corriente trifásica a 208 Voltios y 50 Ciclos.

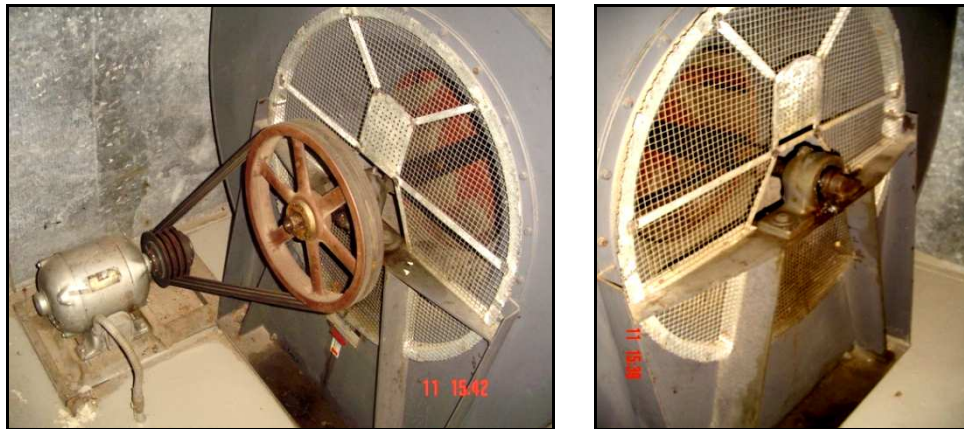


Figura 4.18: Motor Eléctrico, Conjunto de Poleas y Correas, y Ventilador. Fuente: Los Autores.

4.2.3. Torres de Enfriamiento del Agua de Condensación.

Otro sistema es el de las Torres de Enfriamiento del Agua de Condensación, cuyo diseño original fue constituido por dos torres con una capacidad instalada máxima total de 1.950 G.P.M., desde 95 Fahrenheit (F) hasta 85 Fahrenheit, con una temperatura de bulbo húmedo máxima exterior de 78 F. Estas fueron sustituidas por otras dos Torres de Enfriamiento en los años 1984 y 1989; ambas de marca Marley, una de las cuales es modelo 8811, serial 58-35038-83, de tiro inducido con un ventilador axial movido por un ventilados eléctrico de 20 Hp, acoplado por medio de una caja reductora de velocidad, con una capacidad de enfriar 1.475 Galones Por Minuto (G.P.M.) desde 95 F hasta 85 F, con una temperatura exterior de bulbo húmedo máxima de 75 F; y la segunda Torre de Enfriamiento modelo 222-511, serial

018-88 con un diseño similar al anterior y también con un motor de 20 Hp y con una capacidad de 1200 G.P.M. de agua.



Figura 4.19: Ventilador axial de la Torre de Enfriamiento. Fuente: Los Autores.



Figura 4.20: Motor eléctrico de la Torre de Enfriamiento. Fuente: Los Autores

4.2.4. Situación actual del sistema de acondicionamiento de aire del Paraninfo Universitario.

La unidad productora de agua fría, fue instalada en el año 1952 y se encuentra en buenas condiciones operativas considerando este factor, lo cual se atribuye a la poca utilización que se le ha dado a dicho equipo en el transcurso de los años, la mayoría de los problemas que presentó esta unidad para el momento de la medición de sus parámetros, fueron solucionados, presentando solo inconvenientes menores como fugas y goteo en los sellos mecánicos de las bombas. Igualmente la Unidad de manejo de aire, aunque cumpla con sus requerimientos presenta un inconveniente ocasional; cuando se hace uso de los espacios adyacentes al Paraninfo que requieren

de instalaciones eléctricas, se acostumbra conectar cables a un interruptor provisional a la intemperie, lo cual puede generar malfuncionamiento de dicho equipo al momento de su encendido. Además el motor del ventilador presenta fallas de encendido debido a la antigüedad del mismo. El aceite que cumple con las especificaciones del sistema ha sido descontinuado y remplazado por otro del tipo SAE-20, que podría afectar el rendimiento de la unidad.

4.3. Consideraciones para el Cálculo de Cargas Térmicas de Enfriamiento.

Para calcular los requerimientos de confort del recinto en cuanto a ganancias de calor se refiere se aplicó el Método de Cálculo de Cargas por Temperatura Diferencial, Carga de Enfriamiento Solar y Factores de Carga de Enfriamiento (CLTD/SCL/CLF). Dicho método es el recomendado por la ASHRAE en su publicación de fundamentos de 1997, para el cálculo manual, por lo que se desarrolló una hoja de cálculo en Excel, y se tomaron en cuenta los parámetros mas importantes que puedan generar cargas térmicas considerables, como lo son: Conducción entre paredes, techos y vidrios exteriores, Radiación solar a través de vidrios, Conducción a través de divisiones internas, pisos y cielos rasos, Personas, Alumbrado, Infiltración a través de aberturas y Ventilación. Además se hizo necesario considerar los siguientes aspectos:

➤ **Conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos:** Se asumió un volumen total sin divisiones internas basándose en que al realizar la medición de temperaturas de ambos ambientes, no se observó ninguna diferencia entre ellas, garantizándose que la variación de temperatura entre dichas áreas es insignificante, además se consideró que la distribución de aire es igual en el área de la sala y en el vestíbulo. Se consideró como cielo raso a la región del techo dentro del paraninfo constituida por madera con una cámara de aire entre el techo y dicha madera,

semejante a una estructura común de cielo raso. Conjuntamente no se considero la carga por conducción a través del piso, debido al escaso espacio entre el machihembrado y el sobrepiso, lo cual genera un diferencial de temperatura insignificante entre el interior de la sala y el espacio adyacente antes mencionado.

➤ **Carga por equipos:** la cual no se tomó en cuenta debido a que los motores de las bombas, ventiladores y compresor, así como otros equipos presentes en el sistema de acondicionamiento de aire que puedan generar ganancias de calor, se encuentran ubicados fuera del recinto, por lo cual no representan carga térmica que afecten la estimación efectuada.

➤ No se consideró el **efecto de almacenamiento de calor** debido a personas e iluminación, debido a que el sistema y la iluminación operaran simultáneamente durante la utilización de la sala y luego se apagarán, por lo que dicho efecto no afecta el funcionamiento del sistema de acondicionamiento de aire.

➤ Luego de introducir los valores de los parámetros necesarios en la hoja de cálculo creada para la estimación, y tomando en cuenta lo descrito anteriormente, se obtuvo que los requerimientos de cargas de enfriamiento del Paraninfo de la CUC ascienden a **35,81** Toneladas de Refrigeración.

4.4. Consideraciones para el Balance Exergético de los Procesos de Acondicionamiento de Aire del Paraninfo de la CUC.

Antes de realizar el análisis de los procesos que ocurren en el acondicionamiento de aire del Paraninfo, es necesario representar los componentes que integran el sistema de acondicionamiento de aire, y conjuntamente identificar los volúmenes de

control respectivos de cada elemento a estudiar, lo cual se realizó por medio de recuadros segmentados.

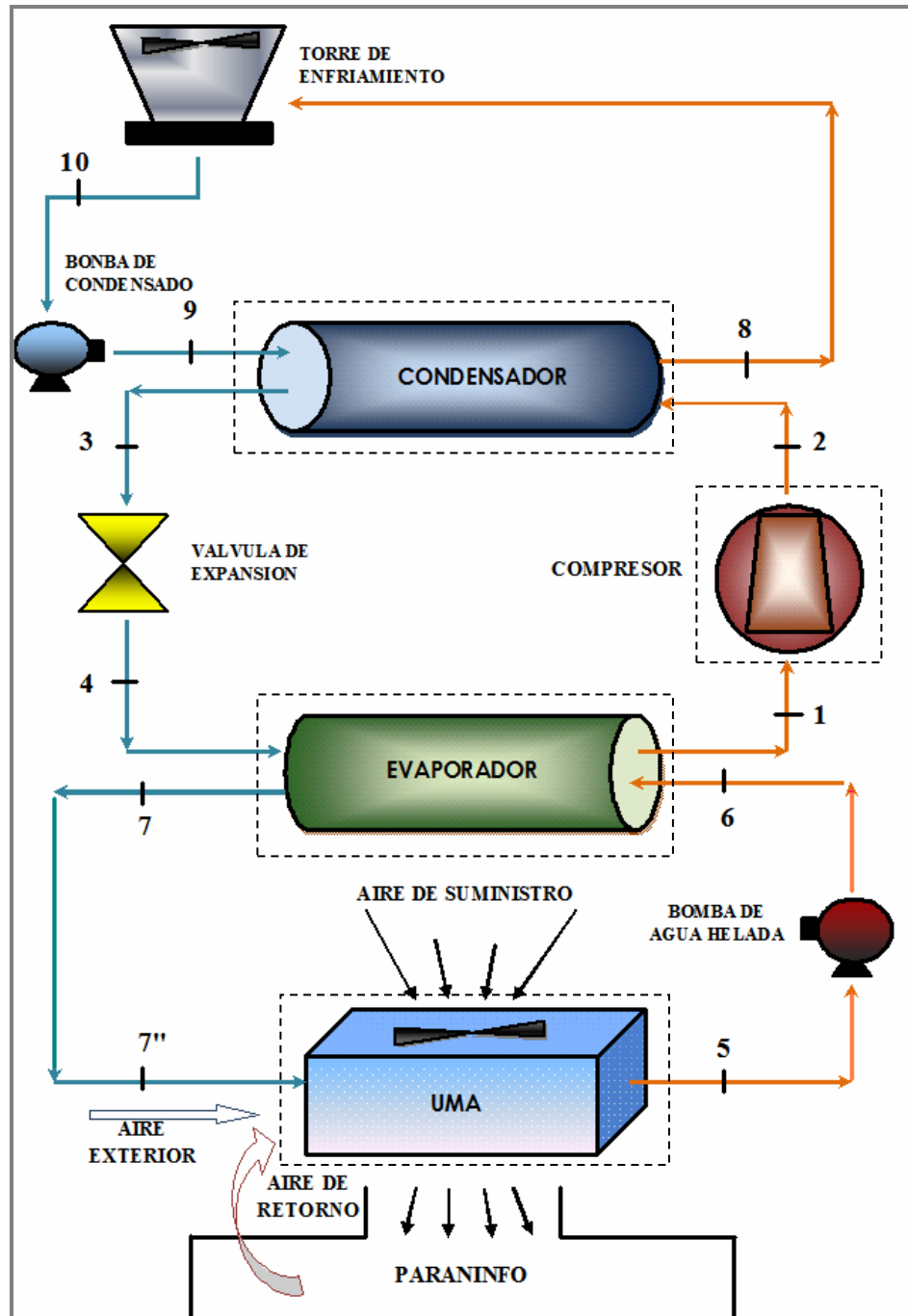


Figura 4.21: Esquema del Sistema de Acondicionamiento de Aire del Paraninfo. Fuente: Los Autores

➤ Se utilizó una serie de parámetros medidos en estudios previos realizados por personal del COPRED. Esto debido a que se presentó la imposibilidad de poner en funcionamiento el Sistema productor de agua fría (*Chiller*), ya que el cambio de las condiciones ambientales dentro del Paraninfo pudo afectar el veredicto del proceso legal en el cual se halló La Universidad Central de Venezuela, en conjunto con la compañía que se encargó de la remodelación del recinto, debido al inconveniente acontecido en el pavimento de la sala.

➤ Se estimó por medio del software CoolPack versión 1.4.0.48, el valor de flujo de masa de refrigerante en el sistema de producción de agua helada, para lo cual se consideró: las condiciones de vapor saturado y líquido saturado de refrigerante a la salida del evaporador y a la salida del condensador respectivamente y se utilizaron las presiones de refrigerante medidas en la succión y la descarga del compresor. Dicho valor de flujo másico se mantuvo fijo a lo largo del análisis exergético. También se obtuvo por medio del software, la capacidad del condensador asumiendo una eficiencia isentrópica de 70% para el compresor, ya que este término representa un valor típico de diseño según el software y al realizar variaciones de dicha eficiencia en un rango entre 50% y 100%, los cambios entre las capacidades obtenidas eran suficientemente bajos para asumir esta condición.

➤ Inicialmente se asumieron las condiciones de vapor saturado en la salida del evaporador, y líquido saturado en la salida del condensador para el refrigerante, luego estas condiciones fueron modificadas con la finalidad de obtener distintos valores de capacidad y eficiencia de los distintos componentes para determinar las condiciones óptimas de funcionamiento del sistema.

➤ Se considera procesos de flujo estable a los ocurridos dentro de todos los volúmenes de control analizados, es decir no experimentan cambios en sus contenidos de masa, energía, exergía, ni en sus volúmenes con respecto al tiempo.

➤ A pesar de que en algunos de los componentes, las velocidades de fluido de salida puedan ser mayores que las de entrada, son lo suficientemente bajas como para considerar despreciable la energía cinética en todos los procesos analizados.

Igualmente se desprecia la energía potencial debido a cambios de cota insignificantes entre las fronteras de los equipos.

➤ Todos los elementos intercambiadores de calor fueron considerados adiabáticos, es decir se despreció la transferencia de calor a través de la frontera de los volúmenes de control definidos para cada equipo y los alrededores. Esta suposición se basó en que se censaron con la ayuda de un medidor digital infrarrojo de temperatura; las diferencias de temperatura entre las carcasas de un conjunto de equipos en operación, con capacidades similares a los del sistema estudiado bajo las mismas condiciones y la temperatura del ambiente. A partir de estas mediciones, se realizó el cálculo del calor transferido por los componente, notándose que el calor transferido es despreciable, comparado con las tasas de flujo de calor entre los fluidos de operación del sistema, lo cual permite asumir despreciables, las pérdidas de calor de los equipos hacia el ambiente.

➤ La disminución de la temperatura en los dispositivos de expansión, se debe a un descenso en la presión por un proceso de estrangulamiento, el cual se produce sin realización de trabajo. Además se desprecia cualquier transferencia de energía térmica, ya que a que esta es proporcional al área y no hay ni tiempo suficiente como para que ocurra alguna transferencia efectiva de calor debido a sus dimensiones. Por el principio de conservación de la energía, considerando lo anterior, se puede asumir que las válvulas de estrangulamiento son dispositivos isentálpicos. Por lo tanto el valor de la eficiencia exergética no fue considerado en el análisis del sistema.

➤ El calor específico de los fluidos y los coeficientes de transferencia de calor se asumieron constantes durante todos los procesos involucrados.

4.4.1 Calculo de la Eficiencia Exergética del Compresor.

En el cálculo de esta eficiencia se tomó en cuenta el calor transferido al entorno, ya que al realizar diversas mediciones de temperatura de la carcasa de un componente de igual capacidad ubicado en la misma sala de máquinas del sistema, se observó una

diferencia significativa con respecto a la temperatura ambiental. Por lo tanto el calor disipado hacia los alrededores, fue estimado considerando la convección natural del aire ambiental; aproximando la complicada geometría de este equipo a una superficie equivalente a una esfera isotérmica de diámetro aproximado igual a un metro (ancho del compresor), mediante la correlación propuesta por Churchill. La eficiencia en este caso quedaría expresada de la siguiente manera:

$$\eta_{compresor} = 1 - \frac{T_o \cdot S_{gen}}{(h_1 - h_2)} \quad (4.1)$$

$$S_{gen} = (S_2 - S_1) - \frac{Q}{T_o} \quad Q = h \cdot A \cdot \Delta T \quad (4.2) \text{ y } (4.3)$$

Donde:

S_{gen} = Entropía generada.

Q = Tasa de flujo de calor transferido por convección natural.

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección.

A = Área superficial de transferencia de calor.

ΔT = Diferencia de temperaturas.

$$h = \frac{Nu \cdot K}{D} \quad (4.4)$$

Donde:

Nu = Número de Nusselt.

K = Conductividad térmica.

D = longitud característica (Diámetro).

$$Nu = 2 + \frac{0,589 \cdot Ra^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0,469}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad \begin{cases} Pr \geq 0,7 \\ Ra \leq 10^{11} \end{cases} \quad (4.5)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot D^3}{\nu^2} \quad (4.6) \text{ y } (4.7)$$

Donde:

Ra= Número Rayleigh.

Gr = Número de Grashof.

Pr = Número Prandtl.

β = Coeficiente de expansión térmica volumétrica.

ν = Viscosidad cinemática.

Tomando en cuenta las consideraciones antes expuestas, se genera como resultado una eficiencia exergética real para el compresor es igual a **59,97%**. Mientras que la eficiencia exergética para el compresor adiabático, resultó **60,83%**. Las tablas detalladas con los datos y cálculos realizados para la determinación de los parámetros antes mencionados, pueden ser observadas en el APENDICE B-I.

4.4.2 Cálculo de la Eficiencia Exergética de los Intercambiadores de Calor.

En el análisis de los tres intercambiadores se tomaron en cuenta las consideraciones antes expuestas a excepción de las pérdidas de presión del refrigerante durante la condensación y evaporación ya que una pequeña variación de estos valores no influye considerablemente en los resultados obtenidos. Además debido a que según Cengel (2002): “*el trabajo es una forma de transferencia de energía asociada a una fuerza que actúa a lo largo de una distancia determinada*”

(p. 124), lo cual no se aplica al caso de estos dispositivos, no será considerado en dichos análisis. Tampoco se utilizó el espesor los tubos que conforman estos intercambiadores ya que la conducción presente en éstos se consideró máxima al ser ésta, proporcional a la conductividad térmica del cobre e inversamente proporcional a dicho espesor.

Los valores de eficiencia exergética para el condensador, evaporador y la Unidad de Manejo de Aire (UMA) se obtuvieron como resultado de la aplicación de la formula 2.31 y se presentan en el cuadro a continuación:

Intercambiador de Calor	Eficiencia Exergética (%)
Condensador	26,39
Evaporador	38,01
Unidad de manejo de aire	9,86

Tabla 4.1: Eficiencia Exergética de los Intercambiadores de Calor. Fuente: Los Autores

Los datos, con los respectivos cálculos tipo realizados para la determinación de los parámetros previamente mencionados, se registraron en el APENDICE B-II

4.4.3 Cálculo de la Relación de Efectividad Energética (EER).

- ***Relación efectividad energética nominal (Ciclo de Refrigeración):*** este valor se obtuvo aplicando la ecuación 2.33. considerando la capacidad nominal de enfriamiento del Chiller y la potencia nominal del compresor resultando **8,84 [Btu/W·h]**.
- ***Relación de Efectividad Energética Real (Ciclo de refrigeración):*** para el cálculo del valor real del EER en el ciclo de refrigeración, se empleó la ecuación 2.33 considerando el trabajo real consumido por el compresor calculado por la Primera Ley de la Termodinámica, tomando en cuenta el

calor real transferido al ambiente por dicho equipo; y el calor transferido por el Evaporador durante el desarrollo del ciclo para lo cual se aplicó el Método de Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (LMTD), tomando en cuenta que se trata de un intercambiador de carcasa y tubos, donde el flujo de calor viene expresado mediante la siguiente ecuación:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (4.8)$$

Donde:

U = coeficiente global de transferencia de calor.

ΔT_m = Diferencia media de temperatura adecuada a través del intercambiador.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + \frac{\Delta x}{K} + \frac{1}{h_c}} \quad \Delta T_m = LMTD \cdot f = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (4.9) \text{ y } (4.10)$$

Considerando:

f = factor de correccion de acuerdo al número de pasos y dirección del fluido.

x = espesor de los tubos de los intercambiadores de calor.

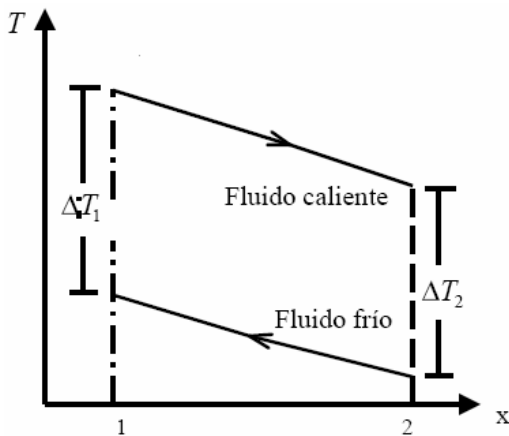


Figura 4.22: Temperatura vs Distancia en intercambiadores de calor de Flujo en contracorriente.

Fuente: Los Autores.

Cuando la evaporación acontece en el interior de un tubo, por convección forzada, el mecanismo, y la hidrodinámica de la evaporación, son mucho más complejos que los de evaporación en recipientes con líquidos en reposo, por lo que todavía no existe una teoría fundamentada que permita calcular el coeficiente de transferencia de calor para este caso. Debido a este hecho, no existe en la actualidad una formulación general con la exactitud necesaria, que permita determinar el coeficiente de transmisión de calor de todos los regímenes de evaporación que pueden darse en el interior del tubo. Sin embargo los coeficientes de transmisión de calor para líquidos que se calientan, hasta que comienza la evaporación, y para el vapor recalentado se pueden determinar mediante la correlación que define la convección forzada dentro de tubos, que según Dittus-Boelter, viene expresado de la siguiente manera:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^n \quad \left\{ \begin{array}{l} n = 0,4 \text{ (para calentamiento)} \\ 0,7 \leq Pr \leq 10000 \\ Re \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right. \quad (4.11)$$

El coeficiente de convección del agua que recorre el exterior de los tubos en el evaporador, se calculó mediante la correlación para convección forzada en el exterior de bancos de tubos según Zhukauskas, enunciada de la siguiente manera:

$$Nu = C \cdot Re_{\max}^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}} \quad \left\{ \begin{array}{l} NI \geq 20 \\ 0,7 \leq Pr \leq 500 \\ 1000 \leq Re_{\max} \leq 2 \cdot 10^6 \\ \text{Flujo cruzado Escalonado : } \left(\frac{St}{St_s} \right) \leq 2 \end{array} \right. \quad (4.12)$$

$$Re_{\max} = \frac{V_{\max} \cdot D}{\nu} \quad V_{\max} = \frac{St}{St + D} \cdot V \quad (4.13)$$

Donde:

St = separación transversal de los tubos del banco.

Sl = separación longitudinal de los tubos

Los valores de los Coeficientes de Transferencia de Calor por convección fueron calculados mediante la ecuación 4.4. Los resultados obtenidos se presentan a continuación:

DATOS	RESULTADO
Nus	785,31
hi	2539,9
Nus	50,606
hc	958,34
U	695,8
LMTD	24,89
Q (KW)	143,89
Q (Btu/h)	491309,2
W(W) Adiabático	57.045,6
W(W)	57.403,6

Tabla 4.2: Datos utilizados en el Cálculo del EER del Ciclo de Refrigeración. Fuente: Los Autores

Por medio de los datos anteriores se obtiene que el valor real de la EER para el ciclo de refrigeración, es igual a **8,66 [Btu/W·h]**.

- **Relación efectividad energética nominal (Sistema):** este valor se obtuvo aplicando la ecuación 2.33. considerando la capacidad nominal de enfriamiento de la UMA y la potencia nominal del compresor, y es igual a **7,57 [Btu/W·h]**.
- **Relación de Efectividad Energética Real (Sistema):** Para el cálculo del valor real del EER del sistema se utilizó la ecuación 2.33 considerando el trabajo del compresor calculado por la Primera Ley de la Termodinámica considerando el calor transferido al ambiente por dicho equipo, las potencias

consumidas por los motores de las bombas de agua helada y de condensación, así como la potencia consumida por el motor del ventilador, y el calor real transferido en la Unidad de Manejo de Aire, calculado a través del Método de LMTD, considerando un intercambiador de banco de tubos, donde el flujo de calor viene expresado mediante la ecuación 4.8 formulada anteriormente:

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el interior de los serpentines de la UMA, se empleó el mismo planteamiento del cálculo del evaporador caracterizado por la correlación 4.12 para convección forzada dentro de tubos. El coeficiente de convección del aire que fluye por el exterior de los serpentines, se calculó al igual que en el evaporador, mediante la correlación 4.13 enunciada previamente:

Los resultados obtenidos del cálculo del calor transferido en la UMA se exponen a continuación:

DATOS	RESULTADO
Nu (Agua)	1025,1699
hi	37119,2248
Nu (Aire)	6,8123
hc	164,9544
U	164,2246
LMTD	12,6583
Q (KW)	19,6985
Q (Btu/h)	672591.5
W(W) Adiabático	57.045,6
W(W)	57.403,6

Tabla 4.2: Datos utilizados en el Cálculo del EER del Sistema. Fuente: Los Autores

Por lo tanto el valor real de la EER del sistema de acondicionamiento de aire del Paraninfo de la CUC, resultó igual a 0,874 [**Btu/W·h**]. Los cálculos de estos valores de relación de efectividad energética se pueden verificar en el APENDICE B-III.

Capítulo 5: Alternativas de Ahorro Energético.

A través de la estimación de los requerimientos del recinto, así como del análisis exergético de los componentes del sistema de acondicionamiento de aire, se pueden identificar los factores que limitan el aprovechamiento de la energía, lo que permite determinar opciones que generen un ahorro energético, con la finalidad de obtener un sistema óptimo de acondicionamiento de aire y de esta manera disminuir los gastos debidos al consumo de la energía eléctrica en la Universidad Central de Venezuela.

5.1 Análisis de la Carga de Enfriamiento del Paraninfo.

Tomando en cuenta los resultados de carga de enfriamiento del recinto obtenidos en el capítulo anterior, se verifica que el sistema de acondicionamiento de aire cumple satisfactoriamente con los requerimientos del Paraninfo, debido a que la capacidad nominal de la UMA es superior a la carga de enfriamiento demandada por el recinto, ésto sin tomar en cuenta un factor de utilización. Se puede suponer que la carga de enfriamiento del recinto, se ha incrementado con respecto a las exigencias de diseño originales, debido a que las condiciones climáticas de la región han cambiado drásticamente a través de los años en consecuencia del aumento de la densidad de población y la contaminación ambiental, logrando que el sistema a pesar de satisfacer las necesidades del recinto, admite un margen de seguridad muy bajo. Conjuntamente se pudo identificar que cada uno de los factores considerados afecta en diferente magnitud la carga térmica del Paraninfo, y este aporte se puede cuantificar de la siguiente manera:

<i>Carga térmica por Infiltración y Ventilación</i>	<i>41,4%</i>
<i>Carga térmica por Conducción a través de paredes, techos y vidrios</i>	<i>33,09%</i>
<i>Carga térmica por Personas</i>	<i>19,17%</i>
<i>Carga térmica por Alumbrado</i>	<i>.3,52%</i>
<i>Carga térmica por Radiación solar a través de vidrios</i>	<i>2,62%</i>
<i>Carga térmica por Conducción a través de cielo raso</i>	<i>0,46%</i>

5.1.1 Modificación de la Carga Térmica en el Paraninfo.

- Disminución de la infiltración de aire en el Paraninfo a través de las fisuras, colocando cintas herméticas en los marcos de las puertas, y completando las secciones de vitral faltantes. Esta iniciativa reduce la carga térmica del recinto por infiltración, sin embargo se debe procurar no afectar la calidad del aire interior asociada a la reducción de la ventilación natural.
- Reubicación de la ductería de suministro, retorno y aire exterior de la Unidad de Manejo de Aire con el propósito de mejorar la ventilación en el recinto. Esta es una opción que bien podría reducir en gran cantidad la carga térmica del local, sin embargo implica el rediseño y modificación estructural del recinto, lo cual la convierte en una alternativa no aplicable a este caso.
- Decremento de la carga térmica por conducción en paredes, techos y vidrios, mediante la reducción del coeficiente de transferencia de calor “U”, colocando material aislante en las paredes y manto asfáltico sobre el techo. La posibilidad de aislar la periferia del Paraninfo se reduce a la colocación de manto aislante en el techo, sin alterar colores o dimensiones del mismo, ya que no es posible realizar modificaciones estructurales a dicho espacio.

- Reducción de la carga térmica debida a las personas, limitando el acceso al Paraninfo a un cierto número de individuos. La cantidad de personas es un parámetro difícil de controlar, debido a que no es constante con el uso del recinto, por lo que se puede limitar con la finalidad de no exceder la capacidad del recinto, pero no se debe reducir para obtener un ahorro de energía.
- Sustitución del alumbrado actual del recinto por bombillos fluorescentes ahorradores de energía. En la actualidad esta es una práctica común debido a que no se requiere de instalaciones o modificaciones adicionales, y se reduce significativamente el consumo eléctrico debido a la carga térmica que produce la iluminación en el recinto.
- Disminución de la carga térmica debido a la radiación solar en los vitrales por medio de la alteración del sombreado del vidrio. Esta opción no es una alternativa factible ya que, los vitrales hallados en el recinto son parte de la contribución artística de la Universidad Central de Venezuela por lo que deben permanecer inalterables en estructura.

5.2 Análisis de los resultados del Balance Exergético del Sistema de Acondicionamiento de aire.

Al analizar los valores de eficiencia exergética obtenidos para cada uno de los componentes del sistema de acondicionamiento de aire, se puede mencionar que no se presentó una diferencia sustancial entre los valores de eficiencia del compresor para los dos casos considerados; compresor adiabático, y tomando en cuenta el calor que éste transfiere al entorno. Se evidenció que para las condiciones determinadas del sistema el compresor solo aprovecha un 60,08% del potencial de energía que se le suministra. Esta situación se presenta en diferente proporción en los intercambiadores de calor, ya que el condensador , evaporador y la UMA apenas emplean el 26,29% , 38,01% y 9,86% respectivamente, del potencial, lo que se traduce en un gran

consumo de energía eléctrica. Tomando en cuenta las consideraciones de este análisis se percibió que estos rendimientos pueden ser mayores si se realizan ciertas modificaciones en los puntos críticos del ciclo, con el objetivo de mejorar la cantidad de calor transferido en el mismo y en consecuencia garantizar cierto ahorro energético.

La manera de cuantificar el comportamiento tanto del sistema de enfriamiento de agua como del sistema completo de acondicionamiento de aire, es mediante el término EER. Existe una diferencia significativa entre el rendimiento del sistema de productor de agua fría y el sistema integral contemplando la UMA, desde el punto de vista de dicha relación. Esto se debe al deficiente funcionamiento de la Unidad de Manejo de Aire con respecto al resto de los componentes. Cabe acotar que la Relación de Efectividad Energética del Chiller, a pesar de resultar superior a la del sistema completo, presentó un valor bastante bajo con respecto a los estándares de diseño actuales, los cuales oscilan entre 8 y 15 [Btu/W·h] en este tipo de sistemas.

Se modeló el comportamiento del sistema tomando en cuenta una variación en las temperaturas de salida del evaporador y condensador, es decir ante la presencia de lo que se conoce como efectos de sobrecalentamiento y sobreenfriamiento. Para ello se utilizó una aplicación del software CoolPack, la cual representa el ciclo de refrigeración de acuerdo con los datos identificados previamente. Se debió mantener constantes los parámetros de estudio siguientes: flujo másico de refrigerante y presiones de operación del ciclo. Fueron variadas las temperaturas mencionadas con el fin de obtener distintos valores de capacidad de refrigeración del evaporador y así poder representar gráficamente la curva de tendencia de capacidad de enfriamiento del ciclo, versus la variación de temperaturas, considerando primero solo sobrecalentamiento y luego los dos efectos en conjunto. Se obtuvo que los puntos óptimos de operación del sistema, resultaron: dos grados de sobrecalentamiento y dos grados de sobreenfriamiento (al mismo tiempo); y tres grados de sobrecalentamiento

sin sobreenfriamiento. Este comportamiento se represento en un grafico que puede ser identificado en el APENDICE C-I.

Basándose en los resultados analizados anteriormente y en función de obtener un ahorro energético, se generaron las siguientes propuestas:

5.2.1 Sustitución del refrigerante actual.

Debido a las nuevas leyes que contemplan la eliminación de las sustancias agotadoras de la capa de ozono (SAO), descritas previamente, se deberá sustituir el refrigerante Diclorodifluorometano (R-12) utilizado en el sistema, por un refrigerante ecológico que se ajuste a los requerimientos ambientales y de seguridad actuales. El refrigerante que mejor se adapta a las características del sistema actual es el Tetrafluoroetano (R-134a) debido a la similitud en propiedades con el fluido a remplazar. Esta alternativa trae como consecuencia la modificación de diversos componentes pertenecientes al sistema de enfriamiento de agua (*chiller*), la sustitución de algunos de estos componentes o incluso la sustitución de todo el sistema.

5.2.2 Modificación de los equipos actuales del sistema de acondicionamiento de aire.

➤ Modificaciones del Chiller:

- Apagado del sistema de generación de agua helada.

Esta opción permitiría solo utilizar la Unidad de Manejo de Aire, operando como un sistema de ventilación forzada, atentando contra los requerimientos mínimos de confort para las aplicaciones del recinto a acondicionar.

- Aislamiento del compresor.

El objetivo de realizar esta modificación es reducir las pérdidas ocasionadas por la transferencia de calor entre el compresor y el entorno. Analizando los valores de eficiencia exergética obtenidos, considerando el compresor con aislamiento, así como sin aislamiento se notó que no se presentó una diferencia substancial entre ellos, por lo que llevar a cabo esta modificación se considera innecesario.

- Aislamiento y limpieza de los intercambiadores de calor.

Tanto el evaporador y condensador, son componentes diseñados para disipar en la menor medida posible calor con el ambiente, por lo que algún aislamiento extra fue innecesario. Sin embargo la limpieza interna de los tubos y carcasa de estos dispositivos causan una mejor transferencia de calor interna al eliminar las posibles incrustaciones, lo cual se traduce en un aumento de su eficiencia y un mejor funcionamiento del ciclo.

- Aislamiento de la válvula de expansión.

Estos dispositivos a pesar de generar un gran descenso de la temperatura del refrigerante, son de dimensiones bastante reducidas en comparación con los otros elementos del sistema por lo que un aislamiento que evite la transferencia de calor del ambiente hacia estos componentes generaría un gasto innecesario en relación a la mejora que provocaría en el rendimiento del sistema.

➤ **Modificaciones de la UMA.**

Debido al ineficiente funcionamiento de la Unidad de Manejo de Aire, se consideró la modificación de los principales componentes y estructura de este equipamiento.

- Mejoras del motor acoplado al ventilador de la UMA.

Como consecuencia del poco uso que se ha dado a través de los años a este elemento, presentó problemas de encendido. La posible causa principal de este

inconveniente es el mal estado de los rodamientos, debido a la fricción por la acumulación de suciedad. Sin embargo la sustitución de estos componentes, presentaría gastos equivalentes a la sustitución total del motor debido a la antigüedad del mismo y a la dificultad de adquisición de los repuestos, por lo cual no se considero la alteración del motor en cuestión.

- Limpieza de los serpentines.

El rendimiento de la Unidad de Manejo de Aire se vio afectado no solo por el mal funcionamiento del motor eléctrico del ventilador, sino también por las posibles incrustaciones de sedimentos en el interior de los serpentines, que no permiten la correcta transferencia de calor entre el agua enfriada y el aire que se encarga de acondicionar el recinto.

5.2.3 Sustitución de los equipos actuales del sistema de acondicionamiento de aire.

➤ Sustitución del Sistema de Enfriamiento de Agua.

- Sustitución por un sistema de acondicionamiento de aire por absorción.

En estos sistemas el refrigerante no es comprimido mecánicamente, sino absorbido por un líquido solvente en un proceso exotérmico y transferido a un nivel de presión superior mediante una bomba, y la energía necesaria para aumentar la presión del líquido es despreciable en comparación con la energía necesaria para comprimir un gas en un compresor. Una ventaja notable de los sistemas de absorción es que el refrigerante no es un fluoroclorocarbono. A pesar de esta situación, no es viable la instalación de un sistema que opere por absorción para el acondicionamiento del Paraninfo, debido a que no se cuenta con fuentes alternativas de energía térmica como gas o alguna fuente provenientes de procesos industriales. Además el rendimiento, medido por el *coefficient of performance* (COP), es significativamente

menor que en el método por compresión, por lo que los aparatos generadores por absorción son más voluminosos y requieren inmovilidad.

- Sustitución por un sistema compacto o de ventana.

Los sistemas compactos, son prácticos en su instalación y mantenimiento, y al mismo tiempo de prescindir de una unidad manejadora de aire extra. Sin embargo, son diseñados para capacidades de refrigeración bajas con respecto a los requerimientos del recinto estudiado, además de esto para la instalación de estos sistemas es indispensable realizar modificaciones estructurales en el local, lo cual los convierte en una opción descartable para este estudio.

- Sustitución por un chiller enfriado por aire.

Los chillers que utilizan aire como fluido de enfriamiento son equipos de menor envergadura que los que operan con agua, además no requieren de torres de enfriamiento para su funcionamiento, sin embargo son diseñados para operar en exteriores, por lo que se hace necesaria su instalación en los techos o adyacencias de los recintos a acondicionar, lo cual hace poco factible la implementación de un equipo de este tipo, debido a la imposibilidad de efectuarse modificaciones estructurales a las instalaciones de la Ciudad Universitaria de Caracas, declarada Patrimonio Mundial de la Humanidad por la Organización de las Naciones Unidas para la Educación, la Ciencia y la Cultura (UNESCO).

- Sustitución por un chiller enfriado por agua.

Las nuevas tecnologías en sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire, permiten un mejor y más eficiente enfriamiento, ventilación y limpieza del aire a un menor costo de operación, por lo que el sistema estudiado, podría ser sustituido por otro de características y capacidades similares, que permitan un ahorro de energía con respecto al actual.

- Sustitución del compresor.

El compresor es un elemento fundamental en el sistema enfriador de agua, y basándose en su aceptable funcionamiento actual, su sustitución o modificaciones dependerán totalmente de las exigencias del refrigerante de reemplazo.

- Sustitución de los intercambiadores (evaporador y/o compresor).

A causa de la obsolescencia del sistema estudiado, es prácticamente inaplicable sustituir alguno de estos componentes por uno nuevo con características de diseño similares, de manera que se pueda adaptar al sistema de enfriamiento de agua sin generar mayores inconvenientes.

- Sustitución de la válvula de expansión.

La sustitución de este dispositivo depende exclusivamente del refrigerante de reemplazo que se utilice en el sistema.

➤ ***Sustitución de la Unidad de Manejo de Aire.***

Actualmente existe una gran variedad de opciones de acuerdo a fabricantes de estas unidades, y en caso de que las modificaciones no generen suficiente ahorro o no garanticen el correcto funcionamiento de dicho equipo se analizó la alternativa de reemplazo total o parcial de sus componentes.

- Sustitución del motor de la UMA.

Se presume que el motor de la UMA original, fue sustituido o modificado anteriormente, resultando el motor actual. Esto debido a la discrepancia entre los caudales de operación de la Unidad de Manejo de Aire y los caudales originales de diseño. La sustitución de dicho componente por un motor nuevo que permita el correcto funcionamiento del ventilador de la UMA, afecta directamente el rendimiento del intercambiador, por lo que se debió estudiar si la sustitución de éste genera algún ahorro energético en el sistema.

- Sustitución de los serpentines de la UMA.

A través de la observación se pudo comprobar el buen estado de la superficie de los serpentines lo cual hace innecesario su reemplazo.

- ***Sustitución de las Torres de enfriamiento.***

Por medio de la inspección visual, se pudo comprobar el buen funcionamiento de las torres de enfriamiento, además dichas torres trabajan en conjunto según los requerimientos de otros dos sistemas; el sistema de acondicionamiento del Aula Magna y el de la Sala de Conciertos, ambos pertenecientes a la UCV, es por ésto que cualquier modificación o sustitución de las torres de enfriamiento, afectaría al conjunto de sistemas antes mencionados, por lo tanto, de ser requerida la sustitución, deberá hacerse de manera integral con los mismos, requiriendo estudios mas profundos de la factibilidad de la puesta en práctica de esta alternativa con el fin de generar ahorros de energía.

Capítulo 6: Ahorro Energético Generado por las Propuestas.

A continuación se indica la factibilidad de la puesta en práctica de las alternativas de ahorro de energía, planteadas, así como la estimación y cuantificación del ahorro en función de la energía y el ahorro monetario generado por las mismas. Es necesario destacar, que al ahorro producido por estas prácticas es proporcional a la rutina y frecuencia de operación del sistema.

6.1 Ahorro por Disminución de la Carga Térmica.

6.1.1 Disminución de la Infiltración de Aire Exterior.

El efecto que se genera con la colocación de cintas herméticas en los bordes de las puertas, es un descenso de 0.3 cambios de aire por hora que se deben hacer en el recinto, lo cual se traduce en una disminución en la carga térmica requerida de 7,777 Kw, sin sacrificar la calidad del aire interior. De acuerdo a la tarifa vigente asociada al servicio eléctrico suministrado por La Electricidad de Caracas, a la Universidad Central de Venezuela, el cargo por energía eléctrica se calcula a Bs. 49,5501 por Kwh. Se estimó la frecuencia de uso del Paraninfo, que según estadísticas provistas por personal del COPRED se puede aproximar que el sistema funcionará alrededor de ocho horas por mes durante el año. Por lo tanto la colocación de dichas cintas en los bordes de las puertas produciría un ahorro de Bs. 3,0522 por Kw de energía eléctrica consumido mensual, despreciando el costo de las cintas. Esto representa un ahorro del 6,16 % sobre el monto a pagar por el consumo eléctrico generado por el sistema de acondicionamiento de aire.

6.1.2 Reducción del Coeficiente de Transferencia de Calor por Conducción en el Techo del Paraninfo.

La aplicación de un manto de impermeabilizante asfáltico típico que no afecte la apariencia del techo del Paraninfo, reduce el coeficiente de conductividad térmica total del techo, permitiendo un descenso de la carga térmica de 0,01278 Kw, lo cual se traduce en un ahorro estimado de 0,01 % del gasto total. Sin embargo el costo por la instalación de este tipo de recubrimientos, en comparación con el ahorro producido, hace que dicha alternativa sea inapropiada, la aplicación de estos recubrimientos se debe principalmente a evitar filtraciones de humedad a través del techo.

6.1.3 Sustitución del Alumbrado del Paraninfo.

La sustitución de los bombillos actuales por bombillos ahorradores traería como consecuencia, un ahorro energético aproximado de 3,1548 Kw sobre la carga de enfriamiento requerida por el local, que durante el tiempo de operación estimado anteriormente significaría un ahorro monetario de Bs. 1,2387 por Kw consumido mensuales, lo que se traduce en un ahorro del 2,5 % según el costo de la energía eléctrica descrito anteriormente, considerando que se tendría una inversión inicial aproximada de Bs. 370.000.

6.2 Modificaciones y Sustituciones de los Componentes del Sistema de Acondicionamiento de Aire.

6.2.1 Sustitución del Sistema Productor de Agua Fría.

Tomando en cuenta que el refrigerante utilizado debe ser sustituido por uno del tipo Tetrafluoroetano (R-134a), se determinó que la opción mas adecuada considerando los costos de una sustitución total del Chiller, respecto al costo de una

reconversión del sistema actual, consiste en el reemplazo total del Sistema de Enfriamiento de Agua por otro con capacidades similares, igualmente enfriado por agua, obteniendo eficiencias superiores en comparación con el anterior. Las posibles opciones de sustitución que mejor se adaptan a los requerimientos se presentan en el APENDICE D-I.

Cabe acotar que una reconversión del sistema actual, implicaría la sustitución del compresor y de los dispositivos de expansión, ya que el refrigerante sustituto, a pesar de ser similar en propiedades termodinámicas al fluido actual, no es miscible con el aceite empleado por los componentes del ciclo de refrigeración. Esto provocaría mayores gastos de instalación, que una sustitución general, según información suministrada por el Departamento de Servicios de la Compañía York, establecidos en Venezuela. La sustitución del *Chiller* por otro que se ajuste a las tendencias actuales a nivel mundial, traería como consecuencia un ahorro de energía de aproximadamente Bs 20,3485 por KW consumido mensuales. Esto representa un ahorro de 41,06% sobre el gasto por consumo eléctrico del sistema, debido a rendimientos superiores en relación al sistema actual.

6.2.2 Sustitución de la Unidad de Manejo de Aire.

Como se explicó anteriormente, la Unidad de Manejo de Aire apenas satisface la carga térmica requerida por el recinto, sin garantizar el mantenimiento de las condiciones de confort ante condiciones más desfavorables a las analizadas. Es conveniente a futuro sustituir este elemento, previendo posibles cambios climáticos que reduzcan su capacidad de enfriamiento. El reemplazo de la Unidad de Manejo de Aire, por otro de capacidad nominal mayor, tal que se ajuste a los requerimientos del espacio a acondicionar; aportaría un ahorro energético de un 88,69% para generar el mismo efecto de refrigeración, con respecto al consumo del sistema actual. Esto quiere decir un ahorro mínimo de aproximadamente Bs 43,9466 por KW consumido

mensuales. Las opciones de sustitución que mejor se adaptan a las necesidades del sistema se presentan en el APENDICE D-II.

6.2.3 Limpieza de serpentines de la UMA.

Tomando en cuenta el factor de incrustamiento para agua dulce sin tratamiento previo, se obtuvo una reducción de la capacidad de refrigeración de la Unidad de manejo de Aire. La limpieza de estos componentes provocaría como consecuencia un ahorro monetario de aproximadamente 3,17 %, sobre el gasto total por consumo de energía eléctrica generado por la Unidad de Manejo de Aire, lo cual se define como Bs 1,5707 por Kw mensuales consumido de energía eléctrica.

6.2.4 Sustitución del Motor de la UMA.

El motor actual de la Unidad de Manejo de Aire debe ser sustituido por otro que cumpla con las condiciones mínimas del diseño original del sistema, es decir que maneje velocidades alrededor de 2.455 revoluciones por minuto, con 208 voltios a 50 ciclos. Este cambio traería como consecuencia la obtención de caudales adecuados de operación de la UMA, aumentando su eficiencia, y a su vez permitiendo un aumento significativo de la EER real, de 0,874 a un valor cercano al máximo nominal de 5,59, considerando la potencia consumida por todos los motores, lo cual se puede interpretar como Bs 41,8029 por Kw de energía eléctrica consumida mensual, que representa un ahorro de 84,36% de la energía consumida por el sistema a las condiciones actuales.

Síntesis y Conclusiones.

Luego de la inspección visual de los diferentes componentes del Sistema de Acondicionamiento de Aire pertenecientes al Paraninfo de la CUC, se realizó una estimación de la Carga Térmica de enfriamiento demandada por el recinto, con la finalidad de comparar con las capacidades nominales y reales del sistema y determinar, bajo las condiciones establecidas en el estudio, el cumplimiento de dicha exigencia. Seguidamente se procedió a determinar los componentes que se analizarían desde el punto de vista exergético y de que manera se estudiarían, describiendo las condiciones bajo las cuales operan los equipos. Con las condiciones y datos establecidos, se estimó el rendimiento del sistema y de los equipos que individualmente intervienen en el proceso, para caracterizar la situación de estudio.

Por medio de las condiciones de funcionamiento del sistema previamente determinadas, se pudo obtener criterio suficiente para plantear diferentes alternativas a fin de optimizar la utilización de la energía. Estas alternativas fueron analizadas desde el punto de vista de factibilidad, para luego proceder a la estimación del ahorro producido en caso de la aplicación las mismas. Se destacó que muchas de estas alternativas no podrían ser aplicadas a este sistema o a cualquier otro ubicado en las instalaciones de la CUC, debido a la imposibilidad de modificaciones estructurales.

Se puede señalar que este estudio comprende un amplio rango de posibilidades de ahorro energético, el cual dependerá de las condiciones futuras en las cuales funcionaría el sistema en caso de ser aplicadas las opciones planteadas. Todo esto con la premisa de mantener las condiciones de temperatura y humedad ambientales al menor costo posible.

Las conclusiones generales planteadas fueron las siguientes:

- Se realizó un estudio exhaustivo para la identificación de los diferentes equipos y parámetros que tienen influencia en la posibilidad de obtención de ahorro energético por parte del sistema de acondicionamiento de aire del Paraninfo universitario, siendo estos elementos el compresor, evaporador, condensador y unidad de manejo de aire, También se determinó la necesidad de identificación del tipo de iluminación, de la conducción de calor a través paredes y techos, y la infiltración de aire exterior en el recinto, ya que los cuales influyen directamente en el incremento de la carga térmica del espacio.
- A partir de la recolección y análisis de la data técnica, así como de los resultados del cálculo de los calores transferidos al entorno por parte de los elementos que conforman el ciclo de refrigeración; partiendo de los principios de la termodinámica, se determinaron las consideraciones y parámetros que intervinieron en el análisis exergético. Esto permitió suponer que los intercambiadores de calor se comportan de forma adiabática. Igualmente se comprobó la estabilidad del flujo, y se demostró la ausencia de trabajo suministrado a los mismos.
- Por otra parte, se pudo concluir mediante un análisis de la bibliografía adecuada, que el Sistema de Acondicionamiento de Aire no podría ser causante del fenómeno acontecido en el pavimento de la Sala del Paraninfo. Esto se pudo demostrar mediante diferentes hipótesis tales como: Las técnicas de instalación del machihembrado no fueron las más adecuadas, la manera de anclar el pavimento a los durmientes, mal acabado superficial, poco espacio de cámara de aire entre el machihembrado y el sobrepiso, que ocasiona una escasa ventilación del piso y la ausencia de preparación, adaptación y aclimatación previo de la madera a instalar, son evidencia de esta suposición; el sistema solo operó una vez luego de las reparaciones realizadas al sector en

cuestión; el machihembrado de la Tarima y del Hall de Entrada, compuestos por la madera original instalada en el año 1952, no sufrieron el mismo efecto de pandeo o separación que el piso de la Sala.

- Comparando los resultados de carga térmica obtenidos, con las capacidades de los componentes del sistema, se percibió que; la carga de enfriamiento requerida por el Paraninfo, sin tomar en cuenta ningún tipo de factor de utilización, fue muy próximo a la capacidad nominal de la UMA, lo que reveló la necesidad de la sustitución de la misma por otra de mayor capacidad que mantenga las condiciones adecuadas de confort en la Sala.
- Profundizando en las exigencias de carga térmica del Paraninfo se pudo apreciar que los aspectos que repercutieron en mayor proporción fueron el tipo de iluminación empleado y la infiltración. Se determinó que tan solo con sustituir los bombillo actuales, por otros del tipo fluorescente ahorradores de energía y colocando cintas herméticas en los bordes de las puertas para reducir la infiltración de aire exterior al espacio, proporcionaría cierta disminución del consumo de energía eléctrica.
- Al interpretar las eficiencias exergética tanto del compresor como de los intercambiadores de calor, quedó demostrado que estos elementos solo aprovechan una pequeña porción del potencial de la energía suministrada, lo cual se traduce en un gasto energético mayor. Por lo tanto es conveniente la puesta en práctica de algunas de las propuestas estipuladas para garantizar el aprovechamiento máximo de la energía.
- Al comparar los valores de EER nominal del sistema y real, tanto para el sistema completo, como para el ciclo de refrigeración; se verificó que lógicamente la efectividad en condiciones reales es menor a la efectividad nominal. Sin embargo, la efectividad nominal, se encuentra en un rango

bastante bajo en relación a los valores típicos actuales, lo cual condujo a concluir que; a pesar de realizar las modificaciones pertinentes para mejorar la EER real del sistema, éste se comportaría inadecuadamente con respecto a las tendencias actuales de sistemas de acondicionamiento de aire, por lo que es conveniente su sustitución.

- A partir de una estimación del comportamiento del sistema a diferentes condiciones, se pudo determinar que el sistema opera de manera óptima, al presentar ciertos grados de sobrecalentamiento y sobrenfriamiento a diferencia de los estados de saturación de referencia del refrigerante.
- Como consecuencia de la necesidad de sustitución del fluido Refrigerante de operación del sistema de acondicionamiento de aire, se concluyó que a pesar de ser factible una reconversión industrial que se adapte a los requerimientos del refrigerante, es conveniente la sustitución total del sistema productor de agua fría debido a su bajo rendimiento y a la dificultad de adaptación de componentes nuevos al sistema actual.
- A pesar de la imposibilidad de la puesta en práctica de gran parte de las alternativas de ahorro planteadas, se concluyó que en sistemas de acondicionamiento de aire con capacidades y condiciones de trabajo similares, pueden ser aplicadas las mismas modificaciones o sustituciones recomendadas con el fin de obtener un ahorro energético, el cual dependerá directamente de la frecuencia de operación del sistema y de la factibilidad de aplicación de las opciones en cuestión.

Recomendaciones.

- Realizar un estudio de factibilidad económica detallado con el fin de establecer cuál de las opciones propuestas es la más adecuada.
- Se recomienda la sustitución de los bombillos incandescentes actuales por bombillos fluorescentes ahorradores de energía. Conjuntamente instalar las cintas herméticas en las puertas del paraninfo, asegurando la disminución de la carga térmica.
- Sustituir el refrigerante actual por otro que cumpla con las regulaciones ambientales respecto a las SAO y al Calentamiento Global.
- Sustituir el chiller por otro igualmente enfriado por agua de capacidad equivalente al actual.
- En caso de no ser posible la sustitución del chiller actual, este equipo se debe adaptar para la utilización de un refrigerante ecológico
- Realizar mantenimiento y limpieza profunda de los serpentines de la UMA, lo cual incrementaría la transferencia de calor en dicho elemento.
- Sustituir la UMA por otra unidad de mayor capacidad para garantizar el cumplimiento de los requerimientos del Paraninfo.
- En caso de no resultar factible la sustitución de la UMA, se debe sustituir el del motor que acciona el ventilador de la misma, con el objetivo de cumplir con las condiciones mínimas de diseño original.

- Se recomienda para una próxima investigación realizar el análisis exergético a las torres de enfriamiento, para así contar con una mejor caracterización del sistema.
- Verificar los datos técnicos aportados por el COPRED y se utilizaron en la elaboración de esta investigación con el fin de corroborar al veracidad de los resultados presentados.
- Realizar este mismo tipo de análisis, al nuevo sistema a instalar por el COPRED, en sustitución del actual.
- Evaluar el comportamiento exergético de otras variedades de sistemas de acondicionamiento de aire con el fin de asegurar un aprovechamiento adecuado de la energía.
- Se recomienda considerar en estudios futuros la realización de los análisis energéticos a las tuberías del sistema y a los mecanismos de control del mismo.
- Hacer un estudio enfocado en la determinación de las causas de la falla del pavimento del Paraninfo Universitario.

Bibliografía:

Arias, F. (2006). *El Proyecto de Investigación: Introducción a la Metodología Científica* (5ª ed.). Caracas: Episteme.

Armas, J.; Lapido, M. y Castellanos, J. (1999). *Estudio Comparativo de las Irreversibilidades en un Sistema de Producción de Frío*. Ciudad de Mexico.

ASHRAE. (1997). *HVAC Fundamentals Handbook*. Atlanta.

ASHRAE Standard 62. (1999) *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*. Atlanta.

Barrios, M. (2006). *Restauración de la Madera del Paraninfo Universitario*. Caracas.

Bidiskan, A. (1994). *Automatización de los Equipos de Climatización del Centro Comercial*. Caracas

Cengel, Y. y Boles, M. (2003). *Termodinámica* (4ª ed.). Mexico: Mc Graw Hall.

Centro de Estudios de Postgrado de la Facultad de Ciencias Jurídicas y Políticas de la UCV. (2003). *Manual para la Elaboración de Tesis Doctorales, Trabajos de Grado y Trabajos Especiales*. Caracas.

Chauvie, V.; Cveteznik, F. y Piccion, A. (2001). *Introducción de sistemas complementarios*. Buenos aires: Humanitas.

Cohen, M. (1986). *Apuntes de Aire Acondicionado*. Caracas (Tomo I y Tomo II).

Cohen, M. (1999). *Apuntes de Aire Acondicionado*. (10^{ma} ed). Caracas.

Creus, J. (1996). *Tratado Practico de Refrigeración Automática*. México: Alfaomega Grupo Editor.

Djurisic, D. y Tovar, L. (2007). *Ahorro de Energía en los Sistemas de Acondicionamiento de Aire Instalados en un Complejo de Oficinas Pertenecientes a una Compañía de Telecomunicaciones*. Trabajo especial de grado, no publicado, Universidad de Central de Venezuela. Caracas.

Dossat, R. (1995). *Principios de Refrigeración*. México: Compañía Editorial Continental.

Fernández, P.(1997). *Termodinámica Técnica*. Cantabria.

Fondoin (2005). *Manual de Buenas Prácticas de Refrigeración*. Caracas.

Incropera, F. y De Witt, D. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor* (4ª ed.). Ciudad de México: Prentice Hall.

Miranda, A.(2000). *Enciclopedia de la Climatización y Aire Acondicionado*. Madrid: Ediciones Ceac.

Marín, C.(1999). *Ingenieria y Construccin en Madera* (2ª ed.).Caracas: Arauco.

Martínez, M. (2006). *Eficiencia de la Exergía* .Caracas

Moran M. y Shapiro H.(1999). "*Análisis Exergético*", en *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. España.

Ortiz, M.(1993). *Diseño, Operación, Mantenimiento y Uso Tendente a Disminuir los Costos Totales del Consumo Eléctrico (energía)*.Barcelona, España.

Padilla, M. (2007). *Plan de Ahorro Energético en los Sistemas de Acondicionamiento de Aire en Edificaciones*. Caracas.

Pita, E. (1997). *Acondicionamiento de Aire* (2ª ed.). Ciudad de México: Editorial Continental.

Quadri, N.(2001). *Sistemas de Aire Acondicionado, Calidad del Aire Interior*. Ciudad de México: Editorial Alsina.

Rojas, I. (2005). *Análisis de Exergía en Dos Puntos Críticos de una Industria Productora de Harina de Pescado*. Trabajo de Maestría, no publicado, Universidad de Puerto Rico, Mayagüez.

Tamayo, M. (2006). *Metodología de la Investigación Científica*. Santiago de Chile.

United States Department of Agriculture. (2000). *Material Engineering Wood Handbook*.

Van Wylen, G.(1999). *Fundamentos de Termodinámica* (2ª ed.). Ciudad de México: Limusa Wiley.

Referencias Electrónicas:

Austremius, J. (2003). *The Exergy Efficiency of Hydrogen-Fired Gas Power Plants* [Documento en línea]. Disponible en: <http://doc.utwente.nl>. Consultado [Junio de 2007].

Baley,M. (2006).*Thermodynamic analysis of air refrigerator on exergy graph* [Documento en línea]. Disponible en: <http://www.danfoss.com>. Consultado [Julio de 2007].

Chengqin, R.; Guangfa, T. y Nianping, L.(2005). *Principles of Exergy Analysis in HVAC and Evaluation of Evaporative Cooling Schemes* [Documento en línea]. Disponible en: www.sciencedirect.com. Consultado [Junio de 2007].

Cornelissen, R.(1996). *Exergetic Optimization of Heat Exchangers* [Documento en línea]. Disponible en: www.sciencedirect.com. Consultado [Junio de 2007].

Cornelissen, R. (1997).*Thermodynamics and Sustainable Development the Use of Exergy Analysis and the Reduction of Irreversibility*. [Documento en línea]. Disponible en: www.sciencedirect.com. Consultado [Junio de 2007].

Masjuki, H. (2007). *Exergy Analysis of Evaporative Cooling for Reducing Energy use in a Malaysian Building* [Documento en línea]. Disponible en: www.sciencedirect.com. Consultado [Junio de 2007].

Nikulshina, K.(1992). *Fuel Processing Technology*. [Documento en línea]. Disponible en: <http://doc.utwente.nl>. Consultado [Agosto de 2007].

Orozco, C. (2004). *Ahorro de Energía y Eficiencia Energética en Sistemas de Aire Acondicionado y Refrigeración*. [Documento en línea]. Disponible en: www.eu-greenbuilding.org. Consultado [Junio de 2007].

Villamarín, T. (2003).*Curso de Mantenedor de Calefacción Climatización y A.C.S* [Documento en línea]. Disponible en: <http://www.mailxmail.com>. Consultado [Julio de 2007].

Vlaswinkel, E. (1992). *Energetic Analysis and Optimisation of an Integrated Coal Gasification-Combined Cycle Power Plant*. [Documento en línea]. Disponible en: <http://doc.utwente.nl>. Consultado [Julio de 2007].

Yu, P. y Chow, W. (2005). *A Discussion on Potential of Saving Energy Use for Commercial Buildings in Hong Kong* [Documento en línea]. Disponible en: www.eu-greenbuilding.org. Consultado [Junio de 2007].