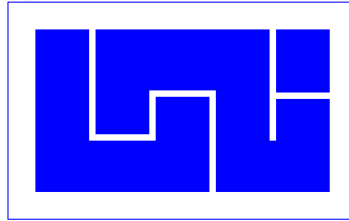


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA



FACULTAD DE TECNOLOGÍA DE LA INDUSTRIA

REDISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN DEL
EDIFICIO PRINCIPAL DEL MINISTERIO DE FOMENTO
INDUSTRIA Y COMERCIO

Trabajo de Tesis para optar al título de:

INGENIERO MECÁNICO

PRESENTAN:

Br. ENRIQUE ROBERTO D'ARBELLES OROZCO Br. LESTER BERNABÉ PÁIZ ESPINOZA

Tutor:

Ing. Wilmer Ramirez

Managua, Nicaragua, C. A.
Febrero 2008

Managua, 18 de febrero de 2008

Ing. Daniel Cuadra Horney
Decano F.T.I.
Su despacho

Estimado Ingeniero Cuadra.

Por medio de la presente me permito comunicarle la culminación del trabajo monográfico titulado **“REDISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACION DEL EDIFICIO PRINCIPAL DEL MINISTERIO DE FOMENTO INDUSTRIA Y COMERCIO”** realizado por los bachilleres: **Enrique Roberto D’arbelles Orozco** y **Lester Bernabé Páiz Espinoza** y se encuentra en condiciones óptimas a ser presentado para su defensa.

Este trabajo presenta un rediseño del sistema de climatización del edificio principal del ministerio de fomento, industria y comercio; el cual tiene como finalidad disminuir el consumo energético por parte del sistema de climatización del edificio principal del MIFIC, este representa más del sesenta por ciento del consumo total del edificio. Su disminución redundará en ahorros de gastos público del estado y podrá ser utilizado en inversiones sociales.

Considero que la tesis satisface los objetivos planteados en el protocolo de presentación del mismo y cumple con los requisitos necesarios para ser presentado a consideración del honorable jurado examinador.

Sin más a que referirme, me despido.

Atentamente:

Ing. Wilmer Ramírez
Tutor de la tesis.

AGRADECIMIENTOS

Por sobre todas las cosas a Dios todo poderoso quien a través de esta ardua labor nos iluminó y nos acompañó.

Gracias a nuestros padres Roberto y Yalila; Alonso y Felicita quienes han sido los pilares de nuestro desarrollo dándonos incondicionalmente sus vidas para que nosotros llegásemos hasta aquí.

A nuestro tutor Wilmer Ramirez quien nos orientó de manera oportuna y precisa, para que pudiéramos alcanzar de manera certera la culminación de este trabajo.

A nuestro asesor Rafael Garcia por sus análisis y sus valiosas aportaciones a la tesis monográfica.

Al personal del MIFIC por haber sido el principal facilitador en la obtención de los datos financieros.

A nuestros abuelos, familiares que con sus esfuerzos lograron impulsar y dar firmeza al deseo hoy cumplido.

Gracias a mi esposa Karla y mi hija Mary Jean

Gracias a mis hermanos Daysi, Eddy, Yader, Alonso por creer en mí

A la honorable familia Campbell por su respaldo definitivo.

Gracias, a todos.

Br. Enrique D'arbelles Orozco.

Br. Lester Bernabé Páiz Espinoza.

DEDICATORIA

Dedicada a las personas más importantes de nuestras vidas
Dios, nuestras familias; padres, esposas e hijos.

RESUMEN DEL TEMA

El rediseño del sistema de acondicionamiento de aire del edificio principal del *Ministerio de Fomento de Industria y Comercio (MIFIC)* se elaboró calculando la carga térmica de los diversos locales, y posteriormente calculando la capacidad de enfriamiento de cada equipo, utilizando para esto sus condiciones actuales de funcionamiento. Los datos obtenidos se comparan con los datos de placa y al mismo tiempo se valoran las condiciones ambientales que se logran mantener dentro del local climatizado.

El diagnóstico sirve de base para realizar un análisis que proporcione una base para implementar un nuevo sistema de climatización tomando en cuenta los equipos ya existentes.

Las recomendaciones producto del análisis hecho al diagnóstico involucran cambios tecnológicos, reubicación, reparación y/o eliminación de ciertos equipos; sumado a recomendaciones encaminadas al adecuado uso y mantenimiento de los mismos. Además de la instalación de nuevas unidades de climatización en zonas claves del local.

ÍNDICE DE CONTENIDO

1.	INTRODUCCIÓN.....	1
		3
2.	OBJETIVOS.....	5
3.	JUSTIFICACIÓN.....	6
4.	MARCO TEÓRICO.....	7
	4.1 Principios de Refrigeración.....	7
	4.2 Confort Térmico.....	8
	4.2.1 Temperatura del aire.....	8
	4.2.2 Humedad del aire.....	9
	4.2.3 Movimiento del aire.....	9
	4.3 Otros Parámetros de Confort Necesarios.....	10
	4.3.1 Limpieza del aire.....	10
	4.3.2 Nivel Acústico.....	10
	4.4 Equipos de Acondicionamiento de Aire y sus Componentes.....	11
	4.4.1 Equipos de Acondicionamiento de Aire.....	11
	4.4.2 Componentes de los Equipos de Acondicionamiento de Aire	12
	4.4.2.1 El Evaporador.....	12
	4.4.2.2 El Compresor.....	13
	4.4.2.3 Los Impulsores o Ventiladores.....	13
	4.4.2.4 El Condensador.....	14
	4.4.2.5 Dispositivos de Control de Flujo.....	15
	4.4.2.6 Dispositivos para Limpieza de Aire.....	15
	4.4.2.7 El Refrigerante.....	16

4.4.2.8	Dispositivos de Distribución de Aire.....	17
4.4.2.8.1	Los Ductos.....	17
4.4.2.8.2	Parrillas de Registro y Difusores.....	18
4.4.2.8.3	Dispositivos de Retorno de Aire.....	18
4.5	Carga Térmica.....	19
4.5.1	Condiciones de Diseño.....	19
4.5.2	Carga de Refrigeración.....	19
4.5.2.1	Fuentes de Ganancia de Calor.....	20
4.5.2.1.1	Fuentes de Ganancia de Calor Exteriores....	20
4.5.2.1.2	Fuentes de Ganancia de Calor Interiores....	21
4.5.2.1.3	Otras Fuentes de Ganancia de Calor.....	23
4.6	Diagnóstico del Sistema de Climatización.....	24
4.6.1	Capacidad de Enfriamiento.....	25
4.6.2	Eficiencia Eléctrica.....	25
4.7	Problemas más comunes en Unidades de Ventana y Mini Split.....	26
4.7.1	Baja Carga de Refrigerante.....	26
4.7.2	Sobre Carga de Refrigerante.....	27
4.7.3	Evaporador Ineficaz.....	28
4.7.4	Condensador Ineficaz.....	32
4.7.5	Compresor Ineficaz.....	35
4.7.6	Restricción en el Flujo de Refrigerante.....	37
4.8	Fallas más comunes en Unidades Centrales.....	38
4.9	Problemas de Selección y Ubicación.....	39
5.	DISEÑO METODOLÓGICO.....	41
5.1	Cálculo de la Carga de Enfriamiento.....	41
5.1.1	Procedimiento.....	42
5.1.2	Memoria de Cálculo.....	51
5.2	Cálculo de la Capacidad de Enfriamiento.....	51
5.2.1	Procedimiento.....	52

5.2.2	Memoria de Cálculo.....	53
5.3	Cálculo de la Eficiencia Eléctrica.....	53
5.3.1	Procedimiento.....	53
5.3.2	Memoria de Cálculo.....	54
5.4	Diagnóstico del Sistema de Climatización.....	54
5.4.1	Procedimiento.....	54
5.4.2	Memoria de Cálculo.....	56
6.	ANÁLISIS Y PRESENTACIÓN DE RESULTADOS.....	57
6.1	Diagnóstico del Sistema de Climatización.....	57
6.1.1	Diagnóstico a Equipos en Planta Baja.....	58
6.1.2	Diagnóstico a Equipos en Planta Alta.....	109
6.1.3	Diagnóstico a Unidades Centrales.....	141
6.2	Análisis de Consumo de Energía.....	160
7.	CONCLUSIONES.....	162
8.	RECOMENDACIONES.....	164
9.	BIBLIOGRAFÍA.....	166
10.	ANEXOS.....	167

ÍNDICE DE ANEXOS

10.1	DESCIPCION DEL LOCAL.....	168
10.1.1	Organización Administrativa.....	169
10.1.2	Configuración de la estructura.....	173
10.1.3	Fuentes de Ganancia de Calor Interiores.....	175
10.2	PLANOS DEL EDIFICIO.....	178
10.2.1	Planos Arquitectónicos del edificio	
10.2.2	Sistema de Climatización actual	
10.3	MEDICIONES A EQUIPOS DE CLIMATIZACION.....	181
10.3.1	Mediciones a unidades de ventana y mini split en planta alta...	182
10.3.2	Mediciones a unidades de ventana y mini split en planta baja...	190
10.3.3	Mediciones a unidades centrales.....	203
10.4	TABLAS PARA EL CALCULO.....	207
10.4.1	Resumen Meteorológico de Ineter	
10.4.2	Tablas para el cálculo de Cálculo del DTCE	
10.4.3	Tablas para el cálculo de carga por radiación	
10.4.4	Ganancia de calor latente y sensible por persona	
10.4.5	Tabla Psicrométrica	
10.4.6	Tabla de Presión – temperatura para R-22	
10.4.5	Tarifas eléctricas Octubre 2005	
10.5	CALCULOS.....	221
10.5.1	Carga térmica	
10.5.2	Capacidad de enfriamiento en unidades de ventana y mini split	
10.5.3	Capacidad de enfriamiento en unidades centrales	
10.5.4	Eficiencia eléctrica en unidades de ventana y mini split	

10.5.5 Eficiencia eléctrica en unidades centrales

10.5.6 Consumo de potencia sugerido y Consumo de potencia real

10.6 RECOMENDACIONES.....243

10.6.1 Recomendación 1: Cálculo de carga térmica disminuyendo la Ganancia por infiltración.

10.6.2 Recomendación 2: Rediseño del sistema de Climatización

10.6.2.1 Planos de Rediseño del Sistema de Climatización

10.6.2.2 Presupuesto

10.6.3 Recomendación 3: Plan de Mantenimiento.

INTRODUCCION

En Nicaragua y en la mayoría de los países cálidos, la climatización no es un lujo sino una necesidad. La climatización se hace necesaria sobre todo en sectores como la industria y el comercio donde generalmente se utilizan recintos cerrados, esto conlleva a la necesidad de renovar y limpiar el aire constantemente, para evitar condiciones de estrés térmico o contaminaciones por gases tóxicos y deterioro de computadoras.

Actualmente el ministerio de fomento industria y comercio (MIFIC), cuenta con un sistema de climatización compuesto en su mayoría por equipos con más de trece años de uso, esto unido al hecho de que no se cuenta con plan de mantenimiento preventivo, a provocado el deterioro del sistema. Este deterioro de los equipos ha conducido a costos altos de reparación, aumento en el consumo energético, además, no satisface las condiciones de confort exigidas por el ministerio del trabajo (MITRAB).

En el presente trabajo se realizará el rediseño del sistema de climatización del edificio principal del Ministerio de Fomento Industria y Comercio (MIFIC). Este rediseño deberá ser capaz de satisfacer las condiciones de temperatura, humedad y movimiento de aire exigidas por el ministerio del trabajo, disminuir el gasto energético con respecto al sistema de climatización actual y crear un plan de mantenimiento para el sistema.

Para llevar a cabo este informe se deberá calcular la carga térmica del local. De acuerdo a su valor se escogerán equipos que puedan satisfacer dicha carga. El aire impulsado por los equipos deberá tener las condiciones necesarias para suplir las cargas de calor latente y calor sensible que hayan sido estimadas.

Deberán ser examinados las condiciones climáticas de la zona, así como, posibles cambios en la temperatura durante los próximos diez años.

El método utilizado para el diseño de ductos deberá ser escogido de acuerdo a las necesidades del local. La distribución de aire implica el análisis de la misma en el local correctamente efectuada con los tipos y colocaciones de las bocas o impulsores de salida de acuerdo al sistema de ductos implementado.

Disminuir el gasto en una institución del estado implica un ahorro en el gasto público, dicho ahorro podrá ser invertido en proyectos de mayor beneficio social.

OBJETIVOS

Objetivo general.

Rediseñar el sistema de climatización del edificio principal del ministerio de fomento, industria y comercio.

Objetivos específicos.

1. Calcular la carga térmica del local.
2. Rediseñar un sistema de climatización eficiente con un menor gasto energético que justifique la inversión inicial.
3. Verificar que el rediseño satisfaga las necesidades básicas de confort recomendadas por el Ministerio de Trabajo.
4. Seleccionar los equipos y accesorios necesarios para efectuar la instalación
5. Diseñar el plan de mantenimiento para el sistema de climatización del ministerio de fomento industria y comercio.
6. Elaborar el presupuesto de diseño e instalación

JUSTIFICACIÓN

A diario oímos críticas a través de los medios de comunicación al gobierno de la república por la falta de planes estratégicos para disminuir el gasto público. Cualquier ahorro se ha basado en la supresión de empleos en los cargos de menor grado y se ha criticado el no afectar los salarios de altos funcionarios ni suprimir algún cargo. Debido a esto se hace necesario crear e impulsar ideas o proyectos que permitan un ahorro en el gasto público sin entrar en el debate de los despidos de funcionarios, ya sea de uno u otro partido.

La propuesta que pretendemos presentar tiene como finalidad disminuir el consumo energético por parte del sistema de climatización del edificio principal del MIFIC, el cual representa en estos momentos más del sesenta por ciento (60%) del consumo total del edificio. Nuestra finalidad irá dirigida a disminuir el gasto neto del edificio y así disminuirlo, lo que redundará en un ahorro en el gasto público del estado, y podrá ser utilizado en gastos de carácter social.

Otra razón por la cual se hace necesario este rediseño, es la antigüedad de los equipos de climatización del MIFIC los cuales en un 75% tienen más de doce años de uso. esto, juntamente con el hecho de no tener un plan de mantenimiento adecuado para los equipos, han deteriorado su condición física y los han hecho ineficientes tanto desde el punto de vista energético como el de confort los cuales no cumplen en muchas de las áreas del edificio con las condiciones de confort mínimas requeridas por el ministerio del trabajo en su convenio de normas laborales e higiene.

ANTECEDENTES

El edificio principal del ministerio de fomento, industria y comercio está ubicado en el kilómetro seis carreteras a Masaya. El ministerio de fomento, industria y comercio fue fundado en el año bajo la misión de desarrollar estrategias y adoptar políticas que contribuyan al desarrollo económico sostenible de Nicaragua, ayudando al sector privado a ser competitivo. Sus principales objetivos han sido promover el acceso a mercados externos, fomentar la libre competencia, facilitar la inversión y defender al consumidor.

El edificio posee cuarenta y dos unidades de ventana y treinta y uno unidades mini-split, de las cuales más del setenta y cinco por ciento son equipos con más de diez años de uso.

El departamento de mantenimiento no cuenta con un plan de mantenimiento preventivo para los equipos de climatización y sólo se ha practicado mantenimiento correctivo a los mismos.

El centro de producción más limpia (CPML) ubicado en la Universidad Nacional de Ingeniería elaboró cuatro investigaciones dirigidas a mejorar la eficiencia energética de los equipos del ministerio de fomento, industria y comercio. Entre las conclusiones más importantes tenemos:

-La mayoría de los equipos con más de diez años de uso presentan una deficiencia que oscila entre 20 y 45 %.

-La falta de termostatos en las áreas climatizadas provoca que los equipos trabajen continuamente aunque se alcance la temperatura de confort.

Debido al tiempo de uso de los equipos estos han disminuido su capacidad y eficiencia, además, los equipos generan ruidos (70 dB) que sobrepasan los niveles permitidos por el ministerio del trabajo para estos tipos de locales (50 dB); por otra parte se han realizado mediciones de temperatura y humedad por parte del CPML y se obtuvieron temperaturas y humedades promedios de 28°C y 65% respectivamente con lo que no se satisfacen las condiciones de confort dispuestas por el ministerio del trabajo para este tipo de locales que es de 25°C y 50% HR.

No se diseñó un plan estratégico que contemplara una correcta distribución de carga en los sectores a climatizar, al no prever esta situación se incurrió en desbalances de cargas entre diferentes sectores debido a remodelaciones arquitectónicas.

El tratado de libre comercio entre Nicaragua y Estados Unidos, que es dirigido en su mayor parte por el MIFIC, trae consigo mayor trabajo para este ministerio; éste conllevará a la adquisición de nuevos equipos (por ejemplo: microcomputadoras) para poder supervisar este trabajo, el aumento de estos equipos equivale a aumento de carga para los locales acondicionados y por lo tanto se necesitará de una mayor capacidad de los equipos de climatización.

1. Introducción

Era una onda calida típica de abril y la humedad se sentía como en un baño turco. De repente, el sistema de acondicionamiento de aire del gigantesco edificio dejo de funcionar. En pocos minutos la temperatura de las oficinas alcanzo los 38°C. El edificio carecía de suficientes ventanas que permitiera aliviar el agobiante calor. Las computadoras se averiaron, los empleados comenzaron a irse y los inquilinos amenazaron con demandas judiciales. El personal de operación del edificio estaba desesperado. Nadie sabía qué hacer. Finalmente, se escuchó una voz que dijo: Hay que llamar a un especialista en acondicionamiento de aire. En su desesperación, el jefe de ingenieros acepto la sugerencia. Pocos minutos después la persona en cuestión entró al cuarto de máquinas del edificio, recorrió el lugar y después de revisar la compleja instalación capaz de suministrar 8000 TR, murmuro "mmm", sacó un pequeño martillo y golpeo una válvula. Inmediatamente la planta comenzó a funcionar y las condiciones en el interior del edificio volvieron a ser confortables.

El administrador del edificio le dio las gracias a la persona y le pregunto cuanto le debía. La respuesta fue: "2,005 dólares". "Como, exclamo el administrador "¿2,005 dólares por dar unos golpecitos a una válvula?

"La cuenta por los golpacitos es de cinco dólares", contesto el técnico" los 2,000 restantes son por saber cuál válvula golpear".

Con esta pequeña anécdota queremos introducirnos a este capítulo, hablando un poco de uno de los bienes más preciados del ser humano -su experiencia- que en muchas ocasiones hace la diferencia entre una persona u otra.

Es importante hacer notar que en este estudio, la experiencia fue un don que se logró a alto costo por parte de los integrantes de esta monografía, pero sin duda alguna, valió la pena.

A continuación pasaremos a la descripción del problema existente en el sistema de climatización del Ministerio de Fomento, Industria y Comercio (MIFIC), el cual posee dos componentes principales:

1-Ahorro Energético

2-Confort

1.1 Descripción de la situación actual del sistema de climatización del MIFIC

El sistema de climatización del MIFIC cuenta con dos tipos de sistemas, el primero compuesto por ductos, maquinas manejadoras de aire y una unidad de paquete y el segundo compuesto por una serie de equipos de menor tamaño tipo ventana y mini-split, los cuales se combina con el sistema de ductos en la mayoría de las áreas. En la actualidad existen 38 unidades de ventana y 24 unidades mini-split. En el caso de las unidades de ventana en su mayoría tienen 10 años o más de uso y una eficiencia energética (EER) de chapa generalmente menor a 7, cabe mencionar que tanto las unidades mini-split como las unidades de ventana no poseen un plan de mantenimiento preventivo adecuado y por lo tanto su funcionamiento es deficiente según la demostración en los capítulos siguientes, provocando así mayores costo de operación a la institución. El Ministerio también cuenta con 10 unidades centrales, 9 de ellas tipo split y una de paquete, ninguna de estas unidades posee un plan de mantenimiento preventivo, tiene más de diez años de uso y debido a los cambios arquitectónicos que se han dado en el edificio y no haberse tomado en cuenta la remodelación ó reubicación del sistema de climatización, han provocado recarga en el sistema y por consiguiente daños constantes en las unidades. La falta de un sistema de retorno adecuado ha provocado no aprovechar eficientemente la capacidad de los equipos y ha generado una mala recirculación del aire por el sistema. Se hace notar el excesivo uso de unidades pequeñas de uso residencial en el edificio, lo cual en un local de este tipo no es recomendable debido al gasto energético que provocan de manera conjunta.

2.1 Características del local.

Para estimar de manera confiable las cargas de refrigeración existentes del local se debe hacer conocer a la perfección los componentes de carga en el espacio acondicionado. Forman parte de este estudio los planos de detalles mecánicos y arquitectónicos, en ambos casos el ministerio no los posee, así que se deberá hacer un levantamiento de los mismos.

Los siguientes aspectos deberán tomarse en cuenta:

2.1.1 Orientación del edificio:

El edificio se encuentra orientado en dirección Oeste con respecto a su cara principal.

No hay estructuras permanentes cercanas al edificio que puedan causar efectos de sombra.

Se puede considerar como superficie reflectante del sol al parqueo de el edificio el cual está hecho de concreto, este edificio posee un área aproximada de 2200 Mt².

2.1.2 Uso del local:

El local es utilizado como oficinas públicas.

2.1.3 Altura de techo:

La altura de suelo a cielo falso del primer nivel es de 2.50 mts y en el segundo nivel la altura de suelo terminado a cielo falso es de 2.44 mts, la distancia entre el techo terminado del segundo nivel y el cielo falso del mismo es de 1.20 mts, Y la distancia entre las serchas del primer piso al cielo falso del mismo es de 0.5 mts.

2.1.4 Materiales de construcción:

Las paredes del edificio están fabricadas con un 95% de ladrillo rojo común recubierto con una capa de repello de 15 mm ambos lados , con excepción del

área de Normalización que está constituida por bloque de construcción de 20 cm. y dos alvéolos con una capa de repello de 15 mm a ambos lados.

2.1.5 Condiciones Circundantes:

Las paredes exteriores del edificio son de color crema así mismo las paredes interiores, el techo es de color rojo claro, los baños no son acondicionados y poseen una temperatura promedio de 27 °C, el espacio entre techo del segundo nivel y cielo raso del mismo pose una temperatura de 37°C.

2.1.6. Ventanas:

Las ventanas son de persianas transparentes móviles y poseen una dimensión de 0.75 mts por 1.2 mts, todos los marcos de ventana son metálicos.

2.1.7. Puertas:

Las puertas interiores son de madera de 5 cm. de espesor en su mayoría y las exteriores son de cristal oscuro.

2.1.8 Ocupantes:

Existen alrededor de 100 personas trabajando de manera constante durante 9 horas al día, este dato será profundizado cuando se calcule la carga térmica. La actividad de la mayoría de los ocupantes puede ser considerada de trabajo ligero.

2.1.9 Alumbrado:

En su mayoría es de tipo Fluorescente con lámparas de 45 w.

2.1.10 Funcionamiento del equipo:

El equipo deberá funcionar como máximo 12 horas al día.

2.1.11 Condiciones exteriores:

Las condiciones de diseño exteriores estarán dadas por las condiciones climáticas exteriores del local, así como su altitud, longitud sobre el nivel del mar, dirección e

intensidad de los vientos. Estos datos son proporcionados por el Instituto Nicaragüense de Estudios Territoriales (INETER).

Se debe precisar el mes en el cual la temperatura es máxima, porque este será el mes en el cual el sistema trabajará a su máxima capacidad.

Según datos del INETER, el mes donde se presenta la mayor temperatura es abril.

No obstante no se debe tomar la temperatura máxima registrada sino la temperatura media máxima registrada durante este mes en los últimos cuatro años.

Lo mismo se debe hacer con la humedad relativa, para la cual también se tomará la humedad relativa media.

Condiciones exteriores

Temperatura bulbo seco máxima °C	Temperatura bulbo húmedo °C	Humedad relativa media (%)	Velocidad del viento. (m/s)(Km./h)	Latitud N	Longitud O
35.05	24	63.33	4.9 (17.64)	12° 08´ 36´´	86° 09´ 49´´

¹Tabla 1A

Condiciones interiores.

Aplicación.	Temperatura de bulbo seco. (TBS) °C	Humedad relativa. (%)	Variación de temperatura (°C)
Oficinas.	24	50	1 ó 2

²Tabla 2A

¹ Datos tomados de www.ineter.gob.ni

² Datos tomados de ASHRAE 99-01

Las paredes expuestas al sol en la hora pico (las 15 horas) son:

- La pared N del despacho del ministro.
- La pared O del despacho del ministro.
- La pared O de recepción.
- La pared SO de recursos humanos.
- La pared NO de dirección de políticas de fomento a las inversiones y exportaciones.

Las ganancias de calor en un recinto se deben a diferentes fuentes, las más importantes son:

- Ganancia de calor a través de paredes exteriores y techos soleados o a la sombra.
- Ganancia de calor debida al efecto solar en ventanas exteriores.
- Ganancia de calor a través de particiones interiores:
- Ganancia de calor debida a infiltración y ventilación.
- Ganancia de calor debida a ocupantes, alumbrado, equipos eléctricos.

2.1.12 Ganancia de calor a través de paredes exteriores y techos soleados o a la sombra.

La ganancia de calor a través de paredes exteriores y techos se da por la transferencia que existe entre el aire que baña las caras exteriores e interiores del local que se encuentra a menor temperatura, además del calor solar absorbido por las exteriores. Se deberá tener en cuenta el material con que están hechas tanto las paredes como el techo, su densidad y área de transferencia.

En nuestro caso la transferencia de calor desde el techo hacia el local no se da de manera directa sino que primero se trasmite al techo por radiación y convección, luego se trasmite a una gruesa capa de aire de aproximadamente 1 metro de espesor y luego se trasmite por convección al cielo falso de el local, el cual está hecho de Poliestireno (poroplast).

La ecuación para calcular esta ganancia de calor es la siguiente:

$$Q = K \times A \times \Delta T_e \quad (\text{Ec.1})^3$$

Donde:

Q: Ganancia neta de recinto por conducción a través de paredes, techo y vidrios

K: Coeficiente general de transferencia de calor para el techo, paredes y pisos.

A: Área del techo, pared o vidrio.

ΔT_e : Diferencia equivalente de temperatura

Donde:

$$\Delta T_e = a + \Delta T_{es} + b \times \frac{R_s}{R_m} \times (\Delta T_{em} - \Delta T_{es}) \quad (\text{Ec. 2})$$

ΔT_e : Diferencia equivalente de temperatura corregida

a: Corrección proporcionada por la tabla 20A⁴,teniendo en cuenta: Un incremento distinto de 8°C entre las temperaturas interior y exterior (Esta última tomada a las 15 horas del mes considerado). Una variación de la temperatura seca distinta de 11°C.

ΔT_{es} : Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared a la sombra.

³Carrier, Manual de climatización, pag 1-58

⁴Carrier, Manual de climatización pag 1-58

ΔT_{em} : Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared soleada (tabla 19 ó 20)⁵.

b: Coeficiente que considera el color de la cara exterior de la pared.

Para pared de color oscuro $b = 1$ (azul oscuro, rojo oscuro, marrón oscuro, etc.)

Para paredes color medio $b = 0.78$ (verde, azul o gris claros).

Para paredes color claro $b = 0.55$ (blanco, crema etc.).

R_s : Máxima insolación (Kcal / h m²), correspondiente al mes y latitud supuestos, a través de una superficie acristalada vertical para la orientación considerada, en el caso de pared: tabla 15 y en el caso de techo: tabla 6⁶.

R_m : Máxima insolación (Kcal / h m²) en el mes de julio, a 40° de latitud norte, a través de una superficie acristalada, vertical, para la orientación considerada. En el caso de pared: tabla 15 y si es techo: tabla 6⁷.

Nota: para paredes a la sombra, cualquiera que sea su orientación:

$$\Delta T_{es} = \Delta T_{em} \text{ de donde } \Delta T_e = a + \Delta T_{es}^8$$

2.1.13 Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor.

El coeficiente global de transmisión de calor involucra todos los mecanismos de transferencia de calor y se puede definir como el flujo de calor intercambiado por unidad de tiempo a través de una superficie cuando la diferencia de temperatura entre el aire que baña la cara exterior y el interior de una pared es un grado.

$$K = \frac{1}{\sum h_i + \sum R_i} \text{ (Ec.3)}^9$$

$$h_i = 1/c_i$$

$$R_i = L / k_i$$

⁵idem pag 1-58

⁶ ídem Pág. 1-23

⁷ ídem Pág. 1-23

⁸ ídem Pág. 1-58

⁹ James.R.Welty, Transferencia de calor Pág. 95

Donde:

K: Coeficiente global de transferencia de calor (Kcal. / h m² °C).

L: Espesor de material que atraviesa el flujo de calor (m).

c: Conductancia del aire en movimiento a 12 Km./ h

h_i: Coeficiente convectivo de transferencia de calor (h m² °C/ Kcal.).

ki: Conductividad del material (Kcal. / h m °C).

2.1.14 Radiación solar a través de vidrios:

Existen dos tipos de radiaciones: radiación difusa y radiación directa. La radiación difusa es la reflexión provocada por la presencia de partículas de vapor de agua, o polvo en la atmósfera, la radiación directa es la parte de la radiación inicial que incurre directamente en la superficie del vidrio. El calor radiante que atraviesa el vidrio se transforma en una carga del recinto; la magnitud de esta carga depende de la hora, la inclinación, las sombras de otros edificios y del almacenamiento de calor de las paredes del edificio.

$$q = CLF \times A \times CS \times SHGF \times 1.17 \quad (\text{Ec.4})^{10}$$

Donde:

q: ganancia de calor por efecto de radiación.

CLF: factor de carga de enfriamiento para el vidrio.¹¹

Depende del peso del recinto, la orientación del vidrio, la hora, el tiempo de funcionamiento del equipo y de los aleros.

A: área neta acristalada. [m²]

CS: coeficiente de sombreado.¹²

(Depende del tipo de vidrio con o sin dispositivo de sombra o pantalla.)

SHGF: factor de insolación máxima. [Kcal. / h m²]¹³

¹⁰ Carrier Manual de Climatización, tabla 11

¹¹ Carrier, manual de aire acondicionado Tabla 8

¹² Carrier, Manual aire acondicionado Tabla 16

¹³ Carrier, Manual de aire acondicionado. Tabla 15

Este valor esta en dependencia de la latitud, mes, hora y orientación de la ventana y debe ser corregido de la siguiente manera:

2.1.14.1 El factor de marco metálico:

Representa el efecto de la conductibilidad del marco metálico el cual es muy elevada y el calor absorbido por este se trasmite casi inmediatamente

2.1.14.2 Por la limpidez de la atmósfera:

Cuando la atmósfera exterior no puede considerarse totalmente limpia, en nuestro caso el edificio se encuentra en la zona de mucho tráfico vehicular, por lo tanto se resta un máximo de 15% a la limpidez absoluta de la atmósfera.

$$100\% - 15\% = 85\% = 0.85$$

Donde

100% representa la limpieza absoluta de la atmósfera.

15% representa el porcentaje de atmósfera contaminada.

0.85 limpidez de la atmósfera.

2.1.14.3 por el punto de rocío:

$$1 - (PR - 19.5) \times (0.14/10) = 0.97$$

Donde:

PR: punto de rocío para las condiciones de diseño exterior, el cual no ha variado de manera considerable en los últimos 12 años y por lo tanto tomamos el máximo punto de rocío para el mes de abril (21.5°C)¹⁴ de 2003.

2.1.14.4 Por la altitud:

Por cada 300 msnm se agrega un factor igual a:

$$1 + (\text{msnm} - 0) \times 0.007/300 = 1.003$$

¹⁴ WWW. INETER. com. ni

El edificio se encuentra a 56 msnm, que es la altura a la que se encuentra Managua y por tanto también el edificio.

2.1.15 Conducción de calor a través de paredes interiores, cielo falso y piso.

El calor que fluye del espacio interior no acondicionado a través de divisiones, pisos y cielo falso se calcula de la manera siguiente:

$$q = K \times A \times \Delta T \text{ (Ec.5)}^{15}$$

Donde:

q = flujo de calor

ΔT : diferencia de temperatura entre los espacios sin acondicionar y los acondicionados.

A: área de la pared

En nuestro caso no existe calor transferido del techo al local sino del techo al espacio de aire entre el cielo raso y el techo que es de 1.10 metros en su lado más alto y 40 centímetros en su lado más bajo, por lo cual en este cálculo sólo se verá reflejado el cálculo de transferencia de calor desde el espacio no acondicionado de aire a través del cielo raso hacia el local acondicionado ya sea en planta alta o planta baja. En el caso de la planta baja el espacio entre cielo raso y entre piso es de 50 centímetros.

2.2 Ganancia de calor por personas:

¹⁵ Carrier Manual de Climatización Pág. 1-58

El calor generado por las personas a través de la circulación sanguínea llega a la epidermis y se disipa:

- Hacia las paredes del local por radiación.
- Hacia al aire ambiente por convección en la epidermis y vías respiratorias.
- Hacia el aire ambiente por evaporación, en la epidermis y vías respiratorias.
- La intensidad de los intercambios por radiación y convección dependen de las diferencias de temperatura, y la temperatura de la epidermis depende a su vez del flujo sanguíneo.

Los valores de calor latente y calor sensible emitido por una persona se pueden calcular de la siguiente manera:

$$\text{Calor sensible: } q_s = n \times \text{SHG} \quad (\text{Ec.6})^{16}$$

$$\text{Calor latente: } q_l = n \times \text{LHG} \quad (\text{Ec.7})^{17}$$

Donde:

n: número de personas.

SHG: factor de ganancia de calor sensible por personas en dependencia del grado de actividad, aplicación y temperatura seca del local.

LHG: factor de ganancia de calor latente por persona.

2.3 Ganancia de calor por alumbrado:

$$q = n \times W \times 1.25 \times 0.86 \times \text{CFL} \quad (\text{Ec.8})^{18}$$

Donde:

q: ganancia de calor por luces. [BTU/h]

1.25: factor que toma en cuenta la radiación emitida por la lámpara fluorescente

¹⁶ Carrier Manual de Climatización Pág. 1-94

¹⁷ Carrier Manual de Climatización Pág. 1-94

¹⁸ Carrier Manual de Climatización Pág. 1-94

CFL: factor de carga de almacenamiento, en nuestro caso es 1, debido a que las luces se apagan al mismo tiempo que los equipos de climatización.

2.4 Ganancia de calor por equipos:

El calor que generan los equipos depende de la forma de instalación, del tipo, y la potencia de estos.

- cuando el motor y la maquina están dentro del ambiente, la ganancia de calor se obtiene en función del tipo de instalación y la potencia.

$$q = 0.86 \times n \times W \text{ (Ec.9)}^{19}$$

Donde:

0.86: factor de conversión de Watt a Kcal / h.

n: número de lámparas.

W: potencia útil del alumbrado. [Watt]

²⁰ Algunos aparatos no solo proveen calor sensible sino también calor latente en estos casos se recurrirá a tablas del manual de aire acondicionado Carrier para averiguar la cantidad de calor latente que el aparato provee.

$$Q_l = n \times FCLA \text{ (Ec.10)}$$

Donde:

n: número de aparatos

FCLA: factor de calor latente para aparatos

2.5 Ganancia de calor por infiltración:

¹⁹ Carrier Manual de Climatización Pág. 1-94

²⁰ Carrier Manual de Climatización Pág. 1-96

El aire exterior introducido en una edificación forma parte de la carga de acondicionamiento del espacio, la cual es una razón para limitar la cuota de intercambio de aire en las edificaciones a un mínimo requerido. El intercambio de aire típicamente representa de un 20% a un 40% de la carga térmica de la edificación.

El intercambio de aire incrementa la carga térmica de una edificación de dos maneras:

El aire entrante debe ser calentado o enfriado desde la temperatura del aire exterior a la temperatura del aire interior.

Esta ganancia será tomada en cuenta en el análisis psicrométrico y es aquí donde se presentará su metodología de cálculo. Ante todo, se debe conocer la cantidad de aire de infiltración a través de ventanas y puertas de cara al exterior. Esto se logrará por medio de las recomendaciones hechas en las tablas 41 a, 41 b, 41 c y 41 d, tabla 42 y tabla 45 de manual de climatización de Carrier²¹

Los MCH (metros cúbicos de aire por hora) de aire infiltrado se obtendrán conociendo además el número de ventanas y su perímetro de la ventana. Es necesario mencionar que todas las ventanas en el ministerio son de paleta y por lo tanto el espacio entre paletas debe ser considerado al momento del cálculo como una rendija más y por la cual se infiltra aire del exterior. El perímetro normal de las ventanas es aproximadamente 5.3 m más diez rendijas de 1 m lo que equivale a 15.3 m en total.

Para conocer los MCH totales se deben sumar aritméticamente el aire infiltrado a trabes de ventanas y el aire insuflado para ventilación del local.

$$MCH_{OA} = MCH_v + MCH_i \text{ AECSA-ST03} \quad \text{Página 30} \quad 10/12/2020(\text{Ec. 10})$$

²¹ Carrier Manual de climatización Pág. 1-84,1-86,1-87,1-91

2.6 Ganancias de calor misceláneas

Estas ganancias son generadas por tres razones principales: la ganancia de calor por conductos de suministro y retorno; la ganancia de calor por fugas en la instalación y las ganancias debidas al ventilador de impulsión; todas estas ganancias se calcularán de manera porcentual para luego ser sumadas aritméticamente junto con el factor de seguridad añadidas a la carga de refrigeración del local tanto sensible como latente.

2.6.1 Ganancia de calor por conductos de suministro y retorno:

El aire que viaja por los conductos de suministros y de retorno gana calor al pasar en espacios no acondicionados, por tanto debe tomarse en cuenta este calor ganado para el cálculo de la carga térmica. El flujo de calor se dirige del exterior al interior, para minimizar la ganancia de calor se emplea algún tipo de aislamiento térmico, el de mayor uso es la fibra de vidrio con 50mm a 25mm de espesor.

Para obtener la ganancia térmica por conductos de suministro y retorno, usaremos un gráfico 1²².

Este cálculo está en función de:

- La longitud del conducto.
- El tipo de aislamiento térmico y su espesor.
- Ganancia de calor sensible del local.

El porcentaje de calor deberá ser corregido por los siguientes factores:

- Coeficiente de corrección por la diferencia de temperatura entre el aire que viaja dentro del conducto y el espacio no acondicionado y por la velocidad del aire dentro del conducto (DTV).

²² Carrier Manual de aire acondicionado Pág. 1-105

- La diferencia de temperatura del espacio no acondicionado y la temperatura del aire dentro del ducto de suministro que en este caso es igual a 22°C.
- La diferencia de temperatura del espacio no acondicionado y la temperatura del aire dentro del ducto de retorno que en este caso es igual a 10°C.
- Velocidad del ducto de suministro: 10 m/s
- Velocidad del ducto de retorno: 7m/s
- Coeficiente de corrección para la temperatura del local acondicionado (TLA)
- Temperatura del espacio acondicionado: 24°C

La ganancia de calor por conducto de suministro y retorno se calcula de la siguiente manera:

$$q_s = q_s \text{ total del recinto} \times \text{porcentaje adicional corregido. (Ec.11)}^{23}$$

2.7 Ganancia de calor por fugas:²⁴

Las fugas en un sistema de aire acondicionado dependen únicamente de la calidad de la mano de obra en la instalación de los conductos de suministros y retorno. Las malas uniones o el mal sellado de las mismas es un trabajo de mala

²³ Carrier Manual de climatización Pág. 1-106

²⁴ Carrier Manual de climatización. Pág. 1-107

calidad, esto corresponde a un 30% del calor sensible y latente totales del recinto si los conductos atraviesan por espacios no acondicionados. Un trabajo con excelente calidad corresponde a un 5% del calor sensible y latente totales del recinto si los conductos atraviesan espacios no acondicionados.

2.8 Ganancia de calor por ventilador²⁵:

Debido al rozamiento de las partes móviles de los ventiladores se genera calor y es transmitido al aire tratado que se introduce al espacio acondicionado formando parte de la carga de refrigeración.

Este calor generado depende de la velocidad del flujo de aire acondicionado, el tamaño de los conductos, la presión total del ventilador, la diferencia de temperatura entre el local y el suministro.

2.9 Factor de seguridad:

La aplicación de un coeficiente de seguridad, a las ganancias sensibles, del local se hace necesaria para compensar calor adicional debido a un posible aumento de las fuentes de calor o por datos desconocidos. Tomaremos 3%.²⁶

3. Psicometría:

3.1 Definición:

²⁵ Carrier, Manual de climatización, Pág. 1-107

²⁶ Carrier, Manual de climatización, Pág. 1-107

Psicometría es la ciencia que trata de las propiedades termodinámicas del aire húmedo y del efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y sobre el confort humano. La definición debe ser ampliada para incluir el método de controlar las propiedades térmicas del aire húmedo.

El diagrama psicrométrico se emplea para la selección del equipo acondicionador adecuado.

El aparato necesario para mantener las condiciones correctas en el local se selecciona normalmente para funcionamiento con cargas máximas, pero esto ocurre pocas veces al año y el funcionamiento se realiza en la mayoría del tiempo en condiciones de carga parcial. Esta puede deberse a una reducción de las cargas sensibles o latentes en el local, o debido a la carga térmica del aire exterior. También puede originarse por una reducción de estas cargas de modo combinado.

La carta psicrométrica es la representación gráfica de las propiedades físicas del aire.

Se llama proceso psicrométrico al cambio de estado del aire de un punto determinado con una condición determinada a otro punto con diferentes condiciones. Este proceso psicrométrico puede ser representado gráficamente sobre la carta psicrométrica y de esta manera realizar los análisis y observaciones que sean necesarios.

3.2 Ganancias debidas al aire exterior

El aire proveniente del exterior representa un aumento en la carga térmica considerable, por lo cual debe de ser calculado. Por medio de las siguientes ecuaciones se puede encontrar dicho aporte.

$$OASH = 0.29 \times MCH_{OA} \times (T_{OA} - T_{rM}) \text{ (Ec.12)}$$

$$OALH = 0.71 \times MCH_{OA} \times (W_{OA} - W_{rM}) \text{ (Ec.13)}$$

$$OATH = OASH + OALH \text{ (Ec.14)}$$

Donde:

OASH: Ganancias sensibles debidas al aire exterior (Kcal/h)

OALH: Ganancias latentes debidas al aire exterior

MCH_{OA}: Capacidad del aire exterior (m³/h)

T_{OA}: Temperatura de diseño exterior

T_{rM}: Temperatura de diseño interior

W_{OA}: Humedad especifica del aire exterior

W_{rM}: Humedad especifica del aire del local

OATH: Ganancias totales por aire exterior

0.29 y 0.71: Constantes²⁷

3.3 Factor de calor sensible del recinto:

El factor de calor sensible del recinto es la relación entre el calor sensible del recinto y el calor total del recinto. Gráficamente representa la pendiente de la recta que pasa por el punto en el cual se localiza las propiedades psicrométricas del espacio a condicionar, y cualquier punto de las condiciones de suministros localizado a lo largo de esta recta satisface el proceso.

Esta línea es conocida también como la línea de recinto y se expresa de la siguiente manera:

$$RSHF = \frac{RSH}{RSH + RLH} \text{ (Ec.15)}$$

²⁷ Carrier Manual de aire acondicionado Pág. 1-145

Donde:

RSH: Calor Sensible del recinto

RLH: Calor Latente del recinto.

3.4 Factor de calor sensible total:

El factor de calor sensible total se define como la relación entre el calor sensible total y el calor total. Gráficamente representa la pendiente de la recta que pasa por el punto en el cual se localiza las condiciones de entrada y salida del aire del serpentín de enfriamiento. Por tal razón, también se le conoce como la línea del serpentín y se expresa como:

$$\text{GSHF} = \frac{\text{TSH}}{\text{TSH} + \text{TLH}} \quad (\text{Ec.16})$$

$$\text{TSH} = \text{RSH} + \text{OASH} + \text{RSHS}^* \quad (\text{Ec.17})$$

Donde:

GSHF: Factor de calor sensible total.

TSH: Calor sensible total

GTH: Calor total

TLH: Calor latente total

OASH, OALH: Calor sensible y latente respectivamente por ventilación

RSHS*, RLHS*: Calor sensible y latente respectivamente por fuentes suplementarias.

Se pueden definir las cargas suplementarias a las ganancias de calor por conductos de suministro y retorno, y la ganancia de calor del ventilador.

3.5 Balance térmico total

El balance térmico total representa la suma de todas las aportaciones de calor al área, con este dato se puede estimar la cantidad de calor a remover con el sistema de climatización.

Este puede ser calculado de acuerdo con la siguiente ecuación.

$$GTH = TSH + TLH \text{ (Ec.18)}$$

Donde:

GTH: Balance térmico total

TSH: Ganancias sensibles totales

TLH: Ganancias latentes totales

3.6 Factor de desvío (BF):

El factor de desvío se define como la porción de aire que entra al serpentín y no toca la superficie de enfriamiento, razón por la cual esta cantidad de aire abandona al serpentín en las mismas condiciones que entró.

$$BF = \frac{T_{ldb} - T_{adp}}{T_{edb} - T_{adp}} \text{ (Ec.19)}$$

Donde:

T_{ldb} : Temperatura del aire a la salida del serpentín.

T_{adp} : Temperatura de rocío del serpentín.

T_{edb} : Temperatura del aire a la entrada del serpentín o temperatura de mezcla.

3.7 Factor de contacto (CF):

El factor de contacto es la porción del aire que entra en el serpentín, tocando la superficie de enfriamiento lográndose así enfriar y deshumidificar el aire.

$$CF = \frac{T_m - T_{ldb}}{T_{edb} - T_{adp}} \text{ (Ec. 20)}$$

Donde:

T_{ldb} : Temperatura del aire a la salida del serpentín.

T_{adp} : Temperatura de rocío del serpentín.

T_{edb} : Temperatura del aire a la entrada del serpentín o temperatura de mezcla.

3.8 La temperatura efectiva:

La temperatura efectiva se define como la temperatura promedio a la cual se encuentra la superficie de enfriamiento del serpentín, es decir, la porción de aire que toca la superficie de enfriamiento sale con la temperatura conocida como temperatura de rocío del serpentín (T_{adp}). Pero lo anterior sería cierto si el factor de contacto fuera igual a uno ($CF = 1$) lo que corresponde a un serpentín ideal, pero en realidad esto no sucede por lo que el aire sale del serpentín a una temperatura mayor conocida como temperatura de salida del serpentín (T_{ldb}).

3.9 Factor de calor sensible efectivo:

El factor de calor sensible efectivo se define como la relación entre el calor sensible efectivo y el calor total efectivo. Gráficamente representa la pendiente de la recta que pasa por el punto en el cual se localizan las condiciones de confort del recinto; su intersección con la curva de saturación de la carta psicrométrica determina la temperatura de rocío del serpentín (T_{adp}).

$$ESHF = \frac{ERSH}{ERSH + ERLH} \text{ (Ec.21)}$$

$$\text{ERSH} = \text{RSH} + (\text{BF}) \text{OASH} + \text{RSHF}^* \text{ (Ec.22)}$$

$$\text{ERLH} = \text{RLH} + (\text{BF}) \text{OALH} + \text{RLHS}^* \text{ (Ec.23)}$$

Donde:

ERSH: Calor sensible efectivo del local

ERLH: Calor latente efectivo del local

BF: Factor de desvío

El factor de desvío también puede ser obtenido de tablas²⁸ en función del tipo de aplicación.

BF = 0.15, para acondicionamiento de confort clásico.

CF = 0.85, para acondicionamientos de confort clásico.

También el ESHF puede ser obtenido de tablas²⁹ en función de las condiciones de diseño del recinto y la temperatura de rocío del serpentín T_{adp} .

3.10 Proceso de mezcla de aire:

El proceso de mezcla en climatización ocurre cuando el flujo de aire de retorno se mezcla con el de ventilación para formar un tercer flujo conocido como aire de entrada del serpentín. Para poder determinar las condiciones del punto de mezcla se deben conocer las características de los dos flujos los cuales se encuentran en los parámetros de diseño del sistema.

$$T_{\text{edb}} = \frac{\text{MCH}_{\text{OA}} * T_{\text{OA}} + \text{MCH}_{\text{ra}} * T_{\text{rm}}}{\text{MCH}_{\text{da}}} \text{ (Ec.24)}$$

²⁸ Carrier Manual de aire acondicionado Pág.1-121 tabla 62

²⁹ Carrier Manual de aire acondicionado Pág.1-140 tabla 65

Donde:

T_{edb} : Temperatura seca a la entrada del evaporador.

MCH_{OA} : Capacidad de aire exterior

MCH_{ra} : Capacidad del aire realimentado, que no es mas que $MCH_{da} - MCH_{OA}$

T_{rm} : Temperatura seca del aire del local

T_{OA} : Temperatura seca del aire exterior

Para poder obtener la temperatura del bulbo húmedo a la entrada del evaporador (T_{ewd}) se debe recurrir a la carta psicrometrica.³⁰

3.11 Temperatura del bulbo seco a la salida del serpentín

Esta es la temperatura a la cual el aire abandonará el serpentín y se calcula a través de la siguiente ecuación:

$$T_{ldb} = T_{adp} + BF(T_{edb} - T_{adp}) \text{ (Ec.25)}$$

Para poder encontrar la temperatura de bulbo húmedo a la salida del serpentín (T_{lwd}) se recurre a la carta psicrométrica.³¹

3.12 Caudal necesario de aire tratado:

Para compensar simultáneamente todas las ganancias de calor (tanto sensibles como latentes del local, las ganancias sensibles y latentes totales teniendo en cuenta el aire exterior) se debe suministrar una cantidad de aire al local por medio del aparato acondicionador de aire.

Este caudal de aire puede ser determinado de la siguiente manera:

³⁰ Anexo1

³¹ Anexo 1

$$MCH_{da} = \frac{ERSH}{0.29(T_{rm} - T_{adp})(1 - BF)} \quad (\text{Ec.26})$$

Donde:

ERSH: Ganancias sensibles efectivas del local.

T_{rm} : Temperatura seca del aire del local

T_{adp} : Temperatura correspondiente al ADP

$1 - BF$: Factor de contacto.

$$RSHF = \frac{RSH}{RSH + RLH}$$

1. introducción

Los resultados totales en cada habitación serán colocados en una hoja de resultados individuales en la memoria de cálculo para cada área del edificio y para cada planta; alta y baja.

Debido a lo extenso del cálculo de una sola habitación esto es un trabajo arduo y de mucho contenido; además, el cálculo de la carga térmica de cada habitación es muy similar, consideramos calcular la carga térmica por medio del programa Microsoft EXEL y colocaremos todos estos cálculos en un disco compacto (CD) adjunto a este estudio, además el cálculo de una sola habitación consume en promedio unas diez hojas, resultando más de 900 hojas sólo en cálculos, lo cual no es ético, ni económico, ni ecológico. De esta manera nos remitimos, como ingenieros, a contribuir en la medida de lo posible a una excelente presentación de este estudio y al cuidado del medio ambiente.

2. Despacho del ministro (1 A)

2.1 Transmisión de calor a través de paredes exteriores

Pared oeste

De la Ec. 1.

$$Q = K \times A \times \Delta T_e$$

Donde:

$$K = 1.46 \text{ Kcal} / \text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Calculamos la diferencia de temperatura equivalente para la pared oeste.

Ec. 2.

$$\Delta T_e = a + \Delta T_{es} + b \times \frac{R_s}{R_m} \times (\Delta T_{em} - \Delta T_{es})$$

Donde:

$$\Delta T_{es}: 0.5$$

$$\Delta T_{em}: 5.5$$

$$a: 3.30$$

$$b: 0.55$$

$R_s: (442 \text{ Kcal/ m}^2)$

$R_m: (444 \text{ Kcal/ m}^2)$

$$\Delta T_e = 3.30 + 0.5 + [0.55 \times 442 / 444 \times (5.5 - 0.5)] = 6.53 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$A = 15.81 \text{ m}^2$$

$$Q = 1.46 \times 15.73 \times 6.53 = 150.72 \text{ Kcal. / h}$$

Pared norte

$$\Delta T_e = a + \Delta T_{es}$$

Donde:

$$K = 1.46 \text{ Kcal/ h }^\circ\text{C m}^2$$

Calculamos la diferencia de temperatura equivalente a través de la fórmula:

$$\Delta T_e = a + \Delta T_{es}$$

$$a: \quad 3.3$$

$$\Delta T_{es}: \quad 0.5^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_e = 3.3 + 0.5 = 3.8^\circ\text{C}$$

El área de la pared es de 12.79 m^2

$$Q = 1.46 \times 12.79 \times 3.8 = 70.92 \text{ Kcal / h}$$

Pared este.

$$\Delta T_e = a + \Delta T_{es}$$

Donde:

$$K = 1.46 \text{ Kcal / h }^\circ\text{C m}^2$$

Calculamos la diferencia de temperatura equivalente a través de la fórmula

$$\Delta t_e = a + \Delta t_{es}$$

Donde:

$$a: \quad 3.3$$

$$\Delta T_{es}: \quad 0.5^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_e = 3.8 + 0.5 = 3.8^\circ\text{C}$$

El área de la pared es 6.10 m^2

$$Q = 1.46 \times 6.10 \times 3.8 = 33.843 \text{ Kcal / h}$$

2.2 Ganancia a través de cielo falso

De acuerdo con la Ec. 1.

$$Q = K \times A \times \Delta T$$

De donde:

$$K = 0.066 \text{ Kcal} / \text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$A = 43.54 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 37 \text{ } ^\circ\text{C} - 24^\circ\text{C} = 13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.066 \times 43.54 \times 13 = 37.35 \text{ Kcal.} / \text{h}$$

2.3 Ganancia de calor por particiones

Existe un cuarto para servicio higiénico, el cual se encuentra a una temperatura de 27°C por lo tanto se obtiene lo siguiente:

$$Q = K \times A \times \Delta T$$

Donde:

$$K = 1.85$$

$$\Delta T = 27^\circ\text{C} - 24^\circ\text{C} = 3^\circ \text{C}$$

$$A = 14.56 \text{ m}^2$$

$$Q = 1.85 \times 14.56 \times 3 = 80.08 \text{ Kcal.} / \text{h}$$

2.4 Transmisión de calor por insolación a través de vidrios

Existen sólo dos ventanas en este local, las cuales están ubicadas en la pared norte del edificio.

Se obtiene que:

$$A = 2.7 \text{ m}^2$$

$$\text{CS: } 0.56$$

$$\text{CFL: } 0.96$$

$$\text{SHGF: } 40 \text{ Kcal.} / \text{m}^2 \text{ de abertura}$$

Correcciones al SHGF

$$\text{FLA: } 0.85$$

$$\text{FPR: } 0.97$$

$$\text{FA: } 1.003$$

Por lo tanto el calor a través de esta superficie acristalada será:

$$Q = 2.7 \times 0.96 \times 40 \times 0.85 \times 0.97 \times 1.003 = 85.74 \text{ Kcal./ h}$$

2.5 Ganancia de calor por personas

En esta área sólo permanece una persona la mayor parte del tiempo, el ministro.

a) Calor sensible.

$$Q_s = n \times SHG$$

$$Q_s = 1 \times 54 \text{ Kcal/h} = 54 \text{ Kcal/h}$$

b) Calor latente

$$q_1 = n \times LHG$$

$$q_1 = 1 \times 59 \text{ Kcal/h} = 59 \text{ Kcal/h}$$

2.6 Ganancia de calor por alumbrado:

$$q = n \times W \times 1.25 \times 0.86 \times CFL$$

En esta área se encuentran 22 lámparas fluorescentes de 45 W

$$Q = 22 \times 1.25 \times 0.86 \times 1 = 23.65 \text{ Kcal/h}$$

2.7 Ganancia de calor por equipos

En esta se encuentran los siguientes tres aparatos:

1- Computadora e impresora

1- Televisor

1- Fax

A partir de la Ec. 18

$$Q_{\text{com-imp}} = 1 \times 250 \text{ watt} \times 0.86 = 215 \text{ Kcal / h}$$

$$Q_{\text{TV}} = 1 \times 115 \text{ watt} \times 0.86 = 99 \text{ Kcal / h}$$

$$Q_{\text{fax}} = 1 \times 16 \text{ watt} \times 0.86 = 13.76 \text{ Kcal / h}$$

$$Q_T = 215 + 99 + 13.76 = 327.75 \text{ Kcal / h}$$

2.8 Ganancia de calor por ventilación:

Para poder llevar a cabo este cálculo primero se debe determinar la cantidad de aire que será insuflado dentro del local, esto se logra a partir de las recomendaciones de la ASHRAE que aparecen en la tabla 45 del Carrier Manual de aire acondicionado en su página número 1-91.

Según la aplicación (despacho común), con ningún fumador (no se permite fumar en el local), se recomiendan 25 m³/ h por persona.

$$MCH_v = 25 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ahora se debe agregar la cantidad de aire que se infiltra desde el exterior a través de ventanas, este cálculo se lleva a cabo conociendo el perímetro de la ventana, el coeficiente de infiltración por ventanas (CIV) el cual se obtiene a partir de la tabla 44³² y el número de ventanas.

Por lo tanto

$$\text{Número de ventanas} = 2$$

$$\text{Perímetro} = 15.3 \text{ m}$$

$$CIV = 4.4 \text{ m}^3/\text{h por m lineal de rendija}$$

$$MCH_i = 2 \times 15.3 \times 4.4 = 134.04 \text{ m}^3/\text{h}$$

Luego el caudal total de aire insuflado es:

$$MCH_T = 134.04 + 25 = 159.04 \text{ m}^3/\text{h}$$

El calor generado por el aire insuflado será calculado en el análisis psicrométrico.

2.9 Ganancia de calor por ductos de suministro

Para llevar a cabo este cálculo se debe conocer la longitud aproximada del ducto así como por donde pasará y el aislamiento que utilizará.

Para la gran mayoría de las oficinas se tomará una longitud de ducto de tres metros mientras no se indique lo contrario, esto debido a la necesidad de conocer el calor generado por cada área en particular.

³² Carrier Manual de aire acondicionado

Se deberá utilizar el gráfico número 3 del Carrier manual de aire acondicionado el cual aparece en su página 1-105.

Este gráfico está en función de:

Longitud del ducto de suministro = 3m

Tipo de aislamiento térmico y su espesor = fibra de vidrio de 25 a 50 mm

Ganancia de calor sensible del local = 1477.1 Kcal / h

Temperatura del aire suministrado = 15°C

Porcentaje adicional= 5%

A partir de este gráfico se obtiene el porcentaje de calor, el cual deberá ser corregido por los siguientes factores:

Coefficiente de corrección por la diferencia de temperatura entre el espacio no acondicionado y el aire de suministro igual a 22°C y la velocidad del aire de suministro igual a 10 m/s.

DTV = 1.30

Coefficiente de corrección para la temperatura del local acondicionado.

Temperatura del espacio acondicionado: 24.°C

TLA = 0.946

Por lo tanto el porcentaje real adicional será:

PAD (porcentaje adicional debido a ductos) = $5\% \times 1.30 \times 0.946 = 6.14 \%$

2.10 Ganancia de calor por fugas

Para este cálculo se asumirá un 4% de acuerdo a recomendaciones hechas en Carrier manual de aire acondicionado Pág. 1-106.

PAF (porcentaje adicional por fugas) = 4%

2.11 Ganancia de calor debido al ventilador de impulsión

³³En los sistemas de conductos de baja velocidad la presión total del ventilador es aproximadamente 40mm c.a (milímetros de columna de agua) a una diferencia de temperatura entre el local de suministro de 9 °C se obtiene un porcentaje adicional de:

$$\text{PAV (porcentaje adicional debido a ventilador)} = 2.64 \%$$

2.12 Factor de seguridad

Se aplica un factor de seguridad de 3% a la ganancia de calor sensible del recinto
FS (factor de seguridad) = 3%

2.13 Coeficiente total de seguridad (CTS)

Es la suma aritmética de todas las pérdidas debidas a carga misceláneas este será según la Ec.13:

$$\text{CTS} = \text{PAD} + \text{PAF} + \text{PAV} + \text{FS (Ec.13)}$$

$$\text{CTS} = 6.14 + 4 + 2.64 + 3 = 15.78 \%$$

Por lo tanto el calor generado por las cargas misceláneas será:

$$\text{RSHS}^* = 1802.78 \times 15.78 \% = 284.47 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{RLHS}^* = 52 \times 15.78 \% = 8.20 \text{ Kcal/h}$$

2.14 Psicrometría para el área del despacho del ministro de fomento industria y comercio:

Aplicación: Despacho

Condiciones exteriores:

Temperatura de bulbo seco: 35.8 °C

Humedad relativa: 63.33 %

Condiciones interiores:

Temperatura de bulbo seco: 24 °C

Humedad relativa: 50%

³³ Carrier Manual de aire acondicionado Pág. 1-107

Calor sensible del recinto (RSH): 1802.78 Kcal/h

Calor latente del recinto (RLH): 52 Kcal/h

Ganancias de calor misceláneas:

Calor sensible: 284.47 Kcal/h

Calor latente: 8.20 Kcal/h

Caudal de aire exterior: 151.72 MCHoA

Ganancias debidas al aire exterior

OASH = $0.29 \times \text{MCHoA} \times (\text{ToA} - \text{TrM})$ (Ec.13)

OASH = $0.29 \times 151.72 \times (35.8 - 24) = 519.18$ Kcal /h

OALH = $0.71 \times \text{MCHoA} \times (\text{WoA} - \text{WrM})$ (Ec.14)

OALH = $0.71 \times 151.72 \times (14.3 - 9.4) = 527.83$ Kcal/h

OATH = OASH + OALH (Ec.15)

OATH = $506 + 527.83 = 1033.83$ Kcal/h

Factor de calor sensible del recinto:

$$\text{RSHF} = \frac{\text{RSH}}{\text{RSH} + \text{RLH}} \quad (\text{Ec.16})$$

Donde:

RSH = 1803 Kcal /h

RLH = 52 Kcal /h

Sustituyendo en la Ec.16

$$\text{RSHF} = \frac{1803}{1803 + 52} = 0.97$$

Factor de calor sensible total

A partir de la Ec.17

$$\text{GSHF} = \frac{\text{TSH}}{\text{TSH} + \text{TLH}} \quad (\text{Ec.17})$$

Primero calculamos el calor sensible total partiendo de la Ec.18 y sustituimos:

$$\text{TSH} = \text{RSH} + \text{OASH} + \text{RSHS}^* \quad (\text{Ec.18})$$

$$\text{TSH} = 1803 + 506 + 284.47 = 2593.47 \text{ Kcal/h}$$

Luego se calcula el calor latente de acuerdo con la ecuación Ec.19

$$\text{TLH} = \text{RLH} + \text{OALH} + \text{RLHS}^* \quad (\text{Ec.19})$$

$$\text{TLH} = 52 + 527.83 + 8.20 = 588.03 \text{ Kcal/h}$$

Ahora sustituyendo en la ecuación Ec.17

$$\text{GSHF} = \frac{2593.47}{2593.47 + 588.03} = 0.81$$

Balance térmico total

$$\text{GTH} = \text{TSH} + \text{TLH} \quad (\text{Ec.19})$$

$$\text{GTH} = 2593.47 + 588.03 = 3181.5 \text{ Kcal/h}$$

Factor de calor sensible efectivo

A partir de la ecuación

$$\text{ESHF} = \frac{\text{ERSH}}{\text{ERSH} + \text{ERLH}} \quad (\text{Ec. 22})$$

A través de la ecuación Ec.17 y Ec.18 se obtiene:

$$\text{ERSH} = \text{RSH} + (\text{BF}) \text{OASH} + \text{RSHF}^* \quad (\text{Ec. 23})$$

$$\text{ERLH} = \text{RLH} + (\text{BF}) \text{OALH} + \text{RLHS}^* \quad (\text{Ec. 24})$$

Admitiendo un factor de By-pass igual a 0.15

$$\text{ERSH} = 1803 + (0.15)506 + 284.47 = 2163.37 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{ERLH} = 52 + (0.15) 527.83 + 8.20 = 139.37 \text{ Kcal/h}$$

Sustituyendo en la ecuación (Ec.16)

$$\text{ESHF} = \frac{2163.37}{2163.37 + 139.37} = 0.93$$

Proceso de mezcla de aire

Partiendo de la Ec.27

$$MCH_{da} = \frac{ERSH}{0.29(T_{rm} - T_{adp})(1 - BF)} \quad (\text{Ec.27})$$

Donde:

T_{adp} = En dependencia de las condiciones interiores del local (24°C y 50 % HR) y el ESHF (0.93), se puede deducir de tabla.³⁴ En este caso el ADP es igual a 12 °C.

Por lo tanto

$$MCH = \frac{2163.37}{0.29(24 - 12)(1 - 0.15)} = 719 \text{ MCH}$$

De la Ec. 25

$$T_{edb} = \frac{MCH_{OA} * T_{OA} + MCH_{ra} * T_{rm}}{MCH_{da}} \quad (\text{Ec.25})$$

Consiguientemente:

$$T_{edb} = \frac{151.72 * 35.8 + 598.28 * 24}{719} = 26.50^\circ \text{C}$$

A través de la carta psicrométrica se obtiene que:

$$T_{ewd} = 18.4^\circ \text{C}$$

Temperatura de bulbo seco y húmedo a la salida del evaporador.

A través de la Ec. 21 se obtiene:

$$T_{ldb} = T_{adp} + BF (T_{edb} - T_{adp}) \quad (\text{Ec. 26})$$

$$T_{ldb} = 12 + 0.15 (26.50 - 12) = 14^\circ \text{C}$$

Luego para saber la temperatura de bulbo húmedo se recurre a la tabla psicrométrica.³⁵

$$T_{lwb} = 9.36^\circ \text{C}$$

³⁴ Carrier Manual de aire acondicionado pag 1-139 tabla 65

³⁵ Anexo 1

2.15 Contenido del CD adjunto

El CD adjunto contiene los siguientes archivos:

- Cálculo de carga térmica del MIFIC
- Tablas de resultados por área
- Vista de planta del edificio(En formato Autocad 2004)
- Planos del sistema de climatización actual(En formato Autocad 2004)
- Planos del sistema de climatización rediseñado(En formato Autocad 2004)
- Plano de taller de algunas piezas(En formato Autocad 2004)
- Normativa ASHRAE para este tipo de locales
- Planos eléctricos de instalación de los equipos climatizadores(En formato Autocad 2004)

El archivo Cálculo de carga térmica del MIFIC contiene las siguientes hojas de cálculo:

A alta:

En esta hoja se calculó el área de transferencia de calor de paredes, techos, puertas y ventanas de la planta alta.

A baja:

En esta se calculó el área de transferencia de calor de paredes, techos, puertas y ventanas de la planta baja.

Paredes:

En esta hoja se calcula la transferencia de calor a través de paredes exteriores.

Pared int. Y techo:

En esta hoja se calcula la carga térmica a través de tabiques (paredes interiores) y cielo falso.

Ventanas:

En esta hoja se hizo el cálculo de la carga térmica a través de ventanas exteriores.

Alumbrado y personas:

En esta hoja se realizó el cálculo de transferencia de calor debido a alumbrado interior y personas que ocupan el recinto de manera constante.

Equipos:

En esta hoja se formó el cálculo de transferencia de calor debido a equipos existentes en el ministerio como computadoras, radios, televisores etc.

Infiltración:

En esta hoja se efectuó el cálculo de la infiltración de aire en cada una de las áreas a climatizar así como el aire de ventilación recomendado por ASHRAE.

3. Psicrometría o Sicrometría

Aquí se llevaron se crearon todos los cálculos sicrométricos de cada oficina y se colocaron sus resultados.

Principal:

Retoma todos los resultados finales de cada área de manera ordenada.

Normativa ASHRAE para este tipo de edificios:

Este archivo contiene las normas de climatización y acondicionamiento de local dispuestas por la ASHRAE.

El resto de archivos contienen lo que su encabezado enuncia.

Hoja:

Fecha:

Preparado por: Br. Enrique Roberto Darbelles Orozco y Br. Lester Bernabé Páiz Espinoza

Aprobado: Ing. Wilmer Ramirez

Cliente: Ministerio de fomento industria y comercio (MIFIC)

Localidad: Managua, Nicaragua

Tabla 2.A

Pared	a (°C)	Δt_{es} (°C)	b	R_s (Kcal/m ² h)	R_m (Kcal/m ² h)	Δt_{em} (°C)	Δt_e (°C)
Norte	3.3	0.5					3.8
Sur	3.3	0.5					3.8
Oeste	3.3	0.5	0.55	442	444	5.5	6.73
Este	3.3	0.5					3.8
Noroeste	3.3	0.5	0.55	352	444	3.3	5.22
Noreste	3.3	0.5					3.8
Suroeste	3.3	0.5	0.55	254	444	3.9	5.06
Sureste	3.3	0.5					3.8

4. Análisis de resultados

Después de realizar el cálculo de la carga térmica respectiva para cada local del ministerio se denotan los siguientes resultados:

1. Las tablas 2 A y 3 A representan los valores de las diferentes resistencias térmicas y los coeficientes globales de transferencia de calor de las diferentes barreras que componen la estructura del edificio, estos valores son tomados del manual de refrigeración de la compañía Carrier y los cuales cumplen con los principios fundamentales de transferencia de calor.
2. Como se podrá apreciar en los consolidados de carga para cada área, las fuentes que aportan más a la carga térmica son la infiltración, personas y equipos, en la mayoría de los casos representan cerca del 73 % de la carga.
3. El área de mayor carga térmica en el edificio es el despacho del ministro con 29,343 Kcal/h lo que equivale a 9.72 toneladas de refrigeración, este dato debe ser tomado muy en cuenta en el rediseño del sistema. En esta área existen una unidad mini-split y siete unidades de ventana para un total de 45,611 Kcal/h equivalente a 15.03 toneladas de refrigeración. A esto hay que agregarle dos unidades centrales divididas en ductos de cinco toneladas de refrigeración para cada una con una capacidad total instalada de 20.03 toneladas de refrigeración.
4. El área de mayor carga térmica en la planta baja es administración con 21,408 Kcal/h lo que equivale a 7.07 toneladas de refrigeración. En esta área existen tres unidades mini-split y tres unidades de ventana para un total de 24,191.6 Kcal/h lo que equivale a 8 toneladas de refrigeración. A esto hay que agregarle una unidad central de 2.5 toneladas de refrigeración.

5. El área de mayor carga térmica latente es el auditorio con 10,458.12 Kcal/h lo que equivale a 3.45 toneladas de refrigeración; el exceso de calor latente se debe al alto número de personas para los cuales fue diseñado el local, no obstante no todas permanecen al mismo tiempo ni todos los días; en esta área se calculó en total una carga de 20,347 Kcal /h (6.72 toneladas de refrigeración).

3.1 Introducción

El medio a través del cual se transporta el aire tratado o climatizado se llama ducto. Cuando se piensa en diseño de un sistema de climatización se deben tomar en cuenta varios aspectos fundamentales: el espacio disponible, el nivel de ruido, las pérdidas por fricción, velocidad, ganancia de calor por ducto y por fugas, así como establecer un equilibrio entre la inversión inicial y los costos de operación.

Existen tres tipos de métodos para el diseño de ductos de aire:

- 1- Método de reducción de velocidad
- 2- Método de pérdida de carga constante
- 3- Método de recuperación estática

En este estudio escogimos el Método de pérdida de carga constante, el cual está basado en la elección de un valor de pérdida de presión por fricción, por longitud de ducto y este valor permanece constante por todo el ducto. Este método se adapta muy bien al caso nuestro debido a sus recomendaciones para sistemas de baja velocidad. El valor de velocidad máxima permisible en el ducto está basado en la velocidad del ducto de suministro saliente del ventilador, para evitar demasiado ruido y además no requiere ulteriores compensaciones en secciones simétricas.

El caso en particular del cual es objeto este estudio, tiene un componente más: la existencia de un sistema de climatización en el edificio siendo necesario tomar en cuenta los equipos existentes en el mismo, y por lo tanto el nombre de este estudio es: *Rediseño del sistema de climatización del MIFIC*. Por esta razón realizamos un diagnóstico para cada equipo del edificio en las áreas involucradas y luego se evaluó su rendimiento -energético sobre todo- analizando una sustitución posible, o una permanencia del área climatizada. Debemos mencionar como un logro de este estudio la coincidencia del bajo promedio del EER en el edificio, siendo 1.9. Mientras el promedio internacional exigido en países tropicales –por ejemplo Costa Rica- es 3.1; En Nicaragua no existe ninguna regulación al respecto y por lo tanto las empresas distribuidoras de equipos de climatización importan equipos

con ERR de 1.90 a 2.13 promedio con el objeto de vender equipos a menor costo y obtener así mayores ganancias por ventas.

Para realizar el diagnostico se realizaron una serie de pruebas a los equipos entre ellas la medición de la corriente consumida, temperatura de entrada y salida del aire del evaporador, cantidad de agua condensada en un minuto de tiempo.

No es objetivo de este estudio destacar el diagnostico de los equipos, por lo tanto nos confinaremos a mostrar un ejemplo del método de evaluación de los equipos y luego mostraremos los resultados en una tabla de resumen.

3.2 CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO DE LOS EQUIPOS.

El método a utilizar equipos tiene como fundamento la primera ley de la termodinámica “Ley de la Conservación de la Energía”, la que aplicada a los sistemas de acondicionamiento de aire expresa: “La cantidad de aire que se suministre a un local debe ser igual a la cantidad de aire que se extraiga del mismo”, o sea, el aire suministrado a menor temperatura y humedad relativa debe tener menor contenido de calor sensible y latente que el aire del recinto en una cantidad igual a las ganancias netas de Calor Sensible y Latente para evitar que varíen las condiciones del recinto.

Los parámetros necesarios para la determinación de la capacidad son: Temperaturas de Ingreso y Egreso medidas directamente de los equipos con sus respectivas relaciones de humedad obtenidas de la tabla psicrométrica y el flujo de aire (MCH) de salida del evaporador.

El método es usado para calcular la capacidad de los equipos bajo las condiciones de trabajo de los mismos (temperatura, presión y carga térmica), no así la capacidad de diseño del equipo, la que se obtiene de los datos de placa del equipo de climatización. Los equipos no están trabajando bajo las condiciones para la que fueron diseñadas, esto impide el trabajo a su máxima capacidad aunque satisfaga las condiciones de carga térmica del local.

3.2.1 Procedimiento para obtener las capacidades de enfriamiento

Para calcular correctamente la capacidad de enfriamiento del evaporador, se deben seguir los siguientes pasos:

3.2.1.1 Mediciones

- Unidades Mini-Split y de Ventana: Flujo de aire, temperaturas y humedades relativas de entrada y salida. Se harán 5 mediciones, a la hora pico y con los equipos teniendo al menos 1 hora desde que empezaron a funcionar.
- Unidades Centrales: Flujo de aire y temperatura del aire que sale por los ductos, este se toma directamente de las rejillas de distribución.¹⁵

3.2.1.2 Ecuación de Cálculo

3.2.1.2.1 Cálculo de la capacidad para Unidades de Ventana y Mini-Split

$$Q_{Evap} = Q_S + Q_L = (1.1 * MCH * \Delta T) + (0.68 * MCH * \Delta W) \text{ Ec.28}$$

Q_S: Ganancia de calor Sensible (Kcal /h)

MCH: Flujo de aire suministrado por el serpentín para mantener las condiciones de confort en el interior, (Mt³/h)

ΔT: Diferencia de temperatura entre las temperatura de ingreso y egreso de aire al serpentín de enfriamiento (°C)

Q_L: Ganancia de calor Latente (Kcal./ h);

MCH: Flujo de aire que entra al serpentín de enfriamiento, (Mt³/min)

ΔW: Diferencia de humedades relativa entre el aire de ingreso y egreso del serpentín de enfriamiento.

3.2.1.2.2 Cálculo de la capacidad para Unidades Centrales

Las mediciones en los difusores de distribución se toman en MCH, la capacidad de las unidades centrales se obtiene por simple suma del total de MCH que descargan los difusores de distribución que pertenecen a la misma unidad.

3.2.1.3 Memoria de cálculo

Estarán presentadas las tablas de resultados mostrando la capacidad de los equipos de climatización bajo las condiciones de operación a la cual están sometidos. Los datos utilizados en las ecuaciones anteriormente mencionadas son promedios de las mediciones realizadas respectivamente para cada equipo

3.3 CÁLCULO DE LA EFICIENCIA ELÉCTRICA DE LOS EQUIPOS

El cálculo de la eficiencia se hará por medio de la utilización de los índices de eficiencia EER y SEER, los que miden el rendimiento de la unidad o la capacidad de enfriamiento en comparación con el consumo de energía.

3.3.1 Procedimiento de obtención de la Eficiencia Eléctrica

Para el cálculo de los índices de eficiencia se deben seguir los siguientes pasos:

- Medir la corriente y el voltaje consumido por cada una de las unidades de acondicionamiento de aire. Determinar la capacidad de refrigeración de cada una de las unidades.
- Calcular el índice de eficiencia EER con la utilización de la ecuación:

Se debe hacer notar el EER como un factor calculado generalmente con unidades inglesas de calor (BTU), por esta ocasión y como única excepción; se utilizarán estas unidades para calcular la eficiencia y lograr entendimiento por parte del lector.

$$EER = \frac{Q_L}{P} \quad \text{Ec.29}$$

Q_L: Capacidad útil de enfriamiento (Kcal/hr)

P: Consumo de potencia (W)

3.3.2 Memoria de cálculo

Son tablas de cálculo para presentar los resultados obtenidos en un total para el edificio.

3.3.3 Diagnóstico por equipo

3.3.3.1 Variación entre la capacidad de placa y la capacidad calculada

A partir de la comparación entre la capacidad de placa y la capacidad del equipo previamente calculado se calcula la eficiencia a la que trabaja la unidad

La unidad en comparación con el dato de capacidad de placa. A partir de ella determinamos las causas por las cuales el equipo trabaja con dicha eficiencia.

$$Eficiencia = \frac{CapacidadCalculada}{CapacidadPlaca} * 100\% \quad Ec.30$$

3.3.3.2 Variaciones e irregularidades en los parámetros de Funcionamiento

Consiste en comparar las temperaturas de evaporación y condensación del refrigerante y las caídas de temperatura en estos dos elementos con los rangos de trabajo con los cuales deben operar el tipo de unidades de climatización estudiadas para derivar posibles causas y soluciones a estas variaciones.

En el caso de las unidades Mini-Split y Centrales las temperaturas y presiones de evaporación y condensación del refrigerante se tomaron directamente de las válvulas de servicio ubicadas en las líneas de baja y alta presión del equipo.

Las unidades de ventana no cuentan con válvulas de servicio, la temperatura de evaporación la hemos calculado a partir de la *temperatura de salida del aire del evaporador* y luego utilizamos el diferencial de temperatura entre este valor y la temperatura de evaporación de **10°C** la hemos derivado en su respectiva presión de evaporación utilizando las tablas de Presión-Temperatura para R-22.

La temperatura de condensación la hemos calculado a partir de la temperatura de salida del aire del condensador al ambiente y luego utilizamos el diferencial de temperatura existente entre la temperatura de salida del condensador de **13°C**, derivamos en su respectiva presión de condensación utilizando las tablas de Presión-Temperatura para R-22.

$$T_{evap} = T_{EntAire} - 10^{\circ} C$$

$$T_{Cond} = T_{Salcond} + 13^{\circ} C$$

3.3.3.3 Método de pérdida de carga constante

El método de pérdida de carga constante consiste en aplicar los siguientes pasos:

- 1- Seleccionar el tamaño y caudal de salida de las bocas de impulsión
- 2- Elegir una velocidad inicial en el ducto principal a partir de las velocidades recomendadas para sistema de baja velocidad -es nuestro caso³⁶- nivel de ruido y aplicación.
- 3- Determinar la sección del ducto a través del área del mismo en función del caudal y la velocidad.

$$\text{Área del ducto} = \frac{Q}{V} \quad \text{Ec. 31}$$

Donde:

Q= Caudal de aire tratado (MCH)

V= Velocidad del aire en el ducto (m/h)

- 4- Establecer la sección del ducto rectangular y su diámetro equivalente³⁷
- 5- Estipular la sección de cada tramo en función de la reducción de caudal en términos porcentuales³⁸ y repita paso 4.
- 6- Calcular la pérdida de carga por unidad de longitud.
- 7- Determinar la pérdida de carga total desde el ventilador hasta el tramo que presente mayor resistencia, esta incluye los codos.
- 8- Calcular la presión estática a la salida del ventilador considerando si es pérdida o ganancia.

Si la velocidad de descarga del ventilador es mayor a la del ducto, entonces se calcula el aumento de presión estática con la siguiente ecuación:

³⁶ Cárrier. Manual de aire acondicionado Pág. 2-17

³⁷ Ídem tabla 6.

³⁸ Ídem tabla 13. Pág. 2-52

Ec.31

$$\text{Ganancia} = 0.75 \left[\left(\frac{V_f}{242.4} \right)^2 - \left(\frac{V_d}{242.4} \right)^2 \right]$$

9- Calcular la presión estática en la descarga del ventilador

Ec.32

$$\begin{array}{rcccl} \text{Presión} & & \text{Pérdida de} & & \text{Presión} & & \text{La} \\ \text{estática en} & = & \text{presión en} & + & \text{estática en las} & - & \text{ganancia} \\ \text{el} & & \text{los ductos} & & \text{bocas de} & & \\ \text{ventilador} & & & & \text{impulsión} & & \\ & & \text{Perdida de} & + & & & \\ & & \text{presión por} & & & & \\ & & \text{accesorios} & & & & \end{array}$$

En el caso del diseño de los codos se siguieron las recomendaciones de Edgard Pita en su obra aire Acondicionado, principios y sistemas, un enfoque energético Pág. 239 el cual sugiere un radio interior de 3/4D y radio exterior de 1D a 3/4D, donde D es la dimensión en la dirección del giro.

Para calcular la pérdida de presión en el codo se obtiene la relación D/W

Donde:

W: es el ancho del codo

Luego se toma la relación R/D por ser las más óptima³⁹

De tabla se obtiene la relación L/D en función de D/W y R/W donde L es la longitud equivalente (m).

3.3.4 Diagnostico por área del sistema de climatización del MIFIC

Para la Planta alta.

3.3.4.1 Despacho del ministro.

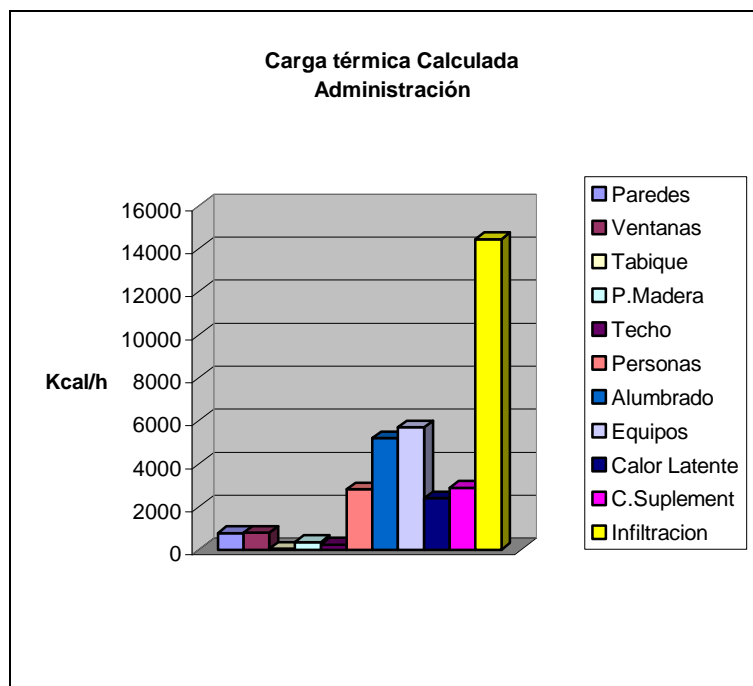
El Despacho del Ministro está ubicado en el extremo sur de la planta alta del edificio, compuesto por 11 oficinas, climatizadas por 6 unidades de ventana, 2 split y 13 difusores provenientes de las unidades IV y V, cada una de 24,191.6 Kcal./h.

³⁹ Carrier Manual de aire acondicionado Pág. 2-23

La principal fuente de ganancia de calor proviene de la infiltración, debida fundamentalmente a las ventanas en las diversas oficinas por ser de paletas, condición que incrementa significativamente la ganancia de calor. El EER promedio del área es de 1.83

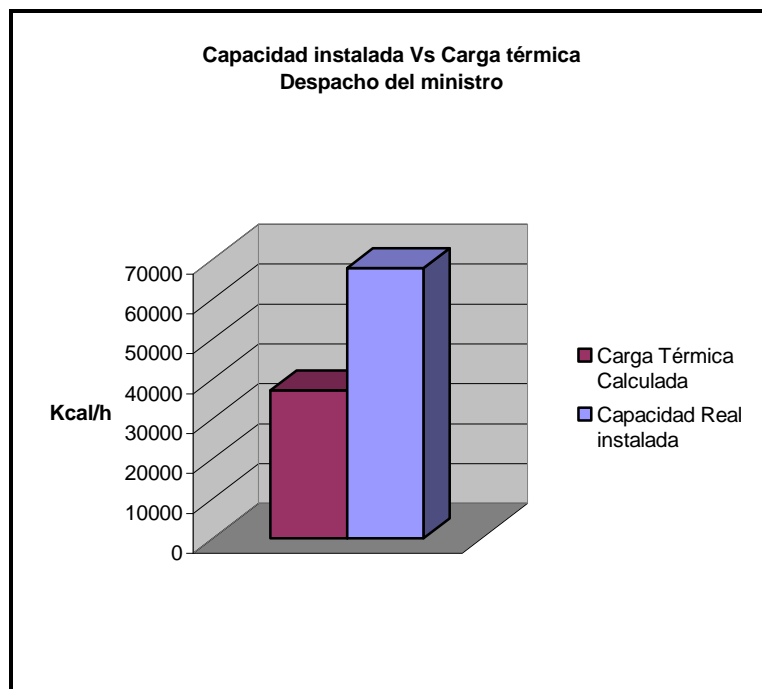
La capacidad instalada de 75,598.7 Kcal./h, pero realmente la capacidad real de enfriamiento suministrada por las unidades de ventana y split existentes es de 38,585.6 Kcal./h y 29,029.9 Kcal/h por difusores, para un total de 67,615.5 Kcal./h. Cabe señalar que las unidades IV y V también abastecen al área C “Fomento Empresarial”, el total con el cual alimenta esta área se verá más adelante y en el análisis completo de la unidad.

La carga térmica calculada en el despacho del ministro es de 37,051 Kcal. /h.



En el local se registran temperaturas de hasta 27°C en lugares acondicionados. Uno de los mayores problemas encontrados en esta área es la falta de rejillas de retorno de aire en las oficinas climatizadas, lo cual no facilita la regeneración del aire ni una buena circulación del mismo, además notamos una de las manejadoras de las unidades centrales de ductos climatizando el área del despacho del ministro con su retorno de aire en el pasillo en donde el aire se mantiene a una

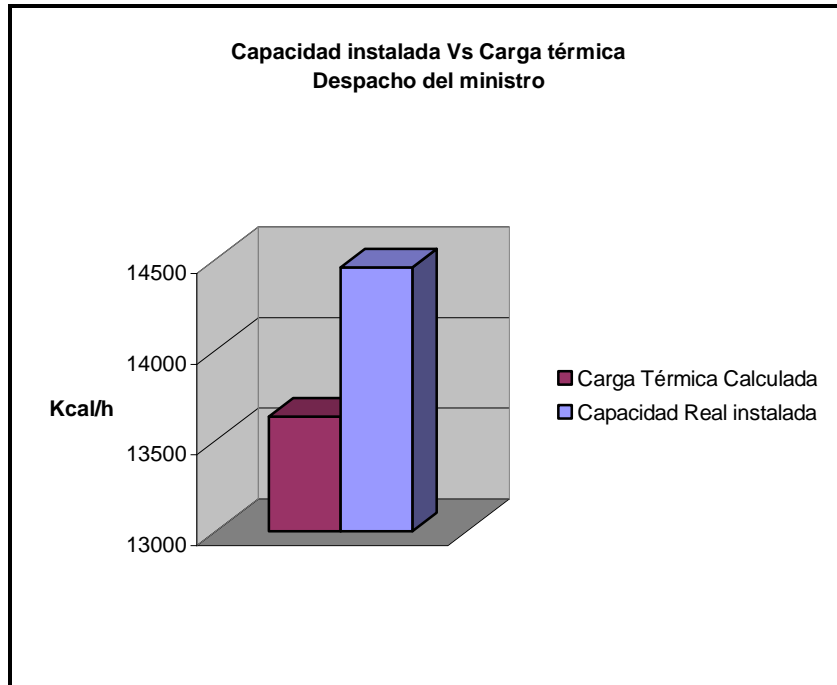
temperatura aproximada de 27°C, esto conduce al equipo a regenerar aire a una temperatura mayor de lo previsto debido a la regulación del termostato a 22°C, el aire de retorno debe tener una temperatura a lo sumo de 26°C. Esta práctica incorrecta existe desde la instalación de los equipos (hace 12 años aproximadamente) contribuyendo al deterioro de los mismos; Obligando al ministerio a comprar nuevos equipos para satisfacer la demanda de confort del edificio y han adquirido equipos de ventana y mini-split para cada área en particular. Cabe mencionar también que la mayoría de los equipos tipo ventana tienen alrededor de 10 años de funcionamiento.



La decisión de adquirir equipos de tipo ventana y mini-split además de producir costos altos en la inversión inicial, producen costos altos de mantenimiento, consumo y demanda eléctrica -estos últimos los más altos en Centroamérica - según datos proporcionados por el Instituto Nicaragüense de Energía, corroborado por el analista económico independiente Oscar Rene Vargas en su obra **“Once años después del ajuste”**, **hagan de éste un sistema costoso e inestable.** Debe notarse el mal estado de los equipos por no contar con un presupuesto para un plan de mantenimiento, también súmese el mal uso de parte del personal generando así un círculo de ineficiencia en el sistema de climatización.

3.3.4.2 Secretaria (B)

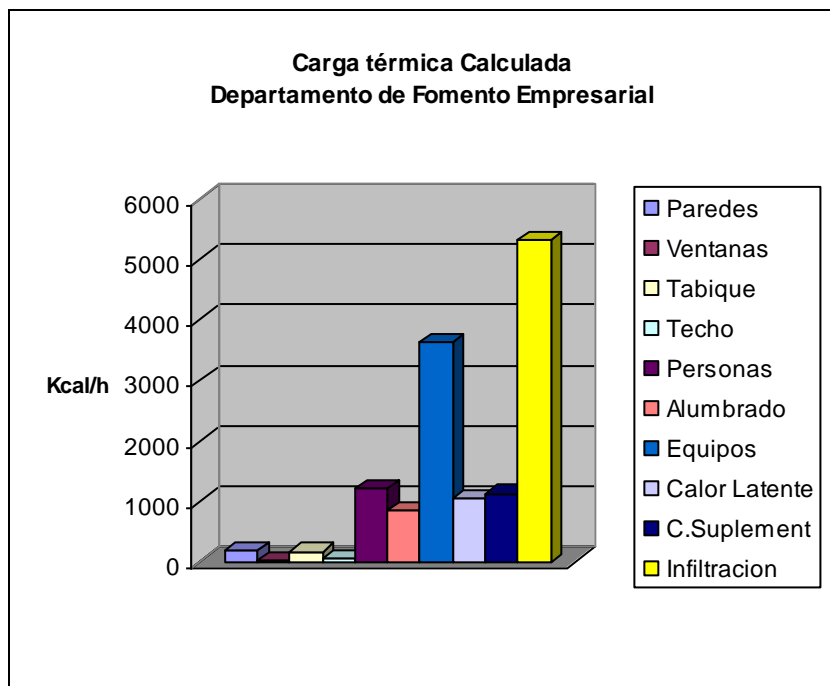
Consta de 3 oficinas y una sala de juntas. La carga térmica es 13,632.70 Kcal/h, proveniente de diversas fuentes, siendo la infiltración una fuente muy significativa. La capacidad instalada es 18,143.7 Kcal./h y la real suministrada por 3 unidades de ventana y 1 difusor de la unidad central VI es 14,454.5 Kcal/h.



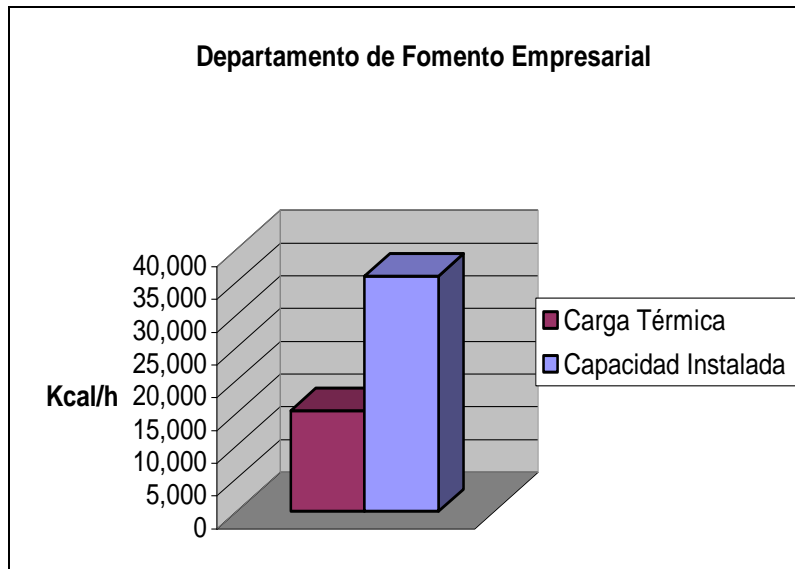
En esta área no se observaron problemas de satisfacción de carga o de confort, no obstante cabe mencionar que el EER promedio del área es 2.46, este valor es muy bajo y por lo tanto ineficiente, recordemos el EER promedio exigido a nivel internacional en la mayoría de las naciones, siendo 2.31.

3.3.4.3 Departamento de fomento empresarial:

En este local la carga térmica calculada es 15,432 Kcal/h. La capacidad instalada es 44,935.9 Kcal./h y la capacidad real es 35,864 Kcal/h, compuesta por 3 unidades de ventana , 2 mini split y 12 difusores provenientes de las centrales IV, V y VI, 4 de estos difusores no funcionan. La capacidad suministrada excede a la carga térmica en 2.32 veces. El EER promedio es de 1.9, extremadamente bajo

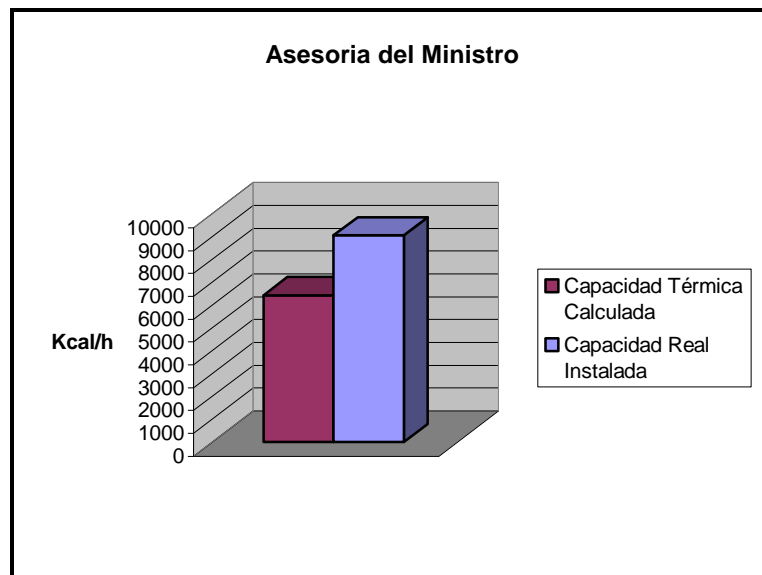


Al comparar estos datos la capacidad instalada aparenta satisfacer los requerimientos de la carga del local, sin embargo esto no es así; en la mayoría de las oficinas de este local se registran temperaturas que oscilan entre los 26 a 27 °C estando el termostato regulado a 22°C. Se debe hacer notar la enorme diferencia entre la capacidad instalada y la carga térmica calculada, sin embargo, esto no significa que el confort esté garantizado, la arquitectura del área también afecta la buena distribución de la carga esto debido a la incorrecta colocación de los equipos y la falta de mantenimiento.



3.3.4.4 Asesoría del ministro:

En esta área se encuentran instaladas una unidad de ventana y una unidad mini-split con una capacidad total de 9,071 Kcal/h. La carga térmica calculada es 6,438 Kcal/h.

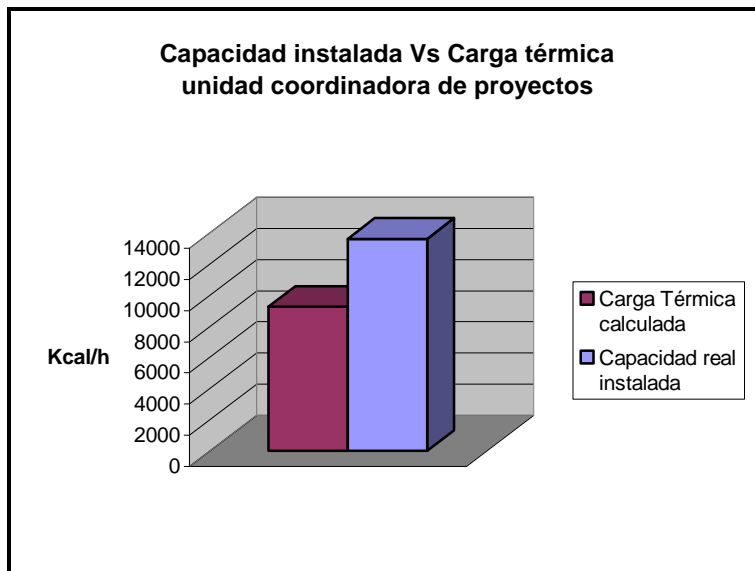


Estos datos afirman que la carga térmica ha sido complacida. Su EER global es 3.10, lo cual se considera excelente. Los equipos tienen dos años de uso y aún están bajo garantía, por lo cual no se ha considerado cambios. Se hace notar inexistencia de un plan de mantenimiento preventivo causando contratiempos y costos monetarios en el futuro.

3.3.4.5 Unidad coordinadora de proyectos:

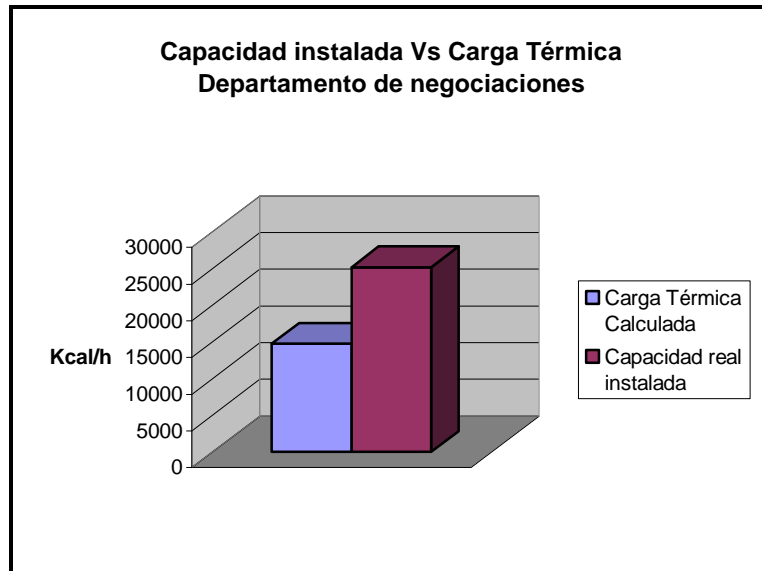
En esta área se encuentran instaladas tres unidades mini-split con una capacidad total de 13,607 Kcal/h. La carga térmica calculada es 9,263 Kcal/h.

Estos datos afirman que la capacidad excede a la carga térmica. Su EER global es 3.15 considerado muy bueno. Los aparatos son relativamente nuevos (dos años de uso aproximadamente), sin embargo no poseen un plan de mantenimiento preventivo y en el futuro provocarán mayores costos de operación y también contratiempos que significa pérdida de dinero.



3.3.4.6 Departamento de negociaciones:

En esta área están instaladas dos unidades de ventana, una unidad mini-split y dos difusores para una capacidad instalada neta de 58,422.7 Kcal/h pero con una capacidad real de 25,159.3 Kcal/h. La carga térmica calculada es 14,728 Kcal/h.



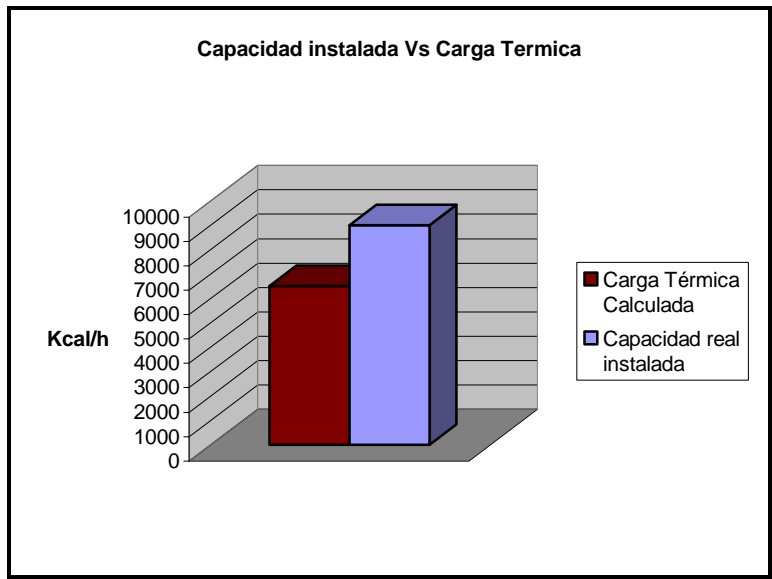
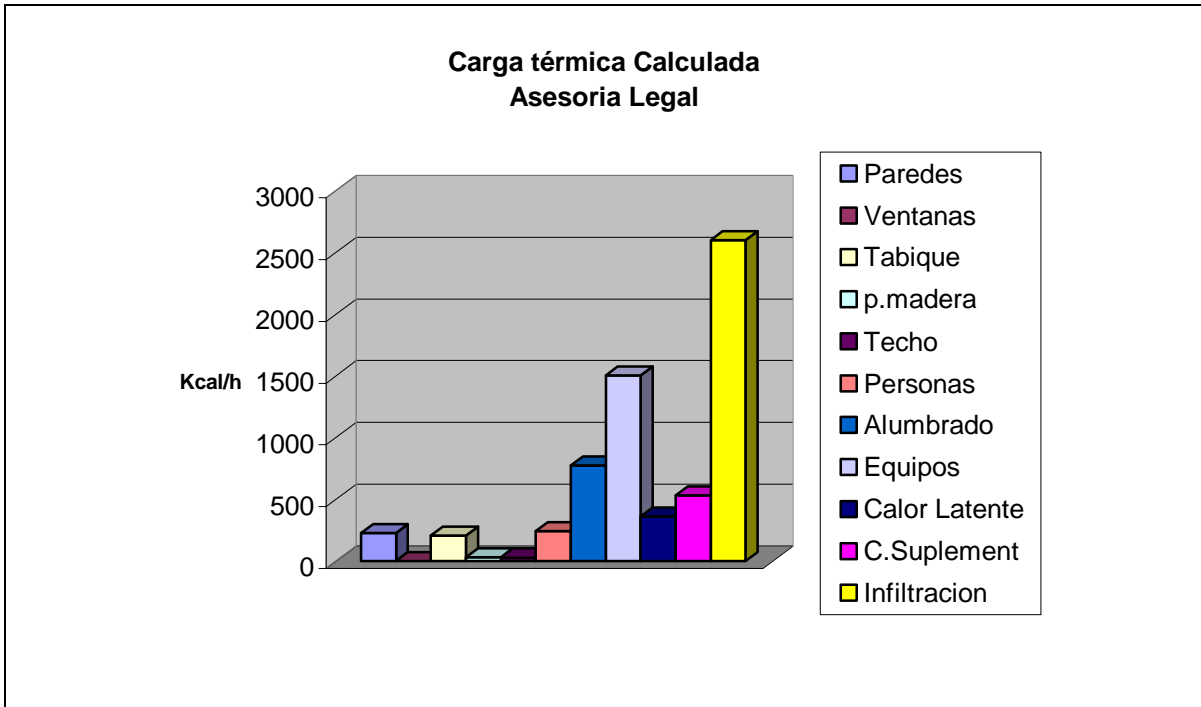
Podemos afirmar por medio de estos datos que la carga térmica es satisfecha en exceso. Su EER global es de 2.95 considerado muy bueno. No existe un plan de mantenimiento. Se constató una circulación y distribución inapropiada del aire en el área por mantener abierta la puerta del pasillo que lleva a la sala de juntas.

3.3.5 Diagnóstico por área del sistema de climatización del MIFIC

Para la Planta baja.

3.3.5.1 Departamento de asesoría legal del MIFIC

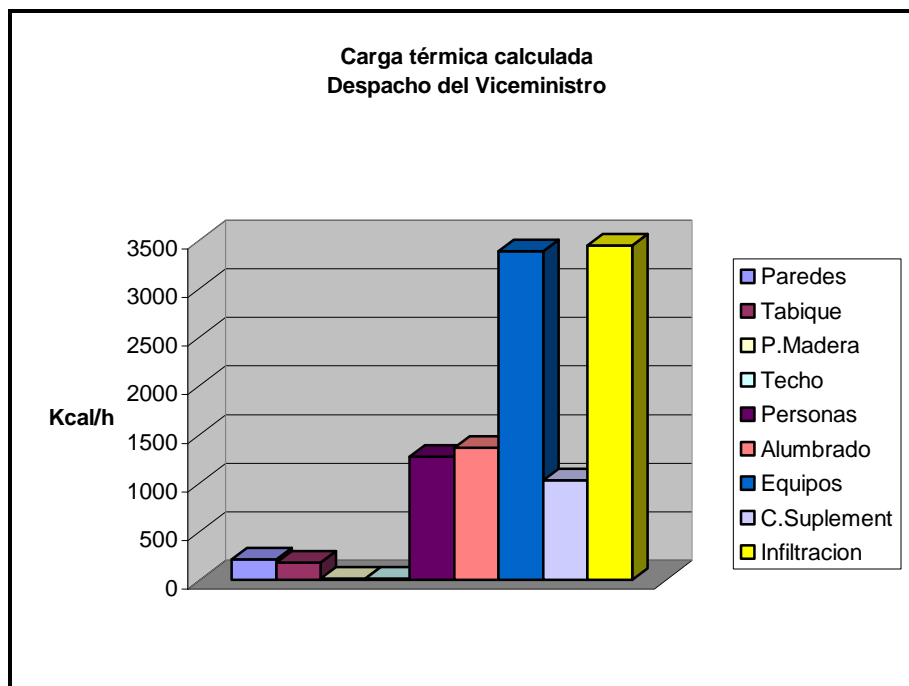
En esta área se encuentran 4 oficinas las cuales son climatizadas por medio de cinco unidades de ventana, y 4 difusores provenientes de la unidad central I de 15,120 Kcal./h para una capacidad total instalada de 9,017.42 Kcal./h. La carga térmica calculada en esta área es 6,532.33 Kcal./h. Dicha unidad climatiza también el área de informática.



La diferencia entre la carga térmica calculada y la capacidad nominal instalada no es muy grande, es necesario notar la ausencia de un sistema de retorno de aire a la unidad de paquete, que no permite un reciclamiento del aire y una recirculación apropiada del mismo, esto provoca que la maquina extraiga aire a temperatura ambiente, creando mayor trabajo al compresor al tratar de enfriar este aire y llevarlo a la temperatura de confort.

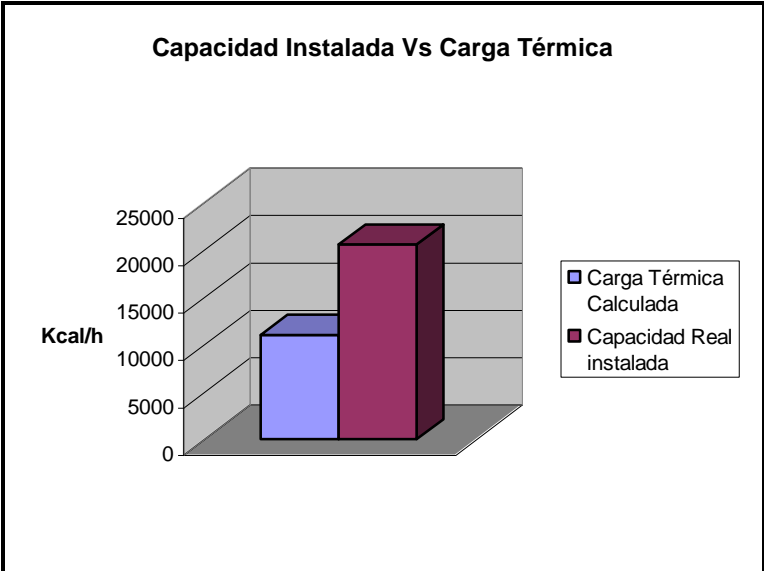
3.3.5.2 Despacho del viceministro.

En esta área se encuentran, 8 oficinas en las cuales hay instalados un equipo de ventana, una unidad mini-split y 8 difusores provenientes de las centrales VII y VIII dando por total una capacidad instalada de 20,563 Kcal./h, no obstante la unidad central tiene más de doce años de uso y ha recibido diversos mantenimientos correctivos entre ellos el cambio de compresor, motores de ventilador y filtros, en la actualidad por falta de presupuesto se encuentra trabajando en mal estado y no se aprovecha toda su capacidad de climatización, no existe un sistema de retorno de aire adecuado debido a los constantes cambios arquitectónicos hechos en el área y no se han tomado en cuenta los retornos de aire afectando en funcionamiento de la maquina. La unidad de ventana ubicada en el área B3 está en mal estado, debido sobre todo a sus años de uso y a la falta de mantenimiento preventivo en el aparato. La carga térmica calculada para este local es 11,028.32 Kcal. /h.



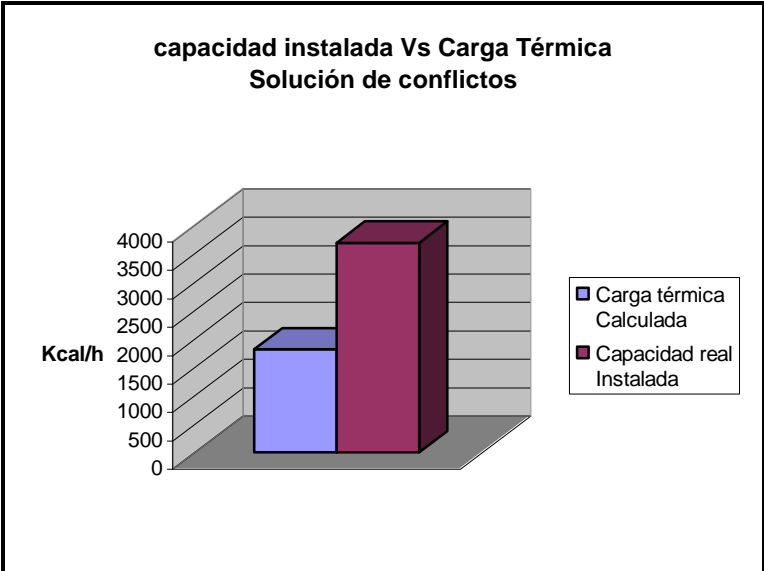
En esta área no hay problemas de entrada descontrolada de aire más caliente del exterior porque la puerta que da al pasillo permanece la mayor parte del tiempo cerrada, las puertas internas del área permanecen abiertas (a excepción del despacho del Viceministro), por tanto se comparte el aire climatizado entre las áreas y así es posible compensar la carga térmica de los sitios que no cuentan

con equipo de climatización. El EER promedio de el local es 1.35, siendo demasiado bajo, buena parte por el mal estado de los equipos, este es el mayor problema de esta área.



3.3.5.3 Solución de conflictos.

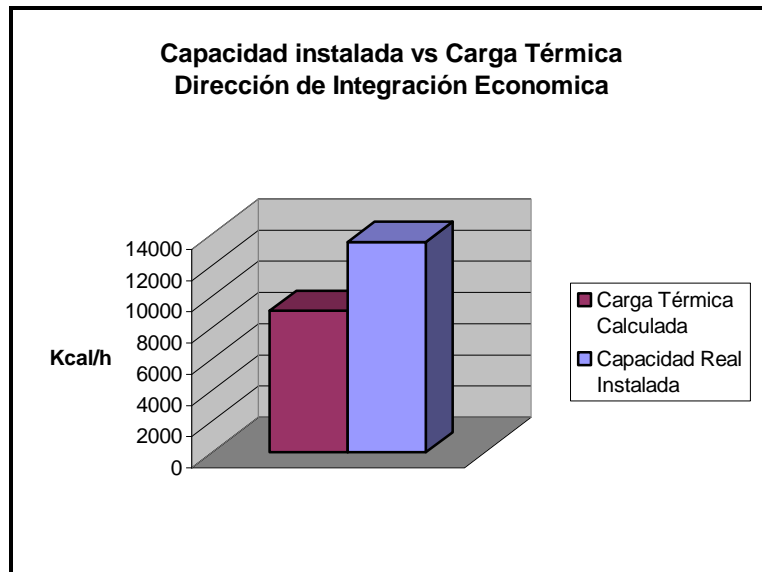
La carga térmica es 1,793 Kcal./h y la capacidad instalada es 3,689.22 Kcal./h proporcionada por una unidad de ventana de 4,535 Kcal./h. La capacidad del equipo satisface la demanda de carga, el EER del local es de 3.85, lo cual es considerado muy bajo y generador de deficiencia energética. No se recomiendan cambios en esta área.



3.3.5.4 Dirección de Integración económica.

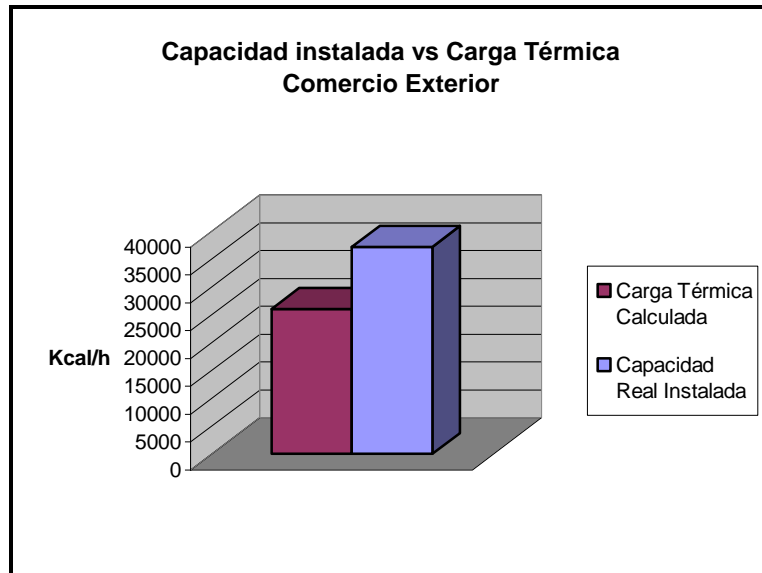
Esta área consta de dos oficinas tipo cubículo, la capacidad instalada es 15,270.9 Kcal./h la capacidad real es 13486.8 Kcal./h, suministrada por una unidad de ventana de 6,803.89 Kcal./h y 5 difusores provenientes de la central VIII.

Los cambios arquitectónicos realizados han afectado la carga del equipo y se encuentra trabajando en un estado deficiente desaprovechando su capacidad total. La carga térmica calculada es 9,073.31 Kcal./h y su EER promedio es 1.85, demasiado bajo, provocando gastos excesivo de energía.



3.3.5.5 Comercio exterior.

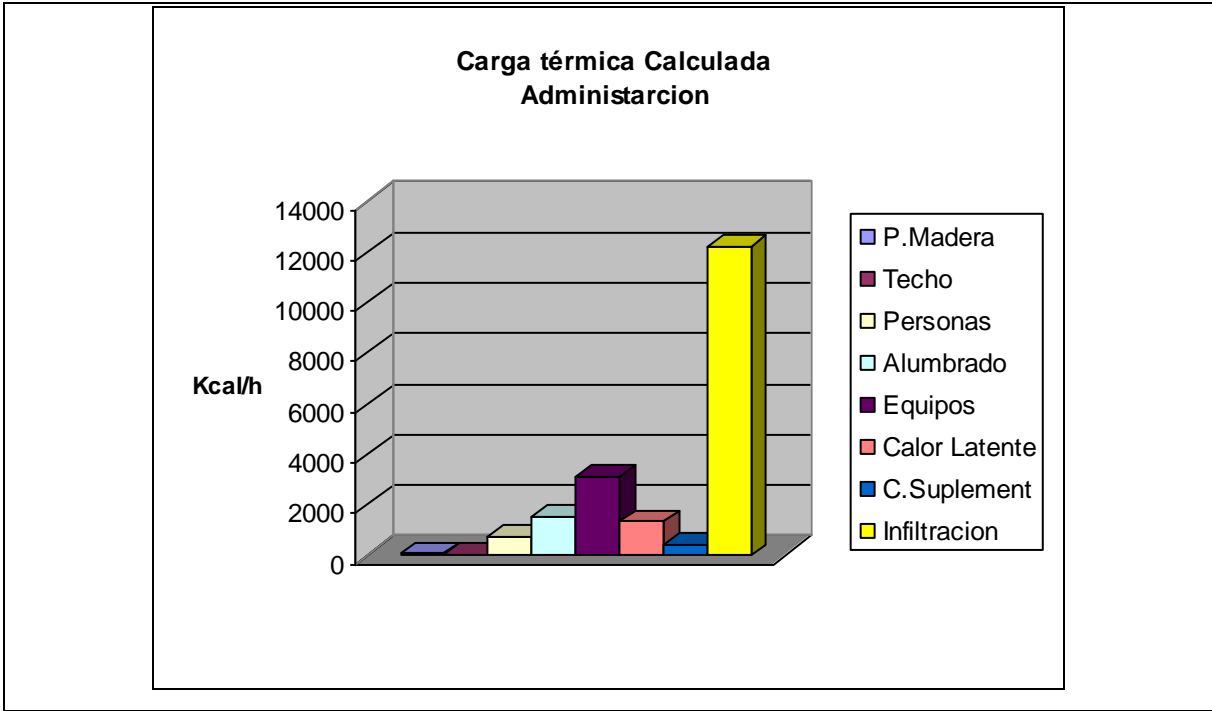
Esta área cuenta con otras ocho más, de las cuales solo siete están acondicionadas, la carga térmica es 2,6006 Kcal./h, la capacidad instalada suministrada por una unidad de ventana de 6048, tres unidades mini split de 4,536 Kcal./h; 6,048 Kcal./h; 9,072 Kcal./h y cinco difusores provenientes de la unidad central X de 15,119.7 Kcal./h, para un total de 40,370 Kcal./h, la capacidad real suministrada es 37,194.6 Kcal./h.



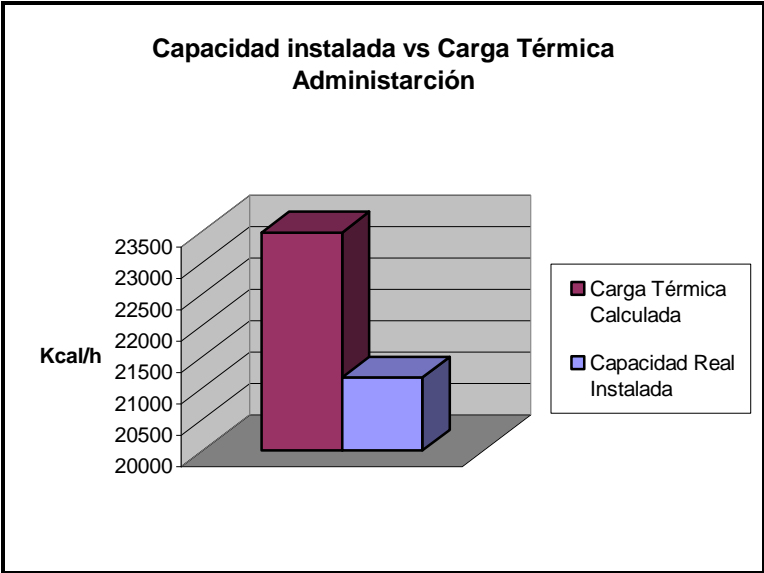
En esta área no existen problemas de confort, todos los equipos se encuentran en buen estado, el ERR promedio es 3.10, lo cual se considera muy bueno.

3.3.5.6 Administración.

En esta área hay instaladas dos unidades mini-split de 13,607 Kcal./h cada una, pero solo una de ellas se encuentra en buen estado, además de una unidad central que suministra 7,559.9 Kcal/h haciendo un total de 21,166.9 Kcal./h. Estas unidades no trabajan correctamente debido a los años de uso y sin contar con mantenimiento preventivo, sólo detallan un mantenimiento correctivo generando desperfectos y pérdida de eficiencia. La carga térmica del local es 23,484.03 Kcal./h.

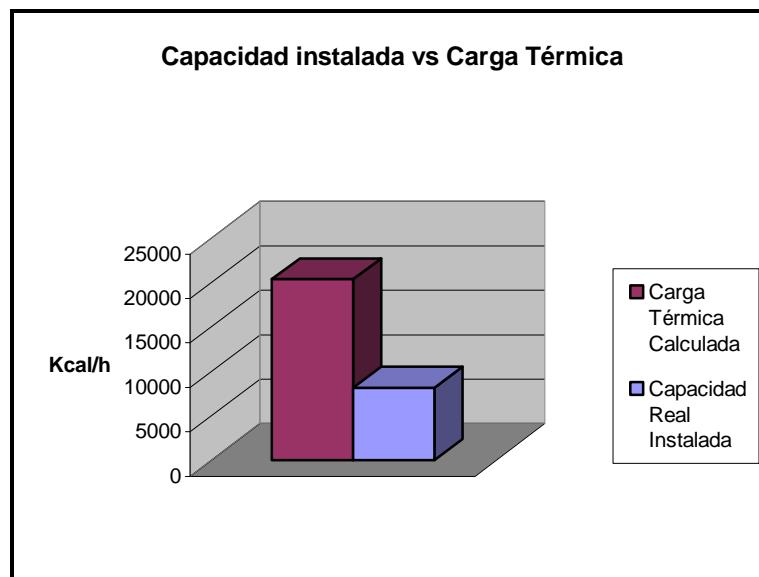


La capacidad real instalada no satisface la demanda de carga del local, el mayor problema de esta área es la infiltración, y se debe sobre todo a lo transitada que es y por tanto la puerta de acceso principal casi siempre esta abierta. El sistema de climatización es obsoleto, esto genera costos adicionales de mantenimiento y de consumo energético.



3.3.5.7 Auditorio principal de reuniones

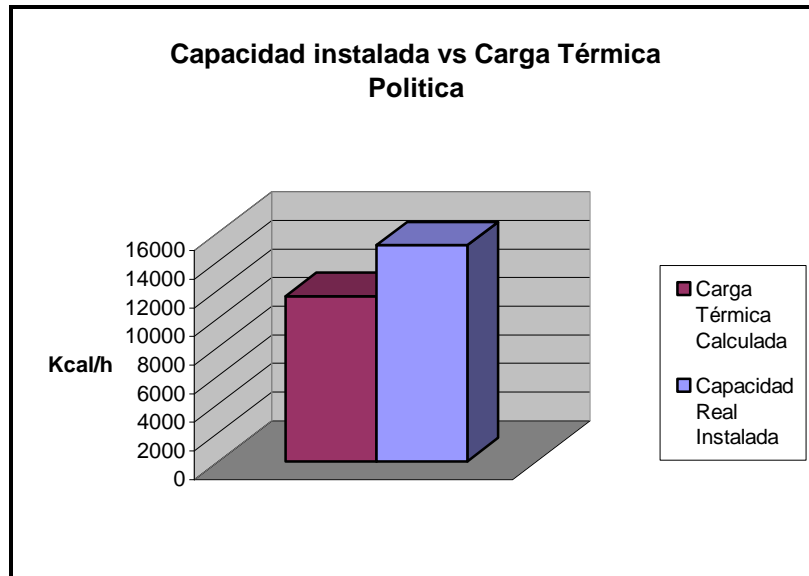
Las unidades II y III, ambas con una capacidad de 12,095.8 Kcal./h. abastecen al auditorio que tiene una carga térmica de 20,348 Kcal./h. Proporcionando una capacidad real de 8,164.66 Kcal./h. Cada una tiene 4 difusores funcionando, existen 2 rejillas de retorno ubicadas en la pared que da con el cuarto pleno. El aire de retorno es insuficiente en relación a la cantidad de aire que sale de la unidad, por lo cual toma aire no climatizado para realizar la transferencia de calor. La temperatura de salida de los difusores y las condiciones de carga estudiadas indican la temperatura a la cual se mantendría el local –siendo de 26.04 °C-, con lo cual no se logra mantener las condiciones de confort.



3.3.5.8 Política (I)

Está conformada por dos oficinas las cuales tienen una capacidad instalada de 15,119.7 Kcal. /h, suministrada por dos unidades de ventana una de 6,047.9 Kcal/h y otra de 4,535.92 Kcal/h y por un mini split de 4,535.92 Kcal. /h de capacidad nominal. La capacidad real proporcionada por los tres equipos es 10,795.5 Kcal. /h. compensando los requerimientos de carga y la exceden con 3,598.5 Kcal. /h.

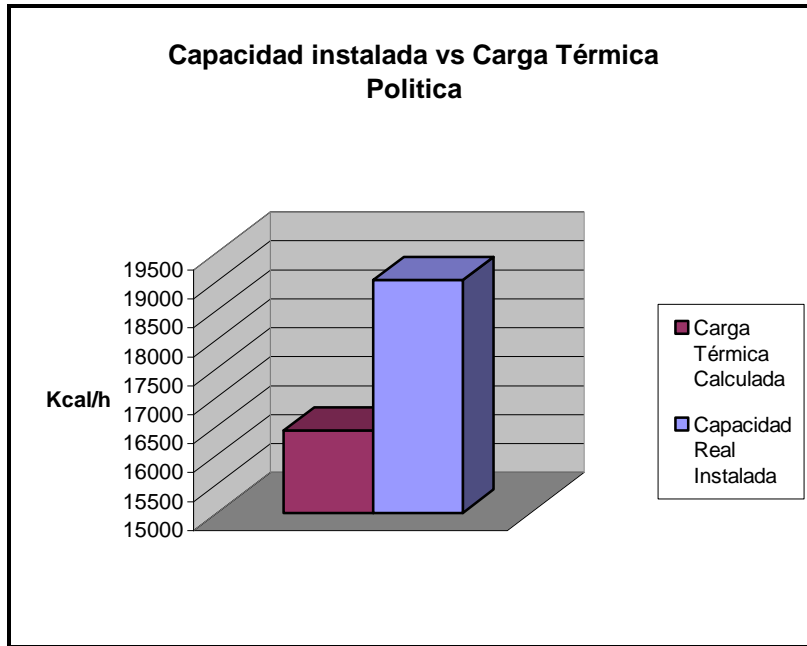
La carga térmica es 11,574.10 Kcal. /h. Los equipos satisfacen la demanda de carga del local y su ERR promedio es 3.21, lo cual se considera muy bueno.



3.3.5.9 Tecnología (J)

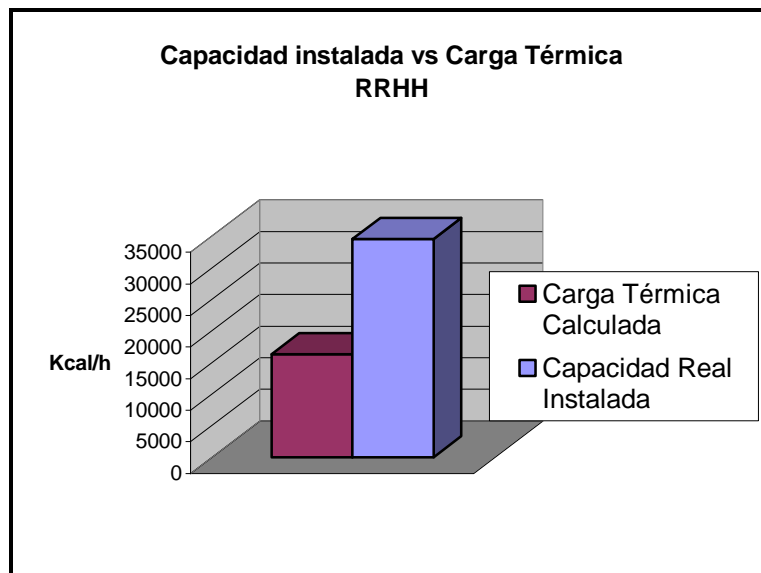
El área de Tecnología consta de cinco oficinas, las cuales tienen una carga térmica de 16,421.95 Kcal./h y una capacidad instalada de 28,969.4 Kcal./h, siendo suministrada por una unidad de ventana de 6,047. Kcal. /h y cinco mini split que en conjunto tienen una capacidad real de 22,921 Kcal. /h. La capacidad real suministrada por los diversos equipos es 19,020 Kcal. /h.

En esta área no se encuentra ningún problema, su ERR promedio es 3.00 y por lo tanto no se recomendaran cambios en este local.



3.3.5.10 Recursos humanos (K)

En los gráficos a continuación se muestran las diversas fuentes de ganancia de calor para el local, así como la comparación entre la carga térmica con la capacidad suministrada en cada oficina del área de Recursos Humanos.



Todas las oficinas forman un solo ambiente porque las puertas de comunicación entre ellas permanecen abiertas, aunque por efectos de análisis el estudio de la carga térmica se realizó de manera individual en cada oficina.

El área de Recursos Humanos (K) cuenta con siete oficinas, teniendo una carga térmica de 16,364.27 Kcal./h y una capacidad instalada de 41,065.2 Kcal./h, ésta es suministrada por siete unidades de ventana y un mini split, pero la capacidad real aportada por estos equipos es 34,594 Kcal./h. El EER es 3.37 considerado bueno.

3.3.6 Recomendaciones para el edificio del MIFIC

Proveer un correcto acondicionamiento de aire en las habitaciones, para lograr la temperatura de confort deseada (22°C) con equipos en buen estado y consumo de corriente adecuado. Por lo tanto es necesario:

- ✓ Asegurar la Transferencia Tecnológica, es decir, eliminar del sistema las unidades centrales, de ventana y mini-split cuyo ERR sea menor a 2.5 y/o reubicar equipos con exceso o deficiencia de capacidad respecto a la carga de enfriamiento de un local determinado.
- ✓ Redistribuir el sistema de climatización, es decir, procurar una climatización del local mediante un solo tipo de sistema; sea este central o de recinto.
- ✓ Disminuir la ganancia de calor por infiltración a través de la estructura exterior sellando los espacios entre las persianas, o cambiar el tipo de persianas utilizadas a ventanas de dos hojas.
- ✓ Rediseñar el sistema de climatización de forma completa.
- ✓ Prolongar la vida útil de los diversos equipos y mejorar el funcionamiento de los mismos por medio de la implementación de un plan de mantenimiento preventivo al sistema en su totalidad, y de esta manera proveer las condiciones de confort de diseño.

A continuación se expondrán las recomendaciones específicas para cada área

3.3.6.1 Planta Alta (PA)

3.3.6.1.1 Despacho del ministro

Recomendamos instalar un sistema de aire central compuesto por una unidad de paquete de 37,800 Kcal/h (12-1/2 TR), las características de la misma serán descritas posteriormente.

Con este equipo se pretende mejorar el EER del área que actualmente es 2.46 y llevarlo hasta 3.2, lo cual conlleva un significativo salto de eficiencia y además se eliminarán las restantes unidades pequeñas con un consumo de 98.08 KW por una unidad central de paquete que consume aproximadamente 13.5 KW.

Consideramos que el equipo instalado en la oficina del ministro (A1) se puede seguir utilizando debido a que no presenta grandes fallas, su ERR es bueno (2.46) y esto resultaría en un ahorro en la ejecución del rediseño puesto que este sería utilizado en otra área.

Los equipos innecesarios se encuentran en buen estado mecánico y eléctrico pero debido a sus años de uso su eficiencia es muy baja, por lo tanto las autoridades del ministerio han optado por venderlos a precios bajos o enviarlos a otras instituciones pequeñas del estado en donde puedan ser aprovechados.

Características generales de la unidad de paquete recomendada

MARCA	YORK
MODELO	DH150C00A2BAA4
CAPACIDAD TOTAL (Kcal/h)	37800
MCH (m ³ /h)	6372
V-Φ-Hz	208-230-3-60
AMPERAJE (A)	10.9
*POTENCIA CONSUMIDA(KW)	13.5

ERR	11.5
-----	------

3.3.6.1.2 Secretaria del ministerio

En esta área no se encontraron problemas de confort, el EER es aceptable -2.39- por lo cual no se proveen cambios en ella. Recomendamos mantener las puertas de las oficinas abiertas para aprovechar mejor la capacidad de los equipos.

3.3.6.1.3 Departamento de fomento empresarial

Recomendamos:

Un cierre permanente de la puerta de acceso a la secretaría del ministro;
Desinstalar las unidades de ventana ubicadas en recepción (C2), oficina del director (C1) y oficina tres (C4),

Instalar el equipo mini-split ubicado en la oficina del ministro (A1) sobre la puerta de acceso a la secretaría del ministro previamente sellada.

Desinstalar la unidad mini-split ubicada en el pasillo este de la oficina uno (C2) y ubicarla en el tope superior de la pared norte del mismo pasillo;

- Desinstalar el mini-split ubicado en la oficina del vice-ministro (B1) y colocarlo en la oficina del director (C1).
- Mantener las puertas de las oficinas abiertas el mayor tiempo posible; Sobre todo la de (C1), así como la instalación de ventiladores de puertas en las oficinas adjuntas de (C2).
- Con estos cambios se satisface la carga térmica de 15,432 Kcal/h, además disminuye significativamente la capacidad instalada de 35,864 Kcal/h a 18,899.69 Kcal/h, esto permitirá aprovechar mejor la capacidad de los equipos. Con estos cambios se prevé un ahorro aproximadamente 1.98 KW/h y mejorar el EER promedio del área de 1.10 a 2.13

3.3.6.1.4 Asesoría del ministro y unidad coordinadora de proyectos

Como ya planteamos anteriormente estas áreas no presentan ningún problema en el confort, la demanda de carga térmica o eficiencia, sin embargo cabe destacar la falta de un plan de mantenimiento de los equipos, y debería de ponerse en práctica uno puesto que ahorraría muchos reveses y gastos.

3.3.6.1.5 Departamento de Negociaciones

Este departamento presenta problemas de exceso de capacidad instalada. La falta de un plan de mantenimiento incrementa los costos de operación de los equipos. La puerta del pasillo que lleva a la sala de juntas se mantiene abierta casi todo el tiempo, esto provoca una mala distribución del aire en el área porque el pasillo no está acondicionado y no se pretende que lo esté, por lo tanto la carga térmica generada en el pasillo es absorbida en parte por las otras áreas que si son climatizadas, por lo tanto recomendamos mantenerla cerrada el mayor tiempo posible.

A continuación se detallan las siguientes recomendaciones para mejorar el sistema de climatización del área.

1-Desinstalar la unidad de paquete 9, porque no cumple con los requerimientos mínimos de eficiencia (2.4), siendo el de la misma 1.22, esto es pésimo. Además esta unidad tiene 19 años de funcionamiento, su vida útil ya fue superada.

2-Instalar abanicos de aire de puerta entre las oficinas F2 - F1, F7 -F11, F7 -F6, F6 -F5 y F3, F4-F8. Esta acción tiene como fin mejorar la distribución del aire entre las oficinas y favorece la implementación de esta medida. Puesto que la mayoría de las oficinas son de tipo cubículo.

3- Se recomienda desinstalar la unidad de ventana ubicada en (F4) y trasladar la unidad mini-split de 6,048 Kcal/h, ubicada en la oficina de administración (H2) e instalarla en la oficina (F4), con este paso se satisface la carga térmica de 2,325 Kcal/h en la oficina de F4 y además se eleva el EER de 3.38 a 3.60, lo cual conlleva a un mejor aprovechamiento de la energía.

4-Desinstalar la unidad de ventana de la oficina (F4) y trasladarla a la oficina (F3), esto debido a que ha esta unidad se le acaba de cambiar el compresor antiguo que poseía por uno nuevo de alta calidad. La carga térmica de esta oficina es 1,001.3 Kcal/h y la capacidad real instalada seria de 6,048 Kcal/h, con lo cual se satisface la carga térmica, además de mejorar el EER a 3.6

5-Desinstalar la unidad mini-split ubicada en la recepción del área de administración (H1) e instalarlo en la oficina F1, además de instalar abanico de puerta en la oficina F2, para que la capacidad generada por el equipo sea compartida entre ambas. Con esta medida se satisface la carga térmica de ambos locales de 1,634 Kcal/h con un equipo que genera 5,952 Kcal/h. El EER del equipo es de 3.87

5-Instalar un brazo hidráulico en la puerta que conduce al pasillo principal de (F9), esto debido a que generalmente permanece abierto y por lo tanto intercambiando calor con F8, no se supone que esta área sea climatizada.

6-Desinstalar la unidad mini-split de 7,305 Kcal/h ubicada en la oficina (H4) de administración y reinstalarla en la oficina (F10). Este cambio satisface la carga térmica de 3,251.95 Kcal/h. El EER del equipo es de 3.90.

Con estas mediadas la capacidad instalada pasaría de 31,144.22 Kcal/h a 23,706 Kcal/h, el EER del área sería de 3.97, lo cual significa un mejor aprovechamiento de la energía.

3.3.6.2 Planta baja

3.3.6.2.1 Asesoría legal del MIFIC

Se propone desinstalar todas las unidades de ventana de esta área e instalar el sistema de retorno (**ver anexo planta baja**) de la unidad de paquete para aprovechar al máximo la capacidad de esta máquina, instalar un termostato en cada área que actualmente no poseen y desinstalar los difusores en el área de informática y el pasillo puesto que no son funcionales técnicamente. Esto debido a que a esta unidad climatizadora se le practicó en febrero del 2006, un mantenimiento correctivo completo que incluyó cambio de compresor, instalación de válvulas de regulación, limpieza total del sistema incluyendo, la limpieza del evaporador y del condensador, además del cambio de ventiladores y filtros en la unidad.

Realizaron reparaciones en los conductos de suministro de aire, que incluyó cambio de fibra de vidrio aislante y reparación de las uniones entre los ductos.

Con esta medida se pretende disminuir el consumo energético del área pasando de 8.51 KW a 5KW y aprovechar mejor la capacidad instalada del local. El EER del área es de 1.18, con el cambio propuesto pasaría a 3.2.

3.3.6.2.2 Despacho del Viceministro

En esta área se prevé el reemplazo de todas las unidades de ventana y los difusores por una unidad de paquete (ver anexo) con las siguientes características

MARCA	YORK
MODELO	PAC048H1031A
CAPACIDAD TOTAL (Kcal/h)	12746
MCH (m ³ /h)	2464
V- ϕ -Hz	208-230-3-60
AMPERAJE (A)	10
*POTENCIA CONSUMIDA(KW)	5.06
ERR	11.5

3.3.6.2.3 Solución de conflictos

En esta área no se prevén cambios debido a que la carga térmica es satisfecha por la capacidad instalada y no se presentan problemas graves de eficiencia.

3.3.6.2.4 Integración económica

Se recomienda desinstalar la unidad de ventana ubicada en D4 por ser antigua y obsoleta. Rediseñar el sistema de retorno de la unidad central con el fin de

aprovechar al máximo su capacidad. Proponemos instalar un inyector de aire por cada oficina. Recomendamos desinstalar los ductos dirigidos al despacho del vice ministro y al área de proyectos agrícolas la cual no pertenece al MIFIC.

Con estos cambios el EER promedio se elevaría hasta 4.47 lo cual es muy bueno. Además se reduce el consumo pasando de 9.5 a 7.56 KW.

3.3.6.2.5 Comercio exterior:

En esta área se recomienda desinstalar la unidad mini-split de 4,536 Kcal/h y eliminar el ramal de ducto que alimenta la recepción. Este cambio no afecta el confort del local y permite aprovechar de manera más eficiente la capacidad de los equipos además de ahorrarse 3.11 KW en demanda y consumo eléctrico. El ERR promedio del local será de 3.6.

3.3.6.2.6 Administración

En esta área se recomienda desinstalar todas las unidades de paquete, mini-split y la unidad de paquete existentes e instalar una unidad de paquete de 22049 Kcal/h, la cual satisface la carga térmica requerida por el local y posee un ERR de 3.6. Esta propuesta se soporta en el hecho que esta área es la segunda con mayor carga térmica del local y además es la más visitada por personas externas al ministerio. En este proyecto pretendemos recomendar maquinaria nueva en base a las necesidades de carga térmica, uso del área y capacidad presupuestaria del ministerio.

Las especificaciones técnicas de la unidad aparecen en anexo, en el plano de especificaciones técnicas.

3.3.6.2.7 Auditorio de reuniones

En este local se recomienda mejorar el sistema de retorno del sistema de climatización, colocando una rejilla en el local. Las maquinas son de vieja data, no

obstante hace tres meses se realizó un mantenimiento correctivo completo que incluyó cambio de compresor y válvulas de estrangulación, limpieza de todos sus componentes y reemplazo total de sistema eléctrico al igual que reparación de toda las líneas de ductos. Esta área no es muy utilizada y por lo tanto, no se requiere grandes inversiones para acondicionarla de manera adecuada.

Los detalles de los cambios propuestos pueden observarse en los anexos, planos de instalación.

3.3.6.2.8 Política (I)

En esta área no se prevén cambios debido a que la capacidad instalada satisface la carga térmica calculada, además la eficiencia energética del local es de 11.3 lo se considera muy bueno.

3.3.6.2.9 Tecnología (J)

En esta área no se encuentra ningún problema, su ERR promedio es de 3.23 y por lo tanto no se recomendaran cambios en este local.

3.3.6.2.10 Recursos humanos (K)

En esta área los equipos de ventana fueron refaccionados con compresores nuevos y limpieza de todas sus partes, además de cambiar sus válvulas de regulación. Por lo tanto debido a la inversión hecha que ha significado un aumento de eficiencia global del área no se recomendaran cambios en la misma.

3.3.6.3 Especificaciones del rediseño del sistema de climatización del MIFIC

3.3.6.3.1 Extensión de la Obra.

Los equipos descritos en las siguientes especificaciones proveerán de los servicios de Aire acondicionado al edificio que conforma el Ministerio de Fomento Industria y Comercio.

3.3.6.3.2 Calidad de los Suministros.

Los equipos y materiales suministrados deberán ser nuevos y libres de defectos e imperfecciones. Los equipos de aire acondicionado deberán someterse a pruebas adecuadas en el lugar de su fabricación hasta comprobar que sus condiciones de operación cumplan con los requerimientos de las especificaciones de los dibujos.

El "Propietario" suministrará al "Contratista"* para su conocimiento los planos de ubicación de los equipos a ser suplidos, a más tardar, 30 días después de la firma del Contrato. Estos planos indicarán las dimensiones generales de los equipos, pesos, detalles de anclaje y cualquier otra información que fuera necesaria para la construcción de las estructuras que las soportaran.

3.3.6.3.3 Garantía.

El Contratista garantizará contra defectos inherentes todos los Equipos por un periodo de un (1) año contado a partir de la fecha de aceptación final de la instalación y se comprometerá durante este periodo a reemplazar libre de costo para el Propietario cualquier material defectuoso.

3.3.6.3.4 Normas Aplicadas.

ARI Air-conditioning and Refrigeration Institute (Standard 210)

ASHRAE American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers

ASSA American Standard Safety Code B9.1

UL Underwriters Laboratories Standard

ISO NR - 85 (Limitaciones de Ruido)

SMACNA Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association Inc.

CTI Cooling Tower Institute

NFPA National Fire Protección Association

Se omiten los nombres de todas las normas y recomendaciones aplicables, por existir un

Número muy amplio de las mismas

3.3.6.4 Descripción del sistema

3.3.6.4.1 Generalidades.

El sistema de aire acondicionado seleccionado corresponde a un sistema central acondicionamiento de aire de expansión directa constituido por tres unidades de acondicionamiento de aire con capacidad total de 90718 Kcal/h, para la estimación de la carga total se ha considerado un factor de diversidad del 85 %.

Además de los reinstalaciones de equipos que se llevaran a cabo en algunos áreas.

3.3.6.4.2 Criterios de Diseño.

El diseño del sistema se ha efectuado partiendo de los cálculos de las cargas térmicas y psicometría para los distintos ambientes y edificaciones, considerando las siguientes condiciones ambientales: temperatura exterior promedio en el día de diseño 32° C, temperatura de bulbo seco exterior de diseño de 35.05 ° C y temperatura de bulbo húmedo 24 ° C y tomando en cuenta las condiciones de confort internas de los diferentes ambientes de acuerdo a lo establecido en las normas específicas para edificaciones gubernamentales de la ASHRAE. Se ha considerado además que las cargas para las unidades centrales de climatización son el pico de la suma de los perfiles de sus ambientes. En el cálculo de los sistemas de suministro y retorno de aire se han considerado velocidades del aire de 10 m/s y 8 m/s en el suministro y retorno respectivamente y se ha utilizado el método de perdida carga constante.

3.3.6 ESPECIFICACIONES DE LOS EQUIPOS

3.3.6.5.1 Unidades Centrales de acondicionamiento de aire

3.3.6.5.1.1 Generalidades de las unidades acondicionadoras de aire

Transportar y suministrar completamente ensambladas en fábrica las unidades centrales de acondicionamiento de aire, del tipo, tamaño y capacidad mostrados en estas Especificaciones. Las unidades deberán ser fabricadas para trabajar a la intemperie.

La nomenclatura y especificaciones de estos equipos están basados en el modelo predador DH y de PAC de YORK de 36287 y 12096 Kcal/h nominal o similar.

Las unidades climatizadoras especificados en esta sección son de tipo paquete enfriados por aire y consisten de una sección evaporadora, una sección compresor y una sección condensador. El evaporador y el condensador serán de dos pasos y el compresor del modelo PAC con refrigerante R-134^a y el modelo PREDATOR con R-22. Las unidades acondicionadoras de aire deberán ser con un arrancador montado en la unidad y para trabajar a 220 voltios, tres fases y 60 ciclos.

La construcción de las unidades cumplirá con el Código de seguridad ANSI/B9.1, y el Código ASME.

3.3.6.5.1.2 Controles de las Unidades acondicionadoras de aire.

El panel de la unidad de control estará basado en un circuito integrado que provea un control completo de la unidad. Estará constituido por un paquete completo montado en fábrica que incluya los elementos de control para operar las unidades de acondicionamiento de aire de manera segura y eficiente.

3.3.6.5.1.3 Requerimientos Eléctricos de las Unidades acondicionadoras de aire.

El suministro de fuerza eléctrica primaria será conectado a un solo punto de la unidad.

La unidad será capaz de operar en 220 voltios, 3 fases, 60 ciclos, el voltaje de control será suplido internamente en 115 voltios, monofásico, desde el propio circuito de control de cada máquina. Cada motor de los compresores de las unidades será operado y protegido contra sobrecargas eléctricas por medio de un arrancador de combinación a pleno voltaje para este propósito específico, con su interruptor magnético de disparo. Los interruptores abrirán las 3 fases en el caso de sobrecarga en cualquiera de ellas y serán de reconexión manual. Todo suministrado por el fabricante.

El contratista deberá proveer un esquema y manuales de entrenamiento para todos los cursos, por lo menos seis (6) semanas antes del primer curso, así como proveer un mínimo de cinco (5) sesiones de entrenamiento de ocho (8) horas cada una, a lo largo del periodo contractual para personal designado por el propietario.

3.3.6.5.1.3 Garantía.

La mano de obra y materiales para el sistema de control especificados deberán ser garantizados como libres de defectos por un periodo de doce (12) meses después de la aceptación final por parte del propietario.

3.3.6.5.1.4 Productos

Fabricantes Aceptables.

Los sistemas aceptables son:

FABRICANTE LÍNEA DE PRODUCTO

YORK COMPANY

JOHNSON CONTROLS METASYS

METALAIRE

.

Las conexiones soldadas se harán de acuerdo con las normas de la American Welding Society. La inspección de la obra deberá reservarse el derecho de probar el trabajo de cualquier soldador empleado en la obra por cuenta del contratista y si el trabajo del soldador no lo considere satisfactorio, podrán impedir que continúe ejecutando trabajos de soldadura.

3.3.6.6 Sistema de Ductos.

3.3.6.6.1 Material de los ductos.

Los ductos se construirán en secciones de acuerdo con los planos del proyecto y estas especificaciones. Las superficies interiores se cuidarán de que sean lisas, las costuras deberán hacerse bien acabadas y a prueba de escapes de aire y libres de toda vibración bajo cualquier condición de operación. Los bordes de las juntas deslizantes se mantendrán orientados en la dirección de la corriente de aire. Los ductos se fijarán a las estructuras de acuerdo con los detalles de instalación y cumpliendo las observaciones que al respecto se indiquen. Las juntas y empates longitudinales emplearán las uniones conocidas como “Pittsburg Lock Seam” e “Inside Lock Seam”. Los espesores de lámina a utilizar, así como las juntas transversales y refuerzos a emplearse deberán ajustarse a lo que se indica en la tabla que sigue, la cual es aplicable para ductos de mediana presión (de 50 mm a 150 mm de columna de agua):

CALIBRE USA Baja Pres. Pres.	Alta	ESPESOR	JUNTA TRANSVERSAL	REFUERZO
24	24	458 mm	Presilla de 25 mm	Ninguno
24	22	482 a 762 mm	Junta de bolsillo de 38 mm calibre US 24 o 22	Ninguno

Deberán utilizarse doblajes diagonales en todos los ductos de aire cuyas caras sean mayores de 203 mm de ancho, incluyendo las caras planas, codos y transformaciones. No se requerirá este tipo de refuerzo en ductos aislados con caras menores de 406 mm.

Soportes de los ductos.

Los ductos podrán fijarse a las estructuras de la edificación. Para la fijación a las placas o pisos de concreto se utilizarán insertos vaciados o anclajes de expansión. El anclaje a vigas de acero podrá hacerse mediante tornillos con tuercas o anclajes soldados. El contratista deberá someter a la inspección de la obra los distintos tipos de elementos de soporte que pretende utilizar. En la trayectoria de los ductos en el Patio de Máquinas, se deberán proveer los soportes necesarios a fin de mantener la rigidez requerida en la ductería y evitar esfuerzos innecesarios en los equipos; esta soportería se fabricará con perfiles metálicos de diseño y dimensiones apropiadas apoyadas en bases de concreto.

Las pletinas de soporte se doblarán por lo menos en una longitud de 26 mm y se pasarán por la parte inferior del ducto fijándolas al ducto con tornillos a intervalos no mayores de 152 mm. Por los lados y el fondo. En caso de que se utilicen barras para colgar los ductos, éstas se fijarán a los ángulos de refuerzo inferiores con tuercas y contratueras. Los soportes para ductos se distribuirán de acuerdo a la siguiente tabla:

DIMENSIÓN MAYOR DEL DUCTO	TIPO SOPORTE DE	MÁXIMA SEPARACIÓN
1016 mm	Platina galvanizada calibre US # 20	3 m
1041 a 1524 mm	Platina galvanizada calibre US # 20	3 m

1549 a 3048 mm	Barras de 3/8"	2.4 m
----------------	----------------	-------

3.3.6.6.1.2 Fugas de Aire.

Todas las juntas de los ductos, tanto transversales como longitudinales deberán ser debidamente selladas de tal forma que las pérdidas no excedan del 3% del aire transportado por el ducto. Antes de recibir la instalación es conveniente realizar pruebas de fugas en cada uno de los sistemas de conducción de aire con el fin de asegurar la calidad de la hermeticidad de la instalación. En los casos en que la fuga exceda lo máximo permitido, se deberán hacer las reparaciones a que haya lugar. En los casos en que se pretenda reducir las fugas utilizando sellantes, bien sean naturales o sintéticos, El contratista deberá presentar, a petición de la Inspección de la obra, la certificación de las pruebas que garanticen la calidad del producto y su inocuidad una vez que haya finalizado su período de curado el cual no debe exceder de 72 horas.

En los casos en que se utilicen tornillos u otros elementos de sujeción que atraviesen los ductos, se colocarán empacaduras entre los elementos de unión y adicionalmente se aplicará una capa de material sellante de tal forma que se garantice la hermeticidad de las uniones.

3.3.6.6.1.3 Aislamiento de Ductos.

Todos los ductos rectangulares de suministro expuestos al ambiente se aislarán con láminas de poliestireno de espesor mínimo 50 mm adheridas al ducto con pintura asfáltica, luego se aplicará un manto asfáltico de 3 mm de espesor, adherido al poliestireno con pintura asfáltica y sujetos con ángulos de material galvanizado a todo lo largo de las aristas y con elementos transversales cada 70 mm (mínimo). Por último se aplicarán dos capas de pintura antisolar tipo aluminio difuso. Los ductos interiores de suministro se aislarán con lana mineral o fibra de vidrio (densidad no inferior a 40 kg./m³) de 38 mm de espesor y se recubrirán con papel de aluminio. El aislamiento se fijará a los ductos utilizando un cemento

adhesivo de buena calidad, similar al 3M N° 890. Esta misma protección se aplicará a los ductos de retorno expuestos, los ductos de retorno que estén ubicados internamente no llevarán aislamiento, así mismo todos los ductos planos a la intemperie se girarán de 3 a 5 grados respecto al eje principal del ducto de tal forma que el conjunto adquiera una pendiente suficiente para evitar la acumulación de agua en la superficie superior.

3.3.6.6.1.4 Elementos Terminales (rejillas y difusores).

Todo el material se instalará de acuerdo a las instrucciones específicas del fabricante. En los casos en que se requiera verificación del patrón de flujo del difusor, se realizarán pruebas de humo. Específicamente se verificará el patrón de flujo en todos los difusores instalados en áreas de acondicionamiento crítico, tal como lo determine la Inspección de la obra. En caso de que el patrón de flujo no sea el esperado El Contratista estará obligado a hacer los cambios que sean necesarios.

Todos los elementos terminales deberán poseer un tratamiento anticorrosivo adecuado o deberán fabricarse a partir de aluminio anodizado o acero inoxidable. Los difusores y rejillas se suministrarán con las características que se indican en los planos y estas especificaciones. Su acabado debe ser tal que su buena apariencia sea evidente a la vista. Las paletas de desvío de los difusores serán de perfil aerodinámico orientables y no orientables. Los difusores y rejillas se fijarán al sistema de distribución de aire de tal forma que no haya fugas de aire en la unión. Todos los difusores y rejillas deberán poseer una válvula o válvulas de regulación (damper) de flujo.

3.3.6.6.1.4 Compuertas (Dampers)

Las compuertas serán suministradas con la configuración, materiales, y límites de aplicación indicados en los planos de detalles y en las notas relativas a estos, La construcción de las compuertas debe ser robusta, durable y deben estar instaladas adecuadamente, debiendo ser estables bajo condiciones de operación,

reforzándose las paletas de las compuertas por acanalado o cualquier otro método adecuado al trabajo. Todas las compuertas de una sola paleta deben tener un dispositivo de bloqueo que las mantenga en una posición fija sin vibraciones. El sistema de montaje del eje en el ducto debe ser consistente con la presión de trabajo del ducto, requiriéndose cojinetes en los extremos para presiones estáticas superiores a 76 mm de agua.

3.3.6.7 CARACTERÍSTICAS DE LOS EQUIPOS DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.

3.3.6.7.1 Unidades acondicionadoras de aire

Número de Unidades

Marca YORK o similar

Modelo PREDATOR

DH150C00A2BAA4

Capacidad 12.5 TR

Temperatura ambiente bulbo seco 35.5 °C

Humedad Relativa 60%

Tensión 220V/3/60Hz

Sensores de Temperatura de Inserción en Ducto de Aire de Retorno.

EDIFICIO- OFICINA	MARCA	MODELO	UNIDADES REQUERIDAS
PLANTA ALTA (A11)	JHONSON CONTROLS	CUMF-12F5	1
PLANTA ALTA (A1)	JHONSON CONTROLS	CUMF-12F5	1
PLANTA BAJA (B1)	JHONSON CONTROLS	CUMF-12F5	1

PLANTA (B6)	BAJA	JHONSON CONTROLS	CUMF-12F5	1
PLANTA (H1)	BAJA	JHONSON CONTROLS	CUMF-12F5	1

Cada sensor debe venir con sus respectivos accesorios para montaje, cableado y canalizaciones hasta el Módulo de Control Programable correspondiente a la Unidad de paquete que acondiciona el ambiente.

3.3.6.7.1.2 Elementos Terminales (Rejillas y Difusores)

Despacho del ministro

Difusores de Suministro:

Planta alta

Marca	Metalaire
Modelo	5000A -1
Dimensiones	23 cm x 23 cm
Control de volumen	Si
Unidades requeridas	11

Marca	Metalaire
Modelo	5000A -1
Dimensiones	15 cm x 15 cm
Control de volumen	Si
Unidades requeridas	4

Marca	Metalaire
-------	-----------

Modelo	5000A -1
Dimensiones	50 cm x 10 cm
Control de volumen	Si
Unidades requeridas	1

Despacho del viceministro

Difusores de Suministro:

Planta baja

Marca	Metalaire
Modelo	5000A -1
Dimensiones	23 cm x 23 cm
Control de volumen	Si
Unidades requeridas	4

Marca	Metalaire
Modelo	5000A -1
Dimensiones	15 cm x 15 cm
Control de volumen	Si
Unidades requeridas	3

Administración

Difusores de Suministro:

Planta alta

Marca	Metalaire
Modelo	5000A -1

Dimensiones	23 cm x 23 cm
Control de volumen	Si
Unidades requeridas	3

Marca	Metalaire
Modelo	5000A -1
Dimensiones	15 cm x 15 cm
Control de volumen	Si
Unidades requeridas	5

Despacho de ministro

Rejillas de retorno:

Planta alta

Marca	Metalaire
Modelo	RH
Dimensiones	30 cm x 15 cm
Control de volumen	No
Unidades requeridas	4

Marca	Metalaire
Modelo	RH
Dimensiones	25cm x 20cm
Control de volumen	No
Unidades requeridas	4

Marca	Metalaire
Modelo	RH
Dimensiones	30 cm x 30 cm

Control de volumen	No
Unidades requeridas	3

Marca	Metalaire
Modelo	RH
Dimensiones	45 cm x 15 cm
Control de volumen	No
Unidades requeridas	3

3.3.6.7.2 Planta baja

Rejillas de Retorno y Aire Fresco

Despacho del vice ministro

Marca	Metalaire
Modelo	RH
Dimensiones	46 cm x 15 cm
Control de volumen	No
Unidades requeridas	1

Marca	Metalaire
Modelo	RH
Dimensiones	30 cm x 30 cm
Control de volumen	No
Unidades requeridas	2

Marca	Metalaire
-------	-----------

Modelo	RH
Dimensiones	30 cm x 20 cm
Control de volumen	No
Unidades requeridas	1

Administración

arca	Metalaire
Modelo	RH
Dimensiones	25 cm x 15 cm
Control de volumen	No
Unidades requeridas	3

Marca	Metalaire
Modelo	RH
Dimensiones	25 cm x 15 cm
Control de volumen	No
Unidades requeridas	1

3.3.6.8 Reinstalaciones de equipos existentes en el edificio

Las reinstalaciones de los equipos existentes deberán ser realizadas por un personal altamente calificado. Las conexiones de las tuberías de cobre no deberán contener fisuras o soldadura mal acabada. Cada equipo poseerá control de mando independiente conectado en la caja de circuitos, a la tensión correspondiente y protegido con arrancador magnético.

3.3.6.9 Garantía

El contratista deberá garantizar el trabajo de reinstalación por un periodo de un año por fallas de instalación o mano de obra.

4.1 Introducción.

Una de las razones por las cuales un proyecto no se lleva a cabo es el alto costo de invertir; este depende del tipo de equipos, materiales y accesorios. No significa reducir costos sin importar posteriores daños de los equipos por no realizar una buena inversión sino rebuscar los precios bajos en el mercado sin ostentar en marcas, algunos equipos son de alto costo por ser de marca pero existen equipos que no arriesgan calidad y mantiene una buena función.

4.2 Equipos y accesorios:

Reutilizaremos equipos buenos existentes en el edificio, lo ubicaremos de acuerdo a las necesidades de diferentes áreas.

4.2.1 Unidades de paquetes de aire acondicionado:

Estas unidades no pueden comprarse dentro del país, son exportadas de Costa Rica por mucho que se pretenda reducir sus costo no es posible ya que no existe competencia de este producto y se encargara al monopolio Costarricenses. Son tres las necesarias para cumplir con la carga térmica del edificio.

4.2.2 Cortador de cuchilla sin fusible:

El cortador de cuchilla es un sustituto o equivalente del fusible, tiene la capacidad de cortar el fluido eléctrico abriendo el circuito sin la necesidad de quemar un fusible, una vez que ha pasado el problema de la carga eléctrica es posible reintegrar el equipo a su funcionamiento normal de manera practica y manual. Sin riesgo ni contratiempo alguno.

4.2.3 Arrancador:

Funciona mediante un termostato ubicado en el espacio acondicionado para abrir y cerrar automáticamente el circuito hasta hacer llegar la temperatura de grados pedido por los habitantes del local. Contiene un Relai que le ayuda a aumentar la corriente en el encendido.

4.2.4 Filtro secador para línea de líquido:

Es usado para disminuir el porcentaje de humedad dentro de la línea de líquido

4.2.5 Filtro secador para línea de succión:

Es usado para evitar partículas dentro del sistema de acondicionamientos ya que en ésta el aire es tomado del ambiente acondicionado.

4.2.6 Indicador de líquido:

Es usado para trabajar sobre las especificaciones convenientes de líquido.

4.2.7 Control de temperatura:

Es un termostato encargado de informar al arrancador las temperaturas de ambiente interno para decidir el momento de apagar el equipo o encender, el arrancador realiza la función de apagar o encender de acuerdo a una temperatura, mientras el control de temperatura envía la temperatura encontradas dentro del ambiente acondicionado.

4.2.8 Abanicos de puerta:

Es para transmitir el frío con una mejor eficiencia dentro de la misma sala.

4.3 DUCTERÍA:

Pueden obtenerse dentro del país a buen precio debido a la competencia de estos materiales.

4.3.1 Fibra rígida:

Hecha de fibra de vidrio con capacidades de aislamiento necesaria para cubrir los ductos y ganancia de calor en los ductos, las ganancias de calor traducidas en más

energía invertida para lograr mejor confort no se debe mucho a la calidad de estos materiales sino a la mano de obra, por tanto debe ser de calidad.

4.3.2 Fibra negra:

Usada en el exterior para asilar ductos e irradiar los rayos del sol que podrían convertirse en ganancia de calor, es más resistente por estar en la intemperie. Usada en cantidades pequeñas en comparación con la fibra rígida.

4.3.3 Cinta metálica:

Cinta especial para uniones entre ductos, y para envolver posibles daños en la fibra de vidrio.

4.3.4 Pegamento amarillo:

Para unir la fibra de vidrio con ductos que fueron realizados con zinc, es usada en grandes cantidades pero es de bajo costo y no representa mucho gasto.

4.3.5 Cuello flexible vinilo de 25 cm.

De alto costo pero usado en pocas cantidades para unir el ducto a las rejillas que suministran el aire, esto para evitar golpeteo en el momento de abandono del aire hacia el ambiente acondicionado. Teniendo así una curva suave, de lo contrario el equipo tendría un aumento de presión para lograr el confort, lo que equivale a invertir más energía.

4.3.6 Grapas para ductos:

Utilizadas para unir fuertemente los ductos en el momento de su instalación.

4.3.7 Ball joint y bracket:

Es una esfera unida a un varilla metálica que al empujarse permite a una lamina controlar la cantidad de fluido de aire en determinada en alguna rama de ductos.

4.3.8 Bisagra de piano:

Esta unida a esa lámina que controla la cantidad de fluido en una rama de ducto para poder girar.

4.3.9 Láminas galvanizadas:

Laminas de zinc galvanizadas numero 24 para la construcción de ductos

4.3.10 sellador:

Usado para dejar sin fugas las esquinas transversales de los ductos remachados y luego en las uniones engrapadas.

4.3.11 neoprenos:

Materiales por lo general de hule ubicados en la parte inferior de los equipos para evitar el golpeteo en el momento de su funcionamiento.

3.12 ducto flexible:

Usado en los desvíos de ductos y en aquellas condiciones físicas que no permiten el transcurso normal el ducto de lamina de zinc galvanizado.

4.4 rejillas y difusores:

Las rejillas son usadas por asunto de seguridad que algún cuerpo u objetos penetren dentro del ciclo llevado por los ductos, los difusores son utilizados por seguridad y por estética en las salidas del aire; ambos disminuyen un poco la eficiencia de los equipos pero son necesarios.

4.5 instalación de equipos:

Estos accesorios son utilizados en la instalación de los equipos. Generando algún costo más inevitables.

4.5.1 clavos Hilti:

Utilizados para sostener el ducto muy por encima del cielo falso. Por medio de angulares en la primera planta donde es recibido por concreto.

4.5.2 golosos:

Utilizados para sostener el ducto muy por encima del cielo falso. Por medio de angulares en la primera planta donde es recibido por una estructura metálica.

4.5.3 angulares:

Son utilizados para construir la cuna para los equipos.

4.5.4 platinas:

Son tiras estrechas de zinc de casi dos metros de largo que sostienen a los ductos.

4.5.5 tuercas y arandelas:

Usado al empernar las cunas para los equipos a la planta física.

4.5.6 brocas para metal y concreto:

Las brocas para metal serán utilizadas para los golosos en estructuras metálicas y las de concreto para las uniones de las cunas a la planta física.

4.5.7 soldadura:

Usada para la construcción de las cunas para los equipos

4.5.8 discos para cortes:

Usado para abrir espacio en las paredes si es necesario.

Ver el presupuesto en anexos.

CONCLUSIONES

1. Al realizar el cálculo de la carga térmica se determinó que esta es de 262,000 Kcal/h. La mayor fuente de ganancia de calor proviene de la infiltración de aire del exterior a través de las ventanas y otras estructuras, esta contribuye con el 51.27%, seguido de la ganancia por equipos con el 15.86% y por persona con el 8.23%, las otras fuentes de ganancia contribuyen con el 24.64%. Esto indica que se deben tomar medidas correctivas para reducir la excesiva ganancia de calor por infiltración.
2. Al determinar y calcular los parámetros y aspectos globales de funcionamiento de los equipos se concluye:
 - a. La capacidad de enfriamiento calculada de los diversos equipos de climatización disminuye un 21.5% en relación a la capacidad instalada de 334,312 Kcal/h y esta es a su vez un 15% mayor que la carga térmica calculada.
 - b. Los parámetros de funcionamiento del edificio el *Coefficiente de Operación* (COP) teórico 3.02 y el calculado de 2.36 y la *relación de eficiencia energética* teórica (EER) de 2.32 Kcal/hW y el calculado de 2.03 Btu/hW, indican que de manera general los equipos instalados trabajan con eficiencia estándar (EER 2.01), pero debido a problemas técnicos y operacionales la eficiencia ha disminuido, por lo cual el consumo de potencia se ha incrementado en 37.51% en relación a la eficiencia estándar.
 - c. El consumo de potencia incrementa un 43% debido a que mas del 80% de equipos en deteriorado estado físico y técnico que trabajan en promedio 8.73 horas, es decir 3.73 horas adicionales a las recomendadas.

3. Al analizar las condiciones bajo las cuales trabajan los equipos se determinó que estos disminuyen su eficiencia principalmente por problemas relacionados con la antigüedad, vida útil, falta de mantenimiento a través de los años y las adversas condiciones de trabajo a la que están sometidos. Particularmente en las unidades centrales el mayor problema encontrado fue el pésimo estado físico de los ductos de distribución y la ausencia de rejillas de retorno. En los ductos de distribución el material aislante ya terminó su vida útil, por lo cual no se logran mantener las temperaturas deseadas por la absorción de calor de los lugares por donde pasa y por las fugas a través del ducto , lo que a su vez contribuye a la reducción en la capacidad. En unidades de ventana y mini split los problemas más comunes encontrados fueron sobre o sub dimensionamiento de los equipos y la condición física deteriorada de los mismos como falta de carcasa, controles en mal estado y filtros sucios o ausencia de los mismos.

4. El sistema completo no es eficiente ya no cumple con la carga térmica demandada y genera un alto consumo innecesario de corriente,

5. Es necesaria la implementación de medidas correctivas para mejorar la eficiencia del sistema y reducir el alto consumo energético, tales como, redistribuir el sistema de climatización, reducir la ganancia de calor por infiltración, reparar los ductos de distribución y retorno, así como la implementación de un plan de mantenimiento preventivo para prolongar la vida útil de los equipos y procurar que trabajen proporcionando las condiciones de confort para las que fueron diseñados.

