

01127
22



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE
MÉXICO**

FACULTAD DE INGENIERIA

**“MODELO BÁSICO DE ACTIVIDADES PARA EL
DISEÑO DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO,
APLICADO A CUARTOS DE CONTROL,
LOCALIZADOS EN PLATAFORMAS MARINAS EN LA
SONDA DE CAMPECHE MÉXICO”**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO
P R E S E N T A:
OJEDA SÁNCHEZ JOSÉ

**DIRECTOR DE TESIS:
M.I. VICENTE LÓPEZ FERNÁNDEZ**

2003

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

A





Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

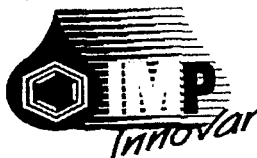
GRACIAS AL...

Autorizo a la Dirección General de Bibliotecas de la UNAM a difundir en formato electrónico e impreso el contenido de mi trabajo vocacional.

NOMBRE: José Ojeda
Sánchez

FECHA: 5 Nov 2003

FIRMA: [Signature]



INSTITUTO MEXICANO DEL PETRÓLEO

COMPETENCIA DE ELECTROMECAÁNICA

**POR SU APOYO DECIDIDO A LA REALIZACIÓN DE ESTE
TRABAJO**

AGRADECIMIENTOS

A DIOS:
POR COLMARMEN DE BENDICIONES
A LO LARGO DE MI VIDA.

A MI PADRE Y A MI MADRE:
POR SU APOYO, SUS CONSEJOS, SU AMOR Y
SU CONFIANZA, PORQUE ME BRINDARON LA
OPORTUNIDAD Y TODO LO NECESARIO PARA
VIVIR Y TERMINAR MIS ESTUDIOS,
GRACIAS POR CREER EN MÍ, LOS QUIERO MUCHO.

A MI HERMANA CLAUDIA:
POR EL APOYO, COMPRENSIÓN Y DESCONTENTOS
QUE UNEN NUESTRAS VIDAS.

A MI ASESOR DE TESIS EN EL IMP:
EL ING. JOSÉ MANUEL HERRERA RAMOS, POR SU
DEDICACIÓN Y ORIENTACIÓN EN EL DESARROLLO
DE ESTE TRABAJO DE TESIS.

A MI ASESOR DE TESIS EN LA FACULTAD DE INGENIERÍA:
EL M. I. VICENTE GUILLERMO LÓPEZ FERNÁNDEZ,
POR SU APOYO PARA LA REALIZACIÓN DE ESTE TRABAJO
DE TESIS.

AL M. I. HÉCTOR LÓPEZ, POR SUS CONSEJOS Y VALIOSAS
CONTRIBUCIONES A ESTE TRABAJO.

A LA UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
Y A LA FACULTAD DE INGENIERÍA:
POR LA EDUCACIÓN CON LA QUE ME HAN FORMADO Y POR
PERMITIRME SER PARTE DE ESA GRAN COMUNIDAD UNIVERSITARIA.

A TODAS AQUELLAS PERSONAS QUE DE ALGUNA U OTRA
FORMA PARTICIPARON MORAL O FÍSICAMENTE PARA LA
CULMINACIÓN DE ESTE PROYECTO.

Introducción	i
Objetivos	ii
Alcance	iii
Antecedentes	iv

CAPÍTULO 1 CLASIFICACIÓN DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

1.1	Por el tipo de equipo	1
1.1.1	Sistemas de expansión directa	1
1.1.2	Sistemas de expansión indirecta	1
1.2	Por sistemas de aire acondicionado	2
1.2.1	Sistemas todo agua	3
1.2.2	Todo aire	4
1.2.2.1	Sistema unizona	5
1.2.2.2	Sistema multizonas	5
1.2.2.3	Sistema de doble ducto	5
1.2.2.4	Sistema de volumen variable de aire	5
1.2.2.5	Sistema de volumen constante de aire	5
1.2.3	Aire-agua	6
1.2.3.1	Sistema de inducción aire-agua	6
1.2.3.2	Sistema de ventilador serpentín	7
1.2.4	Bomba de calor	8

CAPÍTULO 2 AHORRO DE ENERGÍA EN SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

2.1	Generalidades	10
2.2	Conceptos básicos para el ahorro energético en instalaciones de aire acondicionado	11
2.3.	Utilización de energías gratuitas	12
2.3.1	Aprovechamiento del aire exterior	12
2.4	Incremento de la eficiencia energética	13
2.4.1	Tubos de calor	14
2.4.2	Utilización de sistemas de control automático	15
2.4.3	Control de sistemas mediante volumen variable de aire	15
2.4.3.1	Control de compuertas de superficie	17
2.4.4	Control de sistemas mediante volumen de refrigerante variable	18
2.4.4.1	Control a través del medio de enfriamiento	18
2.4.5	Válvulas de control para el agua helada	19

CAPÍTULO 3 DESCRIPCIÓN DE UN MODELO DE ACTIVIDADES PARA DISEÑOS DE AIRE ACONDICIONADO APLICADO A CUARTOS DE CONTROL COSTA AFUERA

3.0	Generalidades	21
3.1	Inicio del diseño de las instalaciones	21
3.2	Estimación de carga térmica y acondicionamiento del aire	22
3.3	Selección del sistema y equipo de aire acondicionado	23
3.3.1	Selección de los serpentines de expansión directa	25
3.3.2	Selección del medio de filtración	25
3.3.3	Selección de ventiladores	26
3.3.4	Presión positiva dentro del cuarto de control	26
3.4	Filosofía de operación del sistema de aire acondicionado	26
3.5	Localización del equipo	27
3.6	Revisión de la carga termica estimada y de equipo acondicionador seleccionado	27
3.7	Cálculo y trazado de trayectoria de ductos de aire	27
3.8	Cálculo y trazado de trayectoria de tubería de agua y refrigerante	28
3.9	Sistema de control	29
3.10	Elaboración de planos	29
3.11	Revisión de planos	30
3.12	Volumen de obra	30
3.13	Especificaciones generales y particulares	30
3.14	Documento de requisición	30
3.15	Fin de diseño	30

CAPÍTULO 4 DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DEL CUARTO DE CONTROL DE LA PLATAFORMA MARINA DE COMPRESIÓN AC- 4 DEL COMPLEJO AKAL-C

4.0	Generalidades	32
4.1	Análisis de cargas térmicas	32
4.1.1	Procedimiento de cálculo para carga térmica	32
4.1.2	Carga térmica variable	33
4.1.2.1	Aportación solar a través de vidrios	33
4.1.3	Carga térmica constante	35

ÍNDICE

4.2	Cálculo de carga térmica para el cuarto de control de la plataforma marina de compresión AC- 4	36
4.2.1	Cálculo de cargas térmicas variables	38
4.2.2	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor	40
4.2.2.1	Cálculo del coeficiente de película "h"	40
4.2.3	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor para las superficies del cuarto de control	41
4.3	Cálculo de cargas térmicas constantes	46
4.4	Cálculo de la capacidad del equipo de aire acondicionado	53
4.5	Selección del equipo	55
4.6	Cálculo del sistema de ductos	58
4.6.1	Métodos para diseñar ductos de aire acondicionado	58
4.6.1.1	Método de Reducción de velocidad	58
4.6.1.2	Método de igual fricción	58
4.6.1.3	Método de Recuperación estática	58
4.6.2	Secuencia para el diseño de un sistema de ductos	58
4.6.3	Cálculo del sistema de ductos para el proyecto del cuarto de control	59
4.6.3.1	Dimensionado de los ductos de inyección de aire acondicionado.	60
4.6.3.2	Dimensionado de los ductos de retorno de aire acondicionado	61
4.6.4	Cálculo de la caída de presión en los ductos de inyección y de retorno de aire	63
4.7	Cuantificación de la cantidad de lámina para la fabricación de ductos de inyección y retorno	68
4.8	Procedimiento para el dimensionado de tubería para líquido y gas refrigerante	68
4.8.1	Dimensionado de la tubería de gas refrigerante del proyecto del cuarto de control	69
4.8.2	Dimensionado de la tubería de líquido refrigerante del proyecto del cuarto de control	70
4.9	Filtración del aire exterior	71
4.9.1	Cálculo de media química	72
4.10	Volumen de obra	77
	Conclusiones	81
	Bibliografía	82
	Apéndice A	85
	Apéndice B	109
	Apéndice C	111

PAGINACIÓN

DISCONTINUA

INTRODUCCIÓN

En los procesos de compresión de gas natural, la correcta operación de los equipos de turbocompresión debe ser controlado mediante equipos electrónicos de alta confiabilidad que son instalados dentro de un cuarto de control.

Estos equipos de informática, son susceptibles de sufrir fallas debido a que el medio ambiente es altamente corrosivo, salino y húmedo, además de la presencia de diversos gases, que son resultado de los diferentes procesos que se desarrollan en la plataforma marina. Esta situación amenaza los sistemas de control causando señales fantasma, falsas alarmas, fallas al azar y deficiencias en el funcionamiento de las computadoras, pudiendo ocasionar el paro de los equipos de compresión teniendo como consecuencia cuantiosas pérdidas económicas.

En los cuartos de control de las plataformas marinas de compresión, se requiere que los equipos de instrumentación y control se encuentren trabajando en una atmósfera donde la humedad, temperatura y la pureza del aire sean idóneas, y así evitar la sulfatación y fallas en los microprocesadores.

Con lo anteriormente expuesto se hace notar la importancia de contar con un diseño óptimo y confiable de aire acondicionado, que garantice la correcta operación de los equipos electrónicos instalados en el interior de los cuartos de control.

El diseño de un sistema de aire acondicionado que se elabora de acuerdo a un modelo de actividades tiene diferentes beneficios, ya que proporciona una pauta a seguir, y muestra con una metodología bien estructurada, los pasos que deben cubrirse a fin de concluir en forma satisfactoria cualquier proyecto.

Un proyecto de aire acondicionado bien proyectado y calculado, debe cumplir con parámetros tales como funcionalidad, seguridad y confiabilidad, apegándose a normas y códigos de carácter nacional e internacional. Un buen diseño minimiza los problemas que suelen presentarse durante la etapa de construcción de las instalaciones.

Es necesario un proceso de certificación, el cual es realizado por una compañía certificadora, la cual avala mediante una revisión exhaustiva que tanto la ingeniería desarrollada como las instalaciones construidas, se apeguen a normas y especificaciones, lo que implica que las instalaciones sean seguras y confiables.

Las instalaciones deben ser aseguradas, y cabe señalar que el costo de los seguros esta determinado por el nivel de riesgos en las instalaciones, riesgo que debe eliminarse desarrollando un buen proyecto de ingeniería.

Es así que el contar con un modelo o parámetro de referencia, ayuda en la planificación y correcta ejecución de los proyectos que deban elaborarse.

OBJETIVOS

Describir un modelo básico de actividades, señalando parámetros y criterios, que sirvan de referencia para el diseño de sistemas de aire acondicionado, aplicados a cuartos de control para plataformas marinas localizados en la Sonda de Campeche, México.

Desarrollar el diseño de un sistema de aire acondicionado para el cuarto de control de instrumentos de la plataforma marina de compresión identificada como AC-4, localizada en la Sonda de Campeche, México.

ALCANCE

En el presente trabajo se describe un modelo de actividades sistematizado para la elaboración de la Ingeniería para los proyectos de aire acondicionado aplicado a cuartos de control, localizados en plataformas marinas de nuestro país.

Como ejemplo de aplicación de dicho modelo de actividades, se desarrolla el diseño de un sistema de aire acondicionado para el cuarto de control de instrumentos de la Plataforma Marina de Compresión identificada como AC-4, localizada en Sonda de Campeche, México.

Se excluye del presente trabajo lo referente a calefacción, dadas las condiciones climatológicas imperantes en el citado lugar, ya que se presentan durante la mayor parte del año altas temperaturas y altos contenidos de humedad.

No se contempla el análisis económico del proyecto.

Cabe señalar que para fines de interpretación de este trabajo, un "modelo" de actividades se define como: la descripción simplificada de una realidad o parte de ella, en donde se muestran los componentes de un proceso o sistema y las relaciones que se establecen entre los mismos.

ANTECEDENTES

La Sonda de Campeche se localiza en el Golfo de México, hacia la porción occidental de la península de Yucatán, frente a los Estados de Tabasco y Campeche, aproximadamente a 80 kilómetros de la costa, queda situada en la plataforma continental, con una superficie aproximada de 15000 km².

Existen diferentes campos de producción de hidrocarburos y con fines de identificación a cada uno de estos campos se les ha asignado un nombre de origen maya, tales son: Akal(Ciénega), Abkatun(Dios sostenedor del mundo), Ixtoc(Pedernal), Nohoch(Grande), entre otros. En este lugar se obtiene el 70% de la producción de hidrocarburos a nivel nacional.

Los trabajos de instalación para plataformas se iniciaron oficialmente en la Sonda de Campeche el 24 de octubre de 1978, con el lanzamiento al mar de la plataforma de perforación Akal-C.

El complejo de producción de Akal-C esta compuesto por el siguiente grupo de plataformas marinas interconectadas por puentes.

- 1 Plataforma de enlace
- 1 Plataforma de telecomunicaciones
- 1 Plataforma de producción
- 2 Plataformas de compresión
- 3 Plataformas de bombeo
- 2 plataformas habitacionales

Actualmente se están construyendo 1 plataforma de proceso y 1 plataforma de compresión.

Una plataforma de compresión tiene como función suministrar al gas natural proveniente de las plataformas de producción, la presión necesaria para su transporte a tierra o hacia otro complejo. Para lograrlo, se dispone de paquetes turbina compresor (turbocompresores) totalmente integrados montados sobre patines.

Para poder controlar y visualizar la correcta operación de los equipos de turbocompresión, se requiere de equipos de informática y control digital de alta confiabilidad localizados dentro de los cuartos de control.

CAPITULO 1

CLASIFICACIÓN DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

Existen dos clasificaciones generales:

**POR EL TIPO DE EQUIPO
POR SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO**

1.1 POR EL TIPO DE EQUIPO

Según el tipo de equipo a emplear se puede clasificar en:

- Sistemas de expansión directa
- Sistemas de expansión indirecta

1.1.1. SISTEMAS DE EXPANSIÓN DIRECTA

En los sistemas de expansión directa, el aire que se distribuye a los locales a acondicionar es enfriado por medio de serpentines que conducen refrigerante químico, que tienen la función de disminuir temperatura y humedad del aire por medio del contacto que se produce entre serpentín-aire.

Los equipos de expansión directa son los siguientes:

Unidades autocontenidas denominadas comercialmente como "tipo paquete", que se caracteriza por reunir todos sus componentes en una sola carcasa o gabinete.

Unidades manejadoras de aire con serpentín de refrigerante químico.

La unidad dividida (split) se caracteriza porque sus componentes están separados, debiendo ubicarse siempre la unidad condensadora al aire libre.

1.1.2. SISTEMAS DE EXPANSIÓN INDIRECTA

A los sistemas de expansión indirecta se los suele denominar de agua helada, debido a que se utiliza como refrigerante secundario al agua, que es enfriada por medio de un serpentín por el que circula refrigerante químico.

Éstas son unidades enfriadoras a las que se les denomina condensadoras, son conocidas comercialmente como "chillers"(enfriadoras), que pueden encontrarse alejadas del lugar a acondicionar.

El agua helada se bombea a unidades manejadoras de aire por medio de tubería hacia los serpentines, y a través de éstos se mueve un flujo de aire por medio de la acción de un ventilador con el fin de reducir la temperatura y humedad del aire.

Los equipos de expansión indirecta son los siguientes:

Ventilador y serpentín (fan & coil).

Unidades manejadoras de aire con serpentín de agua helada.

1.2 POR SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

Los sistemas de acondicionamiento de aire se dividen en cuatro grupos básicos, que se diferencian en la forma de obtener el enfriamiento del espacio que se acondiciona, y son los siguientes:

- Sistemas todo agua
- Sistemas todo aire
- Sistemas aire-agua
- Bomba de calor

1.2.1 SISTEMAS TODO AGUA

Los sistemas denominados "todo agua" son aquellos que utilizan equipo de expansión indirecta, localizados dentro del local a acondicionar como pueden ser los de ventilador y serpentín (fan & coils). El agua helada se bombea hasta el serpentín, por medio de tuberías donde existe el intercambio térmico entre el agua y el flujo del aire que acondiciona el local como se muestra en la figura 1.1.

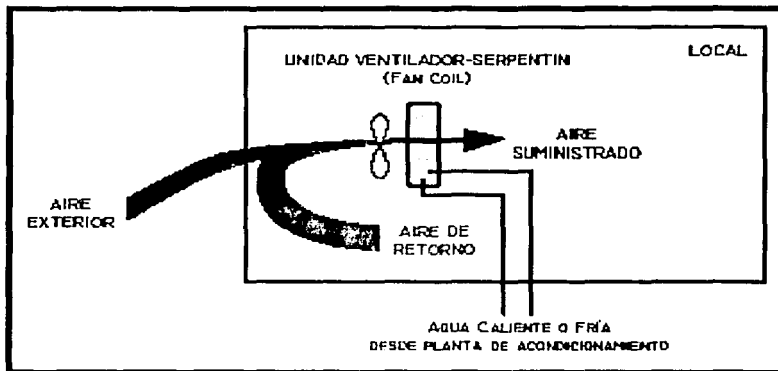


Fig. 1.1. Esquema de un sistema todo agua

Pueden considerarse según la conexión de tuberías en:

1. Sistemas de tubería simple (dos tuberías) en los que cada unidad recibe una entrada de agua fría, y termina en una tubería de retorno. El arreglo se observa en la figura 1.2.

2. Sistema de varias tuberías en las que cada unidad tiene una doble entrada de agua (caliente y fría) y una tubería de retorno (tres tuberías) o dos tuberías de retorno (cuatro tuberías). El arreglo se muestra en las figuras 1.3 y 1.4.

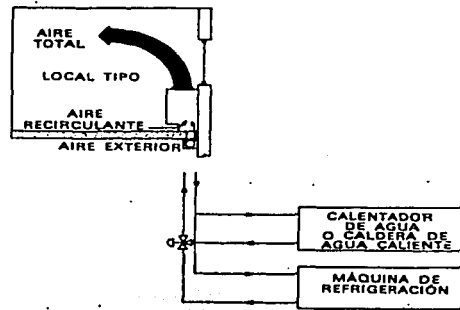


Fig. 1.2. Sistema de ventilador - serpentín de 2 tubos

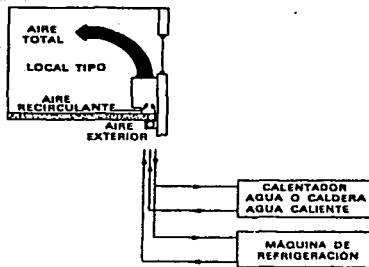


Fig 1.3 Sistema de ventilador-serpentin de 3 tubos

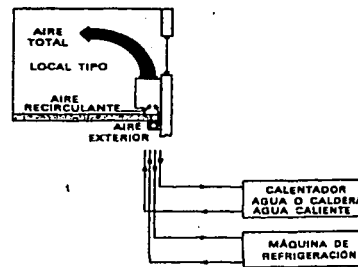


Fig 1.4. Sistema ventilador serpentín de 4 tubos

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1.3 TODO AIRE

Un sistema todo-aire es aquel que, mediante el aire suministrado, es capaz de proporcionar refrigeración total, tanto sensible como latente. Esto es, no se requiere una refrigeración adicional en cada zona.

En estos sistemas el aire se prepara en un equipo unitario o unidad de tratamiento del aire, con un serpentín de expansión directa o agua fría que se ubica alejado de los espacios que se acondicionan, y se utiliza sólo el aire como fluido termodinámico que llega a los locales distribuido mediante un sistema de conductos, tal cual se detalla en la figura 1.5 y que sirve tanto para refrigerar como para calentar.

En estos sistemas, el conducto actúa como elemento estático de la instalación, a través del cual circula el aire en el interior del edificio, conectando todo el sistema: aspiración del aire exterior, unidades de tratamiento de aire, locales de uso, retorno y evacuación del aire viciado.

Todo el aire de retorno pasa por la unidad de tratamiento central, por lo que sufre una nueva filtración y corrección de la humedad, redundando en una mayor calidad del aire.

El aire de renovación es captado por una única toma exterior, lo que permite una mejor ubicación de la misma, de forma que los efectos del viento en fachada tengan una menor incidencia y que se encuentre alejada de zonas de evacuación de aire viciado o torres de enfriamiento.

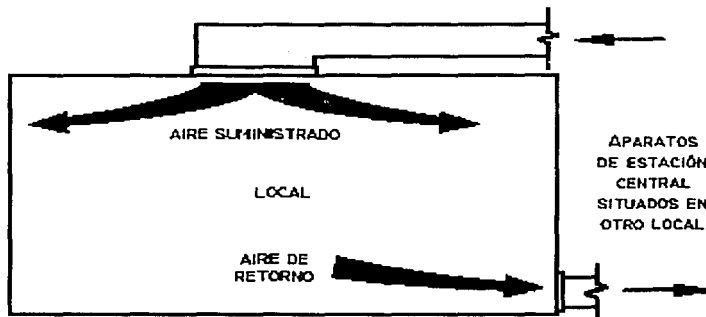


Fig. 1.5 Esquema de un sistema todo aire

Pueden establecerse:

- Simple zona o unizonas
- Sistema multizonas
- Sistemas de doble ducto
- Sistemas de volumen constante de aire
- Sistemas de volumen variable de aire

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1.2.2.1 SISTEMAS UNIZONAS

Son los sistemas más sencillos de sólo aire, en la que una unidad primero acondiciona y después distribuye un volumen constante de aire por un ducto a un grupo de recintos, por lo tanto no se pueden controlar por separado las condiciones en cada uno de ellos, dado que el aire acondicionado distribuido tiene una sola condición de temperatura y humedad. El ventilador de suministro de aire es necesario para distribuir el aire a través de la unidad, ductería y dispositivos de distribución de aire en los recintos. El ventilador de retorno de aire toma aire de los recintos y lo distribuye a través de ductos de retorno de aire, de regreso a la unidad de acondicionamiento de aire exterior.

1.2.2.2 SISTEMA MULTIZONAS

El sistema multizonas usa una unidad de manejo de aire que tiene un serpentín de calentamiento (planta caliente) y un serpentín de enfriamiento (planta fría). En la unidad se tienen compuertas de zona, a través de la planta caliente y fría a la salida de la unidad.

Se colocan ductos separados que parten de cada conjunto de compuertas hasta cada zona. El aire frío y caliente se mezclan en proporciones variables mediante las compuertas de acuerdo con las necesidades de la zona.

1.2.2.3 SISTEMA DE DOBLE DUCTO

En esta disposición se colocan ductos cabezales separados para aire frío y caliente, desde los serpentines de calefacción y enfriamiento en la unidad manejadora de aire. Las cajas mezcladoras se colocan en cada zona y reciben el aire de los ductos frío y caliente para entregarlo a la zona.

1.2.2.4 SISTEMA DE VOLUMEN VARIABLE DE AIRE

En este sistema se tiene un solo ducto principal que parte de la unidad manejadora de aire, al igual que un sistema de unizona. Sin embargo la cantidad de aire que se suministra a cada ramal varía. Un termostato de recinto hace trabajar una compuerta u otro dispositivo de control que regula el flujo volumétrico de aire a la zona en respuesta a la carga.

1.2.2.5 SISTEMA DE VOLUMEN CONSTANTE DE AIRE

Los sistemas de volumen constante están diseñados para ofrecer una corriente de aire constante y para variar la temperatura del mismo en función de las necesidades de frío o de calor. El porcentaje de aire exterior puede mantenerse constante, pero a menudo se controla manual o automáticamente para que varíe en función de la temperatura y la humedad del exterior. El aparato de estación central, acondiciona aire y suministra ya sea una mezcla de aire exterior y de retorno, o el 100% de aire exterior a la unidad de cada habitación. En la descarga del ventilador se mantiene una temperatura del aire de suministro relativamente constante. Los controles pueden incluir unos mínimos

que le permitan al sistema adecuarse a las normas de ventilación para determinadas cantidades de aire exterior bajo unas determinadas condiciones.

El agua enfriada es circulada o el refrigerante es evaporado en los serpentines del deshumidificador para eliminar el exceso de humedad y enfriar el aire.

Para mover el aire desde la estación central hasta las unidades de las habitaciones se usa un sistema de distribución de aire de alta o baja velocidad.

1.2.3 AIRE-AGUA

Los sistemas de combinación aire-agua distribuyen tanto agua helada como aire acondicionado (aire que es denominado primario), desde un sistema central. Las unidades terminales ubicadas en cada recinto enfrían el local, tal como se señala en el esquema de la figura 1.6.

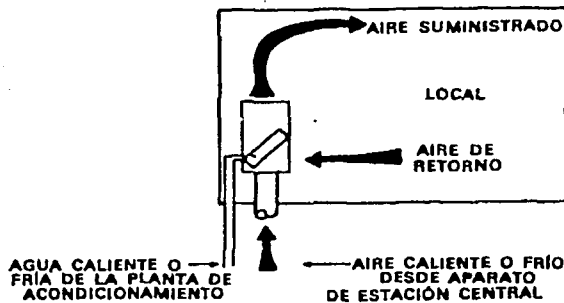


Fig 1.6 Esquema de un sistema aire-agua

Existen las siguientes variantes del sistema:

1.2.3.1 SISTEMA DE INDUCCIÓN AIRE-AGUA

Este tipo de unidad terminal se alimenta tanto de agua helada como de aire primario desde una unidad central de manejo de aire. Se emplea un serpentín de tubo aletado. El suministro de aire primario entra a una cámara plena pequeña y se impulsa verticalmente a través de pequeñas boquillas o toberas a mayor velocidad. Con ello se crea una baja presión y por lo tanto un efecto de inducción, esto es, el aire del recinto entra a la unidad a través de la abertura del fondo.

El aire del recinto se enfría al pasar por el serpentín de agua helada. A continuación se mezclan aire del recinto (aire secundario) y el aire primario y salen a través de la parrilla de salida del gabinete, en la parte superior de la unidad. En este sistema el

aire primario puede ser tan sólo el 25% del que se utiliza en sistemas convencionales todo aire, y sirve para equilibrar las ganancias por transmisión, satisfacer las necesidades de ventilación y proporcionar el control de la humedad y fuerza motriz para inducir el aire del local a través del serpentín enfriador que esta situado en la unidad terminal (figura 1.7).

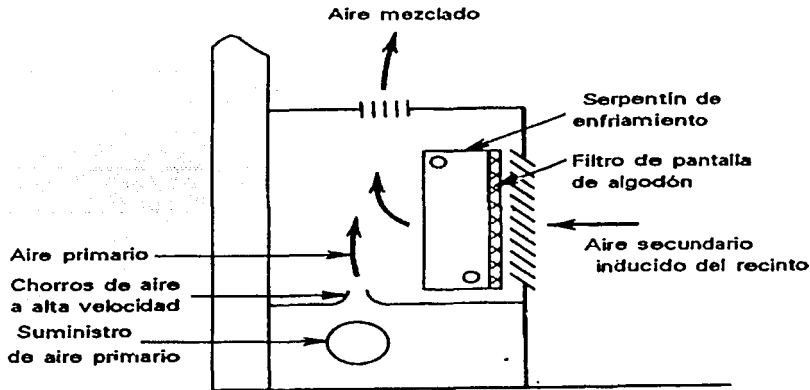


Fig. 1.7 Unidad de inducción

1.2.3.2 SISTEMA DE VENTILADOR SERPENTÍN (FAN & COIL INDIVIDUAL CON AIRE PRIMARIO)

El sistema de ventilador-serpentín (fan&coil) de aire primario es análogo en muchos aspectos a un sistema de unidades de inducción, la diferencia esencial es la sustitución de la unidad de inducción por una unidad de ventilador-serpentín. Las unidades de ventilador serpentín se pueden situar en el perímetro del edificio, suministrándose el aire primario directamente a las unidades (figura 1.8 a), o desde un conducto de corredor directamente a las habitaciones (figura 1.8 b).

Las unidades también pueden estar suspendidas del techo y ser suministrado el aire primario desde un conducto de corredor (figura 1.8 c).

El agua helada circula desde una planta central de refrigeración, a través de los serpentines del dehumidificador del aparato central y luego se mezcla con el agua recirculada del circuito secundario de agua, para mantener ésta a temperatura constante en las unidades ventilador-serpentín.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

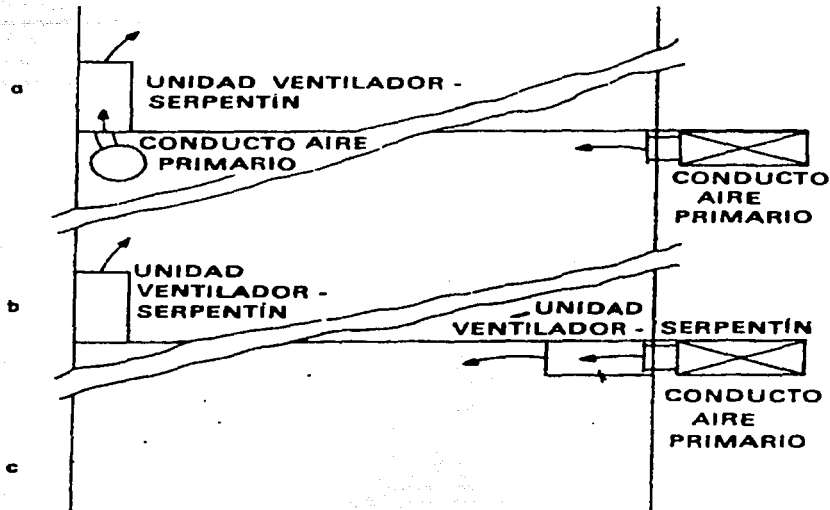


Fig. 1.8 a), b), c). Disposiciones de ventilador-serpentina de aire primario

1.2.4 BOMBA DE CALOR

La bomba de calor es un sistema de refrigeración, que se puede usar tanto para enfriar como para calentar. En general, la bomba de calor es una máquina de refrigeración por compresión de vapor.

En el ciclo bomba de calor, el efecto calorífico se produce por la inversión de las funciones de los dispositivos de transferencia de calor de los equipos de compresión mecánica, con extracción de calor del exterior para disiparlo en el ambiente mediante el aporte de una cantidad de energía. Es un ciclo inverso al de refrigeración mecánica.

La figura 1.9 muestra como trabaja una bomba de calor en verano e invierno. En verano, cuando el refrigerante fluye en la dirección que se indica, el serpentín de recinto funciona como evaporador, y el aire del recinto se enfría para producir el enfriamiento durante el verano. En invierno, la dirección de flujo del refrigerante se invierte después de salir del compresor, de modo que el serpentín del recinto sirve como condensador, y el serpentín exterior sirve como evaporador. El aire del recinto que pasa por el serpentín recibe, por tanto, el calor eliminado del condensador.

La bomba de calor actúa ahora como unidad de calefacción. El calor absorbido en el serpentín exterior es el efecto de refrigeración, pero en este caso no tiene objeto útil.

La inversión del flujo de refrigerante para cambiar de calefacción a enfriamiento se efectúa con una válvula inversora. Tiene cuatro conexiones, de los cuales dos siempre están abiertos para permitir el flujo en la dirección deseada.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

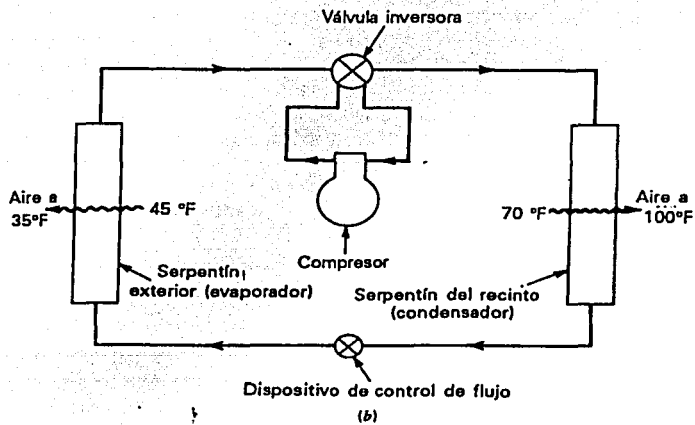
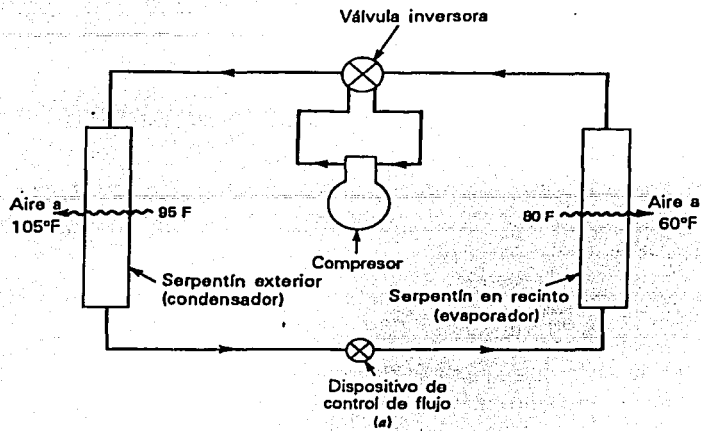


Fig. 1.9 Bomba de calor de compresión mecánica
 a) Ciclo de verano (enfriamiento) b) Ciclo de invierno (calefacción)

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

CAPITULO 2

AHORRO DE ENERGÍA EN SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

2.1. GENERALIDADES

En nuestros días el consumo energético se ha incrementado de forma dramática en todo el mundo debido a la desenfadada demanda de una población que, en su conjunto, no deja de crecer y de pedir más energía para satisfacer sus necesidades. De las formas de energía consumidas por el Planeta en la actualidad, sólo el 20% de las mismas son de origen renovable, el 80% restante es de origen fósil.

El consumo energético per cápita mundial ha pasado en dos siglos de 265 watts/persona, a 2000 watts/persona. Esta situación nos obliga a desarrollar tecnologías que nos permitan reducir su consumo, a buscar fuentes alternativas de energía renovable e implementar programas de uso eficiente de la energía.

Es conveniente indicar que al ritmo actual de consumo de energía en el planeta, las reservas energéticas probadas de petróleo y gas natural (esto es, las formas de energía que actualmente cubren el 60% del consumo de energía primaria a escala mundial) no sobrepasan los 70 años. Esta cifra llega a 300 años para el carbón. Teniendo en cuenta lo anterior, e independientemente de las voces interesadas que quieren hacer ver que siempre se encontrarán nuevos yacimientos explotables, la situación de escasez de recursos es ya muy grave a mediano plazo, y puede decirse que la humanidad, de seguir con este desenfadado y derrochador ritmo de consumo, agotará en unos 300 años la energía que se gestó durante cientos de miles de años.

La energía tiene una gran relevancia desde el punto de vista económico, social y ambiental.

Desde el punto de vista económico, la disponibilidad o carencia de recursos energéticos por parte de un determinado país, condiciona enormemente su economía al afectar su nivel de riqueza y competitividad (vía precio de la energía) en el contexto mundial.

Desde el punto de vista social, su trascendencia no es menos evidente; el acceso de la población a este bien condiciona su nivel y calidad de vida, provocando en nuestros días grandes desigualdades entre diferentes regiones del planeta.

Desde el punto de vista ambiental, cualquier uso que se haga de la energía, sea este eficiente o ineficiente, presenta siempre un impacto en la población (a través de emisiones contaminantes), así como en los reinos vegetal y animal.

Son todas estas circunstancias las que precisamente confieren a la energía su carácter de imprescindible en la vida y el desarrollo humano, y la coloca, junto con

otros pocos recursos, como el agua, como un bien estratégico para los países, los cuales llegan incluso a tomar decisiones drásticas, como la guerra, para no perder o para poder disponer de este agente tan vital para su desarrollo.

En nuestro país desde hace varias décadas se ha incrementado en forma acelerada y permanente el consumo de energía y debido a la carencia de recursos las empresas encargadas de proporcionarla no han podido crecer al ritmo que la sociedad demanda este bien. En este sentido las medidas que se han adoptado van encaminadas a reducir el consumo energético, por medio del ahorro, uso eficiente y aprovechamiento de las energías renovables en el país, a fin de cubrir a mediano plazo las necesidades energéticas.

La necesidad de hacer frente al déficit energético originado por el incesante aumento del consumo de energía debe ser ampliamente difundido porque es indispensable crear una conciencia colectiva sobre su uso racional.

2.2. CONCEPTOS BÁSICOS PARA EL AHORRO ENERGÉTICO EN INSTALACIONES DE AIRE ACONDICIONADO

Las unidades de aire acondicionado tienen una demanda considerable de energía eléctrica, y por tanto debe hacerse una selección adecuada del equipo y plantear nuevos esquemas que permitan reducir su consumo energético.

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

Deben fraccionarse la capacidad de los equipos a fin de adaptar la producción de aire acondicionado a la demanda de calor del sistema en la magnitud y momento que se produce, con objeto de conseguir en cada instante, el régimen de potencia más cercano al de máximo rendimiento.

Para ello, es necesario establecer las distintas tecnologías a emplear ya sea agua fría o expansión directa, los tipos de condensación a agua o aire, etc., considerando el diseño de la instalación para la función a la que va a ser destinada.

En el caso de edificios existentes el proyecto de mejoras energéticas consiste en actuar sobre cada problema concreto, por ejemplo, controlar los niveles de trabajo de los equipos o set-point de operación, verificar los flujos de aire y agua, analizar la posición de los sensores ambientales, optimizar los consumos mejorando las operaciones de mantenimiento, como la limpieza de los filtros, control del estado de funcionamiento de los equipos, circulación del aire o agua, etc. En muchos casos se trata de problemas por una mala ejecución, como la poca circulación del aire o subdimensionamiento de los equipos, que requieren para su solución, la ejecución de trabajos y de nuevas inversiones.

En cuanto a la ampliación de los edificios, la modificación de las instalaciones de aire acondicionado por aumento de los sistemas instalados, cambios de tecnologías, etc. requieren una estrategia de crecimiento. El agregar nuevas equipos a los ya existentes para satisfacer necesidades de ampliación no previstas, lleva muchas veces a resultados finales de instalaciones de distinta técnica, con bajos índices de eficiencia, altos costos de espacio, y mantenimiento, por lo que debe analizarse siempre con mucho detenimiento la posibilidad de adicionar los equipamientos de la manera más racional posible.

Existen numerosas tecnologías y medios de aplicación para disminuir el consumo energético, por lo que se deben analizar las características particularidades de cada caso.

Para tal propósito se pueden seguir los siguientes parámetros básicos:

- Utilización de energías gratuitas
- Incremento de la eficiencia energética

2.3. UTILIZACIÓN DE ENERGÍAS GRATUITAS

El uso de energías gratuitas constituye un elemento importante para el ahorro energético. El sistema más común que puede ser utilizado es el de aprovechamiento de aire exterior.

2.3.1 APROVECHAMIENTO DEL AIRE EXTERIOR (FREE-COOLING)

Una de las formas de reducir el consumo energético es el empleo del sistema economizador denominado free-cooling de aire exterior, para aprovechar su baja entalpía, cuando las condiciones exteriores son favorables como en verano, para disminuir el uso de los equipos de aire acondicionado.

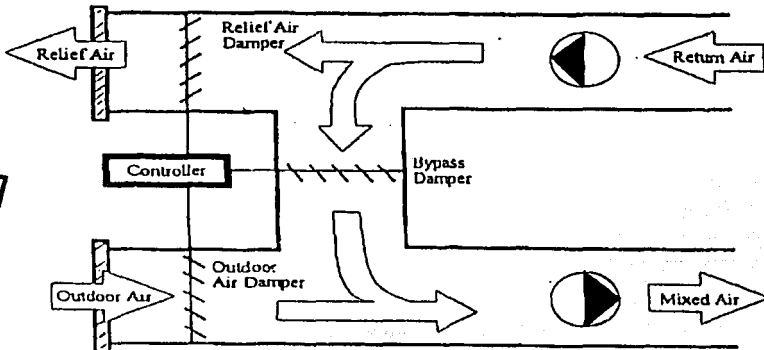


Fig. 2.1 Aprovechamiento del aire exterior

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

En el esquema de la figura 2.1 se detalla el procedimiento más usual para llevar a cabo el aprovechamiento del aire exterior (free-cooling), contando el sistema con un ventilador en la línea de retorno, que puede canalizar dicho aire eliminándolo hacia el exterior, o recirculándolo hacia la unidad de tratamiento de aire.

La regulación de la proporción de aire eliminado o recirculado se realiza mediante un juego de persianas en función del grado de apertura o cierre y una tercera persiana en la toma de aire exterior opera sincronizadamente con el aire eliminado al exterior y de esa manera, al aumentar el caudal de aire exterior a medida que la persiana se abre, se va cerrando la del aire recirculado y se abre la del aire expulsado. El sistema es regulado mediante sensores de entalpía.

Se puede plantear en los siguientes casos:

- Temperatura del aire exterior menor que la del aire de impulsión
- Temperatura del aire exterior mayor que la temperatura del aire de impulsión, pero menor que la del aire de retorno de los locales
- Temperatura del aire exterior mayor que la temperatura del aire de retorno de los locales

El mantenimiento de la limpieza de los filtros es muy importante en los sistemas con aprovechamiento de aire exterior, debido a que el caudal circulante de aire exterior es mucho mayor que en los sistemas convencionales.

2.4 INCREMENTO DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA

Se pueden mencionar las siguientes acciones para lograr ese objetivo:

- Zonificación de los equipos para satisfacer sus necesidades particulares
- Adecuada selección de las temperaturas de evaporación y condensación
- Empleo de sistemas de distribución de fluidos con motores de velocidad variable

Es necesario en el diseño efectuar la zonificación y la parcialización adecuada de la capacidad de los equipos a fin de adaptar la generación de aire acondicionado a la demanda de calor del sistema en la magnitud y momento que se produce. Debe recordarse que la eficiencia de las máquinas se reduce a cargas parciales.

Las temperaturas de diseño en la evaporación o la condensación son factores muy importantes en la determinación del proyecto desde el punto de vista energético, por lo que debe analizarse con detenimiento la temperatura de enfriamiento en la distribución de los fluidos y en el uso de los sistemas de condensación por agua contraponiendo los menores consumos de operación con los mayores costos de mantenimiento, teniendo en cuenta que el agua potable comienza a ser un recurso cada vez menos económico.

El uso de métodos de regulación mediante equipos de distribución de fluidos a velocidad variable representa un ahorro importante en el consumo energético con respecto a los de velocidad constante. Tal es el caso de los sistemas de volumen variable en las instalaciones todo aire, la regulación mediante bombas de velocidad

variable en los sistemas todo agua y los sistemas de volumen de refrigerante variable en los todo refrigerante.

2.4.1 TUBOS DE CALOR

Otro tipo empleado es el recuperador por tubo de calor "heat pipe" que está formado por dos baterías construidas por tubos metálicos revestidos interiormente con un material poroso, en los que se les ha hecho vacío y cargado con un líquido refrigerante, el que se separa en dos zonas una fría y otra caliente, tal cual se indica en el detalle de funcionamiento de la figura 2.2.

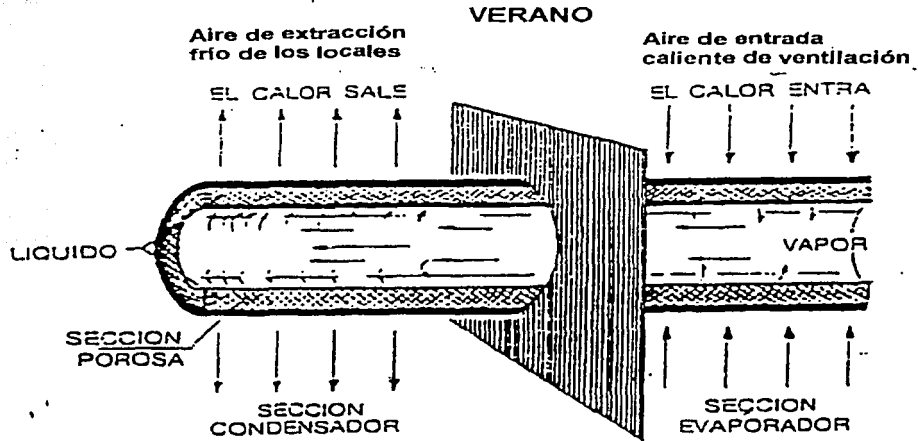


Fig. 2.2 Principio de funcionamiento de los tubos de calor

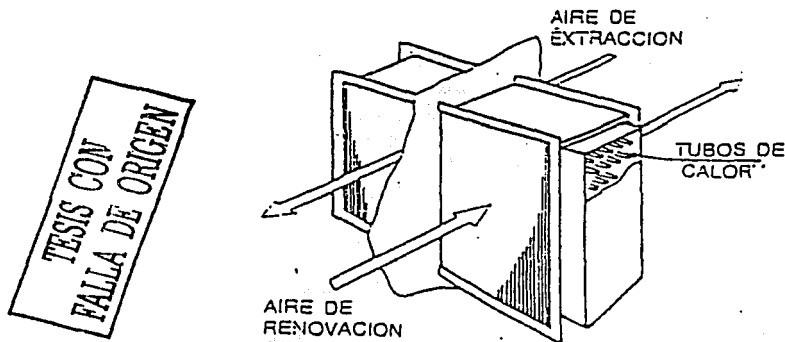


Fig. 2.3 Configuración externa de un recuperador de tubos de calor

En la zona caliente, por ejemplo, en contacto en verano con el aire de ventilación que entra al sistema de aire acondicionado, se produce la evaporación del líquido, lo que provoca continuamente vacíos en la estructura porosa que son llenados continuamente por nuevo líquido que proviene de la sección donde ese vapor se condensa porque se encuentra en la zona fría, que sería el aire viciado que se expulsa de los locales acondicionados.

De ese modo, el tubo puede actuar alternativamente como condensador y evaporador en la que el fluido que circula de una a otra extremidad por la diferencia de presiones en la masa porosa.

Al colocar varios tubos uno al lado de otro conforman una batería intercambiadora de calor el cual se monta en un marco metálico, que incorpora una separación intermedia que la divide en dos zonas, por donde se hace pasar el aire expulsado y el aire exterior, estableciéndose los flujos a contracorriente para lograr una mayor eficiencia, tal cual se indica en la figura 2.3. Tiene la ventaja de su fácil adaptación a un climatizador o en conductos y carece de mantenimiento mecánico.

2.4.2 UTILIZACIÓN DE SISTEMAS DE CONTROL AUTOMÁTICO

Los sistemas de control automático permiten reducir el uso de energía mediante la planificación y regulación de la operación del sistema.

La función de los controles es producir el equilibrio entre la carga de acondicionamiento de aire y la capacidad del equipo a fin de mantener las condiciones de diseño dentro del local.

Los sistemas de control que son aplicables operan bajo el esquema de retroalimentación, cuyo principio se basa en la transmisión de información sobre los resultados de una acción y de vuelta hacia el sensor.

El resultado de realimentar la información es que los cambios de temperatura y humedad del local son continuamente regulados y ajustados a sus niveles óptimos. Esto se consigue mediante diversas modificaciones y arreglos que se hacen a los sistemas de aire acondicionado, que esta enfocado fundamentalmente al control de diferentes dispositivos tales como: válvulas, compuertas y motores entre otros.

A continuación se hace una descripción breve de los arreglos que se hacen en los sistemas.

2.4.3 CONTROL DE SISTEMAS MEDIANTE VOLUMEN VARIABLE DE AIRE

Los sistemas de volumen variable de aire proporcionan un control multizona mediante un solo ducto. El aire de suministro se mantiene a temperatura constante y los termostatos individuales de cada zona varían la cantidad de aire para mantener la temperatura deseada en el espacio a acondicionar.

Un beneficio de este sistema es que la carga de enfriamiento total en el serpentín de enfriamiento disminuye más o menos linealmente con la disminución de las cargas de calentamiento del cuarto.

El termostato de recinto hace variar la cantidad de aire de suministro mediante el control de una compuerta reguladora D, como se observa en la figura 2.4.

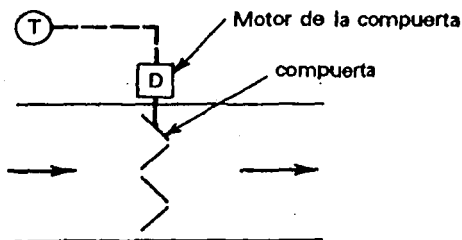


Fig. 2.4 Compuerta reguladora para el manejo de volumen variable de aire

Estos sistemas permiten acondicionar varias zonas con control independiente en cada una de ellas.

El sistema de volumen variable de aire, permite regular de forma independiente todas las zonas acondicionadas, el caudal de aire del total, deberá ser el correspondiente a la carga máxima simultánea, y no a la suma de las máximas de toda la zona, como suele ser cuando se tratan distintos locales como zona única. El ramal de aire que atiende a una zona, está dotado de un elemento motorizado que modula el caudal que se impulsa a esta zona; cada zona puede constar de una sola salida de aire (rejilla, difusor, etc) o de varias.

La modulación del caudal a cada zona puede hacerse de dos modos:

- a.- Por desviación
- b.- Por estrangulación

La variación por desviación, consiste en que el elemento regulador, desvía al retorno el caudal no impulsado. En consecuencia, el sistema es de caudal variable en el local, pero es de caudal constante en el climatizador.

La regulación por estrangulamiento, reduce el caudal en cada ramal, lo que hace que la "característica del circuito total de aire" se modifica; si no se actúa sobre el ventilador, los caudales de aire que van a otras zonas, se modificarán.

Para que esto no ocurra, hay que adaptar el caudal que suministra el ventilador a las necesidades de cada momento. Esto puede hacerse de varias maneras:

- a.- Control por persiana de salida
- b.- Control por aletas variables en la entrada
- c.- Por variación de velocidad de giro

El uso de persianas de salida con motor de velocidad constante es el más económico, pero el menos eficiente de los tres.

Las aletas variables de entrada se pueden emplear para variar eficazmente el caudal en un amplio margen. Mediante este procedimiento se controla el caudal en la boca de entrada del ventilador, controlando la presión estática y la potencia necesaria para una velocidad dada del ventilador.

Actualmente es ya más frecuente la modificación de la velocidad de rotación del ventilador, por medio de un variador de velocidad por modulación de la frecuencia de la corriente de alimentación al motor. El uso de un motor de velocidad variable para controlar la capacidad del ventilador es el medio más eficaz de control y el mejor en lo que respecta al nivel de ruido. La señal que se controla es la presión estática a la salida del ventilador, que se mantiene aproximadamente constante, con lo que el caudal que llega a las diferentes zonas apenas es afectado por la modulación de las demás. Una de las cuestiones a tener presente en los sistemas de volumen variable de aire es que, al disminuir el caudal de aire a carga parcial, el funcionamiento de los elementos de difusión (difusor y rejilla) se ve fuertemente modificado; pues el aire frío sale a menor velocidad, lo que provoca una rápida caída del chorro, lo cual puede crear molestias a los ocupantes y un deficiente movimiento de aire en el local.

Estas modificaciones de difusión del aire hacen que éste sistema, este especialmente indicado en aquellos locales en los que la variación de la carga no sea grande, de modo que el caudal de aire no baje nunca por debajo del 50% ó 60% del máximo. Precisamente para impedir la "caída" de los flujos de aire frío, muchos fabricantes han desarrollado diseños de elementos de difusión, específicamente destinados a sistemas de volumen variable, que consiguen un funcionamiento aceptable con caudales de hasta 40% del nominal. De la misma manera, existen elementos de difusión, que incorporan en el mismo (rejillas o difusor) el mecanismo de estrangulación de caudal. Por lo que respecta a esta regulación, ésta puede ser eléctrica o neumática; algunos fabricantes, utilizan como energía para mover los elementos de desvío o estrangulamiento del aire, la presión del propio aire en los conductos, sin la aportación de energía externa.

2.4.3.1 CONTROL DE COMPUERTAS DE SUPERFICIE Y DE DERIVACIÓN

Una variante de este sistema es mediante el control de compuertas de superficie y de derivación, en donde la cantidad de aire que pasa por el serpentín de enfriamiento o bien que lo evita se varía mediante el movimiento contrapuesto de las dos compuertas como se observa en la figura 2.5.

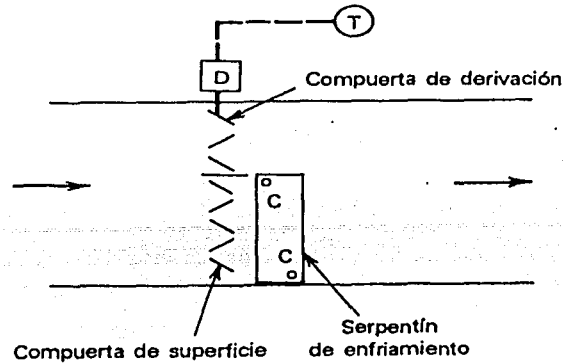


Fig. 2.5 Control de compuertas de superficie

2.4.4 CONTROL DE SISTEMAS MEDIANTE VOLUMEN DE REFRIGERANTE VARIABLE

Los sistemas de volumen de refrigerante variable, son sistemas partidos múltiples (multi-split) muy evolucionados, en los que, gracias a las posibilidades de regulación de la electrónica moderna y a un cuidadoso diseño, se consigue una gran variedad de combinaciones entre "unidades exteriores" e "interiores", tanto en tipos y potencias, como en distancias entre unas y otras.

En estos equipos se varía el caudal de refrigerante impulsado a las unidades interiores en función de las necesidades de cada una de las zonas. De esta forma son capaces de incorporar hasta 16 unidades interiores y consiguen la máxima eficiencia energética, ya que únicamente proporcionan la energía requerida en cada momento. El rendimiento energético de este sistema disminuye cuando existe una gran diferencia de altura entre la unidad exterior y las interiores.

La regulación de la potencia frigorífica, se hace frecuentemente por variación de la velocidad de giro del compresor, con un sistema de variación de frecuencia de la corriente de alimentación, lo que permite una adecuación casi total de la potencia producida a la demanda instantánea, que puede alimentar a distancias de más de 100 metros hasta unidades interiores ubicadas en los locales.

2.4.4.1 CONTROL A TRAVÉS DEL MEDIO DE ENFRIAMIENTO

Una variación de este sistema de control es mediante la regulación de la temperatura del refrigerante secundario en los sistemas de expansión indirecta. En la figura 2.6 se muestra una enfriadora de agua que tiene un compresor de refrigeración cuya capacidad se controla mediante un termostato de inmersión en el tubo de suministro de agua helada. El termostato modula la capacidad del compresor para mantener la

temperatura constante del agua helada. En esta aplicación, es útil el control del medio porque se desea mantener la temperatura del agua helada a un valor constante para asegurar la correcta deshumidificación. Otro motivo para controlar el medio es que se logra una respuesta más rápida controlando la temperatura del aire de suministro o del agua.

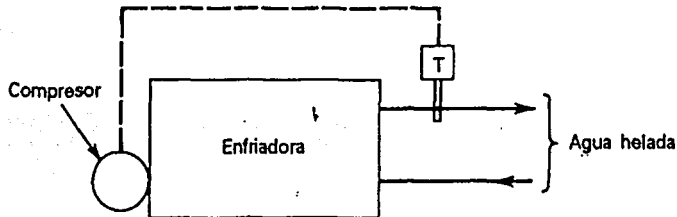


Fig. 2.6 Control a través del medio de enfriamiento

2.4.5 VARIACIÓN DE LA VELOCIDAD DE LA BOMBA DE AGUA HELADA

En el caso de los sistemas de expansión indirecta, el bombeo del refrigerante (agua helada) hacia los serpentines de enfriamiento es regulado en función de la variación de las condiciones del local, esto se logra mediante controles automáticos para el motor de la bomba. Son utilizados motores con un par variable, disminuyendo este con la velocidad. La potencia útil varía como el cuadrado de la velocidad.

Este sistema es utilizado en los sistemas de ventilador y serpentín (fan & coil), en donde la capacidad de la unidad ventilador serpentín se controla variando el caudal de agua en el serpentín contenido en la unidad. En donde se asegura control de presión exacto a través de la bomba, independiente del requisito del flujo. La velocidad del motor se ajusta de acuerdo a la presión requerida en el sistema y puede ser instalado antes de cada zona a acondicionar para reducir el flujo de refrigerante en cargas parciales del sistema, traduciéndose en un menor consumo de energía eléctrica.

En este caso se obtiene un gran ahorro de energía porque el consumo varía con el cubo de la velocidad, o sea que para la mitad de la velocidad, el consumo es la octava parte de la nominal.

2.4.5.1 VÁLVULAS DE CONTROL PARA EL AGUA HELADA

El suministro de agua helada al sistema de acondicionamiento de aire puede ser modulado mediante un arreglo de válvulas, en donde son utilizadas válvulas de tres vías como se muestra en la figura 2.7 que pueden ser del tipo mezclador o del tipo divergente o separador.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Fig. 2.7 Válvulas de control para el agua helada

La válvula mezcladora tiene dos entradas y una salida, mientras que la separadora tiene una entrada y dos salidas. Ambas se pueden usar para variar los flujos a través del serpentín de enfriamiento en la maquina acondicionadora como se observa en la figura 2.8 manteniendo al mismo tiempo el flujo total.



Fig. 2.8 Válvulas de control para el agua helada

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

CAPITULO 3

DESCRIPCIÓN DE UN MODELO DE ACTIVIDADES PARA DISEÑOS DE AIRE ACONDICIONADO APLICADO A CUARTOS DE CONTROL COSTA AFUERA.

GENERALIDADES

Sistema de Aire Acondicionado se define como: un conjunto de instalaciones y equipos cuya función es controlar la temperatura, humedad y pureza del aire para comodidad de las personas y/o para garantizar que los equipos instalados dentro de un local operen de acuerdo a los requerimientos establecidos por los fabricantes.

La ingeniería para el diseño de un sistema de aire acondicionado para cuartos de control en Plataformas Marinas, debe cubrir las exigencias que el cliente demanda. Muchas veces el producto cumple con la calidad esperada, ya que la ingeniería se apega a las normas de diseño; pero adolece en oportunidad, a pesar de que en la actualidad se tienen poderosas herramientas de cálculo y programas que facilitan las tareas.

El objetivo de este capítulo, es combinar estos dos requerimientos. Para que esto se logre, es importante que se cuente con un modelo de actividades que sirva de base para los especialistas donde se indiquen las actividades más importantes, y se muestre como interactúan entre ellas y con otras áreas o disciplinas, agilizando de esta forma el desarrollo del proyecto y garantizando que el producto final sea oportuno y cumpla con la calidad esperada. El modelo de actividades que se describe en este capítulo se condensa en el diagrama de flujo contenido en la tabla 3.2.

3.1 INICIO DEL DISEÑO

En Plataformas Marinas, los Cuartos de Control son requeridos debido a la necesidad de albergar equipo digital que requiere trabajar bajo una atmósfera controlada.

El desarrollo de la ingeniería surge a raíz de esta necesidad, y es aquí donde el usuario o cliente especifica sus requerimientos a través de un documento llamado Bases de Usuario.

En función de este documento cada especialista emite sus bases de diseño, siendo conjuntadas por la coordinación del proyecto. Estas bases son comentadas por cada uno de las áreas involucradas generándose un documento único. El usuario finalmente, es el que comenta y aprueba las bases de diseño.

El área civil se encarga del diseño estructural, y elabora los planos correspondientes, el área de arquitectura recibe estos planos e inicia la proyección de las instalaciones,

generando los planos arquitectónicos con detalles de materiales de construcción de muros, ventanas y pisos, indicando el número de personas que ocuparán el lugar a acondicionar y proporciona una copia de manera preliminar al área de mecánica.

3.2 ESTIMACIÓN DE CARGA TÉRMICA

La disciplina de Ingeniería Mecánica es la responsable de elaborar el cálculo de la carga térmica del local al que se le dotará de un sistema de ventilación y aire acondicionado, para tal efecto contempla los siguientes lineamientos y aspectos técnicos que se exponen a continuación.

Los factores a considerar para el cálculo de la carga térmica son los siguientes:

- Conducción a través de paredes, techo y vidrios al exterior.
- Conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos.
- Radiación solar a través de vidrios, paredes y techo.
- Alumbrado.
- Número y actividad de las personas.
- Equipos.

El departamento de mecánica realiza el cálculo de la estimación de carga térmica, haciendo uso en primera instancia de la información proporcionada por las disciplinas de Ingeniería Eléctrica y de Control, pues éstas se encargan de estimar la carga térmica por iluminación, tableros de control de motores y por equipos de control e instrumentación, respectivamente.

Para hacer la estimación real de las cargas de refrigeración es un requisito fundamental revisar cuidadosamente los planos arquitectónicos para extraer la información del sitio a acondicionar, debiéndose considerar los siguientes aspectos físicos:

- Orientación del edificio
- Destino o función del local
- Dimensiones del local
- Localización y dimensiones de ventanas y puertas, así como sus materiales
- Distribución de los espacios
- Frecuencia de empleo del local
- Materiales de construcción del cuarto de control
- Equipo instalado en el local

Es muy importante, identificar en forma precisa la localización y orientación del cuarto de control en la plataforma marina, pues influye de manera considerable para el cálculo de ganancia de calor por radiación solar en las diferentes superficies expuestas que lo componen.

El análisis de las cargas térmicas que están presentes en los locales a acondicionar es de primordial importancia, pues de ello depende hacer la selección adecuada de los equipos y de los elementos que componen el sistema. Para conseguir esto es necesario contar con datos precisos del lugar, tales como localización geográfica, temperaturas de

bulbo seco, bulbo húmedo y humedad relativa de diseño, dirección y velocidad de los vientos dominantes y reinantes, altura sobre el nivel del mar, presión barométrica.

A su vez las ganancias de calor se clasifican en dos grupos distintos: calor sensible y calor latente.

Las ganancias de calor sensible ocasionan un aumento de la temperatura del aire y las ganancias de calor latente se deben a la adición de vapor de agua al aire y por lo tanto aumentan la humedad.

Las características del aire que deben ser controladas simultáneamente dentro de los locales a acondicionar son:

- Temperatura
- Humedad
- Movimiento del aire
- Pureza

El tratamiento del aire a acondicionar se hace por medio de los cuatro procesos básicos, y el uso o combinación de éstos depende de las condiciones específicas del local.

Los procesos son:

- Calentamiento
- Humidificación
- Enfriamiento
- Deshumidificación

Se debe mencionar que desde mediados de la década pasada, se hace uso de paquetes comerciales para computadora, desarrollados por los fabricantes de equipo de aire acondicionado, que son utilizados para determinar la carga térmica de los locales a acondicionar.

3.3 SELECCIÓN DEL SISTEMA Y EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO

La etapa de selección del sistema y equipo de aire acondicionado se debe considerar como una de las más importantes, pues de ello depende que el local se encuentre a la temperatura y humedad especificadas en las bases de diseño.

La carga térmica de un local puede ser disipada por cualquier equipo de aire acondicionado, o bien un conjunto de ellos que en suma satisfagan las necesidades de refrigeración. Sin embargo se debe evaluar la viabilidad y flexibilidad del sistema y equipo(s) a seleccionar.

Para ello se deben tomar en cuenta parámetros tales como:

- Capacidad de refrigeración
- Volumen de aire a manejar
- El espacio disponible
- Facilidad de operación y mantenimiento
- Disponibilidad de energía eléctrica
- Costos de adquisición y operación
- Requerimientos específicos de diseño

Para cubrir lo antes mencionado es necesario conocer los diferentes tipos de equipos que existen en el mercado, así como sus características, componentes y elementos auxiliares para hacer la selección más adecuada.

Se puede hacer uso de la tabla 3.1 para la preselección de equipo de aire acondicionado.

EQUIPO	CAPACIDAD	TIPO DE LOCAL
Integral o paquete con compresor recíprocante o scroll Refrigerante R-22 Instalación en exterior	3 a 12.5 T.R.	-Oficinas -Cuarto de operadores
Unidad manejadora de aire Instalación en cuarto de máquinas o al exterior	3 T.R. en adelante	-Oficinas -Subestación eléctrica -Laboratorios -Cuartos de control -Cuartos de cómputo
Unidad condensadora con compresor recíprocante Refrigerante R-22 Instalación exterior	3 a 80 T.R.	-Oficinas -Subestación eléctrica -Laboratorios -Cuartos de control -Cuartos de cómputo
Equipo de precisión y acondicionamiento ambiental (equipo dividido) con compresor recíprocante Refrigerante R-22	3 a 30 T.R.	-Cuartos de control -Cuartos de cómputo
Sistemas centrales de fabricantes con compresores recíprocantes, pero frecuentemente con enfriadores de agua	100 a 500 T.R.	-Plataformas habitacionales -Hoteles -Edificios
Sistemas centrales de fabricante con compresores centrífugos y enfriadores de agua o sistemas de absorción	500 a 5000 T.R.	-Edificios -Hoteles

Tabla 3.1 Selección de equipos de aire acondicionado

En el caso específico de los cuartos de control ubicados en plataformas marinas, generalmente son instalados sistemas de aire acondicionado todo aire, con equipos de expansión directa, pues cubren el rango de capacidad de refrigeración requerida.

Son equipos que por sus dimensiones ocupan poco espacio, y además las distancias que debe recorrer el refrigerante no son muy grandes y el compresor puede cubrir la caída de presión sin problemas.

Todos los cuartos de control deben contar con un equipo principal, así como uno secundario que se utilizará como relevo, para cubrir posibles paros debido a fallas o bien por mantenimiento del mismo.

Además, se deben seleccionar los elementos del sistema de aire acondicionado, tales como: tipo de serpentín (es), filtros de aire, ventilador (es), etc. Es importante mencionar que actualmente la selección de los equipos tales como unidad manejadora de aire, unidad condensadora, serpentines, filtros de aire, ventiladores, unidades paquete, enfriadoras de líquido, accesorios, etc., se hace por medio de paquetes de computadora suministrados por los fabricantes y distribuidores de equipos de aire acondicionado. Lo que contribuye en gran medida a facilitar el trabajo, al ahorro de tiempo, incluso se hace una mejor selección pues se tiene mayor precisión, ya que se cuenta con mayor información acerca de las características técnicas de los equipos.

3.3.1 SELECCIÓN DE LOS SERPENTINES DE EXPANSIÓN DIRECTA

Los parámetros que se deben considerar para la selección son los siguientes:

- Condiciones del aire a la entrada
- Condiciones del aire a la salida
- Temperatura de succión del refrigerante
- Capacidad total de refrigeración requerida
- Flujo volumétrico del aire
- Número, tamaño de aletas, tamaño y espaciamiento del tubo
- Material de tubo y las aletas.

3.3.2 SELECCIÓN DEL MEDIO DE FILTRACIÓN

Como ya se mencionó con anterioridad es necesario contar con una atmósfera limpia y controlada dentro del cuarto de control libre de gases corrosivos, por lo que es necesario un sistema de filtración de media química que debe seleccionarse cumpliendo con la norma ISA.S71.04.

La selección del sistema de purificación, media química y componentes depende de los siguientes factores.

- Clasificación del cuarto de acuerdo a las normas ISA
- Nivel requerido de protección del equipo eléctrico o electrónico
- Características del espacio a proteger
- Naturaleza de los contaminantes presentes
- Volumen de aire a manejar

3.3.3 SELECCIÓN DE VENTILADORES

Para la selección de ventiladores es necesario contar con la siguiente información:

- Flujo de aire a manejar
- Presión estática a vencer en ductos de inyección y de retorno
- Presión estática a vencer en filtros, rejillas y difusores
- Velocidad del aire
- Definir tipo de acoplamiento con el motor
- Localización del ventilador

3.3.4 PRESIÓN POSITIVA DENTRO DEL CUARTO DE CONTROL

Para evitar que se genere una atmósfera corrosiva o explosiva en el interior del cuarto de control debido a la infiltración de aire proveniente del exterior, que de forma regular contiene concentraciones peligrosas de gases, aunado al ambiente salino, es indispensable mantener una presión positiva en todo momento, como lo señala la norma NFPA - 496. Para evitar que la presión positiva se pierda se debe tener un sello adecuado en las ventanas e instalar puertas con exclusiva (doble puerta de acceso).

Para asegurar que dentro de los cuartos de control se tiene una atmósfera libre de gases contaminantes, se debe considerar como mínimo para cuestiones de diseño una presión positiva de 0.1 pulg. columna de agua.

3.4 FILOSOFÍA DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.

La filosofía o secuencia de operación del control eléctrico de cada sistema de aire acondicionado, ventilación y extracción mecánica debe ser desarrollada y plasmada en los planos de los diagramas de control eléctrico.

En estos diagramas, se deben indicar los elementos de control empleados, como son: variador de frecuencia, cajas de volumen variable, termostato de cuarto, termostato proporcional, sensor de temperatura de ducto, sensor de presión, válvulas de tres vías, etc. Su interconexión, alambrado y desglose por escrito de la secuencia de operación debe ser avalada por el cliente.

Se debe considerar que todos los dispositivos de control sean compatibles con los equipos, accesorios y/o accionadores a operar.

3.5 LOCALIZACIÓN DEL EQUIPO

Uno de los principales problemas que se presentan en las Plataformas Marinas para la localización de equipos es la limitante de espacio disponible. Los equipos de aire acondicionado no son la excepción.

Para hacer una adecuada localización de los equipos acondicionadores en los cuartos de control se tiene que tomar en cuenta las siguientes recomendaciones:

- Verificar las dimensiones de los equipos
- Considerar el área adecuada para mantenimiento
- Determinar el espacio requerido para facilitar la interconexión de ductos y tubería de refrigerante con el equipo
- Localizar correctamente la toma de aire en función de la dirección de los vientos

Cuando no es posible instalar los equipos en la perifería del cuarto de control, se toma la decisión de localizarlos en el techo. En este caso, con los planos estructurales se debe contemplar el espacio y lugar donde puede ser instalado para evitar interferencias con la estructura.

Debe tenerse en cuenta que la ubicación del equipo influye directamente en los aspectos económicos y del nivel de ruido permisible del sistema.

La información de la localización final de los equipos, así como su peso y dimensiones se envían al especialista civil, quien es responsable de realizar el cálculo de los soportes del equipo.

3.6 REVISIÓN DE LA CARGA TÉRMICA ESTIMADA Y DE EQUIPO ACONDICIONADOR SELECCIONADO

En ocasiones por requerimientos del proyecto existen cambios en las cargas térmicas, debido a la adición de equipo, instrumentos, luminarias, etc. en el cuarto de control. El área eléctrica y de control son los encargados de confirmar las cargas térmicas estimadas con anterioridad.

Si se presenta esta situación, la especialidad de mecánica revisa el cálculo de la carga térmica y con estos nuevos datos procede a confirmar la capacidad del equipo seleccionado. Si el equipo no es el adecuado, nuevamente realiza una preselección/selección y el área de civil evalúa los detalles de soportería. Con este cálculo de carga térmica definitiva, se confirma la correcta selección del equipo. En esta etapa, el área mecánica puede determinar las potencias eléctricas de los equipos, y con esta información la disciplina eléctrica elabora el diagrama unifilar de cargas.

3.7 CÁLCULO Y TRAZADO DE TRAYECTORIA DE DUCTOS DE AIRE

Para el trazo de la trayectoria y dimensionamiento de ductos, el especialista responsable debe checar que no existan interferencias con el resto de las instalaciones así como altura entre plafón y techo. Para esto, se tiene que tomar como referencia los planos eléctricos

generados donde se muestra la localización de tubería cónduit, lámparas, tableros, motores, etc., planos de instrumentación y control de la distribución de los equipos de control y de telecomunicaciones, planos del área de seguridad de la instalación de aspersores contra incendio, señalizaciones, etc.

Primeramente se localizan los difusores de manera estrategica para una correcta distribución de aire dentro del local, siendo esto lo más importante. Se plantean diferentes trayectorias en forma unifilar. De no ser adecuada la trayectoria planteada es evaluada otra, repitiendo el proceso hasta encontrar la mejor opción.

El sistema de ductos debe transportar el aire desde la descarga del ventilador hasta el difusor más alejado, así como desde la rejilla de retorno hasta la succión del ventilador. Debe diseñarse dentro de los límites aceptables de espacio, nivel de ruido, velocidad de flujo, ganancia o pérdida de calor, debe ser proyectado con trayectorias que reduzcan al mínimo las caídas de presión, procurando siempre que el tendido sea lo mas sencillo y simétrico posible.

Los factores que influyen para incrementar los gastos de operación del sistema son:

- Ganancias o pérdidas de calor en el ducto
- Relación entre dimensiones del ducto
- Pérdidas de carga en el ducto
- Fugas de aire

Dichos parámetros mencionados deben ser reducidos tanto como sea posible.

Se especifican calibres de lámina, tipo de juntas o uniones, ensambles y soportes para ductos, compuertas de control de volumen, aislamiento para ductos, todo ello de acuerdo a lo que establecen las normas de SMACNA.

Los sistemas de ductos para el aire de inyección y de retorno se clasifican de acuerdo a la velocidad y presión del aire dentro del ducto.

De acuerdo a la velocidad existen dos sistemas, los de alta y baja velocidad.

Los sistemas de distribución en cuanto a la presión del aire en el conducto son: baja, media y alta presión.

El cálculo de un sistema de baja velocidad puede hacerse por medio de uno de los tres métodos que a continuación se mencionan.

- Reducción de velocidad
- Pérdida de carga constante o igual fricción
- Pérdida de presión balanceada
- Recuperación estática

Se seleccionan y localizan rejillas, además de los difusores, para el aire de inyección y de retorno, en forma tal, que aseguren una adecuada distribución y retorno del aire acondicionado.

Las rejillas y difusores se seleccionan de acuerdo a:

- Flujo y velocidad de aire a manejar en cada una
- Propagación permisible
- Distancia desde la salida al muro opuesto
- Montaje de la salida y/o retorno, elevación al techo o plafón
- Caída de presión

Debe proveerse además de un sistema eficiente de ventilación a los cuartos de baterías instalados dentro de los cuartos de control, para la remoción de posibles gases que se desprendan de las baterías, siguiendo los lineamientos de la norma GSE-001.

En forma adicional los sanitarios deben proveerse de un ventilador extractor de aire, para la ventilación de los mismos.

3.8 CÁLCULO Y TRAZADO DE TRAYECTORIA DE TUBERÍA DE REFRIGERANTE

Se debe incluir el diseño y el trazado de la instalación de la tubería de refrigerante líquido y gas tomando en consideración lo siguiente:

- La instalación debe proyectarse para una caída de presión mínima
- El fluido empleado cambia de estado en el interior de la tubería
- Asegurar la alimentación de evaporadores
- Proteger a los compresores de: la acumulación de aceite lubricante en la instalación, reducir al mínimo las pérdidas de aceite lubricante al compresor, evitar que el refrigerante penetre al cárter del compresor
- Caída de presión aceptables
- Selección de soportes y sujeciones
- Aislante térmico de la tubería
- Selección de tuberías y accesorios así como de los materiales de éstos, contemplando las presiones y temperaturas de trabajo permisibles
- Acoplamientos antivibratorios entre tubería y equipo

3.9 SISTEMA DE CONTROL

El aire acondicionado debe ser regulado para controlar las variables involucradas, mediante un sistema de control confiable y eficiente, y es el depto. de Control quien selecciona y adecua este sistema a los requerimientos específicos del proyecto, con base en la información que le proporciona el área de mecánica.

3.10 ELABORACIÓN DE PLANOS

Como resultado del diseño se elaboran planos de localización de equipo, distribución de ductos, cuadro de equipos, isométricos de tubería y detalles de construcción. En estos últimos se especifica la información referente a:

Calibres de lámina, tipo de juntas, uniones de ductos, ensambles y soportes para ductos, soportes para tubería, derivaciones de ductos, compuertas, ventiladores, aislamiento para ductos, paso por paredes, pisos, etc.

3.11 REVISIÓN DE PLANOS

La coordinación de proyectos recibe una copia de los planos finales y los envía a todas las especialidades para su revisión. En caso de existir comentarios por alguna de las disciplinas, se analizan conjuntamente con el especialista de mecánica y si aplican, se realizan las correcciones pertinentes.

3.12 VOLUMEN DE OBRA

Es la relación de conceptos y cantidades de obra, documento en el cual se realiza la descripción y se especifican las cantidades de equipos y materiales, así como sus alcances para que el proveedor elabore su cotización.

3.13 ESPECIFICACIONES GENERALES Y PARTICULARES

En las especificaciones de tipo general y particular, se cubren los requisitos mínimos de diseño para el suministro e instalación de equipos y materiales, interconexión, pruebas, arranque y puesta en operación de los sistemas de aire acondicionado y extracción, con estricto apego a las normas, leyes y reglamentos internacionales vigentes para sistemas de aire acondicionado y refrigeración.

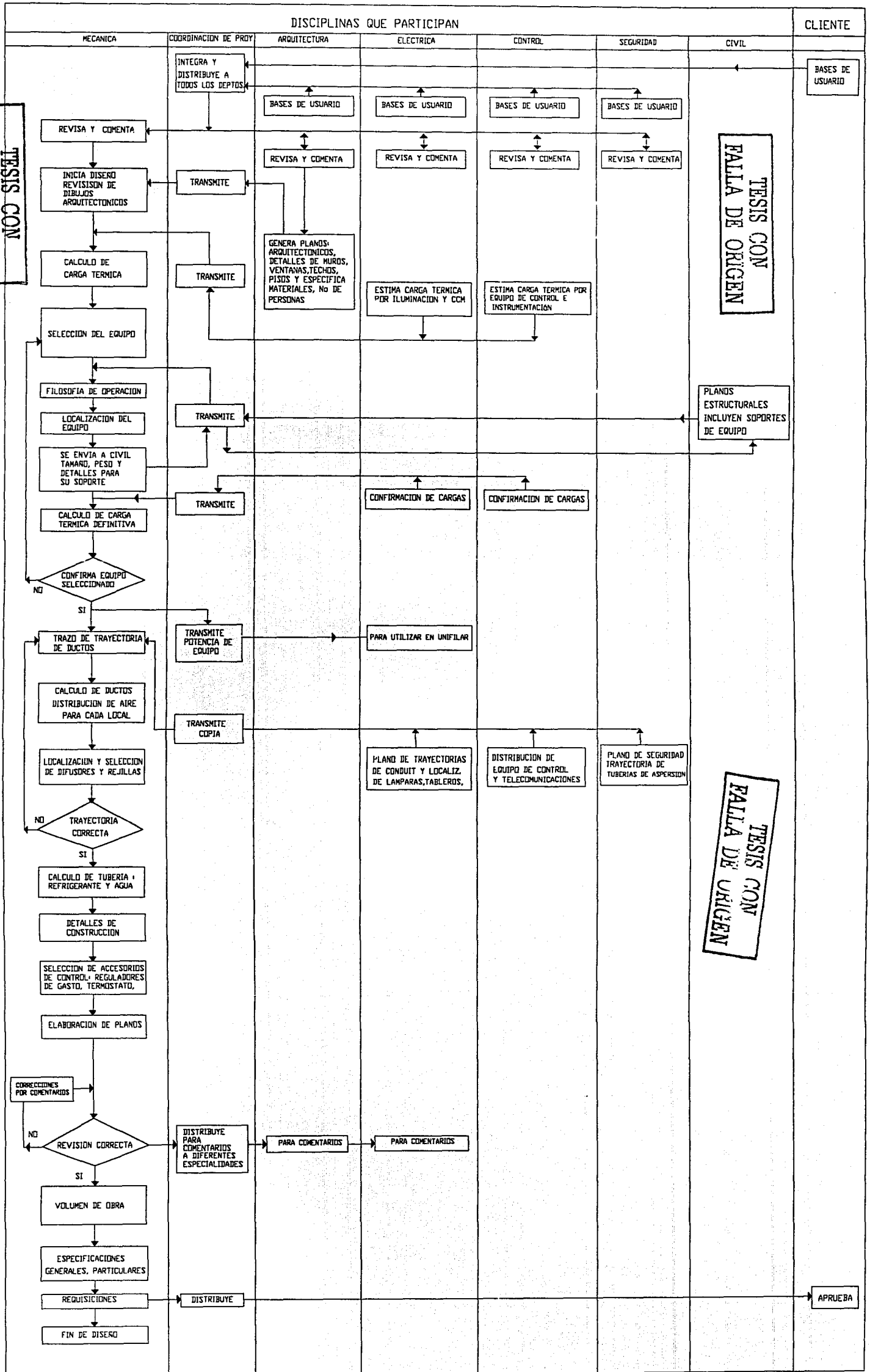
3.14 DOCUMENTO DE REQUISICIÓN

El área mecánica genera el documento de requisición que se compone de un conjunto de documentos que se elaboran e integran para solicitar cotizaciones y establece al concursante de una manera clara y concisa las condiciones y aspectos técnicos a los que deberá sujetarse para presentar su oferta.

3.15 FIN DE DISEÑO

El diseño final del proyecto de aire acondicionado, esta conformado por todos éstos documentos y planos que son el resultado de la ingeniería básica y de detalle, la cual se hace llegar al cliente o usuario a través de la coordinación de proyectos para que sea revisado y aprobado. Si no existen comentarios por parte del cliente, el diseño se da por concluido, y el usuario esta en condiciones de licitarlo.

TABLA 3.2 DIAGRAMA DE FLUJO DE ACTIVIDADES PARA EL DISEÑO DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO



TESIS CON FALLA DE ORIGEN

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

CAPÍTULO 4

DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DEL CUARTO DE CONTROL DE LA PLATAFORMA MARINA DE COMPRESIÓN AC- 4 DEL COMPLEJO AKAL-C

4.0 GENERALIDADES.

En este capítulo se realiza el diseño de aire acondicionado para el cuarto de control de la Plataforma Marina de Compresión Akal C-4 (AC-4) aplicando la metodología descrita en el capítulo anterior.

4.1 ANÁLISIS DE CARGAS TÉRMICAS

En esta sección se calcula la carga térmica a la cual esta sometida el cuarto de control. Cabe aclarar que en la actualidad existe una gran diversidad de software para el cálculo de la carga térmica, que simplifica esta actividad. Sin embargo, para efectos prácticos de este trabajo se emplea el método tradicional de cálculo.

4.1.1 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA CARGA TÉRMICA

A continuación se presenta un método general para el análisis de cargas térmicas en inmuebles.

Primero es necesario tener disponible los datos generales del inmueble, conocer la localización, tipo de construcción, así como el uso para el cual están destinados, se debe contar con planos arquitectónicos, estructurales, de acabados e instalaciones para poder hacer las consideraciones necesarias.

Contando ya con la información general del proyecto, se puede comenzar el cálculo de la carga térmica a la cual se encuentra sometido el cuarto de control.

Se debe hacer la distinción entre los diversos elementos que alteran las condiciones interiores de un local. Es por esta razón que se dividen en dos grupos: cargas variables y cargas constantes. La primera esta dada por los efectos de insolación de un local durante un determinado período de tiempo, durante el cual las condiciones exteriores varían (temperatura y humedad). La segunda corresponde a la iluminación, equipo, personas, etc.

4.1.2 CARGA VARIABLE

La carga variable se calcula de la siguiente manera. Con base en las temperaturas de diseño, tanto interiores como exteriores, y la localización del inmueble, se determina cuales tablas se utilizarán para la ganancia solar a través de vidrios, muros y techo.

Para poder utilizarlas de forma más sencilla se debe tener previamente la información de que locales dentro del inmueble serán acondicionados, pues no todos deben ser acondicionados, tal es el caso de baños, cuartos de baterías, etc. que sólo necesitan de ventilación. Se debe conocer la orientación y área de vidrios, muros y techo, así como los materiales de los cuales están compuestos y las propiedades de los mismos.

4.1.2.1 APORTACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE VIDRIOS

Una vez que se cuenta con la información necesaria, se selecciona la tabla para el cálculo de la aportación solar a través de vidrios con base en la localización geográfica del inmueble. Existen tablas que van desde los 0° Latitud (norte o sur) y hasta los 50° Latitud (norte o sur), en incrementos de 10°. Estas tablas están organizadas para las distintas épocas del año y contienen las diferentes orientaciones así como la hora solar. Los valores que se obtienen están dados en kcal /hr m² (de superficie acristalada).

Con este valor y su respectiva área se obtiene una cantidad de ganancia solar instantánea.

Lo anterior se puede expresar de la siguiente manera:

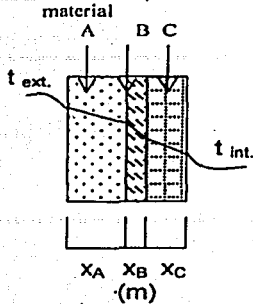
$$q = A(\text{m}^2) \times \text{valor de la tabla (kcal /hr m}^2) \times \text{corrección por marco metálico} \times \text{factor de ganancia solar por vidrio doble}$$

Es necesario realizar este cálculo para las distintas épocas del año, para todas las orientaciones y horas solares. Sólo así se conoce cual es la fecha y hora a la cual se presenta la máxima carga instantánea variable debido a vidrios. Es necesario mencionar que existen otros factores de corrección, los cuales se pueden observar en la tabla que se anexa en el apéndice de este trabajo (tabla A-3).

Antes de continuar con el cálculo de las ganancias solares debidas a los muros y al techo, es necesario calcular el valor del coeficiente global de transferencia de calor para cada sección transversal, ya que se utiliza más adelante.

Se utiliza el método de las resistencias térmicas equivalentes y se toman algunos coeficientes de convección recomendados por la A.S.H.R.A.E. mientras que otros se calculan debido a las condiciones particulares de la Sonda de Campeche en cuanto a la velocidad del viento.

A continuación se muestra como se efectúa el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.



$k_A = \text{constante (kcal / m } ^\circ\text{C hr)}$
 $k_B = \text{constante (kcal / m } ^\circ\text{C hr)}$
 $k_C = \text{constante (kcal / m } ^\circ\text{C hr)}$

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int}}} + \frac{X_A}{k_A} + \frac{X_B}{k_B} + \frac{X_C}{k_C} + \frac{1}{h_{\text{ext}}}}$$

Con esto y con el uso de las tablas para corrección de temperatura equivalente para muros y techo, y la siguiente relación empírica podemos obtener la ganancia de calor instantánea variable debida a la insolación de estos elementos.

$$\Delta T_{e^*} = \Delta T_e + (\Delta T_{\text{real}} - 8.3)$$

donde

ΔT_{e^*} = Diferencia de temperatura equivalente corregida

ΔT_e = Diferencia de temperatura equivalente (valor contenido en las tablas)

ΔT_{real} = Diferencia de temperatura real ($T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}$)

Finalmente se tiene: $q = U A \Delta T_{e^*}$ [kcal / hr]

De donde se desprende que esta expresión es posible emplearla para muros que estén hechos de varios materiales, y esto se expresa de la siguiente manera:

$$q = (U_1 A_1 + U_2 A_2 + U_3 A_3) \Delta T_{e^*}$$

Lo cual se debe calcular para cada una de las distintas épocas, orientaciones y horas solares. Lo anterior aplica para los muros, ya que para el techo solo se calcula a lo largo de las horas solares.

Como ya se mencionó estos cálculos nos proporcionan la carga instantánea variable, pero para poder hacer una suma de estas tres aportaciones, se debe tomar la combinación que genere la máxima carga variable, esto significa que no se toman los máximos de cada uno y después se sumen, pues esto nos resultaría en un valor más alto que el real, debido a que los máximos de cada aportación se pueden presentar a distinta hora, orientación o época.

Es por esta situación que se diseña para la combinación máxima, lo cual proporciona un cierto rango de confiabilidad, pues es de esperarse que este máximo sólo se alcance

durante algunas horas en un par de días al año.

4.1.3 CARGA TÉRMICA CONSTANTE

En esta sección se contabilizan todos aquellos elementos que aportan carga térmica local y los cuales son debidos a factores no climáticos. Dichos factores son propios de cada proyecto, ejemplos de estos son los siguientes: personal, iluminación, equipo, aportaciones de vidrios y muros debidos a la transmisión, etc.

Una vez que se han calculado todas las aportaciones de carga térmica, tanto variables como constantes, se debe hacer una suma de estas atendiendo al uso correcto de unidades, para que estas sean congruentes, y distinguiendo además cuales representan carga latente y cuales carga sensible.

Con estos valores, debidamente calculados, podemos obtener el factor de calor sensible, el cual es la relación entre la carga sensible y la carga total.
Esto es:

$$F.C.S. = \frac{q_s}{q_s + q_L} = \frac{q_s}{q_T}$$

Recordando las condiciones de diseño se tiene:

Exteriores

$$\begin{aligned} t_{bs} &= \text{cte. } [^{\circ}\text{C}] \\ t_{bh} &= \text{cte. } [^{\circ}\text{C}] \\ h_{ext} &= \text{cte. } [\text{kcal} / \text{kg}] \end{aligned}$$

Interiores

$$\begin{aligned} t_{bs} &= \text{cte. } [^{\circ}\text{C}] \\ t_{bh} &= \text{cte. } [^{\circ}\text{C}] \\ h_{int} &= \text{cte. } [\text{kcal} / \text{kg}] \end{aligned}$$

Con el F.C.S. y la carta psicrométrica se obtiene:

$$\begin{aligned} t_{inyección} &= \text{cte. } [^{\circ}\text{C}] \\ h_{inyección} &= \text{cte. } [\text{kcal} / \text{kg}] \end{aligned}$$

Debido a que el cuarto de control debe tener presión positiva en todo momento, se debe realizar el cálculo del volumen de aire exterior necesario para el local.

Para tal propósito se sigue el método de cálculo propuesto por la empresa "Purafil" para determinar el volumen de aire para presurización VAP.

Consiste en lo siguiente:

1. Calcular el volumen total del cuarto del control incluyendo cielos rasos y cámara plena al que se le denomina V_c .
2. Elegir un valor recomendado de acuerdo a las condiciones de sellado del local al que se le llama PAF.
3. Finalmente calcular el volumen de aire para presurización de acuerdo a la siguiente relación:

$$VAP = \frac{PAF}{100} * V_c$$

Con éste dato y conociendo la densidad del aire se calcula la masa de aire exterior.

$$\rho = \frac{m_{ext}}{VAP} \quad m_{ext} = \rho * VAP$$

Ahora debe ser calculada la masa de aire que ingresa al cuarto de control y debe ser calculada mediante la siguiente ecuación:

$$m = \frac{q_s}{h_{int} - h_{iny}} \left[\frac{kg}{hr} \right]$$

Con lo anterior se obtiene la relación entre el aire exterior y el total, el cual nos sirve para hacer un balance de energía del que finalmente se obtiene.

$$h_{mez} m_T = m_{ext} h_{ext} + m_{int} h_{int}$$

Con estos datos se calcula la capacidad del equipo de la siguiente forma:

$$Q_{equipo} = m_{total} (h_{mezcla} - h_{inyección}) \left[\frac{kcal}{hr} \right]$$

Donde $1[kcal / hr] = 3.96 [btu / hr]$ y $12000 [btu / hr] = 1$ tonelada de refrigeración.

4.2 CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA PARA EL CUARTO DE CONTROL DE LA PLATAFORMA MARINA DE COMPRESIÓN AC - 4

A continuación se presentan las condiciones del proyecto con la información necesaria, así como la memoria de cálculo para cada una de las áreas que conforman al cuarto de control.

El cuarto de control esta dividido en tres zonas y son: Zona 1 cuarto de control de motores, Zona 2 cuarto de control de instrumentos y Zona 3 oficina con un cuarto de radio, además de un cuarto de baterías y un baño, que no se acondicionarán pero deben tener un sistema de ventilación.

En la figura 4.1 muestra un plano en vista de planta del cuarto de control.

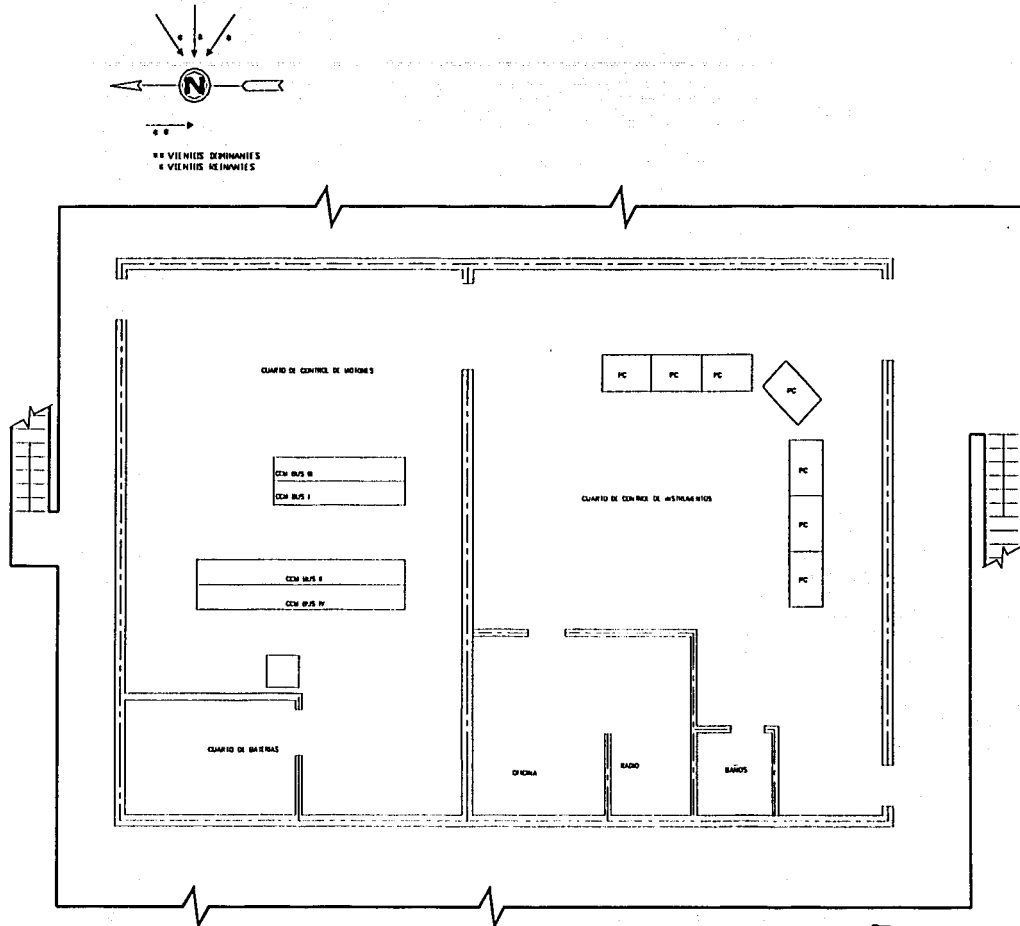


Fig.4.1 Vista en planta del cuarto de control

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Las condiciones de temperatura y humedad señaladas en las bases de diseño son las siguientes:

Localización: Sonda de Campeche, México.
19 ° 51' Latitud norte
90 ° 22' Latitud oeste

Velocidad del viento 51 km / hr

Condiciones de diseño

Interiores

$T_{bs} = 21 \text{ ° C}$
HR = 50 ± 5 %

Exteriores

$T_{bs} = 37 \text{ ° C}$
 $T_{bh} = 35 \text{ ° C}$
HR = 80%

Como se mencionó anteriormente antes de comenzar con el calculo de la carga térmica es necesario contar con la información acerca de la superficie de las áreas que serán acondicionadas, de las superficies acristaladas y de los diferentes materiales empleados en muros y techos. Información obtenida de los planos arquitectónicos.

4.2.1 CARGAS TÉRMICAS VARIABLES

En cristales

Se carece de ventanas en el cuarto de control pero existen cristales en las puertas de acceso. Su ubicación es la siguiente:

Orientación	Area [m ²]
NE	no existe
E	no existe
SE	no existe
S	2 cristales 0.6006
SO	no existe
O	no existe
NO	no existe
N	1 cristal 0.0961

Dada la ubicación se utiliza la tabla 4.1 para aportación solar a través de vidrio para 20° Latitud norte (tomada de la tabla A-1).

Para la 7^a fecha (22 de diciembre) a las 12 hrs.

20 ° Latitud norte

	Hora solar												
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
N	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0
S	0	67	200	301	358	396	404	396	358	301	200	67	0

Tabla 4.1 Aportaciones solares a través de vidrio sencillo kcal/h x(m² de abertura)

En muros

Su ubicación es la siguiente:

Orientación	Área [m ²]
NE	no existe muro
E	86.25
SE	no existe muro
S	57.22
SO	no existe muro
O	86.25
NO	no existe muro
N	57.22

Dado que las paredes son de muro multypanel se utilizará la tabla para pared de lámina del grupo G (tabla A-2), con espacio de aire mas 1, 2 , o 3 pulgadas de aislamiento. La tabla 4.2 muestra la diferencia de temperaturas en ° C (tomada de la tabla A-3)

	Hora solar																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	2	1	1	0	1	1	4	4	5	7	8	10	12	13	13	13	14	14	12	8	6	5	4	3
E	2	1	1	0	1	6	17	26	30	31	28	22	18	17	17	16	15	13	11	8	7	6	4	3
S	2	1	1	0	1	0	1	3	7	12	17	22	25	26	24	21	17	14	11	8	7	6	4	3
O	3	3	2	1	1	1	1	3	4	6	8	11	15	23	31	37	40	37	27	16	11	8	6	4

Tabla 4.2 Diferencias de temperaturas para cargas de enfriamiento para cálculo de carga en muros en °C

Techo

El techo es de lámina de acero y en su interior tiene cielo raso suspendido.

Se utilizará la tabla para techo de lámina de acero con aislamiento de 1 o 2 pulgadas. La tabla 4.3 muestra la diferencia de temperaturas en ° C (tomada de tabla A-4)

Hora solar

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1	0	-1	-2	-2	-2	-1	5	13	21	28	34	39	43	43	41	37	31	23	16	10	7	4	3

Tabla 4.3 Diferencias de temperaturas para cargas de enfriamiento para cálculo de cargas debidas a techos planos en °C

4.2.2 CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Antes de desarrollar el cálculo del coeficiente global de transferencia es necesario realizar el cálculo del coeficiente de película, para los muros, techo, cristales, puertas, piso, etc.

4.2.2.1 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PELÍCULA "h"

Los coeficientes de película dependen del tipo de superficie y de la velocidad del viento sobre la misma.

En la tabla 4.5 se muestran las ecuaciones para calcular los coeficientes.

Ecuaciones para determinar el coeficiente de película "h"	
TIPO DE SUPERFICIE	Coefficiente de película "h" [kcal /hr m ² °C]
Muy lisa: vidrio, acrílico liso, lamina de aluminio y de latón etc.	$h = 6.8 + 0.85 V$
Lisa: Madera lisa, aplanado de yeso, etc.	$h = 7.8 + 0.9 V$
Moderadamente áspera: Concreto, tabique rojo, aplanado de cemento, etc.	$h = 9.8 + 1.2 V$
Muy áspera: Concreto sin afinar, tabique áspero, estuco, etc.	$h = 10.3 + 1.50V$
V = velocidad el viento en km / hr	

Tabla 4.5 Ecuaciones para el cálculo del coeficiente de película

A continuación se desarrolla el cálculo del coeficiente de película h para cada una de las superficies presentes en el cuarto de control.

Muro exterior

El muro en el exterior esta constituido por un recubrimiento contra fuego y es una superficie lisa.

$$h_e = 7.8 + 0.9V \left[\frac{\text{kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \right]$$

En los datos proporcionados en las bases de diseño se señala que la velocidad del viento en la Sonda de Campeche es de 51 km / hr

$$h_c = 7.8 + 0.9(51) = 53.7 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \right]$$

Muro interior

El acabado interior del muro es lámina de acero y es una superficie lisa. El aire en el interior esta quieto y se toma entonces el coeficiente de película recomendado por la A.S.H.R.A.E. para aire quieto de 1.8 a 3.6 km / hr
 $h_i = 8 \text{ [kcal / hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C]}$

Cristales

La superficie de los cristales al exterior son una superficie lisa y por tanto utilizamos de nuevo la ecuación:

$$h_c = 7.8 + 0.9V \left[\frac{\text{kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \right]$$

$$h_c = 7.8 + 0.9(51) = 53.7 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \right]$$

Las puertas de acceso tienen doble vidrio y por tanto en medio de los dos cristales hay aire que esta quieto, para el que la velocidad es de 0 km/ hr

$$h_c = 6.8 + 0.85(0) = 6.8 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \right]$$

4.2.3 CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA LAS SUPERFICIES DEL CUARTO DE CONTROL

Como ya se mencionó el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se calcula mediante la siguiente formula general, adecuándola al número de barreras térmicas que se tengan.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int}}} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \dots + \frac{x_n}{k_n} + \frac{1}{h_{\text{ext}}}} \text{ [kcal / hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}]$$

TESIS CON
FALLA DE CALZEN

O bien

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \dots + \frac{1}{R_n} + \frac{1}{h_{ext}}} \text{ [kcal / hr m}^2 \text{ °C]}$$

donde:

h_{int} = Coeficiente de película de aire interior [kcal / hr m² °C]

h_{ext} = Coeficiente de película de aire exterior [kcal / hr m² °C]

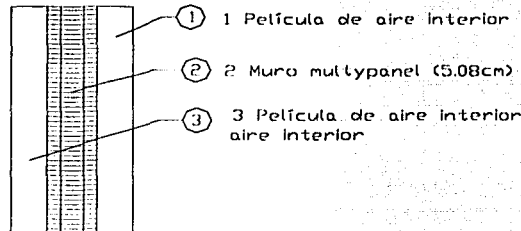
k = Coeficiente de conductividad térmica propio de cada material [kcal / hr m² °C]

x = Espesor del material [m]

R = Resistencia térmica [hr m² °C / kcal]

A continuación se evalúa el coeficiente global de transferencia de calor, para cada una de las superficies en las que se tiene transferencia de calor.

Muros interiores

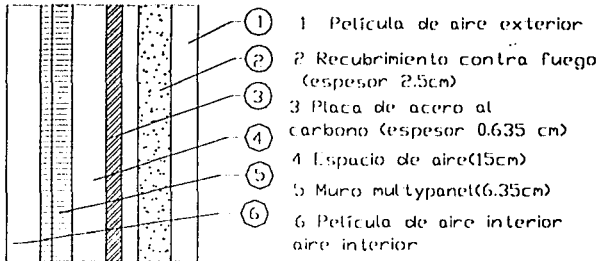


Sección del muro interior	R [hr m ² °C / kcal]
1. Película de aire interior	1 / 8
2. Muro multypanel	0.0508 / 0.0164
3. Película de aire interior	1 / 8

$$U_{m \text{ int.}} = 1 / 3.347 = 0.2987 \text{ [kcal / hr m}^2 \text{ °C]}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

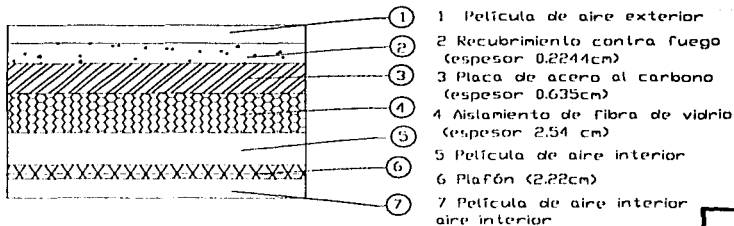
Muros exteriores



Sección del muro exterior	R [hr m ² °C / kcal]
1. Película de aire exterior	1 / 53.7
2. Recubrimiento contra fuego	0.2244
3. Placa de acero al carbono	0.0000951
4. Espacio de aire	2 / 8
5. Muro multypanel	0.0635 / 0.0164
6. Película de aire interior	1 / 8

$$U_{m\text{ext.}} = 1 / 4.489 = 0.22227 \text{ [kcal / hr m}^2 \text{ °C]}$$

Techo

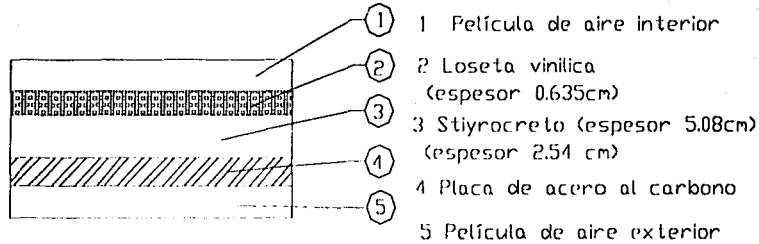


TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Sección del techo	R [hr m ² °C / kcal]
1. Película de aire exterior	1 / 53.7
2. Recubrimiento contra fuego	0.2244
3. Placa de acero al carbono	0.0000951
4. Aislamiento fibra de vidrio	0.0254 / 2.86x10 ⁻²
5. Película de aire interior	2 / 8
6. Plafón	0.0222 / 5.85x10 ⁻²
7. Película de aire interior	1 / 8

$$U_{\text{techo}} = 1 / 1.658 = 0.60302 \text{ [kcal / hr m}^2 \text{ °C]}$$

Piso

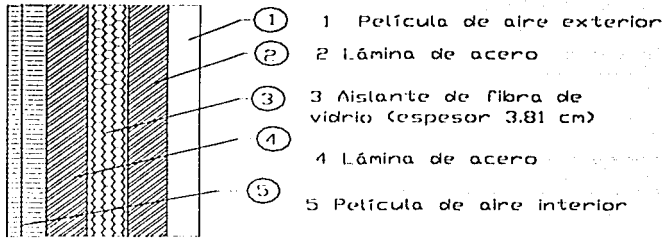


Sección del piso	R [hr m ² °C / kcal]
1. Película de aire interior	1 / 8
2. Loseta vinilica	0.40106
3. Styrocreto	0.0508 / 0.1807
4. Placa de acero al carbono	0.0000951
5. Película de aire exterior	1 / 53.7

$$U_{\text{piso}} = 1 / 0.8258 = 1.2108 \text{ [kcal / hr m}^2 \text{ °C]}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

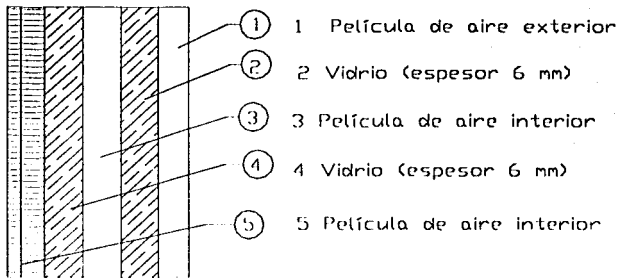
Puer Las



Sección de la puerta	R [hr m ² °C / kcal]
1. Película de aire exterior	1 / 53.7
2. Lámina de acero al carbono	0.0000951
3. Aislante de fibra de vidrio	0.0381 / 3.989x10 ⁻²
4. Lámina de acero al carbono	0.0000951
5. Película de aire interior	1 / 8

$$U_{puerta} = 1 / 1.0989 = 0.9099 \text{ [kcal / hr m}^2 \text{ °C]}$$

Vidrio en puertas



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Sección del vidrio en puerta	R [hr m ² °C / kcal]
1. Película de aire exterior	1 / 53.7
2. Vidrio	6x10 ⁻³ / 0.7
3. Película de aire quieto	1 / 6.8
4. Vidrio	6x10 ⁻³ / 0.7
5. Película de aire interior	1 / 8

$$U_{\text{vidrio}} = 1 / 0.3077 = 3.249 \text{ [kcal / hr m}^2 \text{ °C]}$$

4.3 CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS CONSTANTES

Las aportaciones térmicas constantes debido sólo a la diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior se cuantifican para todas las superficies, por medio de la siguiente expresión:

$$q = U A \Delta T_{\text{real}}$$

El cálculo de la carga térmica se hace en forma individual para cada una de las tres zonas en que se divide el cuarto de control, contemplando el cálculo de carga térmica tanto variable como constante.

CUARTO DE CONTROL DE MOTORES

Ganancia solar en muros exteriores

$$q = (U_1 A_1 + U_2 A_2 + U_3 A_3) \Delta T_e^*$$

donde U es el mismo coeficiente para cada una de las orientaciones de los muros exteriores.

$$\begin{aligned} \text{sabemos que } \Delta T_e^* &= \Delta T_e + (\Delta T_{\text{real}} - 8.3) \\ \Delta T_{\text{real}} &= 37 - 21 = 16^\circ \text{ C} \end{aligned}$$

ΔT_e valor obtenido de tablas para cada posición de los muros

$$\begin{aligned} \text{Por lo tanto } \Delta T_e^* &= \Delta T_e + (16 - 8.3) \\ \Delta T_e^* &= \Delta T_e + 7.7 \end{aligned}$$

$$q = (U_1 A_1 + U_2 A_2 + U_3 A_3) \Delta T_e^*$$

$$q = 0.2227 [(37.386 (10+7.7) + 38.272(22+7.7) + 17.48(11+7.7))]$$

$$q = 473.301 \text{ [kcal / hr]}$$

Ganancia solar en cristales

Como se indico antes la carga instantánea variable en cristales esta dada por la expresión:

$$q = A(m^2) \times \text{valor de la tabla (kcal / hr m}^2) \times \text{corrección por marco metálico} \times \text{factor de ganancia solar por vidrio doble}$$

$$q = 0.0961(35)(1.17)(0.8)$$

$$q = 3.1482 \text{ [kcal / hr]}$$

Ganancia solar en techo

$$q = (U A) \Delta T_{e^*}$$

$$q = 0.60302(92.77)(34+7.7)$$

$$q = 2332.788 \text{ [kcal / hr]}$$

Ganancia debido a la diferencia de temperaturas entre el exterior e interior

Muros exteriores

$$q = U A \Delta T_{real}$$

$$q = 0.2227(93.138)(37-21)$$

$$q = 331.869 \text{ [kcal / hr]}$$

Puertas

$$q = U A \Delta T_{real}$$

$$q = 0.9099(1.865)(37-21)$$

$$q = 27.1514 \text{ [kcal / hr]}$$

Techo

$$q = U A \Delta T_{real}$$

$$q = 0.60302(92.77)(37-21)$$

$$q = 895.074 \text{ [kcal / hr]}$$

Vidrio en puertas

$$q = U A \Delta T_{real}$$

$$q = 3.249(0.0961)(37-21)$$

$$q = 4.995 \text{ [kcal / hr]}$$

Piso

$$q = U A \Delta T_{real}$$

$$q = 1.2108(92.77)(37-21)$$

$$q = 1797.214 \text{ [kcal / hr]}$$

Por muros divisorios

(por colindancia con el cuarto de baterías)

$$q = U A \Delta T_{real} \quad \text{en donde } \Delta T_{real} = 34.22-21$$

La temperatura interior del cuarto de baterías se considera 2.7 °C menor que la temperatura en el exterior.

$$q = 0.2987(31.832)(34.22-21)$$

$$q = 125.69 \text{ [kcal / hr]}$$

Ganancia de calor por iluminación

Dato proporcionado por el área de Ingeniería Eléctrica

$$q = 800 \text{ [W]} = 688.32 \text{ [kcal / hr]}$$

Ganancia de calor por equipo

Dato proporcionado por el área de Ingeniería Eléctrica

$$q = 21361 \text{ [W]} = 18379 \text{ [kcal / hr]}$$

Calor generado por las personas

En esta área regularmente se encontrará 1 persona

$$q_s = 71 \text{ [kcal / hr]}$$

$$q_L = 42 \text{ [kcal / hr]}$$

CUARTO DE CONTROL DE INSTRUMENTOS

Ganancia solar en muros exteriores

$$q = (U_1 A_1 + U_2 A_2 + U_3 A_3) \Delta T_o^*$$

$$q = 0.2227[(46.92 (22+7.7) + 57.22(22+7.7)]$$

$$q = 688.801 \text{ [kcal / hr]}$$

Ganancia solar en cristales

$$q = A(m^2) \times \text{valor de la tabla (kcal /hr m}^2) \times \text{corrección por marco metálico} \times \text{factor de ganancia solar por vidrio doble}$$

$$q = 0.6006(404)(1.17)(0.8)$$

$$q = 227.1132 \text{ [kcal / hr]}$$

Ganancia solar en techo

$$q = (U A) \Delta T_o^*$$

$$q = 0.60302(102.317)(34+7.7)$$

$$q = 2572.6805 \text{ [kcal / hr]}$$

Ganancia debido a la diferencia de temperaturas entre el exterior e interior

Muros exteriores

$$q = U A \Delta T_{real}$$

$$q = 0.2227(104.14)(37-21)$$

$$q = 371.07 \text{ [kcal / hr]}$$

Puertas

$$q = U A \Delta T_{real}$$

$$q = 0.9099(5.88)(37-21)$$

$$q = 85.603 \text{ [kcal / hr]}$$

Techo

$$q = U A \Delta T_{real}$$

$$q = 0.60302(102.31)(37-21)$$

$$q = 987.1179 \text{ [kcal / hr]}$$

Vidrio en puertas

$$q = U A \Delta T_{real}$$

$$q = 3.249(0.6006)(37-21)$$

$$q = 31.221 \text{ [kcal / hr]}$$

Piso

$$q = U A \Delta T_{real}$$

$$q = 1.2108(102.31)(37-21)$$

$$q = 1982.031 \text{ [kcal / hr]}$$

Por muros divisorios

(por colindancia con el baño)

$$q = U A \Delta T_{real} \quad \text{en donde } \Delta T_{real} = 34.22-21$$

La temperatura interior del cuarto de baterías se considera 2.7 °C menor que la temperatura en el exterior.

$$q = 0.2987(18.17)(34.22-21)$$

$$q = 71.749 \text{ [kcal / hr]}$$

Ganancia de calor por iluminación

Dato proporcionado por el área de Ingeniería Eléctrica

$$q = 800 \text{ [W]} = 688.32 \text{ [kcal / hr]}$$

Calor generado por las personas

En esta área regularmente se encontrará 1 persona

$$q_s = 71 \text{ [kcal / hr]}$$

$$q_L = 42 \text{ [kcal / hr]}$$

Ganancias de calor debido al equipo

Dato proporcionado por el área de Ingeniería Eléctrica

$$q = 1200 \text{ [W]} = 10324.8 \text{ [kcal / hr]}$$

OFICINA

Ganancia solar en muros exteriores

$$q = (U_1 A_1 + U_2 A_2 + U_3 A_3) \Delta T_e^*$$

$$q = 0.2227 [(24.5) (11 + 7.7)]$$

$$q = 102.03 \text{ [kcal / hr]}$$

Ganancia solar en techo

$$q = (U A) \Delta T_e^*$$

$$q = 0.60302(3.7)(34+7.7)$$

$$q = 93.039 \text{ [kcal / hr]}$$

Ganancia debido a la diferencia de temperaturas entre el exterior e interior

Muros exteriores

$$q = U A \Delta T_{real}$$

$$q = 0.2227(24.5)(37-21)$$

$$q = 87.298 \text{ [kcal / hr]}$$

Techo

$$q = U A \Delta T_{real}$$

$$q = 0.60302(3.7)(37-21)$$

$$q = 35.698 \text{ [kcal / hr]}$$

Piso

$$q = U A \Delta T_{real}$$

$$q = 1.2108(3.7)(37-21)$$
$$q = 71.6793 \text{ [kcal / hr]}$$

Por muros divisorios
(por colindancia con el baño).

$$q = U A \Delta T_{\text{real}} \quad \text{en donde } \Delta T_{\text{real}} = 34.22-21$$

La temperatura interior del cuarto de baterías se considera 2.7 °C menor que la temperatura en el exterior.

$$q = (0.2987)(9.2)(34.22-21)$$
$$q = 36.329 \text{ [kcal / hr]}$$

Ganancia de calor por iluminación

Dato proporcionado por el área de Ingeniería Eléctrica

$$q = 320 \text{ [W]} = 275.328 \text{ [kcal / hr]}$$

Ganancia de calor por equipo

Dato proporcionado por el área de Ingeniería Eléctrica

$$q = 1500 \text{ [W]} = 1290.6 \text{ [kcal / hr]}$$

Calor generado por las personas

En esta área regularmente se encontrará 1 persona

$$q_s = 71 \text{ [kcal / hr]}$$
$$q_L = 42 \text{ [kcal / hr]}$$

En la tabla 4.6 se muestra un resumen de ganancias térmicas para cada una de las zonas.

Tabla 4.6 Resumen de cargas térmicas

	Cuarto de control de motores		Cuarto de control de instrumentos		Oficina	
	Ganancia térmica [kcal / hr]		Ganancia térmica [kcal / hr]		Ganancia térmica [kcal / hr]	
	Calor Sensible	Calor latente	Calor Sensible	Calor latente	Calor Sensible	Calor latente
Ganancia solar en muros exteriores	473.301		688.801		102.03	
Ganancia solar en cristales	3.1482		227.1132		0	
Ganancia solar en techo	2332.788		2572.688		93.039	
Ganancia térmica debido a la diferencia de temperatura entre interior y exterior en:						
Muros exteriores	331.869		371.07		87.298	
Puertas	27.1514		85.603		0	
Techo	895.074		987.117		35.698	
Vidrio en Puertas	4.995		31.221		0	
Piso	1797.214		1982.031		71.679	
Por muros divisorios	125.69		71.749		36.329	
Ganancia de calor por iluminación	688.32		688.32		275.328	
Ganancia de calor por equipo	18379		10324.8		1290.6	
Ganancia de calor generado por personas	71	42	71	42	71	42
TOTAL	25129.5506	42	18101.5132	42	2063.001	42

4.4 CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DEL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO

Una vez que se han calculado todas las aportaciones de carga térmica, tanto variables como constantes, se debe hacer una suma de estas atendiendo al uso correcto de unidades, para que estas sean congruentes, y distinguiendo además cuales representan carga latente y cuales carga sensible.

Con estos valores, debidamente calculados, podemos obtener el factor de calor sensible, el cual es la relación entre la carga sensible y la carga total.

Esto es:

$$F.C.S. = \frac{q_s}{q_s + q_L} = \frac{q_s}{q_T}$$

$$F.C.S. = 45294.05 / 45420.059$$

$$F.C.S. = 0.997$$

Recordando las condiciones de diseño se tiene:

Exteriores

Interiores

$$t_{bs} = 37 [^{\circ}C]$$

$$t_{bs} = 21 [^{\circ}C]$$

$$t_{bh} = 35 [^{\circ}C]$$

$$t_{bh} = 14.8 [^{\circ}C]$$

$$h_{ext} = 29 [kcal / kg]$$

$$h_{ext} = 9.8 [kcal / kg]$$

$$HR=80\%$$

$$HR=50\%$$

Con el F.C.S. y la carta psicrométrica se obtiene:

$$T_{bs \text{ inyección}} = 11.6 [^{\circ}C]$$

$$h_{inyección} = 7.5 [kcal / kg]$$

VOLUMEN DE AIRE PARA PRESURIZACIÓN Y VENTILACIÓN

$$VAP = \frac{PAF}{100} * V_c$$

$$VAP = 5 / 100 * 30421.9609 [ft^3]$$

$$VAP = 1521.098 ft^3 / min. = 2583.737 [m^3 / hr.]$$

Con éste dato y conociendo la densidad del aire se calcula la masa de aire exterior necesaria para mantener la presión positiva y para ventilación.

$$\rho = \frac{m_{ext}}{VAP}$$

Densidad del aire a 37° C Densidad = 1.092 kg / m³

$$m_{\text{ext}} = (1.092) \times 2583.737$$

$$m_{\text{ext}} = 2821.433 \text{ [kg /hr]}$$

Ahora debe ser calculada la masa de aire que ingresa al cuarto de control calculada mediante la siguiente ecuación:

$$m = \frac{q_s}{h_{\text{int}} - h_{\text{iny}}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{hr}} \right]$$

$$m = 45294.05 / (9.8 - 7.5) \text{ [kg /hr]}$$

$$m = 19693.065 \text{ [kg /hr]}$$

$$V = \frac{m_{v,p}}{\rho}$$

$$V = 19693.06 / 1.092$$

$$V = 18033.94 \text{ m}^3 / \text{hr} = 10614.177 \text{ ft}^3 / \text{min.}$$

con lo anterior se obtiene la relación entre el aire exterior y el total, el cual nos sirve para hacer un balance de energía del que finalmente se obtiene.

$$h_{\text{mez}} m_T = m_{\text{ext}} h_{\text{ext}} + m_{\text{int}} h_{\text{int}}$$

de donde

$$h_{\text{mez}} = \frac{m_{\text{ext}} h_{\text{ext}} + m_{\text{int}} h_{\text{int}}}{m_{\text{total}}}$$

$$h_{\text{mez}} = \frac{2821.433(29) + 16871.627(9.8)}{19693.065}$$

$$h_{\text{mezcla}} = 12.55 \text{ [kcal /kg]}$$

Con estos datos se calcula la capacidad del equipo de la siguiente forma:

$$Q_{\text{equipo}} = m_{\text{total}} (h_{\text{mezcla}} - h_{\text{inyección}}) \left[\frac{\text{kcal}}{\text{hr}} \right]$$

$$Q_{\text{equipo}} = 19693.065 (12.55 - 7.5)$$

$$Q_{\text{equipo}} = 99449.978 \text{ [kcal /hr]}$$

Donde $1\text{kcal} / \text{hr} = 3.96 \text{ btu} / \text{hr}$ y $12000 \text{ btu} / \text{hr} = 1$ tonelada de refrigeración (T.R.).

$$Q_{\text{equipo}} = 32.87 \text{ T.R.}$$

Aplicando un factor de seguridad del 10%

$$\text{Capacidad total del equipo} \quad Q_{\text{T equipo}} = 36.15 \text{ T.R.}$$

4.5 SELECCIÓN DEL EQUIPO

Comercialmente los fabricantes de equipo de aire acondicionado no tienen un equipo con la capacidad de refrigeración que es necesaria para abatir la carga térmica del proyecto en cuestión. Entonces se selecciona un equipo con la capacidad de refrigeración superior inmediata al dato obtenido en el cálculo de carga térmica.

La selección tanto de la unidad manejadora de aire, unidad condensadora enfriada por aire, caja de mezcla, filtros, ventilador, así como los serpentines de enfriamiento, serán seleccionados por medio del programa de selección de equipos proporcionado por el fabricante "Carrier".

El procedimiento y datos necesarios para la selección de los equipos es la siguiente:

1. Entrar en la tabla A-9 del apéndice y con el volumen de aire a manejar seleccionar el modelo de la unidad manejadora de aire.

El modelo más apropiado para manejar un volumen de aire de $18033 \text{ m}^3/\text{hr}$ ($10614 \text{ ft}^3/\text{min}$), es el modelo 39MW con una unidad de tamaño 25, unizona, capaz de manejar un volumen de aire de hasta $[21237 \text{ m}^3/\text{hr}]$ ($12500 \text{ ft}^3 / \text{min}$).

2. Se elige una caja de mezcla dentro del programa de selección, que es ajustada automáticamente al tamaño de la unidad manejadora de aire seleccionada.

3. Se seleccionan dos secciones de filtros, una de filtros metálicos y otra de filtros de fibra de vidrio, que también son ajustados automáticamente en cantidad y dimensiones de la unidad manejadora.

4. Son necesarias dos secciones de serpentines uno para cada unidad condensadora, que se usarán en forma alternada. Se seleccionan serpentines de expansión directa, dado que con un sistema de este tipo se cubre la capacidad de refrigeración que se requiere en el proyecto, que es de 36.15 toneladas de refrigeración. Es necesario, además ingresar al programa las temperaturas de bulbo seco, húmedo y flujo de aire a manejar, las aletas deben ser de cobre y el tubo del serpentín también de cobre, a fin de que sea resistente el ambiente marino. El programa selecciona automáticamente las dimensiones del serpentín, el número de aletas, espesor de pared del tubo, y el proyectista define el arreglo del mismo dentro del equipo. En este caso específico es de cara dividida en forma paralela.

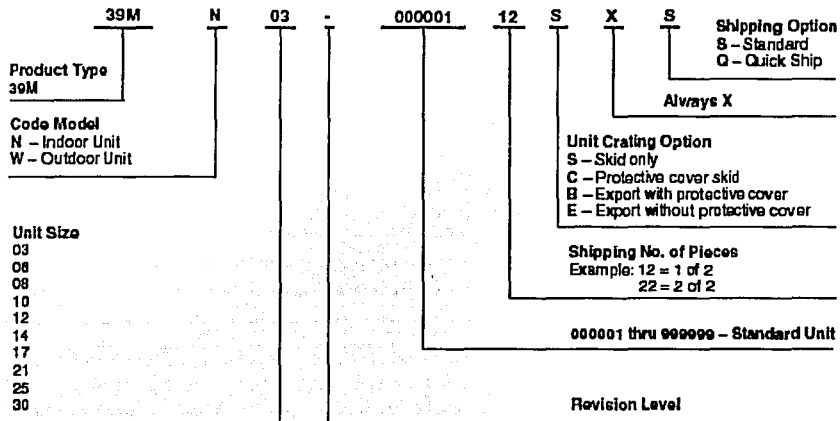
Se selecciona de forma conjunta y automática, serpentín y unidad condensadora. La unidad condensadora elegida es el modelo 38AKS-044, con capacidad de refrigeración real de 36.6 toneladas de refrigeración.

Se preselecciona el ventilador que maneja el volumen total de aire, que es de 18033 [m³/ hr] (10614ft³/min), se ingresa una caída de presión estimada en 0.127[mc.a.](5[pulg c.a.]), en base a una estimación promedio, con la ayuda de tablas. La selección final del ventilador se hace con la caída de presión real del sistema de ductos que es de 0.173[m c.a.](6.82plg c.a.).

El ventilador se coloca en una sección posterior al serpentín (Draw thru), con descarga horizontal, con un motor de 25 caballos de potencia de alta eficiencia.

La unidad manejadora de aire marca Carrier debe ser especificada mediante la designación empleada por el fabricante, que es la siguiente.

Model number nomenclature



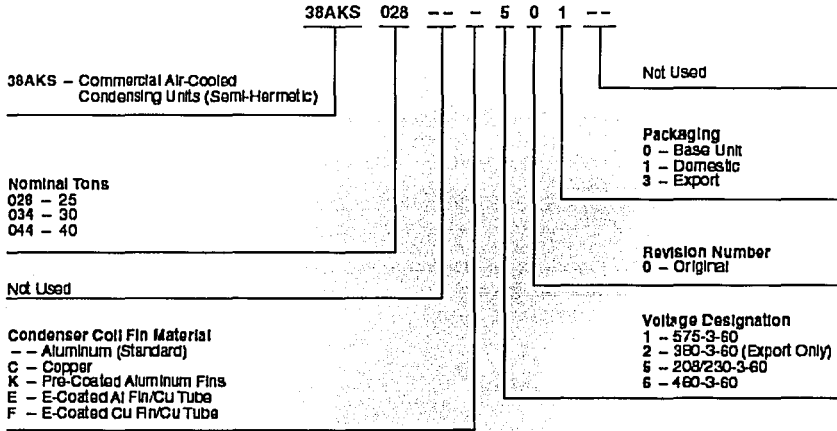
Por tanto para el modelo seleccionado tenemos la designación:

39M W 25 - - 12 S X Q

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

La unidad condensadora enfriada por aire de marca Carrier debe ser especificada mediante la designación empleada por el fabricante, que es la siguiente.

Model number nomenclature — 38AKS units



Por tanto para el modelo seleccionado tenemos la designación:

38AKS 044 -- - 6 0 3 --

La información completa con las características de cada uno de los equipos y accesorios del sistema de aire acondicionado se especifica en el apéndice B y en el volumen de obra.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

4.6 CÁLCULO DEL SISTEMA DE DUCTOS

4.6.1 MÉTODOS PARA DISEÑAR DUCTOS DE AIRE ACONDICIONADO

4.6.1.1 Método de Reducción de velocidad

Consiste en seleccionar una velocidad de salida en la descarga del ventilador y establecer arbitrariamente una serie de reducciones a lo largo del conducto. La velocidad inicial no debe rebasar la recomendada para cada aplicación. La presión estática del ventilador se determina por cálculo utilizando la longitud mayor del conducto, comprendidos todos los codos y acoplamientos.

4.6.1.2 Método de igual fricción

Este método se utiliza en los conductos de impulsión, retorno y extracción de aire, y consiste en calcular los conductos de forma que tengan la misma pérdida de carga por unidad de longitud a lo largo de todo el sistema.

4.6.1.3. Método de Recuperación estática

El fundamento de este método consiste en dimensionar el conducto de forma que el aumento de presión estática (ganancia debida a la reducción de velocidad) en cada rama o boca de impulsión, compense las pérdidas por rozamiento en las siguiente sección del conducto. De esta forma la presión estática será la misma en cada boca y al comienzo de cada rama.

4.6.2 SECUENCIA PARA EL DISEÑO DE UN SISTEMA DE DUCTOS

1. En el plano colocar la unidad lo mas cerca posible del centro de distribución
2. Conducir el aire de manera directa
3. Localizar las salidas adecuadamente para proporcionar la distribución correcta
4. Suministrar el volumen de aire de acuerdo a la carga térmica del lugar
5. Determinar la cantidad tamaño y tipo de cada rejilla ya sea de inyección o de retorno basado en el volumen de aire deseado
6. Dimensionar los ductos fijando la caída de presión a un valor recomendado por las normas de ASHRAE.
7. Calcular las pérdidas por fricción para el ducto principal (o ducto con el mayor número de accesorios), incluyendo ramales y codos.

Para facilitar el dimensionado de los ductos, se hace uso de la regla para el cálculo de ductos, llamado comunmente "ductulador" que es una regla que tienen impresos datos correspondientes a: volumen de aire a manejar en los ductos, velocidad del aire, dimensiones de ductos, caídas de presión.

4.6.3 CÁLCULO DEL SISTEMA DE DUCTOS PARA EL PROYECTO DEL CUARTO DE CONTROL

A continuación se desarrolla el cálculo del sistema de ductos del cuarto de control siguiendo la metodología previamente descrita.

El arreglo de la distribución de los ductos se muestra en el plano numero 2 del apéndice C, y fue planteado siguiendo los puntos 1,2 y 3 mencionados anteriormente.

Volumen de aire para inyección por zonas

Para realizar este cálculo se retoman los valores correspondientes de calor sensible y de entalpia del cálculo de carga térmica.

Zona 1. Cuarto de control de motores

$$q_s = 25129.55 \text{ [kcal /hr]}$$

$$m = \frac{q_s}{h_{int} - h_{iny}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{hr}} \right]$$

$$m = 25129.55 / (9.8 - 7.5) \text{ [kg /hr]}$$

$$m = 10925.89 \text{ [kg /hr]}$$

$$V = \frac{m_{v,p}}{\rho}$$

$$V = 10925.89 / 1.092$$

$$V = 10005.39 \text{ [m}^3 \text{ / hr]} = 5888.841 \text{ [ft}^3 \text{ / min]}$$

Zona 2. Cuarto de control de instrumentos

$$q_s = 18101.507 \text{ [kcal /hr]}$$

$$m = \frac{q_s}{h_{int} - h_{iny}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{hr}} \right]$$

$$m = 18101.507 / (9.8 - 7.5) \text{ [kg /hr]}$$

$$m = 7870.2204 \text{ [kg /hr]}$$

$$V = \frac{m_{v,p}}{\rho}$$

$$V = 7870.22 / 1.092$$

$$V = 7207.16 \text{ m}^3 / \text{hr} = 4241.8951 \text{ [ft}^3 / \text{min]}$$

Zona 3. Oficina

$$q_s = 2063.002 \text{ [kcal /hr]}$$

$$m = \frac{q_s}{h_{int} - h_{iny}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{hr}} \right]$$

$$m = 2063.002 / (9.8 - 7.5) \text{ [kg /hr]}$$

$$m = 896.95 \text{ [kg /hr]}$$

$$V = \frac{m_{v,p}}{\rho}$$

$$V = 896.95 / 1.092$$

$$V = 821.38 \text{ [m}^3 / \text{hr}] = 483.41 \text{ [ft}^3 / \text{min]}$$

4.6.3.1 DIMENSIONADO DE LOS DUCTOS DE INYECCIÓN DE AIRE ACONDICIONADO

Se utiliza para el cálculo del sistemas de ductos, el método denominado de igual fricción, en el que la caída de presión se fija a un valor recomendado por las normas de A.S.H.R.A.E., se fija a una caída de presión de 0.1" c.a. por cada 100 ft de longitud (0.00254 m c.a., por cada 30.48 metros de longitud). El dimensionado se hace para cada una de las zonas partiendo de un ducto principal y a partir de este se hacen las derivaciones o ramificaciones.

Utilizando como herramienta el "ductulador" (que se muestra en la figura 2) se determinan las dimensiones del ducto.

Se plantea el siguiente arreglo para la distribución del aire de inyección y de retorno.

Zona 1

Se define utilizar 6 difusores de inyección de aire, de 4 vías en las que se distribuye el flujo total de aire para esta zona.

$$\begin{aligned} \text{Por lo tanto } V &= 10005.39 \text{ [m}^3\text{/hr]} = 5888.841 \text{ [ft}^3\text{/min]} \\ V &= 10005.39 / 6 \text{ [m}^3\text{/hr]} = 1667.565 \text{ [m}^3\text{/hr]} \end{aligned}$$

Cada difusor debe manejar un volumen de $1667.565 \text{ [m}^3\text{/hr]} = 981.473 \text{ [ft}^3\text{/min]}$

Zona 2

Se define utilizar 4 difusores de inyección de aire, de 4 vías en las que se distribuye el flujo total de aire para esta zona.

$$\text{Por lo tanto } V = 7207.16 \text{ [m}^3\text{/hr]} = 4241.8951 \text{ [ft}^3\text{/min]}$$

$$V = 7207.16 / 4 \text{ [m}^3\text{/hr]} = 1801.77 \text{ [m}^3\text{/hr]}$$

Cada difusores debe manejar un volumen de $1801.77 \text{ [m}^3\text{/hr]} = 1060.473 \text{ [ft}^3\text{/min]}$

Zona 3

Se utilizan difusores de inyección de aire, de 4 vías.

$$\text{Entonces } V = 821.38 \text{ [m}^3\text{/hr]} = 483.41 \text{ [ft}^3\text{/min]}$$

A la sección de la oficina se le destinara el 60% del volumen de aire y al cuarto de radio el 40% restante.

$$\begin{aligned} \text{Por lo tanto el difusor de la oficina entrega:} \\ V &= 492.82 \text{ [m}^3\text{/hr]} = 290.046 \text{ [ft}^3\text{/min]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{El difusor del cuarto de radio maneja:} \\ V &= 328.55 \text{ [m}^3\text{/hr]} = 193.36 \text{ [ft}^3\text{/min]} \end{aligned}$$

4.6.3.2 DIMENSIONADO DE LOS DUCTOS DE RETORNO DE AIRE ACONDICIONADO.

El volumen de aire de retorno es de $V = 15450.207 \text{ [m}^3\text{/hr]} = 9093.477 \text{ [ft}^3\text{/min]}$

Este aire será retornado por 5 rejillas.

$$\begin{aligned} \text{Tenemos entonces: } V &= 15450.207 / 5 = 3090.04 \text{ [m}^3\text{/hr]} \\ V &= 1818.69 \text{ [ft}^3\text{/min]} \end{aligned}$$

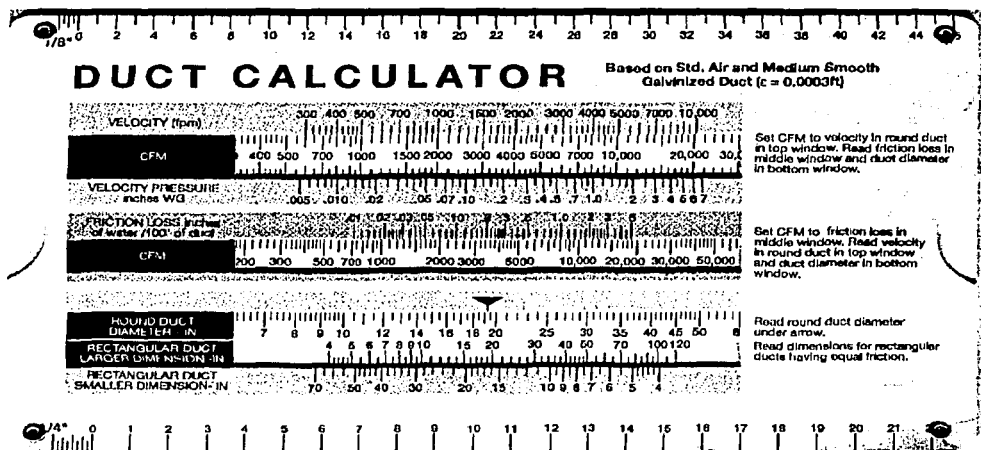


Fig. 2 Regla para el cálculo de ductos ("ductulador")

Dimensionado del ducto principal

El procedimiento es el siguiente:

1. Se identifican en la escala de flujo de aire a manejar, que es de $18033.94 [m^3/hr] = 10614.177 [ft^3/min]$
2. Ajustar el valor de flujo de aire a la caída de presión constante de $0.1''$ c.a. por cada 100 ft de longitud ($0.00254m$ c.a., por cada 30.48 metros de longitud).
3. En la escala correspondiente a las dimensiones se eligen las dimensiones del lado mayor y lado menor del ducto, eligiendo la relación de forma más pequeña.

El resultado que obtenemos es el siguiente: $39 \times 30''$ o bien $0.99 \times 0.762m$

Se emplea el mismo método para dimensionar los ductos de cada una de las zonas (se omite la descripción de la secuencia pues el proceso sólo es iterativo y consiste en la manipulación de la regla y visualización de los resultados en la misma) y los resultados se muestran la figura 4.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

El método para dimensionado de los ductos de retorno sigue los mismos pasos que el señalado para ductos de inyección (se omite la descripción de la secuencia pues el proceso sólo es iterativo y consiste en la manipulación de la regla y visualización de los resultados en la misma) y los resultados se muestran en la figura 4.4.

4.6.4 CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN LOS DUCTOS DE INYECCIÓN Y RETORNO DE AIRE

Es indispensable evaluar la caída de presión en el sistema de ductos para hacer la selección adecuada del ventilador que moverá el flujo de aire. Deben contemplarse cambios de sección (reducción y ampliación), accesorios, y derivaciones del ducto que tenga la mayor longitud o bien el que tenga la mayor caída de presión. Se elige para fines de cálculo el tramo de ducto que corre desde la salida de la unidad manejadora de aire, hasta el cuarto de control de instrumentos, en el ramal más alejado. Para la evaluación de la caída de presión en accesorios, derivaciones y cambios de sección, se utilizan las tablas A-8a..f contenidas en el apéndice A. Para calcular la caída de presión en los tramos rectos se considera una caída de presión de 0.00254m c.a. por cada 30.48m de longitud (0.1" c.a. por cada 100ft de longitud).

En la tabla 4.1 y 4.2 se muestran los cálculos de la caída de presión en ductos de inyección y de retorno.

TABLA 4.1 Cálculo de caídas de presión en ductos de inyección

Codo rectangular	Dimensión [plg]		R / W	H / W	C(coef.pérd)	V[ft ³ /min]	Hf=Cx(vel/4000) ² (pérdida de presión)[plg.c.a.]
	W [plg]	H [plg]					
Codo 90°	39	30	0.75	0.769230	0.48	1750	0.091875
Codo 90°	38	24	0.75	0.631578	0.84	1700	0.151725
Codo 90°	38	24	0.75	0.631578	0.84	1700	0.151725
						Total	0.395325
Datos tomados de tabla 8.6							

Ramal rectangular	Dimensiones [pulgadas]				Ab [m ²]	Ac [m ²]	Qb [ft ³ /min]	Qc [ft ³ /min]	Qb/Qc [ft ³ /min]
	Wb	Hb	Wc	Hc					
Ramal 1	3	30	39	30	90	1170	483	10614	0.04550594
Ramal 2	8	24	38	24	192	912	8167	10130	0.80621915
Ramal 3	9	26	30	26	234	780	4083	6046	0.67532253
Ramal 4	8	26	30	26	208	780	2120	4083	0.51922606
Ramal 5	14	18	26	18	252	468	1962	4083	0.48052902

	V[ft ³ /min]	C(coef perdida)	Hf = C x (vel/4000) ² (pérdida de presión) [plg.c.a.]
Ramal 1	820	0.55	0.02311
Ramal 2	1150	4.4	0.36368
Ramal 3	1150	2	0.16531
Ramal 4	1200	1.3	0.117
Ramal 5	1200	0.52	0.0468
		Total	0.71591 [plg.c.a.]

Cabezal rectangular	Dimen [pulgadas]				Ab [m ²]	Ac [m ²]	Qb[ft ³ /min]	Qc[ft ³ /min]	Qb/Qc[ft ³ /min]
	Wb	Hb	Wc	Hc					
Cabezal 1	3	30	39	30	90	1170	483	10614	0.04550594
Cabezal 2	8	24	38	24	192	912	8167	10130	0.80621915
Cabezal 3	9	26	30	26	234	780	4083	6046	0.67532253
Cabezal 4	8	26	30	26	208	780	2120	4083	0.51922606
Cabezal 5	14	18	26	18	252	468	1962	4083	0.48052902

	V[ft ³ /min]	C	Hf = C x (vel/4000) ² (pérdida de presión) [plg.c.a.]
Cabezal 1	1750	-0.1	-0.0191406
Cabezal 2	1700	0.38	0.0686375
Cabezal 3	1600	0.29	0.0464
Cabezal 4	1600	0.13	0.0208
Cabezal 5	1350	0.05	0.0056953
		Total	0.1223922 [plg.c.a.]

Caída de presión en difusores	2 Difusores	0.198 [plg.c.a.]	Total 0.396 [plg c.a.]
Longitud del ducto de inyección	17 metros	0.1 [plg.c.a.]	Total 1.7 [plg c.a.]

Caída de presión total en el sistema de inyección:	3.131631 [plg.c.a.]
	0.0795 [m c.a.]

TABLA 4.2 Cálculo de caída de presión en ductos de retorno

Codo rectang	Dimen [plg]		R / W	H / W	C(coef.pérd)	V[ft ³ /min]	Hf = C x (vel/4000) ² (pérdida de presión) [plg.c.a.]
	W	H					
Codo 90°	24	11	0.75	0.45833	0.52	1050	0.03583125
Codo 90°	30	28	0.75	0.93333	0.44	1550	0.06606875
Codo 90°	30	28	0.75	0.93333	0.44	1650	0.07486875
						Total	0.17676875 [plg.c.a.]

Transiciones rectangulares	Dimen [plg]			Dimen [plg]	H	A[pulg. ²]	A1/ A
	W1	H1	A1[pulg. ²]				
Reducción 1	26	22	572	25	17	374	1.52941176
Reducción 2	30	24	720	26	22	528	1.36363636
Reducción 3	30	28	840	30	24	672	1.25

	V[ft ³ /min]	C(coef.pérd)	Hf = Cx (vel/4000) ² (pérdida de presión) [plg.c.a.]
Reduc.1	1300	0.29	0.0306313
Reduc.2	1450	0.29	0.0381078
Reduc.3	1570	0.29	0.0446763
Total			0.1134154 [plg.c.a.] Datos tomados de la tabla 8.5

Caída de presión en rejillas	5 Rejillas	0.176 [plg.c.a.]	Total 0.88[plg.c.a.]
Longitud del ducto de retorno	27 metros	0.1 [plg.c.a.]	Total 2.7[plg.c.a.]

Caída de presión total en el sistema de retorno	3.6901 [plg.c.a.]
	0.0937[m c.a.]

Caída de presión total del sistema incluyendo inyección y retorno

Total	6.8218 [plg.c.a.]
--------------	--------------------------

DIMENSIONES DE DUCTOS DE INYECCION EN PULGADAS Y VOLUMEN DE AIRE A MANEJAR POR CADA RAMAL EN ft³ /min.

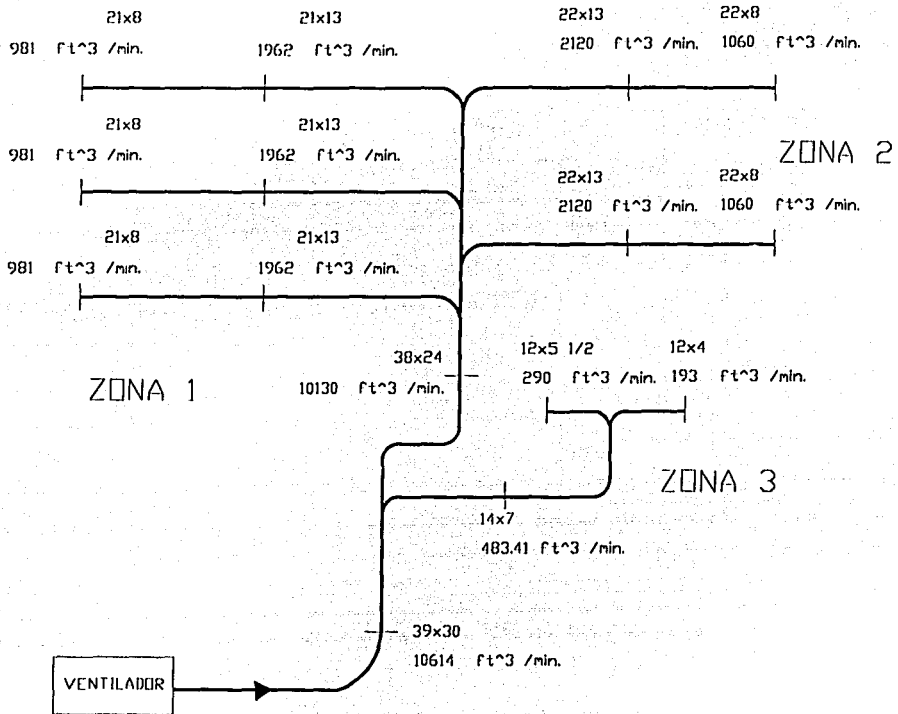


Fig. 4.3 Dimensiones y flujo de ductos de inyección de aire

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

DIMENSIONES DE DUCTOS DE RETORNO EN PULGADAS Y

VOLUMEN DE AIRE A MANEJAR POR CADA RAMAL EN $\text{ft}^3/\text{min.}$

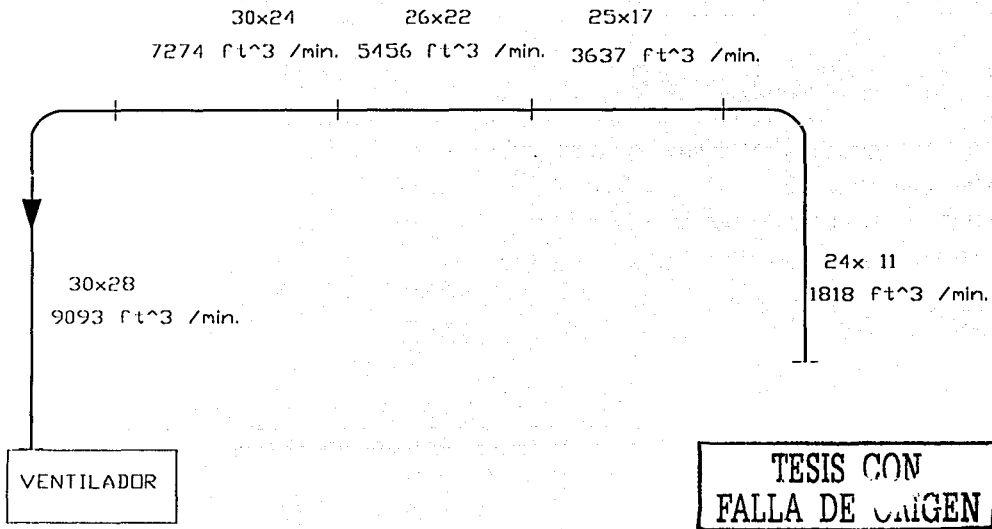


Fig. 4.4 Dimensiones y flujo de ductos de retorno de aire

4.7 CUANTIFICACIÓN DE LA CANTIDAD DE LÁMINA PARA LA FABRICACIÓN DE DUCTOS DE INYECCIÓN Y RETORNO

Es necesario determinar la cantidad de lámina que ha de utilizarse para la fabricación de los ductos de inyección y retorno del aire acondicionado, además de que es necesario especificar dimensiones, calibre de lámina y la cantidad de aislante térmico a emplear.

La tabla 4.3 muestra el cálculo de la cantidad de lámina y aislante térmico para los ductos.

4.8 PROCEDIMIENTO PARA EL DIMENSIONADO DE TUBERÍA PARA LÍQUIDO Y GAS REFRIGERANTE

El siguiente procedimiento se basa en el empleo de gráficos para dimensionado de tubería que transporta refrigerante.

1. Definir la trayectoria del sistema de tubería
2. Determinar el tipo de sistema de tubería a dimensionar (líquido ó succión).
3. Determinar el tipo de refrigerante a utilizar
4. Determinar el material del sistema de tubería
5. Determinar la potencia frigorífica de acuerdo con la carga térmica
6. Determinar la longitud de la tubería a dimensionar
7. Incrementar esa longitud en un 50% para obtener una primera aproximación de la longitud total equivalente.
8. Si la pérdida de carga considerada es diferente de la indicada en la gráfica correspondiente, corregir la longitud equivalente multiplicándola por el coeficiente que corresponda y que aparece en la tabla A-10c
9. Aplicar a la potencia frigorífica el coeficiente que corresponde a las temperaturas de condensación y evaporación consideradas.
10. Determinar, mediante las gráficas A-10a y A-10b correspondiente, el diámetro óptimo de la tubería
11. Determinar, partir del diámetro óptimo, el diámetro económico o comercial de la tubería y el tamaño de los accesorios
12. Determinar la longitud equivalente (en metros) de los accesorios y válvulas y los suman a la longitud del tubo recto para obtener la longitud equivalente total
13. Corregir si es necesario, según se indica en los incisos 7 y 8
14. Comprobar finalmente si el diámetro determinado en el inciso 10 es el correcto

4.8.1 Dimensionado de la tubería de gas refrigerante del proyecto del cuarto de control.**Tubería de succión de UMA a UCA-01**

1. La trayectoria del sistema de tubería se especifica en el plano número 6 del apéndice C.
2. Tubería de succión de la unidad manejadora de aire a unidad condensadora enfriada por aire número 1.
3. El refrigerante a utilizar es R-22.
4. La tubería será de cobre tipo "L".
5. La potencia frigorífica es de 109395 [kcal / hr].
6. Longitud de tubería a dimensionar 13.5 [m].
7. Primera aproximación de longitud equivalente 20.25 [m].
8. El coeficiente que corresponde a las temperaturas de condensación y evaporación consideradas es (Tabla A-10c):
Factor de corrección por pérdida de carga $F_c = 1.09$.
9. Aplicando el coeficiente de corrección a la potencia frigorífica tenemos $109395 \times 1.09 = 119240.55$ [kcal / hr].
10. Mediante la gráfica A10-a se determina el diámetro de la tubería de succión, mediante la intersección de la línea de longitud equivalente y de potencia frigorífica.
El diámetro que se obtiene es de 2 1/8 de pulgada (diámetro exterior).
11. El diámetro comercial y óptimo para la tubería y los accesorios es de 2 1/8 de pulgada (diámetro exterior).
12. La longitud equivalente de los accesorios y válvulas es 11.5 [m].
Al sumarlos a la longitud del tubo recto para obtener la longitud equivalente total tenemos 25[m].
13. En este caso no es necesario hacer ninguna corrección.
14. Verificando en la tabla A-10a se observa que el diámetro de la tubería es el adecuado.

Tubería de succión de UMA a UCA-02

1. La trayectoria del sistema de tubería se especifica en el plano número 6 del apéndice C
2. Tubería de succión de la unidad manejadora de aire a unidad condensadora enfriada por aire número 2.
3. El refrigerante a utilizar es R-22.
4. La tubería será de cobre tipo "L".
5. La potencia frigorífica es de 109395 [kcal / hr].
6. Longitud de tubería a dimensionar 19.5 [m].
7. Primera aproximación de longitud equivalente 29.25 [m].
8. El coeficiente que corresponde a las temperaturas de condensación y evaporación consideradas es (Tabla A-10c):
Factor de corrección por pérdida de carga $F_c = 1.09$.
9. Aplicando el coeficiente de corrección a la potencia frigorífica tenemos $109395 \times 1.09 = 119240.55$ [kcal / hr].

10. Mediante la gráfica A-10a se determina el diámetro de la tubería de succión, mediante la intersección de la línea de longitud equivalente y de potencia frigorífica. El diámetro que se obtiene es de 2 1/8 de pulgada (diámetro exterior).
11. El diámetro comercial y óptimo para la tubería y los accesorios es de 2 1/8 de pulgada (diámetro exterior).
12. La longitud equivalente de los accesorios y válvulas es 11.5 [m]. Al sumarlos a la longitud del tubo recto para obtener la longitud equivalente total tenemos 40.75[m].
13. En este caso no es necesario hacer ninguna corrección.
14. Verificando en la tabla A-10a se observa que el diámetro de la tubería es el adecuado.

4.8.2 Dimensionado de la tubería de líquido refrigerante del proyecto del cuarto de control.

Tubería de líquido de UMA a UCA-01

1. La trayectoria del sistema de tubería se especifica en el plano 6 del apéndice C.
2. Tubería de líquido de la unidad manejadora de aire a unidad condensadora enfriada por aire número 1.
3. El refrigerante a utilizar es R-22.
4. La tubería será de cobre tipo "L".
5. La potencia frigorífica es de 109395 [kcal / hr].
6. Longitud de tubería a dimensionar 13.255 [m].
7. Primera aproximación de longitud equivalente 19.875 [m].
8. El coeficiente que corresponde a las temperaturas de condensación y evaporación consideradas es (Tabla A-10c):
Factor de corrección por pérdida de carga $F_c = 0.955$.
9. Aplicando el coeficiente de corrección a la potencia frigorífica tenemos $109395 \times 0.955 = 104472.22$ [kcal / hr].
10. Mediante la gráfica A-10b se determina el diámetro de la tubería de succión, mediante la intersección de la línea de longitud equivalente y de potencia frigorífica. El diámetro que se obtiene es de 1 1/8 de pulgada (diámetro exterior).
11. El diámetro comercial y óptimo para la tubería y los accesorios es de 1 1/8 de pulgada (diámetro exterior).
12. La longitud equivalente de los accesorios y válvulas es 40[m]. Al sumarlos a la longitud del tubo recto para obtener la longitud equivalente total tenemos 53.255[m].
13. En este caso no es necesario hacer ninguna corrección.
14. Verificando en la tabla A-10b se observa que el diámetro de la tubería es el adecuado.

Tubería de líquido de UMA a UCA-02

1. La trayectoria del sistema de tubería se especifica en el plano 6 del apéndice C.
2. Tubería de líquido de la unidad manejadora de aire a unidad condensadora enfriada por aire número 1.
3. El refrigerante a utilizar es R-22.
4. La tubería será de cobre tipo "L".
5. La potencia frigorífica es de 109395 [kcal / hr].
6. Longitud de tubería a dimensionar 19.8 [m].
7. Primera aproximación de longitud equivalente 29.7 [m].
8. El coeficiente que corresponde a las temperaturas de condensación y evaporación consideradas es (Tabla A-10c):
Factor de corrección por pérdida de carga $F_c = 0.955$.
9. Aplicando el coeficiente de corrección a la potencia frigorífica tenemos $109395 \times 0.955 = 104472.22$ [kcal / hr].
10. Mediante la gráfica A-10b se determina el diámetro de la tubería de succión, mediante la intersección de la línea de longitud equivalente y de potencia frigorífica.
El diámetro que se obtiene es de 1 1/8 de pulgada (diámetro exterior).
11. El diámetro comercial y óptimo para la tubería y los accesorios es de 1 1/8 de pulgada (diámetro exterior).
12. La longitud equivalente de los accesorios y válvulas es 40[m].
Al sumarlos a la longitud del tubo recto para obtener la longitud equivalente total tenemos 59.8[m].
13. En este caso no es necesario hacer ninguna corrección.
14. Verificando en la tabla A-10b se observa que el diámetro de la tubería es el adecuado.

4.9 FILTRACIÓN DEL AIRE EXTERIOR

Es indispensable filtrar el aire exterior que ingresa al cuarto de control, debido a que este tiene presente algunos gases contaminantes que de ponerse en contacto con los circuitos y sistemas de control electrónico, los dañarían irremediablemente. Por tanto debe ser instalado un sistema de filtración efectivo que impida el ingreso de los gases agresivos al cuarto de control.

El único sistema de filtración que puede hacerlo es el compuesto por diversas sustancias químicas, denominado filtración por media química, cuya función es descomponer las moléculas compuestas de los diferentes gases en moléculas más sencillas y que pueden ser fácilmente eliminadas, por la acción de una o bien de la combinación de las diferentes sustancias químicas.

Cada fabricante define un nombre específico para el producto que comercializa, por lo que a continuación se especificarán los nombres comerciales de los productos seleccionados de un fabricante en particular.

4.9.1 CÁLCULO DE MEDIA QUÍMICA

A continuación se describe un método para calcular la cantidad de media química necesaria para la filtración del aire del exterior que ingresa al cuarto de control.

Deben considerarse los siguientes pasos:

A. Elegir el tiempo de vida (típicamente entre 180 y 360 días).

B. Calcular la cantidad de aire para presurización en pies cúbicos por minuto (tomarlo de la sección 4.5).

C. Seleccionar la media química adecuada (o bien la combinación) para cada gas determinado, basándose en las gráficas A-11a..d, que se encuentran en el apéndice A. Basándose en la vida de la media química deseada y el nivel de concentración de los gases contaminantes, determinar la cantidad en pies cúbicos de media química por 1000 pies cúbicos por minuto.

El procedimiento de cálculo para la selección de la media química del proyecto del cuarto de control de la plataforma AC-4 se muestra en la tabla 4.4.

Tabla 4. 3 Cuantificación de lámina y aislante térmico para ductos

L A M I N A										AISLAMIENTO	
TRAMO	Dimen- siones	Perime- tro	Longitud (Mts.)	Longitud (Pulg.)	Cantidad					Cantidad	
(PCM)	(Pulg)	(Pulg.)			CAL. 26 (Pulg. ²)	CAL. 24 (Pulg. ²)	CAL. 22 (Pulg. ²)	CAL. 20 (Pulg. ²)	CAL. 18 (Pulg. ²)		(Pulg. ²)
INYECCION CON AISLAMIENTO DE 2"											
	39 X 30	138	4	157.48	0	0	21732	0	0		21732.28
	29 X 70	198	2	78.74	0	15591	0	0	0		15590.55
RETORNO CON AISLAMIENTO DE 2"											
	30 X 28	116	7	275.59	0	31969	0	0	0		31968.50
Subtotal (Pulg. ²)					0	47559	21732	0	0		69291.34
Subtotal (Mts. ²)					0	30.683	14.021	0	0		44.70
15 % adicional					0	4.6025	2.1031	0	0	10%	4.47
Total (Mts ²)					0	35.286	16.124	0	0		49.17
Kg/m ²					4.8	5.4	7.4	1			
Kgs (Total por calibre)					0	190.54	119.32	0			

Tabla 4.3 Cuantificación de lámina y aislante térmico para ductos

L A M I N A										AISLAMIENTO		
TRAMO	Dimen-		Peri-	Lon-	Lon-	CANTIDAD					Cantidad	
(PCM)	siones		metro	gitud	gitud	CAL. 26	CAL. 24	CAL. 22	CAL. 20	CAL. 18		
(Pulg)	(Pulg.)		(Pulg.)	(Mts.)	(Pulg.)	(Pulg. ²)	(Pulg. ²)	(Pulg. ²)	(Pulg. ²)	(Pulg. ²)	(Pulg. ²)	
INYECCION CON AISLAMIENTO DE 1"												
	39	X	30	138	5	196.85	0	0	27165	0	0	27165.35
	14	X	7	42	3	118.11	0	4960.6	0	0	0	4960.63
	12	X	6	36	2	78.74	2834.6	0	0	0	0	2834.65
	12	X	4	32	2	78.74	2519.7	0	0	0	0	2519.69
	38	X	24	124	4	157.48	0	0	19528	0	0	19527.56
	21	X	13	68	6	236.22	0	16063	0	0	0	16062.99
	21	X	8	58	12	472.44	0	27402	0	0	0	27401.57
	30	X	26	112	0.5	19.685	0	2204.7	0	0	0	2204.72
	22	X	13	70	2	78.74	0	5511.8	0	0	0	5511.81
	22	X	8	60	7	275.59	0	16535	0	0	0	16535.43
	26	X	24	100	2	78.74	0	7874	0	0	0	7874.02
	26	X	18	88	1.5	59.055	0	5196.9	0	0	0	5196.85
Subtotal (Pulg. ²)						5354.3	85748	46693	0	0		137795.28
Subtotal (m ²)						3.4544	55.321	30.124	0	0		88.90
15 % adicional						0.5182	8.2982	4.5187	0	0	10%	8.89
Total (m ²)						3.9726	63.619	34.643	0	0		97.79
Kg/m ²						4.8	5.4	7.4				
Kgs (Total por calibre)						19.068	343.54	256.36				

Tabla 4.3 Cuantificación de lámina y aislante térmico para ductos

L A M I N A											AISLAMIENTO	
TRAMO	Dimen- siones		Peri- metro	Lon- gitud	Lon- gitud	Cantidad					Cantidad	
						CAL. 26	CAL. 24	CAL. 22	CAL. 20	CAL. 18		
(PCM)	(Pulg.)	(Pulg.)	(Mts.)	(Pulg.)	(Pulg. ²)	(Pulg. ²)	(Pulg. ²)	(Pulg. ²)	(Pulg. ²)	(Pulg. ²)	(Pulg. ²)	
RETORNO SIN AISLAMIENTO												
	24	X	11	70	8	314.96	0	22047	0	0	0	
	25	X	17	84	7.5	295.28	0	24803	0	0	0	
	26	X	22	96	4	157.48	0	15118	0	0	0	
	30	X	24	108	5	196.85	0	21260	0	0	0	
	30	X	28	116	12	472.44	0	54803	0	0	0	
				0	2	78.74	0	0	0	0	0	
Subtotal (Pulg. ²)						0	138031	0	0	0		0.00
Subtotal (m ²)						0	89.052	0	0	0		0.00
15 % adicional						0	13.358	0	0	0	10%	0.00
Total (m ²)						0	102.41	0	0	0		0.00
Kg/m ²						4.8	5.4	7.4				
Kgs (Total por calibre)						0	553.02	0				

Tabla 4.4 Cálculo de la cantidad y tipo de media química

Tiempo de vida de la media química 180 días		180 DIAS		Requerimiento de aire para presurización= 1521 cfm	
Gases contaminantes		Nivel de contaminación		Pies cúbicos de media / 1000 ft ³ / min	
				PURAKOL	PURACARB
Cloro		0.1ppm		1.5 De gráfica A-3b	0.8 De gráfico A-3 a
Dióxido de Sulfuro		0.1 ppm		No es efectivo para este gas	5 De gráfico A-3d
Dióxido de Nitrógeno		0.1ppm		1.4	No es efectivo para este gas
				De gráfico A-3c	
TOTAL DE MEDIA QUÍMICA Ft ³ / 100 CFM				2.9	5.8

TABLA PARA CONVERTIR DE PIES CÚBICOS DE MEDIA A LIBRAS			
Tipo de media química		Factor de multiplicación para convertir ft ³ a lbs	
PURAKOL	2.9 ft ³ / 1000cfm	32	93 Libras de Purakol
PURACARB	5.8 ft ³ / 1000cfm	45	261 Libras de Puracarb
			42.184 Kilogramos de Purakol
			118.387 Kilogramos de Puracarb

4.10 VOLUMEN DE OBRA**EQUIPOS**

	CANTIDAD	UNIDAD
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE UNIDAD MANEJADORA DE AIRE (UMA), MARCA CARRIER MODELO 39MW TAMAÑO 25, PARA EXTERIOR, TIPO UNIZONA, DRAW-THRU ARREGLO HORIZONTAL, EL GABINETE CONSTRUIDO EN LÁMINA DE ACERO INOXIDABLE, EL EQUIPO Y SUS COMPONENTES RESISTENTES AL AMBIENTE MARINO CORROSIVO. CON VENTILADOR PARA MANEJAR 10614 PCM, CONTRA UNA PRESION ESTATICA DE 3.5 PULG. C.A., MOTOR ELECTRICO TEFC-XP DE 25HP, DE 460 V, 3 F, 60 HZ., CAJA DE MEZCLA, 8 FILTROS METALICOS PLANOS, DE 20X24 PULG. Y 8 FILTROS DE FIBRA DE VIDRIO DE 20X24 PULG. DOS SECCIONES PARA ALOJAR SERPENTINES DE ENFRIAMIENTO, DEBERÁ CONTAR CON DOS SERPENTINES CON CAPACIDAD TOTAL DEL SERPENTÍN 36.6 T.R. Y CAPACIDAD SENSIBLE 21.4 T.R. POR CADA SERPENTÍN. ESTE SERÁ DE COBRE CON ALETAS DE COBRE, 6 HILERAS, 8 ALETAS POR PULGADA.	1	PIEZA
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AIRE (UCA-01/02), MARCA CARRIER UNA EN OPERACION CONTINUA Y UNA DE RELEVO, MODELO 38AKS044 CAPACIDAD NOMINAL DE 40 T.R. Y CAPACIDAD REAL DE 36.6 T.R. REFRIGERANTE R-22 TEMPERATURA DE AIRE EXTERIOR 37°C, DOS COMPRESORES SEMI-HERMETICOS Y SU ACCIONADOR MOTOR ELECTRICO TEFC-XP, CIRCUITO PARA CONTROL DE TEMPERATURA A 24 V, ALIMENTACIÓN ELECTRICA A 440V/3F/60HZ. EL GABINETE CONSTRUIDO EN LÁMINA DE ACERO INOXIDABLE, EL EQUIPO Y SUS COMPONENTES RESISTENTES AL AMBIENTE MARINO CORROSIVO. INCLUYE TERMOSTATO DE CUARTO PARA REFRIGERACIÓN 120V/1F/60HZ CON PROTECTOR DE PLACA PARA MONTAR EN PARED	2	PIEZAS
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE UNIDAD DE FILTRACIÓN DE AIRE (UF) CON MEDIA QUIMICA, 4 FILTROS MODELO PM-12D CON 93LBS. DE PURAKOL Y 4 FILTROS MODELO PK-12 CON 261LBS. DE PURACARB MARCA PURAFILL MODELO PPU-1000V CON VENTILADOR CENTRIFUGO PARA MANEJAR 1520 CFM CONTRA UNA PRESIÓN ESTÁTICA DE 3.2" C.A. MOTOR ELECTRICO DE INDUCCIÓN (TEFC), DE 3HP, ALIMENTACIÓN ELÉCTRICA DE 440V/3F/60HZ. EL GABINETE CONSTRUIDO EN LÁMINA DE ACERO INOXIDABLE. EL EQUIPO Y SUS COMPONENTES RESISTENTES AL AMBIENTE MARINO CORROSIVO. DEBERÁ MANTENER UNA PRESIÓN POSITIVA DENTRO DEL CUARTO DE CONTROL DE 0.1" C.A.	1	PIEZA

MATERIALES

	CANTIDAD	UNIDAD
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE FILTRO DESHIDRATADOR PARA REFRIGERANTE R-22 MARCA HERMETIK MODELO HD-759S NO. DE PARTE 0110870 CONEXIÓN 1 1/8"	1	PIEZA

MATERIALES	CANTIDAD	UNIDAD
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE VÁLVULA TERMOSTÁTICA DE EXPANSIÓN CON IGUALADOR EXTERNO PARA REFRIGERANTE R-22 MARCA HERMETIK MODELO TA-8 CONEXIÓN ROSCADA CONEXIONES: ENTRADA 5/8" SALIDA 5/8"	1	PIEZA
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE INDICADOR DE LÍQUIDO Y HUMEDAD PARA REFRIGERANTE R-22 MARCA HERMETIK MODELO IL-78-S CONEXIÓN 7/8" SOLDABLE	1	PIEZA
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE VÁLVULA DE PASO PARA REFRIGERANTE R-22 MARCA HERMETIK MODELO VP-78-S CONEXIONES: ENTRADA 7/8" SALIDA 7/8 PULGADAS	1	PIEZA
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE VÁLVULA SOLENOIDE MARCA HERMETIK MODELO VS-78-S CONEXIÓN 7/8" SOLDABLE	1	PIEZA
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE DUCTOS A BASE DE LÁMINA DE ACERO AL CARBÓN GALVANIZADA ZINTRO CALIBRE NO. 24. PARA DUCTOS INTERIORES DE INYECCIÓN	343	kg.
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE DUCTOS A BASE DE LÁMINA DE ACERO AL CARBÓN GALVANIZADA ZINTROCALIBRE NO. 22. PARA DUCTOS INTERIORES DE INYECCIÓN	256	kg
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE DUCTOS A BASE DE LÁMINA DE ACERO AL CARBÓN GALVANIZADA ZINTROCALIBRE NO. 26. PARA DUCTOS INTERIORES DE INYECCIÓN	20	kg
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE DUCTOS A BASE DE LÁMINA DE ACERO AL CARBÓN GALVANIZADA ZINTRO CALIBRE NO. 24. PARA DUCTOS INTERIORES DE RETORNO	553	kg

MATERIALES	CANTIDAD	UNIDAD
SUMINISTRO Y APLICACIÓN DE RECUBRIMIENTO EXTERIOR PARA DUCTOS A LA INTEMPERIE CON PINTURA EPÓXICA ANTICORROSIVA COLOR BLANCO OSTIÓN.	4 9	m ²
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE AISLAMIENTO TÉRMICO PARA DUCTOS INTERIORES DE INYECCIÓN DE AIRE ACONDICIONADO A BASE DE COLCHONETA DE FIBRA DE VIDRIO DE 1" DE ESPESOR. Y 1 LB/FT ³ DE DENSIDAD CON BARRERA DE VAPOR, REVESTIMIENTO DE PAPEL KRAFT Y FOIL DE ALUMINIO.	98	m ²
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE AISLAMIENTO TÉRMICO PARA DUCTOS EXTERIORES DE AIRE ACONDICIONADO (DE INYECCIÓN Y RETORNO) A BASE DE COLCHONETA DE FIBRA DE VIDRIO DE 2" DE ESPESOR Y 1 LB/FT ³ DE DENSIDAD, CON BARRERA DE VAPOR DE 0.0025", REVESTIMIENTO DE PAPEL KRAFT ENGRAPADA Y FOIL DE ALUMINIO (CANTIDAD: 15m ² .)	4 9	m ²
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE LONA AHULADA DEL No. 12. PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LAS JUNTAS FLEXIBLES ENTRE LOS EQUIPOS Y LAS REDES DE DUCTOS. (INCLUYE ELEMENTOS DE FIJACIÓN Y SELLADOR ASFÁLTICO)		
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE REJILLA DE RETORNO DE AIRE MARCA TITUS MODELO 350R CON MEDIDA DE 24"X20" PARA MANEJAR 1866 CFM. CONSTRUIDA TOTALMENTE EN ALUMINIO, DE ALETAS FIJAS CON SEPARACIÓN DE 3/4", DEFLEXIÓN DE 35° Y ACABADO DE PINTURA ESTÁNDAR DEL FABRICANTE. INCLUYE	5	PIEZAS
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE DIFUSOR DE INYECCIÓN DE AIRE CUADRADO, MARCA TITUS MODELO TDC, CUATRO VÍAS, DE 18"X18" PARA MANEJAR 1125 CFM.	10	PIEZAS
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE DIFUSOR DE INYECCIÓN DE AIRE RECTANGULAR, MARCA TITUS MODELO TDC CUATRO VÍAS, DE 14"X10" PARA MANEJAR 325 CFM. CONSTRUIDO TOTALMENTE EN ALUMINIO EXTRUIDO Y ACABADO DE PINTURA ESTÁNDAR DEL FABRICANTE.	1	PIEZA
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE DIFUSOR DE INYECCIÓN DE AIRE RECTANGULAR, MARCA TITUS MODELO TDC CUATRO VÍAS, DE 14"X10" PARA MANEJAR 245 CFM. CONSTRUIDO TOTALMENTE EN ALUMINIO EXTRUIDO Y ACABADO DE PINTURA ESTÁNDAR DEL FABRICANTE.	1	PIEZA
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE REJILLA DE PASO EN PUERTA (NO VISIÓN) MARCA TITUS, MODELO CT-700 CON MEDIDA DE 20"X18" PARA MANEJAR 9490 CFM, CONSTRUIDA TOTALMENTE EN ALUMINIO, DE ALETAS FIJAS Y ACABADO DE PINTURA ESTÁNDAR DEL FABRICANTE.	1	PIEZA

MATERIALES	CANTIDAD	UNIDAD
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE PERSIANA DE ALETAS FIJAS Y MARCO RÍGIDO MARCA GREENHECK, A PRUEBA DE TORMENTAS MODELO ESJ-202, FABRICADA EN LÁMINA DE ACERO GALVANIZADO CON ÁREA LIBRE DE 0.55m ² .	2	PIEZAS
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE TUBERÍA DE COBRE TIPO "L" 2 1/8" DE DIÁMETRO PARA LINEAS DE SUCCIÓN DE REFRIGERANTE.	33	METROS
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE TUBERÍA DE COBRE TIPO "L" 1 1/8" DE DIÁMETRO PARA LINEAS LÍQUIDO REFRIGERANTE.	33	METROS
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE AISLAMIENTO TERMICO PREFORMADO (POLIETILENO) MARCA INSUL-TUBE DE 1" DE ESPESOR PARA TUBERÍA Y ACCESORIOS DE LAS LÍNEAS DE SUCCIÓN DE REFRIGERANTE DE 2 1/8" DE DIÁMETRO, INCLUYE ACCESORIOS.	33	METROS
SUMINISTRO E INSTALACIÓN VENTILADOREXTRACTOR AXIAL MARCA SOLER AND PALAU, MODELO HXM250 ,PARA CUARTO DE BATERÍAS VE-1, PARA MANEJAR 830m ³ /hr, CAÍDA DE PRESIÓN DE 2mmC.A., TRANSMISIÓN DIRECTA CON MOTOR DE INDUCCIÓN DE 1/40 HP (TEFC), ALIMENTACIÓN ELÉCTRICA 127 V/1F/60HZ.	1	PIEZA
SUMINISTRO E INSTALACIÓN VENTILADOR EXTRACTOR AXIAL MARCA SOLER AND PALAU, MODELO HXM500 ,PARA BAÑO VE-2, PARA MANEJAR 500m ³ /hr, CAÍDA DE PRESIÓN DE 1.5mmC.A., TRANSMISIÓN DIRECTA CON MOTOR DE INDUCCIÓN DE 1/70 HP (TEFC), ALIMENTACIÓN ELÉCTRICA 127 V/1F/60HZ.	1	PIEZA
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE COMPUERTA DE GRAVEDAD MARCA GREENHECK, MODELO WD-300, FABRICADA DE LAMINA DE ACERO GALVANIZADO CAL. No. 20 (INTALACIÓN EN BAÑO) DE CALIBRADA PARA UNA APERTURA A 0.05°C.A. DIMENSIONES 6X6", MONTAJE VERTICAL	1	PIEZA

CONCLUSIONES

1. En la actualidad, un diseño de aire acondicionado es más "oportuno" debido a que se cuenta con poderosas herramientas de software que facilitan el cálculo de cargas térmicas, selección de equipo, selección de accesorios, dibujo asistido por computadora, etc. Sin embargo, la "calidad" solo se puede obtener si se cuenta con una metodología estructurada de actividades fundamentada en criterios de diseño, normas y especificaciones que son prioritarias en el desarrollo de una ingeniería. La combinación de estas dos características dan como resultado confiabilidad y eficiencia en cualquier proyecto.
2. Para garantizar la confiabilidad de sistemas y de los equipos electrónicos instalados en los cuartos de control de las plataformas marinas, el sistema de aire acondicionado siempre debe contar con un equipo de relevo.
3. Una de las limitantes que se presentan en las plataformas marinas es la poca disponibilidad de espacio para instalar equipos de grandes dimensiones. Por esta razón, la selección de los equipos de aire acondicionado debe ser óptima.
4. El ambiente que se presenta en plataformas marinas es húmedo, salino y corrosivo. Por lo tanto, el control en la calidad del aire que ingresa al cuarto de control para mantener presurizado y ventilado el local, debe ser tratado mediante un equipo de filtración de media química que se le adiciona al sistema de aire acondicionado, garantizando una atmósfera libre de gases corrosivos.

1. Carrier.- Manual de aire acondicionado.- Ed. Morcombo.- España 1996.
2. Hernández Goribar, Eduardo.- Fundamentos de aire acondicionado.- Ed. Limusa.- México, 1996.
3. G. Pita, Eduardo.- Acondicionamiento de aire.- Ed. Compañía Editorial Continental.- México, 1994.
4. Jennings, Buergess y Lewis, Samuel.- Aire acondicionado y refrigeración.- Ed. Compañía Editorial Continental.- México, 1970.
5. Wark, Kenneth Jr.- Termodinámica.- Ed. McGraw Hill.- México, 1991.
6. API RP 554- 1985 "Process Instrumentation and Control". American Petroleum Institute.
7. ISA-71.04-1985 "Environmental Conditions for Process Measurement and Control Systems: Airborne Contaminants" The Instrumentation, Systems, and Automation Society.
8. NFPA 496-1998 "Standard for Purged and Pressurized Enclosures for Electrical Equipment"
9. GSE-001-2000 "Bases de Diseño y Construcción de Instalaciones Eléctricas" Especificación General Rev. 6. Petróleos Mexicanos
10. Catálogo del distribuidor Purafil. Año 2002

APÉNDICE A

TABLAS Y GRÁFICAS

PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DE LA MATERIA

- A-1 Propiedades del aire seco a presión atmosférica
- A-2a..c Resistencia térmica de materiales aislantes y de construcción

GANANCIA TÉRMICA POR INSOLACIÓN

- A-3 Aportaciones solares a través de vidrios
- A-4 Descripción de grupos de construcción de paredes
- A-5 Diferencias de temperatura para carga de enfriamiento para cálculo de paredes al sol.
- A-6 Diferencias de temperatura para cargas de enfriamiento para calcular cargas debidas a techos planos.

GANANCIA TÉRMICA DEBIDO A CARGAS CONSTANTES

- A-7 Calor producido por las personas

DIMENSIONADO DE EQUIPOS Y ACCESORIOS

- A-8a..f Coeficiente de pérdida de presión en accesorios
- A-9 Gráfica para preselección de unidad manejadora de aire
- A-10a Gráfica para dimensionado de tubería de gas refrigerante
- A-10b Gráfica para dimensionado de tubería de líquido refrigerante
- A-10c Factores de corrección para pérdidas de carga en tubería de refrigerante

CUANTIFICACIÓN DE MEDIA QUÍMICA

- A-11a Gráfica (Cloro vs. Puracarb-1505)
- A-11b Gráfica (Cloro vs. Purakol)
- A-11c Gráfica (Dióxido de Nitrógeno vs. Purakol)
- A-11d Gráfica (Dióxido de Sulfuro vs. Puracarb-1505)

CARACTERÍSTICAS DE LOS EQUIPOS DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

Figuras

- A-12a Unidad manejadora de aire
- A-12b Caja de mezcla
- A-12c Sección de filtros horizontales
- A-12d Ventilador con descarga horizontal y toma de aire vertical
- A-12e Sección del serpentín de enfriamiento
- A-12f Unidad condensadora enfriada por aire
- A-12g Unidad de filtración de absorción de gases y de presión positiva

APÉNDICE B

CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Figura

- B-1 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

APÉNDICE C

PLANOS

Plano 1 Diagrama de flujo de aire

Plano 2 Distribución de ductos

Plano 3 Distribución de ductos (corte A-A')

Plano 4 Distribución de ductos (corte B-B')

Plano 5 Diagrama de flujo de refrigerante

Plano 6 Localización de equipo

Plano 7 Isométrico de líneas de gas refrigerante (UCA-01 A SED-01)

Plano 8 Isométrico de líneas de líquido refrigerante (UCA-01 A SED-01)

Plano 9 Isométrico de líneas de gas refrigerante (UCA-02 A SED-02)

Plano 10 Isométrico de líneas de líquido refrigerante (UCA-02 A SED-02)

APÉNDICE A
TABLAS Y GRÁFICAS

Temperatura T K	Densidad ρ kg/m ³	Calor específico c_p J/kg · K	Conductividad térmica λ W/m · K	Difusividad térmica $\alpha \times 10^6$ m ² /s	Viscosidad dinámica $\mu \times 10^6$ N · s/m ²	Viscosidad cinemática $\nu \times 10^6$ m ² /s	Número de Prandtl Pr
273	1.252	1011	0.0237	19.2	17.456	13.9	0.71
293	1.164	1012	0.0251	22.0	18.240	15.7	0.71
313	1.092	1014	0.0265	24.8	19.123	17.6	0.71
333	1.025	1017	0.0279	27.6	19.907	19.4	0.71
353	0.968	1019	0.0293	30.6	20.790	21.5	0.71
373	0.916	1022	0.0307	33.6	21.673	23.6	0.71

Tabla A-1 Propiedades del aire seco a presión atmosférica

Descripción	Densidad lb/ft ³	Resistencia (R)	
		Por pulgada	Por espesor nominal
TABLEROS			
Tableros, paneles, contrapisos, recubrimientos			
Productos de tabla de madera			
Tablero de asbesto cemento	120	0.25	--
Tablero de asbesto cemento	120	--	0.02
Tablero de asbesto cemento	120	--	0.08
Tablero de yeso	50	--	0.32
Tablero de yeso	50	--	0.45
Tablero de yeso	50	--	0.50
Triplay	34	1.25	--
Triplay	34	--	0.31
Triplay	34	--	0.47
Triplay	34	--	0.62
Triplay	34	--	0.77
Triplay o tableros de madera	34	--	0.93
Tablero de fibra vegetal	18	--	1.32
Recubrimiento, densidad regular	18	--	2.06
Recubrimiento, densidad intermedia	22	--	1.22
Recubrimiento para lavar	25	--	1.14
Respaldo de tejamanil	18	--	0.84
Respaldo de tejamanil	18	--	0.78
Tablero antiruido	15	--	1.35
Tableros de cerámica, simples o acústicos			
Cerámica	18	2.50	--
Cerámica	18	--	1.25
Cerámica	18	--	1.89
Laminados de papel	30	2.00	--
Cartón homogéneo de papel reciclado	30	2.00	--
Cartón duro	30	2.00	--
Densidad media	50	1.37	--
Alta densidad, servicio de temperatura, servicio sobrepuesto	63	1.00	--
Alta densidad, servicio de temperatura, servicio sobrepuesto	55	1.22	--
Alta densidad, templado normal	63	1.00	--
Aglomerados			
Baja densidad	37	1.65	--
Densidad media	50	1.06	--
Alta densidad	62.5	0.65	--
Base	40	--	0.82
Contrapiso de madera	40	--	0.84
MEMBRANAS DE CONSTRUCCIÓN			
Filtro permisible al vapor	--	--	0.00
Sello de vapor, 2 capas de fieltro 15 lb.	--	--	0.12
Sello de vapor, membrana plástica	--	--	Negl.
MATERIALES DE TERMINADO DE PISO			
Carpeta y capa fibrosa	--	--	2.06
Carpeta y capa de hule	--	--	1.23
Losetas de corcho	0.125 in	--	0.28
Terrazzo	1 in	--	0.08
Losetas de asfalto, linóleo, vinilo, hule, asbesto vímico	--	--	0.05
cerámica	--	--	--
Madera, acabado de madera dura	0.75 in	--	0.68
MATERIALES AISLANTES			
Cochoneta y tabla			
Fibra mineral, lana de roca, escoria o vidrio			
aprox. 2 a 2.75 in.	0.3 - 2.0	--	7
aprox. 3 a 3.5 in.	0.3 - 2.0	--	11
aprox. 3.50 a 6.5 in.	0.3 - 2.0	--	19
aprox. 6 a 7 in.	0.3 - 2.0	--	22
aprox. 8.5 in.	0.3 - 2.0	--	30

Tabla A-2a Resistencia térmica de materiales aislantes y de construcción (h - ft² °F / BTU)

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Descripción	Densidad (lb/ft ³)	Resistencia (R)	
		Por pulgada	Por espesor nominal
Table y losas			
Vidrio celular.....	8.5	2.63	--
Fibra de vidrio aglomerada con sustancias orgánicas.....	4-9	4.00	--
Hule expandido, rígido.....	4.5	4.55	--
Poliuretano expandido y estruido			
Superficie celular.....	1.8	4.00	--
Poliuretano expandido y estruido			
Superficie lisa de piel.....	2.2	5.00	--
Poliuretano expandido y estruido			
Superficie lisa de piel.....	3.5	5.28	--
Poliuretano expandido, perlas molinadas.....	1.0	3.57	--
Poliuretano expandido (R-11 esp.).....	1.5	6.26	--
(espesores de 1 in. o mayores).....	2.5		
Fibra mineral con aglomerado de resina.....	15	3.45	--
Tablero de fibra mineral, felbro fumado			
Aislamiento de núcleo o de techo.....	10-17	2.94	--
Loseta acústica.....	18	2.08	--
Loseta acústica.....	21	2.70	--
Tablero de fibra mineral, molleado húmedo			
Loseta acústica.....	23	2.38	--
Tablero de fibra de madera o bagazo			
Loseta acústica.....	0.5 in	--	1.25
Loseta acústica.....	0.75 in	--	1.69
Azulado intercal (tablero, laminar).....	15	2.06	--
Madera astillada (comentada en losas preformada).....	22	1.67	--
RELLENO SUELTO			
Aislamiento calulítico (papel o pulpa de madera sueltas).....	2.3 - 3.2	3.13-3.70	--
Aserrín o cepilladuras de madera.....	8.0 - 15.0	2.22	--
Fibra de madera suaves.....	2.0 - 3.5	3.33	--
Perlas, expandidas.....	5.0 - 8.0	2.70	--
Fibra mineral (lana, escoria o vidrio)			
aprox. 3/8 a 5 in.....	0.6 - 2.0		11
aprox. 6.5 a 9.75 in.....	0.6 - 2.0		19
aprox. 7.5 a 10 in.....	0.6 - 2.0		22
aprox. 10.25 a 13.75 in.....	0.6 - 2.0		30
Vermiculita extruída.....	7.0 - 8.2	2.13	--
Aislamiento.....	4.0 - 8.0	2.27	--
Aislamiento de techo			
Preformado, para uso sobre cubierta			
Se consiguen diferentes aislamientos de techo en diferentes espesores para llegar a los valores C que se mencionan. Consultar con los fabricantes para conocer el espesor real de su materia.....			1.39
			8.33
MATERIALES DE MAMPOSTERÍA			
Concreto			
Mortero de cemento.....	116	0.20	--
Concreto con yeso y fibra: 67.5% de yeso y 12.5% de asilla de madera.....	51	0.80	--
Apagados de peso ligero, incluyendo perlas expandidas.....	120	0.19	--

Tabla A-2b Resistencia térmica de materiales aislantes y de construcción (h - ft² °F / BTU)

MATERIALES PARA MUROS (sobre superficie plana)			
Tejas			
Asbesto cemento.....	120	--	0.21
Madera, 18 in, exposición 7.5.....	--	--	0.87
Madera, doble, 16 in, exposición 12 in.....	--	--	1.18
Madera con tablero aislante de respaldo, 0.3125 in.....	--	--	1.40
Lateralías			
Asbesto cemento, 0.25 in, a tope.....	--	--	0.21
Lateral de rollo de asfalto.....	--	--	0.15
Lateral aislante de asfalto (cama de 0.5 in).....	--	--	1.48
Incrustado de madera, 1 x 8 in.....	--	--	0.79
Madera, al ras, 0.5 x 8 in, a tope.....	--	--	0.81
Madera, al ras, 0.75 x 10 in, a tope.....	--	--	1.05
Madera, triplay, 0.375, a tope.....	--	--	0.59
Madera, laterales de densidad media, 0 4375 in.....	40	0.67	--
Aluminio o acero sobre recubrimiento			
Respaldo hueco.....	--	--	0.61
Respaldo de tablero aislante			
0.375 in nominal.....	--	--	1.82
Respaldo de tablero aislante,			
0.375 in nominal.....	--	--	2.66
respaldo de hoja.....	--	--	
Vidrio arquitectónico.....	--	--	0.10

Tabla A-2c Resistencia térmica de materiales aislantes y de construcción (h - ft² °F / BTU)

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

20°

20°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR																0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época			
21 Junio	N	76	111	90	68	51	46	40	46	51	67	90	111	75	22 Diciembre	S			
	NE	219	417	400	330	225	103	40	38	38	38	32	24	8		SE			
	E	219	401	434	387	260	111	38	38	38	38	32	24	8		E			
	SE	75	168	198	179	119	57	38	38	38	38	32	24	8		NE			
	S	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	32	24	8		N			
	SO	8	24	32	38	38	38	38	57	119	179	198	168	75		NO			
O	8	24	32	38	38	38	38	111	260	367	434	401	220	O					
NO	8	24	32	38	38	38	40	103	225	330	390	417	220	SO					
Horizontal		30	162	328	477	585	629	678	629	585	477	328	162	30	Horizontal				
22 Julio y 21 Mayo	N	54	75	67	46	40	38	38	38	40	146	67	75	54	21 Enero y 21 Noviembre	S			
	NE	192	358	324	301	198	84	38	38	38	35	32	21	8		SE			
	E	203	401	447	393	268	124	38	38	38	35	32	21	8		E			
	SE	84	189	230	214	154	78	38	38	38	35	32	21	8		NE			
	S	8	21	32	35	38	38	38	38	38	38	32	21	8		N			
	SO	8	21	32	35	38	38	38	78	154	214	230	189	84		NO			
O	8	21	32	35	38	38	38	174	268	393	442	401	203	O					
NO	8	21	32	35	38	38	38	84	198	301	374	358	192	SO					
Horizontal		8	149	320	474	585	650	600	650	585	474	320	149	8	Horizontal				
24 Agosto y 20 Abril	N	16	27	29	35	38	38	38	38	38	35	29	27	16	20 Febrero y 23 Octubre	S			
	NE	122	301	320	241	135	48	38	38	38	35	29	19	5		SE			
	E	143	385	447	404	287	138	38	38	38	35	29	19	5		E			
	SE	78	241	306	292	265	149	54	38	38	35	29	19	5		NE			
	S	5	19	29	38	38	38	38	65	54	38	29	19	5		N			
	SO	5	19	29	35	38	38	38	54	149	265	292	306	241		78	NO		
O	5	19	29	35	38	38	38	138	207	404	447	385	143	O					
NO	5	19	29	35	38	38	38	36	48	135	241	320	301	122	SO				
Horizontal		13	130	290	452	564	637	669	617	569	452	290	130	13	Horizontal				
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	22 Marzo y 22 Septiembre	S			
	NE	0	225	235	160	59	38	38	38	38	35	29	16	0		SE			
	E	0	152	442	404	282	122	38	38	38	35	29	16	0		E			
	SE	0	268	368	379	325	227	111	40	38	35	29	16	0		NE			
	S	0	21	35	103	141	170	176	172	141	103	59	21	0		N			
	SO	0	0	16	29	35	38	40	111	227	325	379	368	268		NO			
O	0	16	29	35	38	38	38	172	280	404	442	368	268	O					
NO	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	SO					
Horizontal		0	81	252	414	537	610	631	610	537	414	252	81	0	Horizontal				
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	20 Abril y 24 Agosto	S			
	NE	0	119	141	78	35	38	38	38	35	32	24	10	0		SE			
	E	0	268	398	382	271	132	38	38	35	32	24	10	0		E			
	SE	0	246	396	433	404	372	200	73	35	32	24	10	0		NE			
	S	0	57	135	206	252	287	301	787	252	206	135	57	0		N			
	SO	0	0	10	24	32	35	35	200	372	404	433	396	246		0	NO		
O	0	10	24	32	35	38	38	132	271	382	398	268	0	O					
NO	0	10	24	32	35	38	38	38	38	35	78	141	119	0	SO				
Horizontal		0	48	184	344	463	531	564	531	463	344	184	48	0	Horizontal				
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	8	21	29	35	35	35	35	35	29	21	8	0	21 Mayo y 23 Julio	S			
	NE	0	65	70	38	35	35	35	35	35	29	21	8	0		SE			
	E	0	192	347	344	246	116	35	35	35	29	21	8	0		E			
	SE	0	198	390	444	428	366	246	124	43	29	21	8	0		NE			
	S	0	75	187	271	333	368	382	368	333	271	187	75	0		N			
	SO	0	8	21	29	43	124	246	366	428	444	390	198	0		NO			
O	0	8	21	29	32	35	35	116	246	344	347	192	0	O					
NO	0	8	21	29	32	35	35	35	35	38	70	65	0	SO					
Horizontal		0	13	130	273	396	466	488	466	396	273	130	13	0	Horizontal				
22 Diciembre	N	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0	21 Junio	S			
	NE	0	38	48	32	32	35	35	35	32	29	19	5	0		SE			
	E	0	151	320	328	230	92	35	35	32	29	19	5	0		E			
	SE	0	160	377	452	431	363	263	162	54	29	19	5	0		NE			
	S	0	67	200	301	358	396	404	396	358	301	200	67	0		N			
	SO	0	5	19	29	34	162	263	363	431	452	377	160	0		NO			
O	0	5	19	29	32	35	35	92	230	328	320	151	0	O					
NO	0	5	19	29	32	35	35	35	32	32	48	38	0	SO					
Horizontal		0	10	97	249	366	436	481	436	366	249	97	10	0	Horizontal				

Correcciones	Marco metálico o ningún marco = 1,0,85 ó 1,17	Defecto de limpieza 15 % máx.	Altitud + 0,7 % por 300 m	Punto de rocío superior a 19,5 °C - 14 % por 10° C	Punto de rocío superior a 19,5 °C + 14 % por 10° C	Latitud sur Dic. o enero + 7 %
--------------	--	----------------------------------	------------------------------	---	---	-----------------------------------

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

Tabla A-3 Aportaciones solares a través de vidrio sencillo[kcal / hx (m² de abertura)]

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

Grupo No.	Descripción de la construcción	Peso, lb/ft ²	Valor de U, BTU/(h-ft ² -°F)	Capacidad calorífica, BTU/(ft ² -°F)
Ladrillo de vista de 4 in + (Ladrillo)				
C	Espacio de aire + ladrillo de vista de 3 in	83	0.358	18.3
D	Ladrillo común de 4 in.	90	0.415	18.4
C	Aislamiento de 1 in o espacio de aire + ladrillo común de 4 in	90	0.174-0.301	18.4
B	Aislamiento de 2 in + ladrillo común de 4 in	88	0.111	18.5
B	Ladrillo común de 8 in	130	0.302	26.4
A	Aislamiento o espacio de aire + ladrillo común de 8 in	130	0.154-0.243	26.4
Ladrillo de vista de 4 in + (Concreto pesado)				
C	Espacio de aire + concreto de 2 in	94	0.350	19.7
B	Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	97	0.116	19.8
A	Espacio de aire o aislamiento + concreto de 8 in o más	143-190	0.110-0.112	29.1-38.4
Ladrillo de vista de 4 in + (bloque de concreto ligero o pesado)				
E	Bloque de 4 in	62	0.319	12.9
D	Espacio de aire o aislamiento + bloque de 4 in	62	0.153-0.246	12.9
D	Bloque de 8 in	70	0.274	15.1
C	Espacio de aire o aislamiento de 1 in + bloque de 6 u 8 in	73-89	0.221-0.275	15.5-18.5
B	Aislamiento de 2 in + bloque de 8 in	89	0.096-0.107	15.5-18.6
Ladrillo de vista de 4 in + (azulejo de barro)				
D	Azulejo de 4 in	71	0.381	15.1
D	Espacio de aire + azulejo de 4 in	71	0.281	15.1
C	Aislamiento + azulejo de 4 in	71	0.169	15.1
C	Azulejo de 8 in	96	0.275	19.7
B	Espacio de aire o aislamiento de 1 in + azulejo de 8 in	96	0.142-0.221	19.7
A	Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	97	0.097	19.8
Pared de concreto pesado + (acabado)				
F	Concreto de 4 in.	63	0.585	12.5
D	Concreto de 4 in + aislamiento de 1 o 2 in	63	0.119-0.200	12.5
C	Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	63	0.119	12.7
C	Concreto de 8 in	109	0.490	21.9
B	concreto de 8 in + aislamiento de 1 o 2 in	110	0.115-0.187	22.0
A	Aislamiento de 2 in + concreto de 8 in	110	0.115	21.9
E	Concreto de 12 in	156	0.421	31.2
A	Concreto de 12 in + aislamiento	156	0.113	31.3
Bloque de concreto ligero y pesado + (acabado)				
F	Bloque de 4 in + espacio de aire o aislamiento	29-36	0.161-0.263	5.7-7.2
E	Aislamiento de 2 in + bloque de 4 in	29-37	0.105-0.114	5.8-7.3
E	Bloque de 8 in	41-57	0.294-0.402	6.3-11.3
D	Concreto de 8 in + espacio de aire o aislamiento	41-57	0.149-0.173	8.3-11.3
Azulejo de barro + (acabado)				
F	Azulejo de 4 in	39	0.419	7.8
F	Azulejo de 4 in + espacio de aire	39	0.303	7.8
E	Azulejo de 4 in + aislamiento de 1 in	39	0.175	7.9
D	Aislamiento de 2 in + azulejo de 4 in	40	0.110	7.9
D	Azulejo de 8 in	63	0.296	12.5
C	Azulejo de 8 in + espacio de aire o aislamiento de 1 in	63	0.151-0.231	12.6
B	Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	63	0.099	12.6
Pared de lámina (cortina metálica)				
G	Con o sin espacio de aire + 1, 2 o 3 in de aislamiento	5-6	0.091-0.230	0.7
Pared de bastidor				
G	Aislamiento de 1 a 3 in	16	0.081-0.178	3.2

Tabla A-4 Descripción de grupos de construcción de paredes

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Techo No.	Descripción de la construcción	Hora Paso lb/ft ²	Valor de U, BTU/h Ft ² -°F	Hora solar, h																							
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Sin ciclo raso suspendido																											
1.	Lámina de metal con aislamiento de 1 o 2 in	7 (8)	0.213 (0.124)	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	8	0.170	6	3	0	-1	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9	
3.	Concreto ligero de 4 in	18	0.213	9	5	2	0	-2	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	65	57	45	34	25	18	13	
4.	Concreto pesado de 1 a 2 in con aislamiento de 2 in	29	0.206 (0.122)	12	8	5	3	0	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17	
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	19	0.109	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	3	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7	
6.	Concreto ligero de 6 in	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28	
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	13	0.130	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	
8.	Concreto ligero de 8 in	31	0.126	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	52 (52)	0.200 (0.120)	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	43	38	34	
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	13	0.093	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49	51	50	47	43	39	
11.	Sistema de terrazas de techo	75	0.106	34	31	28	25	22	19	16	14	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37	
12.	Concreto pesado de 6 in con aislamiento de 1 o 2 in	75 (75)	0.192 (0.117)	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	17 (18)	0.106 (0.078)	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	
Con ciclo raso suspendido																											
1.	Lámina de acero con aislamiento de 1 o 2 in	9 (10)	0.134 (0.092)	2	0	-2	-3	-4	-4	-1	9	23	37	50	62	71	77	78	74	67	56	42	28	18	12	8	
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	10	0.115	20	15	11	8	5	3	2	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	58	51	44	37	30	25	
3.	Concreto ligero de 4 in	20	0.134	19	14	10	7	4	2	0	0	4	10	19	29	39	48	56	62	65	64	61	54	46	38	30	
4.	Concreto pesado de 2 in con aislamiento de 1 in	30	0.131	28	25	23	20	17	15	13	13	14	16	20	25	30	35	39	43	46	47	46	44	41	38	35	
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	10	0.083	25	20	16	13	10	7	5	5	7	12	18	25	33	41	48	53	57	57	56	52	46	40	34	
6.	Concreto ligero de 6 in	26	0.109	32	28	23	19	16	13	10	8	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52	54	54	51	47	42	
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	15	0.096	34	31	29	26	23	21	18	16	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41	43	44	44	42	40	
8.	Concreto ligero de 8 in	33	0.093	39	36	33	29	26	23	20	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	46	45	44	
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	53 (54)	0.128 (0.090)	30	29	27	26	24	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38	38	37	36	34	33	
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	15	0.072	35	33	30	28	26	24	22	20	18	18	18	20	22	25	28	32	35	38	40	41	41	40	39	
11.	Sistema de terrazas de techo	77	0.082	30	29	28	27	26	25	24	23	22	22	22	23	23	25	26	28	29	31	32	33	33	33	32	
12.	Concreto pesado con aislamiento de 1 a 2 in	77 (77)	0.125 (0.088)	29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	23	23	25	26	28	30	32	33	34	34	34	33	32	
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	19 (20)	0.082 (0.064)	35	34	33	32	31	29	27	26	24	23	22	21	22	22	24	25	27	30	32	34	35	36	37	

Tabla A-6 Diferencia de temperatura para cargas de enfriamiento para calcular cargas debidas a techos planos

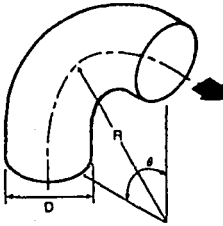
TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

Grado de actividad	Aplicación típica	Relación metabólica de un hombre adulto Btu/h	Grupo de personas			Promedio de la relación metabólica Btu/h	Temperaturas del cuarto (°F, BS)									
			% de composición del grupo				82°F	86°F	78°F	75°F	70°F					
			Hombre	Mujer	Niño		Btu/h	Btu/h	Btu/h	Btu/h	Btu/h					
			Sens. Lat.	Sens. Lat.	Sens. Lat.		Sens. Lat.	Sens. Lat.	Sens. Lat.	Sens. Lat.						
Sentado	Teatro	390	45	45	10	350	175	175	195	155	210	140	230	120	260	90
Sentado; trabajo ligero	Escuela	450	50	50	0	400	180	220	195	205	215	185	240	160	275	125
Trabajo de oficina, actividad moderada	Oficinas, hoteles, departamentos	475	50	50	0	450	290	270	200	250	215	235	245	205	285	165
Parados; caminando despacio	Tienda de ropa, almacenes	550	10	70	20	450	200	270	200	250	215	280	245	205	285	165
Caminando; sentado, de pie; caminando despacio	Cafeterías, Bancos	550	20	70	10	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	210
		550	40	60	0											
Trabajo sedentario	Restaurantes	500	50	50	0	550	190	360	220	330	240	310	280	270	320	230
Trabajo ligero	Fábrica, trabajo ligero	800	60	40	0	750	190	560	220	530	245	505	295	455	365	285
Baile moderado	Salas de baile	900	50	50	0	850	220	630	245	605	275	575	325	525	400	450
Caminando, 3 mph	Fábricas, trabajo algo pesado	1,000	100	0	0	1,000	270	730	300	700	330	670	380	620	460	540
Jugando	Boliche	1,500	75	25	0	1,450	450	1,000	465	985	485	965	525	925	605	845

Tabla A-7 Calor producido por las personas

TESIS CON
 FALTA DE ORIGEN

A. Codo de radio (troquelado), redondo



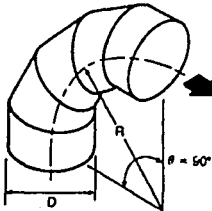
Coeficientes para codos de 90° (ver nota)

R/D	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	2.5
C	0.71	0.33	0.22	0.15	0.13	0.12

Nota: Para ángulos distintos de 90°, multiplicar por los siguientes factores:

theta	0°	20°	30°	45°	60°	75°	90°	110°	130°	150°	180°
K	0	0.31	0.45	0.60	0.78	0.90	1.00	1.13	1.20	1.28	1.40

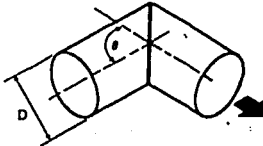
B. Codo redondo, de 3 a 5 partes, 90°



Coeficiente C

No. of Pieces	R/D				
	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0
5	—	0.46	0.33	0.24	0.19
4	—	0.50	0.37	0.27	0.24
3	0.98	0.54	0.42	0.34	0.33

C. Codo de ángulo, redondo



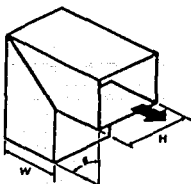
Coeficiente C

theta	20°	30°	45°	60°	75°	90°
C	0.08	0.18	0.34	0.55	0.81	1.2

Tabla A-8a Coeficiente de pérdida de presión en codos

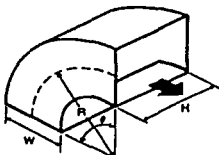
TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

D. Codo de ángulo, rectangular



θ	Coeficiente C										
	H/W										
	0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
20°	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05
30°	0.18	0.17	0.17	0.16	0.15	0.15	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11
45°	0.38	0.37	0.36	0.34	0.33	0.31	0.28	0.27	0.26	0.25	0.24
60°	0.60	0.59	0.57	0.55	0.52	0.49	0.46	0.43	0.41	0.39	0.38
75°	0.89	0.87	0.84	0.81	0.77	0.73	0.67	0.63	0.61	0.58	0.57
90°	1.3	1.3	1.2	1.2	1.1	1.1	0.98	0.92	0.89	0.85	0.83

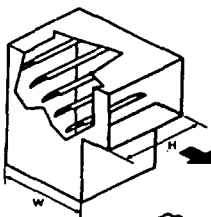
E. Codo, rectangular de radio uniforme sin álabes



Coeficientes para codos de 90° (ver nota)

R/W	H/W										
	0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
0.5	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2
0.75	0.87	0.82	0.78	0.74	0.70	0.67	0.64	0.61	0.59	0.57	0.56
1.0	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12
1.5	0.22	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17
2.0	0.20	0.18	0.18	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15

F. Codo, rectangular, en ángulo, con álabes de direccionamiento



ORILLA POSTERIOR

Quando no se tiene extensión de la orilla posterior para este codo, las pérdidas permanecen aproximadamente igual para codos sencillos, pero aumentan mucho para codos en serie



ÁLABES DE ESPESOR SENCILLO

*No.	Dimensiones, pulgadas			Coeficiente
	R	S	L	
1*	2.0	1.5	0.75	0.12
2	4.5	2.25	0	0.15
3	4.5	3.25	1.60	0.18

*Los números son sólo referencia

ÁLABES DE ESPESOR DOBLE
Coeficiente C

*No.	Dimensiones, in		Velocidad (V), ft/min				Observaciones
	R	S	1000	2000	3000	4000	
1	2.0	1.5	0.27	0.22	0.19	0.17	Embossed Vane Runner
2	2.0	1.5	0.33	0.29	0.26	0.23	Push-On Vane Runner
3	2.0	2.13	0.36	0.31	0.27	0.24	Embossed Vane Runner
4	4.5	3.25	0.26	0.21	0.18	0.16	Embossed Vane Runner

*Los números son sólo referencia

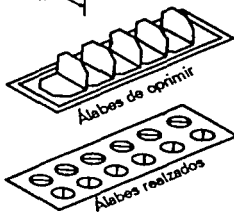
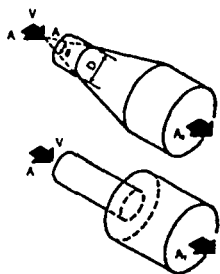


Tabla A-8b Coeficiente de pérdida de presión en codos

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

A. Transición, redonda, cónica



Cuando $\theta = 180^\circ$

$R_c = 0.56 DV$

en la cual

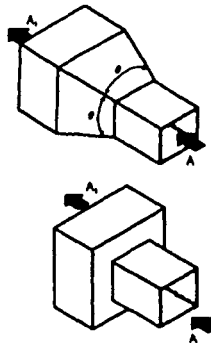
D = Diámetro corriente arriba (pulgadas)

V = Velocidad corriente arriba (ft/min)

Coefficiente C (ver nota)

R_c	A_1/A	θ							
		18°	20°	30°	45°	60°	90°	120°	180°
0.5×10^3	2	0.14	0.19	0.32	0.33	0.33	0.32	0.31	0.30
	4	0.23	0.30	0.46	0.51	0.58	0.64	0.63	0.62
	6	0.27	0.33	0.48	0.56	0.66	0.74	0.73	0.72
	10	0.29	0.38	0.59	0.78	0.80	0.83	0.84	0.83
	≥ 16	0.31	0.38	0.60	0.84	0.89	0.88	0.88	0.88
2×10^3	2	0.07	0.12	0.23	0.28	0.27	0.27	0.27	0.26
	4	0.15	0.18	0.36	0.55	0.59	0.59	0.58	0.57
	6	0.19	0.28	0.44	0.90	0.70	0.71	0.71	0.69
	10	0.20	0.24	0.43	0.76	0.80	0.81	0.81	0.81
	≥ 16	0.21	0.28	0.52	0.76	0.87	0.87	0.87	0.87
$\geq 6 \times 10^3$	2	0.05	0.07	0.12	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27
	4	0.17	0.24	0.38	0.51	0.56	0.58	0.58	0.57
	6	0.16	0.29	0.46	0.80	0.69	0.71	0.70	0.70
	10	0.21	0.33	0.52	0.80	0.78	0.83	0.84	0.83
	≥ 16	0.21	0.34	0.56	0.72	0.79	0.85	0.87	0.86

B. Transición, rectangular, piramidal



Cuando $\theta = 180^\circ$

Coefficiente C (ver nota 1)

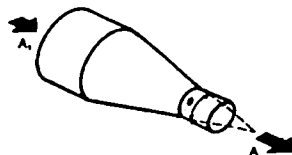
A_1/A	θ							
	18°	20°	30°	45°	60°	90°	120°	180°
2	0.18	0.22	0.25	0.29	0.31	0.32	0.33	0.30
4	0.36	0.43	0.50	0.58	0.61	0.63	0.63	0.63
6	0.42	0.47	0.58	0.68	0.72	0.76	0.76	0.75
≥ 10	0.42	0.48	0.59	0.70	0.60	0.67	0.65	0.66

Nota: A = área, corriente de aire que entra, A_1 = área, corriente de aire que sale

Tabla A-8c Coeficiente de pérdida para transiciones

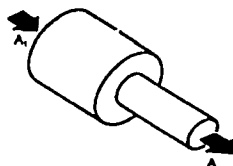
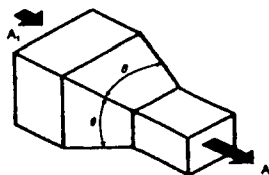
TESIS CON FALLA DE ORIGEN

A. Contracción. Redonda y rectangular, gradual a abrupta



Coeficiente C (ver nota)

A1/A	θ						
	10°	15°-40°	50°-80°	90°	120°	150°	180°
2	0.05	0.05	0.06	0.12	0.18	0.24	0.28
4	0.05	0.04	0.07	0.17	0.27	0.35	0.41
6	0.05	0.04	0.07	0.18	0.28	0.36	0.42
10	0.05	0.05	0.08	0.19	0.29	0.37	0.43

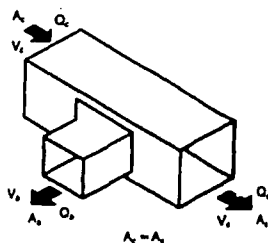


Cuando $\theta = 180^\circ$

Nota: A_1 = área de la corriente que entra, A = área de la corriente que sale

Tabla A-8d Coeficiente de pérdida para transiciones

A. Te, entrada a 45°. Cabezal y ramal rectangulares



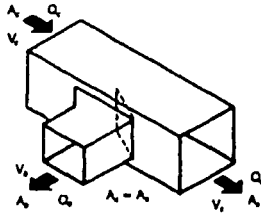
Ramal, coeficiente C (ver nota)

V_2/V_1	$C, Q_2/Q_1$								
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.2	0.91								
0.4	0.81	0.79							
0.6	0.77	0.72	0.70						
0.8	0.78	0.73	0.69	0.66					
1.0	0.78	0.98	0.85	0.79	0.74				
1.2	0.90	1.11	1.16	1.23	1.03	0.86			
1.4	1.19	1.22	1.26	1.29	1.54	1.25	0.92		
1.6	1.35	1.42	1.55	1.59	1.63	1.50	1.31	1.09	
1.8	1.44	1.50	1.75	1.74	1.72	2.24	1.63	1.40	1.17

Tabla A-8e Coeficiente de pérdida de presión, uniones divergentes

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

B. Te, entrada a 45°. Cabezal y ramal rectangulares con compuerta

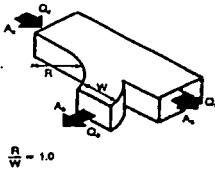


Ramal, coeficiente C (ver nota)

V ₁ /V ₂	Q ₁ /Q ₂								
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.2	0.61								
0.4	0.46								
0.6	0.43	0.61							
0.8	0.39	0.43	0.54						
1.0	0.34	0.57	0.77	0.73					
1.2	0.37	0.64	0.85	0.98	1.07				
1.4	0.57	0.71	1.04	1.18	1.54	1.36			
1.6	0.89	1.08	1.28	1.30	1.69	2.09	1.81	1.47	
1.8	1.33	1.34	2.04	1.78	1.90	2.40	2.77	2.23	1.92

Nota: A = área, in², Q = flujo de aire cfm, V = velocidad, pies por minuto.

H. Ye, Rectangular (15)



Ramal de 50°

Ramal, coeficiente C (ver nota)

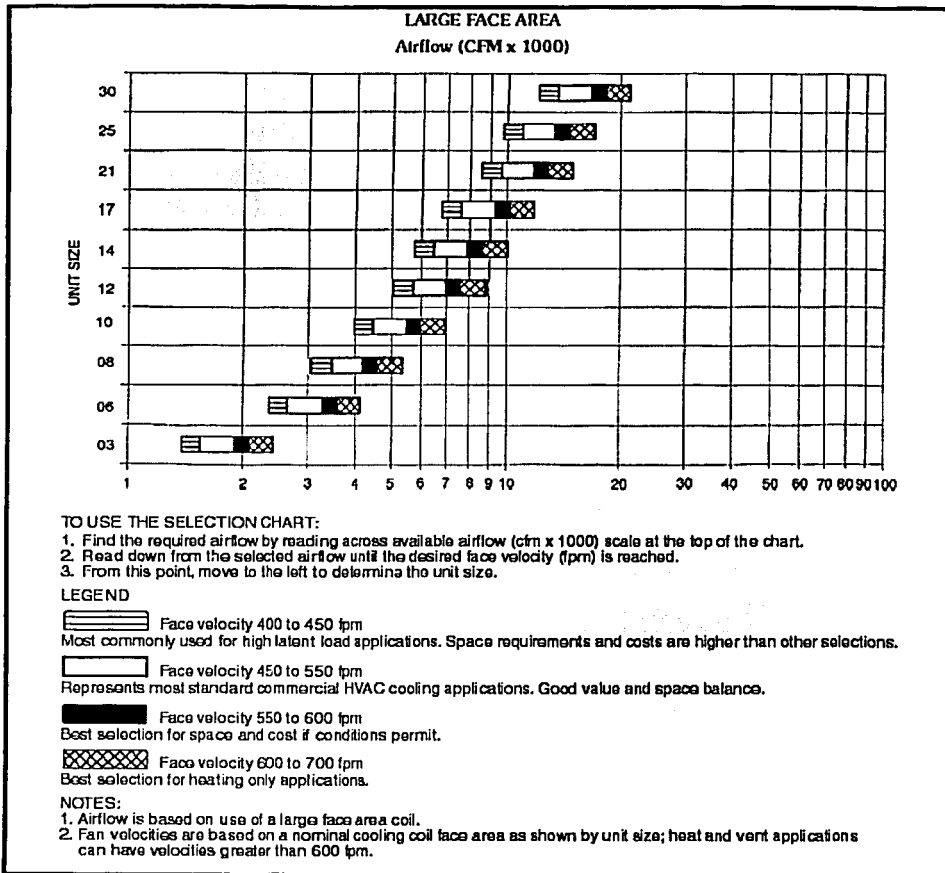
A ₁ /A ₂	A ₃ /A ₄	Q ₁ /Q ₂								
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.25	0.25	0.55	0.50	0.60	0.85	1.2	1.8	3.1	4.4	6.0
0.33	0.25	0.35	0.35	0.50	0.80	1.3	2.0	2.8	3.8	5.0
0.5	0.5	0.62	0.48	0.40	0.40	0.48	0.60	0.78	1.1	1.5
0.67	0.5	0.52	0.40	0.32	0.30	0.34	0.44	0.52	0.92	1.4
1.0	0.5	0.44	0.38	0.38	0.41	0.52	0.66	0.92	1.2	1.6
1.0	1.0	0.67	0.55	0.46	0.37	0.32	0.29	0.29	0.30	0.37
1.33	1.0	0.70	0.60	0.51	0.42	0.34	0.28	0.26	0.26	0.29
2.0	1.0	0.60	0.52	0.43	0.33	0.24	0.17	0.15	0.17	0.21

Cabezal, coeficiente C (ver nota)

A ₁ /A ₂	A ₃ /A ₄	Q ₁ /Q ₂								
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.25	0.25	-0.1	-0.3	-0.1	0.05	0.13	0.21	0.29	0.38	0.46
0.33	0.25	0.06	0	-0.02	-0.1	0.02	0.06	0.16	0.24	0.34
0.5	0.5	-0.3	-0.6	-0.05	0	0.06	0.12	0.19	0.27	0.35
0.67	0.5	0.04	-0.2	-0.4	-0.3	-0.1	0.04	0.12	0.23	0.37
1.0	0.5	0.72	0.48	0.28	0.13	0.05	0.04	0.09	0.16	0.30
1.0	1.0	-0.2	-0.4	-0.4	-0.1	0.06	0.13	0.22	0.30	0.38
1.33	1.0	0.10	0	0.01	-0.3	-0.1	0.03	0.10	0.20	0.30
2.0	1.0	0.62	0.38	0.23	0.13	0.06	0.05	0.06	0.10	0.20

Tabla A-8f Coeficiente de pérdida de presión, uniones divergentes

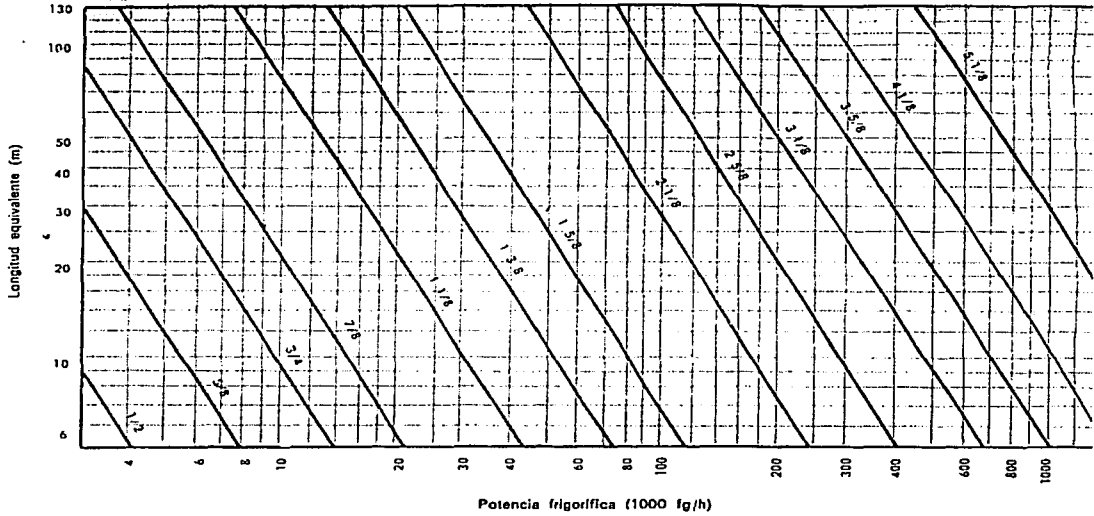
TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN



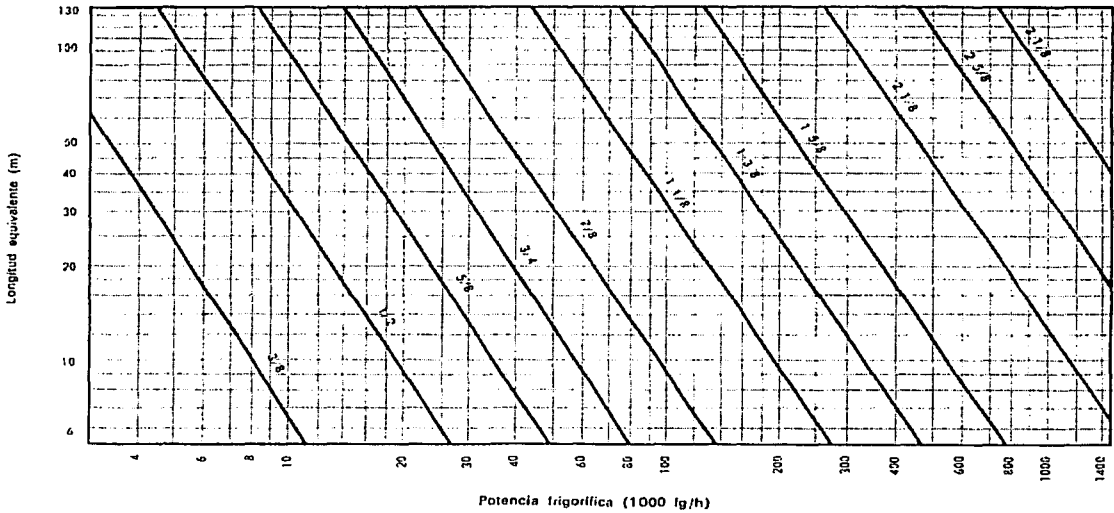
Gráfica A-9 Para preselección de unidad manejadora de aire

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

Gráfica A-10a Dimensionado de tubería de refrigerante R-22 (conducto de aspiración)



Gráfica A-10b Dimensionado de tubería de refrigerante R-22 (conducto de líquido)



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Margen de utilización - Temperatura de evaporación -40° a 10 °C
Temperatura de condensación 25° a 50 °C

Tabla A-10c Factores de corrección para pérdidas de carga

Las pérdidas de carga están expresadas en caída de temperatura a fin de tener en cuenta el uso extendido de este método. La caída de presión correspondiente, expresada en kg/cm², se puede leer en las tablas de vapor saturado del refrigerante considerado.
 Entrar en las curvas con la potencia frigorífica corregida, igual al producto de la potencia frigorífica real por el coeficiente elegido en la tabla de abajo, en función de las condiciones de funcionamiento consideradas (A = Aspiración - R = Descarga).

Temperatura de condensación °C	Temperatura de saturación en la aspiración °C																					
	-40		-35		-30		-25		-20		-15		-10		-5		0		+5		+10	
	A	R	A	R	A	R	A	R	A	R	A	R	A	R	A	R	A	R	A	R	A	R
25	4,58	1,45	3,71	1,40	3,03	1,33	2,48	1,265	2,04	1,245	1,65	1,335	1,40	1,315	1,19	1,30	1,02	1,28	0,89	1,27	0,81	1,255
30	4,79	1,33	3,88	1,305	3,16	1,24	2,62	1,26	2,15	1,24	1,77	1,225	1,47	1,21	1,24	1,195	1,06	1,18	0,93	1,17	0,84	1,155
35	5,04	1,22	4,06	1,205	3,32	1,185	2,73	1,165	2,25	1,15	1,85	1,130	1,54	1,115	1,29	1,12	1,10	1,07	0,95	1,075	0,82	1,055
40	5,31	1,135	4,23	1,155	3,46	1,095	2,86	1,075	2,35	1,06	1,94	1,045	1,61	1,01	1,35	1,075	1,15	1,0	1,01	0,92	0,91	1,065
45	5,59	1,055	4,45	1,030	3,54	1,015	3,21	0,975	2,46	0,99	2,02	0,965	1,58	0,80	1,41	0,925	1,21	0,92	1,05	0,91	0,94	0,90

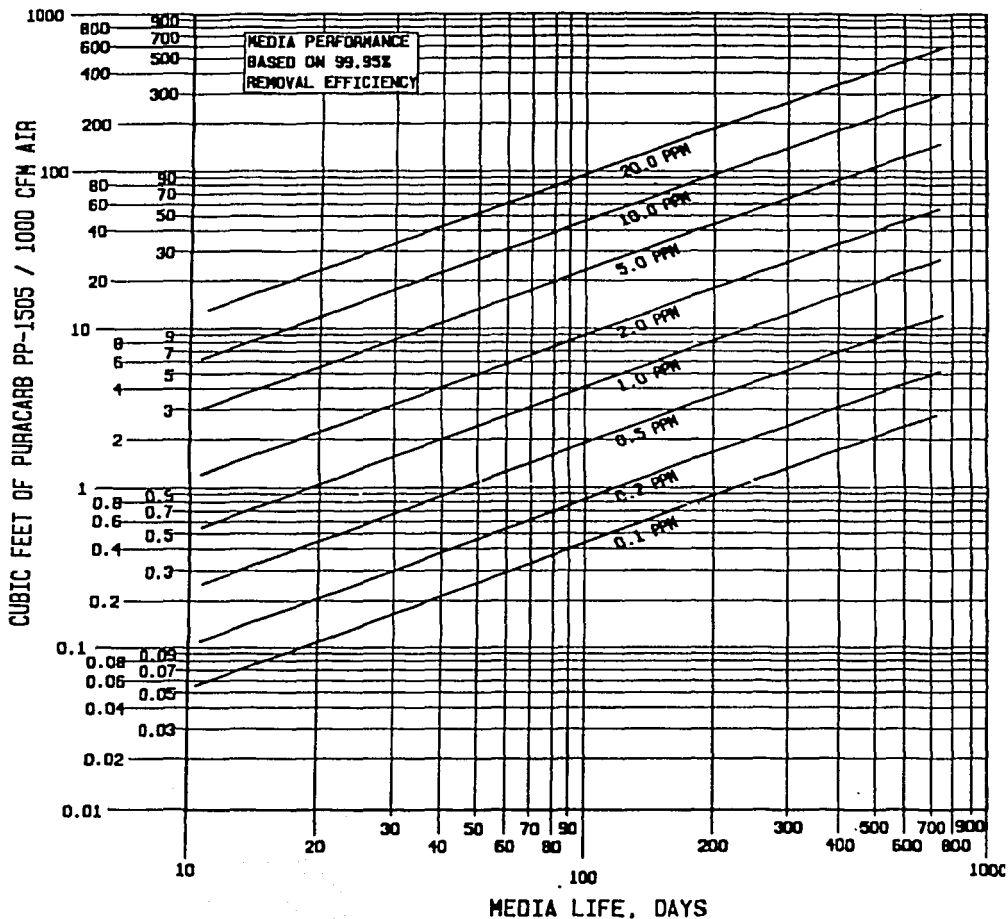
Notas
 † Para pérdidas de carga diferentes de 1 °C (conductos de aspiración y de descarga) o de 0,5 °C (conductos de líquido), entrar en los gráficos correspondientes con la longitud equivalente corregida, igual al producto de la longitud equivalente real por el coeficiente elegido en la tabla de abajo.

Pérdida de carga °C	Conducto de líquido	0,12	0,25	0,37	0,5	0,63	0,75	1,0	1,25	1,50
		Conducto de descarga	0,25	0,50	0,75	1,0	1,25	1,50	2,0	2,50
	Conducto de aspiración									
Coeficiente		4,0	2,0	1,3	1,0	0,8	0,7	0,6	0,4	0,3

† Las dimensiones consignadas en los gráficos se refieren al diámetro exterior del tubo.

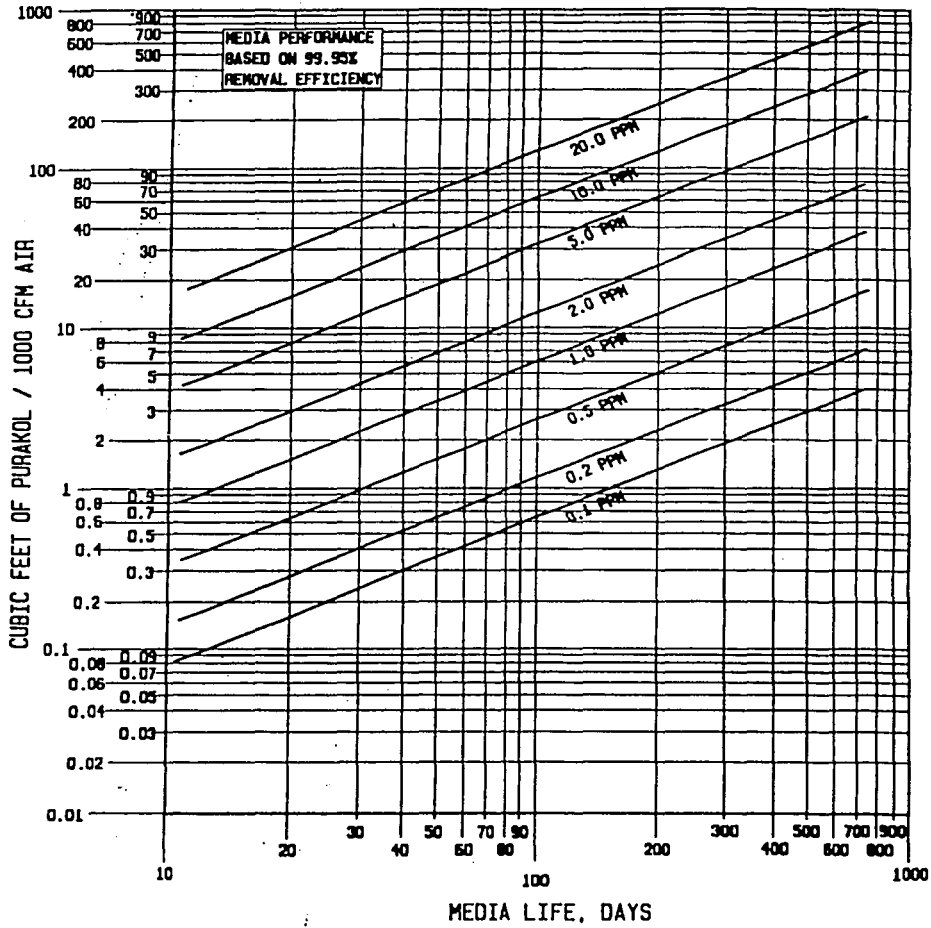
TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Gráfica A-11a Cantidad de media química (Cloro vs. Puracarb-1505)



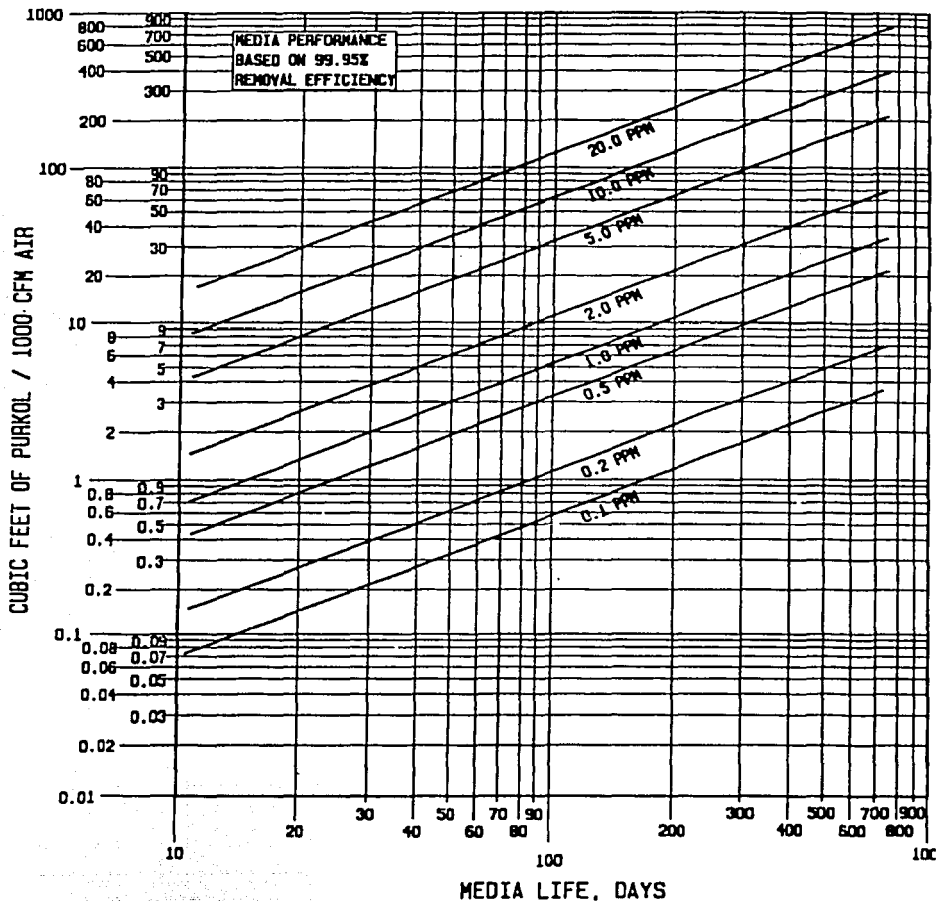
TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Gráfica A-11b Cantidad de media química (Cloro vs. Purakol)



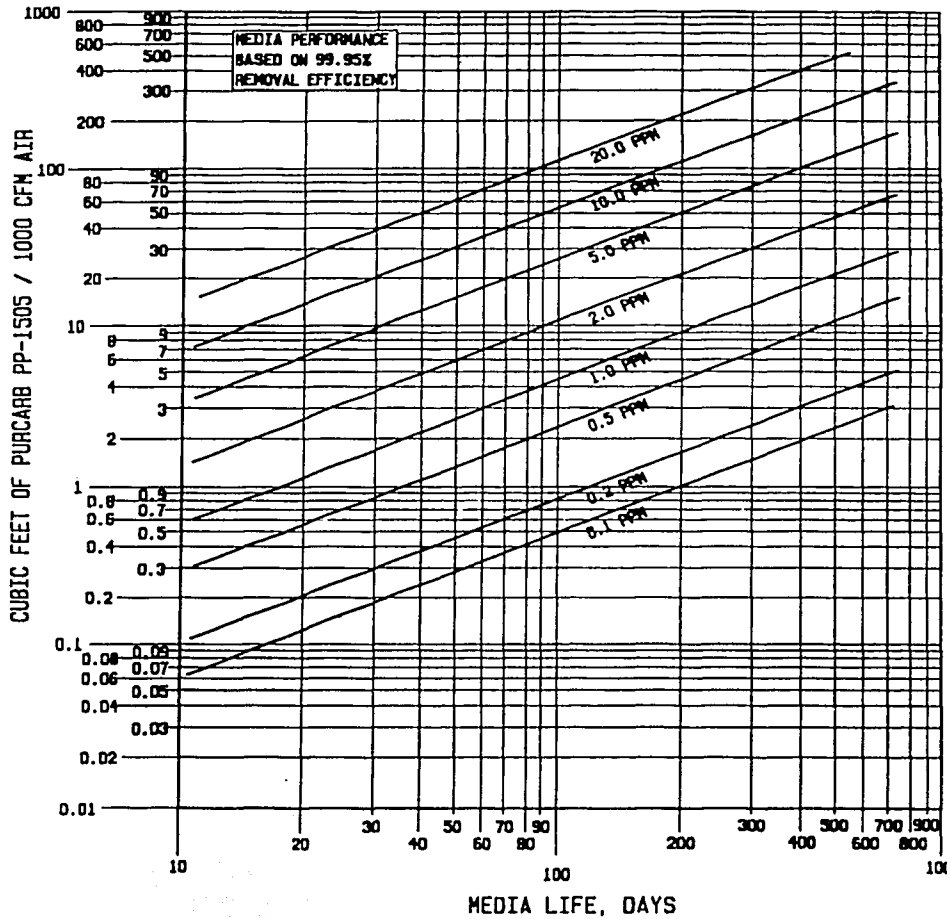
TESIS CON
FALLA DE ORIGEM

Gráfica A-11c Cantidad de media química (Dióxido de Nitrógeno vs. Purakol)



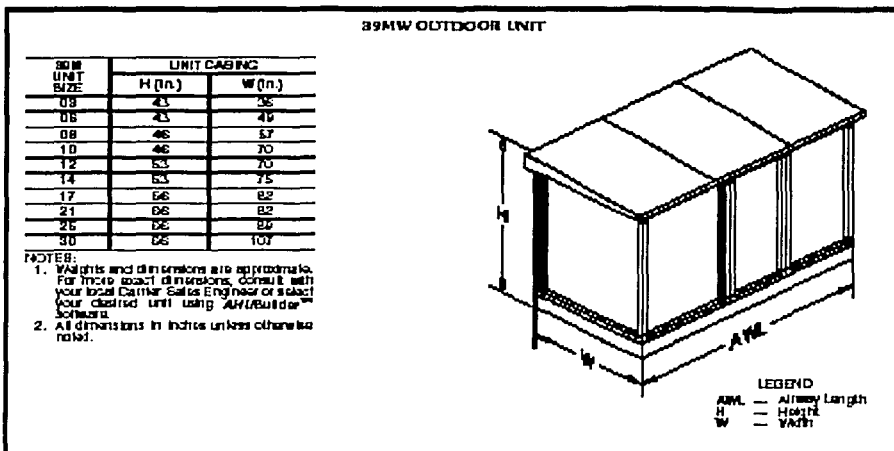
TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Gráfica A-11d Cantidad de media química (Dióxido de Sulfuro vs. Puracarb-1505)

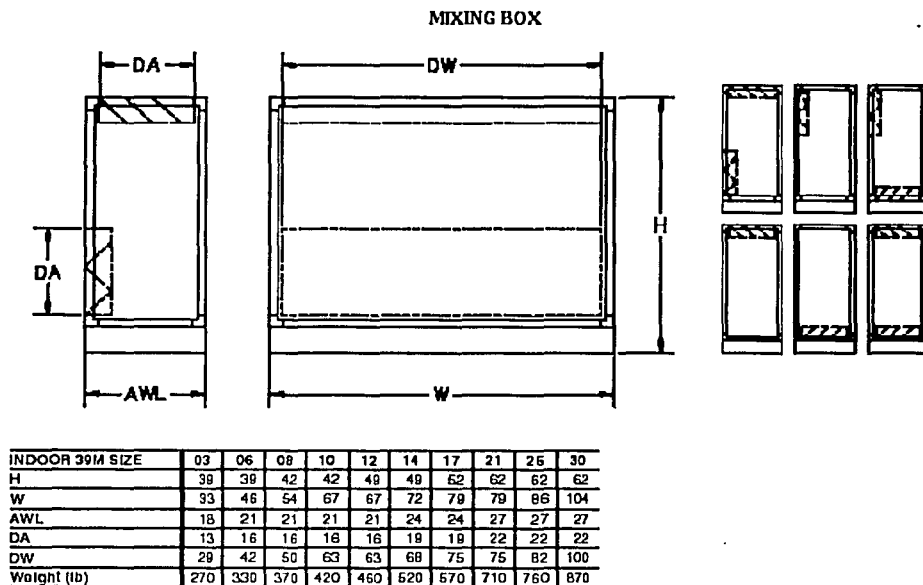


TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

CARACTERÍSTICAS DE LOS EQUIPOS DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO



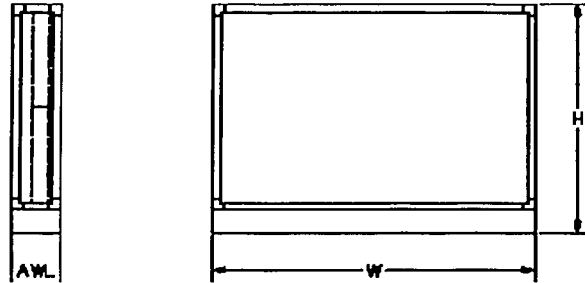
A-12a Unidad manejadora de aire



A-12b Caja de mezcla

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

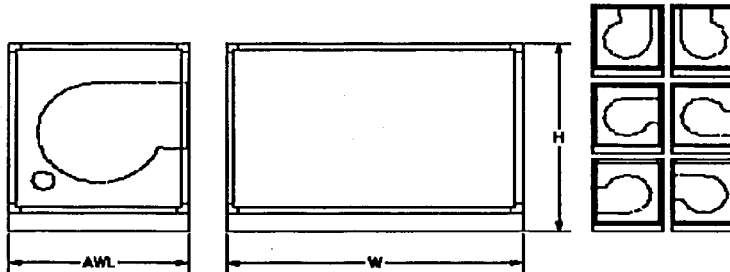
HORIZONTAL, FLAT FILTER SECTION



INDOOR 39M SIZE	03	06	08	10	12	14	17	21	25	30
H	39	39	42	42	49	49	52	62	62	62
W	33	46	54	67	67	72	79	79	86	104
AWL	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
Weight (lb)	190	230	260	300	330	340	360	430	460	530
Filters (qty)										
16x20	---	---	---	---	6	3	---	---	---	---
16x25	---	---	3	---	---	---	---	---	---	---
20x20	---	---	---	---	---	3	6	---	---	---
20x24	---	---	---	---	---	---	---	---	8	10
20x25	1	2	---	3	---	---	---	6	---	---

A-12c Sección de filtros horizontales

VERTICAL DRAW-THRU SUPPLY FAN



INDOOR 39M SIZE	03	06	08	10	12	14	17	21	25	30
H	39	39	42	42	49	49	52	62	62	62
W	33	46	54	67	67	72	79	79	86	104
AWL	42	42	36	36	42	48	48	48	60	60
FC	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
AF/BI	42	42	36	36	42	48	48	48	60	60
Weight (lb)										
FC	560	630	660	720	840	940	1030	1160	1440	1650
AF/BI	560	630	660	720	840	940	1030	1160	1440	1650

All dimensions in inches unless otherwise noted.

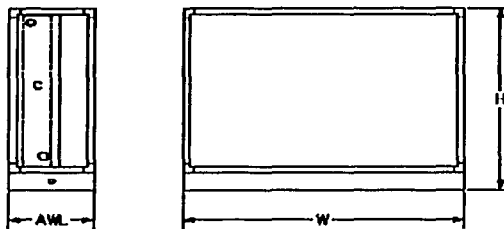
LEGEND

- AF — Airtail
- AWL — Airway Length
- BI — Backward Inclined
- FC — Forward Curved
- H — Height
- W — Width

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

A-12d Ventilador con descarga horizontal y toma de aire vertical

COOLING COIL SECTION WITH DRAIN PAN



INDOOR 39M SIZE	03	06	08	10	12	14	17	21	25	30
H	39	36	42	42	49	49	52	62	62	62
W	33	48	54	67	67	72	79	79	86	104
AWL	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
Weight (lb)	170	190	210	230	240	250	270	300	320	350

OUTDOOR 39M SIZE	03	06	08	10	12	14	17	21	25	30
H	43	43	48	46	53	53	58	68	68	68
W	36	49	57	70	70	75	82	82	89	107
AWL	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
Weight (lb)	280	320	360	380	400	420	460	480	510	560

All dimensions in inches unless otherwise noted.

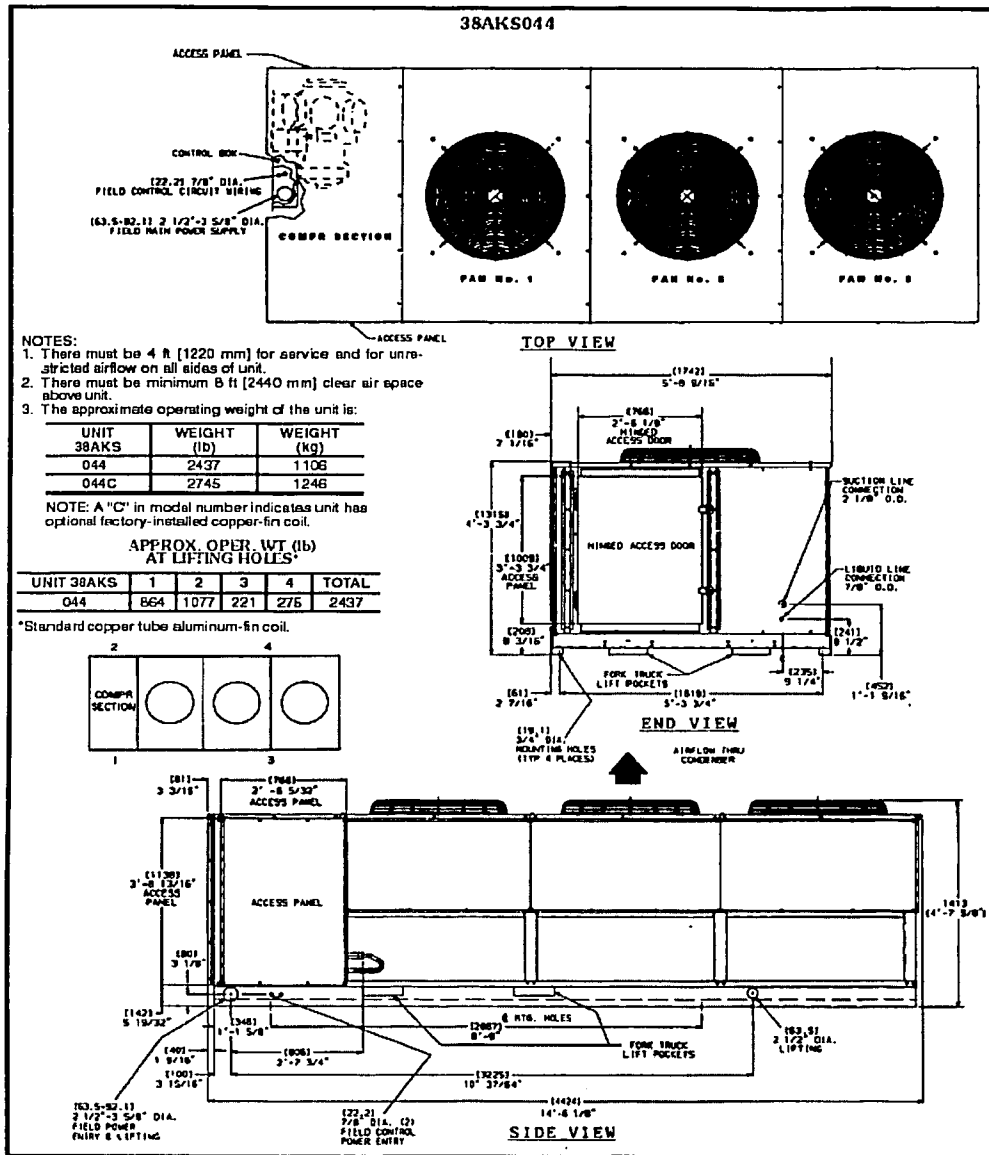
LEGEND

- AWL — Airway Length
- H — Height
- W — Width

A-12e Sección del serpentín de enfriamiento

NOTA: Deben considerarse las dimensiones correspondientes a la unidad de tamaño 25 y están en pulgadas

TESIS CON
 FALLA DE CALIBRE



A-12f Unidad condensadora enfriada por aire

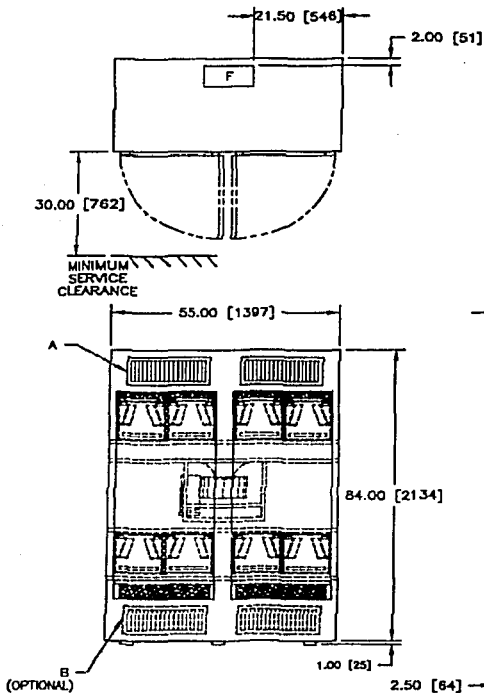
TESIS CON FALLA DE ORIGEN

NOTA: Las dimensiones especificadas están en pulgadas

A-12g Unidad de filtración de absorción de gases y presión positiva

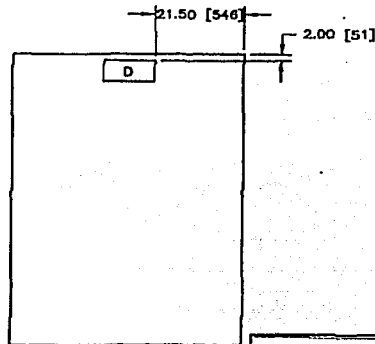
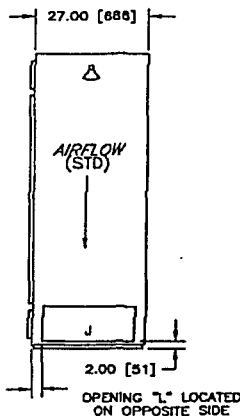
PURAFIL
 2654 WEAVER WAY, DORAVILLE, GA 30340 U.S.A.

POSITIVE PRESSURIZATION UNITS
PPU-1000V



NOTES:

1. OPNGS' A & B ARE 8.0 X 20.0 (203 X 508), D & F ARE 6.0 X 12.0 [152 X 305], J & L ARE 10.0 X 22.0 [254 X 559].
2. DISCHARGE OPNGS' J & L ARE DESIGNED TO MATE WITH OPTIONAL J & L OPNGS' ON CA UNITS. IF OPNG' B IS SELECTED (W/GRILLE) J & L ARE OMITTED.
3. THIS UNIT IS DESIGNED TO OPERATE AT A SPECIFIC STATIC PRESSURE & CFM.
4. DOORS AND MOTOR COMPARTMENT ARE FULLY LINED WITH 1.0"(25) POLYURATHANE FOAM.
5. THE AIR MEASURING STATION SHALL BE FIELD MOUNTED.
6. GRILLES ARE PROVIDED FOR OPENING 'A' AND 'B'.
7. DIFFERENTIAL PRESSURE TAPS ARE FACTORY MOUNTED ACROSS PREFILTER AND FINAL FILTER WHERE APPLICABLE.
8. MOTOR STARTER AVAILABLE AS AN OPTION.
9. STAND ALONE UNITS MUST USE JFL-90 FINAL FILTER.



DIMENSIONS ARE IN INCHES. METRIC EQUIVALENTS IN BRACKETS () ARE IN MILLIMETERS.
 PURAFIL®, PURAFIL™, PURASORB®, GILDASORB®, AND THE BOOSTER® SQUARE EMBLEM (REG. U.S.PAT. & TM OFFICE), PURASTAT™, HERB-LOOK™, CORROSHY-ARE™, S.S., PURACARB™, PM™ SERIES AND THE DISTINCTIVE SHAPE OF PMP™ MODULES ARE TRADEMARKS OF PURAFIL™ INC., A U.S.A. CORPORATION.

**TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN**

APÉNDICE B

CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

En la figura B-1 se muestra un diagrama de flujo que indica los componentes básicos del sistema de refrigeración por compresión del vapor. Para ayudar a comprenderlo, se indican algunas temperaturas típicas para el caso del acondicionamiento de aire. El fluido refrigerante circula a través de la tubería y el equipo y en la dirección indicada. Hay cuatro procesos (cambios en el estado del fluido) que se efectúa a medida que el fluido pasa a través del sistema.

Proceso 1-2 En el punto 1 el refrigerante se encuentra en estado líquido a una presión y temperatura relativamente altas. Pasa a 2 a través de una restricción, que se llama dispositivo de control de flujo, o también dispositivo de expansión. El refrigerante pierde presión al pasar por la restricción. La presión en 2 es tan baja que se evapora una pequeña parte del refrigerante, pasando al estado gaseoso. Pero para evaporarse debe ganar calor, que toma parte del refrigerante que se evaporó, y se enfría la mezcla, produciendo la baja temperatura en 2.

Proceso 2-3 El refrigerante pasa a través de un cambiador de calor llamado evaporador. Este cambiador tiene dos circuitos. El refrigerante circula por uno y el otro fluido por enfriar, que generalmente es aire o agua, pasa por el otro. El fluido por enfriar esta a una temperatura ligeramente mayor que la del refrigerante y por lo tanto transfiere calor desde el mismo hasta el refrigerante, y se produce el efecto de enfriamiento que se desea. El refrigerante hierve debido al calor que recibe en el evaporador. Para cuando sale del evaporador (punto 4), esta vaporizado por completo.

Proceso 3-4 Al salir del evaporador, el refrigerante es un gas a baja temperatura y baja presión. Para poder volver a usarlo y obtener continuamente el efecto de evaporación, se debe regresar a las condiciones de 1, líquido a alta presión. El primer paso en este proceso es aumentar la presión del refrigerante gaseoso mediante el empleo de un compresor. Al comprimir el gas también se obtiene un aumento de su temperatura.

Proceso 4-1 El refrigerante sale del compresor en estado gaseoso a alta temperatura y presión. Para cambiar al estado líquido, se le debe eliminar calor. Esto se logra en un cambiador de calor que se llama condensador. El refrigerante fluye a través de uno de los circuitos del condensador. En el otro pasa un fluido de enfriamiento, aire o agua, a menor temperatura que el refrigerante. Por lo tanto el calor se transfiere del refrigerante al fluido de enfriamiento, y como resultado de ello, el refrigerante se condensa y pasa a la forma líquida en 1. El refrigerante ha vuelto a su estado inicial y esta listo para repetir el ciclo. Desde luego estos procesos en realidad son continuos al circular el refrigerante a través del sistema.

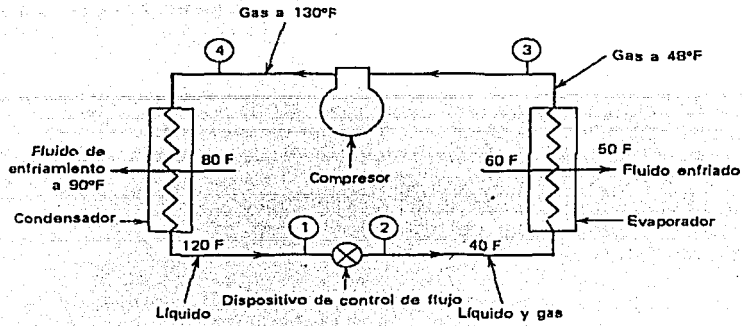


Figura B-1 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

APÉNDICE C
PLANOS

TESIS CON
 FALTA DE ORIGEN

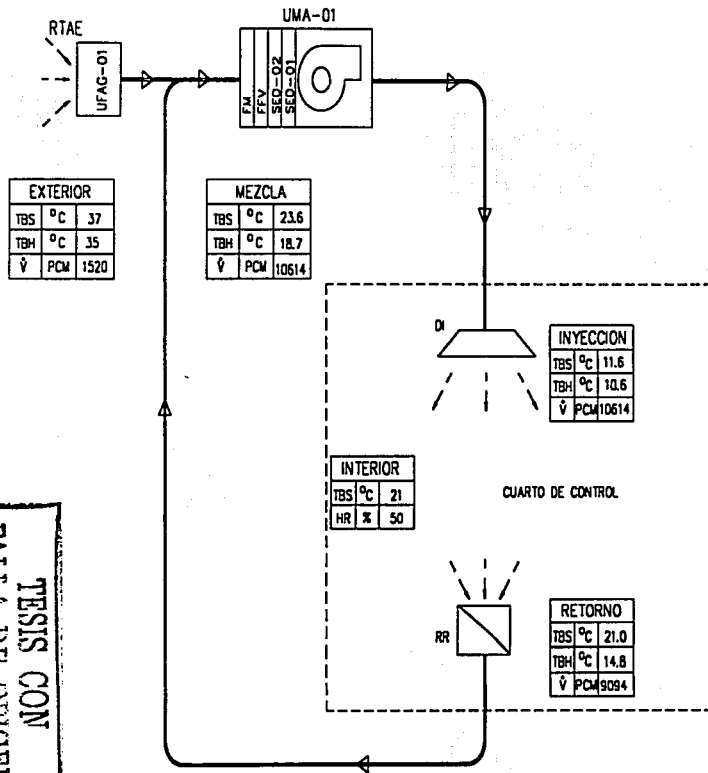


DIAGRAMA DE FLUJO DE AIRE

NOMENCLATURA

°C	GRADOS CENTIGRADOS
FA	FILTRO ABSOLUTO
UFAG	UNIDAD DE FILTRACIÓN DE ADSORCION DE GASES
FFV	FILTRO DE FIBRA DE VIDRIO
FM	FILTRO METALICO
HR	HUMEDAD RELATIVA
PCM	PIES CUBICOS POR MINUTO
RTAE	REJILLA DE TOMA DE AIRE EXTERIOR
SED	SERPENTIN DE EXPANSION DIRECTA
TBH	TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO
TBS	TEMPERATURA DE BULBO SECO
UC	UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AIRE
UMA	UNIDAD MANEJADORA DE AIRE
∇	FLUJO VOLUMETRICO
DI	DIFUSOR
RR	REJILLA DE RETORNO

AIRE ACONDICIONADO

FACULTAD DE INGENIERIA. UNAM.

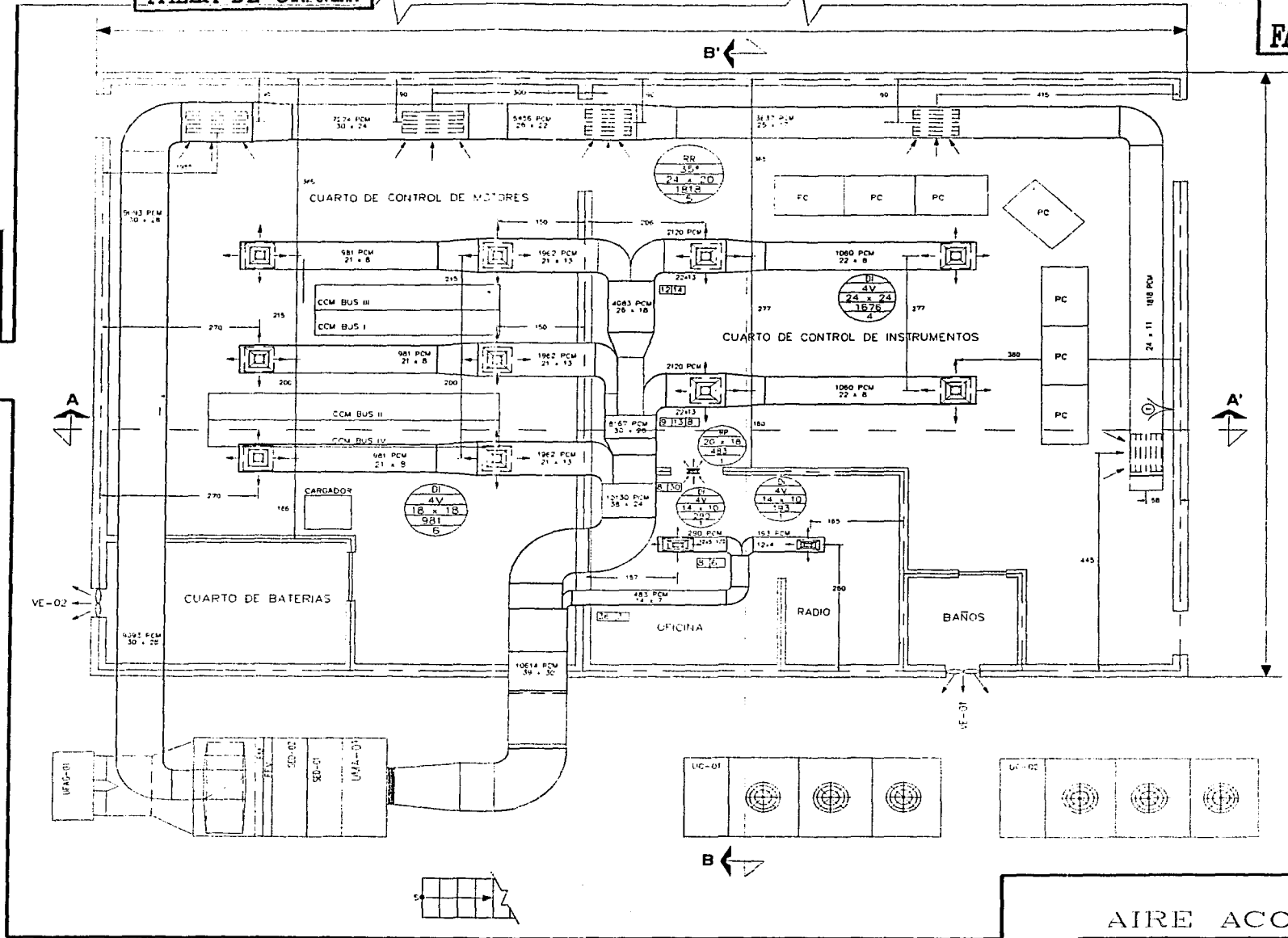
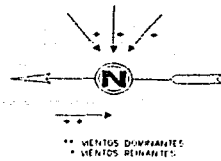
ISOMETRICOS DE TUBERIA Y DIAGRAMAS DE FLUJO
 CUARTO DE CONTROL DE LA PLATAPORMA AC-4, TERCER NIVEL

TERZA S/E
 ACOT. EN S/A

PLANO NUM. 1

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

TESIS CON FALLA DE ORIGEN



TESIS CON FALLA DE ORIGEN

P L A N T A

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

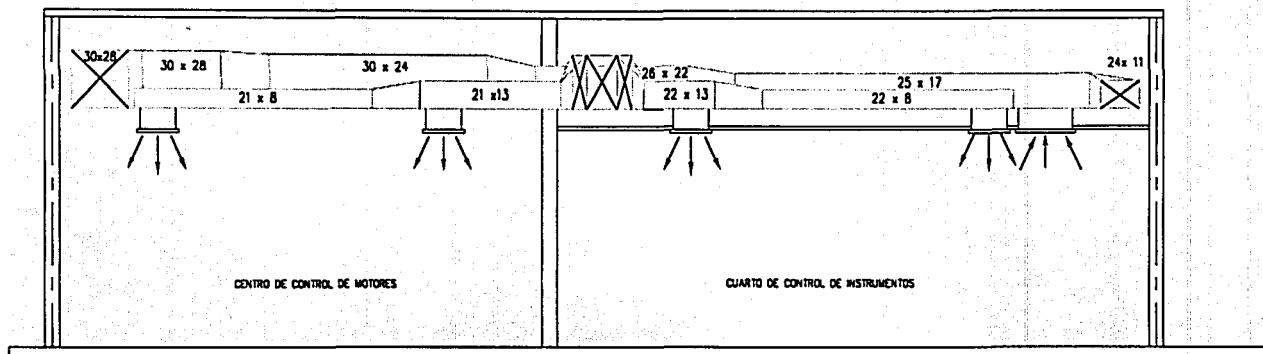
AIRE ACONDICIONADO

FACULTAD DE INGENIERIA. UNAM.

DISTRIBUCION DE DUCTOS
CUARTO DE CONTROL DE LA PLATAFORMA AC-4. TERCER NIVEL.

ESCALA 1:50
AUTOR: E.F. GONZALEZ

PLANO NUM. 2



CORTE A - A'

NOMENCLATURA

CM	CAJA DE MEZCLA	RP	REJILLA DE PUERTA
DI	DIFUSOR DE INYECCION	RR	REJILLA DE RETORNO
FFV	FILTRO FIBRA DE VIDRIO	RTAE	REJILLA DE TOMA DE AIRE EXTERIOR
FM	FILTRO METALICO	SED	SERPENTIN DE EXPANSION DIRECTA
FAC	FILTRO DE ABSORCION DE GASES	UC	UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AGUA
PCM	PIES CUBICOS POR MINUTO	UMA	UNIDAD MANEJADORA DE AIRE
UFAC	UNIDAD DE FILTRACION DE ADSORCION DE GASES	VE	VENTILADOR EXTRACTOR

SIMBOLOGIA



A- DIFUSOR O REJILLA
 B- NUMERO DE VAS O DEFLEXION
 C- DIMENSIONES EN PULGADAS
 D- CAPACIDAD EN PCM
 E- CANTIDAD REQUERIDA



TERMOSTATO DE CUARTO



PARTICION DE DUCTOS EN PULGADAS



DIFUSOR DE 4 VAS



REJILLA DE RETORNO

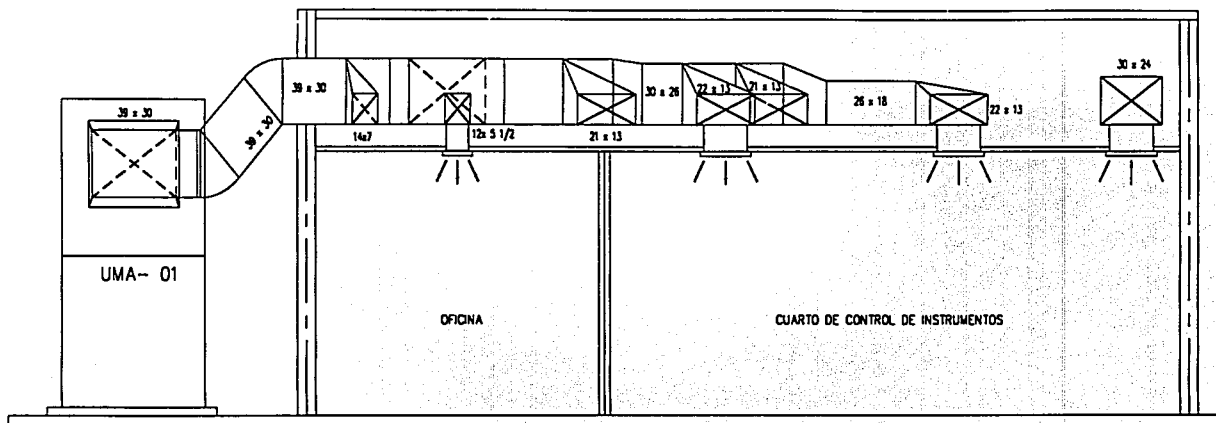
AIRE ACONDICIONADO

FACULTAD DE INGENIERIA. UNAM.

DISTRIBUCION DE DUCTOS
 CUARTO DE CONTROL DE LA PLATAFORMA AC-4, TERCER NIVEL

ESCALA: 1:50
 ACOT. EN: cm.

PLANO NUM. 3



C O R T E B - B'

N O M E N C L A T U R A

CM CAJA DE MEZCLA
 DI DIFUSOR DE INYECCION
 FFV FILTRO FIBRA DE VORRO
 FM FILTRO METALICO
 FAG FILTRO DE ABSORCION DE GASES
 PCM PIES CUBICOS POR MINUTO
 UFAG UNIDAD DE FILTRACION DE ADSORCION DE GASES

RP REJILLA DE PUERTA
 RR REJILLA DE RETORNO
 RTAE REJILLA DE TOMA DE AIRE EXTERIOR
 SED SERPENTIN DE EXPANSION DIRECTA
 UC UNIDAD CONDENSADORA ENFRADA POR AIRE
 UMA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE
 VE VENTILADOR EXTRACTOR

S I M B O L O G I A



A - DIFUSOR O REJILLA
 B - NUMERO DE VAS O DEFLEXION
 C - DIMENSIONES EN PULGADAS
 D - CAPACIDAD EN PCM
 E - CANTIDAD REQUERIDA



TERMOSTATO DE CUARTO



PARTICION DE DUCTOS EN PULGADAS



DIFUSOR DE 4 VAS



REJILLA DE RETORNO

AIRE ACONDICIONADO

FACULTAD DE INGENIERIA. UNAM.

DISTRIBUCION DE DUCTOS
CUARTO DE CONTROL DE LA PLATAFORMA AC-4, TERCER NIVEL.

ESCALA 1:50
ACOT. DE cm.

PLANO NUM. 4

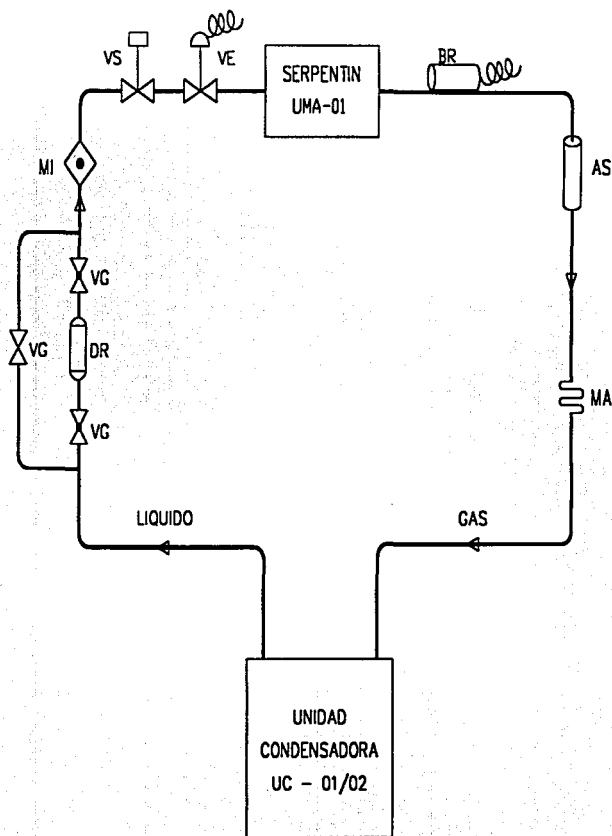


DIAGRAMA DE FLUJO DE REFRIGERANTE

NOTAS

- ① LAS TUBERIAS PARA LIQUIDO Y GAS REFRIGERANTE SERAN DE COBRE TIPO "L".
- ② EN LAS UNIONES DE TUBERIA DE REFRIGERANTE SE USARAN CONEXIONES DE COBRE TIPO INSERTO SOLDABLE.
- ③ LA SOLDADURA EMPLEADA EN LOS ACCESORIOS DE LA TUBERIA DE COBRE SERA DE PLATA 95-5 O BRONCE.
- ④ LA TUBERIA DE GAS REFRIGERANTE DEBERA AISLARSE TERMICAMENTE.

NOMENCLATURA

AS	AISLAMIENTO TERMICO
BR	BULBO REMOTO DE VALVULA DE EXPANSION
DR	DESHIDRATADOR DE REFRIGERANTE
MA	MANGUERA ANTIMBRATORIA
MI	MIRILLA
VG	VALVULA DE GLOBO
VE	VALVULA TERMOSTATICA DE EXPANSION
VS	VALVULA SOLENOIDE
UC	UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AIRE
UMA	UNIDAD MANEJADORA DE AIRE

AIRE ACONDICIONADO

FACULTAD DE INGENIERIA UNAM.

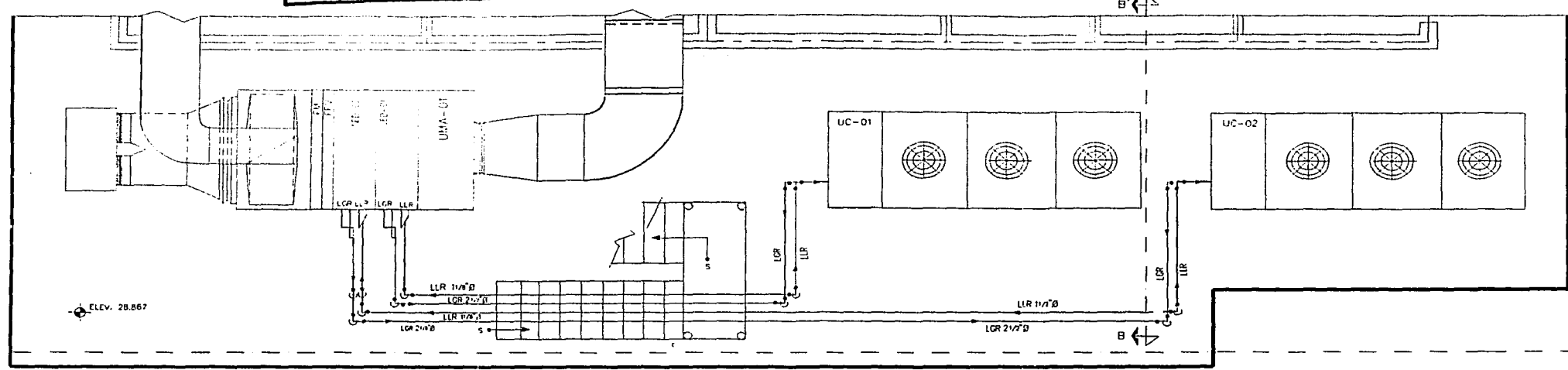
DIAGRAMA DE FLUJO
CUARTO DE CONTROL DE LA PLATAFORMA AC-4, TERCER NIVEL.

DESA S/F
ACST. CH. S/A

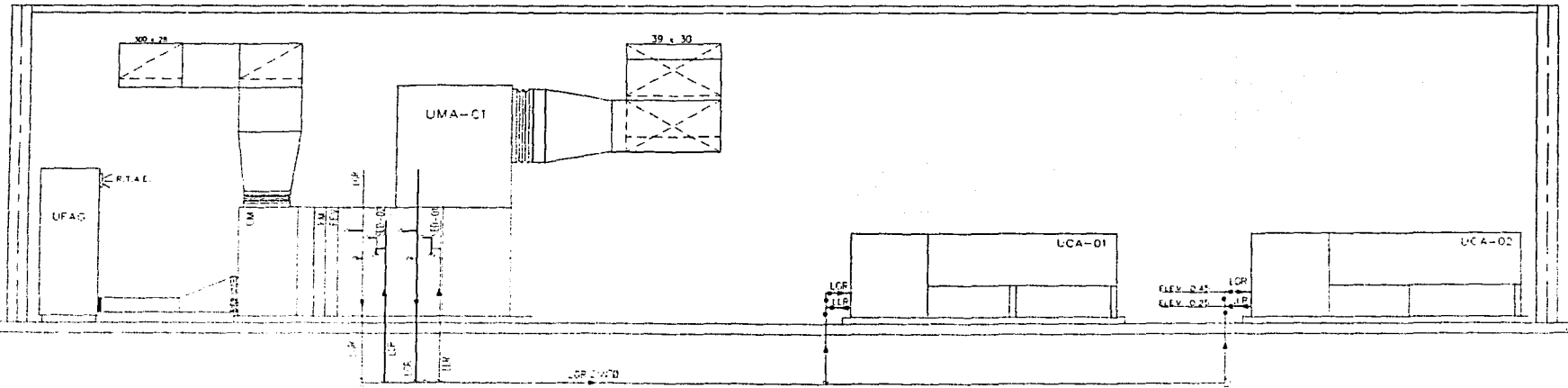
PLANO NUM. 5

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

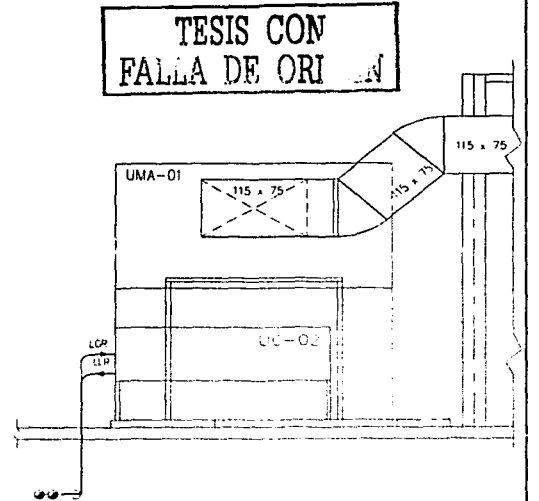
TESIS CON FALLA DE ORIGEN



PLANTA



CORTE A - A'



CORTE B - B'

NOMENCLATURA

- CV CAVA DE MEZCLA
- FFV FILTRO FIBRA DE VIDRIO
- FM FILTRO METALICO
- M MOTOR ELECTRICO
- NPT NIVEL DE PISO TERMINADO
- PCM PIES CUBICOS POR MINUTO
- RTAE REJILLA DE TOMA DE AIRE EXTERIOR
- SED SERPENTIN DE EXPANSION DIRECTA
- LCA UNIDAD CONDENSADORA EMERGENCIA POR AIRE
- UFAG UNIDAD DE FILTRACION DE ABSORCION DE GASES
- UMA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE
- LLR LINEA DE LIQUIDO REFRIGERANTE
- LGR LINEA DE GAS REFRIGERANTE

NOTAS

- ① LAS DIMENSIONES INDICADAS EN LOS DUCTOS DE AIRE SON EXTERIORES Y ESTAN ACOTADAS EN PULGADAS.
- ② LAS DIMENSIONES REALES DE LOS EQUIPOS ESTAN SUJETAS A PLANOS CERTIFICADOS DEL FABRICANTE.
- ③ EN LAS UNIDADES DE TIPO DE REFRIGERACION Y ACCESORIOS SE USARAN CONEXIONES DE COBRE TIPO INSERIO SOLDABLE.
- ④ LA SOLDADURA EMPLEADA EN LOS ACCESORIOS DE LA TUBERIA DE COBRE, SERA DE PLATA 95-5 O BRONCE.
- ⑤ DEBERA DE INSTALARSE LOMIA ANULADA EN LAS UNIONES DE LOS EQUIPOS CON LOS DUCTOS.

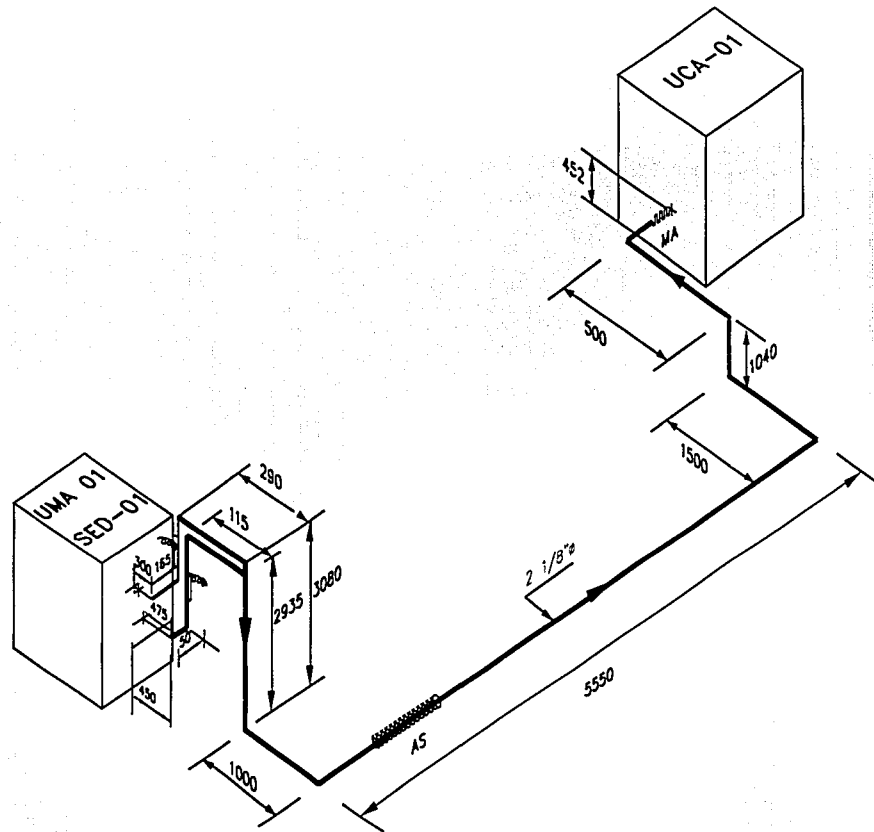
TESIS CON FALLA DE ORIGEN

AIRE ACONDICIONADO
FACULTAD DE INGENIERIA. UNAM.

LOCALIZACION DE EQUIPO
CUARTO DE CONTROL DE LA PLATAFORMA C-4, TERCER NIVEL

ESCALA 1:25
ACOT. EN: cm. PLANO NUM. 6

TESIS CON FALLA DE ORIGEN



LINEAS DE GAS REFRIGERANTE
DE UCA-01 A SED-01

AIRE ACONDICIONADO

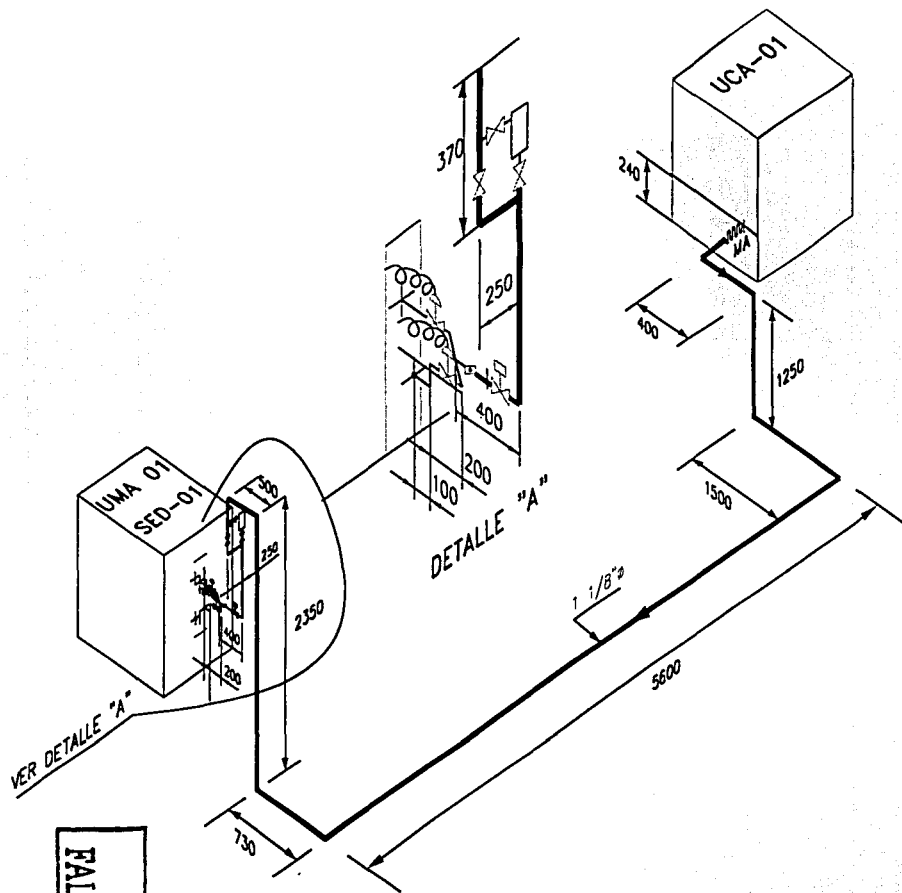
FACULTAD DE INGENIERIA. UNAM.

ISOMETRICOS DE TUBERIA
CUARTO DE CONTROL DE LA PLATAFORMA AC-4, TERCER NIVEL

ESCALA 5/E
ACOT. EN 5/A

PLANO NUM. 7

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN



VER DETALLE "A"

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

LINEAS DE LIQUIDO REFRIGERANTE
DE UCA-01 A SED-01

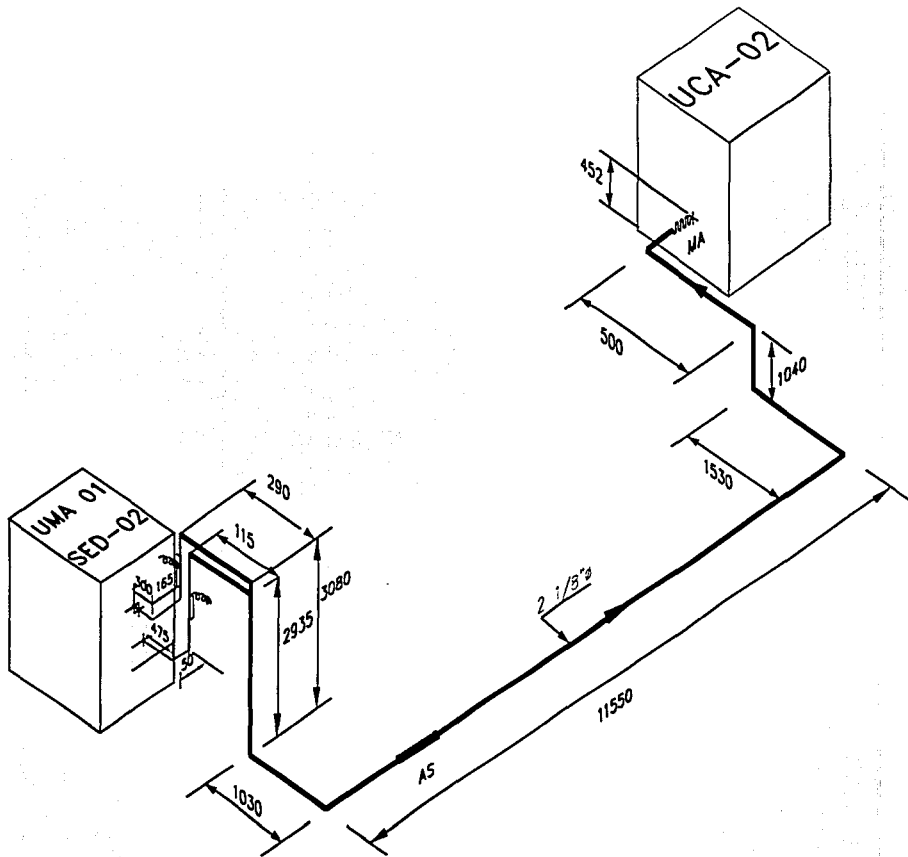
AIRE ACONDICIONADO

FACULTAD DE INGENIERIA. UNAM.

ISOMETRICOS DE TUBERIA
CUARTO DE CONTROL DE LA PLATAFORMA AC-4, TERCER NIVEL

ESCALA S/E
ACOT. EN S/A

PLANO NUM. 8



TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

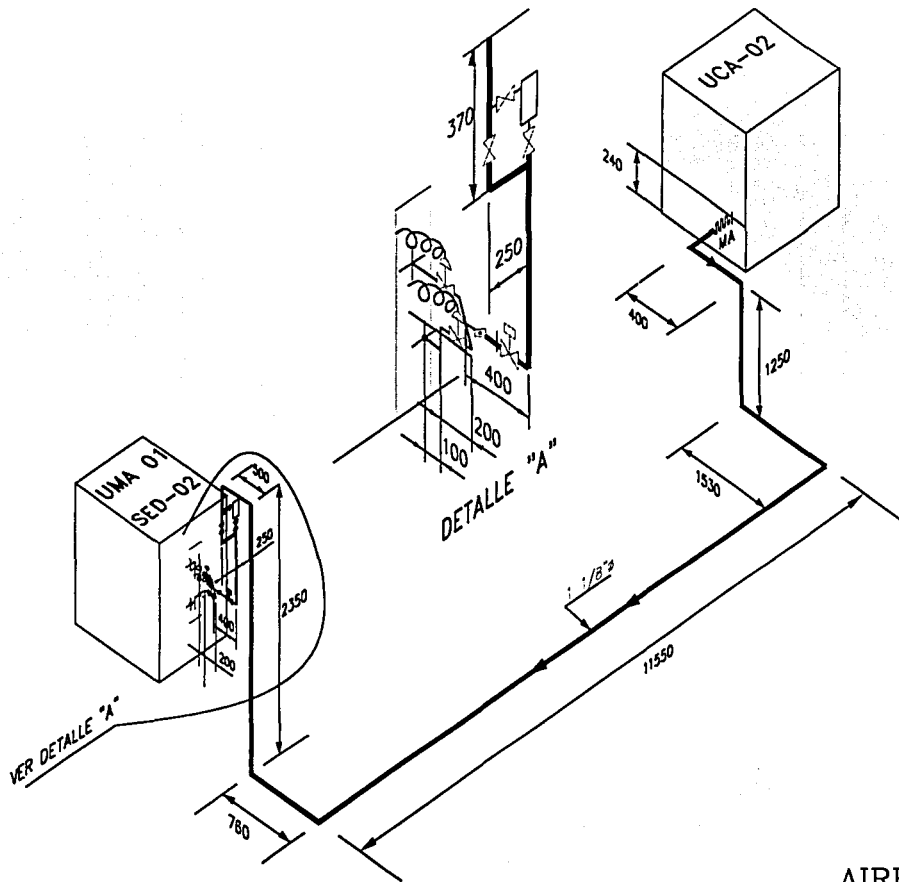
LINEAS DE GAS REFRIGERANTE
 DE UCA-02 A SED-02

AIRE ACONDICIONADO
 FACULTAD DE INGENIERIA. UNAM.

ISOMETRICOS DE TUBERIA
 CUARTO DE CONTROL DE LA PLATAFORMA AC-4, TERCER NIVEL

ESCALA S/E
 ACOT. EN S/A

PLANO NUM. 9



LINEAS DE LIQUIDO REFRIGERANTE
DE UCA-02 A SED-02

TESIS CON
FALTA DE ORIGEN

AIRE ACONDICIONADO

FACULTAD DE INGENIERIA UNAM.

ISOMETRICOS DE TUBERIA

CUARTO DE CONTROL DE LA PLATAFORMA AC-4, TERCER NIVEL

ESCALA S/E
ACOT. EN S/A

PLANO NUM. 10