



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN

DESARROLLO DEL DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO
CON DESHUMIDIFICACIÓN Y COLECCIÓN DE POLVOS PARA UN BOMBO
DE PRUEBA PARA LA INDUSTRIA CHICLERA

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE :
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

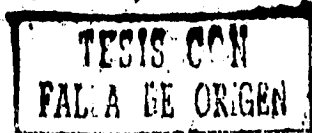
P R E S E N T A :

MANUEL BADILLO ROSAS

ASESOR : ING. JUAN DE LA CRUZ HERNANDEZ ZAMUDIO

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX.

1996



**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE MEXICO
CUAUTITLAN, EDO. DE MEXICO

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JAIME KELLER TORRES
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLAN
P R E S E N T E .

AT'N: Ing. Rafael Rodríguez Ceballos
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la F.E.S. - C.

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS TITULADA:

"Desarrollo del diseño de un Sistema de Aire Acondicionado con deshumidificación y Colección de Polvos para un Bombo de Prueba para la industria chicleros"

que presenta el pasante: Manuel Badillo Rosas.
con número de cuentas: 7842707-5 para obtener el TITULO de:
Ingeniero Mecánico Electricista

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

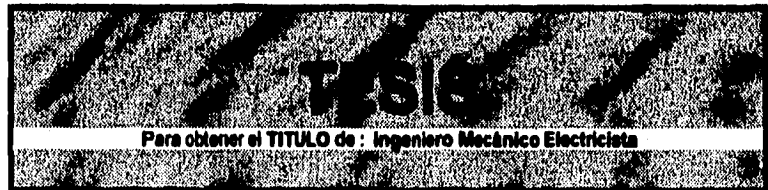
A T E N T A M E N T E .
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
Cuautitlan Izcalli, Edo. de Mex., a _____ de _____ de 199__

PRESIDENTE	Ing. Juan de la Cruz Hernández Zamudio	<u>29/03/96</u>
VOCAL	Ing. Filiberto Leyva Piffa	<u>29/03/96</u>
SECRETARIO	Ing. Ma. Soledad Alvarado Martínez	<u>29/03/96</u>
PRIMER SUPLENTE	Ing. Daniel Hernández Pecina	<u>29/03/96</u>
SEGUNDO SUPLENTE	Ing. Eduardo Covarrubias Chávez	<u>29/03/96</u>



INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

**DESARROLLO DEL DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE
ACONDICIONADO CON DESHUMIDIFICACIÓN Y COLECCIÓN DE
POLVOS PARA UN BOMBO DE PRUEBA PARA LA INDUSTRIA
CHICLERA.**



ASESOR : ING. JUAN DE LA CRUZ HERNANDEZ ZAMUDIO

SUSTENTANTE : MANUEL BADILLO ROSAS

No. de cuenta 7842707-5

FES - AUTILAN

JURADO PARA EL EXAMEN

TESIS

Para obtener el TITULO de : Ingeniero Mecánico Electricista

DESARROLLO DEL DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO CON DESHUMIDIFICACIÓN Y COLECCIÓN DE POLVOS PARA UN BOMBO DE PRUEBA PARA LA INDUSTRIA CHICLERA.

ING. JUAN DE LA CRUZ HERNANDEZ ZAMUDIO	PRESIDENTE
ING. FILIBERTO LEYVA PIÑA	VOCAL
ING. Ma. SOLEDAD ALVARADO MARTÍNEZ	SECRETARIO
ING. DANIEL HERNANDEZ PECINA	1er. SUPLENTE
ING. EDUARDO COVARRUBIAS CHAVEZ	2do. SUPLENTE

ASESOR : ING. JUAN DE LA CRUZ HERNANDEZ ZAMUDIO

SUSTENTANTE : MANUEL BADILLO ROSAS
No. de cuenta 7842707-5

CON PROFUNDA ADMIRACIÓN, CARIÑO Y
GRATITUD A MIS PADRES, MI HERMANA
QUE HAN SIDO CON AMOR, CARIÑO Y APOYO
EN LA VIDA.

A DIOS ... POR EL DON DE LA VIDA.

A MIS HERMANOS : ALICIA, JUAN, MARTHA Y JUAN CARLOS
POR SU CARIÑO Y COMPAÑÍA, Y MIS SOBRINOS.

A MI NOVIA, CON PROFUNDO AMOR.

A MIS AMIGOS, PROFESORES Y TODOS AQUELLOS QUE
DE ALGUNA MANERA HAN PARTICIPADO EN LA
FORMACIÓN DE LO QUE AHORA SOY.

INDICE

1	INTRODUCCIÓN.	1
1.1	OBJETIVOS DE LA TESIS (PROTOCOLO).	2
1.2	EVOLUCIÓN DEL AIRE ACONDICIONADO.	3
1.3	RELATORIA DE LA TESIS.	7
2	GENERALIDADES.	9
2.1	AIRE ACONDICIONADO.	10
2.2	DESHUMIDIFICACION.	18
2.3	COLECCIÓN DE POLVOS.	22

3	DESARROLLO DEL DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO CON DESHUMIDIFICACIÓN Y COLECCIÓN DE POLVOS PARA UN BOMBO DE PRUEBA.	28
3.1	PLANTEAMIENTO DE LAS CONDICIONES Y LIMITACIONES QUE IMPONE EL PROYECTO.	29
3.2	ESTABLECIMIENTO DE LOS CRITERIOS GENERALES DE DISEÑO.	33
3.3	DETERMINACIÓN DEL GASTO A MANEJAR.	37
3.4	SELECCIÓN DE EQUIPOS.	39
3.5	DISEÑO Y CÁLCULOS DE DUCTOS.	47
3.6	CÁLCULO DE CAÍDA DE PRESIÓN.	49
3.7	DISEÑO Y CÁLCULO DE LAS TUBERÍAS DE REFRIGERACIÓN PARA EL SISTEMA DE EXPANSIÓN DIRECTA.	51
3.8	DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL.	52

4	ESTUDIO ECONÓMICO (PRESUPUESTO).	63
5	CONCLUSIONES.	66
6	BIBLIOGRAFÍA.	66
7	PLANOS.	71
8	APÉNDICE.	75

Introducción.

DESARROLLO DEL DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO CON DESHUMIDIFICACIÓN Y COLECCIÓN DE POLVOS PARA UN BOMBO DE PRUEBA PARA LA INDUSTRIA CHICLERA.

Es necesario hacer el diseño del Sistema de Aire Acondicionado con Deshumidificación y Colección de Polvos para un bombo prueba en la elaboración del confitado de chicle, para una Industria Chiclera ubicada en San Luis Potosí.

El tema comprenderá los siguientes puntos :

- 1.- Determinación del Gasto a Manejar.
- 2.- Selección de Equipos.
- 3.- Costeo del Sistema (Presupuesto).

1.1 Objetivos de la Tesis

El Objetivo que pretendo alcanzar con el presente trabajo es el de obtener el título de ingeniero Mecánico y así culminar una meta de gran importancia en mi vida.

Para lograr lo anterior, presento una tesis que trata sobre el diseño de un Sistema de Aire Acondicionado con deshumidificación y colección de polvos para un bombo de prueba en la elaboración del confitado de chicle para una industria chiclera ubicada en San Luis Potosí.

Me he enfocado a este tema de manera especial, debido a que desde que terminé mis estudios en la FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUAUTITLAN, me he dedicado a la aplicación de técnicas y procedimientos de diseño de sistemas de acondicionamiento de aire y colección de polvos en las empresas donde he prestado mis servicios.

Espero además, que el presente trabajo pueda ser de utilidad para alguien que desee profundizar más en este campo, o que sirva para despertar el interés a más de un estudiante y se incline a seguir por esta rama de la Ingeniería Mecánica.

1.2 Evolución del Aire Acondicionado

La Función de una instalación de aire acondicionado, es la de mantener un ambiente dentro de las condiciones exigidas por los usuarios, procesos o materiales que se encuentran en los espacios acondicionados.

Aire Acondicionado : " se dice de la atmósfera de un lugar o espacio cerrado, sometido a determinadas condiciones de temperatura, humedad y presión".

El hombre a través del tiempo se ha visto abligado a luchar contra la adversidad de los climas, primeramente utilizando elementos naturales disponibles y conforme a los avances de la civilización, en la actualidad no sólo ha podido controlar el clima a voluntad dentro de los espacios cerrados, sino que ha encontrado de gran utilidad poder modificar las condiciones ambientales y usarlas en su beneficio, como en la producción de productos industriales y alimenticios, para lograr el adecuado funcionamiento de centros de computación y sistemas de control electrónicos ó para poder mantener en condiciones especiales a recién nacidos en los hospitales, etc...

Las variables que hay que controlar simultáneamente son :

- La temperatura por medio de refrigeración o la calefacción.
- El contenido de humedad del aire por medio de la humidificación o la deshumidificación.
- La calidad del aire por medio de filtros para partículas y filtros absorbedores de olores.
- La distribución del aire por medio de ventilación mecánica.

Al lograr controlar dichas variables se ha creado una de las más importantes industrias de servicios, abriendo un amplio campo en esta especialidad.

A medida que la tecnología avanza, el aire acondicionado evoluciona también, respondiendo a las necesidades cada vez más enfocadas hacia una optimización de los elementos interactivos buscando una disminución del consumo de energía y de los costos de mantenimiento a través de los llamados sistemas inteligentes ó sistemas de control computarizados combinando los sistemas de acondicionamiento de aire y sus equipos para el control automatizado por medio de una computadora reportando los siguientes beneficios :

- Mejor administración del sistema.
- Control de energía.
- Apoyo para el personal de mantenimiento.
- Supervisión oportuna.
- Reportes de emergencia en el momento que suceden.
- Incremento de la productividad.
- Mejor manejo de presupuestos.
- Protección a equipos de servicio.

Es importante hacer mención que en un país como el nuestro así como en todo el mundo, nos hemos acostumbrado a la comodidad de la refrigeración y el aire acondicionado en una medida tal que se han vuelto necesidades existenciales y no lujos. Se ha progresado al punto que el futuro del suministro de alimentos de la humanidad, en particular depende de la existencia de suficiente energía y métodos eficientes de refrigeración y aire acondicionado por lo que esta dependencia tiene que ser equilibrada.

El aire acondicionado y el mantenimiento : En las instalaciones en general se entiende por conservación al conjunto de medios y actividades integradas que tienen por objetivo "mantener en operación continua, fiable, segura y económica los equipos y las instalaciones de las que forman parte".

La experiencia, el ingenio, la necesidad de seguridad para el personal y que los equipos e instalaciones operen en forma continua, para una mayor productividad, y siendo esto posible únicamente con un mínimo de interrupciones, tanto en lo respectivo a la instalación como equipos y máquinas las cuales tienden a desgastarse requiriendo cambiar las partes defectuosas a tiempo, ha dado lugar al mantenimiento preventivo, que junto con el correctivo se logra el objetivo desde el punto de vista económico.

Dentro de la administración del mantenimiento tenemos :

- Planeación.
- Organización.
- Ejecución.
- Control.

Podemos decir, primero se elabora un plan, seguido se establece la organización para poner el plan en acción y una vez que el plan está en acción se revisa periódicamente, lo que se hace comparando con el plan original, tomando las medidas correctivas necesarias. En caso de atraso o cambio del plan original.

Lamentablemente varias de las instalaciones de los sistemas aire acondicionado y sus equipos, al ser instalados y probados para su funcionamiento son inmediatamente olvidados creyendo que son de operación infinita sin prestarles atención y servicio pretendiendo que funcionen de manera eficaz en forma indefinida.

El Aire Acondicionado y el Protocolo de Montreal : Dentro de los sistemas de aire acondicionado de expansión directa hay que poner especial énfasis en evitar la emisión de refrigerantes a el ambiente, los cuales al llegar a la estratosfera contribuyen a el abatimiento de la capa de ozono.

El ozono aparece en los siguientes lugares : en la troposfera (la cual está formada de materia contenida desde el nivel del suelo hasta aproximadamente 15 Km por encima de la superficie terrestre), y en la estratosfera (la cual esta ubicada aproximadamente a 15 Km y 50 Km por encima de la superficie de la tierra, encontrándose la molécula de ozono en una mayor proporción aquí que a ninguna otra altura en la atmósfera terrestre).

El ozono de la estratosfera protege a la tierra del peligro de los rayos ultravioleta, es una forma de oxígeno cuyas moléculas contienen tres átomos de oxígeno en lugar de los dos de costumbre. Siendo esta configuración la que permite que el ozono filtre los rayos ultravioleta de la luz del sol.

Los CFC o (clorofluorocarburos), refrigerantes R-11 que es CFC-11 ó R-12 CFC-12 así como todos los demás refrigerantes son compuestos químicos estables (inertes) y no reaccionan en la atmósfera inferior, como resultado los CFC se desplazan lentamente hacia la atmósfera superior donde la elevada radiación de la energía solar hace impacto en ellos, liberando átomos de cloro. Una vez liberado el cloro se torna altamente reactivo con el oxígeno desmembrando por ende las moléculas de ozono estratosférico (un solo átomo de cloro puede destruir más de 100,000 moléculas de ozono).

El agotamiento del ozono afecta tanto a la salud del hombre como al ecosistema dando como resultado: cataratas, cáncer de piel, deficiencias en el sistema inmunológico, daños a las cosechas interfiriendo su fotosíntesis y en la fauna marina ya que la radiación afecta a los organismos pequeños tales como el plancton, las larvas de los peces, los camarones y las plantas necesarias a la cadena alimenticia marina. Estos organismos alimentan otras especies que en última instancia complementan los suministros de alimentos marítimos y humanos.

El protocolo de Montreal firmado en Londres en 1990, contiene dos elementos clave:

1. Medidas de control sobre sustancias (fechas de reducción y eliminación, que sustancias son controladas)
2. Restricciones al comercio con los países que no hayan ratificado el acuerdo.

Los países desarrollados deberán eliminar el uso de CFCs para el año 2000, los países en desarrollo para el 2010, México se ha comprometido a seguir un calendario de reducciones.

Por lo que es prioritario :

- Tecnologías alternativas, productos substitutos y medidas de conservación (reciclaje).
- Desarrollo de substitutos a mediano y largo plazo.
- Cooperación global entre diversas entidades involucradas.

1.3 Relatoría de la Tesis,

Desplegar en un trabajo la esencia de las técnicas, métodos y procedimientos para el diseño de los sistemas de aire acondicionado trae consigo la consideración de que su totalidad no es una tarea abrazable.

La elección de los temas aquí tratados permiten asomarse a algunos de los conceptos generales que se utilizan en esta rama de la Ingeniería, pretendiendo motivar el interés para la profundización de cada tema en específico a quien lea este trabajo.

En los primeros capítulos tenemos los conceptos generales que utilizaremos para el desarrollo del sistema a diseñar.

La metodología y procedimientos para la realización del diseño del sistema de aire acondicionado con deshumidificación y colección de polvos la tenemos en el capítulo número tres y será la siguiente :

- Planteamiento de las condiciones, limitaciones y criterios de diseño.
- Determinación del gasto a manejar.
- Selección del Equipo deshumidificador por medio de programa de computación (Por ejemplo Caropaire Engineering Corporation).
 - Para Condición de Verano.
 - Para Condición de Invierno.
- Selección por programa de computación (AES) de ventiladores.
 - Para Suministro de Aire.
 - Para Extracción de Aire.
- Selección de Equipo de Aire Acondicionado (Catálogo).
 - Unidad Manejadora de Aire U.M.A.
 - Unidades Condensadoras.
 - Serpentin Preenfriamiento.

- Selección de Colector de Polvos (Catálogo).
- Selección de Filtros (Catálogo).
 - Para Unidad Manejadora de Aire U.M.A.
 - Para Toma de Aire Exterior T.A.E.
- Diseño de Ductos y cálculo de ductos por computadora.
- Diseño y Cálculo de tuberías:
 - Para refrigeración tipo "L".
- Aislamiento térmico:
 - Para refrigeración tipo "L".
 - Para cuadros de serpentines de vapor.
 - Para ductos de aire.
- Descripción del sistema de control.

En el capítulo número cuatro tenemos el estudio económico y las pautas a seguir en la realización de un análisis económico del sistema, utilizando el método del valor presente, el cual nos permite comparar los gastos futuros en pesos equivalentes al presente y con ello observar las posibles ventajas económicas.

Finalmente en el capítulo número cinco tenemos las observaciones, comentarios y conclusiones del trabajo desarrollado.

2 Generalidades

Las leyes que rigen la materia y la energía son inmutables y universales, abarcan todo lo existente, incluyendo a los seres vivos y su funcionamiento.

Conocer estos principios nos permite aprovechar mejor nuestros recursos y ha sido la base del desarrollo de nuestra civilización.

Toda creación humana ha sido el resultado del descubrimiento y aplicación de las propiedades de la materia y de la energía.

Llamamos materia a todo aquello que ocupa un lugar en el espacio formando los objetos y energía a la capacidad de producir un efecto, un cambio.

La ciencia que estudia las transformaciones de la energía y su aplicación al desarrollo de máquinas y motores de combustión interna se llama termodinámica.

Los principios de la termodinámica son aplicables no sólo a los motores sino al funcionamiento de la célula y a todo lo vivo.

La termodinámica establece que en el universo la energía no se crea ni se destruye, sino únicamente se transforma y que en dichas transformaciones no es posible utilizar totalmente la energía para producir trabajo, ya que parte de la energía de alta calidad se degrada a energía en desorden, es decir que en todo proceso donde se utilice energía siempre existe un cierto grado inevitable de ineficiencia.

El segundo principio de la termodinámica establece que no toda la energía de alta calidad se puede transformar en trabajo, y llama entropía a la parte de la energía no utilizable.

La entropía es una medida de la ineficiencia de un sistema, entre más entropía, menos rendimiento.

$$\text{Energía Libre} = \text{Energía Potencial} - \text{Entropía}$$

Acondicionar el aire es mantener bajo control su temperatura, humedad, pureza y distribución.

COMPOSICIÓN DEL AIRE		
Elemento	Porcentaje de Volumen	Peso molecular
NITRÓGENO N₂	78.084	28.0134
OXIGENO O₂	20.948	31.9988
ARGÓN A	0.934	39.943
DIOXIDO DE CARBÓN CO₂	0.0314	44.00995

Esta tabla es cuando el aire está seco, limpio de impurezas y puede considerarse como una mezcla de gases, a una elevación de nivel de mar.

Fundamentos de psicrometría

La carta psicrométrica es la representación gráfica de la relación que existe entre los parámetros psicrométricos que a continuación se describen y con ella se pueden analizar las propiedades y características del aire.

Temperatura de bulbo seco.- Es la temperatura que se registra con un termómetro ordinario.

Temperatura de bulbo húmedo.- Es la temperatura que se registra con un termómetro cuyo bulbo está cubierto por una mecha húmeda y expuesto a una corriente rápida de aire.

Temperatura de rocío.- Es la temperatura a la cual empieza la condensación de humedad cuando el aire se enfría.

Humedad relativa.- es la relación del peso del vapor por unidad de volumen de aire y el peso del vapor de agua contenido por unidad de volumen de aire a la misma temperatura excepto que saturado.

Humedad absoluta.- Es el peso de vapor de agua que se encuentra mezclado por unidad de peso de aire seco.

Volumen específico.- Es el número de centímetros cúbicos, ocupados por un kilo de la mezcla de aire y vapor de agua.

Entalpia.- Es el grado de desorden molecular.

Los procesos psicrométricos más importantes son:

- Flujo de aire sobre una superficie seca y más caliente que el aire.
- Flujo de aire sobre una superficie seca y más fría que el aire.
- Proceso de enfriamiento y deshumidificación.
- Proceso de enfriamiento y humidificación.
- Proceso de calentamiento y deshumidificación.
- Proceso de calentamiento y humidificación.

Principios y definiciones fundamentales

Calor.- es una forma de energía, creada principalmente por la transformación de otros tipos de energía en energía de calor, nos llega directamente del sol y esta presente en todos los objetos de la tierra, existe calor a cualquier temperatura arriba del cero absoluto, (cero absoluto es la temperatura más baja que teóricamente es posible lograr, en la cual no existe calor y que es de -273°C), la unidad fundamental del calor es la Caloría (BTU, British Thermal Unit), es igual a la cantidad de calor que es necesario añadir o tomar de un Kilo (una libra) de agua para cambiar su temperatura 1°C (1°F). La caloría es usada para medir el calor total de los objetos, a mayor cantidad de calor más calorías y viceversa.

Temperatura.- es la escala usada para medir la intensidad de calor, siendo el indicador que determina la dirección en que se moverá la energía de calor, también puede definirse como el grado de calor sensible que tiene un cuerpo en comparación con otro, en nuestro país la temperatura se mide utilizando la escala de grados centígrados (celsius), basada en el efecto del calor sobre el agua a nivel de mar, 0°C indica la temperatura a la cual el agua se congela y 100°C la temperatura a la cual hierve.

Transmisión de calor.- La segunda ley de la termodinámica es aquella en la cual el calor siempre fluye del cuerpo más cálido al cuerpo más frío, siendo el grado de transmisión directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre ambos cuerpos, la forma en que se transmite el calor y los factores que la determinan se describen a continuación:

Conducción.- es la forma de transmisión de calor en la cual éste se mueve pasando de una molécula de una sustancia a otra molécula de la misma o diferente sustancia,

Convección.- es la forma de flujo de calor que se presenta en los fluidos donde las moléculas están libres para moverse, cuando el calor fluye por este método lo hace debido al movimiento de las moléculas.

Radiación.- es una forma de movimiento de calor que no depende de las moléculas, en este caso el calor viaja de la misma forma que la luz proveniente de una lámpara, el calor del sol viaja en esta forma, hay poca radiación a bajas temperaturas, también cuando la diferencia de temperaturas entre los cuerpos es pequeña, por lo tanto, la radiación tiene poca importancia en el proceso de refrigeración.

Diferencia de temperaturas.- un factor que afecta la velocidad del flujo de calor es la diferencia de temperaturas, si la diferencia de la temperatura entre un objeto frío y uno caliente es grande, las Calorías (BTU) se moverán de la parte más caliente a la fría rápidamente, pero si la diferencia es pequeña, las Calorías (BTU) se moverán más lentamente, si no hay diferencia de temperaturas no habrá flujo de calor.

Superficie de contacto.- una segunda influencia en el flujo de calor es la superficie de contacto entre el objeto frío y el caliente, en general a mayor superficie de contacto, mayor flujo de calor.

Tipo de material.- un tercer factor que afecta el flujo de calor es el tipo de material a través del cual el calor debe pasar, algunos materiales llamados conductores permiten el flujo de calor fácilmente y algunos otros tales, como los uretanos, lo dificultan, los materiales que dificultan el flujo de calor son llamados malos conductores o aislantes.

Como afecta el calor los cambios de estado

Evaporación y condensación.- casi todas las sustancias pueden existir en la naturaleza en estado sólido, líquido o gaseoso, y pueden ser cambiados de un estado a otro, estos cambios de estado pueden provocarse por medio de enfriamiento o calentamiento, añadiendo calor a una sustancia pasa de sólido a líquido, o este líquido a gas y quitándole calor pasa de gas a líquido o de líquido a sólido, en refrigeración interesa lo concerniente a dos cambios; de líquido a vapor llamado evaporación y de vapor a líquido llamado condensación.

Temperatura de evaporación contra presión.- para cualquier sustancia la temperatura de evaporación y condensación es la misma si se mantiene la presión constante, esta temperatura sin embargo, varía con cambios en la presión, por aumento o disminución en la presión de una sustancia es posible alterar la temperatura de evaporación o condensación, por ejemplo, el vapor de agua normalmente se condensa y evapora a 100°C (212°F) pero aumentando su presión podemos hacer que se condense o evapore a 140°C (280°F) o temperaturas mayores y disminuyendo su presión, se condensará o evaporará a temperaturas de 37.8°C (100°F), 10°C (50°F), o menores.

Calor específico.- el calor específico de una sustancia es su capacidad relativa de absorber calor tomando como base la unidad de agua pura y representa la cantidad de calor requerido para elevar un grado la temperatura de un peso unitario de una sustancia, existen dos clases de calor específico que son de importancia en el estudio de los gases; a volumen constante "Cv" y a presión constante "Cp", para los líquidos el cambio de volumen es tan pequeño que la distinción entre Cv y Cp es despreciable, por definición el calor específico del agua es 1.0, pero la cantidad de calor necesaria para aumentar las temperaturas de otras sustancias varía.

Calor sensible.- es la cantidad de calor cedido ó absorbido por una sustancia y el cual acompaña un cambio de la temperatura del mismo.

Calor latente.- es la cantidad de calor cedido ó absorbido por una sustancia y el cual acompaña algún cambio en el estado físico del material sin haber cambio en la temperatura del mismo, la palabra latente significa oculto, o sea que este calor requerido para cambiar de estado de una sustancia, no es percibido por los sentidos.

Ciclo de Refrigeración

El ciclo de refrigeración está basado en los tres principios siguientes :

1a.- Todos los líquidos al evaporarse absorben calor de cuanto les rodea. (Para enfriar un cuerpo se aplica este principio, haciendo evaporar un determinado líquido en un aparato adecuado, a fin de que el calor latente necesario para la evaporación se extraiga de las sustancias que deseamos enfriar).

2a.- La temperatura a que hierve o se evapora un líquido depende de la presión que se ejerce sobre dicho líquido. (La importancia de este principio reside en que si podemos disponer de una presión distinta sobre el líquido que se está evaporando y produciendo frío, se alterará la temperatura a que se evapora y, por consiguiente, podrá variarse también el grado de frío producido).

3a.- Todo vapor puede volver a condensarse, convirtiéndose en líquido, si se comprime y enfría debidamente. (Este principio permite recoger el vapor formado por la evaporación del líquido, comprimirlo en un compresor adecuado, enfriarlo en un condensador y convertirlo nuevamente en líquido, que puede evaporarse otra vez y producir más frío). Debido a la gran cantidad de calor latente que interviene en la evaporación y en la condensación la transmisión de calor puede ser muy eficiente mediante este proceso.

El funcionamiento del sistema, se comprende fácilmente si se divide su operación en cuatro fases las cuales constituyen el llamado ciclo de refrigeración, estas fases son : Evaporación, Compresión, Condensación y Control.

1.- EVAPORACIÓN

En la etapa de evaporación el refrigerante absorbe calor del espacio que lo rodea, enfriándolo por consiguiente, esta etapa tiene lugar en un componente denominado evaporador, el cual es llamado así, debido a que al absorber calor el refrigerante, cambia de líquido a gas, o sea se evapora.

2.- COMPRESIÓN

Después de evaporarse el refrigerante es conducido a un compresor donde se aumenta la presión, este aumento de presión es necesario, como ya se mencionó para que el gas refrigerante cambie fácilmente a líquido.

3.- CONDENSACIÓN

La fase de condensación del ciclo se efectúa en una unidad llamada condensador, aquí el gas refrigerante a alta presión cede calor al aire, agua o ambas, cambiándolo de gas a líquido.

4.- CONTROL

La fase de control del ciclo de refrigeración es desarrollada por un mecanismo de control de flujo, este mecanismo regula el flujo del refrigerante dentro del evaporador y también actúa como trampa de presión, después de que el refrigerante deja el control de flujo se dirige al evaporador y comienza de nuevo el ciclo.

Sistemas de Aire Acondicionado

Los sistemas de aire acondicionado se pueden clasificar en cuatro grupos según el medio refrigerante que se lleva al espacio refrigerado

- **Sistemas unitarios de expansión directa.**
- **Sistemas todo agua.**
- **Sistemas combinados agua-aire.**
- **Sistemas todo aire.**

Si el equipo se encuentra localizado en un área fuera del ambiente acondicionado el sistema se le denomina como sistema central, son ejemplo de estos sistemas los últimos tres antes mencionados.

Una instalación puede utilizar uno ó más de estos sistemas para poder llenar mejor los requisitos de cada ambiente.

- **Sistemas unitarios de expansión directa**.- los sistemas unitarios de expansión directa consisten de una o más unidades instaladas dentro del ambiente acondicionado, en las cuales el aire que circula en estas unidades se enfría directamente por el refrigerante, son ejemplos de este tipo de sistema los aparatos de ventana, las unidades tipo paquete o mejor conocidos como mini-split que se instalan dentro del ambiente con un plenum y rejilla o difusor para la distribución de aire. Las unidades de expansión directa (DX) que se instalan fuera del área acondicionada con ductos para suministrar y retomar aire, no pueden clasificarse como sistemas unitarios de expansión directa, ya que estos forman parte de los sistemas todo aire, algunas de las ventajas de los sistemas unitarios de expansión directa son: costo inicial generalmente bajo, permite el control individual del ambiente, disponibilidad de entrega inmediata, fácil instalación y operación, fácil mantenimiento y servicio.

- **Sistemas todo agua** .- los sistemas todo agua consisten de un enfriador de agua, unidades terminales, la red de tubería que une a estos dos elementos y una bomba que circula el agua entre el enfriador y la terminales, en este tipo de sistemas el enfriamiento total requerido por el ambiente se efectúa en las unidades terminales que se encuentran instaladas dentro de ésta, estas unidades terminales son conocidas como "fan & coil" y consisten de un serpentín de enfriamiento por el que circula agua helada y un ventilador. circula el aire del ambiente por el serpentín, la ventilación puede obtenerse a través de huecos en la pared por los cuales toman aire fresco la unidad "fan & coil", este tipo de sistema es comúnmente utilizado en hoteles edificios de apartamentos, algunas de las ventajas son: requiere de poco espacio para la sala de máquinas y para paso del servicio, ya que sólo ingresan al local las tuberías que alimentan al fan & coil, permite la centralización del equipo de refrigeración, facilita el control individual pues ya que los equipos fan & coil que no se necesitan se pueden apagar y así obtener un ahorro en el consumo de energía de la instalación.
- **Sistemas combinados agua-aire** .- en este tipo de sistemas el medio refrigerante que llega al ambiente que se desea acondicionar es aire frío y agua fría, el agua y el aire que llegan al espacio acondicionado son enfriados en aparatos ubicados en salas de máquinas fuera de las áreas acondicionadas, la unidad terminal más comúnmente utilizada para este sistema es la unidad de inducción, utilizando como unidad terminal la unidad fan & coil suministrándole una cantidad de aire ya tratado, denominándolo como aire primario para distinguirlo del aire del ambiente que la terminal hace circular el cual recibe el nombre de aire secundario.
- **Sistemas todo aire** .- en los sistemas todo aire la capacidad total de enfriamiento, sensible y latente, requerida por el ambiente, lo suministra la corriente de aire frío y deshumedecido que se introduce al ambiente, existe una gran variedad de unidades que caen dentro de la clasificación de sistemas todo aire, por lo que estos pueden considerarse como los sistemas más versátiles debido a la gran variedad de unidades disponibles, clasificándose a su vez en dos grupos:

Sistemas de una corriente de aire, y

Sistemas de dos corrientes de aire.

En los sistemas de una corriente de aire, el aire pasa en serie por los serpentines de enfriamiento y calefacción y lo suministra a todos los ambientes a una temperatura común, dentro de esta categoría se encuentran los siguientes sistemas:

- Unizonas de conducto sencillo, caudal constante.
- Unizonas de conducto sencillo, caudal variable.
- Unizonas de conducto sencillo, inducción/caudal variable.
- Unizonas de conducto sencillo, con recalentamiento por zona.

En los sistemas de dos corrientes de aire, la unidad acondicionadora suministra dos corrientes de aire a diferentes temperaturas, las que posteriormente se mezclan para suministrarse como una sola al ambiente acondicionado, la temperatura del aire que ingresa a cada ambiente varía según la cantidad de aire que se tome de una corriente o la otra, esta mezcla de dos corrientes puede efectuarse en la unidad acondicionadora o en una caja de mezcla en el ambiente, lo que permite dividir a estos sistemas en dos:

- Multizona.
- Doble ducto.

En la multizona la mezcla se efectúa en la unidad acondicionadora y se lleva un solo ducto a cada zona, el número de zonas de control posible está limitado por el número disponible en la unidad multizona, en el sistema de doble ducto, la mezcla se efectúa en una caja de mezcla terminal a la cual se le suministra dos corrientes de aire, la operación es similar a la multizona, excepto que no hay límite práctico al número de zonas de control posibles de obtener. Los sistemas todo aire pueden utilizarse prácticamente en todo tipo de instalación, tanto comercial como industrial, desde instalaciones donde se requieran gran multiplicidad de zonas pequeñas de control, hasta aquellas con grandes áreas abiertas como fábricas, aeropuertos, auditorios, teatros, etc., permitiendo un control muy preciso de la temperatura, humedad, ventilación y filtración.

De la Deshumidificación

* Des- : Preposición inseparable que denota negación o inversión del significado simple, privación, exceso o demasía. A veces no implica negación, sino afirmación."

* Humedad : Cantidad de vapor de agua contenido en el aire, en un lugar y momento determinados. Al disminuir la temperatura, la cantidad de vapor de agua que puede contener la atmósfera disminuye hasta llegar a un punto, el punto de rocío, en que aquí se condensa formando gotitas, que según el peso y la velocidad de enfriamiento, pueden dar lugar a lluvia, granizo o nieve. La cantidad total de vapor de agua por unidad de volumen de aire constituye la humedad absoluta. La humedad relativa es el tanto por ciento de vapor de agua que existe en un momento determinado en la atmósfera, respecto del total que podría contener (saturación) a la misma temperatura."

El aire acondicionado y el control de la humedad .- como ya mencione en la Introducción, aire acondicionado es el tratamiento de la atmósfera de un cuarto o espacio involucrando el control de la temperatura, contenido de humedad, calidad del aire en circulación y la manera de conducirlo para crear las condiciones convenientes para la manufactura o preservación del producto a ser manejado.

El proceso del aire acondicionado involucra la utilización de equipo para calefacción o enfriamiento del aire, y para agregar o remover la humedad del mismo.

El proceso para agregar humedad al aire se conoce como humidificación, y el proceso de remover o quitar humedad es conocido como Deshumidificación.

En este capítulo exclusivamente nos enfocaremos al campo del proceso de la deshumidificación, para entender el papel de la deshumidificación en el proceso del aire acondicionado es esencial que se entienda la naturaleza del aire mismo, ya que es una mezcla de gases (como vimos en el punto anterior); primeramente nitrógeno, oxígeno y vapor de agua, con un pequeño porcentaje de gases raros., nuestra atmósfera consiste de una vasta manta de estos gases extendidos en varios cientos de miles hacia el exterior del espacio. El peso o densidad de esta mezcla, referida a la presión atmosférica, es 1.033 Kg/cm² (14.7 lbs/pie²) a una altura del nivel del mar.

De acuerdo con la ley de Dalton de la suma de las presiones parciales, cada uno de estos gases, incluyendo el vapor de agua, ejerce su presión parcial en la mezcla, justo a través de los otros gases como si no se presentara como un todo. La suma de cada una de estas presiones parciales equivale a la presión total de la mezcla.

La suma del vapor de agua que puede contener esta mezcla es un valor constante dependiendo únicamente de la temperatura y la presión de la mezcla.

Flujo de humedad entre el aire y los materiales.- La humedad existe no solo en el aire, sino también en los sólidos y materiales líquidos, materiales higroscópicos como la madera y el papel tienen su contenido de humedad, mientras que materiales como el acero y el vidrio detienen la humedad en los poros de la superficie.

El flujo de humedad entre estos materiales y el aire circunvecino es una función de la diferencia de presión de vapor entre la humedad en el material y la del aire, cuando la presión de vapor en el aire y el material es la misma, el flujo de humedad se detiene, y entonces se dice que están en equilibrio, si el material es desplazado a una atmósfera seca, la humedad fluirá hacia el aire gradualmente y el material tenderá progresivamente a deshumidificarse.

Sin embargo como el aire no puede retener mucha humedad por unidad de volumen como los materiales higroscópicos, el aire pronto será saturado con la humedad cedida, y únicamente al introducir un nuevo aire seco al proceso detendrá este proceso. Así la presión de vapor del aire debe ser siempre conservada en un nivel abajo del nivel del material a deshumidificarse para que el proceso continúe.

La utilización del aire deshumidificado es casi limitada por el ingenio del hombre, sin embargo su utilización normalmente cae dentro de estas cuatro áreas generales: Almacenamiento, Producción, Empaquetado y Proceso.

Almacenamiento.- en esta aplicación el espacio de almacenamiento es mantenido a una humedad relativa específica y algunas veces también a una cierta temperatura, así como los productos en almacenamiento no deben absorber humedad de la atmósfera circundante, estos deben estar protegidos de la corrosión, como regla en general, el moho y otros tipos de oxidantes reaccionan con la corrosión la cual no ocurrirá si la humedad relativa del área es mantenida en ó abajo del 40% de Humedad Relativa, materiales almacenados en esta atmósfera pueden no estar cubiertos de aceites o otras superficie protectoras del material, y pueden ser guardados en sus condiciones normales de uso.

Producción.- las utilizations del aire deshumidificado en las operaciones de producción son infinitas, aquí una atmósfera beneficia una operación en particular por medio de la obtención de la deshumidificación, en muchos casos la temperatura es controlada al mismo tiempo, pero hay veces donde el producto manejado no es responsable de la temperatura.

Algunas de las más comunes aplicaciones de producción son en los alimentos e Industria farmacéutica, así como en la industria dulcera donde el azúcar dulce duro puede presentarse en barra y adherirse al material envolvente, reduciendo considerablemente la producción. En la industria farmacéutica, muchos de los modernos descubrimientos no pueden ser mezclados, empaquetados o compuestos excepto en condiciones atmosféricas extremadamente secas.

Empaquetado.- en las operaciones de empaquetado existe únicamente una aplicación del uso del aire deshumidificado, alimentos enlatados, purés, sopas concentradas, café instantáneo y otros materiales extremadamente higroscópicos requieren una muy pequeña cantidad de vapor de agua, causas como el congelamiento pueden hechar a perder un producto.

Muchas de las compañías involucradas en la producción de este tipo de productos han tenido grandes pérdidas en el empaquetado de los mismos, hasta no estar seguros que el producto empaquetado no absorbió humedad durante el proceso y en sí mismo no permite la transmisión de vapor de agua.

Proceso.- la utilización del aire deshumidificado para aplicaciones de proceso son variadas y difícilmente se puedan separar en categorías específicas. La división entre aplicaciones de producción y aplicaciones de proceso es un poco fina, para los términos del aire de proceso, usualmente se utiliza el significado de un aire por debajo de un punto específico de rocío para un propósito específico.

Tipos de deshumidificación.- La deshumidificación del aire involucra el traslado de la humedad de una mezcla de gases, existen tres formas comunes para realizar esto.

El primero y método más común es la reducción de humedad por medio de la reducción de temperatura, la eliminación de la humedad que contiene el aire introducido dentro del espacio acondicionado se logra en el serpentín de enfriamiento de la unidad de aire acondicionado. La deshumidificación por este método se logra cuando el aire es enfriado hasta o por debajo de su temperatura de punto de rocío de modo que una porción del vapor de agua en el aire se condensa y se drena por una bandeja y manguera de condensado. La condensación del vapor de agua requiere que se quite calor (latente), sin embargo dicha reducción de temperatura es limitada por el punto de congelamiento del agua de condensado en el serpentín de enfriamiento.

La compresión del aire constituye otro de los métodos para reducir el contenido de humedad en el aire, cuando el aire es comprimido la presión parcial del vapor de agua en la mezcla agua-gas es elevada a el punto donde la humedad puede ser condensada del aire a una alta temperatura.

Esta técnica es algunas veces bastante practica para volúmenes pequeños de aire, pero el costo del equipo de compresión aumenta, los altos H.P. requeridos y la suma del agua requerida de enfriamiento para post-enfriamiento hacen verdaderamente impractico para volúmenes grandes de aire.

El tercero y más simple de los métodos en la obtención del aire deshumidificado es la utilización de deshumidificantes desecantes, estos deshumidificadores utilizan un producto químico desecante como la sílica gel, la cual tiene una enorme afinidad por el agua, el aire a ser procesado es pasado a través del lecho del desecante en el deshumidificador, la humedad en el aire es condensada hacia los poros del material desecante, y el calor latente de vaporización de la humedad condensada se convierte en calor sensible, secando la temperatura de la corriente de aire, extramadamente abajo del punto de rocío puede ser obtenida en esta forma sin la necesidad de un sistema complejo.

2.3 Colección de Polvos.

Los aparatos limpiadores de aire remueven contaminantes de una corriente de aire o gas, existiendo un amplio rango de diseños para atender las variaciones de los requerimientos de limpieza de aire.

El grado de renovación requerido, la cantidad y características del contaminante que ha de removerse y las condiciones de la corriente de aire o gas, tendrán la influencia en el aparato seleccionado para una aplicación dada.

Los aparatos para limpieza de aire se dividen principalmente en dos grupos básicos.

Filtros de Aire.

Colectores de Polvo.

Filtros de Aire.- Son diseñados para remover concentraciones de polvo del orden de las encontradas en el aire exterior y son empleados en ventilación, acondicionamiento de aire y sistemas de calefacción, donde las cantidades de polvo rara vez exceden de cuatro granos por milar de pies cúbicos de aire.

Colectores de Polvo.- Son diseñados para las cargas mucho más pesadas provenientes de procesos industriales donde el aire que ha de ser limpiado se origina en sistemas locales de extracción, dichas cargas variarán de 0.1 a 20 granos o más por pie cúbico. Por lo que las concentraciones en los colectores de polvo son de 100 a 20,000 veces mayores que aquellos para los que son diseñados los filtros de aire.

Para la selección del equipo de colección de polvo, ya que estos se encuentran disponibles en numerosos diseños utilizando un número de principios y enfrentando una amplia variación en efectividad, costo inicial, costo de operación y mantenimiento, espacio, montaje y materiales de construcción, su selección ya que de hecho no se cuenta con la experiencia previa extensiva en el problema específico del polvo, lo más recomendable es consultar con el fabricante del equipo.

Los factores que influyen en la selección del equipo son :

- Concentración y tamaño de las partículas del contaminante.
- Grado de colección requerido.
- Características de la corriente de aire.
- Características del contaminante.
- Método de evacuación.

- **Concentración y tamaño de las partículas del contaminante.**

Los contaminantes en sistemas de extracción cubren un rango extremo en cargas y tamaños de las partículas, la concentración puede variar de 0.1 a 20 o más granos de polvo por pie cúbico de aire. En sistemas de conducción de baja presión, los polvos usuales varían de 0.5 a 100 o más microns, la derivación del tamaño medio (el rango sobre y bajo promedio) también variará con el material.

- **Grado de colección requerido.**

Una selección básica debe ser realizada de acuerdo al tipo de colector requerido para hacer una labor de limpieza satisfactoria para el problema específico en consideración. En la evaluación se considerará la necesidad de equipo de alta eficiencia y alto costo como precipitadores electrostáticos, equipo de alta eficiencia y costo moderado como unidades colectoras de tela o húmedos y las unidades primarias de menor costo como los centrifugos secos.

A manera de recomendación para la selección del equipo podemos comentar: que debemos seleccionar el colector que permita escapar la menor cantidad posible de contaminante a la atmósfera dentro de un precio razonable en costo inicial y mantenimiento, aunque en algunas aplicaciones la cuestión de costo y mantenimiento debe ser sacrificada para enfrentar los estándares establecidos para control de contaminación del aire.

- **Características de la corriente de aire.**

Las características de la corriente transportadora tienen una marcada influencia en la selección del equipo, corrientes de aire que excedan los 62.22 °C (160 °F) prevendrán del uso de un medio de algodón estándar en colectores de tela, la presencia de vapor o condensaciones de vapor de agua causarán obstrucciones y tapones en los pasajes de aire o polvo en colectores de tela y centrifugos secos, la composición química puede atacar la tela o metal en colectores secos y causar condiciones extremadamente corrosivas cuando se mezcla con agua en colectores de tipo húmedo.

- **Características del contaminante.**

La composición química puede atacar los elementos del colector o causar corrosión en colectores del tipo húmedo, materiales peligrosos como limaduras de metal impregnadas con otros compuestos pueden adherirse a los elementos del colector obstruyendo sus pasajes, materiales como la pelusa de un cargador en la industria textil se adherirán a las superficies o elementos de ciertos tipos de colector, la abrasividad de muchos materiales, en ligeras o altas concentraciones, como el polvo procedente de la aspersión de arena causarán un rápido desgaste en forma particular a los colectores del tipo seco, el tamaño y formas de partículas descartará ciertos diseños de colectores, la forma de paracaidas de partículas como las "alas de abeja" de granos flotarán a través de los colectores centrifugos, debido a que su velocidad de caída es menor que la de partículas esféricas mucho menores con la misma gravedad específica, la naturaleza combustible de muchos materiales finamente divididos influirá en la selección de tipos de colectores seguros de tales productos.

- **Método de evacuación.**

Los métodos de eliminación y evacuación de los materiales colectores vararán con el material, el proceso de la planta, la cantidad y el diseño del colector, los colectores del tipo seco descargarán continuamente a los transportadores a través de compuertas vertedoras, válvulas dosificadoras o en recipientes, los materiales secos pueden crear un problema secundario si no se piensa cuidadosamente en la evacuación del material libre de polvo ó en la localización del depósito de polvo del colector apropiado para la eliminación conveniente del material, los colectores húmedos son adoptados para eliminación en tolvas o para la expulsión continua del material de secado, aunque la evacuación de los desperdicios húmedos puede ser un problema de manejo de material, el acarreo de sólidos en el agua de desperdicio puede crear un problema de contaminación en los conductos de desagüe si dicha agua de desperdicio no es adecuadamente clarificada, las características del material pueden influir en los problemas de evacuación, la compactación de materiales secos en tolvas de polvo y la flotación o la formación de pastas aguadas en colectores húmedos son algunos de los casos que pueden encontrarse.

TIPOS DE COLECTORES DE POLVOS

Precipitadores electrostáticos.- El principio de colección se basa en la capacidad de impartir una carga negativa a las partículas en la corriente de aire provocando el movimiento de éstas y su adherencia a las placas del colector conectadas a tierra o cargadas positivamente.

Colectores de tela.- La efectividad del aire pasando a través de una tela a baja velocidad es reconocida y utilizada desde hace muchos años en aparatos limpiadores de aire, la tela se coloca en forma de envoltura o tubos mientras que la eliminación aparentemente se efectúa por la acción coladora de la tela, en realidad la colección se obtiene en este grupo de detenedores por la formación de una malla del material en el lado del aire sucio de la tela proporcionando la verdadera superficie filtrante o coladora, por medio de esta superficie se obtiene un alto grado de eliminación aún de partículas submicrométricas, cuando una nueva tela es puesta en servicio, generalmente habrá un visible escape durante la operación inicial hasta que se forme la malla de polvo, la tela más usual es un algodón especialmente tejido, aunque puede usarse en ciertas aplicaciones lana, piel, fibra de vidrio y otras telas sintéticas.

Colectores húmedos.- Los colectores de tipo húmedo tienen la capacidad de manejar volúmenes a alta temperatura y cargados de humedad, la colección de polvo en forma húmeda elimina el problema secundario de la eliminación del material colectado, sin embargo el uso de agua puede introducir condiciones corrosivas en el colector y puede necesitarse protección contra la congelación si dichos colectores están situados en el exterior en climas fríos, los requerimientos de espacio son nominales, las pérdidas de presión y la eficiencia en la colección variarán grandemente con el modelo. Dentro de los colectores del tipo húmedo tenemos:

- **Lavadores estáticos.-** Estas unidades están diseñadas para el manejo de altas concentraciones de polvo, tanto las placas cepilladoras como las eliminadoras ambas con toberas inundadoras, se emplean en adición a los bancos de atomizadores delante de las placas cepilladoras y los bancos de atomizadores opuestos delante de las eliminadoras, un tanque en la parte inferior con una bomba de circulación continua completa el montaje.
- **Tornes empacadas.-** Los colectores de este grupo son usualmente planchas de contacto a través de las cuales pueden pasar los gases o líquidos, concurrentemente o en flujo transversal y son usados principalmente para combatir las molestias ocasionadas por contaminantes altamente corrosivos.

- **Centrifugas Húmedas.**- Algunos modelos utilizan una combinación de fuerza centrífuga y contacto con el agua para efectuar la colección, en los modelos de este grupo los colectores son cilíndricos y en forma de torre o con el eje horizontal, el aire es introducido tangencialmente y frecuentemente contra la corriente de agua mediante desviadores o placas direccionales, el agua puede ponerse en contacto con las partículas de polvo manteniendo las superficies del colector lavadas por toveras atomizadoras, el agua es recogida por la velocidad del aire o por gravedad, la pérdida de presión varía de 2% a 6% c.a.
- **Venturi.**- Los colectores de este tipo usan el orificio del venturi para intermezclar el polvo y las partículas de agua, el mezclado se complementa con una rápida contracción y expansión de la corriente de aire y un alto grado de turbulencia, el agua se introduce delante de la garganta del venturi y varía de 5 a 7 galones por 1,000 pies cúbicos por minuto, las pérdidas de presión varían de 10" a 30" c.a.
- **Tipo de orificio.**- En este tipo de colectores de polvo húmedos el aire que fluye a través del colector es puesto en contacto con una lámina de agua en un reducido pasaje, el flujo de agua puede ser inducido por la velocidad de la corriente de aire o mantenido con bombas y compuertas, las pérdidas de presión varían desde 1" o menos en modelos de colectores de lámina de agua, hasta de 3" a 6" en la mayoría de los colectores industriales, pérdidas de presión tan altas como 20" se usan con algunos colectores diseñados para partículas muy pequeñas.

Colectores centrifugos secos.- La propiedad de la fuerza centrífuga de lanzar una partícula hacia la periferia de una corriente de aire se ha usado en los colectores de ciclón por muchos años, los modelos de los colectores centrifugos han sido divididos en dos grupos básicos, catalogados por su efectividad en la remoción de las más pequeñas partículas de polvo.

- **Colector de ciclón.**- se aplica comúnmente para la remoción de partículas gruesas de una corriente de aire, como un pre-limpiador para colectores húmedos o secos mas eficientes y/o como un separador en sistemas de conducción de productos que usan una corriente de aire para transportar el material, sus principales ventajas son; bajo costo, bajo mantenimiento y baja caída de presión (del orden de ½" a 1½" c.a.), pero no puede usarse para colección de partículas finas.

- **Centrifugas de alta eficiencia.-** Han sido desarrolladas para ejercer una mayor fuerza centrífuga sobre las partículas de polvo en una corriente de gas, la fuerza centrífuga es función de la velocidad de la periferia y la aceleración angular y el mejoramiento en la eficiencia en la separación de polvo se ha obtenido a) por un incremento de velocidades por medio de un colector en forma en espiral, b) utilizando una espumadora o algún otro diseño especial, c) instalando unidades en series en algunas aplicaciones poco usuales. Mientras que tales colectores no alcanzan generalmente al grado de eficiencia en partículas pequeñas de los electrostáticos, los de tela o algunas unidades de tipo húmedo, su rango de colección efectiva se extiende apreciablemente sobre los convencionales de ciclón de baja presión, las pérdidas de presión en los colectores de éste grupo varían de 3" a 8" c.a.
- **Precipitador dinámico tipo seco.-** Puede catalogarse en el grupo de alta eficiencia, en este colector el polvo se deposita por medio de la fuerza centrífuga en las hojas de forma especial de una rueda extractora y es conocido a través de un circuito en la cubierta del ventilador hasta la tolva almacenadora de polvo.
- **Tipo louver.-** Puede aplicarse a las partículas una fuerza centrífuga con un cambio rápido en la dirección de la corriente de aire por medio de series de placas colocadas a un ángulo dado con respecto a dicha corriente, las partículas más gruesas cruzan la corriente de aire y rebotan hacia el lado del aire sucio debido a las fuerzas que pueden producirse con tal impacto, la eficiencia será esencialmente función del espaciamiento en las rejillas, mientras menor sea el espacio mayor será la eficiencia, pero también será mayor la probabilidad de una obstrucción en los conductos, obstrucción debida tanto a las formaciones en el frente y reverso de la rejilla como a la obstrucción mecánica por partículas mayores, para un espaciamiento en las rejillas práctico para aplicaciones industriales, la eficiencia decaerá igual que en otras centrifugas de tipo seco.

Un análisis cuidadoso de los componentes del equipo incluido es muy importante, algunos modelos de colector incluyen ventiladores extractores, motor, control y arrancador, en otros diseños estos componentes y la estructura que los soporta deben ser obtenidos por el comprador en otros establecimientos, además las tolvares almacenadoras de polvo son partes integrantes de algunos modelos colectores de polvo, éstas no están incluidas en otros tipos, las conexiones de los conductos entre los elementos pueden ser incluidas u omitidas, bombas de agua de circulación continua y/o tanques de asentamiento pueden requerirse y no ser incluidos en el precio del equipo.

En el análisis final, será más seguro llamar al fabricante o al instalador del equipo y obtener el colector adecuado para un problema específico.

3. Desarrollo del diseño.

DESARROLLO DEL DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO CON DESHUMIDIFICACIÓN Y COLECCIÓN DE POLVOS PARA UN BOMBO DE PRUEBA.

Es necesario hacer el diseño del Sistema de Aire Acondicionado con Deshumidificación y Colección de Polvos para un bombo prueba en la elaboración del confitado de chicle, para una Industria Chiclera ubicada en San Luis Potosí.

3.1 Planteamiento de las condiciones

Datos proporcionados :

- Un bombo automático con capacidad de 700 Kgs.
- El proceso requiere que se agregue 98 litros de agua.
- El proceso de secado tiene una duración de cuatro horas
- (Dato Experimental "600 CFM secan en 4Hrs, 1 bombo de 100 Kg. de cap.")

Condiciones de Inyección del Aire :

- Tbs : $30\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ (86 $^{\circ}\text{F}$).
- Tbh : $13.11\text{ }^{\circ}\text{C}$ (55.6 $^{\circ}\text{F}$).
- % H. R. : 15
- Hum. Abs. : 33.6 gr/Lb a. s.
- Factor Corr. : 0.8
- Densidad : 0.0574 Lb/Ft³

El sistema que se esta proponiendo permitirá el secado de 94 litros de agua añadida durante el proceso de recubrimiento de goma de mascar dentro de un bombo de prueba con capacidad de 700 Kg. en un tiempo máximo de cuatro horas.

Para lograr lo anterior se inyectará al bombo en forma permanente la cantidad de aire adecuado con una temperatura de bulbo seco de $30\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ y con una humedad específica de 33.6 gr. de agua/Lb. de aire seco durante todas las épocas del año, por otra parte se extraerá y coleccionará la cantidad de aire adecuada para capturar el polvo generado durante el proceso.

CONDICIONES DEL PROYECTO

	TESIS
LUGAR	SAN LUIS POTOSÍ
LATITUD	22° 00' NORTE
ALTITUD	1877 Mts. s. n. m. (6,158 Ft.)
PRESIÓN BAROMÉTRICA	818 Mbar. (612 mmHg)
FACTOR DE CORRECCIÓN	0.6

CONDICIONES INTERIORES

TEMPERATURA DE BULBO SECO	30 °C ± 2 °C (86 °F)
TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO	13.11 °C (55.6 °F)
TEMPERATURA DE ROCÍO	32.3 °F
HUMEDAD ESPECÍFICA	33.6 Gr/Lb
HUMEDAD RELATIVA	15%
ENTALPIA	28.01 BTU/Lb
VOLUMEN ESPECÍFICO	17.41 Ft ³ /Lb
DENSIDAD	0.0574 Lb/Ft ³

CONDICIONES EXTERIORES VERANO	
TEMPERATURA DE BULBO SECO	34 °C (93.2 °F)
TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO	18 °C (64.4 °F)
TEMPERATURA DE ROCÍO	10 °C (50 °F)
HUMEDAD ESPECIFICA	67.2 Gr/Lb
HUMEDAD RELATIVA	22%
ENTALPIA	32.98 BTU/Lb
VOLUMEN ESPECIFICO	17.78 Ft ³ /Lb
DENSIDAD	0.0582 Lb/Ft ³

CONDICIONES DE LLUVIA	
TEMPERATURA DE BULBO SECO	26.2 °C (79.16 °F)
TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO	21.2 °C (70.2 °F)
TEMPERATURA DE ROCÍO	19.38 °C (66.9 °F)
HUMEDAD ESPECIFICA	124.6 Gr/Lb
HUMEDAD RELATIVA	85%
ENTALPIA	38.55 BTU/Lb
VOLUMEN ESPECIFICO	17.55 Ft ³ /Lb
DENSIDAD	0.0589 Lb/Ft ³

CONDICIONES DE INVIERNO	
TEMPERATURA DE BULBO SECO	20.94 °C (69.7 °F)
TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO	14.94 °C (58.9 °F)
TEMPERATURA DE ROCÍO	11.83 °C (53.3 °F)
HUMEDAD ESPECIFICA	75.8 Gr/Lb
HUMEDAD RELATIVA	55%
ENTALPIA	28.61 BTU/Lb
VOLUMEN ESPECIFICO	17.06 Ft ³ /Lb
DENSIDAD	0.0586 Lb/Ft ³

Establecimiento de criterios.

DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA.

Para suministrar el aire de proceso se instalará un ventilador de aspas inclinadas hacia atrás que tomará 100% del aire del exterior, pasándolo primariamente por un prefiltro de fibra acrílica lavable con 35% de eficiencia por el método N.B.S. (Prueba de mancha de polvo atmosférico) y posteriormente por un filtro de bolsa de 95% de eficiencia por el método D.O.P. (Por conteo Diodyphthalate Smoke Test), a la descarga del ventilador se colocará un serpentín para preenfriamiento del aire a base de expansión directa con el objeto de eliminar una gran parte de la carga de humedad del aire exterior durante las épocas críticas de lluvia. El aire será conducido a través de un ducto de lámina galvanizada con aislamiento térmico donde se instalarán compuertas de regulación de flujos de aire, haciendo pasar el 84% del flujo a través de un deshumidificador de absorción a base de cloruro de litio, mientras que el 16% restante será desviado por un ducto de By-pass con el propósito de ajustar la carga de deshumidificación.

El aire deshumidificado se mezclará con el aire de ducto de By-pass y el flujo total de aire será tomado por una Unidad Manejadora de Aire que lo volverá a filtrar con otros filtros y contará con un serpentín a base de expansión directa que efectuará un postenfriamiento sensible y para controlar la temperatura final del aire de suministro al bombo la Unidad Manejadora contará con un serpentín de calentamiento a base de vapor a 5 psig el cual también tendrá la capacidad de calefacción para las condiciones en la época de invierno.

Para la extracción, el aire será captado por medio de una boquilla de succión conectada a una red de ductos fabricados en lámina galvanizada que succionarán el aire conduciéndolo hacia un colector de polvos el cual captará los polvos y las partículas en suspensión contenido con un extractor de aire integrado que arrojará el aire limpio al exterior.

VENTILADOR CENTRÍFUGO.

El ventilador centrífugo de suministro de aire es del tipo industrial de aspas inclinadas hacia atrás para manejo de aire limpio fabricado en lámina de acero negro de calibre 12 con pintura de esmalte, y es acoplado por medio de poleas y bandas a un motor eléctrico de inducción para corriente alterna. El ventilador contará con base antivibratoria, copia para drenaje, registro de inspección y cubierta contra intemperia para el motor y la transmisión.

UNIDAD DESHUMIDIFICADORA DE AIRE.

La Unidad Deshumidificadora de aire es del tipo Industrial con rueda de deshumidificación impregnada de cloruro de litio para proceso en seco incluyendo sistema de reactivación con serpentines a base de vapor a 100 psig para operación totalmente automática incluyendo motores, ventilador de reactivación, paneles de acceso, control electrónico digital y con gabinete de aluminio acabado con pintura de poliuretano.

UNIDAD MANEJADORA DE AIRE.

La Unidad Manejadora de Aire que se utilizará es del tipo unizona horizontal que contará con sección de ventilador tipo FC acoplado por medio de poleas y bandas a un motor eléctrico exterior incluyendo gabinete de lámina galvanizada con aislamiento térmico interior y cubrebandas. Una sección de serpentines incluyendo un serpentín de enfriamiento para expansión directa y un serpentín de calefacción a base de vapor y con una sección para filtros planos y filtros de bolsa incluyendo los filtros.

UNIDADES CONDENSADORAS ENFRIADAS POR AIRE.

Para lograr el enfriamiento estamos considerando la utilización de unidades condensadoras enfriadas por aire, las cuales se ubicarán en el exterior en la misma zona que los demás equipos, se tenderán redes de tuberías de cobre tipo L y estarán debidamente aisladas térmicamente y se interconectarán a los serpentines de enfriamiento.

Las Unidades cuentan con las siguientes características:

- Equipos autocontenidos en un gabinete a prueba de intemperie de acero bonderizado y esmaltado.
- Condensador de tubos de cobre y aletas de aluminio enfriado por aire mediante ventiladores de flujo axial directamente acoplados a motores eléctricos para uso al exterior.
- Compresor hermético con dos etapas de capacidad (50% y 100%) para el de 20 T. R., y de una sola etapa para el de 7½ T. R.
- Carga completa de aceite y refrigerante R-22 aceptado por el protocolo de Montreal para usarse por más de 20 años todavía.

COLECTOR DE POLVOS.

El colector de polvos tipo seco propuesto será del tipo de bolsas filtrantes al cual se le acoplara con un ventilador centrífugo de aspas planas radiales, integrado con limpieza por accudido mecánico manual incluyendo tolva y compuerta de descarga y es totalmente fabricado en lámina de acero al carbón calibre 14 acabado con pintura de esmalte acrílico. El colector contará con protecciones a prueba de explosión, ya que las bolsas estarán aterrizadas y contará con puerta de descarga contra explosión.

TUBERÍAS DE REFRIGERACIÓN.

Las redes de tuberías propuestas son de cobre tipo L soldable, las tuberías principales tanto de líquido como de succión de refrigerante se diseñaron de 1 3/8"Ø a 5/8"Ø, y estarán soportadas por postes fabricados en fierro ángulo y con abrazaderas tipo "U". Los codos, tees, reducciones, etc. serán del tipo soldable de cobre y se instalarán filtros deshidratadores, mirillas indicadoras de humedad, válvulas solenoides y válvulas de termoexpansión.

CUADROS DE VAPOR.

Para la interconexión de los serpentines de vapor se esta considerando la utilización de conexiones y accesorios tales como válvulas, filtros Yee, trampas de vapor, etc. tanto para la alimentación de vapor como el retorno de los condensados.

AISLAMIENTO TÉRMICO PARA TUBERÍAS DE REFRIGERACIÓN.

El aislamiento térmico propuesto para aislar las tuberías, conexiones y accesorios será del tipo elastomérico de alta densidad, para las tuberías al exterior la terminación será con pintura de esmalte elastomérico.

AISLAMIENTO TÉRMICO PARA TUBERÍAS DE CUADROS DE VAPOR.

El aislamiento térmico para los cuadros de vapor se hará con medias cañas de fibra de vidrio incluyendo adhesivos y acabado con lámina de aluminio calibre 26.

AISLAMIENTO TÉRMICO PARA DUCTOS.

El aislamiento térmico propuesto para los ductos de inyección en el exterior será con fibra de vidrio RF-3100 de 1½" de espesor, y foil de aluminio integrado como barrera de vapor, película de polietileno y malla metálica, incluyendo repellado de cemento y arena.

El aislamiento térmico para los ductos de inyección en el interior es del tipo de placa elastomérica tipo Insultube.

 SERVICIOS NO CONSIDERADOS Y QUE NOS SERÁN PROPORCIONADOS: **Instalación Eléctrica.**

Los trabajos de instalación eléctrica total tanto de fuerza como de control, llevando la energía eléctrica desde su tablero de alimentación hasta los Equipos Condensadores, la U.M.A., válvulas motorizadas, termostatos, ventiladores, etc., considerando cableado, entubado, así como las protecciones adecuadas tales como interruptores, arrancadores, etc.

 Obra Civil.

Los trabajos de obra civil, entre los que se requieren los siguientes:

- Bases de cemento para: Unidades Condensadoras enfriadas por aire, Unidad Manejadora de Aire, Unidad deshumidificadora, Colector de Polvos, Ventiladores.
- La abertura de huecos y emboquillado de los mismos en muros y losas para permitir el paso de tuberías de ductos y cableado de fuerza y control.
- Un techo de lámina translúcida de acrílico de 12.0 x 5.0 m. con soportes de fierro estructural para proteger de la lluvia a los equipos, arrancadores, interruptores, etc.

 Servicios.

- 290 Lbs/Hr de vapor sobrecalentado a 100 psig para los serpentines de reactivación de la unidad deshumidificadora.
- 171 Lbs/Hr de vapor seco saturado a 5 psig para el serpentín de recalentamiento de la Unidad Manejadora de Aire.
- Los drenajes para los condensados.

 NOTA:

Todos los equipos quedarán en el exterior.

3.3 Determinación de agua.

98 Litros = 215.86 Lb. agua = 1'511,013 gr. agua

Por experiencia ;

600 CFM secan 100Kg en 4 Hr.

98 Litros	=	x
700 Kg		100Kg

=> 14 Litros/ 4 Hr (3.5 Litros/Hr) (7.7 Lb/Hr)

$m = v \cdot d$:

$600 \text{ Ft}^3/\text{min} \cdot 0.0574 \text{ Lb}/\text{Ft}^3 = 34.44 \text{ Lb}/\text{min} = 2,066.4 \text{ Lb}/\text{Hr} \text{ (Aire)}$

$7.70 \text{ Lb}/\text{Hr} \cdot 7,000 = 53,900 \text{ gr}/\text{Hr} \text{ (Agua)}$

Hesp = $\frac{53,900 \text{ gr}/\text{Hr} \text{ (Agua)}}{2,066.4 \text{ Lb}/\text{Hr} \text{ (Aire)}} = 26.08 \text{ gr}/\text{Lb}$

SUMANDO : 33.8 gr/Lb
 26.08 gr/Lb
 =====
 54.88 gr/Lb

$$98 \text{ L} / 4 \text{ Hr} = 24.5 \text{ L/Hr} \quad (83.9 \text{ Lb/Hr}) \quad (377,753 \text{ gr/Hr (Agua)})$$

$$\text{Hesp} = \frac{377,753 \text{ gr/Hr (Agua)}}{X \text{ Lb/Hr (Aire)}} = 28.08 \text{ gr/Lb}$$

$$\text{Lb/Hr (Aire)} = \frac{377,753 \text{ gr/Hr (Agua)}}{28.08 \text{ gr/Lb}} = 14,484.39$$

$$14,484.39 \text{ Lb/Hr (Aire)} / 60 = 241.40 \text{ Lb/min}$$

$$m = v \cdot d :$$

$$X \text{ Ft}^3/\text{min} \cdot 0.0574 \text{ Lb/Ft}^3 = 241.40 \text{ Lb/min (Aire)}$$

$$X = 4,205.69 \text{ Ft}^3/\text{min}$$

Tomando 4,200 Ft³/min tenemos :

$$m = v \cdot d :$$

$$4,200 \text{ Ft}^3/\text{min} \cdot 0.0574 \text{ Lb/Ft}^3 = 266.3 \text{ Lb/min} = 16,498 \text{ Lb/Hr (Aire)}$$

$$\text{Hesp} = \frac{377,753 \text{ gr/Hr (Agua)}}{16,498 \text{ Lb/Hr (Aire)}} = 24.37 \text{ gr/Lb}$$

3. Selección de equipos.

- Selección del Equipo deshumidificador.

- Para Condición de Verano.
- Para Condición de Invierno.

Con los Datos de entrada :

Gasto	: 3,800
Temperatura	: 55 °F
Humedad	: 77 gr/Lb

Se selecciona por medio de programa de computación (Cargocaire Engineering Corporation).

Ver hojas de selección en el Apéndice

- Selección de ventiladores.

- Para Suministro de Aire.
- Para Extracción de Aire.

Con los Datos de entrada :

Volumen
Temperatura
Altitud
Celda de presión

Se selecciona por medio de programa de computación (AESA)

Ver hojas de selección en el Apéndice

• Selección de Equipo de Aire Acondicionado (Catálogo).

- Cálculo del serpentín de T. A. E.

$$\begin{aligned} \text{GASTO} &= 4,500 \text{ Ft}^3/\text{min} \\ V &= 500 \text{ Ft}/\text{min} \\ \text{FA} &= 9 \text{ Ft}^2 \end{aligned}$$

DIMENSIONES DEL SERPENTÍN 20" x 48"

Considerando un serpentín a 66.0 °C (44 °F)
Temp. de salida del Aire 12.77°C (55°F)

$$\begin{aligned} \Delta T &= 79.16 - 55 = 24.16 \text{ °F} \\ \Delta T_c &= \Delta T \cdot 1.1 = 26.57 \text{ °F} \\ \Delta H_e &= 124.6 - 77 = 47.6 \text{ gr/Lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_s &= 114,260.68 \text{ BTU}/\text{Hr} \\ Q_l &= 126,524.60 \text{ BTU}/\text{Hr} \\ Q_t &= 240,785.48 \text{ BTU}/\text{Hr} (20.06 \text{ T.R.}) \end{aligned}$$

$$\frac{Q_t}{\text{FA}} = \frac{240,785.48 \text{ BTU}/\text{Hr}}{9 \text{ Ft}^2} = 24,531.72 \frac{\text{BTU}/\text{Hr}}{\text{Ft}^2}$$

Asumiendo un serpentín serie MC de 10 hileras y teniendo

$$\begin{aligned} \text{No. de circuitos} &= 16 \\ \text{Total de tubos} &= 112 \end{aligned}$$

- Cálculo de serpentín enfriamiento U.M.A.

GASTO = 4,500 Ft³/min
 V = 500 FU/min
 FA = 10 Ft²

DIMENSIONES DEL SERPENTÍN 22" x 66"

Temp entrada aire = 36.22 °C (97.22 °F)
 Temp salida aire = 25.12 °C (77.22 °F)

Qs = Qt = 4,500 * 1.09 * 0.8 * 20 BTU/Hr
 Qt = 78,480 BTU/Hr (6.54 T.R.)

Qt = 78,480 BTU/Hr BTU/Hr
 --- = ----- = 7.848 -----
 FA = 10 Ft² Ft²

Asumiendo un serpentín serie HC de 4 hileras y teniendo

No. de circuitos = 18
 Total de tubos = 36

Cálculo de serpentín de enfriamiento U.M.A.

- Cálculo de serpentín recalentamiento U.M.A.

De acuerdo a las dimensiones del serpentín 22' x 66' se tiene una presión de vapor de 5 PSIG, Temp Steam 227°F.

Serpentín = 2 hileras
 No. pasos = 4
 Tipo de circuito = ½

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{450}{10} = 450 \text{ Ft/min}$$

Considerando las condiciones de invierno en S. L. P. tenemos una temperatura de entrada del aire de 35.6 °F y buscando en tablas y asumiendo un serpentín de dos hileras, se obtiene una temperatura de salida del aire de 127 °F lo cual nos da 47,300 (BTU/Hr)/Ft² x 10 Ft².

Capacidad total del serpentín = 473,000 BTU/Hr

Considerando un serpentín serie LC se tiene:

$$\text{Capacidad real} = \frac{473,000 \times 0.6}{1} = 283,800 \text{ BTU/Hr}$$

Q requerida es : $1.09 \times 4,500 \times 0.6 \times (86-35.6) = 197,789.60 \text{ BTU/Hr}$

Temp final del aire = $35 + 0.60 (127-35) = 90.2 \text{ °F}$

Caida de presión del aire en el serpentín = $0.094 \times 0.6 (LC) = 0.0564 \text{ "c.a.}$

$P_a = P_b + P_m$	
$P_m = 5 \text{ PSI}$	
$P_b \text{ en S.L.P.} = 0.12 \text{ mmHg} \times \frac{1 \text{ Atm}}{760 \text{ mmHg}} \times \frac{14.696 \text{ Lb/in}^2}{1 \text{ Atm}} = 11.83 \text{ Lb/in}^2$	
$\Rightarrow P_a = 11.83 + 5 = 16.83 \text{ PSIGA}$	
Entalpia = 1,153.4 BTU/Hr	
Gasto de vapor total del serpentín = $\frac{283,800 \text{ BTU/Hr}}{1,153.4 \text{ BTU/Hr}} = 246 \text{ Lb/Hr}$	
Gasto de vapor requerido = $197,789.60 \text{ BTU/Hr} / 1,153.4 \text{ BTU/Hr} = 171.4 \text{ Lb/Hr}$	

- Cálculo de serpentín recalentamiento U.M.A.

De acuerdo a las dimensiones del serpentín 22" x 86" se tiene una presión de vapor de 5 PSIG, Temp Steam 227°F.

Serpentín = 2 hileras
 No. pasos = 4
 Tipo de circuito = ½

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{450}{10} = 450 \text{ Ft/min}$$

Considerando las condiciones de invierno en S. L. P. tenemos una temperatura de entrada del aire de 35.6 °F y buscando en tablas y asumiendo un serpentín de dos hileras, se obtiene una temperatura de salida del alra de 127 °F lo cual nos da 47,300 (BTU/Hr)/Ft² x 10 Ft².

Capacidad total del serpentín = 473,000 BTU/Hr

Considerando un serpentín serie LC se tiene:

Capacidad real = $473,000 \times 0.6$
 = 283,800 BTU/Hr

Q requerida es : $1.09 \times 4,500 \times 0.8 \times (86-35.6) = 197,769.60 \text{ BTU/Hr}$

Temp final del aire = $35 + 0.60 (127-35) = 90.2 \text{ °F}$

Caida de presión del aire en el serpentín: = $0.094 \times 0.6 \text{ (LC)} = 0.0564 \text{ "c.a.}$

$P_a = P_b + P_m$	
$P_m = 5 \text{ PSI}$	
$P_b \text{ en S.L.P.} = 612 \text{ mmHg} \times \frac{1 \text{ Atm}}{760 \text{ mmHg}} \times \frac{14.696 \text{ Lb/in}^2}{1 \text{ Atm}} = 11.83 \text{ Lb/in}^2$	
$\Rightarrow P_a = 11.83 + 5 = 16.83 \text{ PSIGA}$	
Entalpia = 1,153.4 BTU/Hr	
Gasto de vapor total del serpentín = $\frac{283,600 \text{ BTU/Hr}}{1,153.4 \text{ BTU/Hr}} = 246 \text{ Lb/Hr}$	
Gasto de vapor requerido = $197,769.60 \text{ BTU/Hr} / 1,153.4 \text{ BTU/Hr} = 171.4 \text{ Lb/Hr}$	

• Selección de Colector de Polvos (Catálogo).

Tipo	: De bolsas
Calibre	: 14 G.A.
Tamaño	: 12-130-800
Capacidad Nominal	: 5,000 Ft ³ /Min (6,496 M ³ /Hr)
Caída de presión a través del colector	: 2.5" C.A. Act.
Presión máxima de operación	: 20" C.A. Act.
Tipo de limpieza	: Mecánica (sacudido manual)
Área de tela	: 800 pies ²
Relación de aire/tela	: 6.25:1 Ft ³ /Min. (1.005 M ³ /M ² /Min)
Tamaño de bolsas	: 5 1/2" Ø por 4' long.
Número de bolsas	: 130
Material de las bolsas	: Filtro de poliestér atemperizado
Número y tipo de tolvas	: Una piramidal
Capacidad total en las tolvas	: 25 pies ³
Tipo de descarga	: continua
Peso aprox. embarque	: 1,800 kgs.

• Selección de Filtros (Catálogo).

- Para Unidad Manejadora de Aire U.M.A.

SELECCIÓN DE FILTROS		Hoja	de
Cálculo: M.B.R.	Revisó:	Fecha:	Rev No.
Gasto a manejar			4,500 Ft ³ /Min
Eficiencia de filtración			95 %
Marca			AFAMEX
Tipo			AIRE/FLOW
Modelo			F95C-2300
Dimensión			24" x 24" x 36"
Capacidad			2,000 Ft ³ /Min
Caída de presión			1.0 " c.a.
No. de filtros			2
No. de filtros seleccionados			2
Velocidad de entrada al Banco de filtros			562 Ft/Min

- Para Toma de Aire Exterior T.A.E.

SELECCIÓN DE PREFILTROS			Hoja de
Cálculo: M.B.R.	Reviso:	Fecha:	Rev No.
Gasto a manejar			4,300 Ft ³ /Min
Eficiencia de filtración			35 %
Marca			AFAMEX
Tipo			ACRILICO
Modelo			AIRE/LAV-23232
Dimensión			24" x 24" x 2"
Capacidad			2,300 Ft ³ /Min
Caída de presión			0.25" c.a.
No. de filtros			2
No. de filtros seleccionados			2
Velocidad de entrada al Banco de filtros			562 Ft/Min

SELECCIÓN DE FILTROS			Hoja de
Cálculo: M.B.R.	Reviso:	Fecha:	Rev No.
Gasto a manejar			4,300 Ft ³ /Min
Eficiencia de filtración			95 %
Marca			AFAMEX
Tipo			AIRE/FLOW
Modelo			F95C-2500
Dimensión			24" x 24" x 36"
Capacidad			2,000 Ft ³ /Min
Caída de presión			1.0" c.a.
No. de filtros			2
No. de filtros seleccionados			2
Velocidad de entrada al Banco de filtros			562 Ft/Min

- Para Toma de Aire Exterior CARGOCAIRE

SELECCIÓN DE PREFILTROS			Hoja	de
Cálculo: M.B.R.	Reviso:	Fecha:	Rev No.	
Gasto a manejar			1,174 Ft ³ /Min	
Eficiencia de filtración			35 %	
Marca			AFAMEX	
Tipo			ACRÍLICO	
Modelo			AIRE/LAV-23232	
Dimensión			24" x 24" x 2"	
Capacidad			2,300 Ft ³ /Min	
Caída de presión			0.25 " c.a.	
No. de filtros			1	
No. de filtros seleccionados			1	
Velocidad de entrada al Banco de filtros			294 Ft/Min	

SELECCIÓN DE FILTROS			Hoja	de
Cálculo: M.B.R.	Reviso:	Fecha:	Rev No.	
Gasto a manejar			1,174 Ft ³ /Min	
Eficiencia de filtración			95 %	
Marca			AFAMEX	
Tipo			AIRE/FLOW	
Modelo			F95C-1500	
Dimensión			24" x 24" x 21"	
Capacidad			1,500 Ft ³ /Min	
Caída de presión			1.0 " c.a.	
No. de filtros			1	
No. de filtros seleccionados			1	
Velocidad de entrada al Banco de filtros			294 Ft/Min	

3.6 Diseño y cálculo de ductos.

La ductulación de los ductos se hace por medio de la ecuación de continuidad $Q = V \cdot A$

En este caso utilizaremos un ductulador

GASTO (FT ³ /MIN)	DIMENSIÓN (PULGADAS)	VELOCIDAD (FT/MIN)	F.F. 100/L.E.
4,500	24 x 24	1,400	0,10
5,000	20 x 20	2,000	0,24
3,800	24 x 20	1,350	0,10
700	12 x 10	900	0,10

Ver hoja de cálculo por computadora en el Apéndice

NOMBRE TESIS INSTALACIÓN DE
 DIRECCIÓN FES - CUAUTITLAN FECHA FEBRERO / 96

FORMA PARA CALCULO GENERAL DE LAMINA

PLANTA CAL. 20 - 01 - 90 RAMAL CAL. 21 - 01 - 85 FRICCIÓN CAL. 22 - 01 - 90 PSTO HOJA

MOLDAJES	MOLDAJES	METROS	METROS	CAL. 20	CAL. 21	CAL. 22	CAL. 23	CAL. 24
20 x 20	80	2.032	28		56.9			
24 x 24	96	2.44	13.6		33.18			
24 x 20	88	2.21	4.15		9.25			
12 x 10	44	1.12	3.75		4.2			
18 x 24	84	2.14	2.35		5.02			
TOTALES =>					108.55			

PESOS TOTALES	
26).- _____ X 5.78 =	KGS
24).- <u>108.55</u> X 7.37 = 800.0135	KGS
22).- _____ X 8.95 =	KGS
20).- _____ X 10.53 =	KGS
18).- _____ X 12.90 =	KGS

AISLAMIENTO = _____ x 1.3 = _____ M²

CALCULO: M. B. R.

ÁREA TOTAL = _____ M² PESO TOTAL = _____ KGS

3.6 Cálculo de caída de presión.

Cálculo de Slot en boquilla de inyección.

Ft³/Min iny = 4,500
 Velocidad = 1,500 F/Min
 No Slots = 3

=> 4,500/3 = 1,500 Ft³/Min/ Slot

Área de Slot = $\frac{1,500 \text{ Ft}^3/\text{Min}}{1,500 \text{ F/Min}} = 1 \text{ Ft}^2 = 144 \text{ in}^2$

144/60 = 2.4' => 2.4" X 60"

Cálculo de caída de presión estática U.M.A.

Sp Ducto: 4.5 Mts x 3.281 F/MT = 14.764 Ft x 0.12/100 = 0.0177 °c.a.
 Sp Codos: (3) 22" x 22" = (3) 11 = 33 x 0.12/100 = 0.0396 °c.a.
 Serp. Vapor - 0.0584 °c.a.
 Serp. Enfriam.- 0.39 °c.a.
 Filtro Bolsa - 1.0 °c.a.
 Filtro Acrílico - 0.25 °c.a.

Sp. Boquilla = 1.78 Slot Vp + 0.25 Duct Vp (pag 10-63) Industrial ventilation
 Velocidad Ducto 1,500 F/Min => Vp = 0.14

Sp. Boquilla = 1.78 (0.14) + 0.25 (0.14) = 0.2842 °c.a.

Sp TOTAL = 0.0177 °c.a.
 0.0396 °c.a.
 0.0584 °c.a.
 0.39 °c.a.
 1.0 °c.a.
 0.25 °c.a.
 0.2842 °c.a.

=====
 2.0379/0.6 => 2.54 °c.a. VS 4,500 Ft³/Min

Cálculo de caída de presión estática Extractor Colector.

Sp Ducto: 15 Mts x 3.281 FV/Mt = 49.215 Ft x 0.24/100 = 0.12 "c.a.
 Sp Codos: (5) 20" x 20" = (5) 15 = 75 x 0.24/100 = 0.18 "c.a.
 Sp Colector .- 2.0 "c.a.

Sp TOTAL = 0.12 " c.a.
 0.18 " c.a.
 2.5 " c.a.
 =====
 2.8/0.8 => 3.5 " c.a. VS 5,000 Ft³/Min

Cálculo de caída de presión estática Booster (Cargo-Caire)

Sp Ducto: 5.0 Mts x 3.281 FV/Mt = 16.405 Ft x 0.1/100 = 0.016 " c.a.
 Sp Codos: (2) 12" x 10" = (2) 8 = 12
 (1) 24" x 24" = 13

Filtro Bolsa .- 1.0 " c.a.
 Filtro Acrílico .- 0.25 " c.a.
 Serp.TAE .- 0.60 " c.a.

Sp TOTAL = 0.016 " c.a.
 0.025 " c.a.
 1.0 " c.a.
 0.25 " c.a.
 0.60 " c.a.
 =====
 1.891/0.8 => 2.36 " c.a. VS 4,500 Ft³/Min

3.7 Diseño y cálculo de tuberías.

El diseño y cálculo de tuberías se efectúa :

- Con la capacidad (gasto)
- La longitud equivalente

Se entra a tablas y se hace cruzar las líneas de capacidad y longitud equivalente para determinar los diámetros a utilizar.

20 T.R.

- Succión 1 1/8" Ø 1 etapa
- Succión 1 3/8" Ø 2 etapa
- Líquido 5/8" Ø 1 etapa
- Líquido 7/8" Ø 2 etapa

7.5 T.R.

- Succión 5/8" Ø
- Líquido 1 1/8" Ø

3.8 Descripción del sistema de control.

El sistema de control propuesto será del tipo electrónico convencional y deberá conservar las condiciones de inyección del aire hacia el bombo en todo momento.

El ventilador de la Unidad Manejadora de Aire es el que dará la señal a los demás equipos para que puedan funcionar, si el motor de la manejadora se para, todo debe parar.

Para deshumidificar el aire, se instalará un equipo Deshumidificador por absorción, el cual requiere para su proceso tomar aire del exterior y calentarlo mediante un serpentín de vapor con válvula motorizada de dos vías.

Un sensor de temperatura colocado en el ducto de salida del aire del deshumidificador enviará la señal para controlar la válvula de dos vías de vapor.

Un sensor de temperatura colocado en el ducto de suministro de aire enviará la señal para que opere la válvula de dos vías para vapor del serpentín de recalentamiento y/o para que opere la unidad condensadora para mantener fija la temperatura del aire de inyección.

Otro sensor de temperatura colocado en el ducto de Toma de Aire Exterior enviará la señal para que opere o se desactive los pasos de la unidad condensadora para mantener fija la temperatura del aire del exterior.

Es importante aclarar que en caso de falta de energía eléctrica y suministro de vapor, no será posible conservar las condiciones de humedad y temperatura de inyección del aire dentro del Bombo.

4 Estudio Económico (Presupuesto)

Catálogo de Conceptos

PART.	CANT.	CONCEPTO	P/UNITARIO	TOTAL
1	1	<p>Unidad Manejadora de Aire horizontal tipo unizona marca MMESA, modelo AH-100-FC, con capacidad para 4,500 CFM contra 2.5" C.A. de presión estática girando a 1,400 r.p.m. integrada por los accesorios siguientes:</p> <ul style="list-style-type: none"> • sección de ventiladores tipo FC. • motor de 3.0 H.P. @ 440/3/60 • transmisión por poleas y bandas. • cubrebandas. • serpentín de expansión directa de 4 hilera/HC. • serpentín de recalentamiento con vapor a 5 Psig. 2 hilera/LC con cuatro pasos y circuito tipo 1/2. • sección de filtros planos con filtros metálicos lavables. 	\$ 17'065.00	\$ 17'065.00
2	1	<p>Unidad Deshumidificadora de Aire Marca CARGOCAIRE/MUNTERS Mod. HC-4500-SA con capacidad nominal de 4,500 CFM completa con:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Rueda Absorbadora. • Motor y transmisión. • Ventilador de Reactivación. • Serpentín de Reactivación con vapor a 100 Psig. • Para operar a 440V/3F/60Hz. • Panel con control electrónico digital. 	\$ 188'100.00	\$ 188'100.00
3	1	<p>Colector de polvo marca F.V.I., de secutado manual tamaño 130, con capacidad para manejar 5,000 CFM fabricado en lámina negra cal. 14 con acabado estándar, Incluye:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Boleas filtrantes esterilizadas. • Tapa. • compuerta de guillotina. • Datos técnicos: • Área filtrante: 800 Ft² • peso aproximado: 1800 Lbs. • Calda de presión a través del colector: 2.5" c. a. 	\$ 48'651.00.	\$ 48'651.00

PART.	CANT.	CONCEPTO	MONETARIO	TOTAL
4	1	Unidad condensadora enfriada por aire marca TRANE, modelo TPA240B300B con capacidad nominal de 20 T. R., usando R-22, para operar a 220V/3F/60 Hz.	\$ 26'139.00.	\$ 26'139.00
5	1	Unidad condensadora enfriada por aire marca TRANE, modelo TTA090A300B con capacidad nominal de 7½ T. R., usando R-22, para operar a 220V/3F/60 Hz.	\$ 12'311.00.	\$ 12'311.00
6	1	Ventilador centrífugo mca AESA, con rotor de espes planas inclinadas hacia atrás (FLAT BACKWARDLY INCLINED BLADES) serie 3000, tamaño 3022 SVWSI, arreglo 10 (Vent-Set) clase I acoplado por transmisión de poleas y bandas a motor eléctrico de 3 H P @ 440V/3F/60 Hz. con capacidad para manejar 4,500 CFM contra 2.36" c.a. girando a 1,157 r.p.m. Incluye: <ul style="list-style-type: none"> • Base antivibratoria. • Cople para dren. • Motor 3 H.P. 440V/3F/60Hz. • Registro de inspección. • Transmisión por poleas y bandas. 	\$ 6'176.00.	\$ 6'176.00
7	1	Ventilador centrífugo marca AESA de espes planas radiales, serie 400, tamaño 417-M, arreglo 9, acoplado por transmisión de poleas y bandas a motor eléctrico de 7½ H P @ 440V /3F/60Hz, capacidad para manejar 5,000 CFM contra 3.5" c.a., girando a 966 r.p.m. Incluye: <ul style="list-style-type: none"> • Base antivibratoria. • Cople para dren. • Cubierta intemperie. • Registro de inspección. • Transmisión por poleas y bandas. 	\$ 9'719.00.	\$ 9'719.00
8	1	Serpentín para expansión directa mca. YORK, de 29" x 46" de 10 hileras/MC, 16 circuitos, 112 tubos, dividido al 50% por cara.	\$ 7'461.00.	\$ 7'461.00
9	1	Banco para filtros para Unidad Manejadora de Aire, fabricado en lámina galvanizada con basidor de ángulo de Fe, incluyendo puerta de acceso y 2 filtros de bolsa tipo AIRE/FLOW de 24" x 24" x 36" modelo F95C-2500.	\$ 2'291.00.	\$ 2'291.00
10	1	Banco para filtros para la T. A. E. fabricado en lámina galvanizada con basidor de ángulo de Fe., 2 filtros acrílicos livianos alta velocidad de 24" x 24" x 2", 2 filtros tipo AIRE/FLOW de 24" x 24" x 36" modelo F95C-2500.	\$ 3'572.00.	\$ 3'572.00
11	1	Banco para filtros para CARGOCAIRE fabricado en lámina galvanizada con basidor de ángulo de Fe., 1 filtro acrílicos livianos alta velocidad de 24" x 24" x 21" modelo F95C-1500.	\$ 1'808.00.	\$ 1'808.00

PART.	CANT.	CONCEPTO	PUNITARIO	P/TOTAL
12	1	Compuerta manual de hojas opuestas para el aire de bypass a la Unidad Manejadora de aire mca. Innes de 12" x 10".	\$ 279.00	\$ 279.00
13	1	Compuerta manual de hojas opuestas para la toma de aire exterior mca. Innes de 48" x 24".	\$ 1'375.00	\$ 1'375.00
14	800	Kgs. aproximados de lámina galvanizada en los calibres adecuados para la fabricación de ductos rectangulares, incluyendo sellado en las juntas y soportaría.	\$ 18.40	\$ 14'720.00
15	64	Mts.² de aislamiento térmico para ductos en el exterior con fibra de vidrio RF-3100 de 1 1/4" de espesor, y foil de aluminio integrado como barrera de vapor, película de polietileno, malla metálica y revestido de cemento, incluyendo adhesivos, selladores y pintura vinílica.	\$ 123.04	\$ 7'932.16
16	14	Mts.² de aislamiento térmico para ductos de inyección en el interior con aislamiento preformado Insultube incluyendo adhesivos y selladores.	\$ 08.00	\$ 1'372.00
17	6	Juntas flexibles de lona ahulada del No. 12 para la interconexión de los equipos con los ductos.	\$ 146.00	\$ 876.00
18	1	Junta flexible de hule de alta resistencia para la interconexión del colector con los ductos.	\$ 196.00	\$ 196.00
19	Lote	Tubería de cobre rígido tipo "L" de 1 3/8" Ø a 5/8" Ø nominal, incluyendo conexiones y accesorios para las redes de líquido y succión de R-22 tales como: <ul style="list-style-type: none"> • 4 m. Tubo cobre L sold 1 3/8" Ø. • 6 m. Tubo cobre L sold 1 1/8" Ø. • 3 m. Tubo cobre L sold 7/8" Ø. • 6 m. Tubo cobre L sold 5/8" Ø. • 2 Codo cobre sold 1 3/8" Ø x 90°. • 12 Codo cobre sold 1 1/8" Ø x 90°. • 5 Codo cobre sold 7/8" Ø x 90°. • 8 Codo cobre sold 5/8" Ø x 90°. • 1 Tee cobre sold 1 3/8" Ø. • 3 Tee cobre sold 7/8" Ø. • 2 Tee cobre sold 5/8" Ø. • 2 Red. camp. cobre sold 1 3/8" Ø x 1 1/8" Ø. • 2 Red. camp. cobre sold 7/8" Ø x 5/8" Ø. • 1 Cople cobre sold 1 3/8" Ø. • 2 Cople cobre sold 1 1/8" Ø. 		

PART.	CANT.	CONCRETO	PUNTIARIO	TOTAL
		<ul style="list-style-type: none"> • 1 Cople cobre sold. 7/8" Ø. • 1 Cople cobre sold. 5/8" Ø. • 1 Milla indicadora mca Tetron mod 1H-78S • 1 Milla indicadora mca Tetron mod 1H-68S • 1 Filtro deshidratador mca Valtcontrol mod TD-158 • 1 Filtro deshidratador mca Valtcontrol mod TD-178 • 3 Válv. de paso mca. Henry mod HP-SES • 3 Válv. de paso mca. Henry mod HP-7S • 2 Válv. solenoide de 6/8" Ø bobina a 220V sold. • 1 Válvula de Termosexpansión marca RIMSA SAGINOMIYA modelo ATX45045D. • 1 Válvula de Termosexpansión marca RIMSA SAGINOMIYA modelo ATX57080D • ¼ Kg. soldadura de plata 40-80 • 2 Kg. soldadura phosco. • 1 Lata de fundente. • 1 Carga Oxígeno-Acetileno. • 57 Kgs. R-22 • 6 Mts. aislamiento insultube de 1 3/8" Ø x 1/2" esp. • 6 Mts. aislamiento insultube de 1 1/8" Ø x 1/2" esp. • 2 Lt. pegamento 77198. • 2 Lt. pintura elastómerica color blanco. • lote Materiales miscelaneos. 		
			\$ 13'914.00.	\$ 13'914.00
20	Lote	Materiales de soporte para tuberías con abrazaderas tipo "U" de Fe galvan. incluyendo; anclas, pernos, tuercas y ángulos.	\$ 829.00.	\$ 829.00
21	Lote	<p>Tuberías de Fe. negro para cuadros de serpentines de vapor.</p> <p>Serpentín recalentamiento:</p> <ul style="list-style-type: none"> • 4 Mts. tub. Fe. Ne. Cad. 40 1 1/2" Ø. • 3 Mts. tub. Fe. Ne. Cad. 40 1 1/2" Ø. • 3 Válv. de comp. 125 # - 1 1/2" Ø rosc. • 2 Válv. de comp. 125 # - 1 1/2" Ø rosc. • 1 Válv. check 125 # - 1 1/2" Ø rosc. • 1 Manómetro carátula 3 1/2" Ø 0-7 Kg/cm². conx. inf. • 1 Rizo de 1/4" Ø. • 3 Cople rosc. Fe. de 1/2" Ø. • 1 Válv. para manómetro 1/2" rosc. de aguja • 1 Válv. de globo. 125 # - 1 1/2" Ø rosc. • 1 Filtro Yee bronce 150 # - 1 1/2" Ø rosc. • 2 Red. bushing. 1 1/2" Ø x 1/2" Ø. • 8 Codo Fe. Ne. 1 1/2" Ø x 90° rosc. • 4 Codo Fe. Ne. 1 1/2" Ø x 90° rosc. 		

PART.	CANT.	CONCEPTO	P/UNITARIO	P/TOTAL
		<ul style="list-style-type: none"> • 4 Tee Fe. No. rosc. 1 1/2"x1 1/2"x1 1/2" Ø. • 2 Tee Fe. No. rosc. 1 1/2"x1 1/2"x1 1/2" Ø. • 2 Cople Fe. No. de 1 1/2" Ø. • 2 Cople Fe. No. de 1 1/2" Ø. • 2 Niple Fe. No. de 1 1/2" Ø. • 2 Niple Fe. No. de 1 1/2" Ø. • 1 Tapón caga Fe. No. de 1 1/2" Ø. • 1 Válv. eliminadora de aire - 3/4" Ø rosc. • 1 Trampa de vapor FT-14-4.5 • 1 Válv. de Alivio para 30 psig. • 4 Tuerca unión Fe. No. de 1 1/2" Ø rosc. • 6 Tuerca unión Fe. No. de 1 1/2" Ø rosc. Serpentín reactivación: • 4 Mts. tub. Fe. No. Cad. 40 1 1/2" Ø. • 6 Mts. tub. Fe. No. Cad. 40 3/4" Ø. • 5 Válv. de comp. 125 # - 1/4" Ø rosc. • 6 Válv. de comp. 125 # - 3/4" Ø rosc. • 1 Válv. check 125 # - 1/2" Ø rosc. • 3 Válv. check 125 # - 3/4" Ø rosc. • 1 Manómetro carátula 3 1/4" Ø 0-10 Kg/cm² conx. Inf. • 1 Rizos de 1/4" Ø. • 3 Cople rosc. Fe. de 3/4" Ø. • 1 Válv. para manómetro 1/2" rosc. de aguja • 1 Válv. de globo. 125 # - 1/2" Ø rosc. • 2 Filtro Yee bronce 150 # - 1/2" Ø rosc. • 3 Filtro Yee bronce 150 # - 3/4" Ø rosc. • 2 Red. bushing. 1 1/2" Ø x 1 1/2" Ø. • 6 Codo Fe. No. 1 1/2" Ø x 90° rosc. • 6 Codo Fe. No. 3/4" Ø x 90° rosc. • 8 Tee Fe. No. rosc. 1 1/2"x1 1/2"x1 1/2" Ø. • 6 Tee Fe. No. rosc. 3/4"x3/4"x3/4" Ø. • 3 Tee Fe. No. rosc. 1 1/2"x3/4"x1 1/2" Ø. • 6 Cople Fe. No. de 1 1/2" Ø. • 12 Cople Fe. No. de 3/4" Ø. • 4 Niple Fe. No. de 1 1/2" Ø. • 8 Niple Fe. No. de 3/4" Ø. • 1 Tapón caga Fe. No. de 1 1/2" Ø. • 3 Tapón caga Fe. No. de 3/4" Ø. • 1 Válv. eliminadora de aire - 1 1/2" Ø rosc. • 3 Válv. eliminadora de aire - 3/4" Ø rosc. • 4 Trampa de vapor FT-14-10 • 1 Válv. de Alivio para 150 psig. • 10 Tuerca unión Fe. No. de 1 1/2" Ø rosc. • 10 Tuerca unión Fe. No. de 3/4" Ø rosc. • lote Materiales miscelaneos. 		
			\$ 23'033.00.	\$ 23'033.00

PART.	CANT.	CONCEPTO	P/UNITARIO	P/TOTAL
22	Lote	<p>Aislamiento térmico para cuadros de tubería de vapor a base de medias cañas de fibra de vidrio de 1 1/2" de espesor y terminada en lámina de aluminio sea cal. 28.</p> <ul style="list-style-type: none"> • 4 Mts. tub. Fe. Ne. Ced. 40 1 1/2" Ø. • 7 Mts. tub. Fe. Ne. Ced. 40 1 1/2" Ø. • 6 Mts. tub. Fe. Ne. Ced. 40 3/4" Ø. • 3 Válv. de comp. 125 # - 1 1/2" Ø rosc. • 7 Válv. de comp. 125 # - 1 1/2" Ø rosc. • 6 Válv. de comp. 125 # - 3/4" Ø rosc. • 2 Válv. check 125 # - 1 1/2" Ø rosc. • 3 Válv. check 125 # - 3/4" Ø rosc. • 1 Válv. de globo, 125 # - 1 1/2" Ø rosc. • 1 Válv. de globo, 125 # - 1 1/2" Ø rosc. • 1 Filtro Yee bronce 150 # - 1 1/2" Ø rosc. • 2 Filtro Yee bronce 150 # - 1 1/2" Ø rosc. • 3 Filtro Yee bronce 150 # - 3/4" Ø rosc. • 2 Red. bushing, 1 1/2" Ø x 3/4" Ø. • 2 Red. bushing, 1 1/2" Ø x 3/4" Ø. • 6 Codo Fe. Ne. 1 1/2" Ø x 90° rosc. • 10 Codo Fe. Ne. 1 1/2" Ø x 90° rosc. • 6 Codo Fe. Ne. 3/4" Ø x 90° rosc. • 4 Tee Fe. Ne. rosc. 1 1/2" x 1 1/2" x 1 1/2" Ø. • 11 Tee Fe. Ne. rosc. 1 1/2" x 1 1/2" x 1 1/2" Ø. • 6 Tee Fe. Ne. rosc. 3/4" x 3/4" x 3/4" Ø. • 3 Tee Fe. Ne. rosc. 1 1/2" x 3/4" x 1 1/2" Ø. • 2 Copie Fe. Ne. de 1 1/2" Ø. • 8 Copie Fe. Ne. de 1 1/2" Ø. • 12 Copie Fe. Ne. de 3/4" Ø. • 6 Niple Fe. Ne. de 1 1/2" Ø. • 9 Niple Fe. Ne. de 3/4" Ø. • 2 Niple Fe. Ne. de 1 1/2" Ø. • 2 Tapón cape Fe. Ne. de 1 1/2" Ø. • 3 Tapón cape Fe. Ne. de 3/4" Ø. • 4 Válv. eliminadora de aire - 3/4" Ø rosc. • 1 Válv. eliminadora de aire - 1 1/2" Ø rosc. • 1 Trampa de vapor FT-14-4.5 • 1 Trampa de vapor FT-14-10 • 16 Tuerca unión Fe. Ne. de 1 1/2" Ø rosc. • 10 Tuerca unión Fe. Ne. de 3/4" Ø rosc. • 4 Tuerca unión Fe. Ne. de 1 1/2" Ø rosc. • Lote Materiales misceláneos 	\$ 12'401.00.	\$ 12'401.00.

PART.	CANT.	CONCEPTO	PUNTAJO	PUNTAJO
23	Lote	Controles electrónicos y eléctricos: Marca Landis & Gyr <ul style="list-style-type: none"> • 1 Controlador electrónico con una salida modulante PID y dos salidas de 1P2T, con escala de ajuste y gabinete para conexión y montaje alimentación 24V c.a. mod RWF81.14 • 2 Sensor de temperatura para ducto modelo QAM21 • 1 Controlador electrónico con una salida modulante PID con escala de ajuste y gabinete para conexiones y montaje, alimentación 24 V c. a. modelo RWF81.1 • 1 Válvula de 2 vías 3/4"Ø, CV 7.3 con tuercas unión para vapor a 1.5 bar. modelo VVG41.20U • 1 Válvula de 2 vías 1/2"Ø KV 1.6 para vapor a 6 bar conexión brida, modelo VVFS2.15-1.6G • 1 Operador proporcional 0-10 vcd para válvula con resorte de resorte con fuerza de 600n mod. SKD62. • 1 Operador proporcional 0-10 vcd para válvula con resorte de resorte con fuerza de 2800n mod. 5KB62. • 1 Transformador 100 va/120v-24v ca. mod. 061-K1. • 1 Interruptor presión diferencial 1P2T. Marca Honeywell • 1 Termosatao bulbo remoto 2 pesos modelo T678A1155 • 1 Humidostato para ducto 1p2l modelo H46A1001. • 1 Lote de Mano de Obra de instalación, pruebas y puesta en marcha en Planta de S.L.P. 	\$ 15'322.00.	\$ 16'322.00
24	Lote	Arranque, pruebas y ajustes de todos los equipos y accesorios.	\$ 5'625.00.	\$ 5'625.00
25	Lote	Elaboración de Ingeniería y supervisión técnica para llevar a cabo los trabajos.	\$ 6'000.00.	\$ 6'000.00

Costo Inicial del Sistema

El Costo Inicial del Sistema es de:

\$ 423'234.00

Costos varios y de Operación

Costo Asesoría y Entrenamiento	
Costo asesoría y entrenamiento para dos personas que operarán el sistema impartido en Monterrey Nuevo León.	
Curso técnico mecánico	\$ 2'000.00
Curso técnico electricista	\$ 2'000.00
Viajeros y Hospedaje	\$ 3'600.00
	=====
	\$ 7'600.00
Costo asesoría y entrenamiento (para dos operarios)	\$ 15'200.00

Costo por mano de obra de operación del sistema, para la producción del confitado del chicle tenemos dos turnos de ocho horas cada uno con una persona operadora del sistema.

Costo de mano de obra mensual	\$ 2'000.00
Costo de mano de obra mensual (por dos operarios)	\$ 4'000.00
Costo anual de mano de obra	\$ 48'000.00

Costo por el consumo energético de los equipos, aquí consideramos el consumo eléctrico de cada uno de los equipos del sistema (utilizando el método de horas de operación).

$$\text{Costo energía} = \text{Energía (kwhr)} \times \text{Costo/Kwhr}$$

donde :

$$\text{Energía} = \text{Hrs. Oper.} \times \text{CE} \times \text{Kw/CE}$$

=>Hrs. Oper.= Horas de operación de los equipos estimadas (anual).

=>CE = Capacidad de Enfriamiento en Toneladas de Refrigeración.

=>Kw/CE = Energía Eléctrica requerida por Tonelada de Refrigeración.

Unidades Condensadoras

Kw = 54.59
CE = 27 T.R.

$$\Rightarrow \text{Kw/CE} = \frac{54.59}{27.00} = 2.02 \text{ Kw/CE}$$

Unidad manejadora de Aire
Unidad Deshumidificadora
Ventiladores

4.37 Amp.
12.69 Amp.
14.19 Amp.
=====

SUMA

31.45 Amp.

$$\text{Kw} = \frac{I \times E \times 1.73 \times Fp}{1000}$$

$$\text{Kw} = \frac{31.45 \times 440 \times 1.73 \times 0.85}{1000} = 20.34$$

$$\text{--> Kw/CE} = \frac{20.34}{27.00} = 0.75 \text{ Kw/CE}$$

Horas de operación anual; son dos turnos de 8 horas c/u, por lo que en un día tenemos 16 horas, considerando 5 días a la semana y 52 semanas al año tenemos : 4,160 Hr al año.

Por lo que la energía anual consumida por el sistema es :

Condensadoras	4,160 x 27 x 2.02 =	226,866.40 KwHr
Resto Equipos	4,160 x 27 x 0.75 =	84,240.00 KwHr
		=====
Suma		311,126.40 KwHr

Costo energía = Energía (kwhr) x Costo/Kwhr
 Costo energía = 311,126.40 x \$0.30 = \$ 93'337.92/Anual

Costo anual de consumo eléctrico del sistema

\$ 93'337.92

Costo de mantenimiento preventivo para el sistema, considerando los siguientes puntos de revisión :

- Fuga de aire por engargolados abiertos en ductos.
- Revisar funcionamiento y ajuste de compuertas
- Revisar que no se haya desprendido el aislamiento ni roto la barrera de vapor.
- Limpieza general de los equipos.
- Comprobar ausencia de ruidos y vibraciones anormales.
- Comprobar ausencia de fugas de fluidos en equipos, tuberías y accesorios.
- Comprobar que las bitácoras específicas de cada equipo se encuentren al día.
- Verificar que los equipos se encuentren armados en su forma original y correctamente montados.
- Revisar que los rodamientos (baleros, chumaceras, bujes, etc.) se encuentren limpios y lubricados con sus opresores, tornillos de sujeción, chavetas, cuñas, etc., correctamente apretados.
- Revisar estado de transmisiones (por poleas y bandas, acoplamientos directos, transmisiones de engrane, etc.)
- Observar mirilla de líquido y humedad.
- Revisar nivel de aceite en los compresores
- Revisión de la resistencia del cárter.
- Revisión de presiones de alta y baja.
- Revisar estado de los filtros de aire.
- Revisar estado de aletas de serpentines.
- Revisar y comprobar estado y funcionamiento de aparatos de control de operación, protección y medición.
- Revisar estado de termostatos, motores modulantes, acoplamientos de válvulas y compuertas, válvulas de solenoide, válvulas motorizadas, relevadores, etc.
- Revisar ajuste de los puntos de control y su correcta operación.
- Medición de amperajes y voltajes.
- Revisión del estado físico de los cables de interconexión de fuerza y control.
- Reporte de fallas mayores.

El costo de mano de obra por el mantenimiento preventivo se considera que se afectará cada seis meses y se desarrollara en dos semanas c/u. (Costo por semana \$ 1'460.00).

Costo anual por el mantenimiento preventivo del sistema

\$ 5'840.00

Costo de Operación del Sistema

El costo de operación del sistema es la suma de:

Costo anual de mano de obra	\$ 48'000.00
Costo anual de consumo eléctrico del sistema	\$ 83'337.92
Costo anual por el mantenimiento preventivo del sistema	\$ 6'840.00

SUMA	\$ 147'177.92

Valor de Salvamento

El valor de salvamento y vida útil es considerado en base a la vida útil de los equipos y es un porcentaje del costo actual del equipo siendo muy bajo este porcentaje ya que después de varios años de operación es difícil que se garantice un buen servicio si se vende.

Valor de salvamento del sistema (5% del costo inicial de los equipos)	\$ 15'542.10
--	--------------

Vida Útil

La vida útil es un promedio de la vida de servicio esperada de los equipos del sistema, en términos de años promedio cuantificada por los fabricantes individuales como vida de diseño, en un promedio de horas de operación antes de que ocurra una falla, extrapolando pruebas de vida acelerada y esforzando componentes críticos hasta una destrucción económica. La vida de servicio es un término correspondiente a evaluación en tiempo establecido por ASHRAE y refleja la vida esperada de un componente, esto basado en años de recepción e investigación realizados por esta asociación.

La vida de un equipo es altamente variable debido a las diversas aplicaciones del equipo, el mantenimiento preventivo, el medio ambiente del sitio de instalación, a los avances técnicos del nuevo equipo y a opiniones personales.

Vida Útil del Sistema	20 Años
-----------------------	---------

Apoyándonos en el método del valor presente compararemos los gastos futuros en nuevos pesos equivalentes ahora y con ello podremos ver la ventaja económica que representa el sistema, utilizando los valores obtenidos en los puntos anteriores los cuales son :

Costo Inicial.- Se considera costo inicial único en este análisis.	\$ 423'234.00
Costo abstracción y mantenimiento.- Es un costo anual único en este análisis.	\$ 15'200.00
Costo de Operación del Sistema.- Es un costo anual, considerando veinte años para la vida útil del sistema.	\$ 147'177.92
Valor de salvamento del sistema.- Es un ingreso a futuro (a veinte años).	\$ 15'582.10

Expresión para el cálculo de este valor es :

$$VP = CI(P/F, 12\%, 1) + CAE(P/F, 12\%, 1) + CO(P/A, 12\%, 20) - VS(P/F, 12\%, 20)$$

$$VP \Rightarrow \begin{aligned} &+ \$ 423'234.00 (P/F, 12\%, 1) \\ &+ \$ 15'200.00 (P/F, 12\%, 1) \\ &+ \$ 147'177.92 (P/A, 12\%, 20) \\ &- \$ 15'582.10 (P/F, 12\%, 20) \end{aligned}$$

$$VP \Rightarrow \begin{aligned} &+ \$ 423'234.00 (0.8929) \\ &+ \$ 15'200.00 (0.8929) \\ &+ \$ 147'177.92 (7.4695) \\ &- \$ 15'582.10 (0.1037) \end{aligned}$$

$$VP \Rightarrow \begin{aligned} &+ \$ 377'905.63 \\ &+ \$ 13'572.08 \\ &+ \$ 1'099'345.47 \\ &- \$ 1'615.86 \\ &===== \\ &+ \$ 1'492'439.04 \end{aligned}$$

5 Conclusiones.

El concepto de cultura ha sufrido modificaciones con el paso de los años y merced al influjo de los hallazgos científicos, así Demetrio Sodí (Antropólogo) dice que "la cultura es una tradición social heredada, una manifestación creada por el hombre que se inserta en el marco de las maravillas naturales". Hoy existe una nueva perspectiva que ha tomado más compleja la definición de este fenómeno, las aportaciones de ciencias como la ingeniería llevan a analizar los conceptos culturales desde un punto de vista diferente que no coinciden de ninguna manera con el análisis de los historiadores. Si existe un sistema organizado que transforma un cierto cúmulo de información; si el principio de transformación está sujeto a un criterio de validez de funcionamiento; si el método de transformación se ajusta a fin de mejorar el funcionamiento de ese criterio, entonces el sistema se torna más complejo y comprensivo, cabe preguntarse cómo es posible que el ser humano, por sí mismo, haya alcanzado logros intelectuales, por su parte el historiador no puede resolver ese problema porque su marco de referencia es cultural o intercultural, no transcultural, sin embargo él tiene su propia versión del tema, ¿qué pasaría si intentáramos saber lo que ha sucedido a través de la evolución de los sistemas de aire acondicionado?. No sabríamos contestar adecuadamente, porque todavía no entendemos cómo es posible que el ser humano, por sí mismo, haya alcanzado logros intelectuales que señalen un solo hecho indudable: "su razón lo distingue de las otras especies naturales".

A pesar de sus limitaciones, la ingeniería permite conocer los marcos precisos de los diferentes sistemas de aire acondicionado justamente porque se basa en una definición de la cultura como el esfuerzo por mantener el desarrollo y evolución de las técnicas y procedimientos para beneficio de la sociedad adaptándose al ecosistema que nos rodea.

En los últimos tiempos, la tendencia más marcada dentro del campo del aire acondicionado, ha sido la del desarrollo de equipos más eficientes, de dimensiones más compactas y con microprocesadores que optimizan los sistemas de control y conjuntamente con la aplicación de nuevos métodos y técnicas se han logrado importantes avances en el ahorro del consumo de energía.

En los países desarrollados se ha puesto especial interés al ahorro de la energía, por lo que buscan maneras de disminuir el consumo a todos los niveles obteniendo con ello un substancial ahorro económico. En México, todavía no existe una conciencia plena de este aspecto, muchos inversionistas tanto públicos como privados, prefieren obtener el menor costo inicial para una instalación y no se preocupan en investigar cual va a ser el costo de la energía anual durante el tiempo de vida de la instalación, por lo que es importante que se recapite para que no se sigan desperdiciando los escasos recursos económicos del país.

El país más avanzado del mundo en la rama del aire acondicionado son los Estados Unidos y casi todos los países dependen directa ó indirectamente de la tecnología desarrollada por ellos y México no es la excepción, debido a esto, los equipos que utilizamos aunque fabricados en el país, son de patente Estadounidenses, sin embargo, en México, contamos con gran experiencia adquirida a través de muchos años, durante los cuales personas muy capaces han llevado a cabo innumerables instalaciones, resolviendo todo tipo de necesidades sin asesoría extranjera e incluso, han venido de otros países a aprender las técnicas aplicadas aquí.

En nuestro país, se tiene todavía mucho por hacer y creo que tenemos un gran futuro y en el campo del aire acondicionado no todo está escrito, seguro estoy que existen muchas aplicaciones que aún no han sido explotadas y que los equipos actuales son aún susceptibles de mejorar e incluso cambiar por otros más eficientes.

La evolución de las civilizaciones contribuye a la transformación y desarrollo de los individuos y de los países, pues al aumentar el acervo de conocimientos se establece la base para forjar la conducta y la educación social.

Al redactar la presente conclusión he tratado de mantener un punto de vista vinculado a las manifestaciones de una sociedad en desarrollo como la nuestra, buscando hacer frente a los problemas que la naturaleza nos plantea, entre los que sobresalen la preocupación de responder a la problemática que nos enfrenta día con día de transformar la naturaleza en beneficio de la sociedad implementando técnicas y métodos para lograr un desarrollo superior en nuestra plataforma productiva.

Me sentiré profundamente satisfecho si con la presentación de esta tesis logro despertar que alguien desee profundizar más en este campo, nutriendo su afán de conocimiento, contribuyendo a la difusión de los sistemas de aire acondicionado en México. "Kecmen Tuculen" (Lee y aprende).

AMERICAN CONFERENCE OF GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS.
INDUSTRIAL VENTILATION
A MANUAL OF RECOMMENDED PRACTICE, 1988
20 TH, EDITION.

HANDBOOK OF AIR CONDITIONING SYSTEM DESIGN
CARRIER, AIR CONDITIONING COMPANY
MC. GRAW-HILL, 1985

TRANE.
THE TRANE REFRIGERATION MANUAL
RECIPROCATING REFRIGERATION, 1990

TRANE.
AIR CONDITION MANUAL
MC. GILLJENSEN, INC., ST. PAUL, MINN. 1992

KUZMAN RAZNJEVIC
HANDBOOK OF THERMODYNAMIC TABLES AND CHARTS
MC. GRAW-HILL, 1978

ASHRAE HANDBOOK
FUNDAMENTAL, 1988
INCH-POUND EDITION
AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING & AIR-CONDITIONING
ENGINEERS, INC.

- ASHRAE HANDBOOK
HVAC SYSTEMS & APPLICATIONS, 1987
HEATING, VENTILATING & AIR-CONDITIONING
AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING & AIR-CONDITIONING
ENGINEERS, INC.**

- LEWIS G. HARRIMAN III
THE DEHUMIDIFICATION HANDBOOK
MUNTERS CARGOCAIRE, 1990**

- AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION INSTITUTE
REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO
PRENTICE HALL HISPANOAMERICANA, S.A., 1987**

- ING. EDUARDO HERNANDEZ GORIBAR
FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN
LIMUSA, S.A. DE C.V., 1990**

- CARRIER, CORPORATION
FUNDAMENTALS OF PSYCHROMETRICS.
SYRACUSE, NEW YORK, 1985**

- EQUIPOS INDUSTRIALES
GUÍA PARA REPARACIÓN Y MANTENIMIENTO
MC GRAW-HILL, 1990**

- TABLAS DE ASOCIACIÓN MEXICANA DE INGENIEROS EN CALEFACCIÓN Y
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
AMCA, 1989**

- MANTENIMIENTO DE EQUIPOS E INSTALACIONES
INSTALACIONES DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
ASOCIACIÓN MEXICANA DE EMPRESAS DEL RAMO DE INSTALACIONES PARA LA
CONSTRUCCIÓN, A.C. (AMERIC, A.C.).**

- FAN ENGINEERING**
BUFFALO FORGE COMPANY
SIXTH EDITION, 1961

- VENTILADORES Y EXTRACTORES INDUSTRIALES AMERICAN**
DAVIDSON DIV. STURTEVANT AESA
AIREQUIPOS, S. A. DE C.V. COMPANY

- ALHOUSE/TURNQUIST/BRACCIANO**
MODERN REFRIGERATION & AIR CONDITIONING
THE GOOD HEART-WILLCOX COMPANY INC., 1988

- AMERICAN AIR FILTER**
DUST COLLECTOR
ENGINEERING & SELECTION

- J. TARQUIN LELAND T. BLANK**
INGENIERÍA ECONÓMICA
MC GRAW-HILL, 1978

- W. H. SEVERNS, H.E. DEGIER, J.C. MILES**
ENERGÍA MEDIANTE VAPOR, AIRE O GAS
REVERTE MEXICANA, S.A., 1978

- GORDON J. VAN WYLEN Y RICHARD E. SONNTAG.**
FUNDAMENTOS DE TERMODINÁMICA
LIMUSA, S.A. DE C.V., 1982

Planos.

TESIS - 01 VISTA SUPERIOR

SISTEMA DE A.A. Y COLECCIÓN DE POLVOS PARA UN BOMBO DE PRUEBA

TESIS - 02 ELEVACIÓN FRONTAL

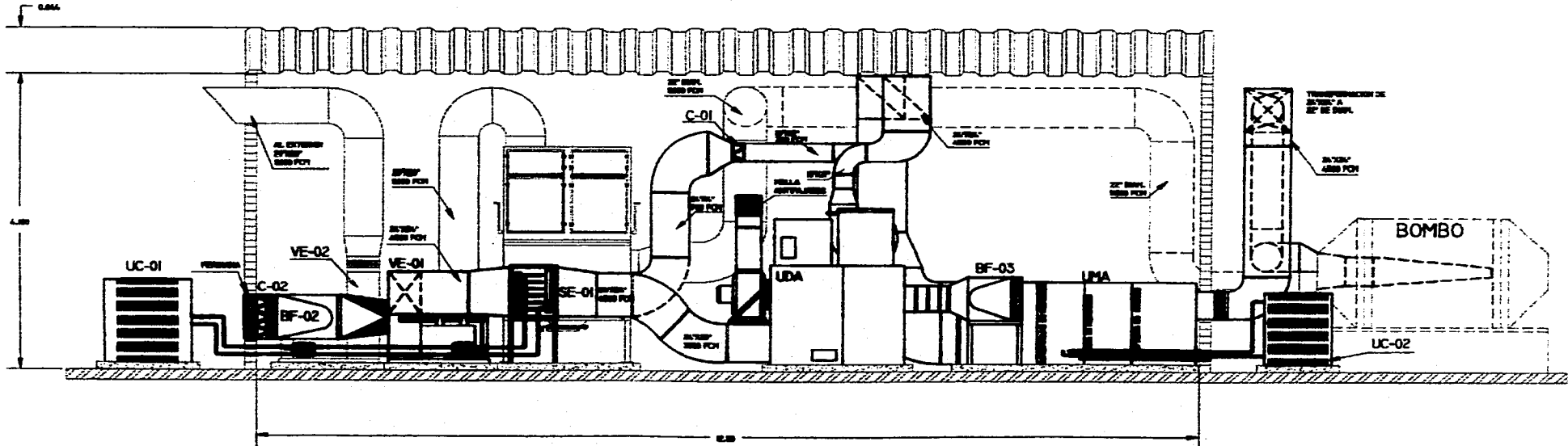
SISTEMA DE A.A. Y COLECCIÓN DE POLVOS PARA UN BOMBO DE PRUEBA

TESIS - 03 BASES DE CONCRETO

PARA LA UBICACIÓN DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO
SISTEMA DE A.A. Y COLECCIÓN DE POLVOS PARA UN BOMBO DE PRUEBA

NOMENCLATURA

UC-01	UC-02	VE-01	VE-02	C-01	C-02	BF-01	BF-02	BF-03	LMA	LDA	SE-01	BOMBO	UC-02
Unidad Central 01	Unidad Central 02	Válvula de Entrada 01	Válvula de Entrada 02	Cámara 01	Cámara 02	Bombas de Filtro 01	Bombas de Filtro 02	Bombas de Filtro 03	Limpieza de Material	Limpieza de Material	Sistema de Extracción	Bombas de Filtro	Unidad Central 02

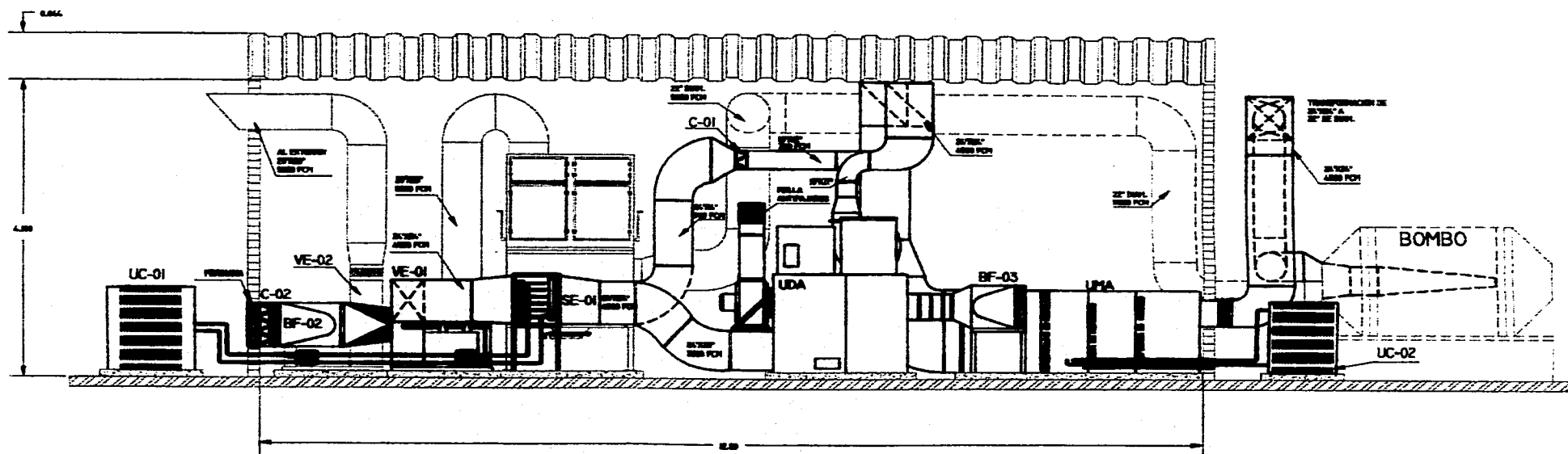


ELEVACION FRONTAL

	TESIS	UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO INSTITUTO DE INVESTIGACIONES Y ENSEÑANZA QUÍMICA Y PETROLIO	FES - C CENTRO DE INVESTIGACIONES Y ENSEÑANZA QUÍMICA Y PETROLIO	ELEVACION FRONTAL SISTEMA DE A.A. Y COLECCION DE POLVOS PARA UN BOMBO DE PRUEBA
AUTOR	TUTOR	FECHA	PÁGINA	TOTAL
TESIS	TESIS - 02	FEBRERO - 96	1	1

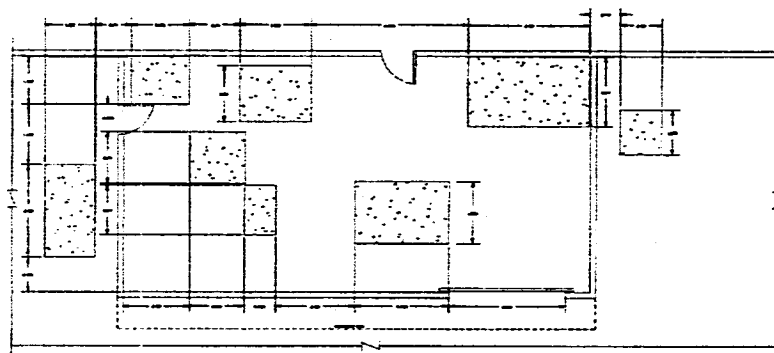
NOMENCLATURA

UC-01	UNIDAD DE CONTROL	UC-02	UNIDAD DE CONTROL
VE-01	VENTILADOR ELECTRIC	VE-02	VENTILADOR ELECTRIC
BF-01	BOMBA DE FUEGO	BF-02	BOMBA DE FUEGO
BF-03	BOMBA DE FUEGO	SE-01	SISTEMA DE EXHAUSTION
C-01	CONEXION	C-02	CONEXION
UDA	UNIDAD DE ALIMENTACION	LMA	LINIA DE MUESTRA
BOMBO	BOMBA		

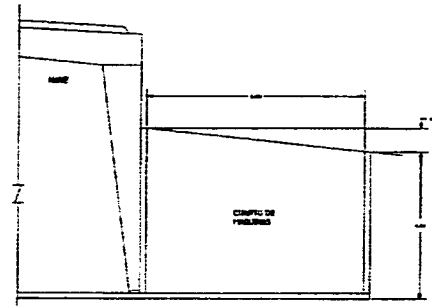


ELEVACION FRONTAL

	TESIS	UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO FACULTAD DE INGENIERIA QUIMICA - CHETUMAL QUIMICA INDUSTRIAL Y AMBIENTAL	FES-C	ELEVACION FRONTAL SISTEMA DE A.A. Y COLECCION DE POLVOS PARA UN BOMBO DE PRUEBA
ESCALA: 1:20 AUTORIA: TESIS FECHA: FEBRERO - 96				TESIS - 02 FEBRERO - 96 1



PLANTA



ELEVACION LATERAL

NOTA: LA ALTURA DE LAS BASES DE CONCRETO SON DE 40 CM

<p>TESIS</p>	<p>UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO FACULTAD DE CIENCIAS QUÍMICAS - QUÍMICA INSTITUTO QUÍMICO DE INVESTIGACIONES Y DEPARTAMENTO DE QUÍMICA</p>	<p>ALUMNO</p>	<p>FES-C</p>	<p>BASES DE CONCRETO PARA LA EDIFICACIÓN DE CUARTOS DE ASESORAMIENTO</p>		
		<p>GRUPO</p>		<p>TÍTULO</p>	<p>TOMA - 03</p>	<p>VERANO - 98</p>

8 Apéndice.

<input type="checkbox"/> Selección por computadora Ventiladores (AESAs).	A/001
<input type="checkbox"/> Selección por computadora de unidad Deshumidificadora (Cargocaire/Munters).	A/003
<input type="checkbox"/> Cálculo por computadora de lámina galvanizada.	A/005
<input type="checkbox"/> Equipo para la Industria de Confitado (BOMBO).	A/006
<input type="checkbox"/> Catálogo de Deshumidificador CARGOCAIRE/MUNTERS.	A/008
<input type="checkbox"/> Unidades Manejadoras de Aire MMESA, YORK.	A/026
<input type="checkbox"/> Catálogo de Ventiladores AESA.	A/033
<input type="checkbox"/> Catálogo de Condensadora TRANE.	A/082
<input type="checkbox"/> Catálogo de Serpentes CARRIER.	A/083
<input type="checkbox"/> Catálogo de Colectores AAF, TORIT.	A/079
<input type="checkbox"/> Catálogo de Filtros AAF, AFAMEX.	A/089
<input type="checkbox"/> Normas para Sistemas de Aire Acondicionado (ENERO/95 AMERIC, A.C.).	A/100
<input type="checkbox"/> Velocidades de Ductos de Aire (Máximas y Recomendadas).	A/148
<input type="checkbox"/> Cartas Psicrométricas.	A/149
<input type="checkbox"/> Cursos Carrier México, S. A. de C. V.	A/166
<input type="checkbox"/> Cartas de Selección Tubería de Refrigeración CARRIER.	A/180
<input type="checkbox"/> Accesorios de Refrigeración.	A/184
<input type="checkbox"/> Aislamientos Térmicos.	A/189
<input type="checkbox"/> Controles Landis & Gyr.	A/174

FICHA TECNICA DE VENTILADOR

Cliente : FES-CUAUTITLAN
 Proyecto : TESIS
 Proyectista : MANUEL BADILLO R.
 Elabor : MANUEL BADILLO R.
 Subproyecto : FES-CUAUTITLAN

E Q U I P O
 Identificaci n : VE-01
 Marca : AirEquipos
 Serie : 3000
 Tama o : 3022SW
 Tipo : Centrifugo de Aspas Planas Inclnadas hacia Atr s
 Entrada : Sencilla
 Arreglo : 10
 Clase AMCA : I
 Aplicaci n : VENTILADOR T.A.E. (BOOSTER)
 Peso Estimado(Kgs) : 164 Sin motor

CONDICIONES DE OPERACION

		Std	Actual
Volumen	: (P.C.M.)	4500	4500
Presi n Est tica	: (Pulg. C.A.)	2.36	1.88
Altitud Sobre Nivel del Mar	: (Pi s)	0	6158
Temperatura	: (F)	70	79
Densidad del Aire	: (Libras/Pie3)	0.075	0.060
Potencia al Freno	: (HP)	2.17	1.73
Motor Requerido	: (HP)	3.00	2.00
Eficiencia Est tica	: (%)	76.42	76.42
R.P.M. Ventilador	: (RPM)	1157	1157
Velocidad de Salida	: (Pies/Min)	1582	1582

ANALISIS DE POTENCIA SONORA

Banda	1	2	3	4	5	6	7	8	Total
Frecuencia (Hz)	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	
dbA Re 10 ⁻¹² W	76	72	69	64	63	62	55	48	79

ACCESORIOS PROPUESTOS

Base Antivibratoria
 Drenaje
 Brida Succin
 Polea Paso Variable

Reg. de Inspecci n
 Compuerta Succin
 Brida Descarga
 Sello Flecha

AirEquipos, S.A. de C.V.
 AIRCATA Versi n 2.0

FICHA TECNICA DE VENTILADOR

Cliente : FES-CUAUTITLAN
 Proyecto : TESIS
 Projectista : MANUEL BADILLO R.
 Elabor : MANUEL BADILLO R.
 Subproyecto : FES-CUAUTITLAN

EQUIPO
 Identificación : VE-02
 Marca : AirEquipos
 Serie : 400
 Tamaño : 417M
 Tipo : Centrifugo de Aspas Planas Inclınadas hacia Atr s
 Entrada : Sencilla
 Arreglo : 9
 Aplicación : VENTILADOR EXTRACCION COLECTOR
 Peso Estimado (Kgs) : 273 Sin motor

CONDICIONES DE OPERACION

		Std	Actual
Volumen	: (P.C.M.)	5000	5000
Presión Estática	: (Pulg. C.A.)	3.50	2.76
Altitud Sobre Nivel del Mar	: (Pies)	0	6158
Temperatura	: (F)	70	86
Densidad del Aire	: (Libras/Pie ³)	0.075	0.059
Potencia al Freno	: (HP)	5.19	4.09
Motor Requerido	: (HP)	7.50	5.00
Eficiencia Estática	: (%)	52.94	52.94
R.P.M. Ventilador	: (RPM)	966	966
Velocidad de Salida	: (Pies/Min)	3164	3164

ANALISIS DE POTENCIA SONORA

Banda	1	2	3	4	5	6	7	8	Total
Frecuencia (Hz)	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	
dba Re 10 ⁻¹² W	91	89	80	75	69	63	57	51	94

ACCESORIOS PROPUESTOS

Base Antivibratoria	Cubrebandas
Reg. de Inspección	Drenaje
Compuerta Succión	Brida Succión
Brida Descarga	Arreglo Antichispa
Motor a prueba Explosión	Polea Paso Variable
Sello Flecha	

AirEquipos, S.A. de C.V.
 AIRCATA Versión 2.0

Humidifier Dehumidifier Technical Data Sheet

Release: V.4
L1

SEC / REF Reference # : VISA 88605
Customer Reference : CHICLE CANELA S.A. DE C.V.
Prepared For : ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE S.A. DE C.V.
Remarks : OPCION III BOMBOS CONDICION DE VERANO

MODEL NUMBER HC-4500 - SA
(CONDITIONS ARE AT 6158 Ft.)

PROCESS AIR CONDITIONS

REACTIVATION AIR CONDITIONS

VOLUME: 3800 SCFM

VOLUME: 1107 SCFM

INLET

Temp. : 55.0 F
Moisture: 77 Gr/Lb

INLET

Temp. : 79.2 F
Moisture: 124 Gr/Lb

OUTLET

Temp. : 105.2 F
Moisture: 11 Gr/Lb

OUTLET

Temp. : 120.0 F
Moisture: 352 Gr/Lb

DESIGN MANOMETER : 1.40 In WC

DESIGN MANOMETER : 1.57 In WC

UNIT PRESS. DROP : 2.52 In WC

UNIT PRESS. DROP : 3.31 In WC

EXTERNAL STATIC : 1.03 In WC

EXTERNAL STATIC : 1.74 In WC

REACTIVATION ENERGY DATA

TYPE : STEAM
COIL INLET TEMP : 79.2 F
COIL OUTLET TEMP : 293.0 F
REQUIRED BTUH : 254778

COIL ROWS : 6
PSIG : 100
SATURATED STEAM TEMP : 338.0 F
STEAM FLOW (Lbs/Hr) : 290

REACTIVATION FAN DATA

FAN SIZE : 12-1/4
MOTOR HP : 2
ROTATION : CW

FAN RPM : 3450
MOTOR RPM : 3450

DISCHARGE : Up Blast
MOTOR TYPE: TEFC

PROCESS FAN DATA

FAN SIZE : 16-1/2
MOTOR HP : 7.5
ROTATION : CW

FAN RPM : 2700
MOTOR RPM : 1725

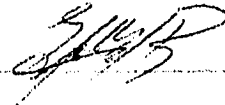
DISCHARGE : Horiz.
MOTOR TYPE: TEFC

UNIT DATA

MODEL : HC-4500 - SA
VOLTAGE : 460
Unit FLA : 17.2

MOISTURE REMOVAL (Lbs/Hr) : 161.7
FREQUENCY : 60 Hz
PHASE : 3

PREPARED BY : ING. BO GRIM HOLLSTEN



CARRINGTON ENGINEERING CORPORATION
11/12/57

A/004

Wohn-Combe Demand/low Technical Data Sheet

Release: 9.4

DEC. RUM Reference # : VISA 88505
Customer Reference : CHICLE CANELOS S. A. DE C. U.
Prepared For : ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE S. A. DE C. U.
Remarks : OPCION III BOMBOB CONDICION DE INVIERNO

MODEL NUMBER HC-4500 - SA
(CONDITIONS ARE AT 6158 Ft.)

PROCESS AIR CONDITIONS

REACTIVATION AIR CONDITIONS

VOLUME: 3800 SCFM

VOLUME: 1174 SCFM

INLET

Temp. : 55.0 F
Moisture: 77 Gr/Lb

INLET

Temp. : 20.3 F
Moisture: 10 Gr/Lb

OUTLET

Temp. : 104.1 F
Moisture: 11 Gr/Lb

OUTLET

Temp. : 120.0 F
Moisture: 224 Gr/Lb

DESIGN MANOMETER : 1.40 In WC

DESIGN MANOMETER : 1.64 In WC

UNIT PRESS. DROP : 2.51 In WC

UNIT PRESS. DROP : 3.57 In WC

EXTERNAL STATIC : 1.07 In WC

EXTERNAL STATIC : 1.26 In WC

REACTIVATION ENERGY DATA

TYPE : STEAM
COIL INLET TEMP : 20.3 F
COIL OUTLET TEMP : 279.0 F
REQUIRED BTUH : 728048

COIL ROWS : 6
PSIG : 100
SATURATED STEAM TEMP : 358.0 F
STEAM FLOW (Lbs/Hr) : 377

REACTIVATION FAN DATA

FAN SIZE : 12-1/4
MOTOR HP : 2
ROTATION : CW

FAN RPM : 3450
MOTOR RPM : 3450

DISCHARGE : Up Blast
MOTOR TYPE: TEFC

PROCESS FAN DATA

FAN SIZE : 16-1/2
MOTOR HP : 7.5
ROTATION : CW

FAN RPM : 2700
MOTOR RPM : 1725

DISCHARGE : Horiz.
MOTOR TYPE: TEFC

UNIT DATA

MODEL : HC-4500 - SA
VOLTAGE : 480
Unit FLA : 17.2

MOISTURE REMOVAL (Lbs/Hr) : 161.7
FREQUENCY : 60 Hz
PHASE : 3

PREPARED BY : ENG. BO GRIL HOLLSTEN

A/005

TESIS FES-CUAUTITLAN

CALCULO DE LAMINA

RE DEL CLIENTE .. => TESIS
ACION DEL CLIENTE => FES-CUAUTITLAN
ALACION DE =>
A DEL CALCULO ... => FEB/96
FA..... =>
L..... =>
CION..... => .1
RE DEL CALCULISTA => MBR

TESIS

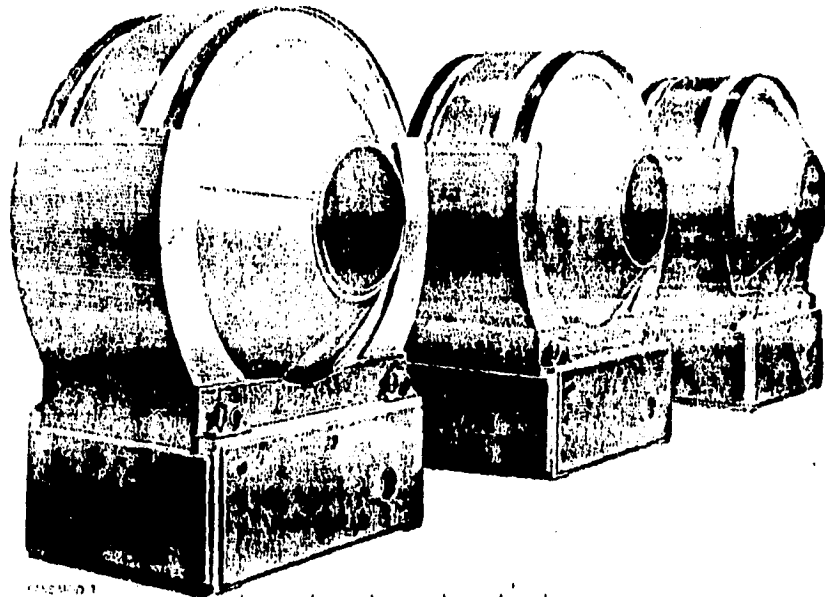
LARGADA	PERIMETROS		LONGITUD METROS	A R E A S (M2)			
	PULGADAS	METROS		CAL 24	CAL 22	CAL 20	CAL 18
20	80.00	2.03	28.00	56.90			
24	96.00	2.44	13.60	33.16			
20	88.00	2.24	4.15	9.28			
10	44.00	1.12	3.75	4.19			
24	84.00	2.13	2.35	5.01			
TOTALES EN (M2)			=>	108.54	0.00	0.00	0.00
TOTALES EN KGRS			=>	799.93	0.00	0.00	0.00
AREA TOTAL =>		130.25 M2		PESO TOTAL =>		799.93 KGRS	

equipment for the confectionery industry /006

We have a wide range of pans of all "T" in the confectionery field. The only difference of these pans is the outside structure, which is painted and without paneling. These pans can be equipped with the ventilation groups "air system PUG"

and "G" with the ventilation and "T" with power delivery and consumption. To obtain a fully automatic working, these pans must be coupled to the "multispray" spray coating equipment on which it is possible to

mount a nozzle being designed for the automatic powder distribution. Additionally, it is foreseen an automatic equipment for the working of the chocolate.



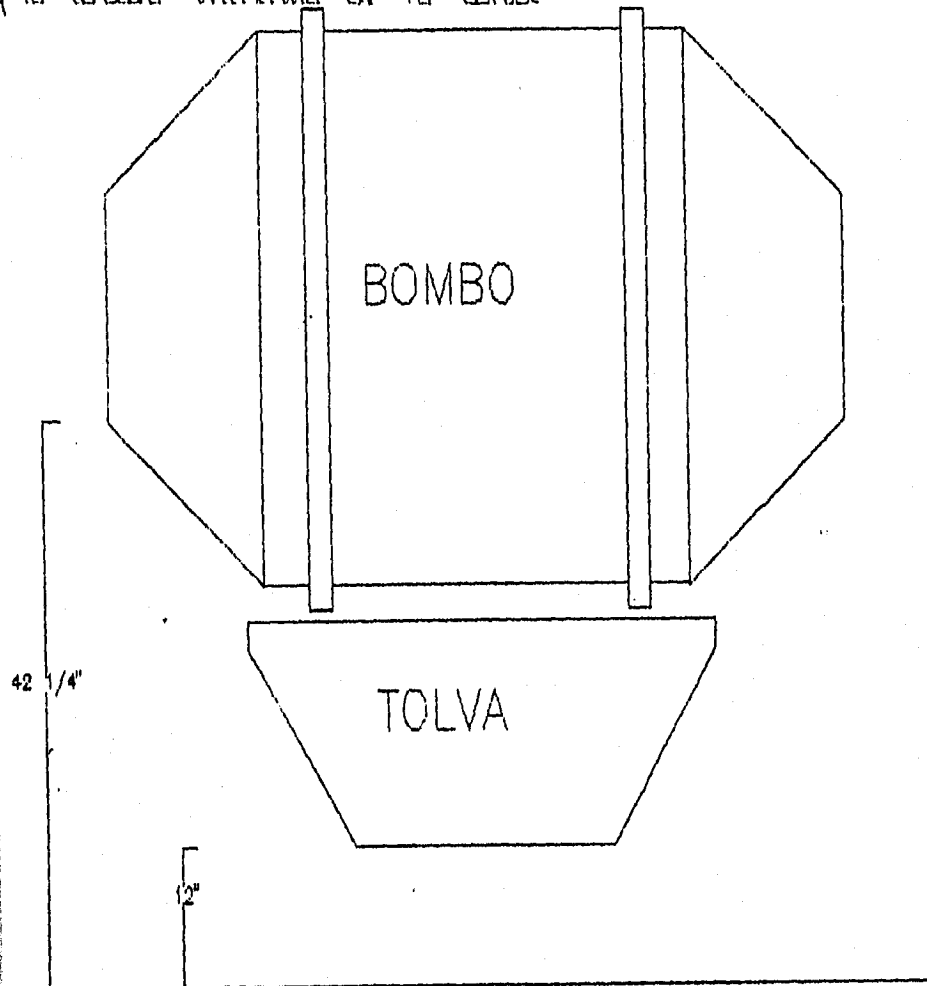
technical data

PAN	T 10	T 70	T 150	T 300	T 600	T 800	T 1000
WIDTH cm.	105	110	140	180	240	250	260
LENGTH cm.	100	90	105	145	180	195	210
HEIGHT cm.	163	170	200	210	260	280	290
TOTAL WEIGHT kg.	350	550	680	980	1700	2300	2700
REVOLUTION SPEED (R.P.M.)	4-20	4-18	4-18	2,5-12,5	1,8-9	1,7-8,5	1,5-7,5
VENTILATION GROUP "T" cm.	Included	140x80x160	140x80x170	160x85x190	160x120x200	200x130x220	230x140x250
INLET AIR CAPACITY m ³ /h	120	400	600	1200	2400	3200	4100
SUCTION AIR CAPACITY m ³ /h	180	600	900	1800	3600	4800	6500
STEAM HEATING BATT. kcal/h	2580	10000	16000	28000	56000	63000	74000
STEAM CONSUMPTION kg/h	8	20	32	56	112	130	150
ELECTRIC HEATING BATTERY KW	4	6	10	18	36	48	62
POWER KW	1,2	2	2,5	4,5	8,5	12,5	18
	1,2	2,6	3,3	6,0	11,3	16,7	21,7

At. n

A/007

A continuación se le manda la altura de la boquilla del hombro y la altura mínima de la tolva

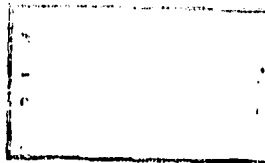


Atentamente.

T. C.



HoneyCombe® Industrial Dehumidifiers Model HC - 4500



Proven HoneyCombe wheel construction provides maintenance-free, energy-efficient desiccant performance.

Maximum heat transfer efficiency.

Simple, reliable air seal design ensures minimum air leakage and long, trouble-free, in-service life. Weather-safe for inside or outside use.

Applications include: water treatment plants, dry storage, unheated warehouses, injection molding machines, laboratories, film and archival storage.

Features

Process air flow: 2250-4500 scfm.
Moisture removal: 20-120 lbs/hr.
Delivered air from +40 to -55°F dewpoints.
Durable air-dry polyurethane paint.

All welded aluminum construction.

HoneyCombe wheel:

- non-granular
- non-metallic
- non-corrosive
- bacteriostatic
- solid desiccant
- inert structure

Maximum transfer of water in vapor phase. Minimum air friction loss with laminar air flow. No desiccant settling, erosion or attrition. Continuous, non-cycling performance.

Contact air seals: separate process and reactivation air at pressures up to 8 inches W.G. with 5 year life expectancy.

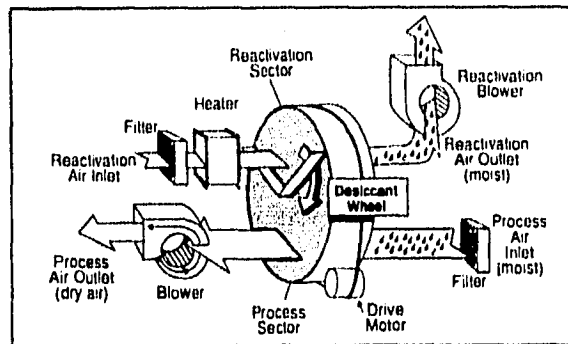
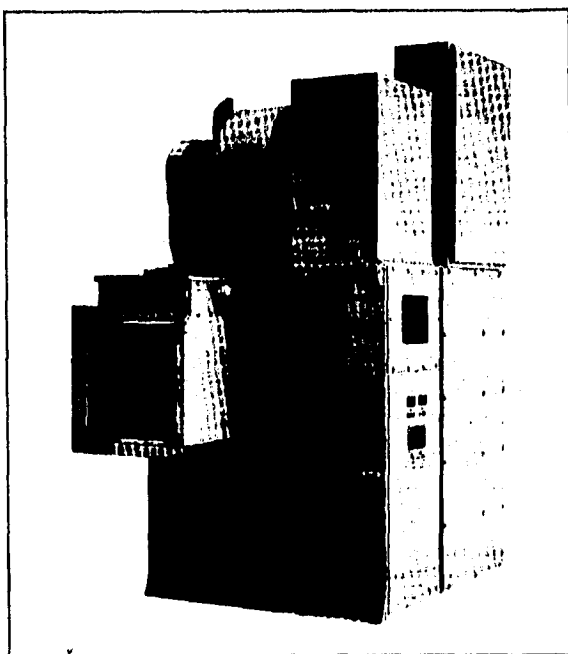
Process and reactivation fans: centrifugal, belt drive and direct drive with open drip proof motors.

Electrical controller: continuous automatic operation with motor starters, control relays and overload protective devices, indicating lights and fault circuits.

Drive system: simple drive belt arrangement, few moving parts.

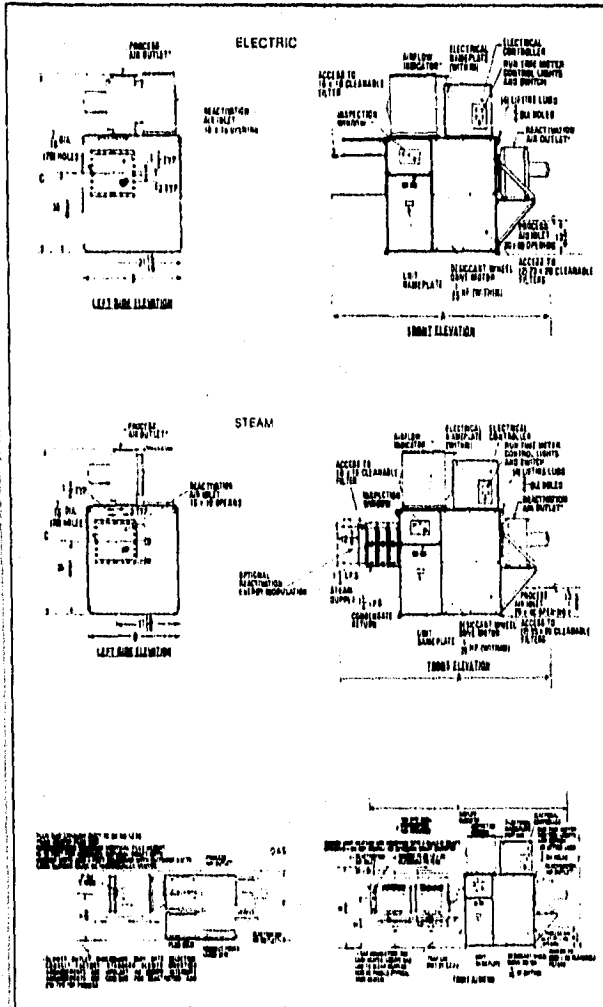
Reactivation energy: electric, steam or gas.

Energy modulation is available as an option.



HC-4500

A/009



Specifications

Utilities: 208, 230, 460 or 575 Volts

(3 Phase, 60 Hertz).

Reactivation Heaters:

EA - electric: 208 - 575 V range.

SA - steam: 30-100 psig.

GA - gas: natural or propane 4.5 to 14 in w.c. pressure.

Reactivation air volume: 500 - 1300 scfm.

Filters: permanent and washable.

Electrical controller: NEMA 12.

Installation: indoors or outdoors.

Options: On/Off Humidistat, reactivation energy control, process airflow insulation, TEFC motors, straight through process air flow.

Maximum Reactivation Energy*:

EA (based on 460 V) 72 kw

SA (based on 100 psig) 370 lbs/hr

GA (based on natural gas) 350 cu ft/hr input

Suggested Specification Guide:

Dehumidifier shall be of the solid desiccant, non-cycling sorption type having a single rotary desiccant bed capable of continuous operation, fully automatic, factory assembled package complete with reactivation heaters, roughing filters, motors, fans, desiccant bed drive unit, access panels, automatic electrical controller, desiccant bed and all component auxiliaries.

Dehumidifier shall be of a type that has been proven in satisfactory operation for a minimum period of 4 years.

The casing will be fabricated as a unitized body with welded aluminum construction for maximum strength and durability. It shall have suitable access panels on both sides of the unit and allow access for inspection or servicing without disconnecting ducting or electrical wiring. An observation window shall be provided to permit visual inspection of the rotor or wheel while the unit is in operation. The reactivation and dry air fans shall be so arranged as to provide a counter flow between both air streams. Air flow balancing dampers to be furnished and installed by others. The unit shall operate on ___ volts/3 phase/60 Hertz current.

*Note Actual energy requirements based on the amount of moisture removed.

Dimensions

Model	A Max Length (in)	B Max Width (in)	C Max Height (in)	Max Weight (lbs)
HC - 4500 EA	109	60	84	1380
HC - 4500 SA	120	60	84	1380
HC - 4500 GA	152	60	84	1450

Confectionary Manufacturing

Design Concerns

In cooling tunnels and pan coating, the key variable is the product moisture load.

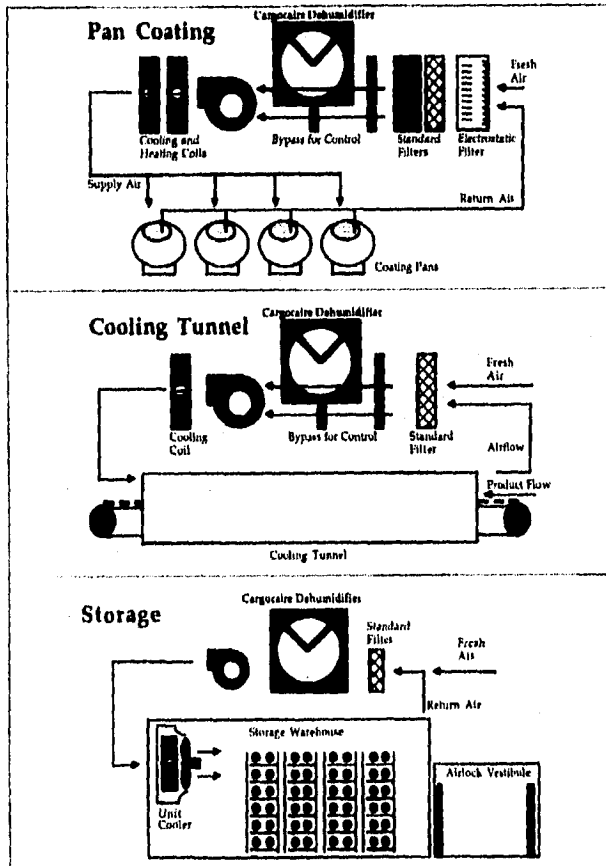
Storage systems are simpler, provided the designer minimizes moisture load by installing airlocks on doors and loading docks.

Control Level

In pan coating and cooling tunnels, the condition of the air supplied to the process can vary considerably depending on the production rate and the characteristics of the ingredients.

Air temperatures normally range between 40 and 65°F, and relative humidities vary between 20 and 40%. Generally, the colder and drier the air, the faster the process can proceed. However, the cooling and drying rate is a function of air velocity across the product as well as temperature and moisture differences between the product and the air.

There are no simple formulas for all products, but generally, if the air velocity is low, the temperature and moisture differences must be higher to remove heat and moisture efficiently. Likewise, if the temperature and moisture differentials must be small, the air



velocity must be raised to maintain the same production rate.

In the storage of confectionary goods, the temperatures depend on the length of storage time and ingredients of the confection. 50°F, 32°F and 0°F are the typical levels, with colder temperatures allowing longer storage times.

The preferred relative humidity generally depends on the moisture

content of the candy. Those candies with a moisture content below 2%, like chocolate bars, chocolate covered nuts and hard candies, need a 40 to 45% RH storage condition. Candies with a moisture content of 5 to 9% like caramels, nut bars, nougats and creams, need a condition of 45 to 55% RH. The candies with high moisture contents of 12 to 16% will require a storage humidity of 60 to 65% to avoid drying out or becoming sticky.

Chapter 37 of the applications volume of the ASHRAE guide contains additional information on control levels. Manufacturers of processing equipment are also an excellent source for further design guidelines.

Loads

Pan coating and cooling tunnels are generally recirculating air systems in which the largest temperature and moisture loads come from the products rather than from the environment. This makes it fairly simple to accurately quantify the loads.

First moisture. The basic economics of food manufacturing require that somebody know accurately how much product weight is lost through evaporation during the process. Then it is a simple matter of dividing that product moisture loss into the amount of time necessary to process the product, yielding the product moisture load per hour.

Sensible heat loads are figured in the same way. The product exits a hot process at a fixed temperature. It must be packaged at a lower temperature. That differential, times the total mass of the product, times its specific heat gives the total sensible heat load. When that total load is divided by the time available to cool the product, it yields the sensible heat load per unit of time.

In pan coating, there is an additional sensible heat load due to the friction of the candy particles as they tumble in the pan. Since that heat cannot exceed the energy used to drive the pan (which creates the friction), one can add the energy of the pan drive motor to the heat load for a conservative estimate of this load.

Additionally, as the candy cools in the pan or tunnel, it crystallizes, releasing heat. This must also be

considered in the sensible heat load calculations.

While these product loads are generally the largest in the system, the designer must also insure that the loads in any make-up air are also considered. Also, if the cooling/drying loop is not actually closed by ductwork—for example if the air passes through the room after exiting the pans or tunnel—then the loads are vastly increased by infiltration and other moisture loads on the room itself.

In storage applications, there are two important sources of sensible heat and moisture loads. The first are door openings that allow warm, moist air to enter the warehouse. The second is moist product that enters the warehouse and must be cooled and dried to come to equilibrium with the storage conditions.

One might logically assume that if the product is wrapped, it is dry. However, the corrugated cardboard outer cartons are very hygroscopic. If these have been in a humid environment for any length of time, they can contain a large amount of moisture that will migrate into the air when the cartons are placed in a dry warehouse. This water vapor must be added to the moisture load calculations.

The last caution to the designer concerns washdown moisture loads. A confectionary plant, like all food and pharmaceutical plants, must washdown and clean the processing equipment on a regular basis. When this occurs, all surfaces are wet and evaporating moisture in great volumes.

Generally it is not necessary to maintain a specific humidity control condition during washdown, so it would be an expensive decision to include this massive, intermittent moisture load in the basic system load calculations.

The resulting system would be huge, and unnecessarily expensive to run during normal operations. The more common design strategy is to recognize that it will take longer for the system to remove the washdown moisture load, and plan production schedules accordingly.

System Components

• Process and reactivation filters

In sugar-laden, recirculating airstreams typical of cooling and pan coating, good filter design is essential to system performance. The designer should provide, as a minimum, both 35% and 55% ASHRAE standard filtration upstream of the desiccant dehumidifier on the process airstream. Reactivation air should be filtered with 35% filters if the air is coming from the working space rather than from the weather.

In both airstreams, the ductwork should be designed to allow unobstructed, floor level access for changing filters, as this will be a frequent requirement.

Some plants have found it economical to also include electrostatic filters upstream of the standard filter banks. Electrostatic filters can be purchased with an automatic cleaning feature, which greatly reduces the need for standard filter maintenance.

• Reactivation Heaters

Reactivation energy must be proportional to moisture load. Because the bulk of the moisture load comes from the product, the load will be relatively constant all year long. This means the designer should size the reactivation heaters based on the air entering temperature in the winter rather

Cost Considerations

than the summer. Otherwise, the heaters will lack capacity to properly reactivate the unit.

Washdown has important implications for the sizing of the reactivation heaters.

This large, intermittent moisture load must be removed by a dehumidifier sized for a much smaller "running load" of standard operating conditions. So when in doubt about reactivation heater selection—use the larger heater. Also be sure to specify modulating reactivation heater control so the extra capacity of the heater does not waste energy during normal operations.

Controls

In storage applications, the control for the dehumidifier can be a simple on-off humidistat, since response time is not particularly critical, and there is no great problem with slightly over or under shooting the control level.

In pan coating and cooling tunnels, it is important to closely regulate airflow, temperature and moisture at the same time. Any variation in these conditions will cause annoying inconsistency in the product processing.

Temperature control should be accomplished by heating and cooling coils located downstream of the desiccant dehumidifier.

A desiccant unit essentially converts the latent heat—moisture—to sensible heat, increasing the temperature of the airstream in proportion to the amount of moisture removed. Since the moisture load will vary, the cooling and heating coils are

located downstream of the dehumidifier. This will allow them to compensate for changes in dehumidifier leaving temperature before the air is sent to the pans. Clearly, a modulating control is essential for cooling and heating coils.

The capacity of the dehumidifier is varied through proportioning face and bypass dampers. On a rise in humidity above setpoint, the damper in front of the dehumidifier opens, allowing more air to be dried. As the humidity goes below setpoint, the bypass damper opens, allowing moist air to go directly to the process.

The important design feature of the face and bypass assembly is a manual pressure equalizing damper located in the bypass duct. This is adjusted and fixed in place so the pressure drop through the bypass is equal to that of the desiccant unit. Without that equalizer, the system will be difficult to control.

Total system airflow control is especially important in pan coating. On small systems, an air monitor and a flow control damper downstream of the dehumidification system is probably the appropriate design choice. On larger systems, there is quite a bit of energy to be saved by using a variable speed process air system fan responding to an airflow control downstream of the dehumidifier.

The location of airflow monitoring and control devices is critical, and manufacturers of that equipment should be consulted for good design practice guidelines. In general, locate the monitoring sensor array so it is far away from:

- Air mixing points
- Turns in the ductwork
- A fan discharge
- Coils and heaters

Minimizing the installed cost of the system is largely a question of eliminating unnecessary moisture loads. For example, returning the air from the pans or tunnel through sealed ductwork rather than through an uncontrolled room generally reduces overall cost.

In storage applications, the key to reducing first cost is reducing moisture infiltration by installing airtight vestibules on all personnel and product doors. These reduce operating costs as well, just as keeping the refrigerator door closed reduces compressor run time on a residential refrigerator.

Operating cost can also be minimized by investing in modulating controls for the refrigeration system and reactivation energy modulation for the desiccant dehumidifier.

The designer can also take advantage of waste heat from the reactivation airstream as it leaves the dehumidifier. A plate or heat pipe heat exchanger can be placed between the reactivation leaving air and the air entering the reactivation heaters. This recovers 65 to 75% of the energy that would otherwise be wasted.

Cargocaire
DryCaire Division
Tel. 817-388-0600

After July 1988, Tel. 508-388-0600
Application Note — Level 2
1M/388 Printed in USA

Confectionery Manufacturing

Dehumidification Application

Dry air produced by Cargocaire desiccant dehumidification systems maintains high production volumes and excellent product quality. Summer production is equal to winter in speed and quality, and production snags are eliminated.



Moist summer days can be disastrous to confectionery manufacturing operations. Candy packaging equipment clogs, chocolates bluish and pan coatings 'pick'. These annoyances can reduce your profits, interrupt your production and cause severe quality problems.

Cargocaire desiccant dehumidifiers can produce extra-dry air regardless of the weather. This insulates your operation from the effects of summer humidity and allows your product to be uniformly excellent all year round.

Why Dehumidify?

- **Faster Pan Coating**

Feeding dry air to the coating pans allows water in the coatings to evaporate more quickly and evenly. The coating is harder, less subject

to picking and can be applied much faster—increasing production capacity without adding pans.

- **Faster Cooling Tunnels**

Drying the cooling air before it goes to the tunnel allows you to use much colder air without the risk of product condensation or water dripping in the tunnel. This means a faster cooling rate and improved surface finish on your product.

- **No Enrober Skirting**

Summer humidity consumes 2/3 of your cooling capacity. A dehumidifier removes this load from your cooling system so coating can be quickly, uniformly cooled—eliminating the problem of thin coats on top, and "skirts" on the bottom of the product.

- **Faster Candy Packaging**

Controlling the humidity in packaging areas prevents candy from absorbing moisture in the air. This means more equal filling, no surface softening, reduced unsanitary accumulation on machinery and faster throughput.

- **Fewer Storage Losses**

High humidity in cold storage warehouses can shorten the life of your fresh, high-quality product. Cargocaire equipment can be easily added to your building to insure low relative humidity no matter how cold the necessary storage temperature.

- **Improved Sanitation**

Low humidity in storage and processing areas means less risk of mold and fungus accumulation.

Conventional Humidity Control

Some confectionery operations rely on conventional, refrigeration-based air conditioning systems to control humidity. Such systems have advantages, including low installed cost and relatively favorable operating economics.

Refrigeration-based humidity control is especially effective when the humidity level needs to be quite high—such as fruit and vegetable storage which requires a 95% relative humidity to avoid product moisture loss. It is also useful when there is a great deal of product cooling to be done, such as freezing fish or other products sensitive to dehydration.

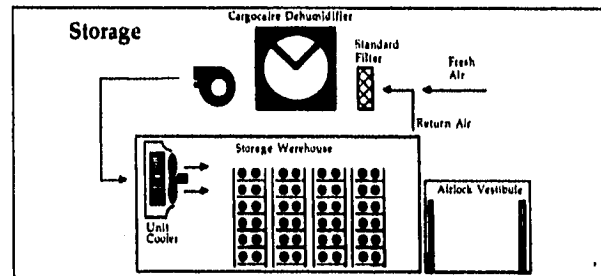
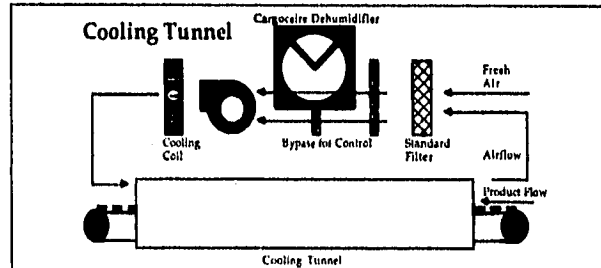
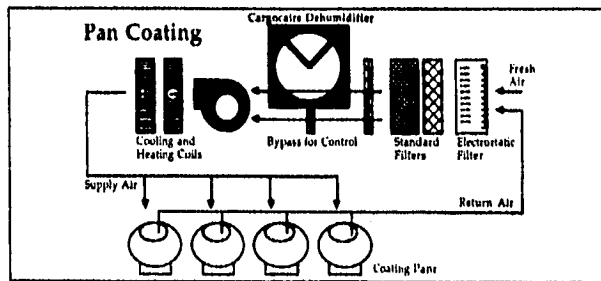
On the other hand, in confectionery processing, the more common task is to remove water from a product—as in pan coating, or to prevent re-absorption of moisture—as in hard candy packaging and cold storage. Both of these situations call for low relative humidities, which are somewhat awkward for a refrigeration-based system to produce.

To produce low relative humidities, the refrigeration system must first cool the air, removing moisture by condensation. Since the air is essentially saturated—100% relative humidity—when it leaves the cooling coil, it must be reheated to have a low relative humidity.

While this technology works effectively at high temperature and moisture levels, it becomes very inefficient when it must produce the low humidity required for confectionery manufacturing. This means large, expensive and complex systems that are difficult to maintain.

A refrigeration system is also limited in how dry it can make the air, because as the coil attempts to cool the air below 32°F, the condensed moisture freezes and the coil must stop cooling in order to defrost.

If your process requires both low temperatures and low humidities—such as a pan coating line—the refrigeration system may produce erratic results, particularly in the summertime when both temperature and moisture are at their maximum.



The Cargocaire Improvement

Cargocaire dehumidifiers remove moisture by attracting it from the air into a desiccant rather than by condensation. Since the water is removed as a vapor, the process is not limited by the freezing of condensate—so it can produce very dry conditions regardless of how cold the air must be.

Now your pan coating supply air can be 40°F and 20% relative humidity rather than close to 100% RH—which represents a 300% increase in moisture removal capacity.

Storage warehouses can operate comfortably at 50% RH even at 32°F without the need for wasteful overcooling and re-heating. This means your inventory carrying costs are reduced significantly.

Cargocaire units can also be easily added to your existing air conditioning systems upstream of the main cooling coils. This lets you maintain a productive 40% RH level in the plant instead of the 65% levels—typical of refrigeration—that allow moisture re-absorption on candy surfaces.

Each confectionery plant has its own unique requirements. Cargocaire can accommodate your needs, even if your requirement only calls for a seasonal solution. Call us today for a no-cost, no-obligation facility survey to determine how Cargocaire equipment can benefit your process.

RECOMMENDED MAINTENANCE

This section covers the **minimum** recommended maintenance requirements for all model HC dehumidifiers. Cargocaire dehumidifiers are utilized in a wide variety of applications, which means there is a wide variation of factors affecting the frequency of equipment maintenance. The following is offered as a guide for establishing your system's specific requirements. For example, airflows with more airborne particulates will require more frequent filter maintenance than a very clean airflow. Filter schedules should be adjusted accordingly.

Cargocaire dehumidifiers are designed to require the least extensive periodic maintenance in the industry. However, improper maintenance practices can result in poor performance, downtime and additional operating costs.

As the industry leader with 50 years in the manufacturing and servicing of dehumidification equipment, we are committed to customer satisfaction. Through years of service experience, several facts stand out. Equipment operated without a proper maintenance program is more likely to suffer from more frequent component failures, additional operating costs, low or lost performance and equipment downtime. This lack of attention to maintenance will all cost more money.

With customer satisfaction as our primary goal, we strongly recommend that a comprehensive maintenance program be established and followed. This program should include not only the dehumidifier, but any support systems involved in the dehumidification system.

Much like the variations in operating conditions, there are also wide variations in the criticality of equipment downtime. An assessment of your particular dehumidification needs should be made. If downtime in excess of a few days is deemed critical, then an on site Spare Parts inventory should be maintained. A listing of "Recommended Spare Parts" is included in this manual.

HC Maintenance Schedule

A/016

Frequency	Model	Components	Location	Procedure
30 Days	All HC	Air Filters	Process & Reactivation Inlets	Metal Roughing Filters - Remove any blockage or fouling. Wash with mild detergent and water. Dry and apply filler coating (Research Products R.P. Super Filter Coat or similar). Disposable Fiberglass Filters - Inspect for blockage. Replace if severe blockage is evident or air volume is reduced 10% or more.
	All HC	Wheel Seals	Inlet and Outlet Face of HoneyCombe Wheel	Examine for obvious tears or punctures and proper mounting security. Check seal clearance per seal inspection procedure in this manual.
	All HC	HoneyCombe® Wheel	Remove both access panels	Consult wheel cleaning and inspection procedure in this manual.
	All HC	Blower Bearings	Belt Drive Blowers	Tighten all set screws, pins and collars. Examine for signs of excessive wear or vibration.
	All HC	Drive Belts	Belt Drive Blowers	Check for proper tension. Adjust to prevent slippage and allow 1/2" to 1" belt deflection.
	All HC	React Outlet Temperature	Reactivation Outlet	Check that outlet temperature is minimum 120°F or technical data sheet temperature.
	HC GAS Units	Gas Burner	Reactivation Inlet	Examine burner flame for blue flame with yellow tipping/clogged burner ports.
	HC STEAM Units	Steam Coil	Reactivation Inlet	Inspect for scaling or leaking (internal and external). Note: Duct steam leaks may cause damage to HoneyCombe wheel.
	All HC	Ductwork	Per Installation	Examine for air leaks or blockage. Reactivation ductwork should be examined for condensate accumulation. Condensation drains, if used, should be drained and cleaned.
60 Days	All HC	Fans (blowers)	Process and Reactivation Blowers	Check for vibration and tightness of fasteners. Check reactivation blower wheel for signs of excess corrosion.
	All HC	HoneyCombe Desiccant Wheel, Air Plenums	Remove both main access panels	Inspect for blockage and softening of wheel faces. Inspect and clean plenums of dust buildup.
	All HC	Electric Controls & Motors	Blowers, heaters, drive motors and control circuit	Tighten all terminal connections. Clean with lint-free cloth and/or commercial electrical cleaning solvents.
	All HC	Drive Belts	Remove drive side access panel	Tighten belt tensioner until belt slippage on HoneyCombe wheel stops. (Do not tighten beyond this point, as excessive belt stretch may occur.) (HC-9000 units: self adjusting.)
90 Days	All HC	HoneyCombe Wheel Support Rollers/Belt Tensioner Idler Roller	Remove both access panels	Grease roller wheel bearings. (Note: Failure to do so may result in bearing failure and subsequent seal and wheel damage.)
6 Months	HC-9000	HoneyCombe Drive Gear Reducer	Remove drive access panel	Check gear reducer oil level. Use high quality gear oil such as 1040W Mobile or equivalent. Check level using reducer dipstick.
Annually	HC-9000	HoneyCombe Drive Gear	Remove drive access panel	Drain, flush and refill gear reducer oil.
Annual Performance Test			Consult Cargoaire Technical Manual #20174	

HC - MAINTENANCE

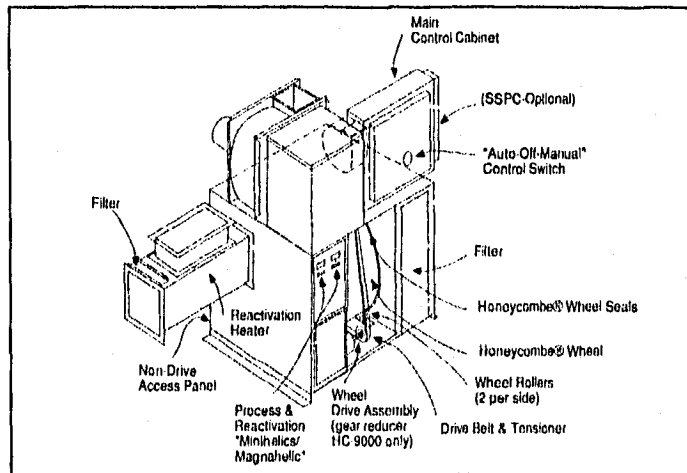


FIGURE 1.8

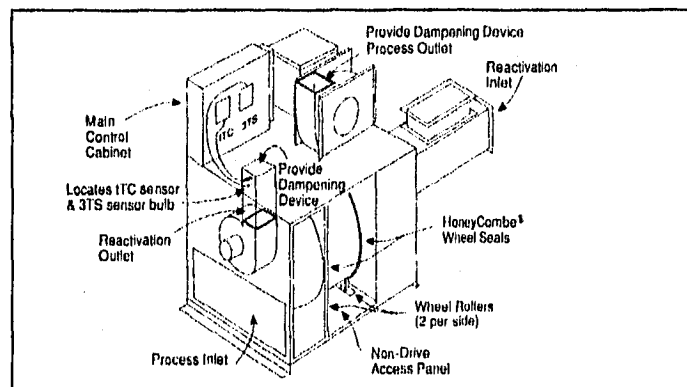


FIGURE 1.8

MAINTENANCE

HONEYCOMBE WHEEL REMOVAL AND REPLACEMENT PROCEDURE

The following procedure outlines the proper way to remove and replace the HoneyCombe desiccant wheel.

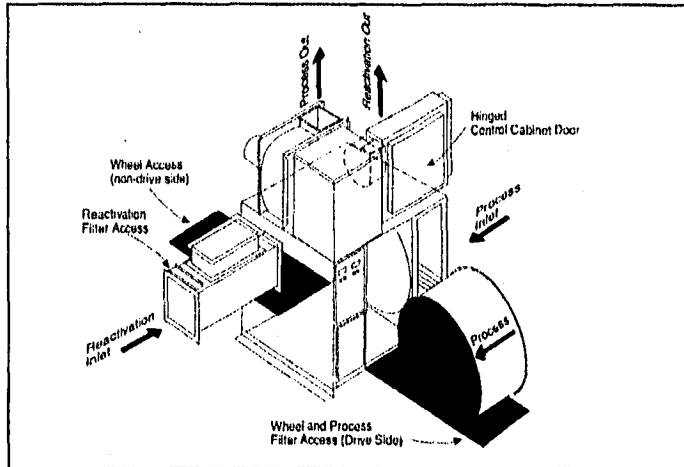


FIGURE 1.9

REMOVAL

- 1) Shut down and secure the dehumidifier from inadvertent operation.
- 2) Remove both wheel access panels from the equipment.
- 3) Loosen belt tension and free from drive motor and sheaves (pulleys).

Note: The wheel size and weight of the various HC units are such that wheels up to the HC - 2250 should require only one individual to remove. The HC - 4500 and HC - 9000 should utilize at least two people. If the equipment is suspended above floor level or in an area of limited space more people may be required to avoid damage or injury.

- 4) Using the drive belt as a handle, pull the HoneyCombe wheel out of the dehumidifier through the access panel opposite the drive motor. (If access cannot be obtained on this side, removal of the drive assembly will be required). Care should be taken to remove the wheel straight out of the wheel area until it is fully clear of the seals to avoid damage to the seals.
- 5) If the wheel is being replaced, remove the rotation detector cam from the old wheel and install it on the new one. Remove the posi-cog strips (HC-9000) and reinstall onto new wheel.

INSTALLATION

Note: Extreme care should be taken during this procedure to avoid damaging the bulb-type air seals that rest against the faces of the wheel when in place.

- 1) Place the drive belt around the HoneyCombe wheel, and align the wheel with the unit opening. NOTE: The directional arrow showing direction of process airflow is located on the wheel rim.
- 2) Using the drive belt as a pull handle, align the wheel with the opening and slowly pull into place while pushing or compressing the seals with your hand. The critical areas will be around the pie-shaped section that divides the process from the reactivation, and the last few inches prior to full contact with the roller wheels.
- 3) Replace the drive belt on the drive assembly and retension per procedure in startup section.
- 4) Replace access panels and return equipment to service.
- 5) A quick check of airflows and temperatures is recommended, as the characteristics of the new wheel may be different from the one it replaces.

MAINTENANCE

HONEYCOMBE SEAL INSPECTION

SEAL INSPECTION

At this time, inspection of the bulb-type air seals is recommended. The seals are constructed of rubber and are an extruded bulb type. With the original wheel in place, slide a business card or a feeler gauge of 0.030" between the face of the wheel and the seal face. Check all of the seal area on both sides of the wheel for a moderate drag or resistance to sliding. If at any point on the seal little or no resistance is felt, replace the seals with new ones.

If the wheel is to be removed, inspect for the following: On the face of the seal (the portion that comes in contact with the HoneyCombe wheel) is a black coating known as Roulon, which is Teflon material. This should be inspected for any excess wear. If the red portion of the seal is visible through the black, the seal should be replaced. If the seal is torn, temporary repair may be made by using high temperature silicon caulking (such as GE RTV). Bond the torn section back together (avoid getting the silicon on the black portion of the seal as excess drag may result). If repair is not successful, replace the seal with a new one.

MAINTENANCE

HONEYCOMBE WHEEL INSPECTION AND CLEANING PROCEDURE

The HoneyCombe wheel utilized in the HC dehumidifier is manufactured in a shape which looks very similar to the honeycombe in a bee hive. The "flutes" or air passages are designed to allow airflow across the desiccant with the least amount of resistance. They will generally not foul or plug up unless there has been insufficient upstream filtration in either the process or reactivation airstreams. This occurrence would most likely arise in applications where there is a large amount of airborne dust particles and no provisions for increased prefiltering.

The HoneyCombe wheel should be inspected if the following has been noted:

- 1) There has been a steady rise in both the process and reactivation minihelic readings with no change in damper positions.
- 2) The equipment performance has dropped off and no help was achieved in the trouble-shooting section.
- 3) Your maintenance department has a full periodic inspection requirement. (If no performance problems have appeared, once a year full equipment inspection should be sufficient).

INSPECTION

- 1) Shut down the dehumidifier and secure from inadvertent operation.
- 2) Remove the main wheel access panels.
- 3) At this time, the faces of the wheel should be inspected for softening and flute damage. Softening of the wheel faces may indicate that the wheel has been saturated with moisture for an extended period of time. This could occur when moist airflow has been allowed to flow through the process portion of the wheel with the reactivation circuit inoperative. If softening of the wheel is found, proceed to the wheel drying procedure in this section.
 - a) **Inspection for softening:** Place the palm of your hand flat against the face of the wheel and apply moderate pressure. Run your hand over the entire face of the wheel on both sides. If no flattening of the flute structure occurs, then the wheel structure is sound. If flute deforming is present, attempt the wheel drying procedure. If after the procedure the wheel is still soft, consult the Field Service and/or the Parts Department at Cargocaire.
 - b) Damage or closing of the flutes may indicate a problem with wheel alignment, most likely due to worn or misadjusted support casters. If large areas of flute damage are present, inspect the wheel supports. There may be small isolated areas of damage to the fluted area as a result of mishandling. If the total area of damage is less than 10% of total wheel area, then no action is required. However, if the damaged area is excessive and equipment performance has deteriorated, then consideration of wheel replacement should be made.

- 4) With a drop light of at least 60 watts or higher, located 4-6 inches from the face of the wheel, there should be a glow of light visible on the opposite side of the wheel. Scan the entire area of the wheel. If no light is seen anywhere or in spots on the wheel, proceed as outlined below. If light is noted everywhere around the wheel, replace the panels and return the equipment to operation.
- 5) Once the wheel has been thoroughly inspected as outlined above to investigate low or lost drying performance, an analysis of the desiccant content within the HoneyCombe wheel may be indicated. Take core samples and send them to Cargocalre, where they can be analyzed to determine the content of desiccant. If the wheel condition is good, as outlined in steps 3A & 3B, the wheel may be reimpregnated or recharged.

Note: Taking of core samples should not be done on a regular basis; only if no other reason for poor dryer performance can be found. Every time core samples are taken, a small portion of the wheel's core is removed. Excessive sampling could eventually reduce the effective area of the wheel.

CORE SAMPLE PROCEDURE

- 1) Remove wheel access panels to gain access to both sides of the wheel.
- 2) Using a piece of 1/2" thin wall tubing with one end cut to form a cutting edge (fishmouth), push the tubing into the face of the wheel in direction of airflow 8". Take one sample from each side of the wheel.
- 3) Place the samples in an airtight container, such as a zip-lock baggie. Note the equipment model size, serial number, and original S.O. number. Include a contact name, address and telephone number for reporting test results. If more than one unit is to be analyzed, the samples should be kept separately.

Send the samples to:

Cargocalre Engineering Corp.
79 Monroe St.
Amesbury, MA 01913

Attention: Field Service Dept.

CLEANING

- 1) With the access panels removed, either loosen the drive belt to allow the wheel to be rotated by hand or remove the wheel from the dehumidifier.

Note: Care should be taken not to tear the bulb seals when replacing wheels that have been removed. Personnel should be positioned on the opposite side of the unit to guide the wheel and push the seals back to prevent tearing. Removal is not as critical, yet care should be taken to insure that the wheel is removed straight and does not twist to either side.

- 2) Use a wet/dry shop-type vacuum cleaner with a soft bristle brush to vacuum both faces of the wheel.

Note: If vacuuming alone does not adequately remove the blockage, the use of dry oil free compressed air of no more than 30 PSIG may be used on one side (no closer than 12" to the wheel face) with the vacuum on the other.

CAUTION: Under no circumstances should any other procedure not prescribed in this manual be utilized in cleaning the HoneyCombe wheel. Irreparable damage to the wheel could result!

- 3) Re-check the wheel with the drop light. If blockage has been removed, re-install the wheel and retension the drive belt. Replace the access panels. The equipment may now be placed back into operation. If the blockage is still extensive, consult the factory.

VENTILACION INDUSTRIAL, S.A.

A/024

- Instalación
- Mantenimiento
- Reparación
- Inspección
- Evaluación
- Asesoría

NOVIEMBRE 8, 1993.

AT'N: ING.

Estimado Ing.

Confirmando nuestra conversación telefónica donde platicábamos de la problemática de no tener un cuarto totalmente hermético, con buenas barreras de vapor, como ejemplo puedo dar una pared de ladrillo de 8.5 pulgadas de ancho tendría un factor de permeabilidad de .38 la misma pared con pintura retardante a la humedad sería de .21 pero una película plástica de polietileno de .006 de pulgada tendría un factor de permeabilidad de .06 esto sin ir más allá en el tema explica la importancia de escoger correctamente los materiales, 1 para tener un equipo menor y 2 para asegurar que no habrá cargas extras de infiltración al cuarto, no obstante no sólo los muros nos ofrecen cargas extras sino que además techos, pisos, ventanas, puertas, orificios en los muros para bandas transportadoras, etc. A continuación hacemos una evaluación rápida de materiales en construcción para un cuarto típico para control de humedad.

MATERIALES DE CONSTRUCCION	BUENO	REGULAR	MALO
TABIQUE 4"		*	
TABIQUE 8.5"		*	
CONCRETO 8"		*	
CONCRETO 1"			*
BLOQUE DE CONCRETO 8"			*
TABLAROCA 3/8"			*
TRIPLAY 1/2"			*

NOTA: Estos materiales se consideran en bueno si se les aplica cualquier material retardante a la humedad como pintura o recubrimiento de impermeabilización.

MATERIALES DE BARRERA DE VAPOR	BUENO	REGULAR	MALO
FOIL DE ALUMINIO .002"	*		
FOIL DE POLIETILENO .002"	*		

VENTILA INDUSTRIAL, S.A.

..#2..	BUENO	REGULAR	MALO
FOIL DE POLIETILENO .006"	*		
PLANCHA DE ACERO	*		
PINTURAS Y RECUBRIMIENTOS			
PINTURA DE LATEX RETARDANTE. .003"	*		
PINTURA COMERCIAL DE LATEX .0012"			*
PRIMER COMERCIAL 1 CAPA		*	
PINTURA ALUMINIO 2 CAPAS	*		
PINTURA BASE DE ASFALTO 2 CAPAS	*		

Todas las anotaciones anteriores han sido en base a varios años de experimentación con materiales de construcción, así mismo en el caso de las puertas lo más conveniente es de tener exclusiva para entrada y salida de material y personal con cerradores automáticos si no se puede contar con exclusiva la segunda mejor opción es puertas automáticas deslizables no de tipo gaviota y esta última siendo la peor opción.

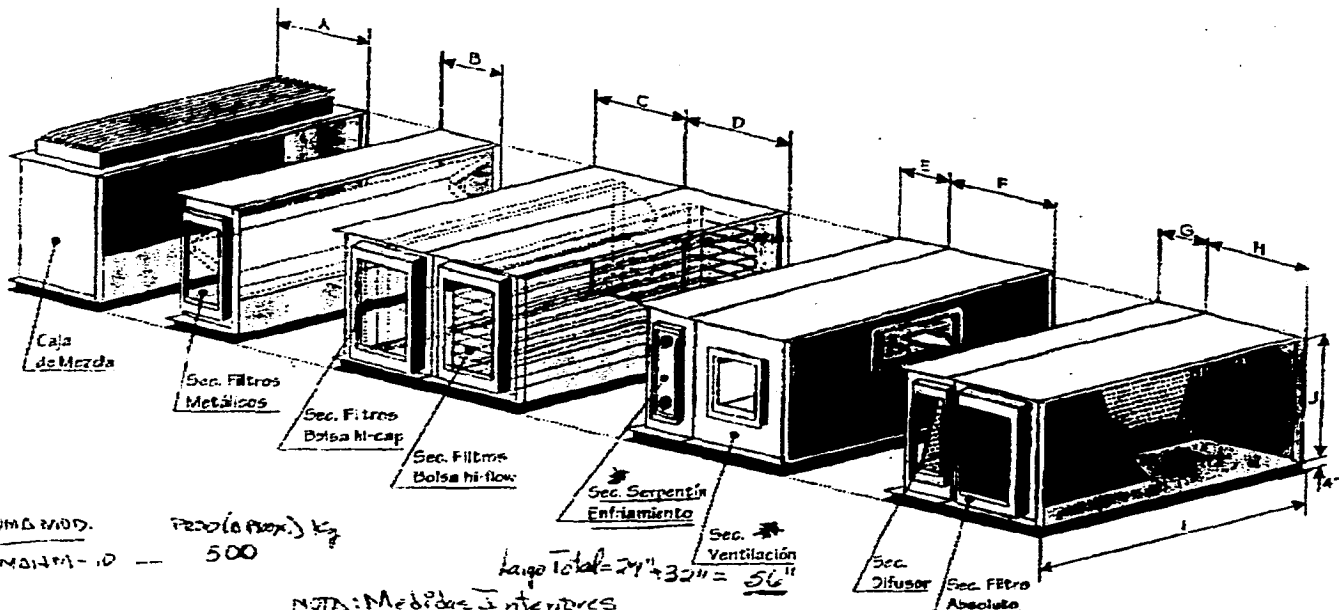
Cuando se fabrique un cuarto especial para baja humedad relativa hay que tomar todos estos parámetros en consideración tomando en cuenta la situación climatológica del lugar, y en caso de necesitar datos de un material en específico no deje de comunicarse con nosotros.

A T E N T A M E N T E

VENTILA

INDUSTRIAL, S.A.

SEP 21 1994 08:55 PM



UMG MOD. P220 (6 PAX.) Kg
 MAIM-10 -- 500

longo total = 24" + 32" = 56"

NOTA: Medidas interiores

MODELO	DIMENSIONES GENERALES (pulg.)									
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
MAIM-08	25	7/28	*	*	24	32	10	18	60	32
MAIM-10	25	7/28	*	*	24	32	10	18	70	32
MAIM-13	25	7/28	*	*	24	32	10	18	80	32
MAIM-15/17	25	7/28	*	*	24	42	10	18	80	42
MAIM-20/23	30	7/28	*	*	24	42	10	18	100	42

*Ver hoja de medidas para filtros bolsa.

EQUIPOS Nimesa

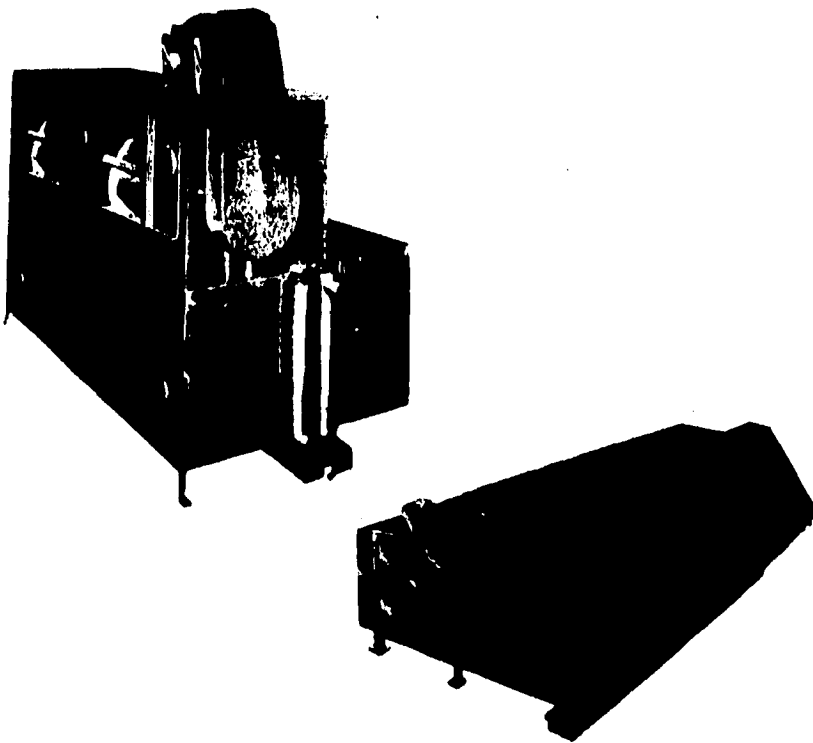
CLIENTE:				
PROYECTO:				
UBICACION:				
DESCRIPCION: Dimensiones Generales (pulg.) de unidades manejadoras de tipo UNIZONA con secciones especiales.				
DISEÑO: Ing. E.A.A.	APROBADO:	DEBIDO: AZM.	FECHA: 31-08-94	ESC.: SIN

A/026

A/027
FORMA 100R025 0594
SUSTITUYE 100R025 0793



**INSTRUCTIVO DE
APLICACION Y SELECCION
MODELO AH, AV, MH Y MV**



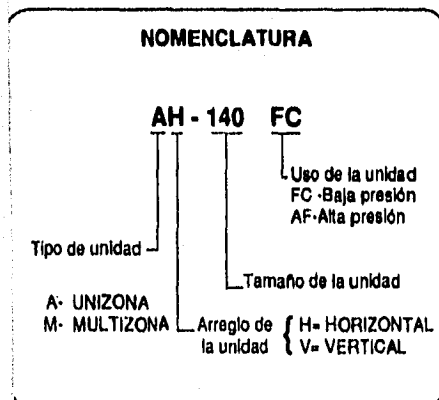
Los detalles de construcción son similares a los modelos AH y AV. Existen 12 tamaños de unidades con capacidad de manejo de aire de 35 a 986 MCM (1225 a 34,800 PCM).

La zona de compuertas permite el acondicionamiento de aire en un número de áreas que se controlan termostáticamente, permitiendo simultáneamente, la calefacción para algunas áreas y el enfriamiento en otras.

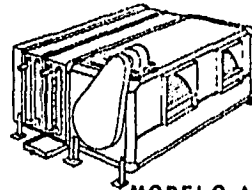
Los serpentines son montados de una manera vertical, adyacente a la sección de descarga. El acceso a la sección del ventilador es a través de la puerta de la sección de descarga.

La inspección también es posible a través de las puertas redondas en la zona de compuertas.

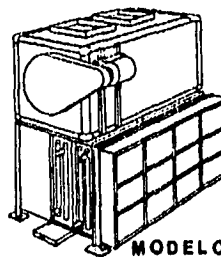
■ **NOMENCLATURA.** - Todas las unidades en la placa de datos tendrán la designación del modelo, al igual que el número de identificación de la misma, con una nomenclatura como la que a continuación se ejemplifica:



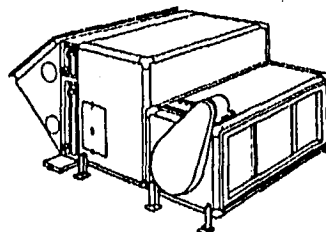
NOTA: La designación horizontal o vertical se determina únicamente por la dirección del flujo de aire dentro de la unidad, ésta designación no se refiere a su descarga, sino a la posición de la sección ventilación con respecto a la sección del serpentín.



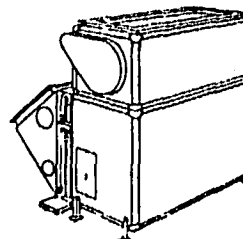
MODELO AH



MODELO AV



MODELO MH



MODELO MV

SELECCION DE UNA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE

Las Manejadoras de Aire RECOLD permiten la selección de sus componentes para satisfacer los más funcionales requerimientos de trabajo. Su amplia selección de unidades básicas, componentes opcionales, serpentines y accesorios, facilita el diseño de la Ingeniería para obtener la más eficiente operación y el óptimo control de temperatura.

La selección del mejor sistema para cada aplicación individual necesita solamente de los siguientes pasos:

- Paso A.-** Determinación de la cantidad total de suministro de aire.
- Paso B.-** Selección del tamaño de la unidad básica y sus arreglos.
- Paso C.-** Selección del serpentín de enfriamiento y/o calefacción.
- Paso D.-** Selección de los accesorios (humidificador, filtros, caja mezcladora, compuertas, etc.)
- Paso E.-** Selección de las RPM y tipo del abanico.

■ PASO A CANTIDAD TOTAL DE SUMINISTRO DE AIRE

La cantidad total de suministro de aire estará determinada por la que sea mayor de las siguientes:

- a) Requerimientos de ventilación, de reemplazo del aire o presurización del mismo.
- b) La carga de enfriamiento (más frecuente para acondicionamiento del aire).
- c) La carga de calefacción (solamente para usos de calefacción).
- d) la remoción de humedad, contaminantes u olores.

Los requerimientos de ventilación pueden estar determinados por los códigos o reglamentos locales; o considerar las recomendaciones de la guía ASHRAE. El aire de reemplazo deberá ser al menos igual que el contenido en el espacio del local, añadiendo una cantidad por la presurización para minimizar la infiltración.

Para el acondicionamiento de aire para el confort, la cantidad total de suministro de aire comúnmente será determinada por la máxima carga de enfriamiento (calculado por los métodos publicados en la guía ASHRAE). El suministro requerido de aire puede ser determinado por la siguiente fórmula:

$$PCM = \frac{Cs \text{ del espacio BTUH}}{1.08 \times (TEBS - TSBS \text{ } ^\circ\text{F})}$$

PCM = Pies cúbicos por minuto de aire
Cs = Carga sensible de enfr. o calefacción.
TEBS = Temperatura de Entrada Bulbo Seco
TSBS = Temperatura de Salida Bulbo Seco

Dependiendo del enfriamiento medio disponible, consideraciones de distribución del aire y requerimientos de control de humedad, el Diferencial de Temperatura de Enfriamiento se encuentra usualmente entre 15 y 25 °F.

Debido a que el Diferencial de Temperatura de Calefacción es frecuentemente mucho mayor, la cantidad de aire requerida para calefacción, es comúnmente menor que para enfriamiento. Para proyectos que requieren únicamente de calefacción, la carga de calefacción puede ser el factor a controlar. Las pérdidas de calor a lo largo de los ductos deben ser consideradas.

El control de la humedad, la remoción de contaminantes u olores, afectará ocasionalmente la cantidad total de aire.

■ PASO B TAMAÑO Y ARREGLO DE LA UNIDAD BASICA

En las unidades RECOLD para usos de enfriamiento y deshumidificación, debe tomarse la velocidad de cara del serpentín que se encuentre abajo del punto de arrastre de humedad. El límite es de 600 PPM. Para ciclos de baja duración una velocidad de 350 a 400 PPM es recomendada.

$$\text{Área de cara} = \frac{PCM}{\text{Velocidad de cara deseada}}$$

Utilice el tamaño de unidad inmediato superior.

Tome como referencia la Tabla 1 (página 7) para las áreas de cara efectivas. Para el diagrama de selección de todas las velocidades de cara del serpentín, tome como referencia la gráfica de la página 11, para usos de calefacción y ventilación o para unidades involucrando sólo enfriamiento sensible. La velocidad de cara está limitada solamente por la mayor caída de presión interna del aire y el mayor nivel de ruido existente. Las selecciones son normalmente efectuadas en un rango de 800 a 1000 PPM de velocidad de cara. Para el límite menor, la fórmula siguiente puede utilizarse:

$$\text{Área de cara} \approx \frac{\text{FCM totales}}{\text{Velocidad de cara deseada}}$$

El arreglo de la unidad puede determinarse según las necesidades del sistema y las consideraciones de espacio, de acuerdo a lo que se indica a continuación:

- **Sección ventilación**, (Modelos AH y AV), más compacta y de más bajo costo, son seleccionadas para aplicaciones de ventilación y calefacción.

- **Modelo AH** (Unizona horizontal). Estas unidades son las más comúnmente utilizadas para el acondicionamiento del aire por su sencillez y bajo costo.

- **Modelo AV** (Unizona Vertical) puede ser necesario su uso por cuestiones de ahorro de espacio.

- **Modelos MH y MV** (Multizona Horizontal y Vertical) del tipo de tiro forzado, puede requerirse para sistemas de varias zonas o en sistemas con ductos. El arreglo horizontal o vertical es determinado por las consideraciones de aplicación.

■ PASO C SERPENTINES DE CALEFACCION Y ENFRIAMIENTO

Las cargas de calefacción y enfriamiento pueden determinarse por métodos establecidos publicados en la guía ASHRAE.

Los serpentines disponibles pueden ser seleccionados para agua caliente, agua fría, vapor y expansión directa.

Con las cargas determinadas y la selección aproximada, las hileras, el número de aletas por

pulgada y circuitaje del serpentín pueden seleccionarse de los catálogos YORK de serpentines.

Los tamaños y áreas de caras de los serpentines para cada tamaño de unidad, son mostradas en la tabla de Datos de Ingeniería de la pág. 7

Cuando las unidades multizona (MH, MV) son utilizadas en aplicaciones de ventilación o calefacción, el serpentín de calefacción debe localizarse en la sección de la "cubierta caliente".

■ PASO D ACCESORIOS

Una amplia variedad de accesorios se encuentran disponibles para ajustar la unidad RECOLD a los específicos requerimientos del sistema. Los incluidos en la sección de Accesorios de este manual son: humidificador, caja mezcladora, caja de filtros en posición plana o angular y amortiguadores de resorte o neopreno, entre otros.

■ PASO E ABANICOS Y MOTOR

La selección del abanico será:

Del tipo FC (Baja Presión) para abanicos de una presión estática de 3.5 como máximo.

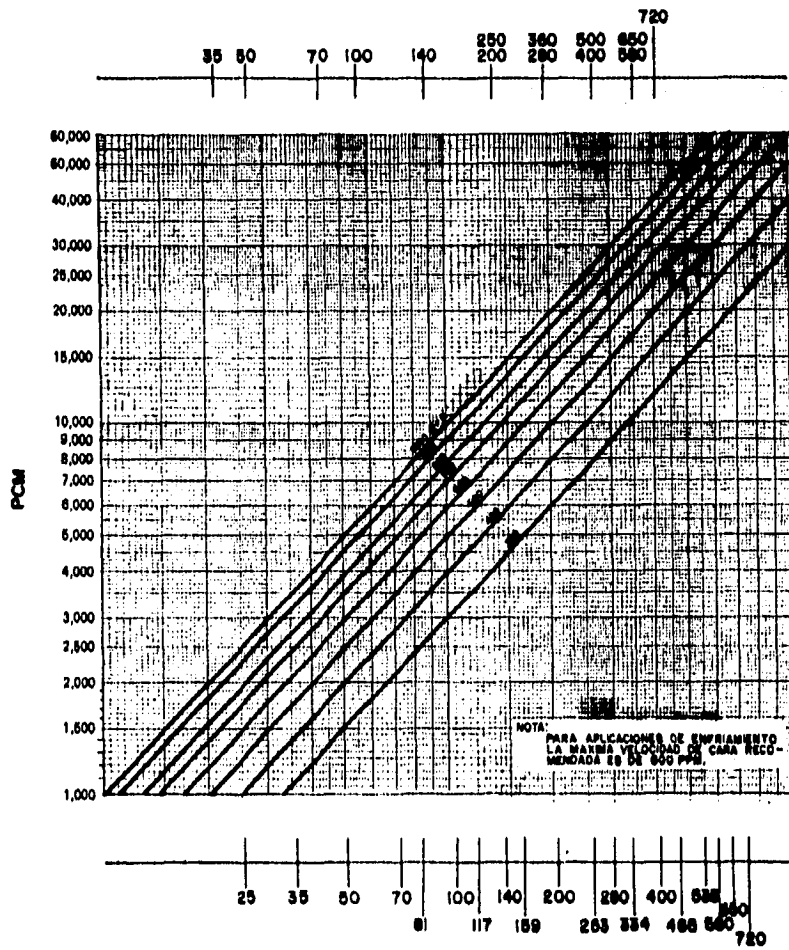
Del tipo AF (Alta Presión) en unidades del tamaño 140 y mayores, para abanicos de una presión estática de 3" a 9" C. A.

Las RPM y potencia al freno (BHP) del abanico, se determinan de sus curvas y tablas de funcionamiento; conociendo el tamaño de la unidad, tipo de ventilador los PCM y Presión estática total. Si es necesario, corrija las RPM y BHP por la altitud y temperatura del aire, utilizando para ello los factores dados en la tabla de la pág. 15. Las tablas y curvas de los abanicos no incluyen cargas por transmisión.

Las curvas de operación de los abanicos para cada modelo se encuentran ilustradas de la pág. 24 a la 38.

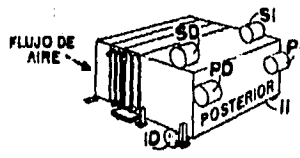
GRAFICA PARA LA SELECCION DE LA UNIDAD

MULTIZONAS - SERPENTIN DE CALEFACCION

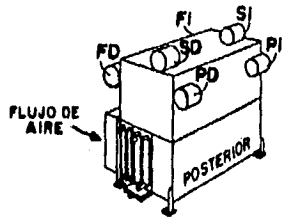
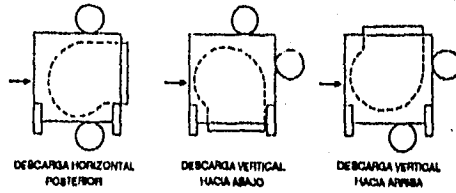


UNIZONAS - SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO Y CALEFACCION

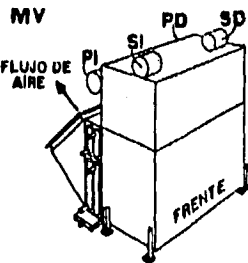
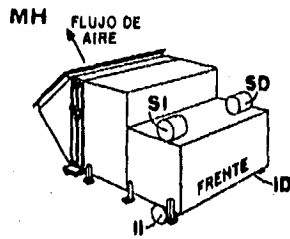
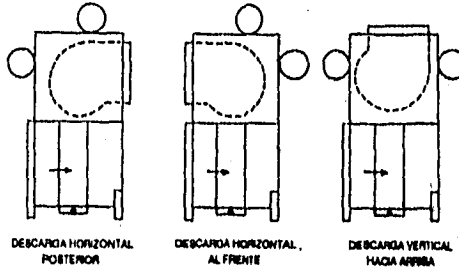
LOCALIZACION DEL MOTOR Y POSICIONES PARA LA DESCARGA DE LA VENTILACION



AH



AV



NOTA: NO SE FABRICAN UNIDADES CON MOTORES AL LADO DE LA DESCARGA, POR LO QUE DEPENDIENDO DE LA POSICION EN QUE ESTA SE REQUERIDA DEBERA DETERMINARSE LA POSIBLE LOCALIZACION DEL MOTOR.

- SD - SUPERIOR DERECHA
- SI - SUPERIOR IZQUIERDA
- PD - POSTERIOR DERECHA
- PI - POSTERIOR IZQUIERDA
- ID - INFERIOR DERECHA
- II - INFERIOR IZQUIERDA
- FD - FRONTAL DERECHA
- FI - FRONTAL IZQUIERDA

EL FRENTE DE TODAS UNIDADES PARA MANEJO DE AIRE RECOLD ES DETERMINADO POR LA ENTRADA DEL AIRE



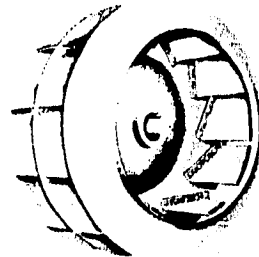
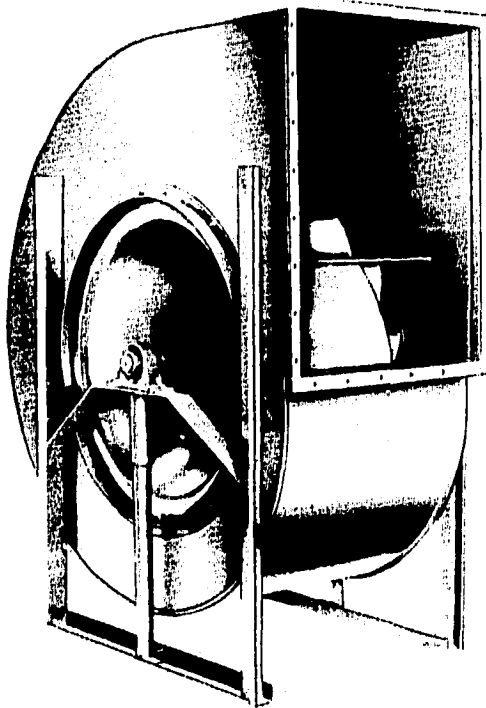
Westinghouse Sturtevant Division
Hyde Park, Mass. 02136

A/033
Performance Data 90-210

Effective Date April 1, 1976

Performance Data for Silentvane® Centrifugal Fans Series 3000

Featuring Backwardly Inclined Blading



March 1976
Supersedes Catalog 90-210, pages 1-70
dated April 1973
E. D. C/2901/08



SELECTION AND APPLICATION DATA

A/034

DEFINITIONS

CFM	cubic feet per minute
FPM	feet per minute
LBS	weight in pounds
F	temperature in degrees fahrenheit
*F	temperature difference in degrees fahrenheit
FT	feet
"HG	inches of mercury
HP	brake horsepower
OV	fan outlet velocity in feet per minute
RPM	revolutions per minute
SEC	time in seconds
SP	static pressure measured in inches of water
TP	total pressure measured in inches of water
VP	velocity pressure measured in inches of water
SWSI	single width, single inlet fan
DWDI	double width, double inlet fan
System	consists of any combination of fan, duct cooling or heating coils, air cleaners, exhaust hoods, scrubbers or other equipment through which part or all of the total air flow must pass
Density Ratio	the density of air at a given barometric pressure and temperature divided by the density of standard air. Density ratios are shown on page 6.
Standard Air	standard air is defined as air with a density of 0.075 pounds per cubic foot and an absolute viscosity of 1.225×10^{-4} lb/ft/sec. It is generally accepted that air at a temperature of 70°F and at a barometric pressure of 29.92" Hg is essentially equivalent to standard air as defined above.
AMCA	Air Moving and Conditioning Association

SELECTION CONSIDERATIONS

Selection of the proper fan for a given application involves not only the operating characteristics of the fan, but a careful analysis of first cost versus operating cost as well as expected life, quietness of operation, location of equipment and any other job limitation. Generally speaking, permanent types of fan installations such as public buildings, schools, or hospitals are expected to operate for 20 years or more and during this period operating and maintenance costs can be substantial cost factors. Quite often an analysis of first cost versus operating costs for the life expectancy of the fan can justify a higher initial investment using a larger fan with higher efficiency. Industrial applications, on the other hand, have indeterminate life expectancies and often permit smaller fans to be selected at lower efficiencies. Each installation should be thoroughly analyzed in its design stage to insure that the ultimate objective is accomplished.

FAN PERFORMANCE TABLES

Separate performance tables are presented for each size of fan. SWSI fan performance is tabulated on pages 7 to 20. DWDI fan performance is tabulated on pages 30 to 52. Fans are available in Classes I through IV construction as tabulated.

Bold figures in each fan performance table approximate the point of maximum static efficiency. If low operating cost or quietness of operation are factors in the operation of a system, then fan selection at or near maximum efficiency may be desirable.

AMCA FAN CLASSIFICATIONS

AMCA (Air Moving & Conditioning Association) Standard AS 2408-69 establishes performance table parameters for Class I through IV construction. The parameters are tabulated below:

FAN CLASS	PERFORMANCE RANGE*		TABLE SHADING
	SINGLE WIDTH	DOUBLE WIDTH	
I	5" ● 2300fpm to 2½" ● 3200fpm	5" ● 2415fpm to 2½" ● 3360fpm	Light Background
II	8½" ● 3000fpm to 4¼" ● 4175fpm	8½" ● 3150fpm to 4¼" ● 4380fpm	Dark Background
III	13½" ● 3780fpm to 6¾" ● 5260fpm	13½" ● 3970fpm to 6¾" ● 5520fpm	Light Background
IV	Above Class III specifications	Above Class III specifications	Dark Background

*Performance Range designations are indicated by static pressure (inches of water) at fan outlet velocity (feet per minute).
NOTE: The AMCA Standard also states that the fan classes may be extended providing the fan speeds do not exceed those listed within the established parameters. Accordingly, fan performance table shadings have been extended in many instances beyond the pressures listed above.

The AMCA standard permits the use of fans up to their maximum allowable tabulated speed for each construction class. Westinghouse fans are designed to operate throughout their complete performance range from block-tight volume (when delivering no air) to wide-open volume at the maximum speeds listed for each fan size. The fans may be selected and used with complete confidence that metal stress levels and critical and resonance speeds are extremely conservative and well within good engineering practice.

SELECTION AND APPLICATION DATA

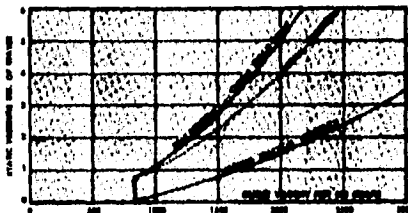
OPERATING SOUND LEVEL*

Quietness of operation is an important aspect in the selection of a fan, particularly for ventilating and air conditioning. A fan operating against 1" or greater resistance and located in close proximity to conditioned spaces, even when selected at maximum efficiency, may well be objectionable from the standpoint of noise. Fan sound levels are increasingly important in industrial process applications.

Efficient fan selection minimizes internal energy losses and sound generation. Acoustical laboratory tests confirm that low sound output occurs at high operating efficiency. Peak efficiency is indicated in the fan selection tables by **bold type** in the static pressure columns. Fan selections near the peak efficiency provide low sound output consistent with adequate pressure reserve and true self-limiting horsepower—another advantage of carefully coordinated design.

Selection for relatively quiet operation . . . Selection at higher efficiencies minimizes sound generation. For low sound output, together with other benefits of low power consumption and operating cost throughout fan life, select fans near **NORMAL SELECTION CURVE**. When higher sound levels are acceptable, together with smaller fans and higher operating costs, selection can be made at lower efficiencies. Under these circumstances, sound attenuation may be desirable.

Recommended Outlet Velocities For Quiet Operation



*See Page 54 for additional Sound Data.

FAN STARTING REQUIREMENTS

A fan is an energy converter. Electrical energy rotates the fan wheel through a driving motor and increases the static pressure (potential energy) of the air handled by the fan in order to overcome resistance to air flow offered by the duct system. The wheel also increases the velocity pressure (kinetic energy) of the air which is the energy required to maintain the air in motion. The driving motor must be capable of starting the fan from rest and accelerating it to operating speed, with a minimum of disturbance to the electrical system. The information given below is useful in understanding the motor problems that may arise.

To start and accelerate a fan to operating speed it is necessary to:

1. Overcome bearing resistance. This resistance can vary

with the type of bearing used. It is low for anti-friction types and relatively high for sleeve types.

2. Accelerate the inertia of the fan wheel and shaft. This inertia is generally designated as the moment of inertia or (WR²). The motor must provide energy to accelerate it together with the inertia of the drive sheaves or coupling. The moment of inertia for Class II, III and IV fans will be greater than Class I, because heavier wheels and shafts are used.

3. Provide energy to the fan wheel as it begins to deliver air into the duct system. The horsepower required varies with the cube of the fan speed. It is insignificant at low speeds, but increases rapidly as the fan wheel comes up to operating speed.

Fans, when selected for low static pressure, may be specified with motors which are not large enough to start the fan, accelerate and operate at the Design RPM without overheating the motor or overloading the electrical system. Minimum motor sizes become critical for fan sizes above 3037. The minimum motor size required to start and accelerate the fan is listed at the top of each fan performance table.

The minimum motor sizes indicated in the fan performance data are based upon the use of Westinghouse standard, open drip-proof or enclosed, normal torque motors for across-the-line starting. The use of other motors for reduced voltage starting, high or low starting torques, designed with high inertia capabilities, etc., should be checked to be sure they will start and accelerate the fan without overheating the motor or overloading the electrical circuit. The motors listed in the performance data have been selected based on one start per day and operation in an ambient temperature not exceeding 104F. More frequent starting or operation in higher temperatures will probably require a motor larger than the minimum sizes listed.

Motor recommendations for fan sizes 3037 through 3060 are based on the use of four pole, 1800 RPM motors. Fan sizes 3066 and larger are based on the use of six pole, 1200 RPM motors in order to maintain reasonable drive sheave ratios. Under certain operating conditions it may be possible to use motors smaller than those listed in the performance tables. The selection of smaller motors should be reviewed with the motor supplier.

In general, smaller fans do not present a starting problem. However, when a fractional horsepower motor is used, its starting and accelerating characteristics should be carefully checked.

A directly driven fan requires a larger motor to bring it up to its design speed than a belt driven unit. The required inertia capability of the motor to start a fan and accelerate it, varies as the square of the fan-motor speed ratio. This is advantageous for the motor since a relatively low motor inertia capability is required due to the effect of the square of the fan-motor speed ratio. However, a fan directly connected to a motor does not have this speed difference and the mechanical advantage of the drive ratio is non-existent. The driving motor, must, of necessity, be larger than that indicated in the performance tables and must be reviewed with the motor supplier.

Whenever inlet vanes or outlet dampers are used, the starting load and motor heating are reduced, if such devices are kept closed until after the fan has accelerated to operating speed.

FAN LAWS

Two basic fan laws relate performance variables for any fan of a given design (such as the Silentvane Series 3000). An understanding of these relationships is necessary to select fans when they are handling air or gas which is different than standard or when fan performance adjustments must be made on existing systems. Both of these laws apply to a given unchanged duct system.

Fan Law #1

SPEED VARIABLE — CONSTANT AIR DENSITY

- A. Volume (cfm) . . . Varies directly as the ratio of the speed.

$$CFM_2 = CFM_1 \times \frac{RPM_2}{RPM_1}$$

- B. Pressure (sp or tp) . . . Varies directly as the square of the speed ratio.

$$Pressure_2 = Pressure_1 \times \left(\frac{RPM_2}{RPM_1}\right)^2$$

- C. Brake Horsepower . . . Varies directly as the cube of the speed ratio.

$$BHP_2 = BHP_1 \times \left(\frac{RPM_2}{RPM_1}\right)^3$$

Fan Law #2

AIR DENSITY VARIABLE — CONSTANT SPEED

- A. Volume (cfm) — Remains unchanged

- B. Pressure (sp or tp) . . . Varies directly as the ratio of the air densities.

$$Pressure_2 = Pressure_1 \times \frac{Air\ Density_2}{Air\ Density_1}$$

- C. Brake Horsepower . . . Varies directly as the ratio of the air densities.

$$BHP_2 = BHP_1 \times \frac{Air\ Density_2}{Air\ Density_1}$$

CORRECTION OF FAN PERFORMANCE
FOR OTHER THAN
STANDARD AIR CONDITIONS

Air volumes to be handled by the fan must be calculated to satisfy the application. A fan operating on a given system at a given speed is a constant volume machine. The density of air entering the fan (affected by temperature and/or altitude) can vary, but the air volume delivered will remain unchanged. The system resistance, the fan pressure capability and brake horsepower will vary directly with the air density.

In general practice, the design system resistance is calculated in the usual manner using standard air density and the fan pressure requirements are determined for "standard" conditions. This is sometimes known as the "cold" pressure. Select the fan from the catalog in the

normal manner using the "cold" pressure, noting the fan RPM and BHP. As previously indicated by fan law #2, the design air volume and selected fan speed will remain unchanged, but the fan pressure and horsepower will vary with the air density. (The system resistance will also vary with the air density, which is the reason the volume flow remains unchanged).

The design of many systems involve the calculation and specification of air quantities by weight as in product drying or combustion. Before a fan can be selected, the air quantity must be converted to an air volume based upon standard air density entering the fan inlet. The system resistance ("cold" fan static pressure) must be determined using this air volume. The fan selection is now made from the catalog, using the calculated air volume and the "cold" static pressure. Fan brake horsepower corrections are made for air density variations as indicated above.

For ease in calculations, the table (page 6) contains air density ratios for temperatures from -20 to 900F and barometric pressures from 29.92 to 13.75" HG.

SAMPLE CORRECTION

A size 3060 SWSI fan must deliver 37,278 CFM at 1½ inches static pressure. The fan must perform at an altitude of 4000 feet with air entering the fan inlet at 300F.

1. Obtain density correction factor from table on page 6. For 300F air at an altitude of 4000 feet the factor is 0.604.

2. Correct static pressure for new conditions.
1½ + 0.604 = 2½" "cold" static pressure.

3. Use specified air volume and corrected static pressure to obtain fan speed and brake horsepower requirements from fan tables.

From the performance table on page 23, a size 3060 SWSI fan delivering 37,278 CFM at a static pressure of 2½" must operate at 444 RPM and requires 18.48 BHP.

4. The RPM is correct as selected from the performance table (when elevated temperatures are involved, check maximum allowable RPM, see tables), the brake horsepower requirements must be corrected to reflect the change in power required because of the change in air density.

Multiply the tabular horsepower from step 3 by the correction factor from step 1.

$$BHP = 18.48 \times 0.604 = 10.6$$

5. Check specifications to determine if fan will be expected to operate at lower temperatures (such as start up of a system). If it is, check horsepower required at lower temperature.

Assume system will be started with the fan handling air at a temperature as low as 70F.

- a. Correction factor for 4000 foot altitude and 70F temperature = 0.864.

- b. Corrected brake horsepower
18.48 × 0.864 = 15.9.

- c. Select motor based on a maximum brake horsepower requirement of 15.9.

FAN CONSTRUCTION

A/037

FAN CONSTRUCTION

In general, fans are built to suit the service for which they are intended to perform. Variations in rotation, discharge, class of construction, bearing type and locations are but a few of the many different arrangements that are available. Fans may also be built to handle air at elevated temperatures, with spark resistant construction and to resist the effects of corrosive air either with protective coatings or when made of special metals.

SPARK RESISTANT FANS

Application of fans on systems where hazardous, explosive or flammable conditions exist requires careful attention on the part of the designer, manufacturer and installer. Silentvane fans are available with spark resistant construction as covered by the following table. Fans with this construction are only available in arrangements 1, 2, 4, 8, 9 and 10. Aluminum wheels for Type A and B construction are available for Class I and II fans in sizes 3012 through 3066 and Class III fans in sizes 3018 through 3060 only.

Fans must be installed with all fan parts electrically grounded. Explosion proof motors and static resistant belts may also be required by the application.

Table of AMCA Standard Classifications for Spark Resistant Construction (AMCA Standard AS401)

Type A . . . All parts of the fan in contact with the air or gas being handled shall be made of non-ferrous material.
Type B . . . The fan shall have an entirely non-ferrous wheel and non-ferrous ring about the opening through which the shaft passes.
Type C . . . The fan shall be so constructed that a shift of the wheel or shaft will not permit two ferrous parts of the fan to rub or strike.

Notes: 1. Bearings shall not be placed in the air or gas stream.

2. The user shall electrically ground all fan parts.

PROTECTIVE COATINGS

The standard finish for all Series 3000 Silentvane fans is one coat inside and outside of standard grey enamel. Where fans are installed exposed to the weather or where the moisture content of the air is high, a two coat finish inside and out is recommended. The first coat is of red zinc chromate primer and the second of grey enamel.

Industrial use of fans handling corrosive gases requires special consideration in the construction and finish of the fans. Fans are available with neoprene, phenolic, vinyl, epoxy, natural, synthetic or chlorinated rubber and special paints to meet most applications.

After users select the coating to be used, Westinghouse, in close cooperation with the manufacturers and/or applicators, determine the construction required, designs the fan and applies the coating.

SPECIAL METALS

Applications, in which a standard fan with a special protective coating will not give satisfactory results, may be satisfied by a fan constructed with special metals. These special fans are generally higher in first cost, but may be justified if their life expectancy is increased.

Under certain circumstances, Silentvane fans can be constructed with stainless steel, monel, aluminum, everdur and other special metals. Particular consideration must be given to strength and weldability as applied to rotating elements. It is most important that the corrosion-resistant properties are not impaired by welding.

HIGH TEMPERATURE FANS

Series 3000 fans are available for handling air at temperatures up to 800F. The correct fan arrangement, special construction, and limitations placed upon the maximum operating speeds, are important considerations that must be taken into account when elevated temperatures are involved.

In addition, particularly with larger fans, the temperature rise and decrease required to be handled by the fans is extremely important. The rates of expansion of the wheel hub and shaft must be carefully reviewed to insure continued trouble-free operation. Maximum temperature change for any 10 minute period exceeding 40F should be referred to Westinghouse.

When operating at elevated temperatures, the maximum allowable fan speed must be reduced. Factors tabulated below apply to all fan sizes in Classes I through IV construction. To use, refer to the fan performance table and multiply the maximum RPM by the percentage factor listed for the appropriate operating temperature.

Temperature Range	Percent of Maximum RPM	Temperature Range	Percent of Maximum RPM
-20+150	100	501-550	95.8
151-350	100	551-600	94.7
351-400	99	601-650	92.5
401-450	88	651-700	85.8
451-500	68.9	701-750	79.0
		751-800	68.5

Note: Aluminum wheels (AMCA type A and B construction) are available in limited sizes and classes of construction. The maximum operating temperature is 150F and the following maximum tip speeds apply: Class I, 8800 FPM, Class II, 10,700 FPM, Class III, 13,600 FPM.

TYPICAL ENGINEERING SPECIFICATIONS

A/038

Furnish and install where shown on the plans, Westinghouse Silentvane® Centrifugal Fans, Series 3000-Design B.

Performance: Performance tables shall be based upon tests conducted in accordance with the appropriate AMCA approved test code and procedures and shall bear the AMCA Certified Rating Seal. Centrifugal fans shall have a sharply rising pressure characteristic which shall extend throughout the operating range and continue to rise well beyond the efficiency peak to insure quiet, stable operation under all conditions. The horsepower characteristic shall be truly self-limiting and shall reach a peak in the normal selection area.

Design and Construction: Wheel diameters and outlet areas shall be in accordance with the Standard Sizes adopted by AMCA for non-overloading fans. Fan housings shall be suitably braced to prevent vibration or pulsation. Inlets shall be fully streamlined.

Wheels: All wheels shall have flat backwardly inclined blades riveted to the back and/or centerplate and welded to the sideplate in Class I and II construction. Classes III and IV wheel shall be all welded. Wheel air passages shall be free of interference; neither intermediate rings nor stay rod bracing shall be used. All wheels shall be statically and dynamically balanced before shipment.

Inlet Vane Control: Shall be a conical unit with good structural and aerodynamic properties, built as an integral part of the fan inlet and removable as an assembly for either maintenance or accessibility to the fan wheel.

The free area of the conical vanes shall be not less than 120% of the fan inlet area to eliminate inlet losses. The blade area shall be equalized so that the vanes shall remain partially open should the control devices fail.

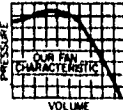
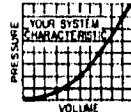
SWSI fans shall be furnished with a push-pull activator rod passing through a sleeve welded in the inlet to prevent air leakage. Sleeve grease fittings shall be furnished with a locking quadrant when vanes are manually controlled.

SYSTEM LOCATION	PERFORMANCE DATA					FAN DATA						
	CFM	O.V.	SP	DENSITY	RPM	HP	SIZE	WIDTH	CLASS	ARR.	ROT.	DISCH.

OUR FAN . . . YOUR SYSTEM

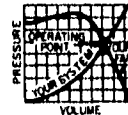
Fan selections are based on static pressure capability when handling a given volume of air. The static pressure is calculated for each system by following certain accepted industry practices. This calculation of static pressure is at best an inexact science with the error often compounded by the addition of safety factors.

If the system pressure requirements for a given volume of flow is known, the system characteristic curve is a parabola and can be predicted mathematically. Such a system curve is illustrated to the right.



A fan at a given RPM has a characteristic pressure-volume curve from wide open to blocked tight. Such a fan curve is illustrated to the left.

If the curves are superimposed as illustrated to the right, the intersection is the only point on the system at which the fan can operate. If this balance point does not satisfy the system pressure and volume requirements, the system requirements or fan speed must be adjusted until the required operating characteristics are obtained.



In the selection of a fan to meet calculated or specified pressure-volume conditions, it is important to apply, where possible, an adjustable fan drive with sufficient variation to compensate for variances between actual and calculated operating conditions.

There is a mutual responsibility between the fan manufacturer and system designer for successful overall operation.

Air Density Ratios at Various Altitudes and Air Temperatures

AIR TEMPERATURE F	ALTITUDE IN FEET ABOVE SEA LEVEL												
	0	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	15000	20000
	BAROMETRIC PRESSURE IN INCHES OF MERCURY												
	29.92	28.86	27.82	26.81	25.84	24.89	23.98	23.09	22.22	21.38	20.58	18.88	13.75
-20°	1.204	1.16	1.12	1.08	1.04	1.00	.965	.930	.895	.860	.828	.678	.554
0°	1.152	1.10	1.07	1.03	.995	.958	.923	.888	.856	.822	.792	.650	.530
70°	1.000	.964	.930	.896	.864	.832	.801	.772	.743	.714	.688	.564	.460
100°	.946	.912	.880	.848	.818	.787	.758	.730	.703	.676	.651	.534	.435
150°	.869	.838	.808	.779	.751	.723	.696	.671	.646	.620	.598	.490	.400
200°	.803	.774	.747	.720	.694	.668	.643	.620	.596	.573	.552	.453	.369
250°	.747	.720	.694	.669	.645	.622	.598	.576	.555	.533	.514	.421	.344
300°	.697	.672	.648	.624	.604	.580	.558	.538	.518	.498	.480	.393	.321
350°	.654	.631	.608	.586	.565	.544	.524	.505	.486	.467	.450	.369	.301
400°	.616	.594	.573	.552	.532	.513	.493	.476	.458	.440	.424	.347	.283
450°	.582	.561	.542	.522	.503	.484	.466	.449	.433	.416	.401	.328	.268
500°	.552	.532	.513	.495	.477	.459	.442	.426	.410	.394	.380	.311	.254
550°	.525	.506	.488	.470	.454	.437	.421	.405	.390	.375	.361	.296	.242
600°	.500	.482	.465	.448	.432	.416	.400	.386	.372	.352	.344	.282	.230
650°	.477	.460	.444	.427	.412	.397	.382	.368	.354	.341	.328	.269	.219
700°	.457	.441	.425	.410	.395	.380	.366	.353	.340	.326	.315	.258	.210
800°	.421	.406	.392	.377	.364	.350	.337	.325	.313	.301	.290	.238	.194
900°	.390	.376	.363	.350	.337	.325	.312	.301	.290	.278	.268	.220	.180

wheel	22 1/2 in. diameter -- 5.82 ft. dia.
inlet	3.14 sq. ft. area -- 24 1/2 in.
outlet	2.83 sq. ft. area -- 23 1/4 x 17 1/2 in.
max RPM	class I--1787 class III--2799
See Page 3 Fan Starting Requirements	Max. HP = 1.484 (RPM/1000)

SIZE 3022 SWS1

Design B

CLASSES I, II, III, IV

A/039

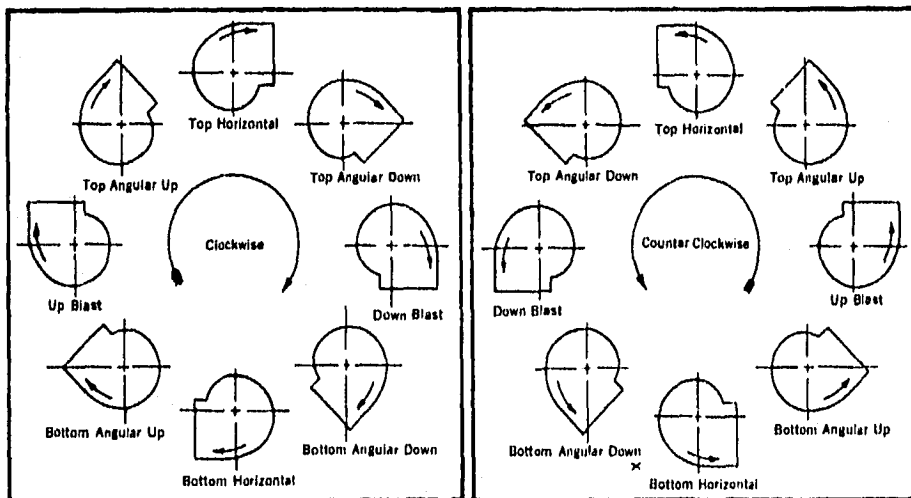
Static Pressure (in. w.g.)	Fan RPM															
	1787	1800	1812	1824	1836	1848	1860	1872	1884	1896	1908	1920	1932	1944	1956	1968
2.04	800	450	134	501	188	548	231	593	245	638	342					
2.106	850	470	147	515	196	559	247	601	304	643	368					
2.172	900	486	164	531	214	572	267	613	324	651	384					
2.238	958	504	181	546	234	587	291	625	345	662	410	760	474	738	342	
2.304	1080	527	199	561	254	601	311	636	369	674	435	710	503	744	367	
2.370	1113	1100	559	240	596	300	632	362	668	426	700	491	734	559	765	630
2.436	1280	596	291	632	332	664	417	697	487	729	536	761	827	789	700	849
2.502	1300	633	342	666	411	697	483	729	553	759	627	789	705	817	780	873
2.568	1400	672	409	702	478	735	556	763	631	791	709	819	787	846	868	898
2.634	1500	713	483	741	553	767	635	797	714	824	796	832	885	877	966	929
2.700	1600	752	561	778	631	804	722	834	805	859	896	883	969	910	1.07	956
2.766	1708	792	653	815	735	841	823	867	910	892	1.00	919	1.09	940	1.18	966
2.832	1800	836	757	859	837	881	927	905	1.02	929	1.12	951	1.21	973	1.31	1020
2.898	1908	875	866	896	955	921	1.05	945	1.15	965	1.24	988	1.34	1005	1.45	1050
2.964	2000	919	992	940	1.08	961	1.18	979	1.26	1002	1.38	1021	1.49	1042	1.60	1086
3.030	2200	1000	1.27	1017	1.38	1037	1.49	1057	1.59	1078	1.70	1096	1.81	1116	1.92	1153
3.096	2400	1082	1.60	1181	1.74	1138	1.84	1137	1.96	1157	2.08	1173	2.19	1192	2.33	1226
3.162	2608	1169	2.01	1184	2.13	1200	2.26	1216	2.37	1235	2.50	1250	2.63	1266	2.75	1299
3.228	2886	1252	2.46	1268	2.60	1282	2.73	1299	2.88	1313	3.00	1329	3.13	1345	3.27	1374
3.294	3000	1318	2.99	1354	3.14	1368	3.29	1381	3.42	1394	3.55	1410	3.71	1416	3.86	1432
3.360	3200	1421	3.55	1436	3.73	1450	3.88	1465	4.05	1477	4.18	1491	4.35	1504	4.48	1533

Standard AMCA pressure range is shown by the shaded areas. Fans may be used up to the maximum RPM listed above for each fan class. For further explanation, refer to page 2. Performance shown is for Silentvane fans with an outlet duct. HP does not include belt drive losses.

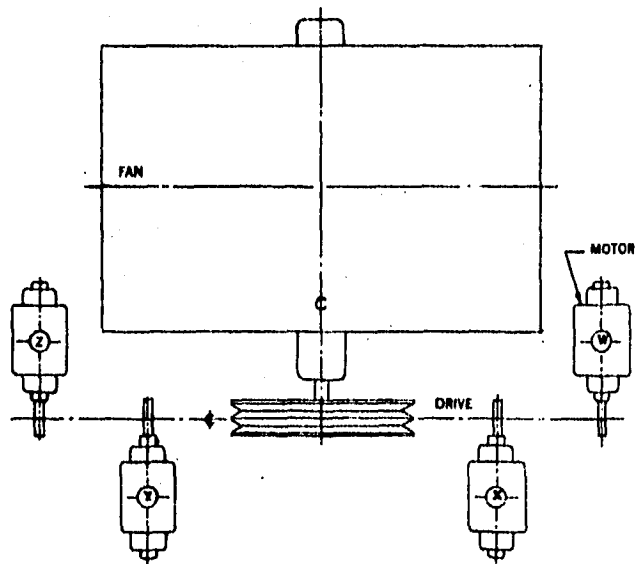
DESIGNATION OF DIRECTION OF ROTATION AND DISCHARGE

A/040

Direction of Rotation is determined from drive side for either single or double width, or single or double inlet fans. (The driving side of a single inlet fan is considered to be the side opposite the inlet regardless of actual location of the drive.) For fan inverted for ceiling suspension, Direction of Rotation and Discharge is determined when fan is resting on floor.



MOTOR POSITION, BELT OR CHAIN DRIVE



PLAN VIEW

Location of motor is determined by facing the drive side of fan and designating the motor position by letters W, X, Y, or Z as the case may be.

BASIC SOUND ENGINEERING DATA

Sound is an important element in environmental control, be it commercial buildings or industrial plants or processes. Noise producing equipment such as pumps, motors, valves, transformers, lights or fans, etc., are now located closer to the occupied spaces with corresponding shorter distances for attenuation. Duct velocities in high pressure air conditioning systems produce noise. Industrial processes have been speeded up to increase production with consequent higher noise levels. An understanding of the principles of sound and its reduction is necessary to provide an acoustical environment that is comfortable to the occupants.

The energy of a pebble when thrown into a pond creates surface waves which radiate out in concentric circles from the point of impact and which are sinusoidal in shape. Similarly, a vibrating object, such as a tuning fork, alternately compresses and rarifies the air particles adjacent to it and sends out invisible sinusoidal sound waves. These waves radiate from the source in a more or less spherical pattern. Sound waves are minute variations in the atmospheric pressure and, since our ears are attuned to the relatively unchanging atmosphere, the waves are picked up and interpreted by our ears as sound.

Both the loudness and frequency of the sound wave are important considerations in the analysis and attenuation of sound. A sine wave consists of crests and troughs which represent the rarefactions and compressions of the vibrating source in the air. The height (amplitude) between the crests and troughs is an indication of the loudness of the sound. The number of crests (cycles) occurring per unit of time designates the frequency (pitch) of the sound and is usually expressed as cycles per second (cps). Sound produced by mechanical and electrical equipment is made up of a great number of frequency components. The human ear responds differently to these various frequencies. Low frequency sound is not as noticeable as higher frequency sound, therefore, the measurement of both loudness and frequency are necessary.

For convenience in analysis, the frequency range of the audible spectrum is divided into eight octave bands currently established as follows:

Octave Band	1	2	3	4	5	6	7	8
Frequency Range (CPS)	37.5-75	75-150	150-300	300-600	600-1200	1200-2400	2400-4800	4800-9600

New octave bands have been established by the American Standards Association. They will be more commonly used in the future:

Octave Band	1	2	3	4	5	6	7	8
Frequency Range (CPS)	45-90	90-180	180-355	355-710	710-1400	1400-2800	2800-5600	5600-11200
Approx. Geometric Mid Frequency	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000

These new recommended octave bands have approximate geometric mid frequencies which are round numbers for ease in calculating data.

An octave band means that the frequency (cps) of the upper limit of the band is twice that of the lower limit. The piano scale is divided into octave bands to "compress" the audible frequency range into a usable scale. For critical analysis each octave band can be further divided to cover one third the frequency range or single frequency (pura tone) measurements may be made.

A sound level meter (with a microphone) and an octave band analyzer are usually used to measure sound. An octave band analyzer includes electronic filters which screen out all the octave bands except the one in which measurements are being taken. A reading of the sound level for each octave band is taken and the result indi-

A/041

cates the loudness of the sound (in decibels) in each band at the point of measurement. This measurement is useful in determining whether the sound level is acceptable or within specifications that may have been established. The sound meter does not and cannot measure the sound power level of the source.

The human ear is, in effect, a sound measuring device which can distinguish the minute pressure variations of the sound wave. The ear is sensitive enough to measure these variations to the order of approximately 5,000,000 to 1. Since it is extremely difficult to work with such large numbers, we revert to logarithms which "compress" our figures into more usable values which are called decibels (db). (Decibels are also used in electrical terminology for the same reasons.) We first establish a ratio of the measured unit to the base (reference value) of the unit. The decibel rating (db) is 10 times the logarithm to the base 10 of this ratio. All sound measurements are made in decibels. For some purposes decibels are converted into other units such as sones, phons, etc.

The decibel reading of the sound meter indicates the level of sound (sound pressure level) at the point of measurement. This pressure is the root mean square (RMS) value of the minute variation in the atmosphere created by the sound wave. The base or reference value (see above) is established as the quietest sound that can be heard by the human ear. This is equivalent to pressure variation of .0002 microbars. This figure is extremely small since atmospheric pressure (14.7 PSIA) is approximately 1,000,000 microbars. The sound heard by the ear and measured by the soundmeter is defined as SOUND PRESSURE LEVEL (L_p or SPL) in decibels (db) and

equals $10 \log_{10} \frac{p}{0.0002}^2$ where p = sound pressure

at the point of measurement in microbars. The sound meter reading includes not only the effect of the immediate sound source but also the effect of the floor, walls and ceiling which may absorb or reflect sound depending upon their surfaces. Sound measurements taken in an equipment room will normally pick up noise from all sources, particularly mechanical and electrical equipment.

When measuring noise levels, care must be taken to eliminate the effect of all sources of noise other than the one to be measured. With two or more sources in an area, it is difficult to determine the exact amount of noise generated by each source. Consequently specifications indicating the sound level in a space are meaningful only if the level of each individual piece of noise generating equipment is considered separately and then properly added into the total.

Single number sound meter measurements are sometimes given when octave band analyzer is not used. Such values are indicative of relative sound levels but cannot be used in the analysis of a problem or the determination of the amount of attenuation required in a duct system. The major problem in using single number meter measurements is that the human ear does not respond equally to all sound frequencies. The response to different frequencies varies with the sound level. At very high sound levels, the ear senses high, medium and low frequencies in a relatively uniform manner. As the sound level diminishes, the ear becomes much less sensitive to low frequency sounds and somewhat less sensitive to very high frequency sounds. Therefore, sound meters for three weighting scales are designated A, B and C. When measuring sounds of high level (above 80 db) the C Scale is used. It has equal response from low to high frequencies. When measuring sounds of medium level (approximately 70 db) the B scale is used. On this scale frequencies below 200 cps are dampened approximately 3 db to 10 db. Frequencies above 5000 cps are dampened approximately 3 db to 7 db. When measuring sounds of low level (approximately 40 db and under) the A Scale is

BASIC SOUND ENGINEERING DATA

used. On this scale 50 cps frequencies are dampened approximately 30 db, 200 cps are dampened 10 db, and frequencies above 8000 cps are dampened up to 12 db. It is necessary to determine the total amount of sound emanating from equipment or a sound source in order to design an acoustical system that will be acceptable. Since a sound meter cannot measure the total output of a sound source, an indirect method is used. Briefly, sound meter readings are taken of the unknown sound source and compared with similar readings of a known sound source. The total sound output (sound power) in decibels (db) can then be calculated. This method is explained in detail in AMCA Bulletin 300 entitled "Standard Test Code For Sound Rating" and is used to determine the sound output of fans and other air moving devices. The sound output of fans is defined as SOUND POWER LEVEL (L_w or PWL) in decibels (db) and equals $10 \log_{10} \frac{W}{W_0}$

where W = the sound power in watts and the reference or base level is 10^{-12} watts. SOUND POWER LEVEL decibels are different from SOUND PRESSURE LEVEL decibels. They are used because they are not influenced by their surroundings and simplify attenuation calculations. The sound power levels of Westinghouse fans are determined in accordance with AMCA Bulletin 300 in our laboratory. The sound power level depends upon the type of fan and is related to the horsepower to drive the fan and the pressure against which it operates. For more pertinent information relative to quietness of operation and fan selection, refer to page 7 of this catalog. SOUND POWER LEVELS of Westinghouse fans can be secured through the Westinghouse (Sturtevant) offices.

If two sources are located in an equipment room, the combined sound level is determined by adding the individual levels logarithmically, not algebraically. If the levels of two sources are 85 and 87 db respectively, two db must be added to the higher level of the two sources for a combined level of 89 db. The db addition must always be made to the higher of the two individual levels. When the levels are given for each octave band, the combined level for that band is determined in the same manner. The following table will be helpful when combining two sound levels.

Combining Two Sound Levels

Difference between Two Levels To Be Combined, DB	0	1	2	3	4	5	10	Over 10
Number of Decibels to be Added to Higher Level to Obtain Combined Level		3	3	2	2	1	1	0

It should be noted that measurements in the first and eighth octave bands are often inconsistent. Some organizations, such as the Acoustical Materials Association, do not publish data for these bands. It would be well to treat fan acoustical data for these bands with caution. If combining octave band levels to arrive at a single overall level for comparison purposes, make sure that comparable octave bands are used. In addition, when comparing SOUND PRESSURE LEVELS, one authority states that 2.3 decibels is insignificant, 5.6 decibels is noticeable and 10.15 decibels is dramatic. Persons with normal hearing can seldom detect any difference in sound between two levels which are not more than 2 decibels apart.

Acoustically speaking, in an air moving system, the fan is the SOUND SOURCE, the duct work is the PATH and the occupied space is the RECEIVER. Similarly, a pump, piping and finned radiation could be the SOUND SOURCE and PATH for the same RECEIVER. The fan is obviously

a starting point in designing the acoustical system. When properly selected and installed, its sound levels can be furnished. The PATH, consisting of coils, filters, ductwork and possible attenuation, can reduce the sound levels of the SOURCE to that required in the RECEIVER. It is quite possible, however, that poor design such as abrupt expansions or contractions, elbows, metal edges, etc., may nullify the natural attenuation normally inherent in the duct or actually increase the sound levels. Furthermore, noise created by air movement through attenuators may not be included in their ratings and, therefore, they may be less effective than expected. It is important to remember that ductwork upstream of the fan inlet must also be analyzed thoroughly. The velocity of sound is approximately 1100 fps, consequently, with return air at approximately 30 fps (1800 fpm), sound can easily move via the return air PATH to the RECEIVER.

The chapter on Sound in the ASHRAE Guide is an excellent source of information for the acoustical design of ductwork. The desirable auditory environment in the RECEIVER is established by the designer. If the calculations indicate that the sound output of the SOURCE will not be reduced to the required levels in the RECEIVER as it passes through the PATH, then additional sound attenuation must be added.

An acoustical system may be correctly designed and installed and yet the sound level of the RECEIVER may not meet the specifications. Extraneous sound may be entering the RECEIVER through other PATHS, or from other SOURCES. An air duct serving a different area may pass above the ceiling of the RECEIVER, and sound, radiated from the duct, may pass through the ceiling into the RECEIVER. A similar situation may exist with water or steam piping. Vibration from the equipment room located some distance away may pass through the building structure and create undesirable sound in the RECEIVER. Many other sources of disturbing sound exist. In many cases, the location of the source of a disturbing sound in a space is extremely difficult.

With recent improvements in the art of acoustical engineering, it is reasonable to expect that the auditory environment can be made as satisfactory as the conditioned environment.

DEFINITIONS

Decibel (db) is a dimensionless unit of level in logarithmic terms for expressing the ratio of a quantity to a reference quantity.

Octave is the interval between any two frequencies having the ratio 2:1.

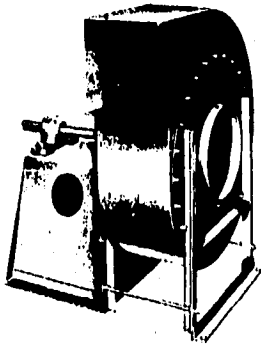
Sound Pressure Level, in decibels, is 20 times the logarithm to the base 10 of the ratio of the pressure of the measured sound to the reference pressure. The reference pressure in this code is .0002 microbar or dynes/cm².

$$L_p = 20 \log_{10} \frac{\text{Pressure}}{.0002}$$

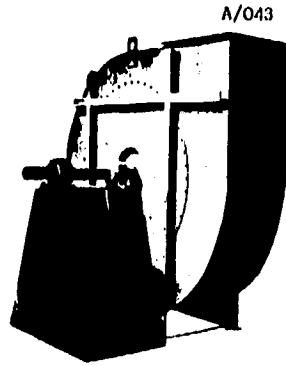
Sound Power Level, in decibels, is 10 times the logarithm to the base 10, of the ratio of the acoustic power in watts to the reference power. The reference power in this code is 10^{-12} watts.

$$L_w = 10 \log_{10} \frac{\text{Watts}}{10^{-12}}$$

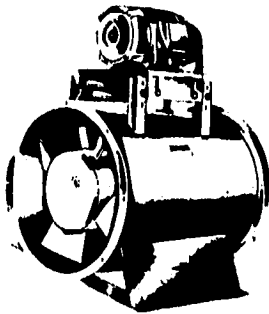
Note: SOUND POWER LEVEL in this discussion uses 10^{-12} watts as a reference level. Decibel ratings based on the reference level 10^{-11} are 10 db higher than those based on the reference level 10^{-12} . The reference level of 10^{-11} watts has been adopted as an International Standard. To avoid confusion, always state clearly which level is being used.



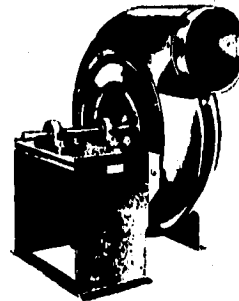
INDUSTRIAL FANS — Series 400
Volumes: to 17000 CFM
Pressures: to 20 inches



SILENTVANE® FANS — Series 3000
Volumes: to 24000 CFM
Pressures: to 9 inches



AXIFLO® FAN — Series 300
Vane or Tubeaxial
Volumes: to 70000 CFM
Pressures: to 3 inches



CAST IRON INDUSTRIAL FANS
Series 500
Volumes: to 2000 CFM
Pressures: to 12 inches



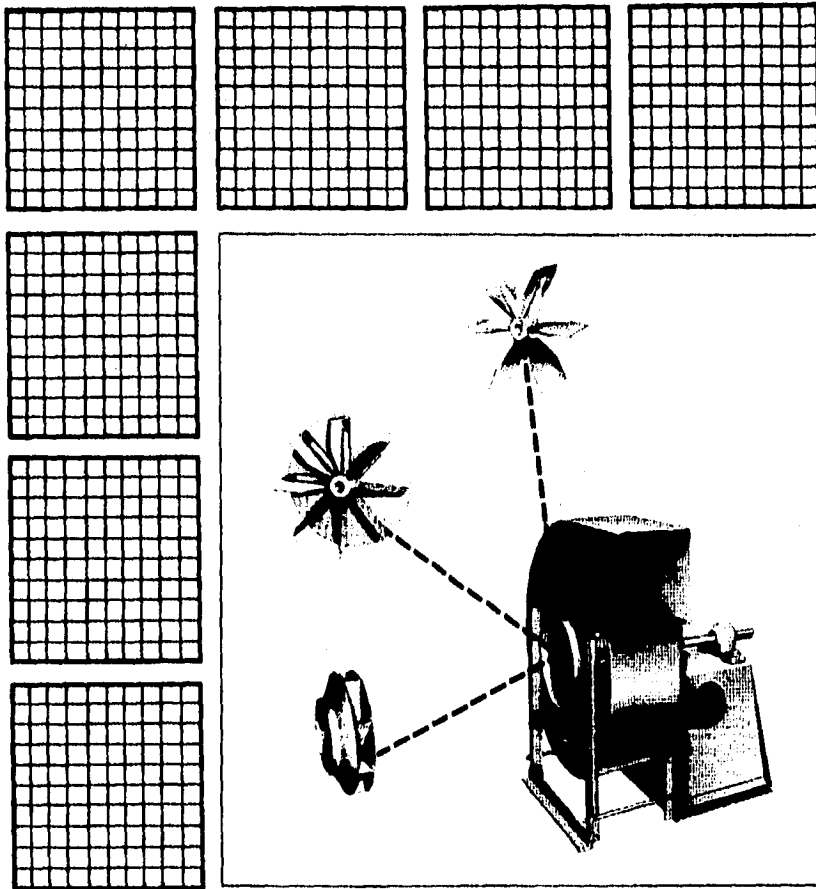
Westinghouse

STURTEVANT DIVISION
HYDE PARK, BOSTON, MASS. 02138



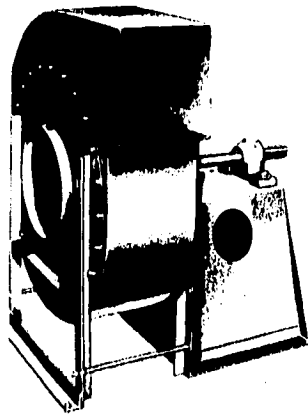
INDUSTRIAL FANS – SERIES 400

For STANDARD and HIGH PRESSURE APPLICATIONS



PERFORMANCE DATA 90-340

THE MODERN, VERSATILE INDUSTRIAL FAN



Air Handling is fundamental to the modern Industrial Production concept. It plays a vital role in improved manufacturing processes; quality control; elimination of waste; provision for smooth material and production flow; and lower plant and production costs. Air Handling is basic to good housekeeping in the plant; eliminating air pollution in the community; maintaining worker health and morale; and improving overall worker efficiency.

To fulfill this modern concept, Air Handling is expected, as a matter of course today, to be highly efficient, dependable and to provide long-life with trouble-free operation. Once installed, any deficiencies in equipment may disrupt production efficiency and may be costly to correct. Operating costs continue throughout the life of equipment and may represent many times the initial investment. Intelligent selection of Air Handling equipment is vital to assuring a full return on initial investment. It was with these factors in mind, that the Industrial Fan described in this catalog was designed.

The modern versatile Westinghouse Series 400 Industrial Fan keeps pace with modern requirements. It incorporates highest efficiency with dependability, long-life and low operating costs. Its versatility in providing a wide choice of sizes, wheel types, volume, pressure and temperature ranges assures optimum selection for all industrial applications.

The Westinghouse Electric Corporation certifies that the Series 400A fans shown on pages 21 through 34 have been tested, and rated, in accordance with the applicable AMCA Standard Test Code and Certified Ratings Program and are licensed to bear the AMCA Certified Ratings Seal.



TO MEET ALL INDUSTRIAL REQUIREMENTS

STANDARD SERIES 400 FANS
Pressures to 20" . . . Temperatures to 900°F.

HIGH PRESSURE SERIES H400 FANS
Pressures 20" to 44" . . . Temperatures to 900°F.

FEATURES

- **THREE BASIC WHEEL TYPES . . .**
general material handling.
abrasive material handling.
general air handling.
- **HIGHEST EFFICIENCY . . .**
provides lowest operating cost continuously.
- **STANDARD INLET CONNECTIONS**
Inlets accommodate standard sheet metal piping.
- **STREAMLINED INLETS . . .**
provide full air and material flow into wheel.
- **STABLE PERFORMANCE . . .**
rising pressure curve provides stable performance.
- **BALANCED WHEELS . . .**
statically and dynamically balanced, insure smooth operation.
- **RUGGEDLY BUILT . . .**
designed for trouble-free continuous duty.

BUILT FOR LONG LIFE

HOUSINGS . . . Heavy sheet steel construction ruggedly braced with steel angles. The scroll is continuously welded to the side sheets for strength, rigidity and durability . . . provides dust-tight casings.

BEARINGS . . . Heavy duty, grease lubricated, pillow block, self-aligning anti-friction bearings are standard.
High temperature fans are supplied with oil lubricated ball bearings as standard.
Water-cooled end caps for high temperature service, and double dust seals are available.

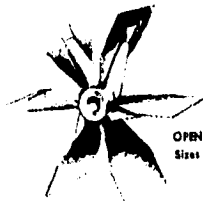
CONVERTIBILITY . . . Fans through Sizes 421 are convertible as to direction of discharge; identical side sheets allow housing to be reversed for a change of wheel rotation when using open Material Handling wheels.

SUPPORTS . . . A heavy welded steel base supports the large, carefully ground shaft and bearings in Arr. 1 Fans and the motor in the case of Arr. 4, 8, 9 and 10 Fans.

The fan can be floor mounted or suspended inverted from the ceiling.

WHEELS

**... FOR DUSTS, GRANULAR
MATERIALS, LONG FIBRES,
AIR, FUMES, VAPORS**



OPEN TYPE
Sizes 407M-429M



OPEN TYPE
Sizes 441M-449M



OPEN RIM TYPE
Sizes 433MR-437MR



Sizes 407MB-427MB



Sizes 411A-437A

standard open material handling wheels (Series 400M)

The Standard Open Material Handling Wheel is suitable for most industrial requirements. It may be applied to grinding and buffing wheel and abrasive dust exhaust systems, conveying all types of granular materials, chips and sawdust. It can also be used for fume exhaust systems, high temperature air handling and induced draft.

The six heavy radial blades with steel plate ribs and blade supports are welded to a steel hub. Ribs are added in sizes 433MR and 437MR for additional strength. The three larger sizes employ double hub construction to insure rigidity across the full blade width.

backplate material handling wheel (Series 400MB)

The Backplate Material Handling Wheel is designed particularly for handling long, fibrous or stringy materials such as paper trim, rags, long wood shavings and alfalfa. In addition, it can handle the same materials as the Standard Open Material Handling Wheel with higher efficiency and volumetric capacity.

Sizes 407MB through 421MB have eight radial blades, each with a steel back-up rib welded to the heavy backplate and the steel hub. The blades of the larger sizes are rigidized by a secondary back-up blade. Both are welded to the wheel backplate and hub. The inlet edges of the blades are bent forward for increased strength and higher volumetric capacity.

air handling wheel (Series 400A)

The Air Handling Wheel is designed for handling clean air, smoke, corrosive and heavy fumes, explosive gases and high temperature air where highest efficiency and lowest operating cost are desirable.

It has eight fin backwardly inclined blades welded to a streamlined sideplate and backplate. This design provides a high mechanical efficiency over a broad volume range.

All wheels have flat blade surfaces, a highly desirable feature for industrial applications. Flat blades are easy to clean and prevent material deposit or build-up. When the blades are made of heavy steel plate, continual exposure to abrasive materials may cause blade wear. In these cases, flat blades are replaceable on the job. All wheels are readily removable through the sides of the housing.

ARRANGEMENTS

... FOR V-BELT and DIRECT DRIVE

v-belt drive (ARRANGEMENT 1)

Arrangement 1 is made up of a housing, wheel, and a base with two bearings on the power side. The fan wheel is overhung on the fan shaft. The fan shaft extends over the hanger at the outer bearing end and is keyed for mounting a sheave or a pulley.



ARRANGEMENT 1
With top horizontal discharge

v-belt drive (ARRANGEMENT 9)

Arrangement 9 is a belt-driven compact arrangement and consists of a housing, wheel and a base. The base supports two bearings plus steel rails on the side of the base for mounting a drive motor. Fan, motor, and V-belt drive in this arrangement make a complete unit.



ARRANGEMENT 9
With up blast discharge

v-belt drive (ARRANGEMENT 10)

Arrangement 10 is a belt-driven extremely compact arrangement providing space savings and motor protection. It consists of a housing, wheel and a motor base. The base supports two bearings and the motor which is mounted upon an adjustable base located between the vertical framework. A weatherhood is available. The base design is used both for Arrangement 1 and Arrangement 9 with the motor mounted on the outside of the vertical framework in the case of Arrangement 9.



ARRANGEMENT 10
V-Belt Drive

direct drive (ARRANGEMENT 4)

Arrangement 4 is made up of a housing and sub-base for mounting a motor. The fan wheel is overhung on the standard motor shaft extension. Ball bearing motors are employed to offset end thrust.



ARRANGEMENT 4
With bottom horizontal discharge

SPECIAL FEATURES

A/049

extra heavy fans

Fan sizes 407 through 421 are furnished in *standard construction* with extra heavy wheels and shafts for operation at the speeds tabulated below. Fan sizes 423 and larger are available with standard gauge wheels and shafts or extra heavy wheels and shafts for operation at the speeds tabulated below.

special coatings and metals

Industrial Fan applications involving corrosive fumes require special construction. The large flat surfaces with a minimum of corners make these wheels ideal for the application of protective coatings with a variety of synthetic protective paints and plastic coatings, natural and synthetic rubber coatings and special metals.

Many synthetic paints and plastic coatings are available which may be air dried or oven cured. The coating thickness will vary and the fan construction will be suitably modified. In general, the internal fan casing and wheel will present no sharp edges or corners and weld studs are used in place of standard bolts and nuts.

high temperature applications

Standard fans can be used for temperatures up to 350F. Modified fans are available for temperatures from 351F through 900F. High temperature construction employs cooling wheels and guards, loose-fitted, oil lubricated, ball bearings for all temperatures above 350F. Cast iron cooling wheels fitted to the fan shaft between the fan housing and inner bearing dissipate the heat conducted along the fan shaft.

For applications where the fan will be exposed to elevated temperatures while shut down, a water-cooled bearing cap for the bearing nearest the fan housing is available.

other accessories

Special rubber covered fans are available with fan construction modified to include non-convertible housings, heavier shaft and bearings when required, flanged inlet and outlet and drain. The rubber is applied to the metal with a special vulcanizing process. Rubber covered fans may be used for handling extremely abrasive dusts.

Special metals such as stainless steel, monel and aluminum for specialized applications are available.

spark-resistant construction

Explosive gases require special construction depending upon the hazard. Industrial Fans must be built of non-ferrous metals to meet the AMCA Standards of spark-resistant construction as defined below:

Type A . . . all parts of fan exposed to the air stream to be built of non-ferrous metals.

Type B . . . non-ferrous wheel and rubbing ring where shaft projects through the fan housing.

Type C . . . non-ferrous inserts to prevent rubbing of two ferrous parts due to shift of shaft on wheel.

High temperature fans are ideal for industrial ovens, induced draft or other applications where temperature is a problem.



maximum operating rpm

TEMPERATURE Range	Wheel Type	FAN SIZE							
		407	409	411	413	418	417	419	421
-20 + 600°F	M	3400	4200	3400	3870	2490	3190	1970	1780
601 - 700	M	3180	4100	3280	3830	2430	3140	1930	1740
701 - 800	M	3030	4000	3240	3730	2370	3090	1880	1700
801 - 900	M	2870	3880	3310	3640	2300	3000	1840	1610
-20 + 600°F	MB	4820	3700	3000	2340	2300	1930	1740	1870
601 - 700	MB	4340	3390	2910	2440	2130	1880	1690	1530
701 - 800	MB	3930	3100	2750	2130	1840	1620	1480	1320
801 - 900	MB	2830	2130	1720	1470	1270	1120	1000	910
-20 + 600°F	A	—	—	3486	2923	2531	2220	2004	1810
601 - 700	A	—	—	3253	2840	2458	2166	1947	1739
701 - 800	A	—	—	2900	2457	2130	1878	1685	1521
801 - 900	A	—	—	1763	1493	1292	1137	1023	924

*Speeds tabulated above apply to wheel types as designated. Standard Construction includes standard gauge wheels with oversize shafts and bearings.

TEMPERATURE Range	Wheel* Type	423	426	429	433	437	443	445	449
-20 + 600°F	M, MBA, A	1433	1375	1135	998	890	804	732	673
601 - 700	M, MBA, A	1392	1230	1100	966	863	782	711	653
701 - 800	M, MBA, A	1300	1047	930	836	747	678	615	564
801 - 900	M, MBA, A	810	722	643	568	508	457	418	382

*Wheels and shafts are standard gauge or extra heavy wheels with oversize shafts. For standard gauge wheels with oversize shafts, contact local office.

EFFECTS of TEMPERATURE and ALTITUDE

A/050

Fan selection at sea level and standard density (.075#/cu. ft., 70°F, 29.92 Barometer) can be made directly from the performance tables, pages 8 through 20.

For other temperature and altitude selection, however, corrections must be made. Fans, like pumps, are inherently constant volume machines. This means that at a given speed and all other factors being equal, the volume of fluid flowing will be the same regardless of the density of the fluid. The total head against which the fan operates will vary directly with the density of the fluid as will the head which the fan develops. Power is the product of the volume and the head, and therefore, the power required will also vary directly as density.

It is standard practice in the fan industry to publish performance tables, performance curves, duct resistance tables, etc., for standard air which is dry air at +70°F at sea level (pressure 29.92" Hg) having a density of 0.075 pounds per cubic foot. This means that when fans are selected to handle gases at other than standard conditions, density correction factors must be taken into consideration. The density of air is inversely proportional to the absolute temperature and directly proportional to the absolute pressure. For example, the ratio to standard conditions for air at 1000 ft. altitude (28.86" Hg) and at 200°F would be —

$$\frac{\text{(Temperature absolute @ 70°) } 540 + 78}{\text{(Temperature absolute @ 200°) } 460 + 78} \times \frac{29.92 \text{ Hg}}{28.86 \text{ Hg}} = 0.774 \text{ ratio}$$

The table below gives density ratios for use in making proper corrections in performance for various temperatures and altitudes.

To select a fan for other temperature or altitude conditions, the system resistance is figured in the usual manner and the fan pressure requirement determined for standard conditions. This is otherwise known as the

"cold" pressure. From the fan performance table, select an RPM for the volume desired, at the "cold" static pressure. The fan will produce the same volume at this RPM regardless of the density of the air being handled, but the pressure actually developed at the new temperature, or altitude conditions is the "cold" static pressure multiplied by the density ratio. The brake horsepower required is the BHP under the "cold" static pressure conditions multiplied by the density ratio.

For example at 1000 ft. altitude and 200°F, a fan is required to furnish 10,122 cfm at 5" cold static pressure. Referring to the Performance Tables, for a size 421M at the above conditions we find an RPM of 959 and a cold BHP of 15.22. The volume and RPM remain the same at the hot conditions, but the actual S.P. developed will be $5" \times .774 = 3.87"$ and the actual BHP at the hot conditions will be $15.22 \times .774 = 11.8$ BHP.

In some instances, notably induced draft and drying applications, a specific weight of gas is required. In this case dividing the fan inlet volume at standard conditions by the density ratio will give the volume desired at the operating conditions. Calculate the "cold" static pressure for the fan inlet volume and proceed as above.

For example, a fan is required to circulate 587 pounds of air per minute which is equivalent to a standard air volume of 7820 cfm. The fan will actually handle the air at a temperature of 200°F and at 1000 ft. altitude.

$$\text{The fan inlet volume is } \frac{7820}{.774} = 10,122 \text{ cfm.}$$

The "cold" air pressure for this volume is 5" S.P. by calculation. Fan performance would then be determined exactly as described above.

For maximum fan speeds at various temperatures, refer to table, page 6.

air density ratios at various altitudes and air temperatures

air temperature	altitude in feet above sea level													
	0	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000	12000	13000
	barometric pressure in inches													
-30°	29.92	28.84	27.82	26.81	25.84	24.89	23.98	23.09	22.23	21.38	20.58	19.80	19.04	18.31
0°	1.204	1.16	1.12	1.08	1.04	1.00	.965	.930	.895	.860	.827	.794	.762	.731
70°	1.000	.964	.928	.896	.864	.832	.801	.772	.743	.714	.688	.664	.640	.618
100°	.946	.912	.880	.848	.818	.787	.758	.730	.703	.676	.651	.624	.600	.576
150°	.849	.818	.788	.759	.731	.703	.676	.651	.624	.600	.576	.554	.532	.511
200°	.783	.754	.727	.700	.674	.648	.623	.600	.576	.554	.532	.511	.490	.470
250°	.727	.700	.674	.648	.623	.600	.576	.554	.532	.511	.490	.470	.450	.431
300°	.672	.648	.624	.600	.576	.554	.532	.511	.490	.470	.450	.431	.412	.394
350°	.618	.594	.570	.548	.526	.504	.483	.462	.442	.422	.402	.382	.363	.344
400°	.564	.541	.519	.498	.477	.457	.437	.417	.397	.378	.359	.340	.321	.303
450°	.511	.488	.467	.447	.427	.407	.388	.369	.350	.331	.312	.294	.276	.258
500°	.457	.435	.414	.394	.374	.354	.335	.316	.297	.278	.260	.242	.224	.206
550°	.404	.382	.362	.342	.323	.304	.285	.266	.247	.229	.211	.193	.175	.157
600°	.350	.328	.308	.288	.269	.250	.231	.212	.193	.175	.157	.139	.121	.103
650°	.297	.275	.255	.235	.216	.197	.178	.159	.140	.122	.104	.086	.068	.050
700°	.243	.221	.201	.181	.162	.143	.124	.105	.086	.068	.050	.032	.014	.000
750°	.189	.167	.147	.127	.108	.089	.070	.051	.032	.014	.000	.000	.000	.000
800°	.135	.113	.093	.073	.054	.035	.016	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000
850°	.081	.059	.039	.019	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000
900°	.027	.005	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000	.000

PERFORMANCE DATA
A/051

Standard Material Hand-
ing Wheel Without Rims WHEEL 28-3/8 in diameter INLET 17 in. O.D. OUTLET 16-5/16 x 14-1/2 in. O.D.
SIZE 417M Ring Wheel Without Rims WHEEL 7.70 ft. circumference INLET 1.507 sq. ft. area OUTLET 1.980 sq. ft. area

CFM	Outlet Velocity	1" S.P.		2" S.P.		3" S.P.		4" S.P.		5" S.P.		6" S.P.		7" S.P.		8" S.P.	
		rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp
1600	1012	661	0.42	631	0.45	767	1.35	888	2.20	990	2.94	1087	3.98	1172	4.75	1252	5.5
2000	1265	879	0.55	842	1.06	774	1.59	888	2.20	990	2.94	1087	3.98	1172	4.75	1252	5.5
2400	1516	500	0.68	658	1.24	785	1.87	895	2.53	995	3.24	1093	4.47	1177	5.31	1259	6.1
2800	1772	524	0.85	677	1.50	871	2.19	907	2.91	1004	3.67	1093	4.47	1177	5.31	1259	6.1
3200	2025	590	1.05	697	1.77	818	2.54	923	3.36	1017	4.16	1104	5.01	1195	5.91	1267	6.8
3600	2278	578	1.29	719	2.08	837	2.91	950	3.79	1033	4.79	1115	5.61	1202	6.58	1277	7.5
4000	2531	608	1.56	745	2.44	858	3.39	959	4.26	1050	5.27	1135	6.23	1212	7.28	1285	8.3
4400	2784	641	1.89	770	2.84	881	3.81	974	4.82	1069	5.87	1151	6.95	1226	8.05	1300	9.1
4800	3037	675	2.26	797	3.28	905	4.35	1001	5.41	1088	6.53	1170	7.68	1244	8.86	1317	10.
5200	3291	710	2.69	825	3.78	931	4.93	1026	6.08	1110	7.25	1189	8.46	1264	9.71	1335	11.
5600	3544	747	3.18	854	4.34	957	5.56	1049	6.80	1132	8.04	1210	9.31	1284	10.6	1354	12.
6000	3797	784	3.73	888	4.96	984	6.25	1074	7.58	1156	8.90	1233	10.2	1305	11.6	1373	13.
6400	4050	822	4.35	921	5.65	1013	7.01	1101	8.42	1181	9.83	1258	11.2	1327	12.7	1394	14.
6800	4303	861	5.04	956	6.42	1044	7.81	1128	9.32	1202	10.8	1281	12.3	1350	13.8	1416	15.
7200	4556	900	5.81	993	7.24	1074	8.73	1156	10.3	1234	11.9	1308	13.5	1374	15.1	1439	16.
7600	4810	939	6.67	1027	8.19	1108	9.74	1186	11.4	1261	13.0	1332	14.7	1400	16.4	1467	17.
8000	5063	979	7.61	1064	9.20	1142	10.8	1217	12.5	1289	14.2	1359	16.0	1426	17.8	1488	18.
8400	5316	1020	8.64	1101	10.3	1177	12.0	1248	13.7	1318	15.5	1386	17.4	1452	19.2	1514	21.
8800	5569	1061	9.76	1139	11.5	1212	13.1	1282	15.4	1349	16.9	1415	18.8	1479	20.6	1540	22.
9200	5822	1102	11.0	1177	12.8	1248	14.6	1314	18.5	1381	18.4	1444	20.4	1506	22.4	1567	24.
9600	6075			1216	14.2	1285	16.1	1350	18.1	1413	20.1	1475	22.1	1535	24.2	1594	26.
10000	6329			1255	15.2	1322	17.7	1386	19.7	1447	21.6	1506	24.6	1564	26.0	1622	28.
10400	6582			1294	16.3	1359	19.4	1423	21.5	1481	23.4	1539	27.8	1595	28.0	1651	30.
10800	6835			1334	19.1	1397	21.2	1458	23.4	1514	25.6	1572	27.8	1627	30.1	1681	32.
11200	7088			1374	21.0	1435	23.2	1494	25.4	1551	27.7	1608	30.0	1659	32.3	1712	34.

Underlined figures indicate maximum static efficiency.

CFM	Outlet Velocity	8" S.P.		9" S.P.		10" S.P.		12" S.P.		14" S.P.		16" S.P.		18" S.P.		20" S.P.	
		rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp	rpm	hp
2400	1516	1252	5.55	1310	7.06	1400	7.98	1535	10.8	1636	12.9	1772	16.1	1830	18.7		
2800	1772	1259	6.17	1310	7.06	1400	7.98	1535	10.8	1636	12.9	1772	16.1	1830	18.7		
3200	2025	1269	6.83	1335	7.76	1404	8.76	1540	11.7	1650	14.0	1772	16.1	1830	18.7		
3600	2278	1272	7.54	1343	8.55	1411	9.59	1540	11.7	1650	14.0	1772	16.1	1830	18.7		
4000	2531	1285	8.32	1354	9.30	1421	10.9	1548	12.8	1665	15.1	1776	17.6	1881	20.1	1981	22.
4400	2784	1300	9.16	1367	10.3	1434	11.6	1557	13.8	1673	16.3	1782	18.9	1884	21.5	1985	24.
4800	3037	1317	10.1	1383	11.3	1448	12.5	1567	14.9	1684	17.6	1791	20.3	1893	23.0	1991	25.
5200	3291	1335	11.0	1402	12.3	1464	13.6	1580	16.2	1697	18.9	1802	21.7	1902	24.6	1999	27.
5600	3544	1354	12.0	1420	13.3	1483	14.7	1602	17.5	1722	20.4	1815	23.3	1914	26.3	2009	29.
6000	3797	1373	13.0	1439	14.5	1501	15.9	1619	18.9	1738	21.9	1830	25.0	1927	28.1	2021	31.
6400	4050	1394	14.1	1458	15.6	1520	17.2	1637	20.3	1755	23.5	1847	26.7	1943	29.9	2035	33.
6800	4303	1416	15.4	1479	16.9	1540	18.5	1655	21.8	1783	25.1	1864	28.5	1959	31.9	2050	35.
7200	4556	1439	16.7	1501	18.3	1561	19.9	1675	23.3	1781	26.8	1881	30.4	1976	33.9	2067	37.
7600	4810	1463	18.1	1523	19.7	1583	21.5	1695	25.0	1800	28.6	1899	32.1	1994	36.0	2084	39.
8000	5063	1488	19.5	1546	21.3	1606	23.1	1716	26.7	1820	30.4	1918	34.1	2012	38.2	2101	42.
8400	5316	1514	21.1	1573	22.9	1630	24.8	1739	28.5	1843	32.4	1938	36.4	2031	40.4	2119	44.
8800	5569	1540	22.7	1599	24.7	1655	26.6	1762	30.5	1863	34.5	1959	38.6	2050	42.7	2138	47.
9200	5822	1567	24.5	1625	26.5	1680	28.5	1784	32.6	1885	36.1	1980	40.9	2070	45.2	2157	50.
9600	6075	1594	26.3	1651	28.6	1706	30.5	1811	34.8	1909	39.0	2002	43.3	2091	47.7	2177	53.
10000	6329	1622	28.2	1678	30.4	1733	32.6	1834	37.1	1933	41.5	2025	45.9	2113	50.4		
10400	6582	1651	30.2	1706	32.5	1760	34.8	1862	39.4	1958	44.0	2049	48.4	2136	53.3		
10800	6835	1681	32.4	1734	34.7	1787	37.1	1889	41.9	1983	46.1	2073	51.4				
11200	7088	1712	34.7	1764	37.1	1815	39.5	1915	44.3	2009	48.5	2098	54.4				

Capacities based on standard air at .075 density (29.92 Hg. Barometer, 70 F). For other conditions, see Page 7. For other notes see Page 8.

ENGINEERING DATA

A/053

The high speed production of the automated processes in today's modern industrial plants demands the immediate and complete removal of industrial dusts, corrosive fumes and explosive gases. Many bulk materials can be transported by means of pneumatic conveying systems. The Series 400 Industrial Fan has been

designed for these applications.

The following data has been developed through many years of experience and basic research. The use of this data plus good engineering application will enable the engineer to design industrial fume and dust exhaust and pneumatic conveying systems.

hood design

GENERAL

Hood design is complicated by the fact that conditions vary extensively, ranging from nearly complete enclosure of the source of dust or fume generation, to the need for an exhaust hood with sufficient clearance to avoid interference with the manufacturing process.

The removal of dust or fumes by means of exhaust hoods requires a movement of air at the point of dispersal of the dust or fumes at sufficient velocity to divert them into the hood opening. Hoods should be placed as close to the source of dust or fumes as possible, since the effectiveness of an exhaust hood decreases very rapidly as the face of the hood is moved away from the source of contamination. This is demonstrated graphically in Table 1 which gives the velocities at various distances from the open end of a round-pipe orifice. As shown by these curves, a suction hood can not capture dust and fumes at any considerable distance from the mouth of the hood.

Flanges surrounding a hood opening reduce the air flow from the ineffective regions back of the hood, thereby increasing its effectiveness by forcing air to flow from the zone directly in front of the hood. The height of the flanges should preferably be one-third the depth of the hood, and under such conditions the air volume for a given velocity in the effective zone will be only about 75 percent of the air volume required by an unflanged hood.

velocities at the open end of a round pipe orifice

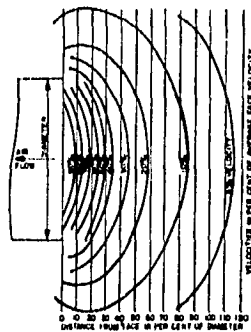


TABLE 1

AVERAGE AIR VELOCITIES

Average air velocities for typical exhaust hoods are given in Table 2 on page 44. In all cases, hoods should be placed as closely as possible to the contaminating source without interfering with the process. If possible, the process should be enclosed.

LOCATIONS AND SHAPE

The hoods should be located and shaped so that the materials being collected, whether dust or fumes, are directed by the natural air current into the hood. And the location should be such that the operator is never between the contamination source and the open face of the hood.

DRAFT

Cross drafts from open doors, windows and heated objects deflect the air currents and suitable provision for them must be made—by baffling or increasing hood velocities. Convection air currents from furnaces, ovens and similar heated objects seldom exceed 75 feet per minute. On the other hand, direct drafts from open windows, doors, large pulleys, etc., are oftentimes of considerable velocity.

down draft hoods

This type of hood is indicated when the contaminating vapors are heavier than the surrounding air, and there are not rising air currents to be counteracted. If the vapors are hot, even if they are heavier than air, their natural tendency will probably be to rise.

Down draft hoods are often placed beneath the floor with a grating above them which serves as a work station. Air is drawn over the work and down through the grating into the exhaust duct. Successful down draft exhaust requires that the air velocity be sufficient without creating objectionable drafts around the worker's feet.

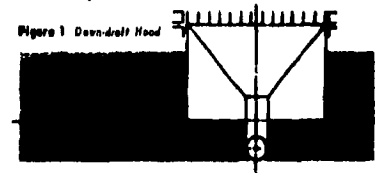


Figure 1 Down-draft Hood

TYPICAL EXHAUST HOODS

TABLE 2
average air velocities for exhaust hoods

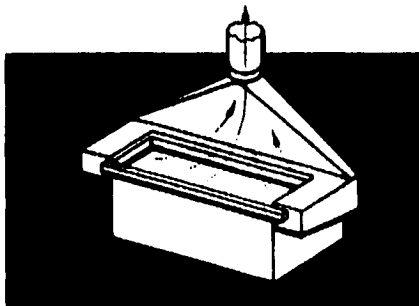
process	type of hood	average air velocity fpm	process	type of hood	average air velocity fpm
Chemical Laboratories	Enclosed hoods, sliding door	50 to 70 fpm over gross opening	Foundry Shake-outs	Down draft hoods	Hot castings 400 fpm over hood Cold castings 250 fpm over hood
	Enclosed hoods, open front	70 to 90 fpm over face of hood		Open front booths	150 fpm over face of booth
	Down draft table hoods	90 to 125 fpm over fume producing area of table	Grain Elevators	Elevator boots	500 fpm over face of hood
	Enclosed hoods in air conditioned laboratories	Exhaust as above plus a supply of outside air equal to 90 percent of exhaust air		Transfer points	400 fpm over area of all openings
Degreasing	Canopy hoods	125 fpm over face of hood	Granite Cutting	Plain Hood	Surfacing Machine — rated on cfm — 540 cfm
	Slotted hoods for tanks up to 3 ft. wide	1500-2000 fpm through 2 in. slots		Floored Hood	Surfacing Machine — 300 cfm
Disc Grinding and Sanding	Down draft through grating	200 fpm over area of grating		Special Portable Hoods	Hand tools 200 fpm at a point 6 in. from face of hood
	Dry Coat, Padders and Slushers	Canopy and Special Hoods	25 to 35 cfm per sq. ft. of drying cylinder surface, plus exhaust of 150 fpm over face area of mangle and size box hoods	Kitchen Ranges	Canopy Hoods
Electroplating		Canopy hoods for tanks up to 2 ft. wide	125 fpm over face of hood		Metal Spraying
	Canopy hoods for tanks over 2 ft. wide	150 fpm over face of hood	Pickling Metals	Canopy hoods	
	Slotted hoods for tanks up to 2 ft. wide	2000 fpm through 2 in. slots		Slotted hoods	200 to 250 cfm per sq. ft. of tank. Vel. 2000 fpm through slots
	Slotted hoods for tanks over 2 ft. wide	2500 fpm through 2 in. slots	Blow and Exhaust	Exhaust 200 to 250 cfm per sq. ft. of tank. Vel. 2000 fpm through slots. Blow 50—75 cfm per sq. ft. of tank. Vel. 3000 to 3000 fpm	
Electr. Welding	Portable hoods	200 fpm over face of hood	Rubber Mixing Rolls	Canopy Hoods	200 fpm over face of hood
	Open front booths	100 fpm over face of booth	Double Hood	2000 fpm through 1½ to 2 in. slots	
			Steam Kettles	Canopy Hoods	150 fpm over face of hood
			Varnish Kettles	Canopy Hoods	200 fpm over face of hood

1. Double hoods are usually applied at around 75 percent of the face velocity of a corresponding canopy hood, and with a velocity of 1000 — 2000 fpm through the slot at the periphery of the hood.

2. Canopy hoods with side enclosures are usually applied at 100 — 125 fpm velocity over operating area of hood.

slotted hoods

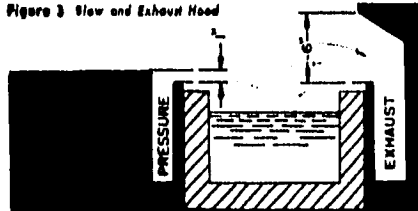
Slotted hoods are used for exhausting from plating tanks and similar equipment where the operations are such that overhead canopy hoods cannot be used.



blow and exhaust hoods

Tanks over 5 feet wide are difficult to control with the usual exhaust slots and in such cases combination blow and exhaust hoods may be used. The pressure slot width will range from 1½ to 2 inches. The air volume supplied by the pressure fan should be ¼ of the volume handled by the exhaust hood — which should remove at least 200 cfm per square foot of tank area.

Figure 3 Blow and Exhaust Hood



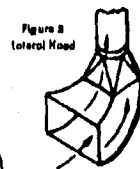
TYPICAL EXHAUST HOODS

MACHINE HOODS — for collection of coarse materials — such as chips from woodworking machinery, and particles from grinding wheels — must be so shaped that the dispersed particles are thrown by the action of the cutters or wheels into the mouth of the hood, since these large particles are thrown off with such high velocity and kinetic energy that their trajectories can not be altered by any reasonable air velocities.

It is customary to base the design on the size of the branch connecting to the hood and the suction maintained in this branch at about one foot back of the connection. Average sizes of branch connections are given on page 46.

Grinding and polishing exhaust systems are usually operated with 2 inches of water suction at the hood connection. Woodworking exhaust systems will vary from 2 inches for light duty to 3 inches for medium duty, and from 4 to 5 inches for extremely heavy duty.

Woodworking hoods must be so designed that they conform closely to the trajectories of the flying chips, and are usually placed so that they fit tightly around the cutter heads. Where these hoods are closely fitted, additional air inlet area should be provided and so located that the air stream will pass across the cutter heads.

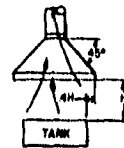
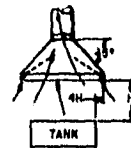
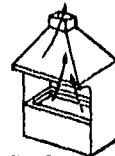
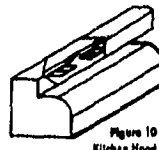
Figure 4
Band Saw HoodFigure 5
Lateral HoodFigure 6
Adjustable Hood

CANOPY HOODS — are used over open tanks, kettles, forges, furnaces and similar equipment. The lower the canopy and the more completely the equipment is enclosed, the better the operation.

Canopy hoods should extend laterally over the equipment by four-tenths of the distance the hood is above the equipment. The connections to the top of the hoods are usually designed for velocities of from 2,000 to 3,000 fpm. Frequently, with large hoods, it will be found necessary to branch the main duct where it connects to the hood in order to obtain a uniform distribution of air flow.

A double canopy hood arranged with an inside liner around the rim, forming a narrow slot of about $\frac{1}{8}$ " and also with a central opening under the suction pipe. The high velocity through the slot forms an air curtain which prevents vapors from curling outward around the periphery of the hood.

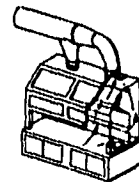
Canopy hoods with side enclosures should be used wherever the process will permit, and are particularly necessary where side drafts are present (Fig. 9). Kitchen hoods over cooking ranges are generally located with the back of the hood fastened to the wall. The exhaust duct can be part of the hood and located as shown in Fig. 10. Exhaust openings should be provided with protecting baffles arranged to reduce the entrance of grease. Such hoods should be located close to the source of contamination. Flanges on side hoods increase their effectiveness by about 25 percent.

Figure 7
Plain Canopy HoodFigure 8
Double Canopy HoodFigure 9
Canopy Hood with side enclosureFigure 10
Kitchen Hood

CHEMICAL LABORATORY HOODS — The complete evacuation of poisonous and obnoxious fumes from chemical laboratories is a problem of major importance. The front of the hood may be open or fitted with a sliding door. Enclosures or hoods of this type should always be fitted with a baffle at the top and back of the hood, arranged with dampered slats so that fumes can be exhausted either at the top, at the back center, or at the base, depending on the type of fumes to be exhausted — see Figs. 11 and 12.

Single or double laboratory tables require hoods of the down-draft type, since it is seldom possible to cover the tables with canopy hoods. Fume hoods and piping should always be built of corrosive resistant materials.

In air-conditioned laboratories it is customary to furnish a separate outside air supply system directly to the hood, providing make-up air equal to 90 percent of the air exhausted from the hood (Fig. 12), resulting in appreciable savings in operating cost and size of air conditioning system. Supply intake and exhaust discharge must be arranged to avoid recirculation.

Figure 11
Laboratory HoodFigure 12
Cross section,
laboratory hood

EXHAUST HOOD sizes and air volumes

A/056

TABLE 3
Branch pipes for emery or other grinding wheels

diameter of wheels	maximum grinding surface sq. in.	minimum diameter of branch pipe in inches
6 in. or less, not over 1 in. thick	19	3
7 in. to 9 in., incl., not over 1 1/2 in. thick	43	3 1/2
10 in. to 14 in., incl., not over 2 in. thick	101	4
17 in. to 19 in., incl., not over 3 in. thick	180	4 1/2
20 in. to 24 in., incl., not over 4 in. thick	323	5
25 in. to 30 in., incl., not over 7 in. thick	472	6

TABLE 4
Branch pipes for buffing, polishing or rag wheels

diameter of wheels	maximum grinding surface sq. in.	minimum diameter of branch pipe in inches
6 in. or less, not over 1 in. thick	19	3 1/2
7 in. to 12 in., incl., not over 1 1/2 in. thick	43	4
13 in. to 18 in., incl., not over 2 in. thick	101	4 1/2
17 in. to 20 in., incl., not over 3 in. thick	180	5
21 in. to 27 in., incl., not over 4 in. thick	323	6
27 in. to 33 in., incl., not over 7 in. thick	472	7

TABLE 5
Sizes of connections for woodworking machinery

machine	type of application	no. of connections	diameter of pipe	machine	type of application	no. of connections	diameter of pipe
Belt Saws	Small size on dry 3/4 lumber, large on wet	1	4 in. to 6 in.	Band Saws	6 1/2 to 8 and 10 inches wide	1	6 in. to 8 in. on later
Chip Saws	Dry KSA Material	1	3 in.		8 1/2 to 16 inches	1	7 in. to 8 in. on later
Table Saws	Not Dry KSA Material	1	3 or 4 in.		Drum—24 inches long	1	3 in.
	Self-Feed Saws	1	4 1/2 in.		Drum—40 inches long	1	4 in.
Mitre Saws	For box Factory Work	1	3 in.		Drum—64 inches long	1	7 in.
Variety Saws		1	4 in.		Drum—80 inches long	1	8 in.
Variety Saws		1	4 in.		Drum Over 80 inches	1	10 in.
Variety Saws	with Dado Head	1	5 in.		Disc—24 inches diameter	1	3 in.
Double Saws		2	3 in.		Disc—36 inches to 38 inches	1	4 in.
Chain Saws	(Dependent on size and number of men)	—	6 in. to 9 in.	Arm Bender		1	4 in.
Band Saws	Made under 2 inches wide	1	4 in.	Planers, Moulders	Between 4 inches to 6 inches	1	3 in.
	Made 2 in. to 3 in.	1	3 in.		Between 6 inches to 8 inches	1	4 in.
	Made 3 in. to 4 in.	1	4 in.		Between 8 inches to 16 inches	1	5 in.
	Made 4 in. to 6 in.	1	7 in.		Between 12 inches to 20 inches	1	6 in.
	Made 6 in. to 8 in.	1	8 in.		over 20 inches	1	10 in.
Jig Saws		1	4 in.	Arm Bender	Between 22 inches to 36 inches	1	10 in.
Tenoning	Single Head	1	3 in.	Planers, Moulders	Between 36 inches to 48 inches	1	7 in.
	Double Head	2	7 in.		57 inches	1	8 in.
	Double Head—Double Hand	4	10 in.		8-10 inches	1	9 in.
Variety	Single Head	1	3 in.		10-12 inches	1	8 in.
Moulders or Shaper	Double Head	2	7 in.		12 inches wide and under	1	9 in.
Band Saws	Double Head Heavy Work	2	9 in.		12-18 inches	1	10 in.
	8 1/2—15 1/2 (Max 8 inches wide)	2	3 in. to 4 in. on later		19-21 inches	1	14 in.
					31-24 inches	1	14 in.

Table 5 gives the sizes of connections generally used with woodworking machines. The sizes recommended may be increased depending upon the quantity of shaving, kind of lumber, whether it is wet or dry and the variation in

the size of cutter heads. Extremely high production machines such as planers and moulders may require larger connections and a higher hood suction. Experience is the best guide.

TABLE 6
Air volumes cfm handled through average collecting hoods

CFM .075 density. Based on Coefficient of Entry of .71 with 10 Percent Added for Leakage

diameter of receiver pipe (inches)	maintained static inches water gauge						
	1	1 1/2	2	3 1/2	5	6	8
	vol = 3190	vol = 3330	vol = 4430	vol = 4980	vol = 5490	vol = 6360	vol = 7080
1 1/2	38	47	64	81	97	114	131
2	49	64	87	108	128	151	174
2 1/2	107	131	181	225	266	314	363
3	152	188	256	323	386	456	524
3 1/2	199	250	336	420	500	588	674
4	273	336	456	576	696	816	936
4 1/2	343	420	564	708	846	996	1146
5	417	516	684	852	1020	1194	1374
6	416	516	701	867	1032	1206	1377
7	555	684	912	1141	1370	1600	1830
8	1092	1337	1764	2177	2592	3006	3420
9	1281	1574	2076	2589	3102	3616	4130
10	1703	2090	2779	3453	4128	4802	5476

PNEUMATIC conveying

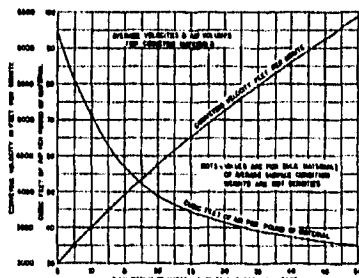
Pneumatic conveyors of the low pressure type are widely used for conveying light, bulky materials but can be used for many other materials.

Experience has shown that, at the velocities shown in Table 7, light fluffy material such as cotton, wool and light sawdust can be conveyed with eighty to one hundred cfm per pound of material. Grains, wood chips and similar material require about 50 cfm per pound whereas cast iron borings and cement can be conveyed satisfactorily with 35 cfm per pound. From the above it is obvious that light materials require higher air volumes per pound of material at lower velocities, and heavier materials require less air per pound but at higher velocities, see figure 13.

The carrying capacity of air increases directly as the square of the velocity. In other words if a system could convey 10 pounds of wool per minute at 3000 ft. per minute velocity, at 6000 ft. per minute 40 pounds could be conveyed.

The figures given for air velocities and volume per pound of material assume a uniform feed of material to the system.

Fig. 13 Average Velocities and Air Volumes for Conveying Material.



The weight used is not the true density of material but is the average bulk weight of a cubic foot of material in the condition in which it is to be conveyed. If material is moist, the bulk weight of the wet material must always be used. The curves Fig. 13 assume a uniform feed of material to the system. If the feed is uneven, sufficient air volumes must be provided to convey the material at the maximum rate of feed.

Minimum conveying velocities are dependent upon the surface of the material, the density of the bulk material and the size and shape of the particles to be conveyed. Gives recommended average velocities for various materials.

TABLE 7

material	average conveying velocity fpm	material	average conveying velocity fpm
Cast iron borings, sand	7,000	Sawdust and heavy shavings from damp or green wood.	4,000
Cement	4,000		
Wheat, corn, salt	4,000	Light grinding buffing, coffee beans	3,500
	3,500		
Wood chips and shavings, paper, plaster board, polished lime stone	3,000	Loose dry cotton, wool and hair, dry sawdust and light shavings	1,000
Wood chips, rags, cotton seeds, dry pulp	4,500		
Heavy grinding and polishing, powdered coal	4,000	Powders and dry dust	2,500
		Gases, fumes, wood flour	7,000

TABLE 8

TYPICAL ENTRANCE LOSSES

description	typical entrance	approximate entrance loss in percent of velocity pressure at "A"
Smooth well rounded entrance		3.0
Three piece conical entrance		4.8
Flanged 15° cone entrance		6.3
Unflanged 15° cone		12.2
Flanged pipe entrance		42
Unflanged pipe entrance		76

Table 9—rectangular equivalents of round ducts

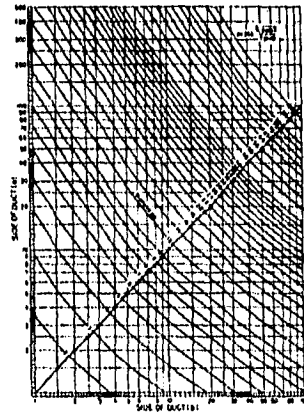
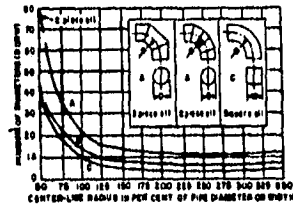


Table 10—loss of pressure in elbows



Tables 9, 10 and 11 provide data normally required to figure system ductwork.

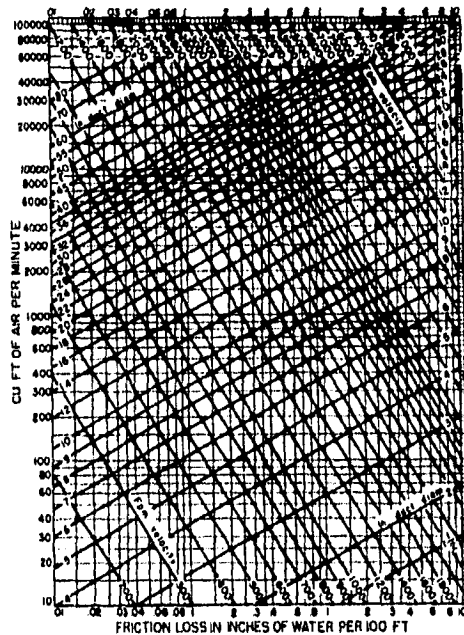
If rectangular ducts are desired, their sizes are selected to provide air volumes equivalent to those of round ducts originally selected. Table 9 gives the rectangular duct sizes equivalent (in friction and volume) to each size of round duct. To use the chart, locate the diagonal curve giving the diameter of round duct. The width and height of an equivalent rectangular or square duct may be read directly at any point on curve.

Example: Rectangular ducts equivalent to 24 inch round duct are: 24 x 20, 48 x 11, etc.

Friction loss in elbows is generally expressed as equal to a number of diameters of round pipe or a number of widths of rectangular pipe. Table 10 gives the number of diameters or widths of pipe which have a frictional loss equivalent to the pressure drop in elbows.

Curves B and C cover ordinary good sheet metal construction. Curve A should be used when quality of construction is in doubt as a factor of safety.

Table 11—friction of air in straight ducts



Long radius elbows will offer much less air resistance than short radius elbows. Good results may be obtained when the radius to the center of the elbow (R) is 1.5 times the duct diameter (D) or duct width parallel to radius (W). There is very little advantage in a centerline radius of more than two diameters.

Example: The friction loss of an elbow with radius equal to 1.25 times duct diameter is (using Curve B) equivalent to 10 diameters of pipe. A 12 inch round elbow with 15 inch radius would have a friction loss equal to 10 x 12 inches or 120 inches of straight round pipe.

The air friction chart (Table 11) is based on standard air, 0.075 lb. per cubic foot, flowing through straight lengths of smooth round galvanized metal ducts.

Example: Find the friction loss of 10,000 cfm through 60 feet of 24 inch diameter pipe. At 10,000 cfm, move horizontally to 24 inch duct diameter. Vertically below the intersection the friction per 100 feet of pipe is .50 inches. For 60 feet the friction loss will be .6 x .50 inches = .30 inches. Duct air velocity is 3200 fpm.



A/059

**INSTRUCTIVO DE INSTALACIÓN,
OPERACION Y MANTENIMIENTO
VENTILADORES INDUSTRIALES**



AirEquipos S.A. de C.V.
desde 1970

Oficinas: Río Consulado 516 C.P. 02000 México, D.F.
541-52-41 541-53-01 541-67-50 541-69-45

Planta: Heliotropeo 171 C.P. 00400 México, D.F.
541-19-35 541-37-34 547-80-69

INSTALACIÓN

1. Utilizar las orejas o soleras soldadas a la carcasa para levantar el equipo (Nunca levantar el ventilador de la flecha, polea o rotor).
2. Montar el ventilador en una base rígida, si es de concreto debe ser pulida y nivelada, si es de estructura metálica debe tener la rigidez necesaria para soportar el peso del ventilador y estar bien nivelada.
3. Presentar y nivelar el ventilador en su base, calzando con lanas en donde sea necesario.
4. Atornillar firmemente el ventilador en su base de cimentación.
5. El ventilador deberá llevar conexiones flexibles en succión y descarga con apoyos independientes del ventilador.
6. Conectar el motor de acuerdo al diagrama de conexiones del mismo, comprobar que el motor esté conectado para la tensión que tenga la red.
7. Instalar un arrancador magnético e Interruptor de fusible con elementos térmicos en todas las fases del tamaño adecuado al amperaje del motor. Energice momentáneamente el motor para comprobar que la rotación del ventilador sea la correcta, si es necesario cambiar la rotación, espere hasta que pare totalmente el ventilador.

OPERACIÓN

1. Verifique el apriete de los opresores y/o tornillos de las siguientes partes: Motor, Chumaceras, poleas y rotor.
2. Verificar que el rotor gire libremente con la mano y comprobar que no roce con alguna parte del ventilador o con algún objeto extraño a éste.
3. Compruebe que la rotación del ventilador sea la correcta de acuerdo con el sentido de la flecha que se localiza a un lado de la placa de datos.
4. Opere el ventilador y compruebe la corriente que consume el ventilador en cada fase, aceptando como límite lo que indica la placa de datos del equipo.
5. Probar que los elementos térmicos se disparan.
Para motores monofásicos:
Forzar con una madera la polea conducida y restablecer la energía con el botón correspondiente, si los elementos

A/060

térmicos no se disparan, revisar la instalación eléctrica.

Para motores trifásicos:

Desconectar una fase y probar el ventilador, si en diez segundos no se disparan los elementos térmicos, para evitar que se quemé, revisar el arrancador e instalación eléctrica.

MANTENIMIENTO

1. Verifique el apriete de los opresores y/o tornillos de las siguientes partes: Motor, Chumaceras, poleas y rotor.
2. Limpiar periódicamente el rotor y la carcasa, utilizando chorros de vapor, agua, aire comprimido o con un cepillo de alambre. En caso de que el ventilador permanezca fuera de operación por períodos prolongados gire el rotor diariamente 1 1/3 de vuelta.
3. Verifique periódicamente la corriente que consume el motor, aceptando como límite lo que indica la placa de datos del mismo.
4. Limpie el polvo y suciedad adherido a la carcasa del motor, con el objeto de no disminuir la eficiencia del enfriamiento.
5. Lubricar el motor de acuerdo a las Instrucciones que aparecen en la placa de lubricación del motor, los motores que no tienen graseras cuentan con rodamientos sellados prelubricados, por lo que no requieren lubricación adicional durante su vida normal.
6. En motores abiertos (APG), sopletear los devanados con aire comprimido de baja presión para eliminar el polvo y suciedad. No exceder de una presión de 50 psi.
7. Verificar regularmente la tensión y estado general de las bandas, en caso necesario, reemplace con un juego igualado.
8. Aplique pintura periódicamente de acuerdo a las condiciones de trabajo.
9. Lubricar las chumaceras del ventilador cada tres meses de acuerdo a las siguientes Instrucciones:
 - a) Limpiar la grasera de la chumacera.
 - b) Engrasar lentamente mientras el rodamiento esté girando hasta que la grasa fresca salga por los sellos.
 - c) Utilizar grasa a base de litio de consistencia NLGI No. 3, para temperatura medía, por ejemplo: CRA TM3, mca. SKF.

PROBLEMAS MAS COMUNES**CAUSAS****Cantidad de aire y presión escasa**

- a) La presión estática del sistema es mayor que la calculada.
- b) La velocidad del ventilador es menor que la calculada.
- c) Las compuertas no están adecuadamente ajustadas.
- d) Conexiones deficientes o abruptas en los ductos de succión y descarga.
- e) Fugas de aire en el sistema.
- f) Rotor dañado.
- g) Dirección de rotación equivocada.

Vibración y ruido

- a) Desalineamiento en chumaceras, cojines, rotor o transmisión.
- b) Cuerpos extraños causando desbalanceo al rotor.
- c) Alimentación deficiente.
- d) Baleros gastados.
- e) Rotor o motor dañado.
- f) Opresores y tornillos rotos o flojos.
- g) Flecha del ventilador o del motor vencido.
- h) Rotor o motor desbalanceado.
- i) Velocidad demasiado alta o sentido de giro equivocado.
- j) Componentes o partes, sueltas o flojas.
- k) Vibración transmitida al ventilador procedente de otro equipo.
- l) Rotor rozando con alguna pieza.

Rodamientos sobrecalentados

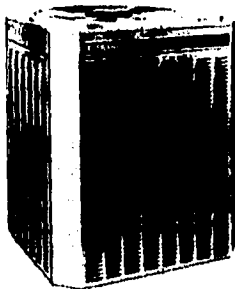
- a) Exceso de grasa en los rodamientos.
- b) Alineación defectuosa.
- c) Flecha vencida.
- d) Empuje axial anormal.
- e) Suciedad en baleros.

Sobrecarga en el motor.

- a) Velocidad del motor muy alta.
- b) Motor mal conectado.
- c) Voltaje bajo

Split System Cooling

A/062



2½, 3, 3½, 4, 5, 6 Ton TTA — Split System Cooling

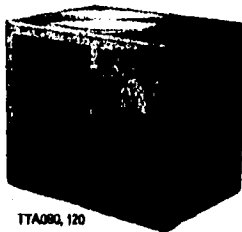
Refer to TTA-D-1 or 22-1290-02

- SEER's in the 8.00 range
- Brazed refrigerant piping connections
- Utilizes Trane Climatuff™ compressor (one) for high reliability and long life
- ARI 210270 certification of capacity and performance
- UL certified to meet independent agency certification

- Vertical upflow condenser discharge
- Spine-Fin™ all aluminum condenser heat transfer for high efficiency to reduce energy consumption
- Unique powder paint for superior appearance and weather protection
- Single side service access
- Factory installed refrigerant drier to increase reliability

Table 16-1 — Three Phase

Size	Unit Model No.	Power Supply Volts/Phase/Hz	Cooling Capacity (Btu/h)	Dimensions (in.) H x W x L	Weights (lbs) Shipping	MCA 230/460	Max Fuse
2½	TTA080A3 B, A4-B		30,000	25 x 28 x 24	181	152/70	25/10
3	TTA080A3 B, A4-B		36,000	25 x 28 x 24	170	158/78	25/10
3½	TTA082A3 B, A4-B	208/230/360 or 460/360	42,000	29 x 28 x 24	190	173/83	30/15
4	TTA080A3 B, A4-B		48,000	31 x 28 x 28	205	20/9/8	30/15
5	TTA080A3 B, A4-B		60,000	33 x 32 x 28	237	26/13/2	40/20
6	TTA072A3 B, A4-B		72,000	46 x 39 x 36	332	30/17/28	60/30



TTA080, 120

7½, 10, 12½, 15, 20 Ton TTA — Split System Cooling

Refer to TTA-D-4 or 22-1349-06

- Odyssey™
- EER up to 9.3
- Single refrigerant circuits available on 7½ and 10 ton sizes
- Service valves with pressure taps
- Dual refrigerant circuits available on 10, 12½, 15 and 20 ton sizes to provide capacity modulation
- Utilizes Trane compressor(s) for high reliability and long life
- ARI 210270 certification assures capacity and performance
- UL listed and CSA certified to meet independent agency certification
- Vertical upflow condenser discharge
- Plate type aluminum fin/copper enhanced tube condenser heat transfer for high efficiency to reduce energy consumption

- Baked enamel - weather resistant finish
- Single side service access for reduced maintenance cost
- Factory installed refrigerant drier to increase reliability
- Brazed refrigerant piping connections



TTA 180, 240

Table 16-2 — Single Compressor

Size	Unit Model No.	Power Supply Volts/Phase/Hz	Performance EER (EER)	Cooling Capacity (Btu/h)	Dimensions (in.) H x W x L	Weights (lbs) Shipping	MCA 230/460/575	Max Fuse 230/460/575
7½	TTA120A3, A4, AW	208/230/360	9.9	61,000	39 x 34 x 41	396	36/118.2/146	60/30/25
10	TTA120A3, A4, AW	460/360 or 675/360		124,000	33 x 38 x 51	470	55/076.1/209	80/40/35

Table 16-3 — Dual Compressor

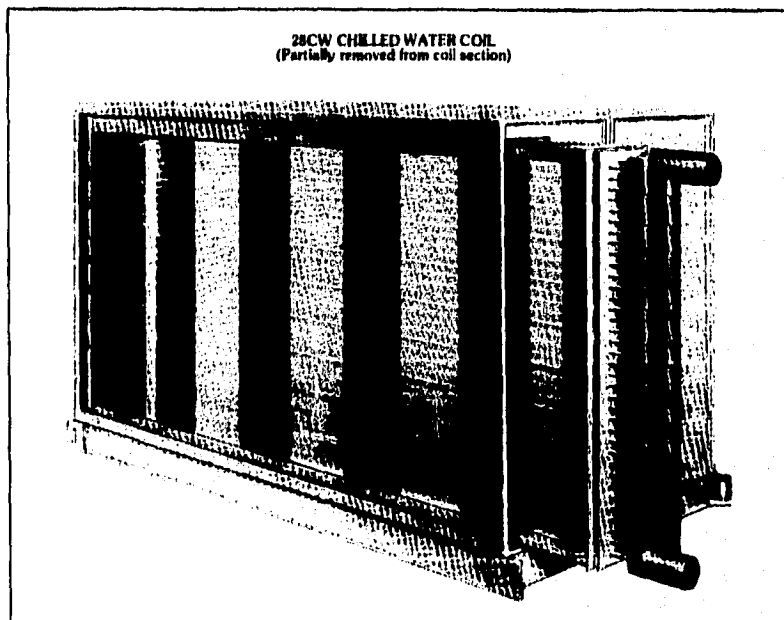
Size	Unit Model No.	Power Supply Volts/Phase/Hz	Performance EER (EER)	Cooling Capacity (Btu/h)	Dimensions (in.) H x W x L	Weights (lbs) Shipping	MCA 230/460/575	Max Fuse 230/460/575
10	TTA150B3, B4, BW		9.0	122,000	39 x 38 x 51	515	48/126.3/16.8	60/35/25
12½	TTA150B3, B4, BW	208/230/360	9.3	152,000	39 x 38 x 51	606	55.5/21.4/21.8	70/35/30
15	TTA180B3, B4, BW	460/360 or 675/360	9.3	185,000	33 x 34 x 88	786	64/032.0/26.5	80/45/35
20	TTA240B3, B4, BW		9.5	241,000	45 x 44 x 84	951	82.8/36.1/28.5	125/50/35

Chilled water cooling coils

A/063

Carrier offers a wide selection of chilled water cooling coils for your 39E application. These coils all have 3-in. headers as standard to ensure reduced water pressure losses; they feature Carrier's exclusive Opti-Fin® design for most efficient heat transfer and have full track support for easy installation and service.

Select 4-, 6-, or 8-row coils; 8 or 14 fins per inch; in quarter-, half-, full- or double-circuit coils. (The quarter-circuit coils are 4-row only; the double-circuit coils are 6- or 8-row only.) All units (except size 90) are available with either a large face area (LFA) or a small face area (SFA) coil.



Rating method

The chilled water rating method is a generalized method involving the balancing of the airside and waterside performance and is approved according to ARI Standard 410.

In application, this method requires the initial use of the Airside Performance Chart. This chart permits the determination of unit size and required coil surface after calculation of the entering and leaving wet-bulb depressions and comparison of actual coil Bypass Factor with the required

Bypass Factor. Usage of the performance curves applicable to a specific coil surface for a given load and calculated mean temperature difference enables the value of required tube velocity to be determined.

The 2 performance curves apply to all unit sizes; one being for 8-fin and one for 14-fin surfaces.

Each Water Pressure Loss Curve is for a specific row and circuit combination with pressure loss values for all 39E unit sizes being shown on each curve.

Chilled water coil selection procedure

A/064

1. Determine design cooling requirements from job specifications.

Given:

- Total Load (GTH) 360,000 Btuh
- Air Quantity 11,220 cfm
- Entering Air Temperature Dry-Bulb (t_{db1}) 80 F
- Entering Air Temperature Wet-Bulb (t_{wb1}) 66 F
- Leaving Air Temperature Dry-Bulb (t_{db2}) 56.5 F
- Leaving Air Temperature Wet-Bulb (t_{wb2}) 55.6 F
- Entering Water Temperature (t_{w1}) 44 F
- Leaving Water Temperature (t_{w2}) 56 F
- Water Flow 60 gpm
- Maximum Water Pressure Loss (WPL) 25 ft
- Maximum Face Velocity (FV) 600 fpm
- Maximum Air Friction (AF) 1.0 in. wg
- Unit Type Draw-thru, horizontal

2. Determine unit size and required coil surface.

A. Minimum Coil Face Area. Divide specified cfm by maximum face velocity (FV) to obtain minimum coil face area required. Refer to Coil Face Area and Circuiting Data Chart below.

$$\text{Minimum Coil Face Area} = \frac{\text{Specified cfm}}{\text{FV}}$$

$$= \frac{11,220 \text{ cfm}}{600 \text{ fpm}}$$

$$= 18.7 \text{ sq ft}$$

B. Coil Face Velocity. Use a 39E size 19 (39E19) with a large face area (LFA) coil having a 20.4 sq ft face area (FA).

$$\text{Actual Coil Face Velocity} = \frac{\text{cfm}}{\text{FA of Coil Selected}}$$

$$= \frac{11,220 \text{ cfm}}{20.4 \text{ sq ft}}$$

$$= 550 \text{ fpm}$$

C. Entering and Leaving Wet-Bulb Depressions. Determine the entering and leaving wet-bulb depression from the specified conditions.

$$\text{Entering Wet-Bulb Depression} = t_{db1} - t_{wb1}$$

$$= 80 - 66 = 14 \text{ F}$$

$$\text{Leaving Wet-Bulb Depression} = t_{db2} - t_{wb2}$$

$$= 56.5 - 55.6 = 0.9 \text{ F}$$

D. Required Bypass Factor. Use the Cooling Coil Airside Performance Chart, Page 6. Enter the wet-bulb section at a 0.9F leaving depression. Project up to 14F entering depression line. From this intersection project left into the Bypass Factor vs Coil Face Velocity Chart.

Enter the Coil Face Velocity at the 550 fpm actual coil velocity. Project up and intersect the line drawn from the wet-bulb depression section. This intersection supplies the required bypass factor, .065. Because this intersection point falls between curves, select the lower curve for 4-row/14-fins with a bypass factor (.047) equal to or less than the required bypass factor (.065).

NOTE: At this point, the coil surface required for the leaving air condition has been established. Now match the waterside performance to the airside performance.

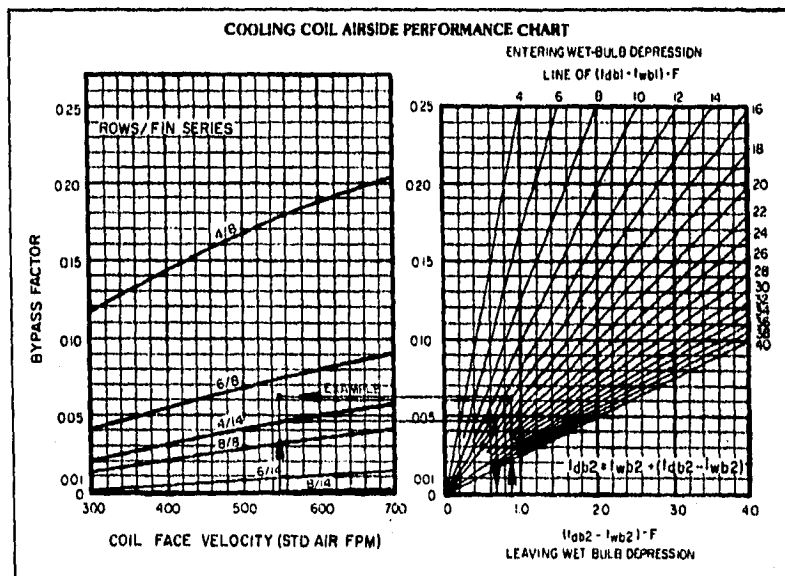
COIL FACE AREA AND CIRCUITING DATA

UNIT SIZE	LARGE FACE AREA COILS												SMALL FACE AREA COILS														
	Face Area (sq ft)	Number of Circuits												Face Area (sq ft)	Number of Circuits												
		4 Row				6 Row				8 Row					4 Row				6 Row				8 Row				
	Q	H	F	H	F	D	H	F	D	H	F	D	Q	H	F	H	F	D	Q	H	F	H	F	D			
08	7.78	4	8	10	8	10	24	8	16	32	6.74	4	8	10	8	16	24	8	16	32	6.74	4	8	10	8	16	32
11	11.6	6	10	20	10	20	30	10	20	40	8.17	4	8	16	8	16	24	8	16	32	8.17	4	8	16	8	16	32
13	13.2	6	10	20	10	20	30	10	20	40	11.5	5	10	20	10	20	30	10	20	40	11.5	5	10	20	10	20	40
17	17.3	7	14	28	14	28	42	14	28	56	14.8	6	12	24	12	24	36	12	24	48	14.8	6	12	24	12	24	48
19	20.4	7	14	28	14	28	42	14	28	56	17.3	7	14	28	14	28	42	14	28	56	17.3	7	14	28	14	28	56
23	22.9	7	14	28	14	28	42	14	28	56	20.4	7	14	28	14	28	42	14	28	56	20.4	7	14	28	14	28	56
29	28.4	9	18	36	18	36	54	18	36	72	26.3	9	18	36	18	36	54	18	36	72	26.3	9	18	36	18	36	72
36	35.0	9	18	36	18	36	54	18	36	72	31.9	9	18	36	18	36	54	18	36	72	31.9	9	18	36	18	36	72
39	42.8	11	22	44	22	44	66	22	44	88	39.0	11	22	44	22	44	66	22	44	88	39.0	11	22	44	22	44	88
48	56.9	13	26	52	26	52	78	26	52	104	48.1	13	26	52	26	52	78	26	52	104	48.1	13	26	52	26	52	104
57	61.4	13	26	52	26	52	78	26	52	104	56.9	13	26	52	26	52	78	26	52	104	56.9	13	26	52	26	52	104
75	90.0	18	36	72	36	72	108	36	72	144	75.0	15	30	60	30	60	90	30	60	120	75.0	15	30	60	30	60	120
80	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	90.0	18	36	72	36	72	108	36	72	144	90.0	18	36	72	36	72	144

D - Double Circuit F - Full Circuit H - Half Circuit Q - Quarter Circuit
 - 1/2" (1/2") - 1/2" (1/2") - 1/2" (1/2") - 1/2" (1/2")

Chilled water coil selection procedure (cont)

A/065



3. Determine leaving dry-bulb temperature for selected unit (t_{db}).

A. From the intersection of the face-velocity line (550 fpm) and Bypass Factor curve (4/14), project line right to intersect the entering wet-bulb depression (14 F).

B. From the intersection point of step 3A, project downward to obtain the actual leaving wet-bulb depression (L_{wb2}) 0.7 F.

C. Determine actual leaving dry-bulb temperature:

$$\text{Actual } (t_{db2}) = \text{Given } t_{wb2} + \text{Actual } L_{wb2} \\ = 55.6 + .7 = 56.3$$

4. Determine actual mean temperature differences (MTD).

A. Calculate the greatest temperature difference (GTD) from the given entering dry-bulb and leaving water temperatures:

$$\text{GTD} = t_{db1} - t_{w2} = 80 - 56 = 24 \text{ F}$$

B. Calculate the least temperature difference (LTD) from the leaving dry-bulb temperature (step 3C) and the given entering water temperature:

$$\text{LTD} = \text{Actual } t_{db2} - t_{w1} = 56.3 - 44 = 12.3 \text{ F}$$

C. Enter the mean temperature difference curve, page 7, at intersection of GTD (24 F) and LTD (12.3 F). Project line horizontally to obtain MTD (17.5 F).

5. Calculate the sensible cooling (SH) for the selected unit.

$$\text{SH} = 1.09 \times \text{cfm} \times (t_{db1} - t_{db2}) \\ = 1.09 \times 11,220 \times (80 - 56.3) \\ = 290,000 \text{ Btu/h}$$

6. Calculate the sensible heat factor (SHF) for the selected unit.

$$\text{SHF} = \frac{\text{SH}}{\text{GTH}} = \frac{290,000}{360,000} = .806$$

7. Calculate Q factor for selected unit.

For selected unit (39E19):

$$Q = \frac{\text{Total Load (MBH)}}{\text{Face Area} \times \text{MTD}} = \frac{360}{20.4 \times 17.5} = 1.008$$

8. Determine required (minimum) water velocity (fps).

Enter Chilled Water Coil Performance curve, page 8, for selected rows (4) and fin series (14) at intersection of Q factor (1.008) and face velocity (550 fpm). Project line horizontally to intersect calculated SHF line (.806). Now project downward to obtain required water velocity (fps) (2.8).

9. Determine actual water velocity for selected unit.

From table, page 5, obtain no. of circuits of selected unit (39E19). Assume coil to be full circuit (28 circuits).

$$\text{fps} = \frac{\text{Water Flow (gpm)}}{\text{No. of Circuits}} \times 1.71 = \frac{60}{28} \times 1.71 = 3.67 \text{ fps}$$

Selected unit must have velocity equal to or greater than velocity calculated in step 8.

10. Determine water pressure loss (WPL).

Enter Chilled Water Coil Pressure Loss curve, page 9, for selected row/circuit combinations at intersection of actual water velocity (3.67 fps) and selected unit size (19). Project line horizontally to obtain water pressure loss (7.0 ft).

11. Determine air friction (wet, AF_w).

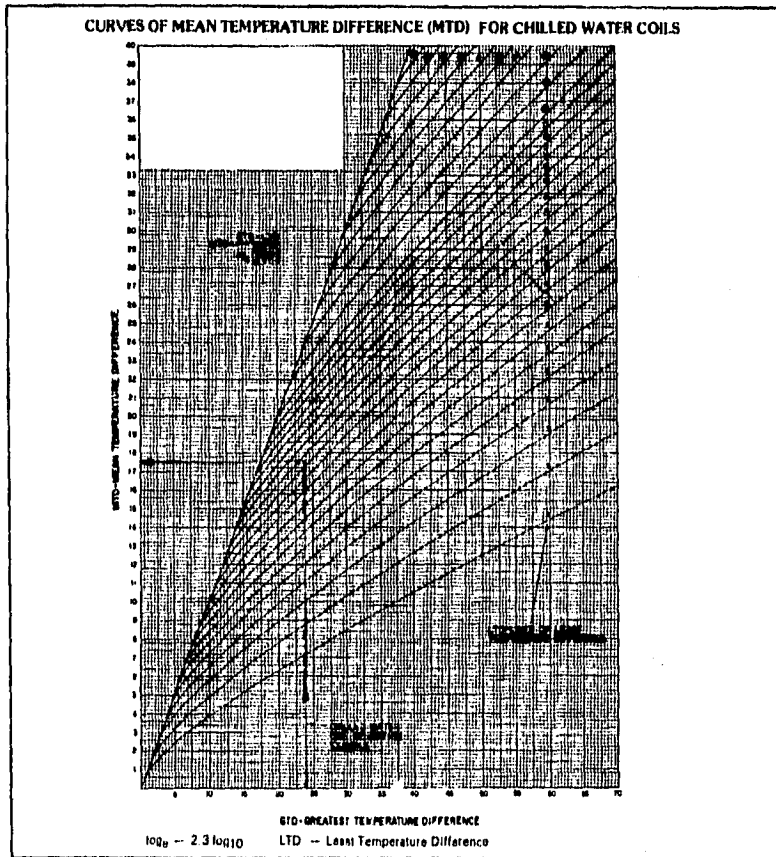
Enter Cooling Coil Air Friction chart, page 13, for selected row/in series (4/14) and air face velocity (550 fpm) and read AF_w (0.70 in. wg).

12. Determine actual coil capacity.

Normally it is unnecessary to determine the exact capacity of coils having slightly higher water velocities than required.

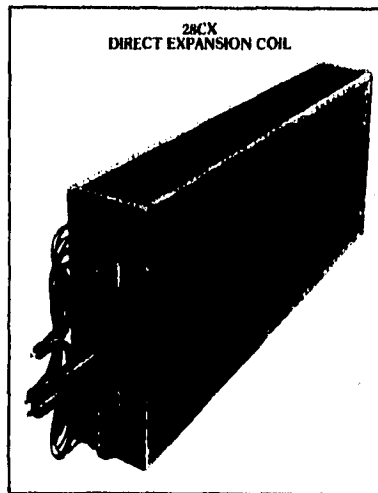
Actual coil capacity may be determined by a trial and error method.

Assume 2 (for plotting purposes) or more coil loads, resulting in new leaving air and water temperatures and mean temperature difference (MTD). Capacities are then calculated and the required water velocities are determined.



Direct-expansion cooling coils

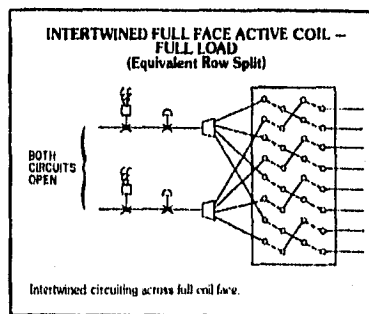
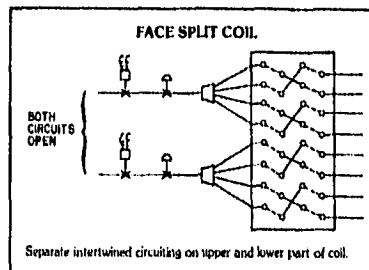
A/087



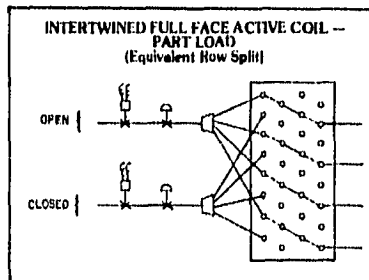
Carrier 39E direct-expansion cooling coils offer the advantages of installation ease, design flexibility and total economy... plus optimization of coil performance. Coils are available in 4-, 6-, 8-row, with 8- or 14- aluminum fins per inch on 1/2-in. OD copper tubes so you are assured of getting the coil surface needed for the load and duty. Carrier's high performance Opti-Fin® coil surface has tubes mechanically expanded into the fins so there is firm fin and tube bonding for peak thermal performance. Choose from 2 or more circuitings for each coil surface for maximum thermal performance with minimal refrigerant pressure drop. For easy installation, liquid and suction connections are always on the same end, regardless of circuiting, and may be specified for either right- or left-hand connections. And for full mix-match design flexibility, all DX coils have at least 2 splits; you can match a coil with one or 2 compressors for independent refrigerant systems. With these coils you can also specify factory-installed distributor nozzles to minimize field labor while optimizing distributor performance. And save expense by asking for the option of having the thermal expansion valve shipped with the coil.

Revolutionary Carrier intertwined circuiting means even greater coil efficiency and dependability

Intertwined circuiting is Carrier's geometrically balanced tube arrangement that allows the refrigerant to feed evenly across the coil face. This optimizes circuit loading and superheat, and produces uniform fin temperature and performance.



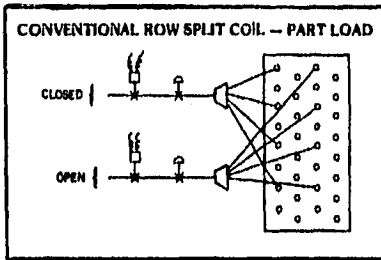
When operating at full load, each split of the intertwined full face active coil has equal capacity because half the tubes in each row are supplied by each distributor. Especially important when separate compressors are piped to the splits because equal suction temperatures result in each system. Outstanding performance where leaving air temperature must be controlled, as in multizone or variable volume applications.



Direct-expansion cooling coils (cont)

A/068

When operating at part load, either split may be shut down without concern for system conditions such as re- evaporation of condensate. The working split maintains up to 70% of the total capacity of the coil because the entire fin surface remains cold — allowing compression equipment to run at high suction, more efficient operating temperatures.



Two disadvantages:

- The downstream split must usually be "first ON/last OFF" suction and controls and piping need extra care to assure this.
- Does not have the high part-load capacity that allows the compression equipment to operate at higher efficiencies.

Full load selection considerations

To achieve best performance, 39E intertwined DX coils should be selected so that the full load section yields a loading of between 0.8 tons per circuit and 2.0 tons per circuit. Although this is the recommended range for best performance, these coils may be used to a loading rate as high as 3.0 tons per circuit.

The Carrier Intertwined DX coils are available in 2 arrangements: face split and full face active (equivalent row split). The face split coil is more commonly used in air conditioning applications which use constant airflow and space temperature or return air control.

The full face active coil is most generally used in applications involving variable airflow thru the coils such as multizone or VAV systems. This allows for leaving air temperature control so that variable volume room air terminals or zoning dampers of a multizone air-handling unit can be used to control space temperature.

In some applications where humidity control is required, the face split coil is the best selection as it reduces the leaving temperature of the air it is treating to a temperature where dehumidification occurs at part load. This would not occur with a full face active or a conventional row split coil.

Part-load operation

Consideration of the system operation at partial load conditions is extremely important both from the standpoint of maintaining space conditions and assuring reliable and extended performance of the compression equipment. Proper system design requires that operation at both design and minimum load conditions be evaluated. This is particularly important when there are wide variations in load.

After and during the selection of a coil for full load operation, 2 part-load considerations must be kept in mind. The coil must be selected so that oil will be returned to the compressor at minimum load conditions. This can be accomplished by judicious selection of the proper circuiting and control of coil splits to maintain a minimum circuit loading of 0.4 tons/circuit.

The second part-load consideration and possibly the most important is the checking of minimum coil refrigerant temperature. It is important that the refrigerant temperature in the coil, at full load, be high enough so that as the system unloads, the refrigerant temperature does not go below those shown in the table following. Operation at lower temperatures will allow frost to form on the coil.

Selection and operation of coils below refrigerant saturated suction temperatures listed may result in frost formation and eventual coil airflow restriction.

MINIMUM REFRIGERANT SATURATED SUCTION TEMPERATURE FOR FROST PREVENTION (F)

ENT WET- BULB (F)	COIL FACE VELOCITY (fpm)			
	300	400	500	700
	Number of Rows			
	4	6	8	10
	8 Fins/in.			
85	26	27	28	24
70	26	27	28	23
75	24	26	27	23
80	24	26	27	23
	14 Fins/in.			
85	26	28	28	24
70	26	28	28	23
75	24	27	29	23
80	23	26	29	23

DX coil, distributor nozzle and expansion valve selection procedure

A/069

DX coil selection

1. Determine design cooling requirements from job specifications.

Given:

- Total Load (GTH) 809 MBH (67.4 tons)
- Refrigerant Type R-22
- Air Quantity 17,850 cfm
- Entering Air Temperature (Temp) Dry Bulb (t_{db1}) 84 F
- Entering Air Temperature (Temp) Wet Bulb (t_{wb1}) 70 F
- Leaving Air Temp Dry Bulb (t_{db2}) 57.4 F
- Leaving Air Temp Wet Bulb (t_{wb2}) 56 F
- Minimum Saturated Suction Temp 40 F
- Saturated Condensing Temp 124.5 F (276.1 psig)
- Air Temp Entering Condenser 95 F
- Maximum Allowable Face Velocity (FV) 550 fpm
- Refrigerant Liquid Temp at Expansion Valve ... 105 F

2. Determine unit size and required coil surface.

A. Minimum Coil Face Area. Divide specified cfm by maximum allowable face velocity (FV) to obtain minimum coil face area required.

$$\text{Minimum Coil Face Area} = \frac{\text{Specified cfm}}{\text{FV}}$$

$$= \frac{17,850}{550}$$

$$= 32.5 \text{ sq ft}$$

B. Coil Face Velocity. Use a 39E size 36 unit (39E36) with a large face area (LFA) coil having 35 sq ft face area (FA).

$$\text{Actual Coil Face Velocity} = \frac{\text{cfm}}{\text{FA of Coil Selected}}$$

$$= \frac{17,850}{35}$$

$$= 510 \text{ fpm}$$

C. Entering and Leaving Wet-Bulb Depressions. Determine the entering and leaving wet-bulb depression from the specified conditions:

$$\text{Entering Wet-Bulb Depression} = t_{db1} - t_{wb1}$$

$$= 84 - 70$$

$$= 14 \text{ F}$$

$$\text{Leaving Wet Bulb Depression} = t_{db2} - t_{wb2}$$

$$= 57.4 - 56$$

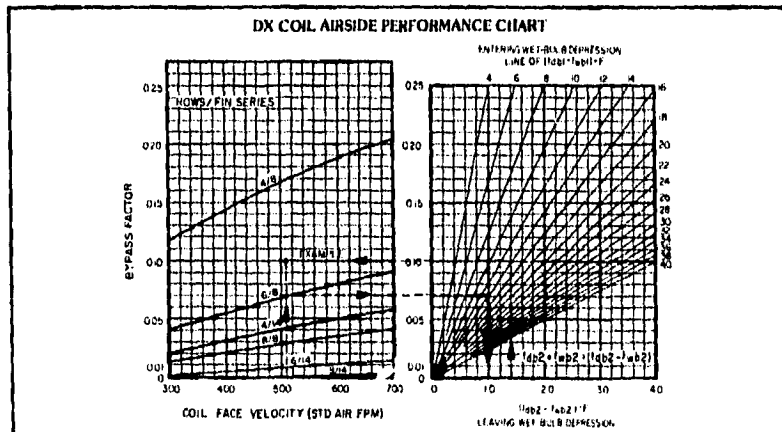
$$= 1.4 \text{ F}$$

D. Determine Required Bypass Factor. Use the DX Coil Airside Performance Chart below.

Enter the wet-bulb depression section at the leaving depression (1.4 F) and project upward to intersect the line of entering depression (14 F). At this intersection draw a line horizontally to the left into the bypass factor vs coil face velocity part of the chart.

Enter the bypass factor vs coil face velocity at the actual coil velocity (510 fpm) and project upward to intersect the line drawn from the wet-bulb depression section. This determines the required bypass factor (0.10) to meet the specified leaving dry bulb. If the intersection point falls between the coil row and fin curves, select the lower curve (for 6-row/8-fins) with a bypass factor (0.07) equal to or less than that of the required bypass factor.

NOTE: At this point the coil surface required to obtain the leaving air condition is established. Now match the refrigerant-side performance to the airside performance.



Direct-expansion selection procedure (cont)

A/070

3. Determine the required saturated suction temperature.

A. Select coil circuit. Try a full circuit coil. Take number of circuits, 36, from the Physical Data Table.

$$\begin{aligned} \text{Coil Circuit Loading} &= \frac{\text{Design Load (tons)}}{\text{No. of Coil Circuits}} \\ &= \frac{67.2}{36} \\ &= 1.87 \text{ Tons/Circuit} \end{aligned}$$

Because the above circuit loading falls between the recommended range for full-load selection of 0.8 to 2.0 tons/circuit, select a full circuit coil.

Use a 6-row/8-in full circuit coil for this example.

B. Using the direct-expansion tables to find required SST. Take LDB, LWB and Load from the Direct-Expansion Ratings tables. These values are specifically from page 34 at 40F suction.

Interpolate to obtain values at 510 fpm.

FV (fpm)	LDB (F)	LWB (F)	LOAD (MBH)
500	66.2	64.4	874.4
510			
500	67.0	66.0	953.1

■ Interpolated values

Take the following values from the Direct-Expansion Ratings table on page 38 at 45 F suction.

Interpolate to obtain values at 510 fpm.

FV (fpm)	LDB (F)	LWB (F)	LOAD (MBH)
500	67.6	66.6	786.0
510			
500	69.0	67.9	837.2

■ Interpolated values

Interpolate at 510 fpm to find LDB, saturated suction temperature and load at required 56 F LWB.

LWB (F)	LDB (F)	SATURATED SUCTION TEMP (F)	LOAD (MBH)
56.7	67.7	45	772.2
56.0			
54.6	65.4	40	882.3

*By interpolation:

LDB 56.9 F
Saturated Suction Temperature 43.3 F
Load 809.0 MBH (87.4 tons)

4. Determine air friction (wet), AF_w.

Enter DX Coil Air Friction chart above for selected row/fin series (6-row/8-in) and air face velocity, 510 fpm. Interpolate between values for 500 and 550 fpm (AF_w values = 0.65 and 0.75) to obtain AF_w = 0.67 in. wg.

DX COIL AIR FRICTION (in. wg)

ROW DEPTH	FIN8	FACE VELOCITY (fpm)					
		300	400	500	550	600	700
4	8	0.13	0.21	0.32	0.38	0.45	0.60
4	14	0.20	0.33	0.49	0.57	0.67	0.87
5	8	0.18	0.32	0.46	0.54	0.62	0.80
5	14	0.30	0.50	0.73	0.84	1.00	1.31
6	8	0.25	0.43	0.64	0.77	0.90	1.20
6	14	0.40	0.66	0.97	1.15	1.33	1.74

Dry Wet

Distributor nozzle selection

5. Select refrigerant distributor nozzle.

The above interpolation establishes that the selected DX coil has adequate capacity to meet specifications. At this point find a balance between the DX coil and condensing unit capacities. You can either balance these capacities graphically or with a computer.

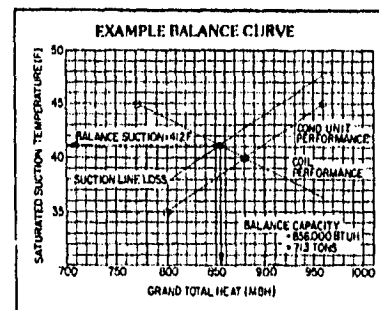
Balancing Capacities by Computer: Carrier offers both the E20-II microcomputer and main frame DX programs that select both the DX coil and condensing unit, and output a balanced capacity for the combination.

Balancing Capacities Graphically: Plot the DX coil capacity against the condensing unit capacities. The intersection is the balance point between DX coil and condensing unit capacities.

For the DX coil, use the 2 capacities at 40F and 45 F suction temperatures, 882.3 and 772.2 MBH (from Step 3).

In this example 2 Carrier 38AE044 condensing units were used having a combined capacity of 798 MBH at 35 F SST and 960 MBH at 45 F SST.

The sample plot between the selected DX coil and 2 Carrier 38AE044 condensing units, shown below, illustrates this graphical balance procedure.



Obtain condensing unit capacity data from the Carrier 38AE (Carrier Air-Cooled Condensing Units) Product Data Digest. The plot, after adjustment for an assumed suction line and suction header loss of 2.7 F, gives a 856,000 Btuh (71.3 tons) capacity for the evaporator-condenser combination, at a saturated suction temperature of 38.5 F (at compressor inlet).

For a 39E36 unit (with 2 distributors and 2 suction connections) combined with two 38AE044 condensing units:

$$\text{Balanced Capacity/Condensing Unit} = \frac{71.3 \text{ tons}}{2 \text{ Cond Units}} = 35.65 \text{ tons}$$

The coil splits in the above combination have equal capacity.

For 39E units with 2 unequally sized coils (upper and lower), split load proportionally. Often the upper, smaller coil will have smaller nozzles than the lower, larger coil.

IMPORTANT: Determine the applicable nozzle sizes for minimum and maximum capacities using the following formulas:

MINIMUM NOZZLE CAPACITY

Minimum Capacity =

$$\frac{\text{Balanced Capacity of the DX Coil and Condensing Unit Combination}}{\text{No. of Distributor Nozzles Exposed to Refrigerant Flow}} \times \frac{\text{No. of Cylinders Loaded at Minimum Capacity of Condensing Unit*}}{\text{No. of Cylinders in Condensing Unit}}$$

$$= \frac{71.3 \times 0.50\ddagger}{1} \times \frac{2}{8} = 8.9 \text{ tons}$$

MAXIMUM NOZZLE CAPACITY

$$\text{Maximum Capacity} = \frac{\text{Balanced Capacity of DX Coil/Condensing Unit Combination}}{\text{No. of Distributor Nozzles in Coil}} = \frac{71.3}{2} = 35.65 \text{ tons}$$

NOTES:

*Obtain from Carrier's 38AE Application Data literature.

†Because of solenoid valves controlling refrigerant flow to each coil circuit, the denominator of these expressions may not be the same at minimum and maximum conditions.

‡0.50 applied because only one of the 2 equal coil splits is active.

Nozzle Selection for Minimum Capacity. Refer to Distributor Nozzle Capacities chart above. Enter the Minimum Tons column with the 8.9 ton minimum capacity. Note that any nozzle from size 15 thru size 4 will satisfy the minimum capacity requirement.

DISTRIBUTOR NOZZLE CAPACITIES

NOZZLE CODE	NOZZLE SIZE	MIN TONS	NOM TONS	MAX TONS
B	4	0.40	0.91	1.90
C	1	0.60	1.20	2.40
D	1½	0.90	1.80	3.60
E	2	1.20	2.40	4.80
F	2½	1.50	3.00	6.00
G	3	1.80	3.60	7.20
H	4	2.45	4.90	9.80
J	6	3.00	6.00	12.00
K	8	3.60	7.20	14.40
L	8	4.75	9.50	19.00
M	10	5.70	11.40	22.80
N	12	6.90	13.80	27.60
P	15	8.70	17.40	34.80
Q	17	10.00	20.00	39.60
R	20	11.80	23.60	47.20
S	25	14.80	29.60	59.20
T	30	17.10	34.20	68.40
U	35	20.50	41.00	82.00
V	40	22.80	45.60	91.20
W	50	29.10	58.20	116.40
"X"	3	1.90	3.80	7.60

Nozzle Selection for Maximum Capacity. Refer to Distributor Nozzle capacities chart above. Enter the Maximum Tons column with the 35.65 tons maximum capacity. Note that any nozzle from size 17 thru size 50 will satisfy the maximum capacity requirement.

Preliminary Nozzle Selection. Possible nozzle selections for both minimum and maximum capacities have now been reviewed. Any nozzle satisfying both minimum and maximum capacities is acceptable. In this case the size 15 nozzle satisfies the minimum load but falls short of the maximum (balanced) load requirements. The size 17 nozzle satisfies the maximum load but is slightly oversized for the minimum load requirement. Now either the size 15 or size 17 nozzle must be chosen.

In this example we will initially select a size 17 nozzle. This selection may have to be changed depending on the nozzle, coil, TXV pressure losses and other related losses such as from piping and accessories.

Pressure loss balancing across the nozzle and TXV is a valid procedure for optimizing nozzle and TXV selection. Follow this balancing procedure to avoid selecting an oversized TXV. An oversized TXV often results in poor refrigerant flow control.

Determine Nozzle Pressure Loss. Enter the Distributor Nozzle and Expansion Valve Selection Chart for R-22, page 20, at the refrigerant liquid temperature entering the expansion valve at 105F and the balanced refrigerant saturated suction temperature of 41.2F. At the intersection project right to the maximum (balanced) load per nozzle of 35.65 tons. Project upward to the #17 nozzle curve and read a nozzle pressure drop of 51 psi.

6. Determine DX Coil Pressure Loss at Balanced Load (including Distributor Nozzle).

The system component pressure losses and temperatures are described below and shown in the R-22 System Component Pressure Loss diagram on page 23. Refer to the Temperature Pressure Chart for R-22.

$$\frac{\text{Coil Circuit} + \text{Distributor Tube} + \text{Distributor Nozzle} + \text{Suction Header}}{\text{DX Coil Pressure Loss}} = \text{Pressure Loss}$$

A. Coil Circuit Pressure Loss. From Physical Data Table, page 39.

Number of circuits for 39E36 full circuit coil36
 Circuit Equivalent Length 62 ft

Calculate:

$$\begin{aligned} \text{Coil Circuit Loading} &= \frac{\text{Load (tons)}}{\text{Number of Coil Circuits}} \\ &= \frac{71.3}{36} \\ &= 1.98 \text{ tons/circuit} \end{aligned}$$

Read the following values from the Evaporator Coil Pressure Drop for R-22 Chart (page 22) at 41.2F suction and 1.98 tons/circuit.

Refrigerant Pressure Drop = .19 psi per Equivalent Foot

$$\begin{aligned} \text{DX Coil Circuit Pressure Loss} &= \text{Pressure Loss per Equiv Ft of Circuit Length} \times \text{Circuit Equiv Length} \\ &= .19 \times 62 \\ &= 11.9 \text{ psi} \end{aligned}$$

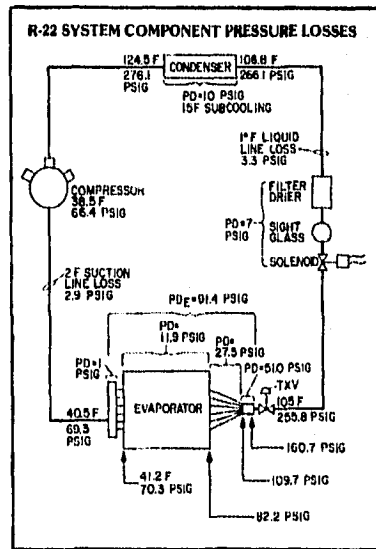
B. Distributor Tube Pressure Loss. Enter the Distributor Tube Pressure Drop Chart for R-22, page 22, at the refrigerant liquid temperature entering the expansion valve at 105 F and a 41.2 F saturated suction temperature. At the intersection project right to the 1.98 ton design load per circuit. Use the Physical Data Table on page 39 for row-split coils to find distributor tube length (28-in.). Project upward to the 28-in. curve and read a 27.5 psi pressure loss for the distributor tube.

C. Distributor Nozzle Pressure Loss. From step 5 = 51 psi.

D. Suction Header Pressure Loss = 1.0 psi.

Total DX Coil Pressure Loss at Balanced Load

Coil Circuit	Pressure =	11.9
Distributor Tube	Loss =	27.5
Distributor Nozzle	Loss =	51.0
+ Suction Header	Loss =	+ 1.0
DX Coil Pressure Loss		91.4 psi



TEMPERATURE PRESSURE CHART FOR R-22

TEMP (F)	PRESSURE (psig)	TEMP (F)	PRESSURE (psig)	TEMP (F)	PRESSURE (psig)
20	43.0	37	64.2	65	111.2
21	44.1	38	66.6	70	121.4
22	45.3	39	67.1	75	132.2
23	46.4	40	68.5	80	143.6
24	47.8	41	70.0	85	155.7
25	48.8	42	71.4	90	168.4
26	49.9	43	73.0	95	181.8
27	51.2	44	74.5	100	196.9
28	52.4	45	76.0	105	210.8
29	53.6	46	77.6	110	226.4
30	54.8	47	79.2	115	242.7
31	56.2	48	80.8	120	269.9
32	57.5	49	82.4	125	277.9
33	58.8	50	84.0	130	298.8
34	50.1	55	92.6	135	316.6
35	61.5	60	101.0	140	337.2
36	62.8				

Expansion valve selection

7. Select expansion valve.

To select the expansion valve, information relative to the various pressures and pressure losses (including elevation differences) existing in the refrigeration system, is required. This information, listed below, is necessary because available pressure drop and required capacity are major factors affecting expansion valve selection.

Necessary Information for Selecting Expansion Valve

- Balanced Load per TXV
- Saturated Condensing Temperature
- Saturated Suction Temperature
- Pressure Loss thru DX Coil
- Pressure Loss thru Liquid and Suction Lines

Determine the pressure drop (psi) across the expansion valve with the following equations:

Equation 1: Pressure Drop Across Expansion Valve (TXV)

$$\text{Equation 1: } P_{DTX} = P_L - (P_{DE} + P_{DSL} + P_C)$$

P_{DTX} = Pressure drop across TXV

P_L = Pressure of refrigerant liquid upstream of TXV

P_{DE} = Pressure loss thru DX coil

NOTE: P_{DE} includes coil circuit, distributor tubes, distributor nozzle and suction header losses.

P_{DSL} = Suction line pressure loss

P_C = Pressure at compressor inlet

Equation 2: Pressure Upstream of TXV

Equation 2:

$$P_L = P_{CN} - (P_{DCN} + P_{DLL} + P_{DAC}) \pm P_{EL}$$

P_L = Pressure of refrigerant liquid upstream of TXV

P_{CN} = Pressure of refrigerant at condenser inlet

P_{DCN} = Pressure loss thru condenser

P_{DLL} = Liquid line pressure loss

NOTE: Calculate or assume 1 F equivalent = 3.3 psi.

P_{DAC} = Pressure loss thru accessories (sight glass, filter drier, valves).

NOTE: Assume 7 psi if not known.

P_{DEL} = Pressure gain or loss due to difference in elevation between condenser and evaporator. Add .5 psi/ft difference when condenser is above evaporator. Subtract .5 psi/ft difference when condenser is below evaporator.

The following information is used to select the example's expansion valve.

Example (Refer to preceding procedure):

Balanced Load 71.3 tons

Unit Size 39E36, which has 2 TXVs

Balanced Load per TXV 35.65 tons

Saturated Condensing Temp

Entering Condenser 124.5 F ($P_{CN} = 276.1$ psig)

Saturated Suction Temp

Entering Compressor 38.5 F ($P_C = 66.4$ psig)

Pressure Loss thru

DX Coil (P_{DE}) 91.4 psi (From step 6.)

$P_{DCN} = 10$ psi

$P_{DLL} = 3.3$ psi (equiv to 1 F)

$P_{DSL} = 2.9$ psi (equiv to 2 F)

$P_{DAC} = 7$ psi

$P_{EL} = 0$. Evaporator and condenser are on same level.

Pressure Upstream of TXV

$$P_L = P_{CN} - (P_{DCN} + P_{DLL} + P_{DAC}) \pm P_{EL}$$

$$= 276.1 - (10 + 3.3 + 7) \pm 0$$

$$= 255.8 \text{ psi}$$

Pressure Drop Across TXV

$$P_{DTX} = P_L - (P_{DE} + P_{DSL} + P_C)$$

$$= 255.8 - (91.4 + 2.9 + 66.4)$$

$$= 255.8 - 160.7$$

$$= 95.1 \text{ psi}$$

Enter expansion valve selection chart page 20 at 105 F liquid temp entering TXV. Project upward to intersect with 41.2 F saturated suction temperature. From this point project to the right to intersect with required TXV design capacity of 35.65 tons. Project downward to a 95.1 psi TXV pressure drop. This final point is within the region of a 40-ton capacity valve.

Final Selection: Select two 40-ton TXVs.

Direct-expansion coil physical data (cont)

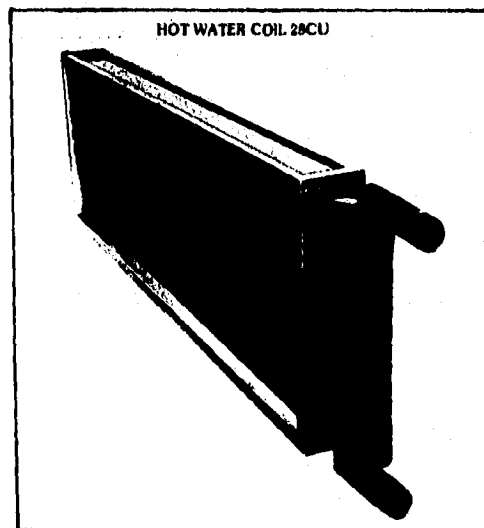
A/074

TWO-COIL UNITS

UNIT SIZE	RO					
	Half		Full		Dbl	
CIRCUITING TYPE						
CFM at 680 rpm	48,800					
Face Area (sq ft)	90.0					
Tube Face	36/36					
Tube Length (in.)	144					
Number of Circuits -- Total	36		72		144	
Number of TXV's -- Total	4		4		8	
Coil Sections	U	L	U	L	U	L
Face Area -- Each Section (sq ft)	45.0		45.0		45.0	
Tube Face -- Each Section (sq ft)	36		36		36	
Number of TXV's -- Each Section	2		2		4	
Number of Circuits -- Each Section	18		36		72	
Number of Circuits/TXV	9		18		18	
Suction Connections Diameter (in. OD)	1 1/4		1 1/4		1 1/4	
Distributor Connections Diameter (in. OD)	1 1/8		1 1/8		1 1/8	
Circuit Equivalent Length	105		62		26	
Distributor Tube Length (in.)						
4-Row	15		16		16	
Face Split	26		26		16	
Row Split						
Circuit Equivalent Length (ft)	--		78		--	
Distributor Tube Length (in.)						
6-Row	--		16		--	
Face Split	--		26		--	
Row Split	--					
Circuit Equivalent Length (ft)	--		--		52	
Distributor Tube Length (in.)						
6-Row	--		--		16	
Face Split	--		--		16	
Row Split	--		--		16	

U -- Upper L -- Lower

Hot water heating coils



The Carrier line of hot water (U-Bend) coils was designed to provide heating capability for a complete range of applications. Although the majority of installations use higher water temperatures (example: 180 F) for heating, there are many applications using water temperatures in the 100 F to 140 F range. Carrier, therefore offers these coils in row depths of 1, 2 and 4 and with fin spacings of 8 and 14 per inch. For further design flexibility the 2- and 4-row coils are offered in both half and full circuit. All one row coils are half circuit only.

The 39E hot water coils are used in pre-heat or reheat sections of 39E draw-thru units. Also they are used with 39E blow-thru units either in the preheat section or in the heating section (hot deck) of the unit.

Large headers (2-in. pipe) are a special feature of the coil, ensuring reduced water pressure losses. Also these coils have the universal 39E full coil support track feature for ease of installation and service.

Rating method

A/075

The hot water rating method given is equivalent to the hot water rating method given in ARI Standard 410. Performance data is presented in a form offering the dual advantages of ease of use and accuracy. This method utilizes a series of heat transfer index (HTI) curves from each of the coil surfaces in Carrier's line of hot water coils with separate curves for half- and full-circuit coils. A table of Capacity Correction Factors (F_C) which take into account unit size and water temperature, is given at the end of the section.

The individual HTI curves apply to both draw-thru and blow thru units. Note that the abscissa and ordinates for the

HTI curves are based on unit face area (sq ft). Total capacity is determined from the following formula:

$$\text{Capacity (MBH)} = (\text{HTI})(\text{sq ft}) \times (\text{Unit Face Area}) \times (\text{TEW} - \text{TEA}) \times (F_C)$$

In the above formula TEW and TEA represent entering water and entering air temperatures respectively.

Water pressure loss is determined by summing up the separate values of straight tube, return bend and header losses.

Hot water coil selection procedure

1. Determine design heating requirements from job specifications.

Given:

Heating Load (GTH)	660,960 Btuh
Airflow	12,750 cfm
Entering Air Temperature (t_{ea})	60 F
Leaving Air Temperature (t_{la})	108 F
Entering Water Temperature (t_{ew})	180 F
Leaving Water Temperature (t_{lw})	140 F
Water Flow	33 gpm
Maximum Face Velocity (FV)	800 fpm
Maximum Water Pressure Loss (P_w)	5 ft
Unit Type	Heating and Ventilating

2. Determine unit size.

A. Minimum Coil Face Area. Calculate required minimum coil face area (Req Min FA).

$$\begin{aligned} \text{Req Min FA} &= \frac{\text{Specified cfm}}{FV} \\ &= \frac{12,750 \text{ cfm}}{800 \text{ fpm}} \\ &= 15.94 \text{ sq ft} \end{aligned}$$

Select 39E size 19 (39E19) unit with FA of 17.3 sq ft.

B. Coil Face Velocity. Calculate actual coil face velocity (Actual FV).

$$\begin{aligned} \text{Actual FV} &= \frac{12,750 \text{ cfm}}{17.3 \text{ sq ft}} \\ &= 737 \text{ fpm} \end{aligned}$$

3. Select hot water coil.

Calculate preliminary required heat transfer index (HTI)/sq ft.

$$\begin{aligned} \text{Preliminary Req HTI/sq ft} &= \frac{\text{Heating Load}}{1,000 \times \text{FA} \times (t_{ew} - t_{ea})} \\ &= \frac{660,960}{1,000 \times 17.3 \times (180 - 60)} \\ &= .318 \end{aligned}$$

Inspect the Heating Capacity Curves and determine that a 2-row, 14-fin half-circuit coil satisfies the heating duty specified.

4. Correct HTI/sq ft.

Apply Capacity Correction Factor F_C (from table on page 47) for a 39E19 unit with above coil and entering water temperature of 180 F. $F_C = 1.01$

$$\begin{aligned} \text{Corrected Req HTI/sq ft} &= \frac{\text{Req HTI/sq ft}}{F_C} \\ &= \frac{.318}{1.01} \\ &= .315 \end{aligned}$$

5. Determine required water flow.

Use the Heating Capacity Curves. Enter 2-row, 14-fin half-circuit coil at corrected HTI/sq ft, .315 and project right to the face velocity (737 fpm). Project down to required water flow, 1.55 gpm/sq ft.

6. Determine total water flow (gpm) required.

$$\begin{aligned} \text{Total gpm} &= \frac{\text{gpm}}{\text{sq ft}} \times \text{FA} \\ &= 1.55 \times 17.3 \\ &= 26.8 \end{aligned}$$

7. Calculate water temperature drop thru coil selected.

$$\begin{aligned} \text{Water Temp Drop} &= \frac{\text{Heating Load}}{500 \times \text{gpm}} \\ &= \frac{660,960}{500 \times 26.8} \\ &= 49.3 \text{ F} \end{aligned}$$

8. Calculate leaving water temperature.

$$\begin{aligned} \text{Actual Leaving Water Temp} &= \text{Entering Water Temp} - \text{Water Temp Drop} \\ &= 180 - 49.3 \\ &= 130.7 \end{aligned}$$

9. Calculate average water temperature.

$$\begin{aligned} \text{Average Water Temperature} &= \frac{t_{ew} + \text{Actual } t_{lw}}{2} \\ &= \frac{180 + 130.7}{2} \\ &= 155.3 \end{aligned}$$

Hot water coil selection procedure (cont)

A/076

10. Determine water pressure loss of coil selected.

A. Calculate hot water coil pressure loss, P_w . Use the following formula to find hot water coil pressure loss.

$$\text{Coil } P_w = \text{Straight Tube } P_w + \text{Return Bend } P_w + \text{Header } P_w$$

$$\text{Calculate Water Velocity} = \frac{\text{gpm}}{\text{No. of Coil Circuits}} \times 1.71$$

Obtain the number of coil circuits from the Number of Circuits and Passes Table, page 47, for 39E19 unit with 2-row, half-circuit coil:

$$\text{No. of Coil Circuits (Ckts)} = 14$$

$$\text{Water Velocity} = \frac{26.8 \text{ gpm}}{14 \text{ Ckts}} \times 1.71$$

$$= 3.27 \text{ fps}$$

Straight Tube P_w from Pressure Loss Curves:
Refer to Physical Data Table for 39E19 tube length (71 in.). Enter Straight Tubing Water Pressure Loss Curve, page 48, at 3.27 fps water velocity. Project up to 71-in. tube length curve. Project left to 0.6 ft wg straight tube loss. Take number of passes from the Number of Circuits and Passes Table.

$$P_w = \text{Straight Tube } P_w \text{ per Pass} \times \text{No. of Passes}$$

$$= .6 \times 4$$

$$= 2.4 \text{ ft}$$

Return Bend P_w from curve of Return Bend Pressure Loss.

For 4-pass coil, $P_w = .5 \text{ ft}$

Header P_w from curve of Header Pressure Loss (for half circuit coil).

For 28 tube face coil, $P_w = 1.4 \text{ ft}$

Hot Water Coil $P_w = 2.4 + .5 + 1.4$
 $= 4.3 \text{ ft}$

B. Correct water pressure loss for average water temperature. Take F_{wh} from Water Pressure Loss — Temperature Correction Factors Table at 155.3 F average water temperature (from step 9). Interpolate as required.

F_{wh} at 155.3 F = .92

C. Determine corrected water pressure loss, P_{wc} .

$$P_{wc} = P_w \times F_{wh}$$

$$= 4.3 \times .92$$

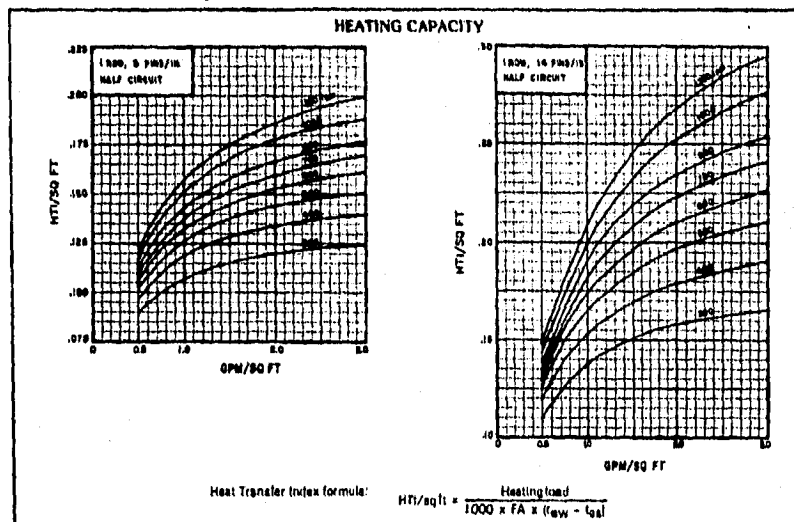
$$= 4.0 \text{ ft}$$

NOTE: Once it was established that 26.8 gpm could meet required performance instead of the 33 gpm specified, calculations were based on 26.8 gpm. If the specified flow was used, however, the water head loss should be calculated for that value (33 gpm).

11. Determine air friction of coil selected.

Enter Hot Water Coil Air Friction Table, page 49, for coil selected (2-row, 14-fins/in.). Interpolate between 700 and 800 fpm Face Velocities, 0.44 and 0.54 in. wg to find the actual air friction, 0.48 in. wg at 737 fpm.

Hot water coil performance data



AIR FRICTION VALUES (in. wg)

N/077

ROW DEPTH	FINS	U-BEND COILS (Dry)									
		Face Velocity (fpm)									
		300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
1 & 2	8	0.06	0.10	0.15	0.21	0.27	0.35	0.43	0.52	0.62	0.73
	14	0.10	0.17	0.24	0.33	0.44	0.54	0.66	0.79	0.93	1.07
4	8	0.13	0.21	0.32	0.45	0.60	0.77	0.95	1.16	1.38	1.62
	14	0.20	0.33	0.49	0.67	0.87	1.09	1.34	1.60	1.89	2.20

Hot water coil physical data

UNIT SIZE		08	11*	13	17*	19	23	29	36	39	48*	57	75*	90	
PRE/REHEAT DRAW-THRU*	Face Area (sq ft)	7.78	9.17	11.5	14.8	17.3	20.4	26.3	31.9	39.0	48.1	58.8	75.0	90.0	
	Tube Face	10	16	20	24	28	36	48	60	75	90	110	140	170	
	Tube Length (in.)	58	66	66	71	71	84	84	102	102	126	126	144	144	
BLOW- THRU ONLY	Face Area (sq ft)	6.83	6.88	6.88	9.88	8.88	11.7	14.6	17.7	21.3	30.0	30.0	45.0	45.0	
	Tube Face	12	12	12	16	16	16	20	20	24	28	28	36	36	
	Tube Length (in.)	58	66	66	71	71	84	84	102	102	126	126	144	144	
CONNECTION SIZE (in.)		2-in. NPT Supply and Return													
VOLUME (Gal. water)	Rows	1	1.4	1.6	1.9	2.3	2.7	2.9	3.7	4.2	5.3	8.1	7.2	8.0	10.7
	Draw Thru	2	2.2	2.4	2.9	3.7	4.2	4.8	6.1	7.1	8.8	10.4	12.3	15.7	18.8
	4	3.6	4.1	5.0	6.4	7.4	8.5	10.9	12.8	15.9	19.1	22.4	28.1	34.8	
WEIGHT (lb. dry)	Rows	1	1.1	1.2	1.2	1.8	1.8	1.0	2.2	2.4	2.9	3.8	5.4	5.4	
	Draw Thru	2	1.7	1.8	1.8	2.6	2.6	2.9	3.5	4.0	4.8	6.6	8.7	8.7	
	4	2.7	3.1	3.1	4.3	4.3	4.9	6.1	7.2	8.6	12.1	12.1	17.4		
WEIGHT (lb. dry)	Rows	1	60	85	75	85	95	110	130	160	210	245	275	330	
	Draw Thru	2	75	85	100	120	135	165	185	215	295	345	395	490	
	4	110	125	150	185	210	240	300	350	460	550	635	810	850	
WEIGHT (lb. dry)	Rows	1	60	65	65	70	70	75	80	100	115	145	145	180	
	Draw Thru	2	65	70	70	80	80	100	120	135	165	210	210	285	
	4	90	100	100	130	130	160	180	215	250	340	340	475		

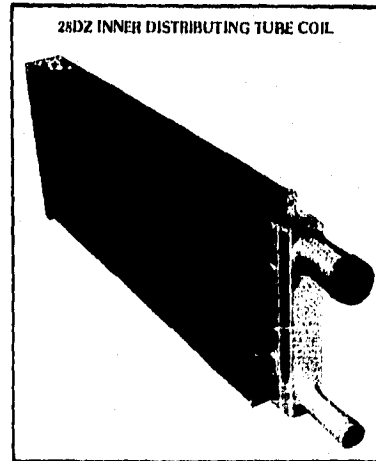
NOTE: Weight of one gallon of water at 60F = 8.34 lb, @ 200F = 8.02 lb

*Applies to Draw-Thru units, sizes 11, 17, 40 and 75 only. When heating coils installed in the same coil section as an LFA (large face area) cooling coil, see next larger size heating coil for face area and other physical data.

Steam heating coils

If your 39E application requires steam coils, choose a Carrier Inner Distributing Tube (IDT) steam heating coil. These coils are well suited to a broad operating pressure range --- up to 175 psig at 400F.

All IDT coils are one-row coils and have one-in. OD copper tubes. Three different fin spacings are available (6, 9, and 12 fins per in.). The IDT coils are especially suited to applications where subfreezing air enters the air handling apparatus or where uniformity of leaving air temperature is required.



Rating method

A/078

The tabular method for presenting steam coil ratings allows coil capacity to be determined with ease and directness.

The tables, based on 5-psig steam pressure, incorporate the variables of entering air temperatures, air face velocity and available coil surface.

When the application has 5-psig steam pressure, the tables can be used directly at the given entering air temperature and face velocity. If an intermediate entering

temperature or face velocity is needed, interpolation can be used.

Where the steam supply pressure is other than 5 psig, a base temperature rise and capacity may be obtained from the rating table at 0°F entering air temperature and the coil face velocity. These values are then multiplied by the Steam Pressure Entering Air Temperature rise constants (factor) to obtain the values of actual air temperature rise and capacity.

Steam heating coil selection procedure

1. Determine design heating requirements from job specifications.

Example shown is for heating and ventilating type unit.

Given:

Heating Load (GTH) 575,100 Btuh
 Air Quantity 10,650 cfm
 Entering Air Temperature (t_{a1}) -10 F
 Leaving Air Temperature (t_{a2}) 40 F
 Steam Pressure (P_s) 15 psig
 Maximum Air Face Velocity (FV) 800 fpm
 Coil Type Required Steam distributing tube
 Unit Type Draw-thru

2. Determine size of heating and ventilating unit.

Consider the following before selecting unit.

- Heating and ventilating units may be selected at higher air face velocities (approximately 700 fpm to 1000 fpm) than air conditioning units since water carry-over is not a consideration. In selecting a heating coil for an air conditioning unit, the face velocity and minimum unit size are predetermined by the cooling coil selection.
- Maximum air face velocity or minimum unit size may be specified for determining unit size. If not, it is recommended that unit be sized using a face velocity from 700 to 1000 fpm. Higher air velocities can be used; however, excessive air friction may result.

UNIT SELECTION

$$\begin{aligned} \text{Coil Min Face Area (sq ft)} &= \frac{\text{cfm}}{\text{Max Air Face Velocity}} \\ &= \frac{10,650}{800} \\ &= 13.31 \text{ sq ft} \end{aligned}$$

From Physical Data table, page 52, select a 39E17 unit with a steam distributing tube coil face area of 13.31 sq feet. Face velocity is 800 fpm.

3. Calculate actual air temperature rise thru coil and actual leaving air temperature. (When steam pressure is 5 psig, omit these calculations and follow procedure in Steam Coil Selection Note 2 in Step 4.)

The following procedure example is applicable when steam pressure is other than 5 psig.

- Assume a coil row depth and fin series: 1-row, fin series 6.

- Enter Steam Coil Ratings table, page 51, for one-in. OD tubes at an entering air temperature (t_{a1}) of 0°F and coil face velocity of 800 fpm. Find leaving air temperature (L_{db}) of 44.3F. This t_{a2} is valid only when entering air temperature is 0°F and steam pressure is 5 psig. Correct t_{a2} value of 44.3F using correction factor of 1.144 from Steam Air Temperature Rise Constants table, page 52.

$$\begin{aligned} \text{Actual Air Temp} &= \text{Air Temp Rise from} \\ \text{Rise (ATR)} &= \text{Steam Coil Ratings} \times \text{ATR} \\ &= \text{Table (at 0°F and 5 psig)} \times \text{Constant} \\ &= 44.3 \text{ F} \times 1.144 \\ \text{ATR} &= 50.7 \text{ F} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Actual Leaving} &= \text{Entering Air} + \text{ATR} \\ \text{Air Temp (} t_{a2} \text{)} &= \text{Temp (} t_{a1} \text{)} \\ &= -10 \text{ F} + 50.7 \text{ F} \\ t_{a2} &= 40.7 \text{ F} > 40 \text{ F required} \end{aligned}$$

4. Calculate grand total heat (GTH) of coil. (See Steam Coil Selection Notes 1 and 2.)

$$\begin{aligned} \text{Actual Coil Capacity} &= 1.08 \times \text{cfm} \times \text{ATR} \\ &= 1.08 \times 10,650 \times 50.7 \\ &= 583,160 \text{ Btuh} > 575,100 \text{ Btuh} \\ &\text{required} \end{aligned}$$

STEAM COIL SELECTION NOTES

- When coil selected has a coil capacity only slightly in excess of that required, it is a valid selection. If calculated capacity is less or considerably greater than required, make a new selection.
- For applications with 5-psig steam pressure, the actual leaving air temperature (L_{db}) may be read from steam rating tables without calculation of actual air temperature rise (ATR). Enter Steam Coil Ratings table at specified entering air temperature, assumed row depth and fin series. Under specified coil face velocity column find actual (L_{db}) (t_{a2} in example) and corresponding MBH/sq foot. Interpolate as required. Calculate grand total heat (GTH) with formula below.

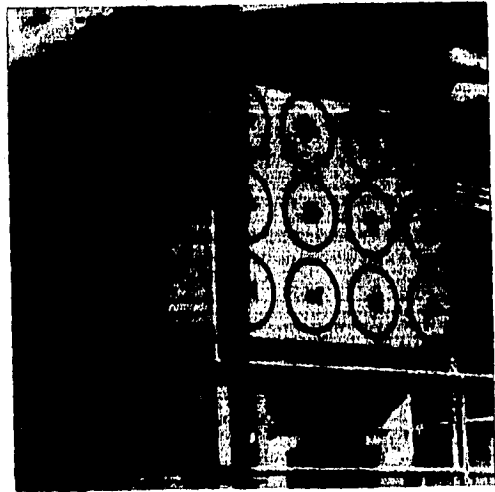
$$\text{GTH} = \text{MBH/sq ft} \times \text{Coil Face Area (sq ft)}$$
- Determine air friction (AF).

Enter Heating Coil Air Friction table, page 52, at row depth and fin series (1-row, fin series 6). Under Coil Face Velocity column (800) read Air Friction Value.
 $\text{AF} = .16 \text{ in. wg.}$

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

ANL 1501

A/070



**Air Pollution Control
Products and Systems**

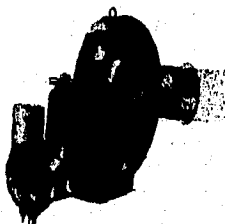
AAF
CORPORATION

WET COLLECTORS

A/081

AAF International engineered the development of wet collectors which are devices designed to remove particulate matter and gases from the air by passing them through a liquid medium. AAF supplies wet collectors for a wide range of applications from small nuisance dust problems to extremely large gas cleaning systems.

WET CENTRIFUGAL COLLECTORS Type W RotoClone™



The Type W RotoClone is designed to combine the scrubbing effect of water with the principle of dynamic precipitation. It is a highly effective wet type collector which discharges collected materials as a slurry with a minimum water requirement (only 1/2 to 1 gallon per 1,000 cfm of air.) The Type W collector is effective on applications such as chemicals, metal mining, coal processing, foundries, food, and pharmaceuticals. Available for volumes of 1,000 to 50,000 cfm.

See Bulletin AIC-1-52

HYDROSTATIC PRECIPITATORS Type N RotoClone

The Type N RotoClone cleans the air by the combined action of centrifugal force and a thorough intermixing of water and dust-laden air. It has no moving parts, pumps, or other auxiliary equipment; requires minimum space and is easy to install. The collector is furnished in three arrangements — manual sludge removal, continuous sludge ejection (shown here) and continuous sludge sluicing. The Type N satisfies MPPA requirements for collection of light materials such as aluminum, titanium and magnesium. Available for volumes of 900 to 57,600 cfm.



See Bulletin AIC-1-21

Type N RotoClone Model LV



The Type N RotoClone Model LV dust collector is specifically designed for the ventilation and pollution control of dust grinding machines that require air volumes under 2,000 cfm. It is available in four sizes: 500, 1,000, 1,500 and 2,000 cfm. The Model LV collector can be close coupled to the dust sources or remotely located with connecting ductwork. The source capture and dust removal features of the Model LV allow recirculation of in-plant air.

See Bulletin AIC-1-217

VENTURI-TYPE COLLECTORS Type KinFactor

The KinFactor scrubber uses a venturi-type orifice for intermixing of dust particles and water. This intermixing is accomplished by rapid contraction and expansion of the air stream and a high degree of turbulence. Dust is collected through the principle of impaction. The KinFactor is generally designed to use eight gpm of scrubbing water per 1,000 cfm of saturated gas at the throat. Available for saturated volumes of 75 to 60,000 cfm.

See Bulletin AIC-1-311



DRY CENTRIFUGAL COLLECTORS

Dry centrifugal collectors employ the principle of centrifugal force to collect dry granular nuisance dust or to reclaim process materials.

Type D RotoClone[®]



The Type D RotoClone dust collector combines an exhaustor, dust separator and storage hopper into a packaged unit for the collection of practically every type of coarse, dry, granular nuisance dust. The Type D collector is applied often in the exhaust of metal grinding, cotton llocks, metalworking, plastics, rubber and woodworking. The Type D collector has also been applied successfully on rock drill rigs, small boilers, fuelnerators and coal bunker ventilation. Available in direct driven and belt driven units with capacities ranging from 150 to 20,000 cfm.

See Bulletin APC-1-54

RotoClone and Skimmer Combination Applications

AAF Type D RotoClone dust collectors are often used with the Skimmer pre-cleaner on tool room, general grinding and other granular dust applications. The Type D RotoClone and Skimmer collector assembly combination are recommended for general woodworking applications.

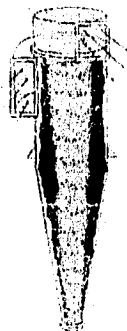
Skimmer[®]

The Skimmer is a medium efficiency, low pressure drop centrifugal unit which is most often used as a pre-cleaner ahead of a more efficient final collector. It requires less space since it has no conical section, combines the support stand and storage bin, provides complete accessibility and permits close coupling to exhaustors. Available for volumes of 600 to 35,800 cfm.

See Bulletin APC-1-54



Cyclone[®]



The AAF Cyclone collector offers a simple, low cost solution to many dust control problems. It may be used as a pre-cleaner to more efficient final collectors. The AAF Cyclone collector is particularly effective in very heavy dust loading applications to reduce the concentration entering the secondary collector. It also provides a convenient means of reclaiming a large portion of the dust in a dry state when wet collectors are used. Available in forty-one sizes with individual capacity ratings from 70 to 42,000 cfm.

See Bulletin APC-1-54

FABRIC COLLECTORS

A/083

One of the more universally applied air pollution control devices is the fabric collector which removes particulate matter from the gas stream through the filtration action of special fabric materials.

Design M FabriPulse™



The Design M FabriPulse pulse jet fabric dust collector was designed to fill the need of many industrial dust collection applications that require small, compact filter sizes and low air volumes. Available in sizes from 100 to 1,500 square feet of cloth area, the Design M collector is suitable for pharmaceutical, powder paints, woodworking, metal machining, and other dust producing applications.

It features bag lengths of 4 and 6 feet, a housing and hopper constructed of 12 gauge steel, and a specially designed bag in a cartridge assembly that can be easily changed. Installation worries are eliminated since the collector ships with bags installed on all sizes through size 6-252. An optional integral fan is available.

See Bulletin APC-1-411

FabriPulse™ Model B

FabriPulse units are designed with air entry high up on the housing creating a downward airflow path. Downward flow aids movement of dust into the hopper and minimizes re-entrainment in the dirty airstream. Top access to the filter bags and all pulsing hardware eliminate the need for service personnel to enter the dirty air chamber. Model B is also available with hopper entry for heavy, coarse dust and high dust loads.

Models are available from 770 to 12,725 square feet of media. Trough hoppers, heavy gauge construction, a roof top plenum and a wide choice of bag fabrics are only a few of the standard options available.

Model B - Bulletin APC-1-410



ArrestAll™



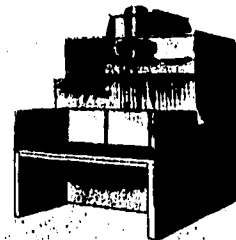
The AAF ArrestAll self-contained dust collector is a shaker type fabric collector which offers an inexpensive, compact solution to dust control problems. It is economical to operate, simple to maintain, and requires minimum floor space in addition to providing cleaning efficiencies of 99 + % by weight. This extremely high cleaning efficiency permits recirculation of the air back to the work area in almost all cases, resulting in considerable savings by eliminating the need for additional make-up air. Available in sizes from 150 to 11,500 cfm.

See Bulletin APC-1-240

ArrestAll™ Downdraft Bench Unit

The ArrestAll Downdraft Bench unit is a self-contained work station designed to provide the convenience of an industrial work table and the efficiency of a built-in dust collector. The large steel grating surface and shallow capture plenum form a dust free work surface suitable for standing or sitting with comfortable knee and leg room. The ArrestAll dust collector uses high efficiency fabric filters.

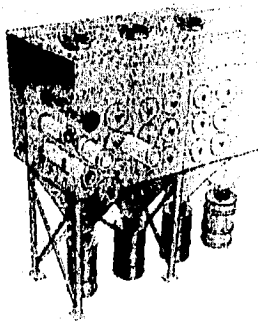
See Bulletin APC-1-240



CARTRIDGE COLLECTORS

Cartridge collectors utilizing multiple cartridges made of pleated media in a cylindrical configuration are among the most popular collector designs currently on the market. They are highly effective on dry particulate.

OptiFlo™



The OptiFlo cartridge collector system is a completely modular design that allows an unlimited range of sizes. Modules can be interconnected to accommodate the largest air cleaning task. The compact modules conserve valuable space.

OptiFlo units have the lowest flange-to-flange pressure drop, allowing up to 10% greater airflow with lower fan horsepower than competitive models. The OptiFlo design permits free-fall of dislodged particulate into the hopper without direct impingement of contaminant on the cartridges which minimizes abrasion and dust build-up.

A wide selection of cartridge types, options and accessories enable the collector to be tailored to specific application requirements. Choose from top or side inlet/outlet arrangements.

See Bulletin APC-1-102

Design S PulsePak™

The Design S PulsePak is a compact, self-contained cartridge collector designed for lower air volume applications. The cartridges are automatically cleaned by reverse pulsing allowing continuous duty operation.

A wide variety of arrangements and sizes is available with capacities up to 4000 cfm. The units handle up to 35% more air flow capacity and use up to 1/3 less horsepower than competitive models. The Design S is designed to serve a single source or a ducted system of multiple sources.

The high efficiency pleated filter cartridges are made with a blend of non-woven media. Optional medias are available for specialized applications. Cartridge replacement is an easy task with full size doors allowing complete access to the cartridge compartment. High efficiency final filters are also available for recirculating processed air back into the plant environment.



See Bulletin DS-1-104

ELECTROSTATIC PRECIPITATORS

A/085

Electrostatic precipitators operate on the principle that objects with the opposite electric charge attract one another. Dirt particles in the airstream are given a positive charge so that they are attracted to negatively charged collection plates. Electronic units are exceptionally effective on smaller contaminants, such as smoke.

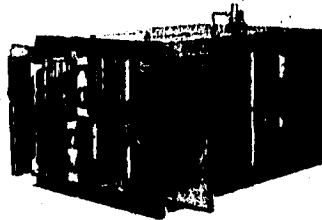
AmerTron™

The AmerTron electronic air cleaner is a series of self-contained air cleaners designed to remove dust, fumes, mist and smoke from the plant atmosphere. The AmerTron air cleaner will collect fugitive mists and smoke and recirculate the cleaned air back into the work area. Three horizontal flow models for general ventilation or direct source capture are available. They can be ceiling mounted or ducted. Two portable models are also available for mobile capture service. Capacities up to 6000 cfm.



See Bulletin APPS-1-303 - 405, 500, 507 - ceiling, wall or frame mounted
See Bulletin APPS-1-306 - portable

Environmental Control Unit (ECU)



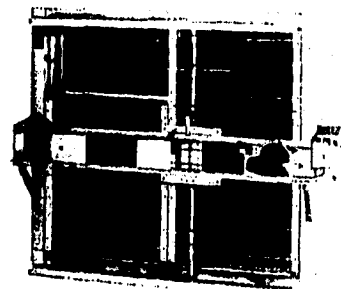
The ECU air cleaner is a self-contained electronic air cleaning system designed to remove in-plant mists and fumes. It features high efficiency, low maintenance and low operating cost. The unit is available in capacities from 5,000 to 25,000 cfm. The main components of this self-cleaning air cleaner consist of a built in washer section, collector cell, section and fan section.

Bulletin APPS-1-111

PerformAir™

The PerformAir collector is well suited for general ventilation systems where large air volumes (up to 130,000 cfm) are required at minimum static pressure. The modular design flexibility of PerformAir units allows them to fit almost any dimensional requirement. The PerformAir is available in both side access and front access models. The front access units are designed for built up air systems such as rooftop air housings or large plenum systems.

PerformAir collectors consist of a mobile washer and cell sections with optional additional cells and detergent system.



See Bulletin APPS-1-123

MIST COLLECTORS

Mist collectors provide direct source capture of mist generated by wet machining, spraying and lubrication systems.

Mists - Small droplets of materials that are ordinarily liquid at normal temperature and pressure.

Vapors - The gaseous form of substances which are normally in the solid or liquid state and which can be changed to these states either by increasing the pressure or decreasing the temperature.

Gases - Formless fluids which tend to occupy an entire space uniformly at ordinary temperatures and pressures.

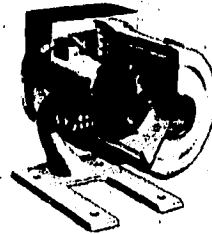
Fumes - Small, solid particles formed by the condensation of vapors of solid materials.

Source: ACCU Industrial Ventilation Manual, 21st Edition, 1972

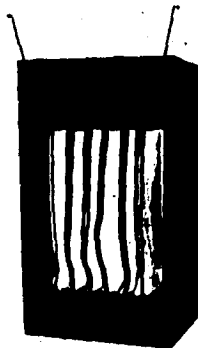
DynaPure® Centrifugal Mist Collector

The DynaPure mist collector is a self-contained filtration system for source control of mist created by wet machining, spraying and lubrication systems. It is a unique, simple method for the elimination of mist problems. A rotating drum collects and agglomerates the mist particles — even sub-micron particles — in its filtering element. Centrifugal force then drives these particles from the airstream. Capacities from 25 to 1000 cfm.

See Bulletin APC-1-221 - 222



OilPak® Mist Collector

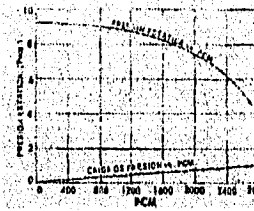
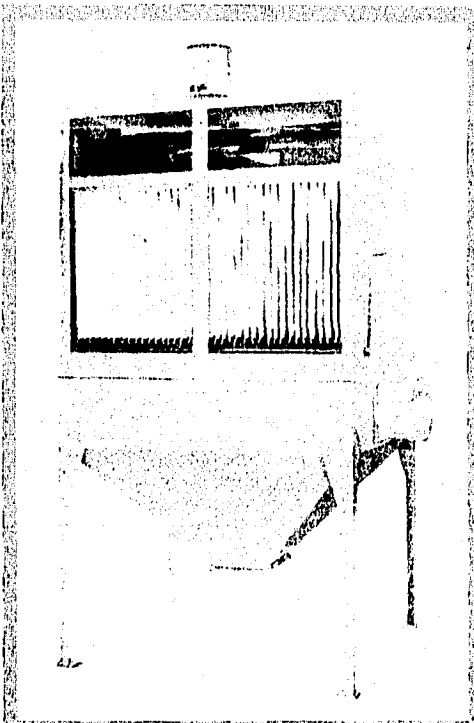


The OilPak unit is a self-contained system for collecting mist, fumes, smoke and particulate generated by high speed machining operations. Liquid mist is collected during operation in a high efficiency pocket filter mounted in a vertical position. When not in operation the oil drains off the filter back into the machine for reuse. Clean discharge air can be recirculated into the plant.

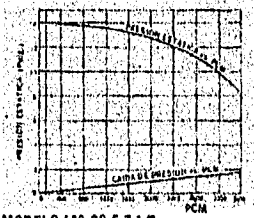
Three sizes are available - 500, 1000, and 2000 cfm.

See Bulletin APC-1-223

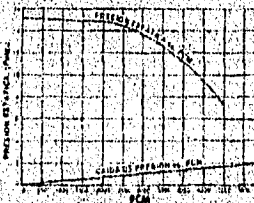
A/087



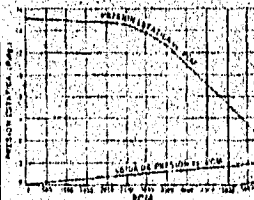
MODELO 130-219-5



MODELO 130-20-5-7 1/2



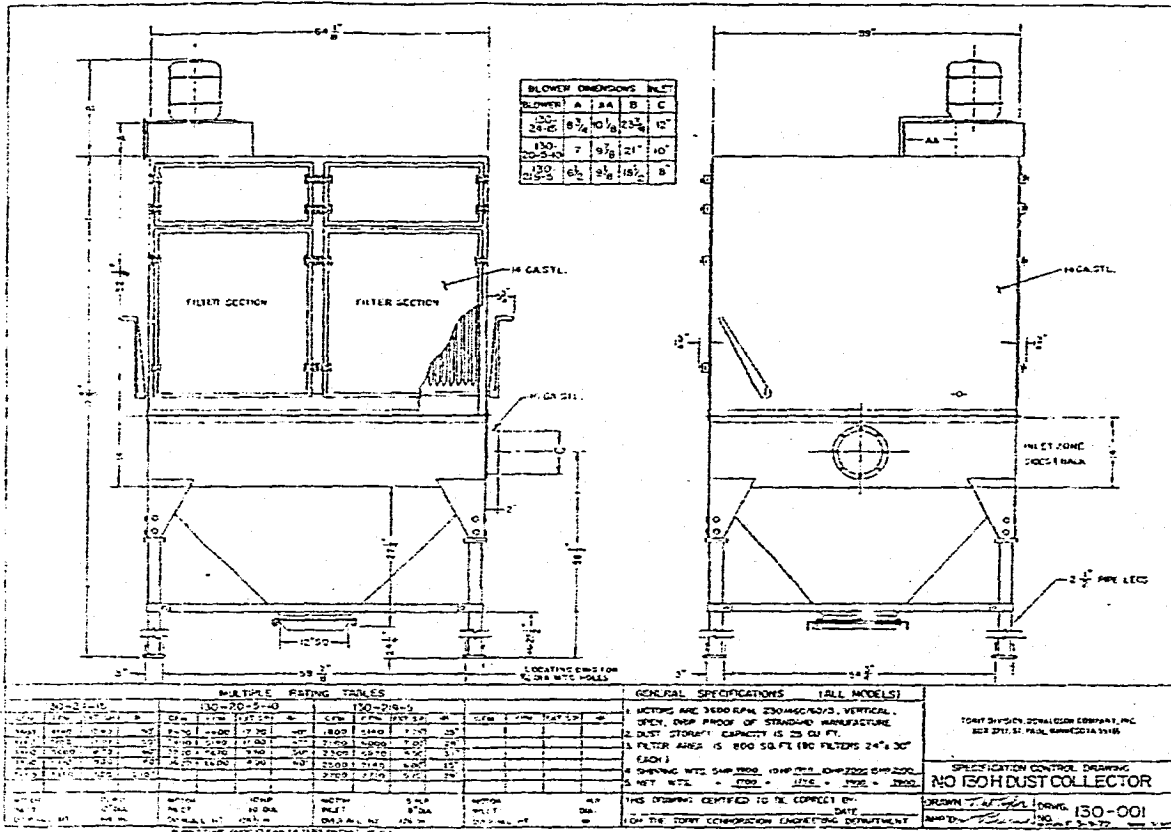
MODELO 130-24-10



MODELO 130-24-15

TABLA DE CAPACIDADES

MODELO	PCM	INCH	VELOCIDAD DE ENTEADA		PRESION UTIL		Caida de Presion con Filtros Limpios	
			FFM	NFM	Pulg.	m.m	Pulg.	m.m
130-219-5 18" (457 mm) diam. entrada 3 C.F.	1800	31.0	3140	1568	7.73	197	20"	5.10
	2100	29.3	6939	1830	5.00	178	28"	7.85
	2325	63.1	6370	2002	6.56"	145	31"	6.88
	2550	72.4	1140	2183	6.00	153	37"	5.90
130-20-5-7 1/2 110" (280 mm) diam. entrada 7 1/2 C.F.	1450	67.3	4500	1572	12.00"	347	37"	9.39
	2800	29.2	3140	1570	11.50"	286	42"	10.67
	3400	83.0	5308	1870	10.75"	262	46"	11.68
	3700	20.6	5670	1730	9.66"	244	50"	12.72
130-24-10 112" (280 mm) diam. entrada 10 C.F.	3400	36.0	6590	2015	8.93"	204	60"	15.27
	5400	26.7	4130	1520	12.90"	378	50"	12.70
	5000	107.0	4200	1368	12.00"	318	55"	13.98
	6000	112.7	5670	1552	11.10"	282	63"	16.02
130-24-15 112" (280 mm) diam. entrada 15 C.F.	4400	124.8	5660	1810	9.86"	249	70"	17.79
	6070	136.0	6170	1862	8.30"	211	82"	21.09
	4200	127.5	3275	1743	6.42"	230	80"	20.31
	4900	126.0	4110	1802	6.30"	211	83"	21.40
130-24-15 112" (280 mm) diam. entrada 15 C.F.	5025	131.7	6340	1840	7.60"	193	90"	22.85
	5300	150.0	4700	2044	6.40"	163	99"	23.26
	5400	128.9	2130	2118	5.20"	132	110"	22.99



MULTIPLE PRICING TABLES											
130-20-5-4					130-215-5						
QTY	UNIT	PRICE	QTY	UNIT	PRICE	QTY	UNIT	PRICE	QTY	UNIT	PRICE
1	EA	17.00	1	EA	17.00	1	EA	17.00	1	EA	17.00
2	EA	32.00	2	EA	32.00	2	EA	32.00	2	EA	32.00
3	EA	47.00	3	EA	47.00	3	EA	47.00	3	EA	47.00
4	EA	62.00	4	EA	62.00	4	EA	62.00	4	EA	62.00
5	EA	77.00	5	EA	77.00	5	EA	77.00	5	EA	77.00
6	EA	92.00	6	EA	92.00	6	EA	92.00	6	EA	92.00
7	EA	107.00	7	EA	107.00	7	EA	107.00	7	EA	107.00
8	EA	122.00	8	EA	122.00	8	EA	122.00	8	EA	122.00
9	EA	137.00	9	EA	137.00	9	EA	137.00	9	EA	137.00
10	EA	152.00	10	EA	152.00	10	EA	152.00	10	EA	152.00

GENERAL SPECIFICATIONS (ALL MODELS)	
1	MOTORS ARE 3600 RPM 230VAC/60/3 VERTICAL
2	OPEN PROOF OF STANDARD MANUFACTURE
3	DUST STORAGE CAPACITY IS 25 CU FT.
4	FILTER AREA IS 800 SQ. FT. (80 FILTERS 24" X 30" EACH)
5	DRIVING MTD SHIP 1800, 10HP 230V 2300 RPM 2300
6	NET WTS. - 1700 - 1700 - 1700 - 1700
7	THIS DRAWING CERTIFIED TO BE CORRECT BY:
8	DRAWN BY: DATE
9	FOR THE TONY CORPORATION ENGINEERING DEPARTMENT

TONY SHIPEN SPECIAL CORP. INC.
 800 ST. ST. PAUL, MINNESOTA 55108

SPECIFICATION CONTROL DRAWING
NO 130H DUST COLLECTOR

DRAWN BY: DATE
 130-001

A/108



PERMANENT METAL AIR FILTERS

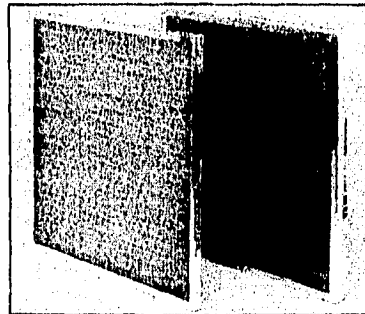
Lightweight washable filters for average dust loading conditions.

Applications

AAF permanent metal air filters are widely used in commercial and industrial HVAC systems to protect the heat transfer coils from becoming coated with a layer of dirt and lint. They are also used as pre-filters to higher efficiency filters.

Permanent filters are ideally suited for installation where high moisture conditions exist. Rigid construction allows them to be operated over a wide range of velocities, from 150 to 625 FPM, at low resistance.

Lightweight construction makes them easy to handle, install and clean.



Multiple Layers of Pleated Media Capture More Dirt

The media consists of multiple layers of pleated aluminum screen wire and expanded galvanized steel. The pleats are formed into three different pleat heights with each layer turned 90° from the previous layer creating an intricate maze of dirt catching surfaces. The combination of varying pleat heights and cross layering substantially increases the complexity of the air flow for greater impingement of particles as they encounter each layer.

The media is contained in a U-Channel frame made from a single piece of roll formed aluminum.

Easy to Clean in Cold Water

AAF permanent metal filters are easy to clean. Simply flush with a stream of cold water to remove dirt, dust and lint. Coat with adhesive if desired and re-install.

Filter Size	Media Size	Resistance	Filter Size	Media Size	Resistance	Rated Initial Resistance (in. W.G.)	Recommended Final Resistance (in. W.G.)	Average Air Velocity
10 x 20 x 1	17 1/2 x 19 1/2 x 3/4	0.4	10 x 20 x 2	17 1/2 x 19 1/2 x 1 1/2	0.8	0.04	0.10	50-56% FPM
12 x 24 x 1	11 1/2 x 23 1/2 x 3/4	12.1	12 x 24 x 2	11 1/2 x 23 1/2 x 1 1/2	24.2	0.10	0.20	50-56% FPM
15 x 20 x 1	14 1/2 x 19 1/2 x 3/4	12.8	15 x 20 x 2	14 1/2 x 19 1/2 x 1 1/2	25.6	0.15	0.30	60-65% FPM
16 x 20 x 1	15 1/2 x 19 1/2 x 3/4	13.4	18 x 20 x 2	15 1/2 x 19 1/2 x 1 1/2	26.8	0.50	1.00	
16 x 25 x 1	15 1/2 x 24 1/2 x 3/4	15.8	18 x 25 x 2	15 1/2 x 24 1/2 x 1 1/2	31.6			
20 x 20 x 1	19 1/2 x 19 1/2 x 3/4	16.8	20 x 20 x 2	19 1/2 x 19 1/2 x 1 1/2	33.6			
20 x 24 x 1	19 1/2 x 23 1/2 x 3/4	20.2	20 x 24 x 2	19 1/2 x 23 1/2 x 1 1/2	40.4			
20 x 25 x 1	19 1/2 x 24 1/2 x 3/4	21.0	20 x 25 x 2	19 1/2 x 24 1/2 x 1 1/2	42.0			
24 x 24 x 1	23 1/2 x 23 1/2 x 3/4	24.2	24 x 24 x 2	23 1/2 x 23 1/2 x 1 1/2	48.4			

*1" filters are packed 12 per carton. 2" filters are packed 6 per carton.

Operating Temperature Limit: AAF permanent metal filters (dry, without adhesive) are designed for continuous operating temperatures up to 302°F (149°C). If an adhesive is applied to the filter, the maximum recommended operating temperature is 190°F (88°C).

Underwriters' Laboratory, Inc. Classification: AAF permanent metal filters are classified UL Class 2. Testing was performed according to UL Standard 900.

Fiberglass DrPak/Synthetic UrPak 2000

A/090

Size	Height	Weight	Flow	Pressure	Temp	Efficiency	Temp	Efficiency	Temp	Efficiency
24 x 24 x 10	10	2000	77	70	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 8	8	1875	49	44	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 6	6	1500	33	30	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 4	4	1000	21	21	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 3	3	750	17	17	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 18	18	2800	49	44	40	22	22	22	22	22
24 x 20 x 18	18	2075	35	30	40	22	22	22	22	22
20 x 20 x 18	18	1750	30	27	40	22	22	22	22	22
12 x 24 x 18	18	1250	21	17	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 15	15	1500	33	30	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 12	12	1000	21	17	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 10	10	750	17	17	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 8	8	750	17	17	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 6	6	1500	33	30	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 4	4	1000	21	21	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 3	3	750	17	17	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 15	15	2000	37	33	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 12	12	1875	24	22	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 10	10	1875	24	22	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 8	8	1875	24	22	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 6	6	1000	13	13	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 4	4	1750	27	27	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 3	3	1400	23	23	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 15	15	1400	10	10	40	22	22	22	22	22
24 x 24 x 12	12	1100	15	15	40	22	22	22	22	22

*All performance data is based on the ASHRAE 55-1-1992 test method. Performance limitations conform to Section 7.4 (CFR) Standard 850-9.
 Gaskets are not available for synthetic UrPak 2000 filters. *DrPak 2000 is not available for 50% 50% efficiency.
 Gaskets and Loops—Gaskets, for side access systems or other applications which require gaskets and pocket support loops are available on all fiberglass DrPak and synthetic UrPak 2000 filters. Classifications—Fiberglass DrPak filters are classified Class 1 or Class 2. Synthetic UrPak 2000 filters are classified Class 2. Testing was performed according to U.L. Standards 900 and CAN 4 S111. Temperature Limits—Fiberglass DrPak filters, operating with fan on, classified Class 2 are designed for continuous operating temperatures up to 150°F or 66°C and filter classified Class 1 are designed for continuous operating temperatures up to 275°F or 135°C. Fiberglass DrPak filters classified Class 2 should not be stored or transported in conditions where temperatures exceed 130°F or 57°C. Synthetic DrPak 2000 filters are designed for continuous operating temperatures up to 150°F or 66°C and should not be stored or transported in conditions where temperatures exceed 130°F or 57°C.



PO BOX 35050 215 Centrol Avenue Louisville KY 40232-5690
 CANADA: 225 Guiltre Street Dorval Quebec H9P 2P5

For additional information on AAF products Call the Answer Center 800.477.1214

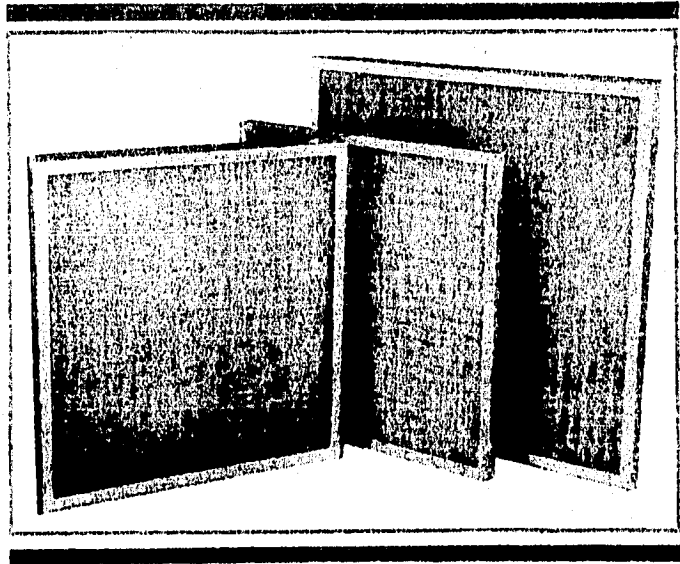


FIL DE MEXICO

PREVENCIÓN Y FABRICACIÓN DE FILTROS, MANEJO DE RES. QUÍMICOS Y ACCESORIOS
PARA SECTORES DE APOYO INDUSTRIAL

A/001

**FILTROS PARA AIRE, BAJA Y ALTA VELOCIDAD, METÁLICOS,
PERMANENTES, TIPO (AIRE/LAV).**



MBR 13/10

**LISTA DE PRECIOS.
 FILTROS PARA AIRE, BAJA Y ALTA VELOCIDAD, METALICOS, A/092
 PERMANENTES, TIPO (AIRE/LAV).**

EFICIENCIA: 95 A 96 %, NORMA DE PESO (ARRASTANCIA), EN PARTICULAS MAYORES A 500 MICRONES.

ALTA VELOCIDAD: 600 P.P.M. - 3.05 m/seg. = (A_v).

BAJA VELOCIDAD: 400 P.P.M. - 2.04 m/seg. = (B_v).

CAIDA DE PRESION INICIAL PARA FILTROS DE ALTA VELOCIDAD CON 1" DE ESPESOR: 0.12" C.A. -(3.04 mm.)

CAIDA DE PRESION INICIAL PARA FILTROS DE BAJA VELOCIDAD CON 1" DE ESPESOR: 0.08" C.A. -(1.53 mm.)

CAIDA DE PRESION INICIAL PARA FILTROS DE ALTA VELOCIDAD CON 2" DE ESPESOR: 0.25" C.A. -(6.00 mm.)

CAIDA DE PRESION INICIAL PARA FILTROS DE BAJA VELOCIDAD CON 2" DE ESPESOR: 0.13" C.A. -(3.30 mm.)

MODELO	CAPACIDAD - (P.C.M.)		FLUJO M.C.H.) H _v = 400 P.P.M.	DIMENSIONES REALES (PULG. - MM.)			COSTO M.N.
	A _v = 600 P.P.M.	B _v = 400 P.P.M.		(A)	(L)	(P)	
AIRE/LAV-15192	1280 2128	860 1488	1080	15 1/2" X 19 1/2" X 1 3/4"	394 X 498 X 44 mm.		
AIRE/LAV-15242	1580 2688	1080 1788	1080	18 1/2" X 24 1/2" X 1 3/4"	394 X 622 X 44 mm.		
AIRE/LAV-19192	1585 2690	1080 1800	1080	18 1/2" X 19 1/2" X 1 3/4"	495 X 495 X 44 mm.		
AIRE/LAV-20222	1830 3108	1220 2070	1220	20" X 22" X 1 3/4"	508 X 569 X 44 mm.		
AIRE/LAV-19242	1980 3380	1330 2280	1330	18 1/2" X 24 1/2" X 1 3/4"	495 X 622 X 44 mm.		
AIRE/LAV-23232	2300 3910	1535 2610	1535	23 1/2" X 23 1/2" X 1 3/4"	597 X 597 X 44 mm.		

AIRE/LAV-15191	1280 2128	860 1488	860	15 1/2" X 19 1/2" X 7/8"	394 X 498 X 22 mm.	
AIRE/LAV-15241	1580 2688	1080 1788	1080	18 1/2" X 24 1/2" X 7/8"	394 X 622 X 22 mm.	
AIRE/LAV-19191	1585 2690	1080 1800	1080	18 1/2" X 19 1/2" X 7/8"	495 X 495 X 22 mm.	
AIRE/LAV-20221	1830 3108	1220 2070	1220	20" X 22" X 7/8"	508 X 569 X 22 mm.	
AIRE/LAV-19241	1980 3380	1330 2280	1330	18 1/2" X 24 1/2" X 7/8"	495 X 622 X 22 mm.	
AIRE/LAV-23231	2300 3910	1535 2610	1535	23 1/2" X 23 1/2" X 7/8"	597 X 597 X 22 mm.	

NOTA: FABRICAMOS CONFORME A SUS NECESIDADES

A = ALTURA

L = LARGO (ANCHIO)

P = PROFUNDIDAD (ESPESOR)

MEXICO, D.F. a

de

de 198

PRECIOS SUJETOS A CAMBIO SIN PREVIO AVISO

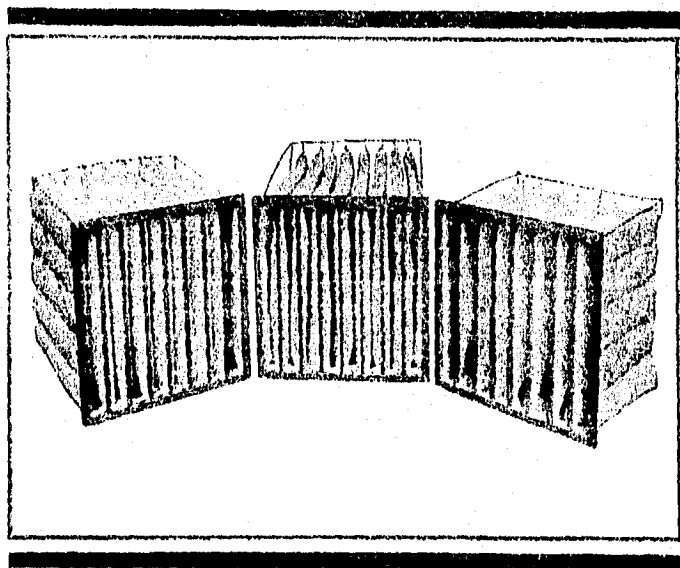


FIL DE MEXICO

INDUSTRIA DE FABRICACION DE FILTROS EN FIBRAS CARBONICAS Y ACCESORIOS
CALLE MEXICALCATEPEC S/N. PUEBLA, PUEBLA, MEXICO

A/093

FILTROS TIPO (AIRE/FLOW). "SECO"



MBR 9/18

LISTA DE PRECIOS FILTROS TIPO (AIRE/FLOW), "SECO"

A/094

MÉTODOS:	PRUEBA DE PESO (%)	PRUEBA DE MANCHA DE POLVO ATMOSFERICO (N.S.S.) (%)	POR CONTEO D.O.P. (0.5 MICRAS) ± 10 %
EFICIENCIA 86 %	86 - 89	80 - 85	46 - 60
EFICIENCIA 86 %	90 - 95	87 - 95	75 - 85

FILTRO PARA AIRE, TIPO (AIRE/FLOW), COMPLETO INCLUYE: CARTUCHO PARA REPUESTO Y MARCO.

MODELO	CAPACIDAD - FLUJO (P.C.M., M.C.H.)		CAIDA DE PRESION EN PULG. C.A.		DIMENSIONES (PULG. - MM.) A L P	COSTO M.N.
			INICIAL	FINAL		
F86C - 750	750	1275	0.40	0.80	24" X 12" X 21"	
F96C - 750	750	1275	0.50	0.80	810 X 306 X 533	
F86C - 1000	1000	1700	0.40	0.80	24" X 12" X 29"	
F96C - 1000	1000	1700	0.50	0.80	810 X 306 X 738	
F86C - 1200	1200	2040	0.35	0.80	24" X 20" X 21"	
F96C - 1200	1200	2040	0.55	0.80	810 X 808 X 533	
F86C - 1250	1250	2125	0.35	0.80	24" X 12" X 38"	
F96C - 1250	1250	2125	0.55	1.00	810 X 306 X 914	
F86C - 1800	1800	2550	0.30	0.80	24" X 24" X 21"	
F96C - 1800	1800	2550	0.50	0.80	810 X 810 X 533	
F86C - 1800	1800	2750	0.35	0.80	24" X 20" X 29"	
F96C - 1800	1800	2750	0.50	1.00	810 X 808 X 738	
F86C - 2000	2000	3400	0.35	0.80	24" X 24" X 29"	
F96C - 2000	2000	3400	0.55	1.00	810 X 810 X 738	
F86C - 2500	2500	4250	0.35	0.80	24" X 24" X 38"	
F96C - 2500	2500	4250	0.55	1.00	810 X 810 X 914	

CARTUCHO PARA REPUESTO, TIPO (AIRE/FLOW)

MODELO	CAPACIDAD - FLUJO (P.C.M., M.C.H.)	CAIDA DE PRESION EN PULG. C.A.	DIMENSIONES (PULG. - MM.)	COSTO M.N.
		INICIAL	A L P	
F86R - 750	750	1275	24" X 12" X 21"	
F96R - 750	750	1275	810 X 306 X 533	
F86R - 1000	1000	1700	24" X 12" X 29"	
F96R - 1000	1000	1700	810 X 306 X 738	
F86R - 1200	1200	2040	24" X 20" X 21"	
F96R - 1200	1200	2040	810 X 808 X 533	
F86R - 1250	1250	2125	24" X 12" X 38"	
F96R - 1250	1250	2125	810 X 306 X 914	
F86R - 1800	1800	2550	24" X 24" X 21"	
F96R - 1800	1800	2550	810 X 810 X 533	
F86R - 1800	1800	2750	24" X 20" X 29"	
F96R - 1800	1800	2750	810 X 808 X 738	
F86R - 2000	2000	3400	24" X 24" X 29"	
F96R - 2000	2000	3400	810 X 810 X 738	
F86R - 2500	2500	4250	24" X 24" X 38"	
F96R - 2500	2500	4250	810 X 810 X 914	

MARCOS METALICOS

MODELO	DIMENSIONES (PULG. - MM.)	COSTO M.N.
MMF - 24242	24" X 24" X 3" 810 X 810 X 76	
MMF - 24202	24" X 20" X 3" 810 X 608 X 76	
MMF - 24122	24" X 24" X 3" 810 X 306 X 76	

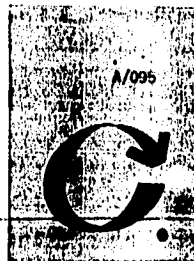
A = ALTURA
L = LARGO (ANCHO)
P = PROFUNDIDAD (ESPESOR)

MEXICO, D.F. de de 198

IFABRICANTE: PRECIOS SUJETOS A CAMBIO SIN PREVIO AVISO

climatron, s.a.

MONTE ALBAN 163 MEXICO 12, D. F. TEL 638 16 15



LA IMPORTANCIA DE UNA BUENA ESPECIFICACION DE FILTROS

Una buena especificación de filtros, permitirá al ingeniero proyectista lograr una instalación adecuada, asegurar la mejor inversión inicial, menores costos de operación y mantener un alto grado de reconocimiento a su capacidad profesional.

- 1o.- **CAPACIDAD DEL FILTRO** Esta estará dada en función de la forma del filtro (Plano de Bolsa etc.) área total de la media filtrante (no. de bolsa: No. de vueltas, etc.) sus dimensiones y estará dada en pies³/min. ó mts.³/min.
- 2o.- **EFICIENCIA** Deberá de acuerdo a la aplicación establecer claramente la eficiencia y el método de prueba. Esta eficiencia dependerá del tipo de media filtrante que especifique velocidad del aire a través de la media filtrante
- 3o.- **AREA NETA DE FILTRACION**.- El área neta de filtración es dependiente de la velocidad especificada en la prueba para asegurar la eficiencia del filtro y no se deberá aceptar menor área ya que en esas condiciones el filtro varía las características de la prueba, bajando considerablemente su eficiencia estará dada en M² o pies² de media filtrante
- 4o.- **VELOCIDAD DEL AIRE**.- Generalmente se especifica la velocidad del aire en la cara del filtro, sin embargo resulta vaga a menos que se especifique también la velocidad real a través de la media filtrante.
- 5o.- **CAIDA DE PRESION**.- Deberá especificar claramente la caída de presión del aire en el filtro nuevo (spicial) y dependerá de la calidad de la media filtrante, eficiencia, velocidad del aire en la media y área de media filtrante esta dada en mm o pulgada de col. agua
- 6o.- **DURACION**.- La duración de un filtro depende de la calidad y cantidad de la media filtrante conque se fabrica el filtro esto no lo especifica directamente, sin embargo estableciendo estrictamente esas dos características asegura un filtro de alta calidad y larga duración.
- 7o.- **Los materiales** conque se fabricarán los marcos de montaje, sujetadores, sellos empaques, de acuerdo a la aplicación.

REPRESENTANTE Y FABRICANTE DE ACCESORIOS PARA AIRE ACONDICIONADO
CONTROLES • HUMIDIFICADORES • FILTROS • VALVULAS • INSTRUMENTOS • DESHUMIDIFICADORES • AHORRO ENERGIA



ATAMEX, S. A. DE C. V.

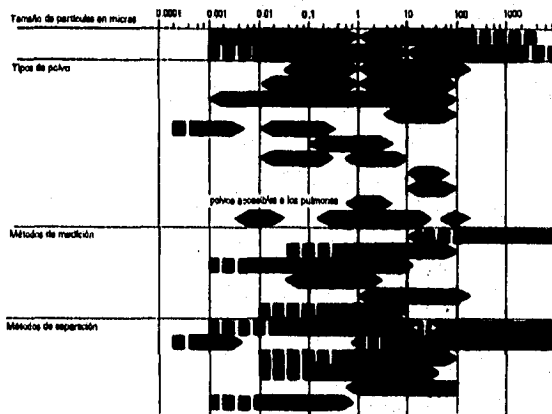
INGENIERIA EN FABRICACION DE FILTROS, HUMIFICADORES, GABINETES Y ACCESORIOS
PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

INGENIERIA EN FABRICACION DE FILTROS, HUMIFICADORES, GABINETES Y ACCESORIOS
PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

INGENIERIA EN FABRICACION DE FILTROS, HUMIFICADORES, GABINETES Y ACCESORIOS
PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

A/096

HOJA DE DATOS CON LAS CARACTERISTICAS DEL TAMAÑO DE PARTICULAS CONTENIDAS EN MEZCLA DE AIRE CONTAMINADO



LA CRECIENTE CONTAMINACION DEL MEDIO AMBIENTE, ES CONSECUENCIA DE LA ACELERADA EXPANSION INDUSTRIAL, MAYOR NUMERO DE QUEMADORES DE COMBUSTIBLES Y DEL CRECIMIENTO INCONTROLABLE DE VEHICULOS MOTORIZADOS.

NOSOTROS RESPIRAMOS UN AIRE CONTAMINADO, QUE ES EN REALIDAD UNA MEZCLA DE OXIGENO, NITROGENO, OZONO Y VAPOR DE AGUA, Y ADEMAS CONTIENE INNUMERABLES PARTICULAS DE HOLLIN, CUARZO, ALQUITRAN, MONOXIDO DE CARBON, AMONIACO, POLVO DE CARBON, BIXIDO DE AZUFRE, BACTERIAS, VIRUS, POLEN, PARTICULAS RADIATIVAS, Y NUCLEOS ATMOSFERICOS DE CONDENSACION.

EL TAMAÑO DE LAS PARTICULAS QUE SE MEZCLAN CON EL AIRE, SE PUEDEN CLASIFICAR DE ACUERDO A LA GRAN VARIEDAD DE SUBSTANCIAS Y TAMAÑOS DE GRANULACION, QUE REPRESENTA UN FENOMENO DE CARACTERISTICAS MUY ESPECIALES.

LA SEPARACION SE CONSIGUE POR METODOS CONVENCIONALES, SEPARADOR HUMEDO, CAMARA DE SEDIMENTACION, SEPARADOR CENTRIFUGO, FIELTRO TEJIDO, FILTRO DE FIBRAS AGLUTINADAS, CARBON ACTIVADO, FILTRO ABSOLUTO (HEPA).

EN LA TECNICA DE FILTRAJE DE AIRE, NO EXISTEN NORMAS DE OBLIGADO USO INTERNACIONAL, NO OBSTANTE LA GRAN VARIEDAD DE FILTROS SE PUEDEN CLASIFICAR COMO SIGUIEN:

POLVO GRUESO: PARTICULAS DE 50 a 600 MICRAS.
POLVO FINO: PARTICULAS DE 0.6 a 80 MICRAS.
PARTICULAS EN SUSPENSION: —0.6 HASTA 1 MICRA. EFECTIVIDAD DE SEPARACION SUPERIOR AL 99.97%, PARA PARTICULAS DE 0.3 MICRAS.
MBR 4/18



INGENIERIA EN FABRICACION DE FILTROS, HUMIFICADORES, GABINETES Y ACCESORIOS PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

A/097

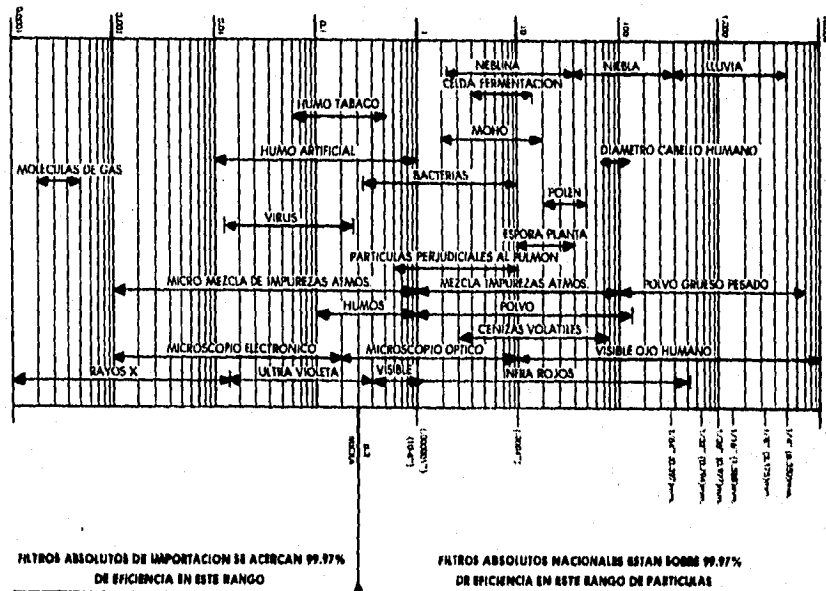
DE INGENIEROS EN AERONAUTICA

INGENIERIA EN FABRICACION DE FILTROS, HUMIFICADORES, GABINETES Y ACCESORIOS PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

ATAMEX, S. A. DE C. V.

TABLA DE DATOS CON LAS CARACTERISTICAS PRINCIPALES DEL TAMAÑO DE LAS PARTICULAS (DIAMETRO), CONTENIDAS EN LA MEZCLA DE AIRE CONTAMINADO

(ESCALA LOGARITMICA)



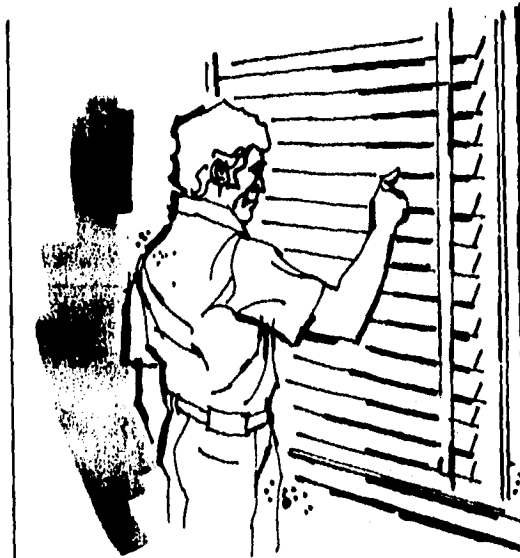
FILTROS ABSOLUTOS DE IMPORTACION SE ACERCAN 99.97% DE EFICIENCIA EN ESTE RANGO

FILTROS ABSOLUTOS NACIONALES ESTAN SOBRE 99.97% DE EFICIENCIA EN ESTE RANGO DE PARTICULAS

NORMA ULTRA ESPECIAL	60	80	94	100%	AIRE/FLOW 95
NORMA ESPECIAL	50	80	93	100%	AIRE/FLOW 85
NORMA COMERCIAL	50	70	90	100%	AIRE/FLOW 55-65
NORMA COMUN	50	90	100%	AIRE/CAP. 35-38	

1 mm. = 1000 micras
1" = 25400 micras
1/256" = (.977) mm.

The
"HOW TO"
of
**Filter
Maintenance**



Sure you can service an air filter for no reason other than why some people climb a mountain: "because it's there." The fact is, filters are more than "there". They're there for a reason.

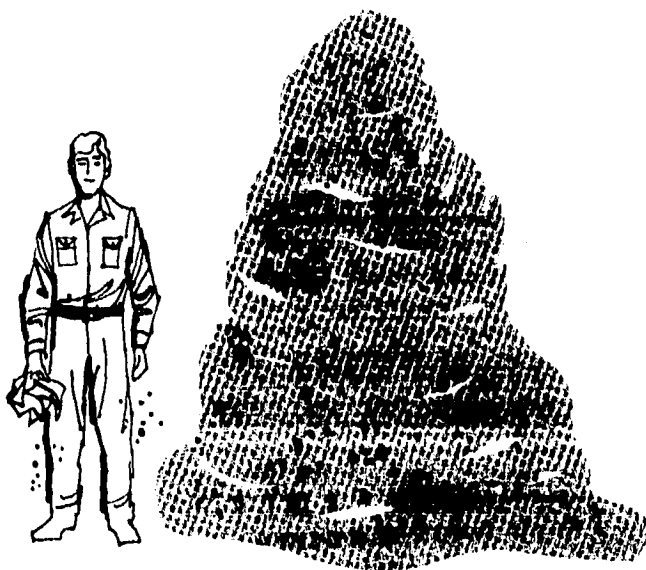
- They help keep coils operating at top efficiency.
- They make the maintenance cleaning of coils easier, and less frequent.
- They help keep ducts clean, safeguarding against duct fires.
- They reduce duct cleaning frequency.
- They help keep office and work areas clean, illumination levels higher.
- They cut down on the need for repainting, and chores like cleaning venetian blinds or hard-to-reach surfaces.

In short...filters can take much of the hard work out of your maintenance work.

O.K....so filters can make maintenance work easier.
But how about the time it takes to care for them?
And — let's face it — changing a filter is not exactly
the cleanest job you do.

That may be, but when you count up the hours (or days!)
it would take to remove from offices and work areas all
of the dust and dirt a filter traps during its lifetime,
you'll get another view. Sure it takes a few minutes now
and then to check the filters, and they do
have to be changed perhaps once a year. Considering how
they're on the job working for you up to 24-hours a day, month-
after-month, that's a modest investment in time you have
to make.

How can you make sure your filters are doing the best
possible job? That's really what this booklet is all
about...to help you make sure your filters are installed
right...working right...to show you when they need changing
and how to go about it...and to help you select replacement
filters which will do the best job for you. After all,
filters are *your* helpmates.



Practically everything a maintenance man services has its own language...words and phrases which describe how a product works or performs. Filters are no exception. Here's an explanation of some of the terms which are a part of filter talk:

ASHRAE Efficiency

The measure of the ability of a filter to remove the staining portion of dust in the air.

Downstream

Air leaving side of a filter bank.

Dry Media Filter

A filter which needs no adhesive to hold collected dust.

Extended Surface Filter

Filter in which filtering media has greater area than the face of the filter. For example, pleated and "bag" filters.

Initial Resistance

The resistance to air traveling thru a filter when the filter is new and clean.

Media

The material which filters the dust.

Panel Filter

A filter in which media is laid flat (not pleated).

Prefilter

A filter which traps larger dust particles before they get to the high efficiency filters. Placed in front (upstream) of high efficiency filters.

Pressure Drop

Resistance which a filter gives to the air passing thru it.

Unload

To blow off dust which has been collected.

Upstream

Air entering side of a filter.

CLIMATRON, S. A. DE C. V.

P. LOMOS 52 CAL. GRUPOS MODERNS

07460 MEXICO, D. F.

TEL. 577-76-77 Y 577-36-84

HOW TO TELL IF YOUR FILTERS ARE CORRECTLY INSTALLED

Filters can do the best job for you only when they are correctly installed. Next time you check your filters ask yourself these questions:

Is the bank of filter frames rigid and well reinforced?
Maybe it needs further support to prevent collapse as the filters load up.

Can you see light anywhere between filter frames, or between the bank of frames and the duct walls? Caulk these cracks to prevent leaking of unfiltered air.



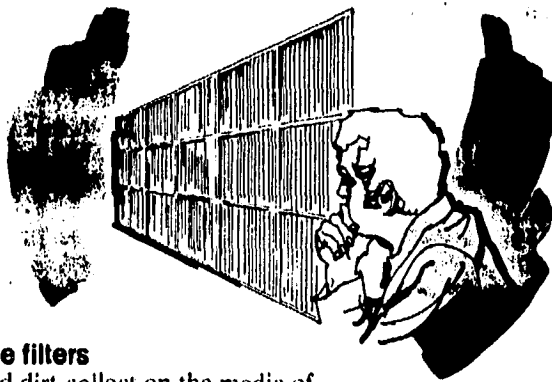
Are the filters installed correctly in the frames?
If not, set them into the frame so air will not by-pass.

Are the filter fasteners in place and correctly installed?
This is especially important if the filters are serviced from the downstream (air leaving) side.

Are your bag filters fully open? If you use extended surface filters, make sure the bags are not pinched and are fully open.

Is the media damaged? If you spot any rips or holes, replace the damaged filter.

HOW YOU CAN TELL WHEN THE FILTERS NEED CHANGING



Media type filters

As dust and dirt collect on the media of a filter, its resistance to air flow gradually increases, building to a point where the filters should be changed. This "final pressure drop" to which the filter can operate is determined by the type of filter, and the characteristics of the air handling system.

Panel filters (prefilters)

Some panel filters have a tendency to "unload", or shed some of the collected dust, after a period of use. If you can determine in advance when this condition is likely to occur by checking the manufacturer's literature, you won't have to wait until a filter unloads before changing it.

Extended surface (bag) filters

These filters will operate until they are completely plugged without unloading, and actually their filtration efficiency increases as more and more dust is collected. However, their resistance also increases — which eventually reduces air flow. The people who designed the air handling system probably have worked out its "final pressure drop", which tells you when it is desirable to change filters. If you can't locate this information, follow recommendations of the filter manufacturer.

HOW TO MEASURE PRESSURE DROP



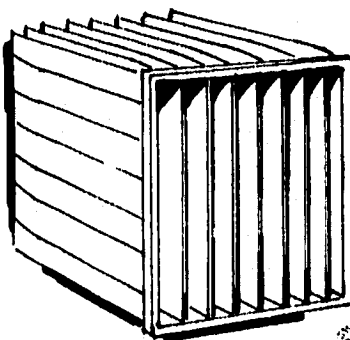
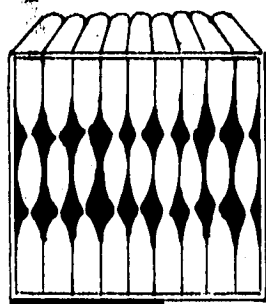
From time-to-time you will want to measure the pressure drop across the filters to determine the point at which they should be changed.

The simplest measuring device (an inclined gauge) costs less than \$25.00, including all installation hardware and instructions. It's really quite easy to install, and operate.

Keep in mind, though, that some oil might evaporate from the gauge over a period of time. For this reason, the gauge should be "zeroed" every three months or so while the system is off, adding more oil if necessary. If the fan can't be turned off, it still may be possible to disconnect the tubing without losing oil from the gauge, providing the system static pressure is not too high.

Because of their relatively short service life, panel filters should have their pressure drop measured weekly. For other filter types, once a month will tell you the rate at which it is loading -- and thus enable you to anticipate when a filter change is in order.

HOW TO SELECT YOUR REPLACEMENT FILTERS



Because you'll be living with your replacement filters for the next year or so, you'll want to make sure the ones you pick are right for your job. Here are some things you should look for:

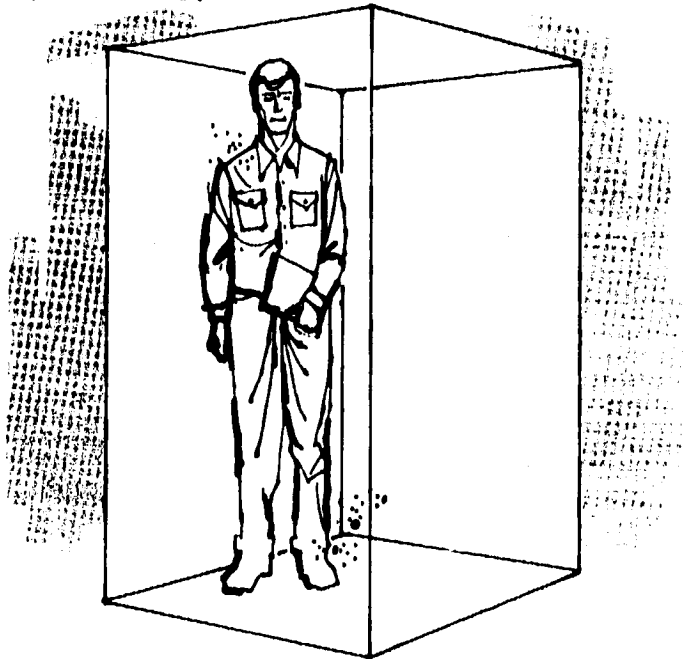
ASHRAE efficiency: Your assurance that a precise industry-wide testing standard is used to determine the dust-removing capability of the filter. If a manufacturer certifies the ASHRAE efficiency of a filter (or better still, if he will offer the certified test data of a qualified independent test laboratory), you should have confidence that the filters will perform as stated.

Confirmation of claimed initial resistance: You'll want to make sure the initial resistance of the filters will be as stated in the manufacturer's literature. Again, the manufacturer might be able to offer certified test data of a qualified independent test laboratory, or if you wish, you can arrange for initial resistance tests by someone you select.

Filter life "guarantees": Carefully consider all of the conditions which accompany any "blanket guarantee" of filter life. Usually, they are accompanied by a stipulation that operating conditions must not change (a condition you may not always be able to control), or other limiting measures.

Confirmation of amount of media: Ask the manufacturer for a sample of the filter you are considering, and measure its media area. Remember, though, that two filters having the same amount of media will only have the same life if they also have the same initial resistance. *Filters with a higher initial resistance to air flow start with a handicap they can never overcome.*

Keep in mind, too, you're not necessarily "boxed in" with the filters you've been using. Most filter frames will accept cartridges of other manufacturers, if you decide a change is worthwhile. You'll want to use the filters that do the best job for you. They probably won't be the least expensive filters you can buy. But they could save you money over the long pull.



HOW TO CHANGE FILTERS

- 1** Remove the old filters and set them to one side in the duct or filter housing.
- 2** Vacuum clean or brush the holding frames to remove settled dust.
- 3** Inspect the holding frame gaskets, and replace any which are damaged.
- 4** Remove the new filters from their cartons and install according to manufacturer's instructions. *It pays to read the instructions.*
- 5** Check the filter to make sure the media is not caught, or damaged. If a filter was damaged during shipment, call the delivering carrier and file your claim for loss. If you are using "bag" filters, check to make sure the pleats are free to open fully.
- 6** Check all fasteners to make sure they are holding filters in place securely.
- 7** Remove the dirty filters in the cartons which held the new ones. Vacuum the duct floor, close the duct door, and zero the manometer.

**RELAX...
NOW IT'S THE FILTERS' TURN TO
WORK FOR YOU!**



NORMAS PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

AVALADAS POR :

CAMARA NACIONAL DE LA INDUSTRIA DE LA CONSTRUCCION
COLEGIO DE INGENIEROS MECANICOS ELECTRICISTAS
FEDERACION DE COLEGIOS DE INGENIEROS MECANICOS ELECTRICISTAS
CAMARA NACIONAL DE EMPRESAS DE CONSULTORIA
SOCIEDAD MEXICANA DE COSTOS A.C
ASOCIACION MEXICANA DE EMPRESAS DEL RAMO DE INSTALACIONES
PARA LA INDUSTRIA DE LA CONSTRUCCION A.C



— ENERO 1985 —

TRABAJO CONJUNTADO POR EL INGE CARLOS M. GUTIERREZ ARANGO

DIAGRAMAS, SIMBOLOGIAS, TABLAS

VELOCIDADES Y CALCULOS

PARA PROYECTOS DE

ACONDICIONAMIENTO DE AIRE





























AMERIC A. S

SIMBOLOGIA

AMERIC. A.C.		NORMAS DE SIMBOLOGIA PARA PROYECTOS SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE		NORMA AA-001-94-000	
Especificación:				FECHA DICIEMBRE--24	
ACOT.		SI		FECHA ANTERIOR DE LA NORMA DICIEMBRE--24	
EJEC.		SI			
S I M B O L O G I A					
CLAVE	SIMBOLO	DESCRIPCION	CLAVE	SIMBOLO	DESCRIPCION
10		DUCTO DE LAMINA	24		CODO DE DUCTO A 90° CUADRADO
11		DUCTO DE LAMINA AISLADO	25		CODO DE DUCTO A 90° CON DEFLECTORES SENCILLOS INTERIORES
12		DUCTO DE OTRO MATERIAL	26		CODO DESVO
13		DUCTO CON RECUBRIMIENTO INTERIOR	27		SECCION DE DUCTO ALIMENTACION
14		PUNTO DE CAMBIO DE CONSTRUCCION DE DUCTO POR PRESION ESTATICA	28		SECCION DE DUCTO DE RETORNO
15		COMPUERTA DE GRAVEDAD HORIZONTAL (H) VERTICAL (V)	29		SECCION DE DUCTO REDONDO DE ALIMENTACION
16		COMPUERTA PARA PROTECCION DE INCENDIO	30		SECCION DE DUCTO REDONDO DE RETORNO
17		COMPUERTA MANUAL	31		DEFLECTORES A 90° SENCILLO
18		COMPUERTA CON CONTROL DE FLUJO O CIERRE	32		COMPUERTA AL EXTERIOR
19		COMPUERTA DE OPERACION CON MOTOR	33		SAIDA DE AIRE CON PROTECCION DE TELA METALICA AL EXTERIOR
20		REDUCCION DE DUCTO CONCENTRICA	34		DIMENSIONES DEL DUCTO EN DIFERENTES UNIDADES
21		REDUCCION DE DUCTO EXENTRICA	35		FLUJO DEL AIRE
22		TRANSICION DE DUCTO CUADRADO A REDONDO	36		DIMENSION SISTEMA INTERNACIONAL (EQUIVALENTE)
23		CODO DE DUCTO A 90° RADIO COMPLETO	37		VENTILADOR DE TEOHO











AMERIC. A.C.		NORMAS DE SIMBOLOGIA PARA PROYECTOS SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE		TITULO: 22-001-04-101 FECHA: DICIEMBRE-64 EDITION: ALTERACION DE LA NORMA DICIEMBRE-64	
DISEÑADOR: SHH REVISOR: SHH		S I M B O L O S			
CLAVE	SIMBOLO	DESCRIPCION	CLAVE	SIMBOLO	DESCRIPCION
36		DIFFUSOR CUADRADO	52		JUNTA FLEXIBLE EN DUCTO
39		DIFFUSOR REDONDO	53		DUCTO FLEXIBLE
40		REJILLA DE INYECCION	54		FILTRO LAVABLE METALICO
41		DIFFUSOR 4V 4 VAS 3V 3 VAS 2V 2 VAS 1V 1 VAS	55		FILTRO ALTA EFICIENCIA
42		DIFFUSOR CUATRO VAS	56		FILTRO ABSOLUTO
43		DIFFUSOR TRES VAS	57		PERSIANA DE GRAVEDAD
44		DIFFUSOR DOS VAS	58		REJILLA DE INYECCION EN MURO
45		DIFFUSOR UNA VA	59		REJILLA DE RETORNO EN MURO
46		REJILLA DE RETORNO	60		HUMIDIFICADOR EN DUCTO
47		DIFFUSOR LINEAL	61		HUMIDIFICADOR DE ESPERAS EN DUCTO
48		REJILLA CON CONTROL DE VOLUMEN	62		FILTRO PARA VIDRIO
49		REJILLA DE PUERTA DOBLE	63		TRAMPA DE PUEDO EN DUCTO
50		REJILLA DE PUERTA NO VISION	64		BANCO DE FILTRO EN DUCTO
51		REJILLA DE PUERTA SENCILLA	65		RESISTENCIA ELECTRICA EN DUCTO

AMERIC. A.C.		NORMAS DE SIMBOLOGIA PARA PROYECTOS SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE		TITULO PARA AA-001-94-000	
Especificación:				FECHA	
ACOT:				DICIEMBRE-94	
ESC:				FECHA APROBACION DE LA NORMA	
				DICIEMBRE-94	
S I M B O L O G I A					
CLAVE	SIMBOLO	DESCRIPCION	CLAVE	SIMBOLO	DESCRIPCION
66		BOMBA CENTRIFUGA	80		VENTILADOR AXIAL DIRECTO
67		MOTOBOMBA DE REDUCCION	81		VENTILADOR AXIAL CON TRANSMISION
68		VENTILADOR AXIAL	82		SOPORTE PARA DUCTO CON TRAVESANO
69		VENTILADOR CENTRIFUGO	83		SOPORTE PARA DUCTO DIRECTO
70		COMPRESOR CON TANQUE PARA AIRE	84		SOPORTE PARA DUCTO
71		UNIDAD LAVADORA	85		SOPORTE PARA TUBERIA
72		UNIDAD MANEJADORA O CONDENSADORA	86		UNIDAD DE ABSORCION
73		EVAPORADORA	87		CALDERA
74		SERPENTIN PARA REFRIGERACION	88		TANQUE DE EXPANSION
75		RESISTENCIA	89		TANQUE PARA CONDENSADOR
76		UNIDAD CENTRIFUGA	90		CHIMENEA
77		TORRE ENFRIAMIENTO	91		CUELLO DE VENTILACION AL EXTERIOR
78		UNIDAD RECIPROCANTE CON CONDENSADOR	92		EXTRACCION TIPO HONGO
79		MOTOR ELECTRICO	93		CAJA REDUCTORA DE VELOCIDAD

AMERIC. A.C.		NORMAS DE SIMBOLOGIA PARA PROYECTOS SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE		TITULO AA-001-04-000	
ESPECIFICACIONES:				FECHA DICIEMBRE-04	
AUTOR: SIII				FECHA ANTERIOR DE LA NORMA DICIEMBRE-04	
ECC: SIII					
S I M B O L O S					
CLAVE	SIMBOLO	DESCRIPCION	CLAVE	SIMBOLO	DESCRIPCION
94		TERMOSTATO	108		SERPENTIN
95		HUMIDOSTATO	109		COMPRESOR
96		MOTOR	110		UNIDAD DE VENTANA
97		BOMBA	111		UNIDAD AIRE LAVADO
98		VENTILADOR	112		MULTIZONA
99		COMPUERTA	113		INTERRUPTOR
100		DIFFUSOR	114		ARRANCADOR
101		REALLA	115		CONTACTOR
102		CONTROL DE VOLUMEN	116		JUNTA FLEXIBLE
103		HUMIDIFICADOR	117		JUNTA DE EXPANSION
104		VENTILADOR	118		CONDENSADOR
105		EXTRACTOR	119		EVAPORADOR
106		UNIDAD MANEJADORA	120		GENERADOR DE VAPOR
107		FILTRO	121		ENFRIADOR

AMERIC. A.C.			NORMAS DE SIMBOLOGIA PARA PROYECTOS SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE			TECNIA AA-001-94-000		
ESPECIFICACION:						FECHA DICIEMBRE-94		
ACOT:						FECHA ANTERIOR DE LA NORMA DICIEMBRE-94		
ERE:								
S I M B O L O G I A								
CLAVE	SIMBOLO	DESCRIPCION	CLAVE	SIMBOLO	DESCRIPCION	CLAVE	SIMBOLO	DESCRIPCION
122	— — — —	TUBERIA PARA AGUA FRIA	136	— • — —	TUBERIA PARA REFRIGERANTE			
123	— H — — — O — —	TUBERIA PARA AGUA HELADA	137	— T — —	COOD			
124	— RH — — — OO — —	TUBERIA PARA RETORNO AGUA HELADA	138	— T — —	TE			
125	— — — —	TUBERIA PARA AGUA CALIENTE	139	— T — —	YE			
126	— R — — — — — —	TUBERIA PARA RETORNO AGUA CALIENTE	140	— T — —	TUERCA UNION			
127	— V — — — O — —	TUBERIA PARA VAPOR BAJA PRESION	141	— T — —	BREA			
128	— C — — — ● — —	TUBERIA PARA CONDENSADO BAJA PRESION	142	— T — —	CONEXION HACIA ABAJO			
129	— VAP — — — (O) — —	TUBERIA PARA VAPOR ALTA PRESION	143	— T — —	CONEXION HACIA ARRIBA			
130	— CBP — — — (●) — —	TUBERIA PARA CONDENSADO ALTA PRESION	144	— T — —	CONEXION A DRENAJE			
131	— D — —	TUBERIA PARA DIESEL	145	— T — —	COLADORA DE PISO			
132	— CB — —	TUBERIA PARA COMBUSTIBLE	146	— T — —	COPE			
133	— G — —	TUBERIA PARA GAS	147	— T — —	REDUCCION TIPO BUSHING			
134	— — — —	TUBERIA PARA DRENAJE	148	— T — —	REDUCCION TIPO CAMPANA			
135	— — — —	TUBERIA PARA VENTILACION	149	— T — —	FILTRO			

AMERIC. A.C.		NORMAS DE SIMBOLOGIA PARA PROYECTOS SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	FORMA		
ESPECIFICACION:			AA-001-94-000		
ACOT.	SIH		FECHA		
ESCI	SHH		DICIEMBRE-94		
FECHA APROBACION DE LA FORMA					
DICIEMBRE-94					
S I M B O L O S I A					
CLAVE	SIMBOLO	DESCRIPCION	CLAVE	SIMBOLO	DESCRIPCION
150		VALVULA COMPUERTA ROSCADA	184		VALVULA DE ALMO
151		VALVULA COMPUERTA SOLDABLE	185		VALVULA DE SEGURIDAD
152		VALVULA COMPUERTA BRIDADA	186		VALVULA REDUCTORA DE PRESION
153		VALVULA GLOBO ROSCADA	187		VALVULA CON SOLENOIDE
154		VALVULA DE GLOBO BRIDADA	188		VALVULA DE PIE CON COLADOR
155		VALVULA DE RETENCION ROSCADA	189		VALVULA DE CIERRE AMORTIGUABLE
156		VALVULA DE RETENCION BRIDADA	190		TRAMPA PARA VAPOR
157		VALVULA DE BOLA	191		VALVULA ELIMINADORA DE AIRE V.E.A.
158		VALVULA MARIPOSA BRIDADA	192		VALVULA FLOTADOR
159		VALVULA MARIPOSA ROSCADA	193		TERMOMETRO
160		VALVULA DE CUADRO	194		MANOMETRO
161		VALVULA REGULADORA DE PRESION	195		VALVULA MOTORIZADA DE TRES VIAS
162		VALVULA REGULADORA DE PRESION Y TEMPERATURA	196		ACTUATOR
163		VALVULA DE CONTROL DE TEMPERATURA	197		VALVULA MOTORIZADA DE UNA VIA

AMERIC. A.C.		NORMAS DE SIMBOLOS PARA PROYECTOS DE SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE			
REVISION				Escala	
AUTOR				Escala	
FECHA				Escala	
S I M B O L O S					
CLAVE	SIMBOLO	DESCRIPCION	CLAVE	SIMBOLO	DESCRIPCION
176		FILTRO DASHPOTADOR	192		
179		INDICADOR DE LIQUIDO	193		
180		VALVULA DE EXPANSION	194		
181		VALVULA ANGULAR	195		
182		TERMOSTATO DE BULBO	62		
183		MANOMETRO DIFERENCIAL	197		
184		MEDIDOR DE FLUJO	198		
185		VENTAJADOR	199		
186		FILTRO PARA DHSEI	200		
187		LAMPARA CON SENSOR DE AIRE	201		
188			202		
189			203		
190			204		
191			205		

NOMENCLATURA

AMERIC. A.C.			NORMAS DE NOMENCLATURA SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE			NORMA A00-002-94-000		
ESPECIFICACIONES						FECHA DICIEMBRE 94		
ACOTI SIN						FECHA ANTERIOR DE LA NORMA DICIEMBRE 94		
EBCI SIN								
N O M E N C L A T U R A S								
CLAVE	NDMEN	DESCRIPCION	CLAVE	NOMEN	DESCRIPCION	CLAVE	NOMEN	DESCRIPCION
39	B.A.H.	BOMBA PARA AGUA HELADA	53	G/F	CON FILTRO DESECHABLE			
40	B.A.C.	BOMBA PARA AGUA CALIENTE	54	S/F	571 FILTRO			
41	B.A.R.	BOMBA PARA RECIRCULACION	55	C.A.C.	COLUMNA DE AGUA CONDENSADOS			
42	T.E.X.	TANQUE DE EXPANSION	56	C.A.H.	COLUMNA DE AGUA HELADA			
43	C.C.R.	CAJA DE RETORNO	57	C.R.A.H.	COLUMNA DE RETORNO DE AGUA HELADA			
44	C.C.I.	COMPUERTA CONTRA INCENDIO	58	C.R.I.	COLUMNA DE RETORNO INVERSO			
46	SER	SERPENTIN	59	V.E.A.	INDICA VALVULA ELIMINADORA DE AIRE			
46	COM	COMPRESOR	60	DS	DETALLE DE SOPORTERIA			
47	MZ	MULTIZONA	61	DD	DETALLE DE DUCTOS			
48	I	CONEXION IZQUIERDA	62	J.F.	JUNTA FLEXIBLE			
49	D	CONEXION DERECHA	63	T.	TERMOSTATO			
50	C/V	CONTROL DE VELOCIDAD	64	H.	HUMIDOSTATO			
51	F	FILTRO	65	HUM.	HUMIDIFICADOR			
52	FL	FILTRO LAVABLE	66	DUC.	DUCTO			

A/120

AMERIC. A.C.		NORMAS DE NOMENCLATURA SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	NORMA	AA-002-94-000
ESPECIFICACION:			FECHA	DICIEMBRE 94
ACOD:	SN		FECHA ANTERIOR DE LA NORMA	DICIEMBRE 94
ESQ:	SN			










N O M E N C L A T U R A S					
CLAVE	NOMEN	DESCRIPCION	CLAVE	NOMEN	DESCRIPCION
67	SOP.	SOPORTE			
68	M	MOTOR			
69	F	FILTRO			
70	INT.	INTERRUPTOR			
71	ARRAN.	ARRANCADOR			
72	CONT.	CONTACTOR			
73	J.E.	JUNTA DE EXPANSION			
74	CON.	CONDENSADOR			
75	V.E.A.	VALVULA ELIMINADORA DE AIRE			

AA-002-94-000

ACOTACIONES

AMERIC. A.C.	NORMAS PARA ACOTACIONES EN PLANOS PARA PROYECTOS DE INSTALACIONES DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	NORMA AA-003-94-000
		FECHA DICIEMBRE-94
		FECHA ANTERIOR DE LA NORMA DICIEMBRE-94

ACOTACIONES

CLAVE	SIMBOLOGIA	DESCRIPCION
1		INDICA TIPO DE REJILLA O DIFUSOR INDICA MEDIDA DE LA REJILLA O DIFUSOR INDICA EL VOLUMEN NOMINAL
2		INDICA TIPO Y CLAVE DEL EQUIPO INDICA EL VOLUMEN EN P.C.M. QUE MANEJA
3		INDICA TIPO DE ACCESORIO INDICA MEDIDA DEL ACCESORIO
4		INDICA FILTRO LAVABLE INDICA MEDIDA DEL FILTRO
5		INDICA CLAVE DEL EQUIPO Y LADO DE CONEXION HIDRAULICA INDICA SI LLEVA O NO CAJA DE RETORNO
6		TIPO DE DETALLE NOMENCLATURA DE DETALLE
7		INDICA EL NUMERO DE NOTA
8		INDICA DIMENSION DEL DUCTO
9		INDICA FLUJO DE AIRE

**TABLA
PSICOMETRICA**

AMERIC. A.C.		NORMA GENERAL DEL DIAGRAMA PSICOMETRICO PARA CUALQUIER ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR	FORMA	AA-004-94-000
ESPECIFICACION:			FECHA	DIEMBRE 94
ALTO:	SIN		FECHA APLICACION DE LA NORMA	1982
PSIC:	SIN			

T A B L A

TABLA DE VALORES PARA LA CONSTRUCCION DE UNA CARTA PSICOMETRICA

t	0.1 Ps	0.2 Ps	0.3 Ps	0.4 Ps	0.5 Ps	0.6 Ps	0.7 Ps	0.8 Ps	0.9 Ps	Ps
0	0.4579	0.9158	1.3737	1.8316	2.2895	2.7474	3.2053	3.6632	4.1211	4.579
1	0.493	0.986	1.479	1.972	2.465	2.958	3.451	3.944	4.437	4.93
2	0.529	1.058	1.587	2.116	2.645	3.174	3.703	4.232	4.761	5.29
3	0.569	1.138	1.707	2.276	2.845	3.414	3.983	4.552	5.121	5.69
4	0.610	1.220	1.830	2.440	3.050	3.680	4.270	4.860	5.490	6.10
5	0.654	1.308	1.962	2.616	3.270	3.924	4.578	5.232	5.886	6.54
6	0.701	1.402	2.103	2.804	3.505	4.206	4.907	5.608	6.309	7.01
7	0.751	1.502	2.253	3.004	3.755	4.506	5.257	6.008	6.759	7.51
8	0.805	1.610	2.415	3.220	4.025	4.830	5.635	6.440	7.245	8.05
9	0.861	1.722	2.593	3.444	4.305	5.166	6.027	6.888	7.749	8.61
10	0.921	1.842	2.783	3.684	4.605	5.526	6.447	7.368	8.289	9.21
11	0.984	1.968	2.952	3.936	4.920	5.904	6.888	7.872	8.856	9.84
12	1.052	2.104	3.156	4.208	5.260	6.312	7.364	8.416	9.468	10.52
13	1.123	2.246	3.369	4.492	5.615	6.738	7.861	8.984	10.107	11.27
14	1.199	2.398	3.597	4.796	5.995	7.194	8.393	9.582	10.791	11.99
15	1.279	2.558	3.837	5.116	6.395	7.674	8.953	10.232	11.511	12.79
16	1.363	2.726	4.089	5.452	6.815	8.178	9.541	10.984	12.267	13.63
17	1.453	2.906	4.359	5.812	7.265	8.718	10.171	11.624	13.077	14.53
18	1.548	3.296	4.644	6.198	7.740	9.288	10.836	12.284	13.932	15.48
19	1.648	3.592	4.944	6.592	8.240	9.888	11.536	13.104	14.832	16.48
20	1.754	3.900	5.262	7.016	8.770	10.524	12.278	14.382	15.786	17.54
21	1.865	3.730	5.595	7.460	9.325	11.190	13.055	14.920	16.875	18.65
22	1.983	3.966	5.949	7.932	9.955	11.898	13.801	15.864	17.874	19.83
23	2.107	4.214	6.321	8.428	10.535	12.662	14.749	16.856	18.963	21.07
24	2.238	4.476	6.714	8.952	11.190	13.428	15.666	17.904	20.142	22.30
25	2.376	4.752	7.128	9.504	11.800	14.256	16.632	19.000	21.384	23.76
26	2.521	5.042	7.563	10.084	12.605	15.126	17.647	20.160	22.689	25.21
27	2.674	5.348	8.022	10.696	13.370	16.044	18.718	21.392	24.066	26.74
28	2.835	5.670	8.505	11.340	14.175	17.010	19.845	22.680	25.515	28.35
29	3.004	6.008	9.012	12.016	15.020	18.024	21.026	24.032	27.036	30.04
30	3.182	6.364	9.546	12.728	15.910	19.092	22.274	25.456	28.638	31.82
31	3.370	6.740	10.110	13.480	16.850	20.220	23.590	26.960	30.330	33.70
32	3.556	7.132	10.698	14.264	17.830	21.396	24.962	28.528	32.094	35.66
33	3.773	7.546	11.319	15.092	18.865	22.638	26.411	30.184	33.957	37.73
34	3.990	7.980	11.970	15.960	19.950	23.940	27.930	31.920	35.910	39.90
35	4.219	8.436	12.654	16.872	21.090	25.300	29.526	33.744	37.962	42.10
36	4.456	8.912	13.368	17.824	22.280	26.736	31.192	35.648	40.104	44.56
37	4.707	9.414	14.121	18.828	23.535	28.242	32.949	37.656	42.363	47.07
38	4.969	9.938	14.907	19.876	24.845	29.814	34.783	39.732	44.721	49.69
39	5.244	10.488	15.732	20.976	26.220	31.664	36.788	41.952	47.156	52.44
40	5.532	11.064	16.596	22.128	27.660	33.192	38.724	44.256	49.788	55.32

En esta tabla, t es la temperatura en grados centígrados

Ps es la presión de saturación del vapor de agua a la temperatura considerada, en milímetros de columna de mercurio.

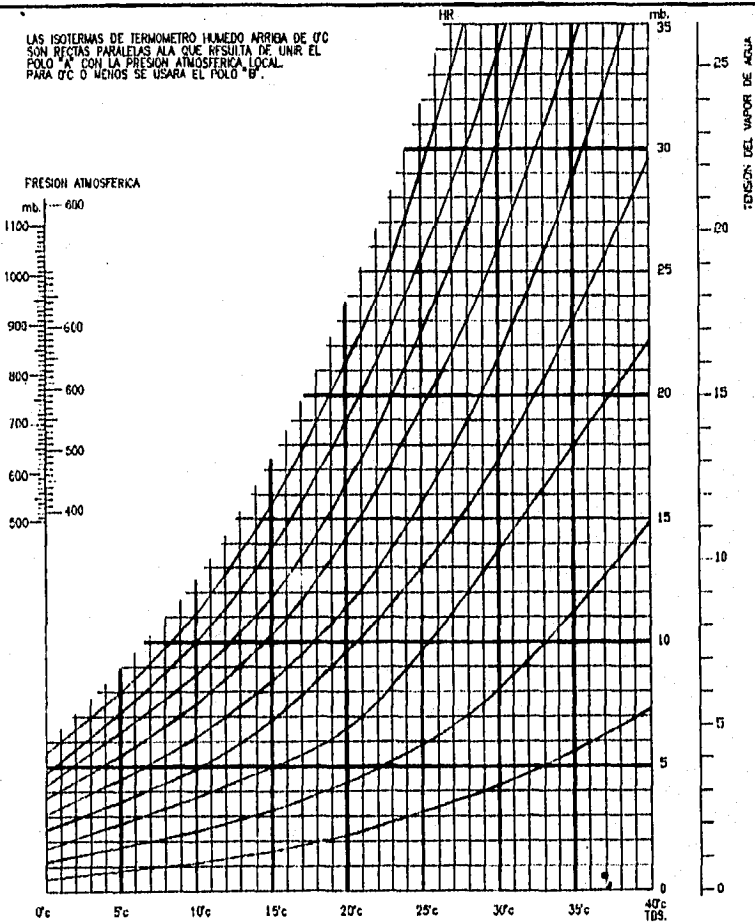
NOTA: Elaborada por Ing. Manuel A. de Arroyo Ferrer

AMERIC. A.C.		NORMA	AA-004-94-000
ESPECIFICACIÓN:		FECHA	DICIEMBRE 94
ACOT:	SIN	FECHA ANTERIOR DE LA NORMA	1982
ESQ:	SIN		

NORMA GENERAL DEL DIAGRAMA PSICOMETRICO PARA CUALQUIER ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR

D I A G R A M A

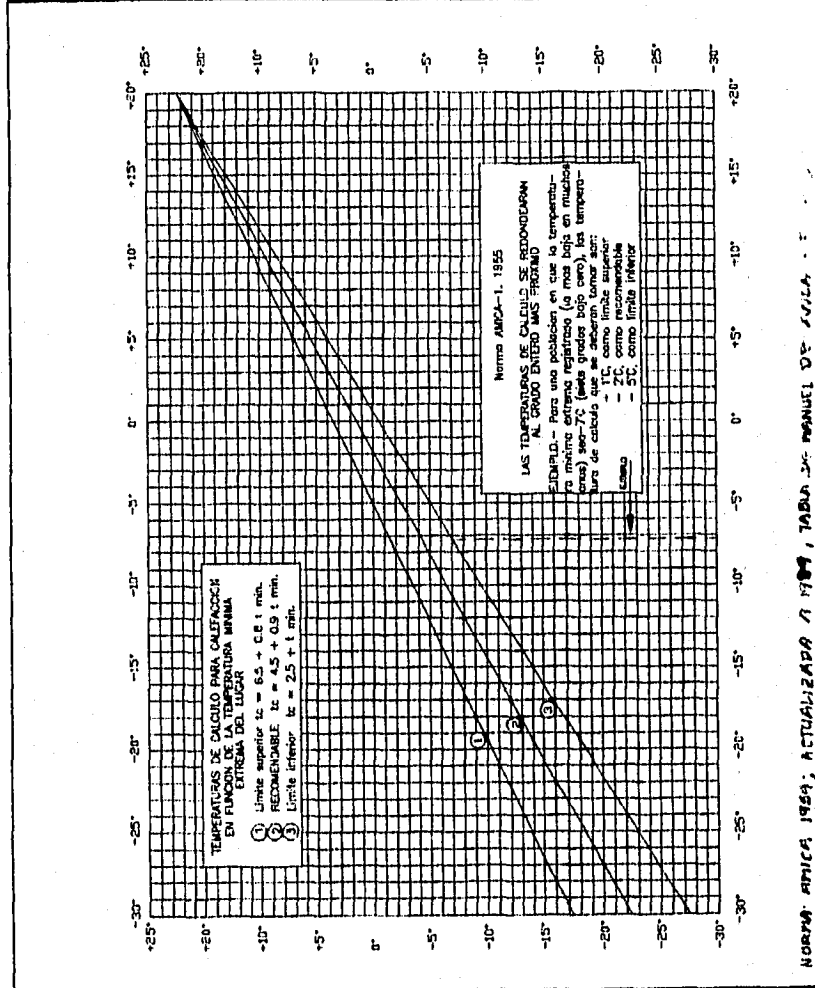
LAS ISOTERMAS DE TERMOMETRO HUMEDO ARRIBA DE 0°C SON RECTAS PARALELAS A LA QUE RESULTA DE UNIR EL POLO "A" CON LA PRESION ATMOSFERICA LOCAL. PARA 0°C O MENOS SE USARA EL POLO "B".



NOTA: DIAGRAMA PSICOMETRICO ELABORADO POR EL ING. MANUEL DE ANDA Y FLORES

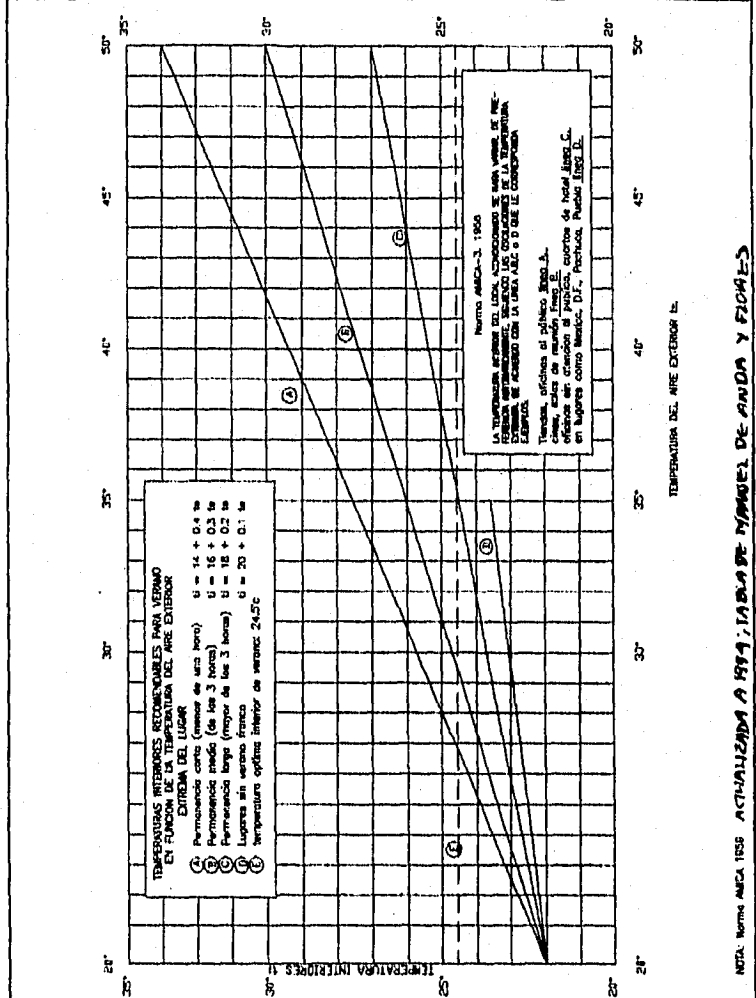
TEMPERATURAS

AMERIC. A.C. ESPECIFICACION: ACOTI: SIN ESCI: SIN	NORMAS DE SELECCION DE TEMPERATURAS PARA PROYECTOS DE ACONDICIONAMIENTOS DE AIRE CONSIDERANDO LAS TEMPERATURAS EXTREMAS		NORMA AA-005-94-001
			FECHA DICIEMBRE 84
			FECHA ANTERIOR DE LA NORMA 1958



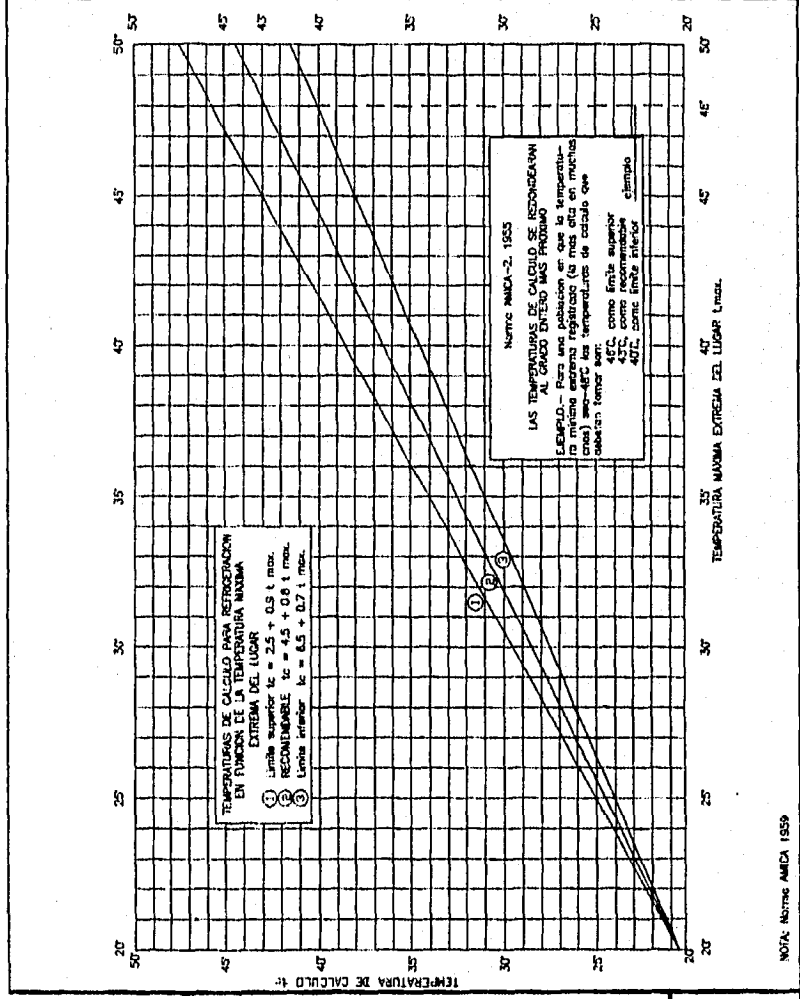
NORMAS AMCA 1955, ACTUALIZADA A 1984, TABLA 300, MANUAL DE A/C

AMERIC. A.C.		NORMAS DE SELECCION DE TEMPERATURAS PARA PROYECTOS DE ACONDICIONAMIENTOS DE AIRE CONSIDERANDO LAS TEMPERATURAS EXTREMAS	NORMA	
ESPECIFICACION:			AA-005-94-002	
ACOTI:	SIN		FECHA	DICIEMBRE 94
ESQ:	SIN		FECHA ADOPTION DE LA NORMA	1959



NOTA: Norma AMCA 1950 ACTUALIZADA A 1994; TABLA DE NOMBRES DE ANIDA Y FICHA-3

AMERIC. A.C.		NORMAS DE SELECCION DE TEMPERATURAS PARA PROYECTOS DE ACONDICIONAMIENTOS DE AIRE CONSIDERANDO LAS TEMPERATURAS EXTREMAS	NORMA	
ESPECIFICACION:			AA-005-94-003	
ACOTI:	524		FECHA	DICIEMBRE 24
ESQ:	SIH		FECHA ANTERIOR DE LA NORMA	1959



AMERIC A.C.	NORMAS PARA CUANTIFICACION DE DUCTOS, LAMINA Y AISLAMIENTO PARA SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	NORMA	AA-001-84-000	
ESPECIFICACION		FECHA	DICIEMBRE-84	
ACOT:		BDI	FECHA ANTERIOR DE LA NORMA	
EN:		SIN		1983

Para determinar las cantidades de lámina y de aislamiento requeridas en las instalaciones de ductería para la condición de aire, aparte de las dimensiones de los ductos hay necesidad de conocer el peso unitario de las láminas de diversos calibres.

Aunque la selección de los calibres se basa frecuentemente en recomendaciones o normas norteamericanas, hay que hacer notar que en los Estados Unidos el Instituto Americano de Normas Nacionales establece en su norma ANSI 832.3 que los espesores de las láminas ya no se identifiquen por un número de calibre, sino por el grueso en milímetros. A ese respecto, ya en el Manual de Equipos de 1988 editado por la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire (ASHRAE) pueden verse en la página 1.2, tabla 1, los espesores en milímetros que sustituyen a los antiguos calibres del # 10 al # 28.

La Tabla mencionada indica, por ejemplo, que los calibres # 26, 24, 22, 20, 18 y 16 quedan sustituidos, para lámina negra, por espesores de 0.50, 0.60, 0.80, 1.0, 1.2 y 1.6, respectivamente, más 0.1 mm para lámina galvanizada, o sea 0.60 mm (4.83 kg/m²) en vez del # 26, 0.70 mm (5.63 kg/m²) en lugar del # 24, 0.90 mm (7.24 kg/m²) en vez del # 22, 1.1 mm (8.85 kg/m²) en lugar del # 20, 1.3 mm (10.46 kg/m²) a cambio del # 18 y 1.7 mm (13.68 kg/m²) en sustitución del # 16.

Los fabricantes mexicanos de lámina galvanizada especifican números de calibre con espesores y pesos unitarios menores que los norteamericanos, ya que incluyendo el zinc del galvanizado dan los pesos siguientes:

- w = 4.04 kg/m² para el # 26 con 0.508 mm de grueso
- w = 4.65 kg/m² para el # 24 con 0.584 mm de grueso
- w = 6.49 kg/m² para el # 22 con 0.813 mm de grueso
- w = 7.71 kg/m² para el # 20 con 0.970 mm de grueso
- w = 10.15 kg/m² para el # 18 con 1.27 mm de grueso
- w = 12.59 kg/m² para el # 16 con 1.57 mm de grueso

AMERIC, A.C., por su parte, ha establecido las NORMAS AMERIC NAM-001-AA-83, para cuantificación de lámina y aislamiento para conductos de aire rectangulares, fundándose en datos y mediciones de numerosos casos reales diferentes. La formulación de estas normas es, en efecto, el resultado de los análisis efectuados en la 1a y 2a mesas redondas para sistemas de cuantificación de lámina y aislamiento, estando presentes representantes de empresas instaladoras, del Sector Oficial, de fabricantes y de Técnicos dedicados a la especialidad, y es asimismo resultado, del estudio llevado a cabo durante varios años por el Comité Técnico del Sector Aire Acondicionado de Americ, coordinado por el Ing. MANUEL A. DE ANDA, Presidente de la Comisión Técnica de esta Asociación y el Ing. CARLOS M. GUTIERREZ ARANGO.

AMERIC A.C.	NORMAS PARA CUANTIFICACION DE DUCTOS, LAMINA Y AISLAMIENTO PARA SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	NORMA	AA 017-94-000
ESPECIFICACION		FECHA	DICIEMBRE-94
ACOT: SIN		FECHA ANTERIOR DE LA NORMA	
ESC: SIN			(94)

Las NORMAS AMERIC, para cuantificación de lámina y de aislamiento, consiste en aplicar las fórmulas que adelante se indican, para obtener kilogramos de lámina y metros cuadrados de aislamiento por cada metro lineal de ducto.

NAM-AA-006-94-000

- 1) Si el semiperímetro del ducto de lados (a) y (b) se dan en metros y es menor de 1.50 m, la cantidad de lámina requerida por cada metro lineal de ducto, incluyendo engargolados, zetas, grapas, cejas y cañuelas, es en kilogramos de lámina:

$$2.63875 \times (a+b) \times 1.12^u \times (1.30-0.01C) \times w = \text{kg/m}$$

$$\text{siendo } u = \frac{1.50 - (a+b)}{1.20} \text{ el exponente de } 1.12$$

(C) el número de calibre de la lámina y (w) el peso de la lámina de ese calibre en kilogramos por metro cuadrado, en caso de incluir desperdicios deberá agregarse el resultado de la fórmula entre un 5% y un 10%, según el grado de complejidad del diseño, a fin de cubrir desperdicios no aprovechables.

Así como por ejemplo, para ducto de 500 mm x 300 mm, el exponente de la fórmula es:

$$u = \frac{1.50 - (0.50 + 0.30)}{1.20} = \frac{7}{12}$$

y con lámina # 24 que pesa $w = 4.65 \text{ kg/m}^2$ se requeriran:

$2.63875 \times (0.50 + 0.30) \times 1.12^{7/12} \times (1.30 - 0.01 \times 24) \times 4.65 = 11.116 \text{ kg/m}$, más de un 5% a un 10%, lo que daría entre un 11.672 kg/m y 12.228 kg/m, según la complejidad del diseño.

- 2) Cuando el semiperímetro de un ducto rectangular es de 1.50 m o mayor, la cantidad de lámina en kilogramos por metro lineal de ducto de lados (a) y (b), con engargolados zetas, grapas, cejas y cañuelas, sin desperdicio no aprovechable es:
- $2.63875 \times (a+b) \times (1.30 - 0.01C) \times w = \text{kg/m}$, como, por ejemplo, si se tiene un ducto de 1200mm por 800 mm, con lámina # 22 que pesa 6.49 kg/m^2 , el resultado será:
- $2.63875 \times (1.2 + 0.8) \times (1.30 - 0.01 \times 22) \times 6.49 = 36.991 \text{ kg/m}$, más del 5% al 10%, o sea: de 38.841 a 40.690 kg/m, contando desperdicio no aprovechable, según la complejidad del diseño.

AMERIC A.C.		NORMAS PARA CUANTIFICACION DE DUCTOS, LAMINA Y AISLAMIENTO PARA SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	NORMA	AA 007-94-000
ESPECIFICACION			FECHA	DICIEMBRE-94
ACOT.	SIN		FECHA ANTERIOR DE LA NORMA	
ESC:	SIN			1983

- 3) Para obtener la cantidad de aislamiento, en metros cuadrados por metro lineal de ducto de semiperímetro $(a+b)$ dado en metros y espesor (e) del aislamiento, también en metros, la fórmula, con 12% de margen para recortes, o sea con factor 1.12, es:
 $(a+b+2e) \times 2.24 = m^2/m$, de tal manera que, para los ductos de los ejemplos (1) y (2), el aislamiento requerido será para el de 500 mm por 300 mm, con espesor de 25.4 mm:
 $(0.5 + 0.3 + 2 \times 0.0254) \times 2.24 = 1.9058 m^2/m$, y para el ducto de 1200 mm x 800 mm, suponiendo que tuviera aislamiento de 50.8 mm de espesor, el resultado sería:
 $(1.2 + 0.8 + 2 \times 0.0508) \times 2.24 = 4.7076 m^2/m$.

ECUACION PARA LA UTILIZACION DE PULGADAS

- 4) La lámina requerida, incluyendo engargolados, zatas, grapas, cejas y cañuelas, cuando el semiperímetro del ducto se da en pulgadas y es menor de 60" se obtiene mediante la fórmula:

$$0.06702425 (a''+b'') \times 1.12^u \times (1.30 - 0.01C) \times w = \text{kg/m}$$

siendo $u = \frac{60'' - (a'' + b'')}{48''}$ el exponente de 1.12 ,

(C) el número del calibre y (w) el peso en kilogramos por metro cuadrado de la lámina del calibre (C), debiendo agregarse de un 5% a un 10% para cubrir desperdicios no provechables, según el grado de complejidad del diseño. Si se toma, como un ejemplo, un ducto de 24" x 14" con lámina calibre # 24, que pesa 4.65 kg/m², al aplicar la fórmula se obtiene:

$0.06702425 (24 + 14) \times 1.12^{1/24} \times (1.30 - 0.01 \times 24) \times 4.65 = 13.223 \text{ kg/m}$, más de un 5% a un 10%, lo que daría entre 13.844 y 14.545 kilogramos por metro lineal, según la complejidad del diseño.

- 5) Si el semiperímetro de un ducto rectangular es de 60" o más, la fórmula, sin desperdicio no aprovechable pero con engargolados, zatas, grapas, cejas y cañuelas, es:
 $0.06702425 \times (a'' + b'') \times (1.30 - 0.01C) \times w = \text{kg/m}$, más de un 5% a un 10% por desperdicios no aprovechables, según la complejidad del diseño.

AMERIC A.C.		NORMAS DE ESPESORES Y PESOS DE LAMINA GALVANIZADA.	NORMA: AA-009-94-000
ESPECIFICACION:			FECHA: DICIEMBRE-94
ACOT:	SIN		FECHA DE LA NORMA ANTERIOR
ESC:	SIN		1983

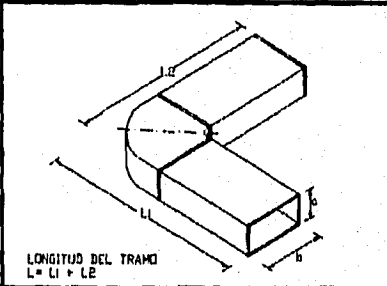
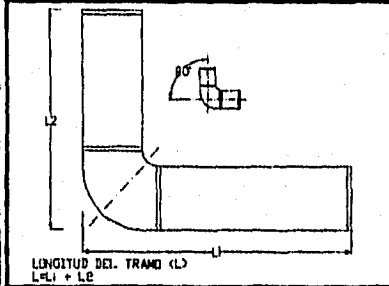
**DIMENSIONES Y PESOS DE LAMINA GALVANIZADA
PARA DUCTOS DE AIRE.**

* ESPESOR (mm) CALIBRE	ANCHO EN m.	PESO PROMEDIO Kg/m ²	PESO LAMINA PROMEDIO 2.44 m. LONG. Kg/m ²	PESO LAMINA PROMEDIO 3.05 m. LONG. Kg/m ²
1.55 (CAL. 16)	0.91	12.59	28.08	35.10
1.25 (CAL. 18)	0.91	10.14	22.63	28.29
0.96 (CAL. 20)	0.91	7.71	17.19	21.49
0.81 (CAL. 22)	0.91	6.48	14.46	18.07
0.60 (CAL. 24)	0.91	4.65	10.38	12.97
0.50 (CAL. 26)	0.91	4.05	9.03	11.29

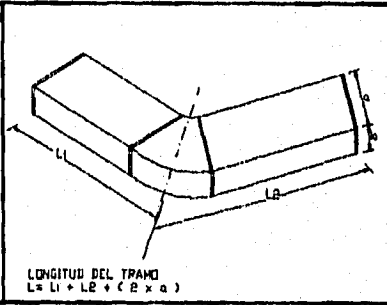
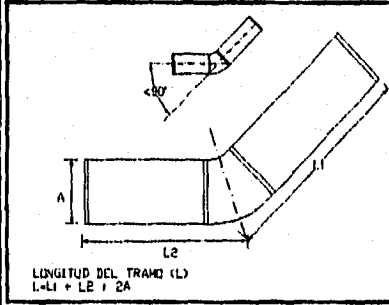
* PROMEDIO DEL ESPESOR SEGUN EL FABRICANTE EN MEXICO.

AMERIC. A.C. ESPECIFICACION: ACOY: SIN ESC: SIN	NORMA PARA LA MEDICION DE DUCTOS DE LAMINA DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	NORMA AA-009-94-000
		FECHA DICIEMBRE-94
		FECHA ANTERIOR DE LA NORMA DICIEMBRE-94

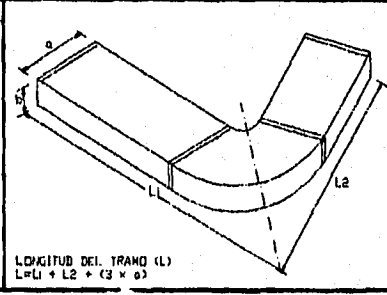
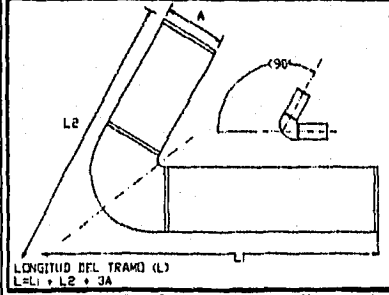
1.1 - CODOS DE 90°



1.2 - CODOS DE MENOS 90°

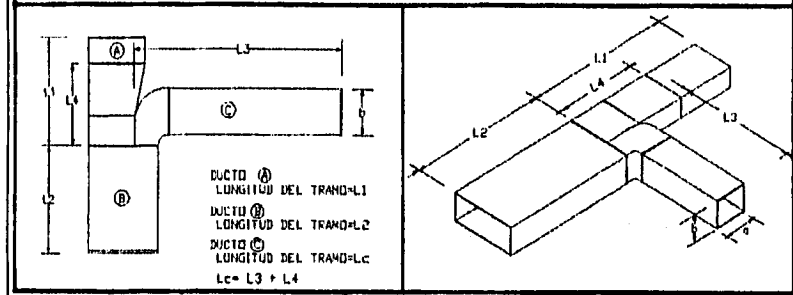


1.3 - CODOS DE MAS 90°

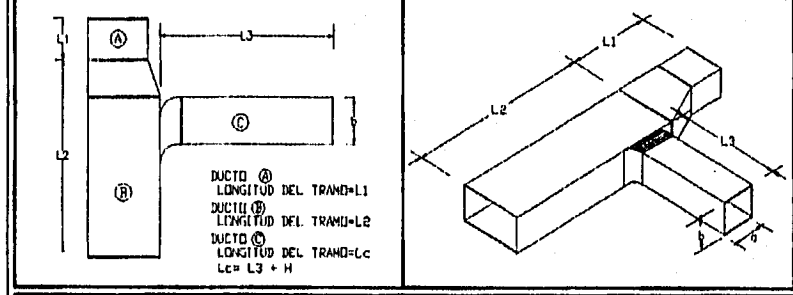


AMERIC. A.C.	NORMA PARA LA MEDICION DE DUCTOS DE LAMINA DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	NORMA AA-002-94-000
ESPECIFICACION:		FECHA DICIEMBRE-94
ACOT: SIN		FECHA ANTERIOR DE LA NORMA DICIEMBRE-94
EBO: 9IN		

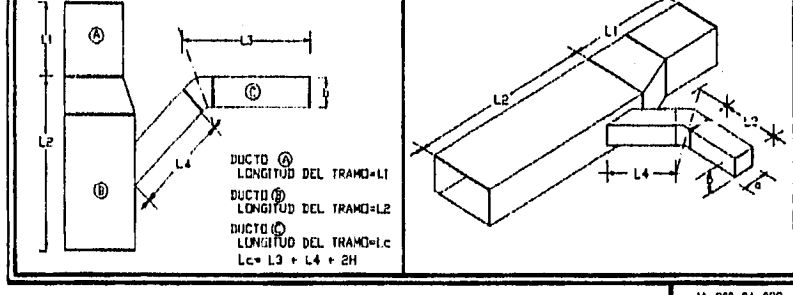
2.1 - DERIVACION STANDARD



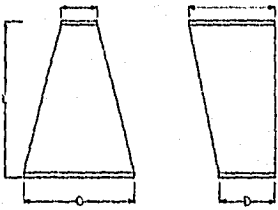
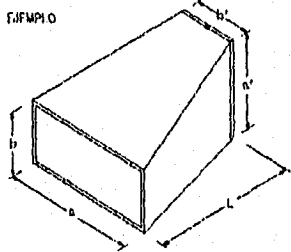
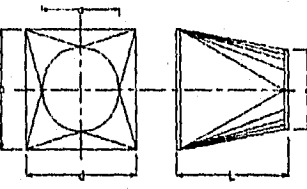
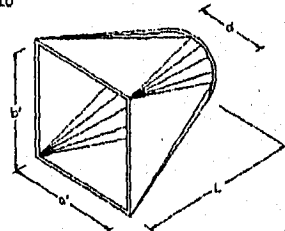
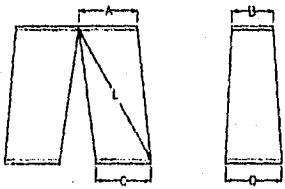
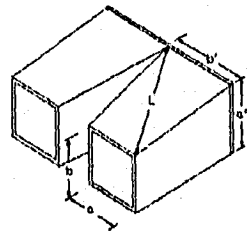
2.2 - DERIVACION CORTA



2.3 - DERIVACION A 45°



AMERIC. A.C.		NORMA PARA LA MEDICION DE DUCTOS DE LAMINA DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE		NORMLA AA-008-94-000
ESPECIFICACION:		FECHA DICIEMBRE-94		FECHA ANTERIOR DE LA NORMA DICIEMBRE-94
ACOT.	SIN			
ESC.	NIN			

<p>RECTANGULAR A RECTANGULAR</p>  <p>LONGITUD DEL TRAMO=L DIMENSION PRACTICA* DEL DUCTO BxC (LOS 2 LADOS MAYORES) * DIMENSION PARA CALCULO DEL PESO (Kg/m)</p>	<p>EJEMPLO</p>  <p>LONGITUD DEL TRAMO=L DIMENSION DEL DUCTO = C x F</p>
<p>RECTANGULAR A REDONDO</p>  <p>LONGITUD DEL TRAMO=1.5 x L DIMENSION DEL DUCTO = AxB</p>	<p>EJEMPLO</p>  <p>LONGITUD DEL TRAMO=1.5 x L DIMENSION DEL DUCTO = AxD</p>
<p>PANTALONES</p>  <p>LONGITUD DEL TRAMO=2L DIMENSION PRACTICA DEL DUCTO = AxD (LOS 2 LADOS MAYORES)</p>	<p>EJEMPLO</p>  <p>LONGITUD DEL TRAMO = 2 x L DIMENSION DEL DUCTO = A x D</p>

AMERIC. A.C.		NORMAS PARA TEMPERATURAS INTERIORES EN FUNCION A LA TEMPERATURA EXTERIOR	NORMA	AA-006-94-000
ESPECIFICACION:			FECHA	DICIEMBRE 94
ACOT:	SIN		FECHA ANTERIOR DE LA NORMA	1990
ESC:	SIN			
A P E N D I C E				
DESCRIPCION DE LAS TABLAS DEL LAS NORMAS DE TEMPERATURAS DE LOS LUGARES DE LA REPUBLICA MEXICANA QUE A CONTINUACION SE PRESENTAN.				
NOTAS				
COLUMNA (1)	Lugar de la Republica.			
COLUMNA (2)	Posicion de Latitud Norte.			
COLUMNA (3)	Posicion de Latitud Oeste.			
COLUMNA (4)	Altura sobre el nivel del mar.			
COLUMNA (5)	Presión Barométrica en milibaros (milibars)			
	La presión atmosférica normal (standard barometric pressure) es de 1013.25 milibaros, equivalentes a 760 milímetros de mercurio o 29.921" Hg. un milibario equivale a 1000 dinas por centímetro cuadrado, o 0.75 mm. Hg.			
COLUMNA (6)	Presión Barométrica en mm. de columna de mercurio.			
COLUMNA (7)	Temperatura máxima extrema registrada en un periodo no menor de 15 años.			
COLUMNA (8)	Temperatura de bulbo seco de cálculo para verano (summer dry bulb desing temperature), fijado según norma AMERIC 2-1995.			
COLUMNA (9)	Temperatura de bulbo húmedo de cálculo (wet bulb desing temperature).			
COLUMNA (10)	Grados-día de refrigeración, estimados sobre 20°C. las poblaciones en que no apurecen grados-día, no tienen verano.			
				AA-006-94-000

AMERIC. A.C.	NORMAS PARA TEMPERATURAS INTERIORES EN FUNCION A LA TEMPERATURA EXTERIOR	NORMA	AA-008-94-000
		FECHA	DICIEMBRE 94
		FECHA ANTERIOR DE LA NORMA	1959
ESPECIFICACION:			
ADU:	SIN		
ESQ:	SIN		

A P E N D I C E

- COLUMNA (11)** Temperatura minima extrema registrada en periodo no menor de 15 anos.
- COLUMNA (12)** Temperatura seca de calculo para invierno (winter dry bulb desing temperature), fijada segun norma AMERIC. 1-1995.
- COLUMNA (13)** Grados-dia de calefaccion, estimados abajo de 17°C. poblaciones en que no aparecen grados-dia, no tienen invierno.

NOTA: Informacion actualizada de AMICA 1959. Estudios del Ing. Manuel De Anda y Flores.

AMERIC A.C.		NORMAS PARA TEMPERATURAS DE CALCULO EN LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DATOS GEOGRAFICOS MAS TEMPERATURAS EXTREMAS DE LOS DIFERENTES LUGARES DE LA REPUBLICA MEXICANA										NORMA: AA-005-64-000	
ESPECIFICACION:												FECHA: DICIEMBRE-94	
ACOT:	SIN											FECHA ANTERIOR DE LA NORMA: 1983	
ESC:	SIN												
LUGAR DE LA REPUBLICA	DATOS SITUACION					DATOS VERANO				DATOS INVIERNO			
	Posicion Latitud Norte	Geografica Longitud Oeste	Altura Sobre el Nivel del Mar	Presión Barométrica		Temp. Prom. Max.-Ext. °C	Temp. de Cálculo		Grados-Día Anuales °C	Temp. Prom. Min.-Ext. °C	Temp. de Cálculo °C	Grados-Día Anuales °C	
				mB	mm Hg		BS	SH					
AGUASCALIENTES													
Aguascalientes	21°53'	102°18'	1679	618	612	36.8	34	19	248	-4.7	0	330	
Rincon de Romo	22°14'	102°14'	1950	830	817	37.0	35	19	---	-7.0	-2	220	
BAJA CALIFORNIA NORTE													
Ensenada	31°52'	116°38'	13	1012	759	36.5	34	26	109	1.1	5	492	
Mexcala	32°29'	115°30'	1	1013	760	47.8	43	28	1660	-3.7	1	372	
Tijuana	32°29'	117°02'	28	1010	758	38.2	35	25	754	-3.3	2	556	
BAJA CALIFORNIA SUR													
La Paz	24°10'	110°07'	18	1011	759	38.0	36	27	1827	9.0	13	556	
Mulegé	28°53'	112°00'	33	1009	757	41.9	38	28	---	-5.0	0	630	
CAMPECHE													
Campeche	19°51'	90°32'	25	1010	758	38.9	36	26	2087	12.7	18	---	
Ciudad del Carmen	18°38'	91°49'	3	1013	760	41.0	37	26	2126	10.8	14	---	
Champotón	19°21'	90°43'	2	1013	760	47.0	42	28	---	7.0	10.5	---	
COAHUILA													
Monclova	26°55'	101°26'	586	948	711	42.0	36	24	1189	-7.8	-5	306	
Nueva Rosita	27°55'	101°17'	430	965	724	45.0	41	25	1539	-8.5	-3	481	
Piedras Negras	28°42'	100°31'	220	888	741	43.9	40	26	1547	-11.9	-6	479	
Saltillo	25°26'	101°00'	1609	842	832	38.0	35	22	208	-6.6	-4	523	
Torreón	25°32'	103°27'	1013	889	867	45.0	40	21	---	-10.0	-5	227	
COLIMA													
Colima	19°14'	103°45'	494	958	719	39.5	36	24	1663	8.5	12	---	
Manzanillo	19°04'	104°20'	3	1013	760	38.6	35	27	2229	12.1	15	---	
CHIAPAS													
Tehuacan	14°51'	92°16'	168	894	746	37.4	34	25	2081	12.8	16	---	
Tuxtla Gutierrez	15°45'	93°06'	536	953	715	36.5	35	26	1801	7.2	11	---	
Comitan	16°15'	92°17'	1635	839	830	36.2	33	20	---	-0.5	4	64	
CHIHUAHUA													
Chihuahua	28°38'	106°04'	1423	860	845	38.5	35	23	651	-11.5	-6	753	
Ciudad Juárez	31°44'	106°29'	1137	889	867	43	38	24	695	-10	-5.0	1289	
Opinaga	29°34'	104°25'	841	820	820	53.0	45	24	---	-12.0	-6.5	680	
Hidalgo del Parra	25°56'	103°39'	1852	838	828	34.2	32	20	---	-14.0	-8	730	

AA-006-94-000

A/140

AMERIC A.C.		NORMAS PARA TEMPERATURAS DE CALCULO EN LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DATOS GEOGRAFICOS MAS TEMPERATURAS EXTREMAS DE LOS DIFERENTES LUGARES DE LA REPUBLICA MEXICANA								NORMA: AA-005-94-000		
ESPECIFICACION:										FECHA		
ACOT: SN										DICIEMBRE-94		
ESC: SN										FECHA ANTERIOR DE LA NORMA		
										1983		
LUGAR DE LA REPUBLICA	DATOS SITUACION				DATOS VERANO				DATOS INVIERNO			
	Posicion Latitud Norte	Geografica Longitud Oeste	Altura Sobre el Nivel del Mar	Presion Barometrica mb mm Hg	Temp. Prom. Max.-Ext. °C	Temp. de Calculo		Grados-Da Anuales °C	Temp. Prom. Min.-Ext. °C	Temp. de Calculo °C	Grados-Da Anuales °C	
DISTRITO FEDERAL												
Cd. Mexico Chapultepec	19°25'	99°10'	2240	780	585	33.6	31	17	78	-4.8	0	647
Cd. Mexico Tacubaya	19°24'	99°12'	2339	776	582	32.8	30	17	—	-6.5	-1	660
Cd. Mexico Santa Fe	19°20'	99°14'	2400	775	575	32.0	30	17	62	-8.0	-2	580
Cd. Mexico Aeropuerto	19°23'	99°11'	2200	788	—	34.5	31	17	74	-4.0	0	630
DURANGO												
Durango	24°01'	104°40'	1866	814	610	35.6	34	17	100	-5.0	0	550
Ciudad Lerdo	22°30'	103°32'	1140	889	867	45.0	40	21	1082	-10.0	-5	227
Santiago Papasquero	22°32'	103°26'	1740	829	822	42.0	38	21	—	-14.0	-8	156
GUANAJUATO												
Celaya	20°32'	100°49'	1754	828	610	41.5	38	20	857	-4.5	0	136
Guanajuato	21°01'	101°15'	2037	801	601	33.8	31	18	46	0.1	5	245
Licon	21°07'	101°41'	1809	822	617	36.5	34	20	192	-2.5	2	176
Salamanca	20°13'	100°53'	1761	827	620	38.0	35	18	367	-2.0	3	40
Irapuato	20°40'	101°21'	1724	831	623	38.2	35	19	—	-1.5	3	—
GUERRERO												
Acapulco	16°50'	98°50'	3	1013	760	35.8	33	27	2613	15.8	0	19
Chilpancingo	17°33'	98°30'	1250	878	658	35.2	33	23	434	8.0	0	9
Tasco	18°33'	98°36'	1755	828	621	36.5	34	20	518	8.0	0	12
Atlix Zhuanepo	17°58'	101°48'	36	1009	757	44.0	40	27	—	11.5	14	—
HDALGO												
Actopan	20°06'	98°45'	2443	764	563	31.4	29	18	—	-5.8	-1	1007
Tulancingo	20°06'	98°22'	2181	787	580	34.7	32	19	12	-5.8	-1	649
Pachuca	20°08'	98°46'	2444	764	574	31.5	30	18	—	-6.0	-1	—
Saniquilpan	20°25'	99°13'	1745	829	622	41.0	37	19	—	-9.0	-1	—
JALISCO												
Guadalajara	20°41'	103°20'	1569	844	633	36.0	33	20	204	-3.7	1	164
Laguna de Moreno	21°22'	101°56'	1850	816	612	43.2	39	20	574	-3.2	2	162
Puerto Vallarta	20°37'	105°15'	2	1013	760	36.0	36	26	2080	11.0	14	—
Atlix	20°34'	104°04'	1235	879	860	39.6	36	24	—	1.0	5	—
MEXICO												
Texcoco	19°31'	98°52'	2218	784	588	34.0	32	19	175	-6.0	-1	500
Toluca	19°17'	99°35'	2675	743	557	26.8	25	17	—	-3.0	-2	1570
Ternancingo	19°02'	99°33'	2080	797	598	35.0	33	19	—	-6.0	-1	—

AA-005-94-000

A/141

AMERIC A.C.		NORMAS PARA TEMPERATURAS DE CALCULO EN LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DATOS GEOGRAFICOS MAS TEMPERATURAS EXTREMAS DE LOS DIFERENTES LUGARES DE LA REPUBLICA MEXICANA										NORMA: AA-006-94-000	
ESPECIFICACION:												FECHA	
ACOT: SIN												DICIEMBRE-94	
ESC: SIN												FECHA ANTERIOR DE LA NORMA 1983	
LUGAR DE LA REPUBLICA	DATOS SITUACION					DATOS VERANO				DATOS INVIERNO			
	Posicion Latitud Norte	Geografica Longitud Oeste	Altura Sobre el Nivel del Mar	Presion Barometrica		Temp.Prom. Max.-Est. °C	Temp. de Calculo		Grados-Dia Anuales	Temp.Prom. Min.-Est. °C	Temp. de Calculo °C	Grados-Dia Anuales °C	
			m	mb	mm Hg		BS	BH					
MICHUACAN													
Apatzingan	19°05'	102°15'	682	837	703	43.0	39	25	3013	11.5	15	270	
Morelia	18°42'	101°07'	1823	812	688	31.3	30	19	165	1.6	6	270	
Zamora	19°59'	102°18'	1633	840	630	37.5	35	20	320	-0.2	4	25	
Zacapu	19°45'	101°45'	2000	840	603	34.8	32	19	168	-6.0	-1	675	
La Piedad	20°20'	102°01'	1775	826	619	37.0	34	20	---	-3.0	2	---	
Uruapan	19°25'	101°58'	1811	842	631	36.5	34	20	---	-0.5	4	---	
MORELOS													
Cuautla	18°48'	98°37'	1291	874	655	47.4	42	22	625	5.3	6	---	
Cuernavaca	18°55'	99°14'	1536	848	637	32.6	31	20	250	6.9	11	---	
Puerto de Ixtla	18°37'	99°10'	900	814	686	42.0	38	22	---	---	---	---	
NAYARIT													
San Blas	21°32'	105°19'	7	1013	760	36.0	33	26	1452	7.3	11	---	
Tepic	21°31'	104°53'	918	912	684	38.9	36	26	650	1.9	6	---	
Acaponeta	22°30'	105°23'	25	1010	758	40.0	37	27	---	---	---	---	
NUEVO LEON													
Monterrey	25°12'	99°30'	432	865	724	42.8	39	25	1858	0.5	5	---	
Monterrey	25°40'	100°18'	534	854	715	41.5	38	26	1181	-5.4	0	173	
Lampazos	27°02'	100°31'	340	975	731	41.5	38	25	---	-10.5	-5	---	
OAXACA													
Oaxaca	17°04'	98°42'	1563	846	636	38.0	35	22	290	2.4	7	---	
Salina Cruz	16°12'	95°12'	56	1007	755	36.6	34	26	2403	16.0	19	---	
Huajuapán de Leon	17°48'	97°47'	1597	843	632	42.0	38	22	---	-5.0	0	---	
Pochutla	15°44'	96°38'	1163	895	746	40.0	37	27	---	---	---	---	
PUEBLA													
Puebla	19°02'	98°11'	2150	790	693	30.8	29	17	144	-1.5	3	418	
Tehuacan	18°18'	97°23'	1676	835	627	37.0	34	20	196	-5.0	0	80	
Tehuacan	19°48'	97°21'	1990	805	604	39.0	36	22	---	-4.2	0	---	
Huechunango	20°10'	98°03'	1600	843	632	40.5	37	21	---	-3.0	2	---	

AA-006-94-000

AMERIC A.C.		NORMAS PARA TEMPERATURAS DE CALCULO EN LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DATOS GEOGRAFICOS MAS TEMPERATURAS EXTREMAS DE LOS DIFERENTES LUGARES DE LA REPUBLICA MEXICANA								NORMA: AA-006-84-000		
ESPECIFICACION:										FECHA		
ACOT: SIN										DICIEMBRE-84		
ESC: SIN										FECHA ANTERIOR DE LA NORMA		
										1983		
LUGAR DE LA REPUBLICA	DATOS SITUACION					DATOS VERANO				DATOS INVIERNO		
	Posicion Latitud Norte	Geografica Longitud Oeste	Altura Sobre el Nivel del Mar	Presion Barometrica		Temp. Prom. Max.-Ext. °C	Temp. de Calculo		Grados-Dia Anuales °C	Temp. Prom. Min.-Ext. °C	Temp. de Calculo °C	Grados-Dia Anuales °C
				mb	mm Hg		DS	BH				
QUERETARO												
Queretaro	22°36'	100°23'	1842	819	614	36.2	33	21	159	-4.9	0	248
San Juan del Rio	20°23'	100°00'	1800	815	610	35.2	32	21	---	-4.9	0	---
SAN LUIS POTOSI												
San Luis Potosi	22°09'	100°58'	1877	816	612	37.3	34	18	85	-2.7	2	345
Matehuala	23°36'	100°39'	1537	848	632	39.8	36	22	---	-10.0	-5	---
Rio Verde	21°56'	99°59'	987	805	670	41.4	38	24	---	-5.4	-1	---
SINALOA												
Culiacan	24°48'	107°24'	53	1007	735	40.9	37	27	1659	31.1	7	---
Mazatlan	23°11'	106°25'	78	1004	753	33.4	31	26	1373	11.2	14	---
Topolcaino	25°38'	109°03'	3	1013	760	41.1	37	27	1754	8.0	12	---
El Fuerte	25°25'	108°38'	115	1000	750	47.3	42	29	---	-4.5	1	---
Guamuchi	25°27'	108°05'	43	1008	758	43.0	39	27	---	-3.0	2	---
SONORA												
Guaymas	27°53'	110°53'	4	1013	760	47.0	42	27	1809	7.0	11	---
Hermosillo	29°05'	110°58'	211	989	742	45.0	41	29	1875	2.0	8	84
Nochistlan	30°21'	110°58'	1117	885	684	41	37	26	655	-2.5	0	979
Ciudad Obregon	27°29'	109°05'	40	1009	757	48.0	43	29	2443	-1.1	4	---
Altamira	30°44'	111°46'	387	989	728	47.0	42	28	---	-1.0	4	---
Navojoa	27°07'	108°28'	38	1008	757	46.0	41	28	---	-1.0	4	---
TABASCO												
Villahermosa	17°56'	82°05'	10	1012	759	41.0	37	26	2208	12.2	15	---
Ahuacatlan	18°32'	82°08'	2	1013	760	44.5	40	28	---	14.0	16	---
Otras Ciudades	17°33'	82°07'	60	1004	753	41.0	37	26	---	11.0	14	---
VERACRUZ												
Jalapa	18°32'	89°25'	1360	863	647	34.6	32	21	245	2.2	5	205
Pozos Ricos	20°33'	97°26'	150	995	746	40.0	37	27	---	0.5	4	---
Orizaba	18°51'	97°05'	1246	878	650	37.0	34	21	194	1.5	6	134
Veracruz	19°12'	96°08'	16	1011	756	35.6	33	27	1763	9.6	13	---
Coxcatlan	18°09'	94°24'	14	1012	759	41.0	37	28	---	10.0	13.5	---
Tuxtla	20°57'	97°24'	15	1013	760	40.4	37	27	---	8.0	5.5	---

AA-006-84-000

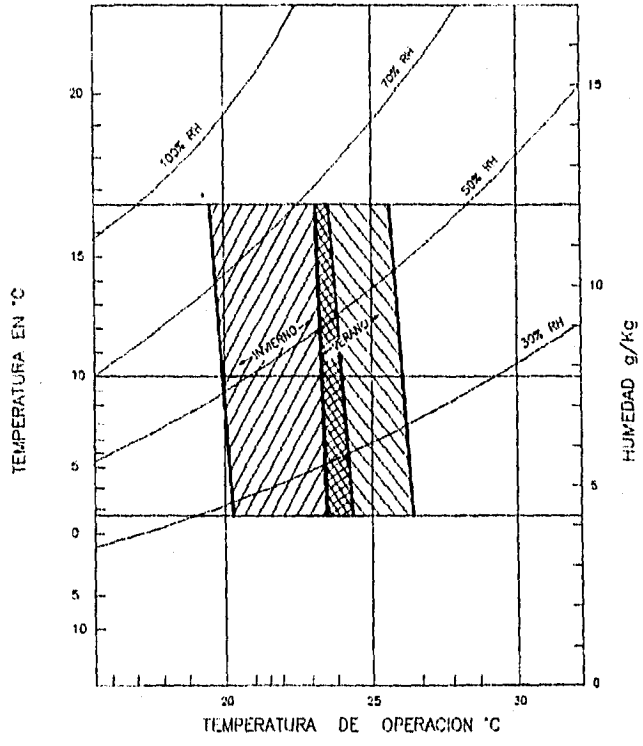
A/143

AMERIC A.C.		NORMAS PARA TEMPERATURAS DE CALCULO EN LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DATOS GEOGRAFICOS MAS TEMPERATURAS EXTREMAS DE LOS DIFERENTES LUGARES DE LA REPUBLICA MEXICANA	NORMA: AA-006-94-000
ESPECIFICACION:			FECHA
ACOT: SIN			DICIEMBRE 94
ESC: SIN			FECHA ANTERIOR DE LA NORMA 1963

LUGAR DE LA REPUBLICA	DATOS SITUACION					DATOS VERANO				DATOS INVIERNO		
	Posicion Latitud Norte	Geográfica Longitud Oeste	Altura Sobre el Nivel del Mar	Presión Barométrica		Temp. Prom. Max.-Ext. °C	Temp. de Cálculo		Grados-Día Anuales °C	Temp. Prom. Min.-Ext. °C	Temp. de Cálculo °C	Grados-Día Anuales °C
				mb	mm Hg		BS	BT				
YUCATAN												
Mérida	20°58'	89°38'	22	1011	758	41.0	37	27	2145	11.6	15	
Progreso	21°17'	89°40'	14	1012	759	38.8	36	27	1908	13.0	16	
Valladolid	20°41'	88°13'	22	1011	758	40.0	37	27	—	11.6	15	
ZACATECAS												
Fresnillo	23°10'	102°53'	2250	781	585	39.0	36	19	235	-4.5	0	794
Zacatecas	22°47'	102°34'	2512	764	561	29.0	28	17	—	-7.5	-2	1363
Sombrierete	23°39'	103°37'	2350	772	579	36.5	34	18	—	-9.0	-4	
QUINTANA ROO												
Cozumel	20°31'	86°57'	3	1013	760	35.8	33	27	1969	10.3	14	
Chetumal	18°30'	88°20'	4	1013	760	37	34	27	2120	9.5	13	
San Cun	19°35'	88°22'	3	1013	760	37	33	27	2010	6.5	12	
Playa del Carmen	19°10'	86°15'	3	1013	760	38	34	27	2050	10	14	
TAMAULIPAS												
Matamoros	25°32'	87°20'	12	1012	759	39.3	37	26	1815	1.6	4.3	47
Nuevo Laredo	27°29'	99°30'	140	967	748	45.0	41	32	2342	-7.0	-2	118
Tempico	22°12'	97°01'	18	1011	738	35.3	36	26	1635	-2.5	2	
Ciudad Victoria	23°44'	99°08'	221	977	733	41.7	36	26	1397	-2.3	2	67
Reynosa	22°46'	98°12'	25	1010	758	45.0	41	28	—	-7.7	-3	
TLAXCALA												
Tlaxcala	19°22'	98°15'	2252	781	686	29.4	28	17	34	-1.4	3	512

AA-006-94-000

AMERIC. A.C.	NORMA PARA LA MEDICION DE DUCTOS DE LAMINA DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE		TITULO	AA-009-84-000
			FECHA	DICIEMBRE-84
			FECHA ANTERIOR DE LA NORMA	DICIEMBRE-84
			ESPECIFICACION:	
ACDI:	SIN			
FSC:	SIN			



RANGOS ACEPTABLES DE TEMPERATURA Y HUMEDAD

**VELOCIDADES
Y
PRESIONES**

AMERIC. A.C.	NORMAS PARA VELOCIDADES Y PRESIONES EN DUCTOS PARA ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	NORMA D
ESPECIFICACION:		FECHA DICIEMBRE 94
ACOT:		FECHA ANTERIOR DE LA NORMA
ESC:		DICIEMBRE 94

CLASIFICACION DE DUCTOS

DUCTOS STANDARD	CLASIFICACION DE DUCTO	PRESION MEDIA ESTATICA	PRESION	CLASIFICACION	VELOCIDAD MAXIMA
ALTA PRESION	ALTA PRESION	2,500 Pa (10 in)	POSITIVA	A	10 m/s (2000 FPM)
	MEDIA PRESION	1,500 Pa (6 in)	POSITIVA	A	10 m/s (2000 FPM)
	MEDIA PRESION	1,000 Pa (4 in)	POSITIVA	A	10 m/s (2000 FPM)
	MEDIA PRESION	750 Pa (3 in)	POSITIVA O NEGATIVA	A	20 m/s (4000 FPM)
BAJA PRESION	BAJA PRESION	500 Pa (2 in)	POSITIVA O NEGATIVA	B	12 m/s (2500 FPM)
	BAJA PRESION	250 Pa (1 in)	POSITIVA O NEGATIVA	C	12 m/s (2500 FPM)
	BAJA PRESION	125 Pa (1/2 in)	POSITIVA O NEGATIVA	D	10 m/s (2000 FPM)



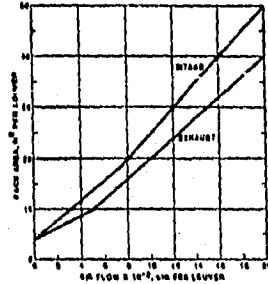
Typical and Recommended Air Velocities

The typical and the recommended range of duct design air velocities are contained in the following tables.

Typical Design Air Velocities

Air Path Element	Face Velocities (FPM)	
Outdoor Air Intake*	400 (7000 cfm and greater)**	
Exhaust*	500 (5000 cfm and greater)**	
Throw-Away Filter	200-800***	
Heating Coil (Steam or Hot Water)	400-500 (200 Min., 1500 Max.)	
Cooling Coil	500-800	
Return Grille Above Occupied Zone	800 up	Note: Lower grille velocities contribute to lower sound levels and a reduced fan horsepower requirement.
Return Grille Within Zone Not Near Seats	600-800	
Return Grille Within Zone Near Seats	400-600	
Return Grille In Door or Wall Louvers	200-300	
Return Through Undercutting of Door	200-300	

*These velocities are for the lower net free area; the remaining velocities in the table are for total face area.
 **For lesser air volumes, determine the velocities using the chart below.
 ***200 fpm typical upper limit for most inexpensive throw-away filters.



Reprinted by permission of the American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers from the 1988 ASHRAE Handbook - Fundamentals.

Note: For each round duct dimension indicated on the Ductulator® "Round Duct Diameter" scale, equivalent rectangular duct dimensions, that produce equal friction losses for equal lengths of round and rectangular duct and equal flow rates (cfm), can be obtained from the "Rectangular Duct Dimensions" scale. While the friction loss of the equivalent rectangular duct equals that of the round duct, the air velocities within the rectangular ducts of various aspect ratios will differ and each will be less than that indicated on the "Velocity - Fpm" scale for the round duct. The velocity must be calculated manually for each individual rectangular duct selection, using the equation:

$$\text{Velocity (Fpm)} = \frac{\text{Air Quantity (Cfm)}}{\text{Duct Cross-Sectional Area (Ft}^2\text{)}}$$

Recommended And Maximum Duct Velocities (FPM)

Duct Type	Recommended Velocities				Maximum Velocities			
	Residences	Theaters, Libraries	Office Bldgs.	Industrial Bldgs.	Residences	Theaters, Libraries	Office Bldgs.	Industrial Bldgs.
Main Duct Rectangular	700	1000	2200	3000	800	1800	2500	3500
	900	1200	2400	4000	1200	2100	3200	6500
Branch Duct Rectangular	600	600	1600	2500	700	800	2000	3000
	800	800	2000	3000	1000	1000	2500	4000

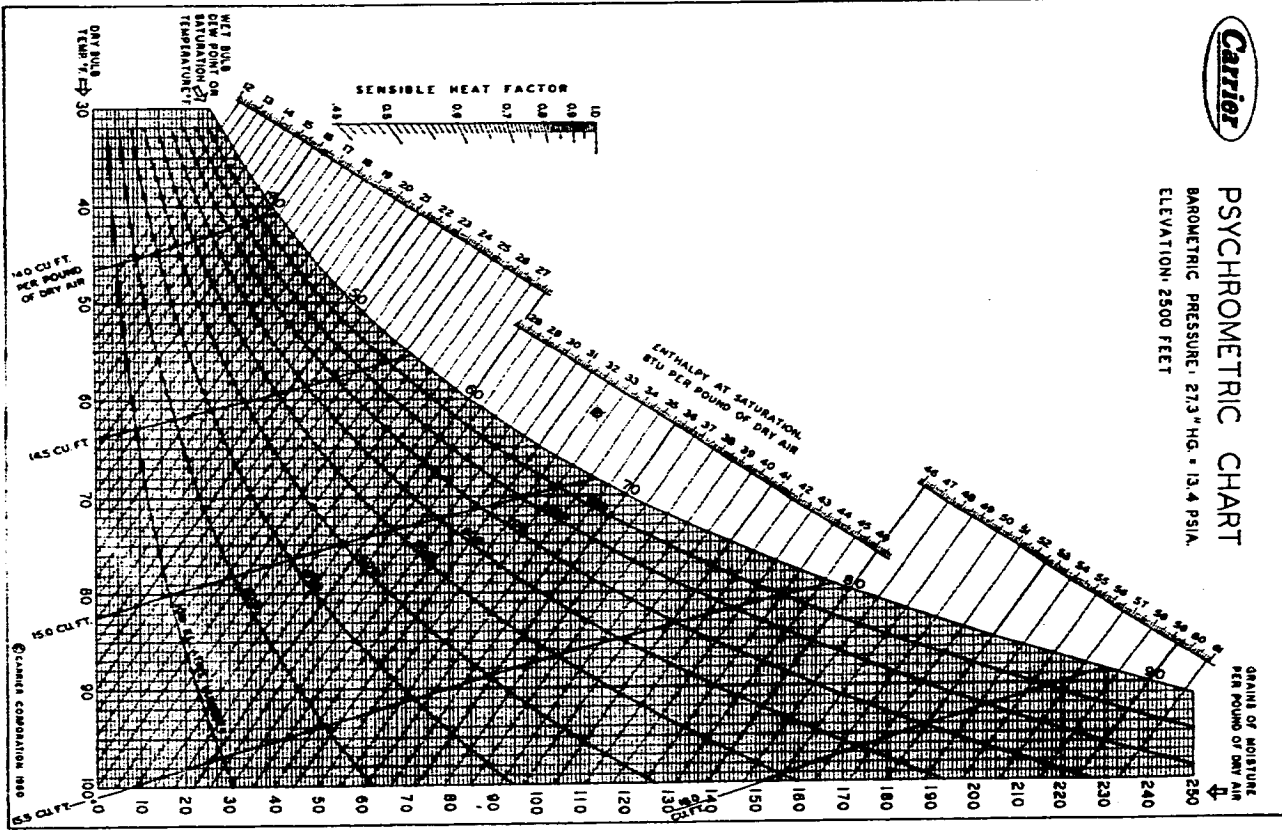
The duct velocity ranges shown provide preliminary duct sizing information for four categories of buildings. From experience, the recommended range of velocities, along with good duct design practice, generally produces sound levels

within the occupied spaces that are considered acceptably quiet for each of the 4 types of applications. The maximum velocities should be observed when the duct size must be reduced to pass through a space restricted area.



PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE: 27.3" HG. • 13.4 PSIA.
ELEVATION: 2500 FEET



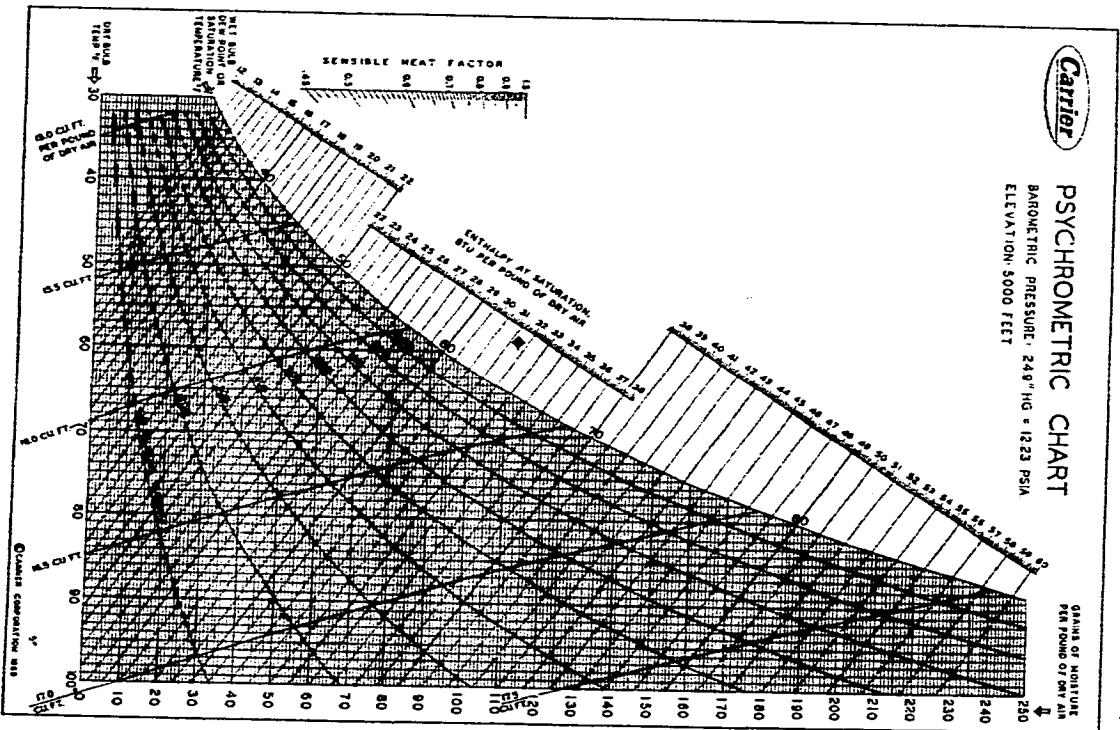
A/1A9



PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE: 24.9" HG = 12.23 PSIA
ELEVATION: 5000 FEET

GRAINS OF MOISTURE
PER POUND OF DRY AIR



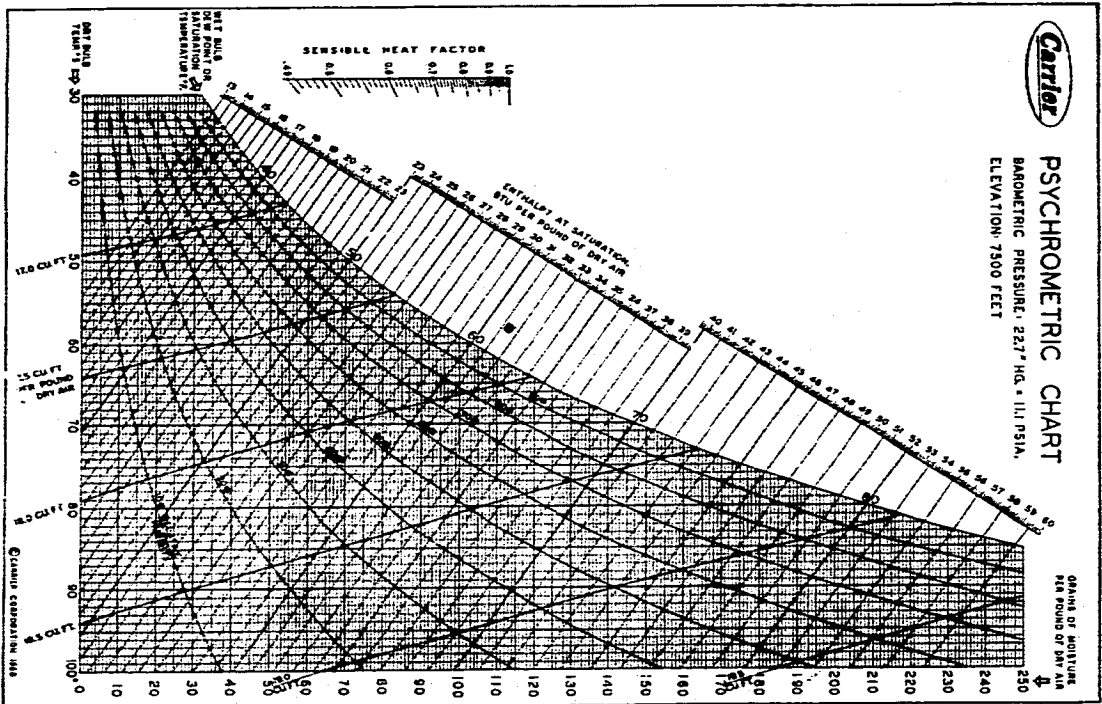
A/130

A-18



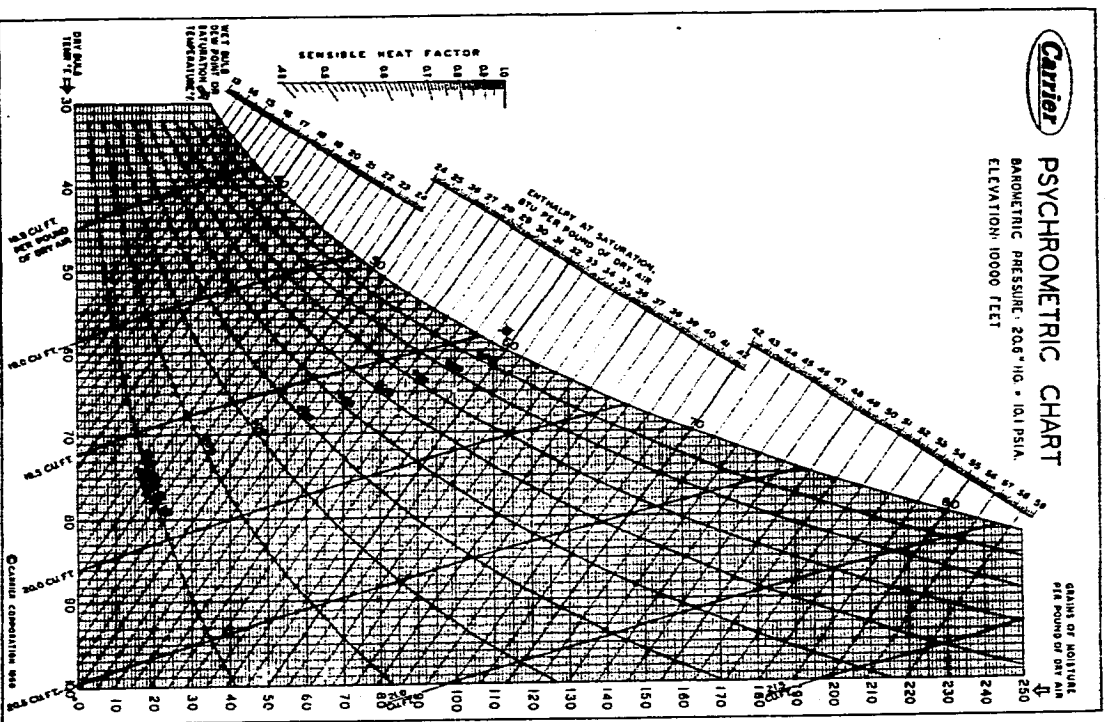
PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE: 22.7" HG. = 1.11 PSIA.
ELEVATION: 7500 FEET



M/151

A/152



A-30



PSYCHROMETRIC CHART

LOW TEMPERATURES

Barometric Pressure 29.92 in. Hg

ADDITIVE CORRECTIONS FOR W, h, AND v WHEN BAROMETRIC PRESSURE DIFFERS FROM STANDARD BAROMETER

Wet Bulb Temp. t_w	Sat. Vapor Press. P_s	APPROXIMATE ALTITUDE IN FEET															
		500		1000		1500		2000		2500		3000		3500		4000	
		$\Delta P = +1$	$\Delta P = -1$	$\Delta P = +1$	$\Delta P = -1$	$\Delta P = +1$	$\Delta P = -1$	$\Delta P = +1$	$\Delta P = -1$	$\Delta P = +1$	$\Delta P = -1$	$\Delta P = +1$	$\Delta P = -1$	$\Delta P = +1$	$\Delta P = -1$		
20	0.013	-0.04	-0.01	0.06	0.01	0.13	0.02	0.20	0.03	0.28	0.04	0.36	0.05	0.47	0.07	0.57	
15	0.014	-0.07	-0.01	0.07	0.01	0.14	0.02	0.22	0.03	0.32	0.04	0.41	0.05	0.52	0.07	0.62	
10	0.016	-0.09	-0.01	0.08	0.01	0.16	0.02	0.26	0.04	0.36	0.05	0.45	0.06	0.53	0.08	0.65	
5	0.018	-0.11	-0.01	0.09	0.01	0.18	0.02	0.30	0.04	0.43	0.06	0.52	0.07	0.61	0.10	0.73	
0	0.020	-0.13	-0.01	0.10	0.01	0.21	0.02	0.35	0.05	0.48	0.07	0.58	0.09	0.72	0.14	0.87	
-5	0.022	-0.15	-0.02	0.11	0.02	0.23	0.03	0.40	0.06	0.55	0.08	0.64	0.10	0.81	0.19	1.02	
-10	0.025	-0.17	-0.03	0.12	0.03	0.25	0.04	0.46	0.07	0.62	0.10	0.73	0.13	0.93	0.26	1.19	
-15	0.028	-0.19	-0.04	0.13	0.04	0.28	0.05	0.53	0.09	0.71	0.13	0.84	0.17	1.07	0.36	1.38	
-20	0.031	-0.21	-0.05	0.14	0.05	0.31	0.06	0.61	0.11	0.81	0.16	0.97	0.22	1.23	0.49	1.59	
-25	0.034	-0.23	-0.06	0.15	0.06	0.34	0.07	0.70	0.13	0.93	0.20	1.11	0.28	1.41	0.65	1.83	
-30	0.037	-0.25	-0.07	0.16	0.07	0.37	0.08	0.80	0.15	1.06	0.25	1.27	0.36	1.61	0.84	2.10	
-35	0.040	-0.27	-0.08	0.17	0.08	0.40	0.09	0.91	0.18	1.21	0.31	1.45	0.45	1.83	1.07	2.40	
-40	0.043	-0.29	-0.09	0.18	0.09	0.43	0.10	1.03	0.21	1.36	0.38	1.65	0.56	2.07	1.34	2.73	
-45	0.046	-0.31	-0.10	0.19	0.10	0.46	0.11	1.16	0.25	1.52	0.46	1.88	0.69	2.33	1.66	3.10	
-50	0.049	-0.33	-0.11	0.20	0.11	0.49	0.12	1.30	0.30	1.69	0.56	2.14	0.84	2.62	2.03	3.51	
-55	0.052	-0.35	-0.12	0.21	0.12	0.52	0.13	1.45	0.35	1.88	0.68	2.43	1.01	2.94	2.46	3.97	
-60	0.055	-0.37	-0.13	0.22	0.13	0.55	0.14	1.61	0.41	2.09	0.82	2.75	1.20	3.29	2.96	4.48	
-65	0.058	-0.39	-0.14	0.23	0.14	0.58	0.15	1.78	0.48	2.32	0.98	3.10	1.41	3.66	3.53	5.04	
-70	0.061	-0.41	-0.15	0.24	0.15	0.61	0.16	1.96	0.56	2.57	1.16	3.44	1.64	4.05	4.17	5.65	
-75	0.064	-0.43	-0.16	0.25	0.16	0.64	0.17	2.15	0.65	2.84	1.41	3.79	1.90	4.47	4.85	6.31	
-80	0.067	-0.45	-0.17	0.26	0.17	0.67	0.18	2.35	0.75	3.13	1.68	4.15	2.16	4.82	5.58	7.02	
-85	0.070	-0.47	-0.18	0.27	0.18	0.70	0.19	2.56	0.86	3.44	1.98	4.55	2.44	5.21	6.42	7.78	
-90	0.073	-0.49	-0.19	0.28	0.19	0.73	0.20	2.78	0.98	3.77	2.30	4.97	2.74	5.58	7.44	8.59	
-95	0.076	-0.51	-0.20	0.29	0.20	0.76	0.21	3.01	1.11	4.12	2.64	5.42	3.07	5.98	8.57	9.46	
-100	0.079	-0.53	-0.21	0.30	0.21	0.79	0.22	3.25	1.25	4.49	3.01	5.89	3.44	6.41	9.70	10.48	

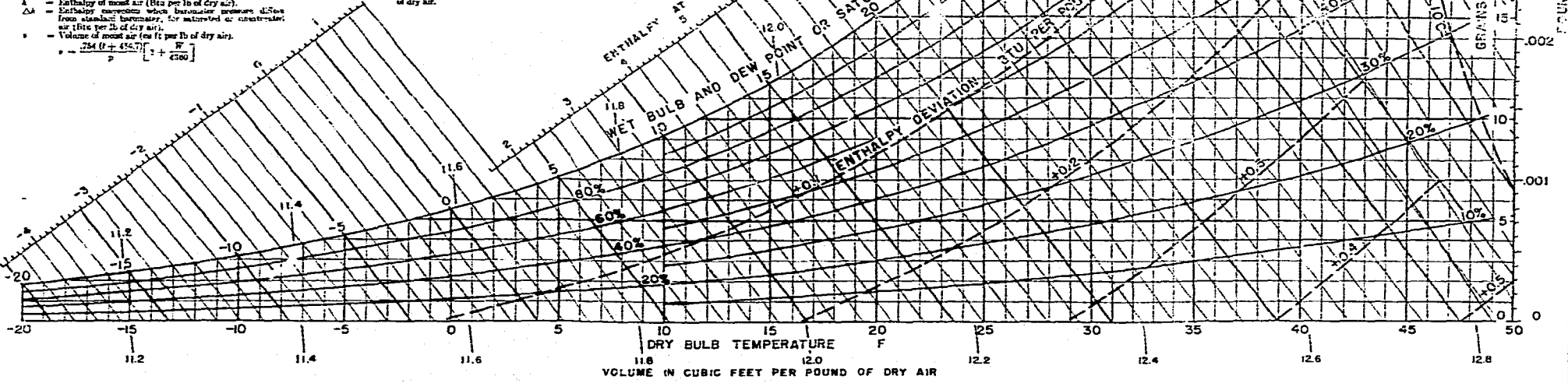
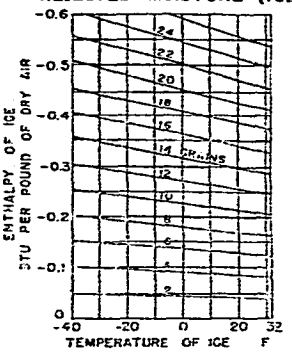
- t - Dry bulb temperature (F)
- t_w - Wet bulb temperature (F)
- P - Barometric pressure (in. of Hg)
- ΔP - Pressure difference from standard barometer (in. of Hg)
- W - Moisture content of air (gr per lb of dry air)
- W_s - Moisture content of air saturated at wet bulb temperature t_w (gr per lb of dry air)
- ΔW - Moisture content correction of air when barometric pressure differs from standard barometer (gr per lb of dry air)
- ΔW_s - Moisture content correction of air saturated at wet bulb temperature when barometric pressure differs from standard barometer (gr per lb of dry air)
- NOTE: To obtain ΔW reduce value of ΔW_s by 1% where $t - t_w = 34$ F and correct proportionally when $t - t_w$ is not 34 F.
- Δh - Enthalpy of moist air (Btu per lb of dry air)
- Δh_s - Enthalpy of moist air when barometric pressure differs from standard barometer, for saturated or constant wet air (Btu per lb of dry air)
- v - Volume of moist air (cu ft per lb of dry air)
- v_s - Volume of moist air (cu ft per lb of dry air)

Example: At a barometric pressure of 29.92 with 20 F DB and 25 F WB, determine W , ΔW , and v . $\Delta P = -1$ and from table $\Delta W_s = 3.4$. From note above, $\Delta W = \Delta W_s - (2 \times 0.1 \times 3.4) = 3.4 - 0.68 = 2.72$. Therefore $W = 10.2$ (from chart) + 2.72 = 12.92 gr per lb of dry air. From table $\Delta h_s = 10.1 + 0.6 + 0.52 = 11.22$ Btu per lb of dry air. From equation above $v = \frac{354(30 + 459.7)}{1 + 4300} = 14.22$ cu ft per lb of dry air.

PROPERTIES OF SATURATED AIR

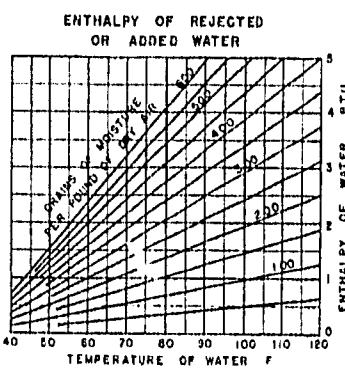
Temp. t	Vapor Press. P_s	Mixture Ratio W_s	Volume v_s	Enthalpy h_s
20	0.0172	1.82	11.06	-4.82
25	0.0192	2.02	10.00	-5.00
30	0.0212	2.22	9.10	-5.24
35	0.0232	2.42	8.35	-5.54
40	0.0252	2.62	7.72	-5.88
45	0.0272	2.82	7.18	-6.26
50	0.0292	3.02	6.72	-6.68
55	0.0312	3.22	6.32	-7.14
60	0.0332	3.42	5.98	-7.64
65	0.0352	3.62	5.68	-8.18
70	0.0372	3.82	5.42	-8.76
75	0.0392	4.02	5.18	-9.38
80	0.0412	4.22	4.96	-10.04
85	0.0432	4.42	4.76	-10.74
90	0.0452	4.62	4.58	-11.48
95	0.0472	4.82	4.42	-12.26
100	0.0492	5.02	4.28	-13.08

ENTHALPY OF ADDED OR REJECTED MOISTURE (ICE)





PSYCHROMETRIC CHART
HIGH TEMPERATURES
 Barometric Pressure 29.92 In. Hg





LIDER MUNDIAL EN AIRE ACONDICIONADO

A/156

CARRIER MEXICO, SA DE CV

SR. DISTRIBUIDOR/USUARIO:

Adjunto a la presente sirven encontrar el nuevo Programa de CURSOS para el primer Semestre de 1994 y sabiendo la crisis económica de estos tiempos, seguimos manteniendo los mismos precios de 1993.

CURSO CON DURACION DE 4 SEMANAS

CURSO CON DURACION DE 2 SEMANAS

CURSO CON DURACION DE 1 SEMANA

NE 4,000.00
NE 2,000.00
NE 1,250.00

+ 10% I V A

DIRECCION:

GALBANA NO. 469 COL. INDUSTRIAS DEL PTE
SANTA CATARINA, N.L. PLANTA III

NOTA: Los cursos que se imparten en Santa Catarina, N.L. incluyen la comida, coffee break y transportación de Monterrey a la planta (ida y regreso)

El costo de los cursos del Sistema COMFORT ZONE y Sistema E20-II queda reservado dos semanas antes del evento.

Y como apoyo a particulares también se imparten cursos, para mayor información comunicarse al tel. Dir.(8)318 5354, 318 5700 ext. 3704, 3705 y 3707 con el Ing. Mario A. Martínez y/o con la Srta. Patricia Garza.

Sin más por el momento, me despido y quedo a sus apreciables órdenes.

A T E N T A M E N T E


ING. MARIO A. MARTINEZ R.
CAPACITACION

CARRIER MEXICO, S. A. DE C. V.

Galbana 469 Cde. Sta. Catarina, N. L. México C. P. 66350 Apdo. Postal 33 Tel. 18-67-00



LIDER MUNDIAL EN AIRE ACONDICIONADO

A/157

CARRIER MEXICO, SA DE CV CENTRO DE CAPACITACION

TECNICAS DE SERVICIO MECANICO

- 1.- DEFINICIONES
- 2.- PRESION TEMPERATURA
- 3.- CICLO BASICO DE REFRIGERACION
- 4.- TEORIA DE LOS COMPRESORES
- 5.- CONDENSADORES
- 6.- EVAPORADORES
- 7.- DISPOSITIVO DE CONTROL DE LIQUIDO
- 8.- REFRIGERANTES
- 9.- DIAGRAMA PRESION ENTALPIA
- 10.- ACCESORIOS
- 11.- TUBERIAS DE REFRIGERANTE
- 12.- FAMILIARIZACION DE COMPRESORES 06D Y 06E
- 13.- FAMILIARIZACION DE COMPRESORES 06E
- 14.- VALVULAS DE CONTROL DE CAPACIDAD
- 15.- PROPIEDADES DEL AIRE (PSICROMETRIA)
- 16.- PORQUE FALLAN LOS COMPRESORES
- 17.- COMPRESORES SCROLL
- 18.- EVACUACION Y DESHIDRATAION
- 19.- PROCEDIMIENTOS DE CARGA Y DESCARGA
- 20.- SOBRECALENTAMIENTO EN EVAPORADORES
- 21.- PROCEDIMIENTOS DE INSTALACION
- 22.- CONSIDERACIONES EN LA INSTALACION EN UNIDADES DE A/A.
- 23.- AFINACION EN LAS UNIDADES DE A/A.
- 24.- PUNTOS A VERIFICAR PARA MANTENIMIENTO ARRANQUE Y DETECCION DE FALLAS

CARRIER MEXICO, S. A. DE C. V.
Calles 460 Che. Sta. Catarina, N. L. Mexico C. P. 66350 Apdo. Postal 33 Tel. 18-57-00



LIDER MUNDIAL EN AIRE ACONDICIONADO

A/158

CARRIER MEXICO, SA DE CV CENTRO DE CAPACITACION

TECNICAS DE SERVICIO ELECTRICO

- 1.- CICLO DE REFRIGERACION
- 2.- SIMBOLOGIA
- 3.- CONTROLES ELECTRICOS DE REFRIGERACION
- 4.- CIRCUITOS DE DIAGRAMAS ELECTRICOS
- 5.- EJERCICIOS DE DIAGRAMAS DE ALAMBRADO
- 6.- DIAGRAMAS DE ALAMBRADO
- 7.- APARATOS DE MEDICION
- 8.- PRUEBA DE INSTRUMENTOS ELECTRICOS
- 9.- SEA MAS EXPERTO EN COMPRESORES
- 10.- PROTECCION DE MOTORES
- 11.- RESOLUCION DE FALLAS DE DIAGRAMAS DE ALAMBRADO
- 12.- TIMER DE FUNCION SENCILLA
- 13.- TIMER DE ESTADO SOLIDO
- 14.- DIAGRAMAS ELECTRICOS CON TIMER DE FUNCION SENCILLA
- 15.- INTERPRETACION DE DIAGRAMAS ELECTRICOS
- 16.- TIMER DE FUNCION MULTIPLE
- 17.- TERMOSTATOS MONTADOS REMOTAMENTE
- 18.- CONOCIMIENTO DE CONTROLES ELECTRONICOS I Y II
- 19.- DISPOSITIVOS ELECTRONICOS Y CIRCUITOS
- 20.- TERMSTATOS DE CUATRO PASOS
- 21.- STEP CONTROL
- 22.- PRESENTACION E INTERPRETACION DE DIAGRAMAS ELECTR.

CARRIER MEXICO, S. A. DE C. V.
Galena 489 Cjw. Sta. Catalina, N. L. México C. P. 66250 Apdo. Postal 03 Tel. 18-07-00

LIDER MUNDIAL EN AIRE ACONDICIONADO

Rev. 3 I

PROGRAMA DE CURSOS QUE IMPARTE EL CENTRO DE CAPACITACION PARA 1992.

C U R S O S:	MONTERREY	MEXICO	GUADALAJARA	PERIODO	COSTO X PERS. Mes. I.V.A.
1).- TECS. DE SERVICIO MECANICO	ENE-13 ENE-24			2 SEM.	\$ 1'900,000.00
" " " "	AGO-31 SEP-11			" "	" 1'900,000.00
2).- TECS. DE SERVICIO ELECTRICO	ENE-27 FEB-07			2 SEM.	" 1'900,000.00
" " " "	SEP-14 SEP-25			" "	" 1'900,000.00
3).- CURSO BASICO DE INGENIERIA	FEB-10 MZO-06			4 SEM.	" 3'200,000.00
4).- CURSO DE CCN	ABR-01 ABR-03		SEP-30 OCT-02	3 DIAS	" 1'000,000.00
5).- U. 3066 FLOTRONIC CHILLERS	ABR-06 ABR-10	ABR-27 MAY-01		1 SEM.	" 1'900,000.00
" " " "	OCT-12 OCT-16		OCT-26 OCT-30	" "	" 1'900,000.00
6).- U. CENTRIFUGAS	MZO-16 MZO-20	OCT-26 OCT-30	NOV-23 NOV-27	1 SEM.	" 1'900,000.00
7).- U. DE ABSORCION	MZO-23 MZO-27	NOV-05 NOV-13		1 SEM.	" 1'900,000.00
8).- SISTEMA E20-II	MAY-21 MAY-22	MAY-28 MAY-29	AGO-27 AGO-28	2 DIAS	" 1'000,000.00

Edic6: Mario A.Mtz

A/189

CHART 16—SUCTION LINES—COPPER TUBING

For Pressure Drop Corresponding to 2 F

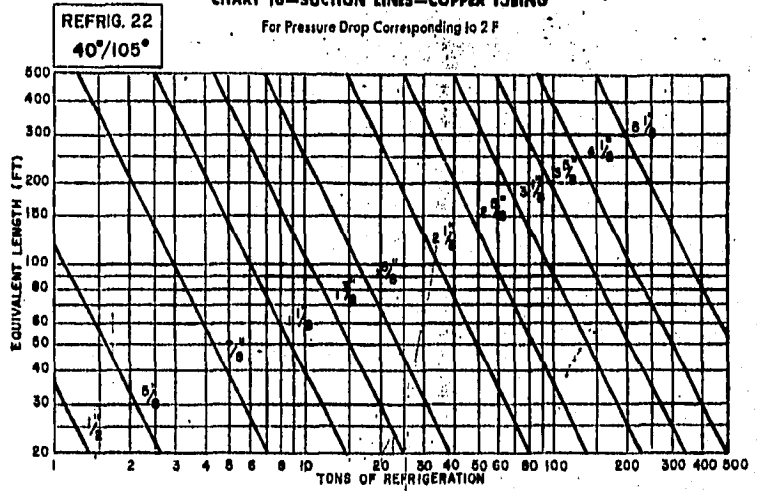


CHART 17—HOT GAS LINES—COPPER TUBING

For Pressure Drop Corresponding to 2 F

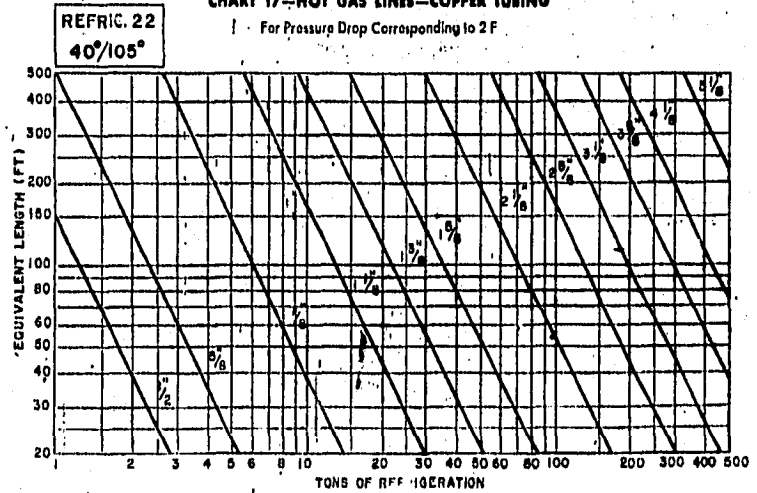
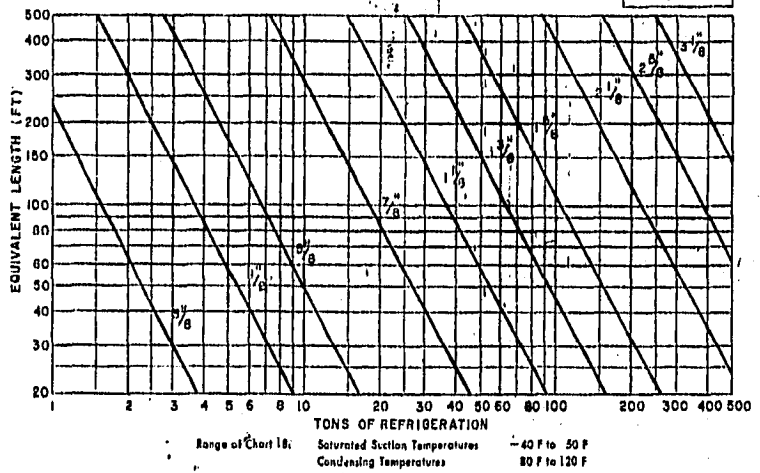


CHART 18—LIQUID LINES—COPPER TUBING
For Pressure Drop Corresponding to 1 F

REFRIG. 22
40°/105°



Pressure drop is given in equivalent feet because of the general acceptance of this method of sizing. The corresponding pressure drop in psi may be determined by referring to the saturated refrigerant tables.

To use Charts 16 and 17 for conditions other than 40F saturated suction, 105F condensing, multiply the refrigeration load in tons by the factor below and use the product in reading the chart (S = Suction, HO = Hot Gas).

COND TEMP (F)	SATURATED SUCTION TEMPERATURE (F)																			
	-40		-30		-20		-10		0		10		20		30		40		50	
	S	HO	S	HO	S	HO	S	HO	S	HO	S	HO	S	HO	S	HO	S	HO	S	HO
80	4.65	1.40	3.70	1.18	2.93	1.24	2.32	1.34	1.91	1.32	1.54	1.29	1.27	1.28	1.08	1.25	.91	1.24	.81	1.23
90	4.83	1.27	3.87	1.24	3.05	1.23	2.42	1.21	1.90	1.19	1.41	1.17	1.33	1.18	1.11	1.13	.93	1.12	.84	1.10
100	5.12	1.18	4.04	1.16	3.20	1.14	2.58	1.12	2.06	1.10	1.70	1.08	1.39	1.06	1.16	1.04	.97	1.03	.88	1.01
110	6.42	1.08	4.28	1.04	3.39	1.04	2.70	1.02	2.20	1.01	1.80	1.00	1.45	.98	1.21	.97	1.01	.95	.92	.92
120	5.78	1.01	4.38	1.00	3.60	.98	2.85	.95	2.36	.95	1.87	.91	1.33	.91	1.28	.90	1.07	.87	.96	.87
130	6.20	.95	4.88	.94	3.81	.92	3.00	.88	2.48	.89	2.81	.82	1.63	.83	1.26	.83	1.13	.80	1.00	.81
140	6.68	.90	5.22	.88	4.12	.86	3.21	.82	2.84	.83	2.14	.77	1.73	.78	1.43	.77	1.20	.73	1.07	.73
150	7.21	.85	5.67	.82	4.43	.80	3.43	.77	2.82	.77	2.27	.73	1.85	.73	1.52	.71	1.27	.70	1.16	.69
160	7.90	.80	6.15	.78	4.81	.76	3.78	.73	3.06	.71	2.46	.70	2.02	.68	1.64	.66	1.39	.65	1.27	.64

NOTES:

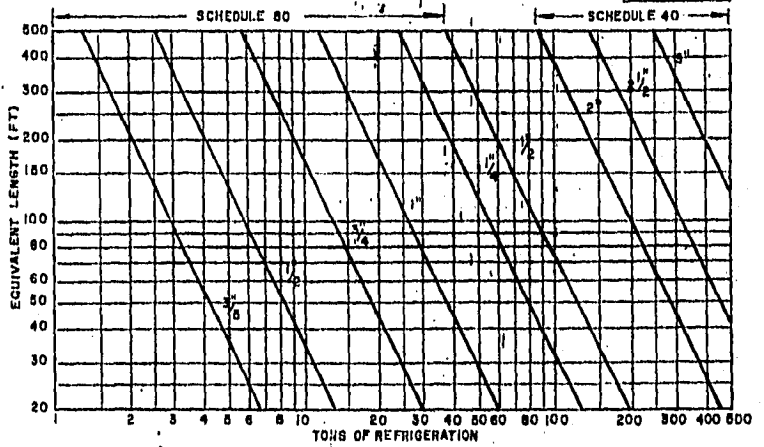
1. To use suction and hot gas line charts for friction drop other than 2 F or liquid line charts for friction drop other than 1 F, multiply equivalent length by factors below and use product in reading chart.

Friction Drop (F)	Multiplier									
	0.25	0.5	.75	1.0	1.25	1.5	2.0	2.5	3.0	4.0
Hot Gas Line	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
Suction Line	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
Multiplier	4.0	2.0	1.3	1.0	0.8	0.7	0.5	0.4	0.3	0.2

2. Pipe sizes are OD and are for Type L copper tubing.

CHART 21—LIQUID LINES—STEEL PIPE
For Pressure Drop Corresponding to 1 F

REFRIG. 22
40°/105°



Range of Chart 21: Saturated Suction Temperatures -40 F to 30 F
Condensing Temperatures 80 F to 120 F

Pressure drop is given in equivalent degrees because of the general acceptance of this method of sizing. The corresponding pressure drop in psi may be determined by referring to the saturated refrigerant tables.

To use Charts 19 and 20 for conditions other than 40 F saturated suction, 105 F condensing, multiply the refrigeration load in tons by the factor below and use the product in reading the chart (S = Suction, HG = Hot Gas).

COND TEMP (F)	SATURATED SUCTION TEMPERATURE (F)																			
	-40		-30		-20		-10		0		10		20		30		40		50	
	S	HG	S	HG	S	HG	S	HG	S	HG	S	HG	S	HG	S	HG	S	HG	S	HG
80	4.40	1.38	3.53	1.36	2.80	1.33	2.28	1.31	1.86	1.29	1.54	1.27	1.27	1.26	1.06	1.24	.90	1.22	.81	1.21
90	4.49	1.26	3.71	1.22	2.94	1.29	2.40	1.20	1.93	1.18	1.60	1.17	1.23	1.15	1.10	1.13	.93	1.12	.85	1.11
100	4.88	1.18	3.91	1.14	3.10	1.13	2.53	1.10	2.01	1.07	1.68	1.07	1.39	1.09	1.13	1.03	.97	1.02	.89	1.01
110	5.19	1.09	4.14	1.05	3.36	1.03	2.66	1.01	2.13	1.00	1.77	1.00	1.45	.98	1.21	.95	1.00	.99	.92	.99
118	5.34	1.00	4.40	1.00	3.44	.99	2.81	.94	2.26	.93	1.87	.93	1.54	.91	1.28	.88	1.05	.88	.96	.83
120	5.72	.93	4.71	.94	3.68	.97	3.00	.87	2.40	.86	2.00	.85	1.64	.83	1.37	.81	1.10	.81	1.00	.80
140	6.55	.78	5.63	.90	3.94	.87	3.20	.93	3.38	.89	3.14	.79	1.78	.79	1.46	.77	1.18	.78	1.08	.75
150	4.98	.84	5.45	.84	4.27	.82	3.43	.80	2.75	.77	2.37	.75	1.86	.74	1.54	.73	1.28	.71	1.17	.70
160	7.50	.85	5.95	.83	4.65	.80	3.75	.78	3.01	.74	2.46	.74	2.01	.72	1.67	.71	1.38	.69	1.27	.68

NOTES:

1. To use suction and hot gas line charts for friction drop other than 2 F or liquid line charts for friction drop other than 1 F, multiply equivalent lengths by factor below and use product in reading chart.

Friction Drop (F)	TONS MULTIPLYING FACTOR								
	0.25	0.5	.75	1.0	1.25	1.5	2.0	2.5	3.0
Liquid Line	0.25	0.5	.75	1.0	1.25	1.5	2.0	2.5	3.0
Hot Gas Line	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	4.0	5.0	6.0
Suction Line	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	4.0	5.0	6.0
Multipier	4.0	2.0	1.5	1.0	0.8	0.7	0.5	0.4	0.3

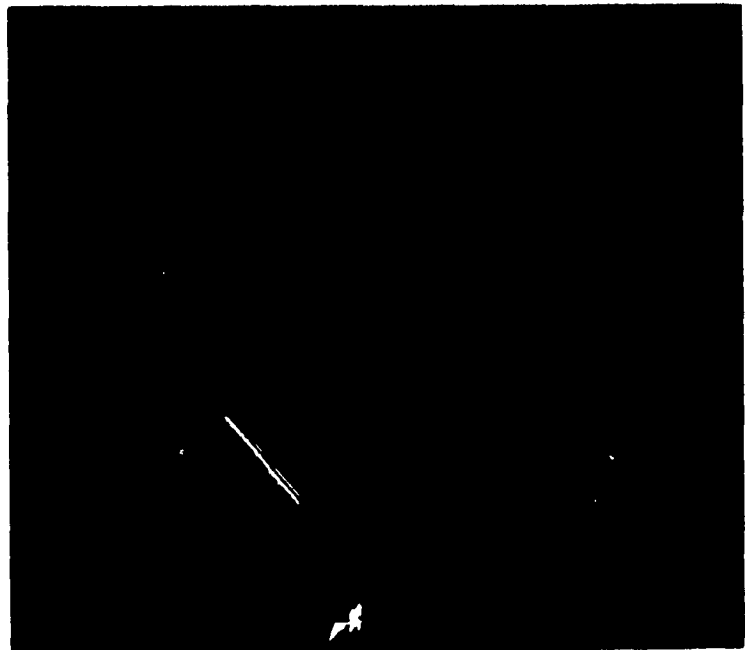
2. Pipe sizes are nominal and are for steel pipe.

VALVULAS Y CONTROLES AUTOMATICOS

Saginomiya

LINEA COMPLETA

Válvula Termostática de Expansión



VALVULA DE EXPANSION

SELECCION DEL MODELO (ESPECIFICACION)

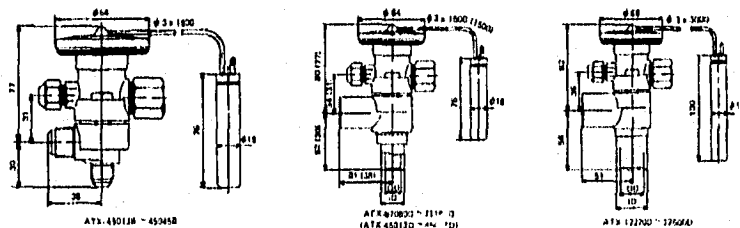
● CONEXION TIPO FLARE

No. DE CATALOGO				ORIFICIO (mm)	CAPACIDAD NOMINAL (TONS.)				CONEXION			LARGO DE CAPI	
TIPO	MODELO	CONEXION	REF.		CARGA	R-12	R-22	R-500	R-502	FNT.	SAL.		IGUALADOR
ATX	45013	B (Flare)	R (R-12)	G (Gas) L (Líquido) T (R-502)	4	1.3	2.1	1.0	1.5	1/2"	5/8"	1/4" Flare	1500 mm
	48023		H (R-22)		4	2.3	3.6	2.9	2.8				
	49035		C (R-500)		5	3.5	5.5	4.0	4.2				
	45045				5	4.5	7.3	5.7	5.6				
	55000				6	6.0	9.7	7.5	7.2				
	55000				8	8.0	13.0	9.5	9.6				

◇ EL MODELO SE TERMINA DE LA SIGUIENTE FORMA:

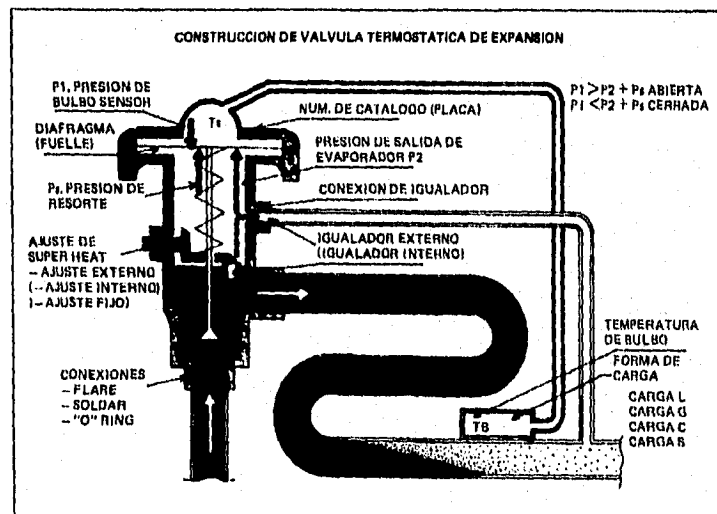
- Ejemplo: $\frac{\Delta}{a} \frac{X}{b} \frac{-45045}{c} \frac{G}{d} \frac{H}{e} \frac{L}{f}$
- a Tipo: ATX - Valvula Termostática de Expansión
 - b Modelo: Últimas tres cifras indican la capacidad en Tons. (R-12), Primera y Segunda cifras indican respectivamente el tamaño de la tubería de entrada y salida.
 - c Conexión: D - Solter.
 - d Refrigerante: R-22 (R=R-12, H=R-22, C=R-500, T=R-502)
 - e Carga: L - Líquido (L=Para refrigeración y G=Para aire acondicionado).

◇ DIMENSIONES



VALVULA DE EXPANSION

◇ CONSTRUCCION DE VALVULA TERMOSTATICA DE EXPANSION



◇ SELECCION DE LA VALVULA

Con el fin de seleccionar apropiadamente las válvulas de expansión, deben ser considerados los siguientes detalles.

- 1) La capacidad requerida de una válvula debe estar basada en las condiciones de operación del sistema actual.
- 2) Cuando existe una notable caída de presión entre la salida de la válvula y la salida del evaporador, es decir más de 0.2 Kg/cm^2 , o cuando el distribuidor de refrigerante como tipo reductor de presión, es usado en la entrada del evaporador, la válvula con el igualador externo es para el mejor funcionamiento. De otra manera puede aumentar el sobrecalentamiento estático (S.C.E.) de la válvula (temperatura de apertura de la válvula), reducirá el flujo de refrigerante y causará la reducción de la capacidad del sistema. Así como 0.1 Kg/cm^2 de la caída de presión en R12 incrementará el S.C.E. aproximadamente 1°C .
- 3) El igualador interno de la válvula debe ser usado con el evaporador que tenga una pequeña caída de presión es decir menor de 0.2 Kg/cm^2 .

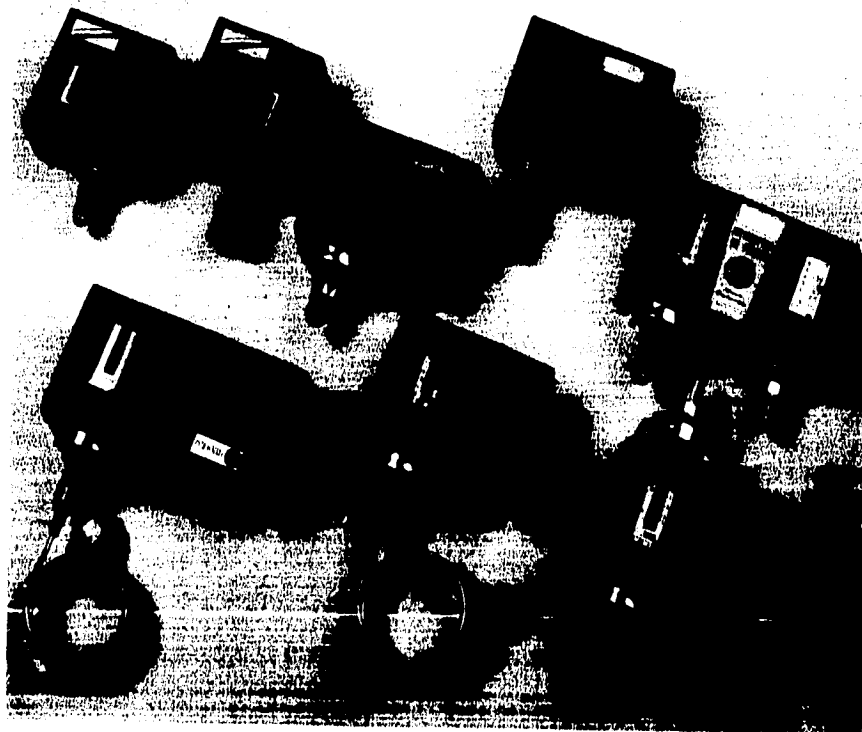
VALVULAS Y CONTROLES AUTOMATICOS

Saginomiya

LINEA COMPLETA

PRESOSTATOS

(INTERRUPTOR DE PRESION)



TIPO DNS

A/168

INTERRUPTOR DE ALTA Y BAJA PRESION

◇ DESCRIPCION GENERAL

- USOS EN REFRIGERANTES R-12, R-22, R-600, R-602, ETC. (NO CORROSIVOS)
- DOBLE OPERACION DE LADO DE ALTA Y LADO DE BAJA.
- TEMPERATURA DE FLUIDO: -10 ~ 120°C
- CONEXION STANDARD: 1/4" FLARE Y/O CON TUBO CAPILAR DE 2.4φ x 1000 mm.

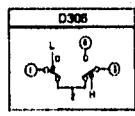


TIPO DNS

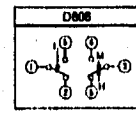
◇ CAPACIDAD ELECTRICA

CARACTERISTICAS	A C			D C	
	125V	250V	450V	24V	125V
CARGA TOTAL	8.5A	4.5A	1A	3A	0.2A
ROTOR BLOQUEADO	40A	20A	10A	10A	5A
CARGA RESISTIVA	10A	5A	2A	5A	0.5A

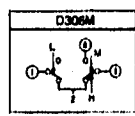
◇ CONEXION ELECTRICA



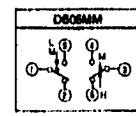
LADO DE BAJA: SPST
LADO DE ALTA: SPST
AUTOMATICO



UNO DE SPDT PARA
CADA UNO DE LOS
DOS LADOS



LADO DE BAJA: SPST
LADO DE ALTA: SPST
RESTABLECEDOR MANUAL
EN LAO DE ALTA



UNO DE SPDT PARA
CADA UNO DE LOS DOS
LADOS. RESTABLECEDOR
MANUAL BAJA Y ALTA.

L: LADO DE BAJA

H: LADO DE ALTA

M: RESTABLECEDOR MANUAL

↑ : AUMENTO DE PRESION



ENTERPRISE 2001, S.A. DE C.V.

HALSTEAD

INSULTUBE & Thermo-cell TUBO Y HOJA AISLANTE

INSULTUBE TUBO Y HOJA AISLANTE

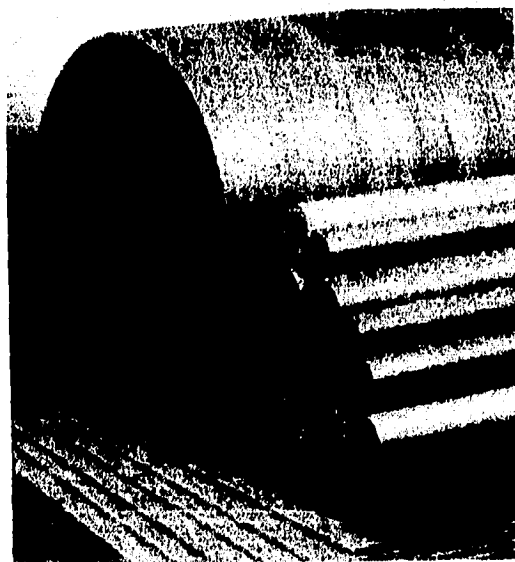
- Elastómero flexible
- Rango de Temperatura
(De -39.6°C hasta 104.4°C)
-40°F a 220°F
- Baja absorción de agua
- Bajo factor K de conductividad térmica.

INSUL TUBE está disponible en forma de tubo, hoja y rollo en una amplia gama de medidas y espesores. Estos aislantes de celda cerrada están diseñados para retardar las pérdidas de energía y evitar la condensación.

Thermo-cell TUBO AISLANTE

- Polietileno flexible
- Rango de Temperatura
(De -39.6°C hasta 93.3°C)
-40°F a 200°F
- Bajo factor K de conductividad térmica.

APARTADO POSTAL No. 16
CIUDAD SATELITE
ESTADO DE MEXICO
310-87-58, 310-86-33
FAX: 310-82-58
C.P. 53102

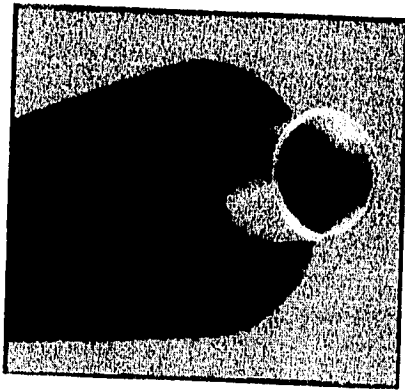
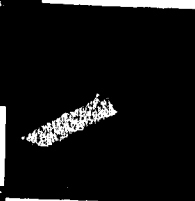
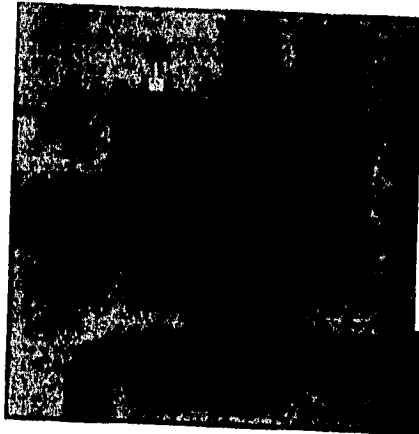


A/170

EL AISLAMIENTO TERMICO MARCA

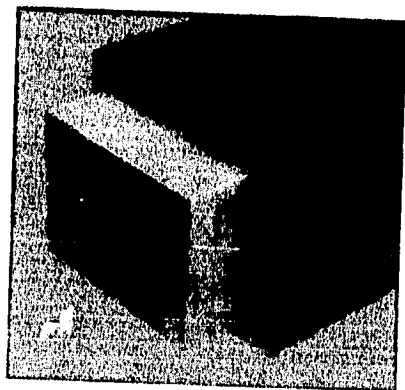
INSULTEC

SE ENCUENTRA DISPONIBLE EN
PRESENTACION DE TUBO AISLANTE
EN TRAMOS DE 1.83 MTS. CADA
TUBO.

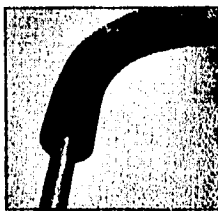


HOJA AISLANTE EN PLACAS DE
36" x 48".

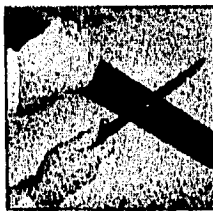
ROLLO AISLANTE DE VARIAS
MEDIDAS.



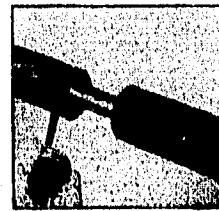
EN AMPLIA GAMA DE DIAMETROS
Y ESPESORES



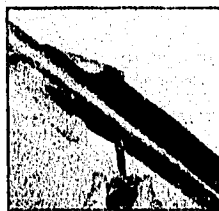
Gracias a su gran flexibilidad la instalación es muy sencilla.



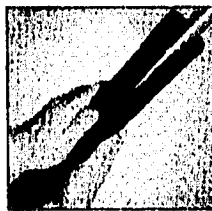
Todos los cortes del aislamiento deben hacerse con cuchillas filosas para asegurar cortes estériles.



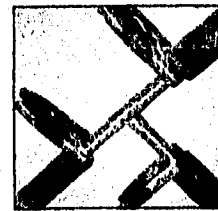
Se deben sellar todas las juntas (como se muestra en la figura), con adhesivo especial 77-198.



El adhesivo debe aplicarse en las superficies a pegar para evitar la humedad o penetración de aire.



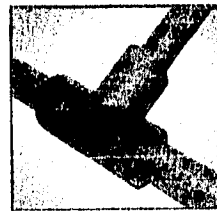
Para asegurar un sellado completo, presiona ambos extremos ya colocados en la tubería (después continúe con otra sección).



Cuando la tubería que se está aislando tiene que soldarse, se debe sujetar (como se muestra en la figura), y soltarse cuando la tubería se haya enfriado.



Corta completamente a través del centro y vuelva a ajustarlo a la tubería.



En las uniones se debe aplicar también adhesivo 77-198.

CertainTeed

Rollo de Fibra de Vidrio Standard Duct Wrap



Descripción

CertainTeed Rollo de Fibra de Vidrio Standard Duct Wrap es un aislamiento en forma de coqueleta, compuesta de fibra de vidrio unida con una resina termofixadora. Esta disponible con o sin recubrimiento (barrera de vapor) tipo FSK o Vinil. FSK es una película de aluminio reforzado y papel Kraft del otro lado adheridas con adhesivo retardante a la flama. La barrera de vinil está disponible en dos colores: Blanco o Gris. En la Fibra de Vidrio con barrera se le hace un corte a la fibra de 2" (51 mm) de ancho para lograr cerrar y traslapar la barrera sin que se traslape la fibra y lográndose con ello la junta uniforme.

Uso

Rollo de Fibra de Vidrio Standard Duct Wrap es utilizado para aislar ductos rectangulares o circulares para ventilación o calefacción y aire acondicionado en rangos de temperaturas de 35°F a 250°F (1.7°C a 121°C) para ductos con barrera de vapor y 35°F a 350°F (1.7°C a 177°C) para fibra sin barrera. El Rollo de Fibra de Vidrio Standard Duct Wrap es utilizada en instalaciones industriales, comerciales y residenciales y ayuda al control de pérdida de calor y condensación durante la operación del sistema que se trata.

Dimensiones, Espesores, Densidades

TIPO	PRODUCTO DENSIDAD	BARRERA	ESPESOR	
			in.	mm
75	575 pc ² (12 kg/m ³)	Barr. Barrera FSK: 4 Vrs	1 1/2	38
			2	51
			2 1/2	51
			3	76
100	1.5 pc ² (10 kg/m ³)	Barr. Barrera: o FSK	1 1/2	38
			2	51
150	150 pc ² (24 kg/m ³)	Barr. Barrera: o FSK	1 1/2	38
			2	51

Nota: Para información de mínimo de compra, especificaciones no estándar, hacer lista de precios o contactar el servicio de Ventas.

Beneficios

Costos de operación más bajos

El aislamiento eficaz reduce la pérdida o aumento de calor no deseados de los equipos y conductos.

Más Comodidad

El aislamiento reduce la pérdida de calor de modo que el aire acondicionado se entregado a los espacios acondicionados a las temperaturas de diseño.

Control de condensación

No existen techos manchados con agua e causa de la condensación en superficies frías de conductos si el aislamiento y el barrera de vapor están correctamente instalados y con suficiente espesor de aislamiento.

Baja clasificación de riesgo de incendios

Satisface e excede los requisitos de seguridad contra incendios de los códigos de edificios y especificaciones de guía del gobierno.

Reducción de Energía

El aislamiento ayuda a tratar con las preocupaciones de energía y del

medio ambiente. Ductos apropiadamente aislados minimizan la utilización de energía lo que puede ayudar a reducir la cantidad de emisiones en la atmósfera.

Características de Rendimiento

Rendimiento Térmico: (ASTM C 510, ASTM C 177)
Aprobado de acuerdo con ASTM C 518 &/o ASTM C 177 @ 75°F (24°C).

PRODUCTO	TIPO	ESPEOR in.	VALOR k		VALOR C		VALOR R		VALOR R	
			W (in ² ·ft)	W (m ² ·C)	W (in ² ·ft)	W (m ² ·C)	W (in ² ·ft)	W (m ² ·C)		
75	1	38	0.18	1.04	5.4	0.96	4.2	0.77		
	2	51	0.14	0.78	7.1	1.28	5.8	1.02		
	2 1/2	51	0.12	0.78	8.0	1.43	6.4	1.16		
	3	76	0.08	0.52	10.7	1.81	8.5	1.53		
100	1	38	0.20	0.90	5.0	1.02	4.3	0.81		
	2	51	0.07	0.73	7.7	1.30	6.1	1.00		
150	1	38	0.24	0.93	4.18	0.81	4.2	0.83		
	2	51	0.12	0.58	8.3	1.47	8.4	1.14		

- La conductancia térmica (C) y la resistencia térmica (R) son derivadas del valor de la conductividad térmica (k) del material.
- El espesor instalado y el valor (R) son basados en un 25% de la reducción de compresión del espesor durante la instalación.

Clasificación de Riesgo de Incendio: (UL 723, ASTM E 84, NFPA 255)

El compuesto de aislamiento/revestimiento tiene un Avance de Llamas sin exceder 25 y Desarrollo de Humo sin exceder 50.

Temperatura de Servicio: (ASTM C 411)

Uso recomendado desde 35°F hasta 250°F (1.7°C hasta 121°C).

Resistencia a la Corrosión: (ASTM C 665)

No causará corrosión del aluminio, cobre, acero y acero galvanizado.

Transmisión de Vapor de Humedad (Solo con barrera):

(ASTM E 96, Método A)

El FSK sin exceder 0.02 perms (grano·ft·SF·pulg·Hg), el Vinil sin exceder 1.3 perms (grano·ft·SF·pulg·Hg).

Sorción de Humedad (aislamiento solamente): (ASTM C1104)

Menos que el 3% en paso.

Rendimiento Acústico

Típicos valores de pérdida de transmisión en dB para el Rollo de ductos y láminas de metal de calibre 20 cuando son probadas según el ASTM E 90.

TIPO	BARRERA	ESPESOR	PÉRDIDA DE TRANSMISIÓN EN dB A LAS FRECUENCIAS (Hz)					
			125	250	500	1000	2000	4000
75	FSK	1 1/2 (38mm)	13	17	26	34	43	55
		2 (51mm)	13	17	26	36	47	58
		2 1/2 (51mm)	13	17	27	37	48	60
		3 (76mm)	14	18	28	40	51	64
100	FSK	1 1/2 (38mm)	14	18	27	37	47	57
		2 (51mm)	14	18	28	38	48	61
75	Vinil	1 1/2 (38mm)	14	18	28	34	43	56
		2 (51mm)	14	18	28	32	42	51

CertainTeed

Aislamiento Alley-K® Snap-On® de Fibra de Vidrio para Tuberías



Descripción

El Aislamiento de Tubería Alley-K® Snap-On® CertainTeed Manson es un aislamiento de tubería cilíndrica preformado compuesto de fibras de vidrio, adheridas con una resina termoendurecible. Está formado en secciones de 3 pies de largo (0.91 m) con un corte único que se abre para recibir la tubería y se cierra automáticamente cuando está en su lugar. El Alley-K Snap-On es disponible en dos tipos diferentes:

Alley-K Snap-On sin Chaqueta — para su uso en aplicaciones que requieren la puesta de chaquetas en el campo o como la primera capa de aislamiento en instalaciones de día campo.

Alley-K Snap-On con CTU (Chaqueta para Todo Uso) y SAS (Solapa Auto-Selladora). CTU es una barrera de vapor aplicada en la fábrica con un revestimiento de laminado de papel de aluminio y papel de kraft blanco dando hacia afuera. El SAS sella la solapa longitudinal y las tiras de juntas radiales.

Alley-K Snap-On con chaqueta es provisto con tiras de junta de cubrejuntas del mismo material que la chaqueta. El resultado es un trabajo de aislamiento de acabado atractivo con aislamiento y chaqueta protectora aplicada de una sola vez.

Usos

El Alley-K Snap-On está proyectado para el aislamiento de tuberías de servicio frío o caliente desde -20°F hasta 850°F (-29°C hasta 454°C). Típicos usos de tubería incluyen:

Agua Caliente y Frío Doméstica
Agua Caliente de Calefacción
Alta Temperatura
Temperatura Dual
Vapor y Condensado
Agua Templada
Agua de Calentador de Retorno
Refrigerado
Potencia
Proceso Industrial

El Alley-K Snap-On sin Chaqueta puede ser utilizado para líneas exteriores calientes mientras el Alley-K Snap-On con CTU/SAS puede ser utilizado para líneas exteriores calientes y frías. Cada producto podría requerir la adición de un sistema de protección contra intemperie separado y adecuado.

Dimensiones y Espesores

El Alley-K Snap-On es producido en secciones cilíndricas de 3 pies de largo (0.91 m) para dimensiones de tuberías de hierro desde 1/2 pulgada (12.5 mm) hasta 24 pulgadas (61 cm) de diámetro interno y dimensiones de tuberías de cobre desde 5/8 pulgada (15.8 mm) hasta 4 1/4 pulgadas (105 mm) de DI. El rango de espesores oscilare va de 1/2 pulgada (12.5 mm) a 4 pulgadas (102 mm). El espesor mas grande puede ser logrado por varias capas (ver Tabla de Espesores y Tornillos Estándares). Tuberías mayores de 24" (61 cm) deberan ser aisladas con AK-Flex Snap-Wrap.

Tuberías de Hierro

DIMENSIÓN NOMINAL DE TUBERÍA	ESPESES * (mm)	LARGO * (mm)
1/2" hasta 3/4"	1/2, 1, 1 1/2 (13, 26, 38)	36 (914)
1" hasta 1 1/2"	1/2, 1, 1 1/2, 2 (13, 26, 38, 51)	36 (914)
1 1/2" hasta 2"	1/2, 1, 1 1/2, 2, 2 1/2 (13, 26, 38, 51, 64)	36 (914)
2" hasta 2 1/2"	1/2, 1, 1 1/2, 2, 2 1/2, 3 (13, 26, 38, 51, 64, 76)	36 (914)
4" hasta 6"	1, 1 1/2, 2, 2 1/2, 3 (25, 38, 51, 64, 76)	36 (914)
8"	1, 1 1/2, 2, 2 1/2, 3, 3 1/2 (25, 38, 51, 64, 76, 89, 102)	36 (914)
8" hasta 16"	1, 1 1/2, 2, 2 1/2, 3, 3 1/2 (25, 38, 51, 64, 76, 89, 102)	36 (914)
18" hasta 24"	1 1/2, 2, 2 1/2, 3, 3 1/2, 4 (38, 51, 64, 76, 89, 102)	36 (914)

Tuberías de Cobre

DIMENSIÓN NOMINAL DE TUBERÍA	ESPESES * (mm)	LARGO * (mm)
5/8" hasta 1 1/2"	1/2, 1, 1 1/2 (13, 26, 38)	36 (914)
2" hasta 4 1/4"	1/2, 1, 1 1/2, 2, 2 1/2, 3 (13, 26, 38, 51)	36 (914)

Beneficios

Larga Duración de Servicio

La combinación de fibras de vidrio con resina termoendurecida provee una excelente estabilidad dimensional. La chiqueta CTU provee una protección contra el abuso normal durante el servicio, y evitan que el agua penetre fácilmente el aislamiento, lo que pudiera interferir con su rendimiento y acortar su duración de servicio.

Costos de Instalación más Bajos

La construcción de una pieza es más fácil de aplicar, instalar y manjalar, resultando en costos de instalación más bajos. El aislamiento y chaquetas integrales no se rompen o se agrietan bajo condiciones normales de envío, almacenamiento o instalación.

Bajos Costos de Operación

Excelentes valores de conductividad térmica en toda la gama de temperaturas de servicio óptimas disminuyen las pérdidas de calor y reducen los costos de energía. El Alley-K Snap-On puede ahorrarle hasta 20% más energía que el aislamiento de tubería de allicado de calcio en espesores iguales y una temperatura promedio de 300°F (149°C).

Baja Clasificación de Riesgo de Incendios

Satisface los requisitos de incendios y seguridad de los códigos de edificios y especificaciones guías del gobierno.

Las chaquetas le dan una apariencia funcional y pulida

La chaqueta CTU es una barrera de vapor eficaz que también provee una apariencia acabado blanco. No se requiere pintura, pero las chaquetas CTU siempre pueden ser pintadas si se desea.

A/174



Landis & Gyr Powers, Inc.

POWERS POLYGYR®

Electronic Analog Controls

