

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Diseño y Selección de Sistemas de Ventilación para
Restaurantes con Parrillas al Carbón”

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

César Xavier Castillo Méndez

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2004

AGRADECIMIENTO

A Jesucristo y por su intermedio a Dios fuente de todo conocimiento.

A mis padres, por su infatigable apoyo, incentivo y consejo.

A mi tía María Méndez y a mi hermano Jorge Castillo, cuya colaboración, me permitió concluir esta meta.

A mis amigos que de una u otra manera colaboraron en la realización de esta tesis y en especial al Ing. Francisco Andrade, Director de Tesis, por su invaluable ayuda.

DEDICATORIA

A DELFÍN N. CASTILLO
Y BLANCA R. MÉNDEZ
MIS AMADOS PADRES.

A MIS HERMANOS
MAYRA Y JORGE.

A MIS SOBRINAS
MADELINE CASTILLO Y
Ma. JOSÉ ALEXANDRO.

A MI TÍA MARÍA
MÉNDEZ.



TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Ing. Eduardo Rivadeneira P.

DECANO DE LA FIMCP

PRESIDENTE

Francisco Andrade S.

Ing. Francisco Andrade S.

DIRECTOR DE TESIS

Marco Pazmiño B.

Ing. Marco Pazmiño B.

VOCAL

Ernesto Martínez L.

Ing. Ernesto Martínez L.

VOCAL



DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL"

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

César Xavier Castillo Méndez

RESUMEN

La presente tesis tiene por objeto presentar el diseño de un sistema de ventilación para restaurantes con parrillas al carbón. Este sistema está formado por dos subsistemas independientes: suministro y extracción, que al trabajar en conjunto proporcionan la ventilación adecuada.

En el capítulo uno, se identifica la necesidad de ventilación dentro de este tipo específico de locales, describiendo las áreas críticas, la solución existente y la necesidad de un sistema de ventilación más efectivo. Además, se sintetizan los conceptos de ventilación industrial a ser utilizados para la implementación de este sistema: Calidad del aire, Contaminación por calor, Contaminación por olores, Ventilación localizada y las Clases de instalaciones en ventilación mecánica.

En el capítulo dos, se desarrolla el sistema de suministro que es el encargado de contrarrestar específicamente el contaminante térmico. El capítulo tres trata del sistema de extracción, mismo que colecta con campanas ubicadas sobre las parrillas las emisiones gaseosas, humos y olores para darles un tratamiento previo antes de su descarga a la atmósfera. Tratamiento que consiste en filtración de partículas y filtración química compuesta por celdas modulares de adsorción.

En el capítulo cuatro se encuentra una descripción de los criterios complementarios que también deben ser considerados al momento de diseñar este tipo de sistemas. Específicamente, se hace referencia a las vibraciones, Contaminación acústica y Condiciones de protección contra incendios.

Finalmente, el capítulo cinco realiza un análisis de los costos que se generan por la implementación de este tipo de sistemas de ventilación en un restaurante de esta clase. Para lograrlo, se hace un análisis de la Inversión Inicial, del consumo energético y de los costos de mantenimiento.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	I
INDICE GENERAL.....	II
ABREVIATURAS.....	III
SIMBOLOGÍA.....	IV
ÍNDICE DE FIGURAS.....	V
ÍNDICE DE TABLAS.....	VI
ÍNDICE DE PLANOS.....	VII
INTRODUCCIÓN.....	VIII
CAPITULO 1	
1. NOCIONES PRELIMINARES REQUERIDAS PARA ESTOS SISTEMAS... 1	
1.1 Identificación de la Necesidad de Ventilación dentro de estos Recintos.....	1
1.1.1 Ventilación Natural y Efecto Chimenea.....	1
1.1.2 Solución Existente.....	4
1.1.3 Necesidad de un Sistema de ventilación más efectivo.....	6



1.1.4	Descripción de Áreas Críticas.....	7
1.2	Generalidades sobre Ventilación Industrial.....	8
1.2.1	Calidad del Aire.....	8
1.2.2	Contaminación por Calor.....	12
1.2.3	Contaminación por Olores.....	14
1.2.4	Ventilación Localizada.....	19
1.2.5	Clases de Instalaciones en Ventilación Mecánica: Sólo Suministro, Sólo Extracción, Suministro y Extracción Combinado.....	21
1.2.6	Sistema de Ventilación Utilizando Suministro y Extracción Combinado.....	23

CAPÍTULO 2

2.	DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES DEL SISTEMA DE SUMINISTRO DE AIRE.....	25
2.1	Toma de Aire Exterior.....	25
2.2	Cámara de Depósito de Polvos.....	26
2.3	Filtros.....	27
2.4	Distribución de Conductos de Suministro de Aire.....	34
2.5	Cálculos representativos para los Requerimientos en el Sistema de Suministro de Aire.....	36

2.5.1 Dilución del Contaminante Térmico.....	37
2.5.2 Diseño de Ductos para Suministro de Aire.....	48
2.5.3 Selección de Ventiladores.....	57

CAPÍTULO 3

3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES

DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN.....	68
3.1 Dispositivo Capturador de humos y olores.....	68
3.1.1 Campana de Extracción.....	69
3.1.2 Sello Dinámico.....	72
3.2 Bateria de Filtros.....	74
3.2.1 Conjunto Eliminador de Grasa.....	75
3.2.2 Filtro de Baja Eficiencia.....	79
3.2.3 Filtro de Mediana Eficiencia.....	81
3.2.4 Filtro de Alta Eficiencia.....	83
3.2.5 Celda Modular de Adsorción.....	84
3.3 Distribución de Conductos del Sistema de Extracción.....	85
3.4 Descarga hacia la Atmósfera.....	86
3.5 Cálculos Representativos para los Requerimientos en el Sistema de Extracción de Aire.....	87

3.5.1 Determinación de Requerimientos Recomendables para la Captura de Humos y Olores en las campanas.....	87
3.5.2 Diseño de Ductos del Sistema de Extracción.....	90
3.5.3 Selección del Extractor.....	104

CAPÍTULO 4

4. CRITERIOS COMPLEMENTARIOS PARA UN CORRECTO DISEÑO DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN.....	115
4.1 Vibraciones.....	115
4.2 Contaminación Acústica.....	123
4.3 Condiciones de Protección contra Incendios.....	131

CAPÍTULO 5

5. ANÁLISIS DE COSTOS.....	136
5.1 Inversión Inicial.....	136
5.2 Consumo Energético.....	138
5.3 Costos de Mantenimiento.....	141

CAPITULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	147
--	-----

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

A	Área.
CFM	Pie cúbico por minuto.
F	Fuerza.
ft ³	Pie cúbico.
Fu	Factor de uso.
h	hora.
H	Altura.
Kcal	Kilocaloría.
Kg	Kilogramo.
Kgf	Kilogramo fuerza.
Kj	Kilojoule.
kWH	Kilovatio hora.
L	Largo.
Log.	Logaritmo.
m	Metro.
m ²	Metro cuadrado.
m ³	Metro cúbico.
NPS	Nivel de presión sonora.
NWS	Potencia sonora.
Pa	Pascal.
PE	Pérdidas de entrada.
Pt	Presión total.
Pulg. col. H ₂ O	Pulgadas de columna de agua.
Q	Flujo.
Qr	Flujo requerido.
Rf	Resistencia del filtro.
SP	Presión estática.
Vc	Velocidad en el conducto.
W	Vatio.
VP	Presión de velocidad.

SIMBOLOGÍA

°C	Grados celsius.
°F	Grados fahrenheit.
Δt	Diferencial de temperatura.
%	Porcentaje.
H ₂ O	Agua.
η	Número.
Ø	Diámetro.
f	Frecuencia.
TLV	Treshold limit value.
PU	Precio unitario.
°	Grado.
M	Ancho.
TP	Presión total.
μ	Micro.



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Acción del viento sobre un edificio.....	3
Figura 1.2 Movimiento gaseoso en un local.....	4
Figura 1.3 La parrilla del ñato local urdesa.....	5
Figura 1.4 La parrilla del ñato local alborada.....	5
Figura 1.5 Parrillada punta del este alborada.....	6
Figura 1.6 Equivalencia en olfs de algunos objetos.....	12
Figura 1.7 Ventilación localizada.....	19
Figura 1.8 Ubicación de campana extractora.....	20
Figura 1.9 Incidencia de partículas en campanas.....	20
Figura 2.1 Guía para selección de sistemas depuradores de aire.....	28
Figura 2.2 Filtro seco y húmedo.....	29
Figura 2.3 Sistema de suministro uno.....	35
Figura 2.4 Sistema de suministro dos.....	35
Figura 2.5 Desván ventilado.....	42
Figura 2.6 Emplazamiento del local.....	43
Figura 2.7 Acotaciones del diagrama de ductos-sistema de suministro uno.....	50
Figura 2.8 Requerimiento de flujo por ramales-sistema suministro uno.....	51
Figura 2.9 Acotaciones del diagrama de ductos-sistema de suministro dos.....	53
Figura 2.10 Requerimiento de flujo por ramales-sistema suministro dos.....	54
Figura 2.11 Áreas de funcionamiento de ventiladores centrífugos.....	64
Figura 2.12 Curvas de funcionamiento del ventilador GFB008010.....	65
Figura 2.13 Curvas de funcionamiento del ventilador GFB009010.....	65
Figura 2.14 Curvas de funcionamiento del ventilador GFB010010.....	66
Figura 3.1 Tipos de campana.....	72
Figura 3.2 Campana con cortina de aire frontal.....	73
Figura 3.3 Conjunto eliminador de grasa.....	75
Figura 3.4 Eliminador de grasa CASIBA EGS.....	76
Figura 3.5 Filtro metálico CASIBA.....	77
Figura 3.6 Filtro de baja eficiencia.....	80
Figura 3.7 Filtro de mediana eficiencia.....	82
Figura 3.8 Filtro de alta eficiencia.....	83
Figura 3.9 Carbón activado de alta calidad.....	85

Figura 3.10 Estructura prefabricada casiba GP-24.....	85
Figura 3.11 Sistema de extracción.....	86
Figura 3.12 Ventilación para asados al carbón.....	88
Figura 3.13 Sistema de extracción uno.....	91
Figura 3.14 Sistema de extracción dos.....	98
Figura 3.15 Relación de presiones extractor uno.....	107
Figura 3.16 Relación de presiones extractor dos.....	109
Figura 3.17 Áreas de funcionamiento de extractores.....	111
Figura 3.18 Curvas de funcionamiento del ventilador GFB 004010.....	112
Figura 3.19 Curvas de funcionamiento del ventilador GFB 004510.....	112
Figura 3.20 Curvas de funcionamiento del ventilador GFB 005010.....	113
Figura 4.1 Esquema del balanceo.....	116
Figura 4.2 Tipos de desequilibrio.....	117
Figura 4.3 Tipos de desalineamiento.....	118
Figura 4.4 Desajuste en pernos de anclaje.....	119
Figura 4.5 Esquema de montaje motor-banda-ventilador.....	120
Figura 4.6 Esquema de medición de vibraciones.....	121
Figura 4.7 Niveles sonoros de varios sonidos.....	126
Figura 4.8 Transmisión de ruido a través de conductos.....	128
Figura 4.9 Generación y propagación del ruido en el aire.....	128
Figura 4.10 Plenum atenuador de ruido.....	130
Figura 4.11 Silenciadores pasivos.....	130

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Componentes del aire.....	9
Tabla 1.2 Causas de quejas por la calidad del aire interior.....	11
Tabla 1.3 Concentraciones límites de olor.....	16
Tabla 2.1 Tamaño de las partículas.....	30
Tabla 2.2 Polvo de la calle	31
Tabla 2.3 Tipos de ambiente.....	31
Tabla 2.4 Guía de selección para filtros.....	32
Tabla 2.5 Selección del tipo de filtro.....	33
Tabla 2.6 Filtros seleccionados y sus características.....	34
Tabla 2.7 Variaciones de la temperatura exterior en Guayaquil.....	37
Tabla 2.8 Producción de calor del cuerpo humano.....	39
Tabla 2.9 Ganancia de calor por ocupantes.....	40
Tabla 2.10 Ganancia de calor por luminarias.....	41
Tabla 2.11 Calentamiento por radiación solar en paredes.....	44
Tabla 2.12 Ventilación requerida para el sistema de suministro.....	47
Tabla 2.13 Diseño de ductos suministro uno.....	52
Tabla 2.14 Diseño de ductos suministro dos-ramal principal.....	55
Tabla 2.15 Diseño de ductos suministro dos-ramal secundario.....	56
Tabla 2.16 Requerimientos para sistema de suministro.....	63
Tabla 3.1 Dimensiones de las parrillas.....	70
Tabla 3.2 Flujo requerido por cada campana.....	89
Tabla 3.3 Dimensionamiento de ductos extracción uno.....	97
Tabla 3.4 Dimensionamiento de ductos extracción dos.....	104
Tabla 3.5 Relación de presiones para el extractor uno.....	108
Tabla 3.6 Relación de presiones para el extractor dos.....	110
Tabla 3.7 Requerimientos para el sistema de extracción.....	106
Tabla 4.1 Defectos mecánicos que producen vibración.....	122
Tabla 4.2 Noise criteria recomendados.....	131
Tabla 4.3 Clasificación de incendios.....	133
Tabla 5.1 Costo del sistema de extracción.....	137
Tabla 5.2 Costo del sistema de suministro.....	138
Tabla 5.3 Consumo energético mensual.....	141

Tabla 5.4 Listado de repuestos.....142

Tabla 5.5 Costo de recambio filtros de extracción.....144

ÍNDICE DE PLANOS

- Plano 1 Plano detallado del local con acotaciones.
- Plano 2 Orientación respecto del local, sistema de ductos de extracción.

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo trata del “Diseño de Sistemas de Ventilación para Restaurantes con Parrillas al carbón”, enfocando su aplicación a restaurantes de este tipo con gran capacidad de atención a clientes.

En la actualidad, con la creciente imposición de nuevas leyes ambientales sumadas a la necesidad de ubicar esta clase de restaurantes en lugares rodeados de edificios de gran categoría (ejemplo típico, patios de comida en centros comerciales grandes), hacen necesaria la implementación de nuevos sistemas de ventilación que consideren estos aspectos.

El diseño desarrollado, involucra una solución empleando exclusivamente ventilación mecánica., que involucra un sistema de ventilación que utiliza suministro y extracción combinado.

Por medio de esta Tesis, se espera proporcionar una alternativa viable de solución a este problema, que pueda ser adoptada por los propietarios de este tipo de establecimientos.

CAPITULO 1

1. NOCIONES PRELIMINARES REQUERIDAS PARA ESTOS SISTEMAS.

1.1. Identificación de la Necesidad de Ventilación Dentro de Estos Locales.

Los restaurantes con parrillas al carbón de gran capacidad, cuentan con sistemas de extracción de aire instalados en sus cocinas y área de asados. Dichos sistemas utilizan campanas simples y chimeneas por tiro natural, que en definitiva no resuelven el verdadero problema. Entonces, es conveniente hacer un análisis de la necesidad, que aún persiste, de implementar una correcta ventilación.

1.1.1. Ventilación Natural y Efecto Chimenea.

Tradicionalmente la ventilación puede definirse como aquella técnica que permite reemplazar el aire contaminado del interior de un local por uno proveniente del exterior de mejores características.

En la actualidad, al haber tomado crucial importancia la contaminación atmosférica, la ventilación no solo debe considerar su aspecto tradicional, sino además tratar de una manera efectiva las emisiones antes de su descarga a la atmósfera (cuando la aplicación así lo requiera), a fin de que se cumplan con normas establecidas. Para poder efectuar esta labor las instalaciones de ventilación deben disponer de una energía que ponga en movimiento el aire, dicha energía puede conseguirse de manera natural o por medios mecánicos.

Fundamentalmente la **VENTILACIÓN NATURAL** se da por dos factores; a) Fuerza del Viento; y, b) Diferencia de Temperaturas. **La acción del viento** sobre un local crea diferencia de presión entre los lados, lo que establece la circulación de aire a través del local, teniendo siempre presente que el aire, al igual que cualquier otro fluido, fluye desde las zonas de alta presión a las zonas de baja presión.

La dirección predominante del viento sobre un local determina la configuración de las zonas de sobrepresión y sub-presión, algunas de estas configuraciones se muestran en la FIGURA 1.1, en las cuales un edificio en planta es embestido por el viento, representado por la flecha A. Las zonas de sobrepresión están representadas en cuadrículado y con el signo +, mientras que las zonas de sub-presión en rayado inclinado y con el signo - .

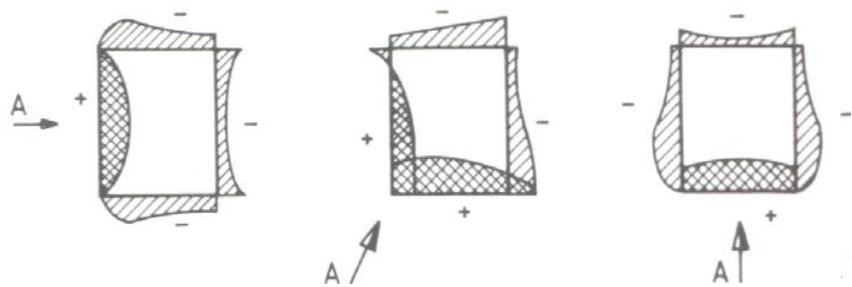


FIGURA 1.1. ACCION DEL VIENTO SOBRE UN EDIFICIO

Por otra parte, **La diferencia de temperatura**, entre el aire interior y exterior de un local genera una diferencia de densidades, la cual a su vez origina la diferencia de presiones que causa el movimiento gaseoso.

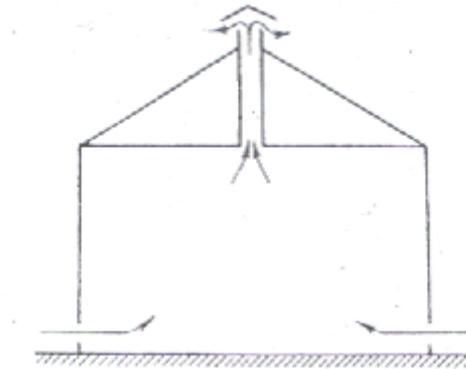


FIGURA 1.2. MOVIMIENTO GASEOSO EN UN LOCAL

Al ser la densidad (masa/unidad de volumen) del aire caliente menor que la densidad del aire frío, se genera un efecto: el aire caliente interior asciende y fluye hacia el exterior por la parte alta de la edificación, mientras que su lugar es ocupado por aire frío exterior que se infiltra por la parte baja de la edificación, este efecto se muestra en la FIGURA 1.2.

1.1.2. Solución Existente.

Para constatar el tipo de solución existente, se hizo un recorrido por algunos restaurantes de este tipo en la ciudad de Guayaquil, entre los que podemos citar :

- Parrilla Restaurante “El Ñato”, Local Urdesa.
- Parrilla Restaurante “El Ñato”, Local Alborada.
- Parrilla Restaurante “Punta del Este”, Local Alborada.



FIGURA 1.3 LA PARRILLA DEL ÑATO LOCAL URDESA



FIGURA 1.4 LA PARRILLA DEL ÑATO LOCAL ALBORADA



FIGURA 1.5 PARRILLADA PUNTA DEL ESTE -ALBORADA

Donde se constató, que la solución existente era el empleo de campanas simples y chimeneas por tiro natural, donde las descargas se hacen directamente a la atmósfera, sin ningún tratamiento previo.

Cabe mencionar, que la primera acción para intentar solucionar este problema, por parte de los propietarios, fue elevar las chimeneas a la mayor altura posible para incrementar la dispersión y dilución de humo y olores.

1.1.3. Necesidad de un Sistema de Ventilación más Efectivo.

La solución existente no resuelve el verdadero problema, pues, en definitiva no se elimina la contaminación del aire, añadiéndose efectos secundarios, como ser un aumento sustancial del riesgo de incendio. Debido a su geometría, el

chorreado de grasa en las zonas de empalmes es característico y vecinos mas lejanos que resultan involucrados por la expansión de la zona afectada por humos y olores.

Una solución idónea debe atacar el problema en su origen, es decir, tratar apropiadamente en el sistema de extracción, humos y olores antes de su descarga a la atmósfera. Dicho objetivo se cumple utilizando diversos componentes como campanas extractoras, eliminadores de grasa, filtros, celda modular de adsorción. Un sistema de ventilación que cumpla todos estos requerimientos necesita de una energía que proporcione el movimiento gaseoso necesario. Esta energía debe ser provista por medios mecánicos (ventiladores y extractores); pues, la ventilación natural resulta insuficiente.

1.1.4. Descripción de Áreas Críticas.

Es obvio que las áreas críticas estarán constituidas por aquellos lugares donde se realice una cocción o generación de humos y olores de manera puntual. Lógicamente estarán situadas dentro de las áreas de cocina y asados al carbón. Dichas áreas si no reciben un tratamiento adecuado provocarán la acumulación de humos, olores y calor haciendo imposible su labor a los cocineros, o lo que sería peor, que

también se propaguen al comedor. Dichas áreas son: parrillas al carbón, cocinas industriales, hornos a leña, etc.

1.2. Generalidades Sobre Ventilación Industrial.

La ventilación industrial maneja un gran número de conceptos fundamentales, que sirven para solucionar los diferentes casos de aplicación que se puedan presentar. A continuación, se presentan los conceptos necesarios para esta aplicación particular.

1.2.1. Calidad del Aire.

El aire es indispensable para la vida, pues todos los seres vivos lo requieren para su existencia; además, los seres humanos necesitan que el aire que respiran cumpla algunas condiciones de higiene y confort adicional.

El aire atmosférico está constituido por una mezcla de gases Nitrógeno y Oxígeno principalmente; además, Argón, Dióxido de Carbono y alrededor de 12 gases adicionales a nivel de trazas, las proporciones de estos gases en el aire se muestran en la TABLA 1.1

TABLA 1.1 COMPONENTES DEL AIRE

Constituyente	Símbolo	Peso molecular	En volumen %	contenido en el aire g/m ³	PM x Fracc. volumétrica
Nitrógeno	N_2	28,016	78,08	976,30	21,878
Oxígeno	O_2	32,000	20,94	299,00	6,704
Argón	Ar	39,944	0,934	16,65	0,371
Anh. Carbónico	CO_2	44,010	0,032	0,62	0,013
Peso molecular aparente del aire					28,966

FUENTE: folleto del Módulo 2, Diplomado en Manejo Ambiental, ESPOL, 2001

Recordando, que el objetivo esencial de la ventilación es reemplazar el aire contaminado del interior de un local por uno proveniente del exterior con mejores características. Si el aire exterior se presenta contaminado es necesario un tratamiento previo antes de ser distribuido en el interior del local.

La calidad del aire, tanto exterior como interior es un factor importante a considerar, debido a que el hombre moderno desarrolla la mayor parte de sus actividades diarias en locales cerrados (más del 80% de su tiempo), requiriendo los sistemas mecánicos de ventilación un mantenimiento regular (ser limpiados y desinfectados), caso contrario proliferan la difusión de contaminantes y micro-organismos por todo el edificio con sus consecuencias inmediatas: aumenta las enfermedades alérgicas, pulmonares y entre los usuarios de un mismo inmueble crece rápidamente la difusión de las infecciones. Si los ocupantes, que sufren cualquiera de estas

afecciones llegan a un 20%, se denomina al inmueble “Edificio Enfermo”.

AIRE AL INTERIOR DEL EDIFICIO.

En la actualidad se sabe que no solo el ser humano contribuye a la polución del aire interior de los edificios, con la expulsión de anhídrido carbónico de la respiración, emanación del olor corporal y el humo de tabaco; sino además, existen otros grupos diversos de contaminadores.

En la TABLA 1.2. se aprecian los resultados de una investigación sobre 350 edificios y las causas por insatisfacción por la calidad del aire interior. Entre estos existen un grupo importante que contribuyen al deterioro del aire interior, constituido por los materiales de construcción como los aglomerados de madera unidos con resina y algunos aislantes que contribuyen con formaldehídos. El granito, la piedra pómez y las rocas de fosfatos contienen radio del que se desprende radón, gas de origen natural que amenaza con el cáncer de pulmón. Además componentes orgánicos volátiles que se desprenden de muebles, pinturas, barnices, combustibles, adhesivos, materiales de limpieza del hogar y de aseo personal.

TABLA 1.2 CAUSAS DE QUEJAS POR LA CALIDAD DEL AIRE INTERIOR.

NÚMERO DE EDIFICIOS ESTUDIADOS	CAUSAS DE INSATISFACCIÓN POR LA CALIDAD DE AIRE INTERIOR		
	%	CAUSAS	ORIGEN
350	50	Ventilación deficiente	*Poca renovación del aire *Mala distribución del aire (rendimiento de la ventil.) *Temperatura y humedad inadecuadas
	28	Contaminantes Interiores	*Humo de tabaco *Formaldehidos *Radón *Partículas desprendidas *Dióxido de carbono *Humedad
	11	Contaminantes Aire Exterior	*Polvo *Tubos de escape vehículos *Polen
	11	Desconocida	

FUENTE: SALVADOR ESCODA S.A., Manual de Ventilación, 2da.Edición.

Para medir la calidad del aire interior, el profesor P. Ole Fanger, de la universidad Técnica de Dinamarca, esta postulando una nueva unidad, el OLF¹ que se define como la polución que emana una persona con trabajo sedentario y con higiene normal (un baño cada día y medio); y en función del olf, saca los equivalentes de producción de polución de los diferentes componentes.

A continuación, se muestran en la FIGURA 1.6 la equivalencia el olfs de algunos objetos comunes.

¹ Tomado del Manual Práctico de Ventilación por Salvador Escoda S.A. pág. 71

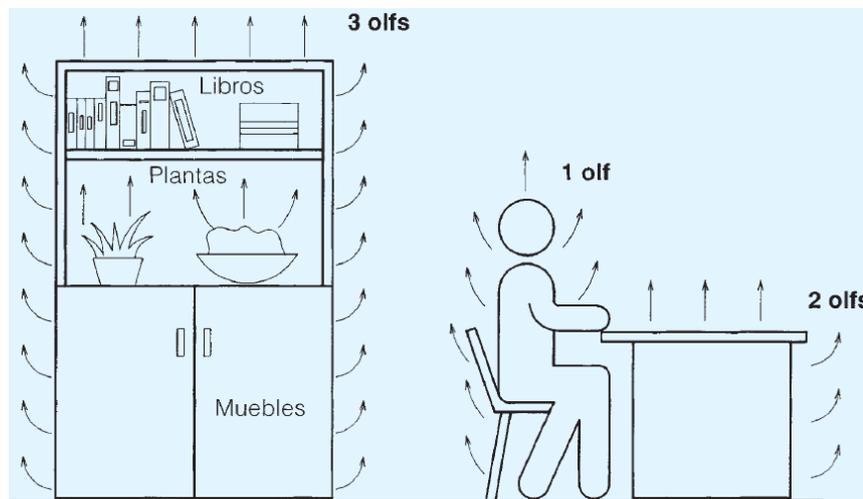


FIGURA 1.6 EQUIVALENCIA EN OLFS DE ALGUNOS
OBJETOS

1.2.2. Contaminación por Calor.

La ventilación industrial enfrenta la contaminación por calor, sustituyendo el aire contaminado y sobrecalentado por aire de mejores características proveniente del exterior.

Por lo general, cuando hacemos referencia al calor se tiende a pensar en confort térmico. Es conveniente, en este punto, hacer una correcta diferenciación entre la labor correspondiente a la Ventilación y la labor del Aire Acondicionado; pues, alcanzar los estándares de confort exclusivamente con ventilación es poco práctico.

Estar fuera de los márgenes de confort térmico no causa trastornos fisiológicos peligrosos para la salud del ser humano, únicamente una sensación de desagrado (disconfort). Dicha sensación de agrado o malestar esta gobernada por una temperatura y humedad determinadas.

HUMEDAD DEL AIRE

La composición del aire, indicada anteriormente, muestra que contiene agua en forma de vapor, en cantidades menores al 1% en volumen. Sin embargo, debido a su gran contenido energético (tiene el mayor calor latente entre los líquidos comunes), domina la condición de toda la mezcla, al poseer la mayor parte del calor total.

La humedad contenida en el aire, juega un papel preponderante en el establecimiento de las sensaciones físicas que un individuo experimenta en un determinado lugar.

Las propiedades termodinámicas del aire húmedo: relación de humedad, humedad relativa, temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo húmedo, temperatura de punto de rocío, entalpía, etc., son estudiadas en detalle por la Psicometría. Con la psicrometría podemos medir, regular y establecer el efecto que produce la humedad en el confort humano.

INTERACCIÓN HOMBRE-AIRE ATMOSFERICO

El ser humano, atendiendo una necesidad fisiológica, debe mantener su cuerpo a una temperatura interior constante, caso contrario se provocan graves trastornos e incluso la muerte.

La actividad física y el metabolismo, provocan energía calorífica en el cuerpo humano, que de algún modo debe ser disipada al exterior.

La energía calorífica a disipar depende directamente del grado de actividad del individuo. Así, a mayor actividad mayor es el metabolismo y mayor la cantidad de calor a disipar, el cuerpo responde con un aumento de la transpiración (sudoración) y elevando la temperatura de la piel, dilatando los vasos sanguíneos superficiales. En ambientes fríos, disminuye la temperatura de la piel, contrayendo los vasos sanguíneos superficiales.

1.2.3. Contaminación por Olores.

La sensación de olor, se produce por una reacción química en los bellos olfativos provocada por la difusión molecular de sustancias olorosas que se diluyen en la membrana mucosa.

Tres factores fundamentales deben tenerse siempre presentes en el control de olores:

1. La cantidad de agrado o desagrado que provocan los olores en el ser humano, son hasta cierto punto subjetivos, así la reacción que provocan los perfumes aceptable para unos no lo es para otros.
2. Los olores no familiares son más fácilmente detectables.
3. Inmersas por suficiente tiempo en un determinado olor, las personas terminan acostumbrándose a este y solo lo perciben cuando la intensidad del olor ha variado, esto se conoce como "Fatiga al Olor".

Las concentraciones mínimas de olor permisible (Treshold Value) se han obtenido utilizando el olfato humano como sensor. Grupos de personas sin experiencia previa en la detección de olores especiales son expuestos a diferentes sustancias y en diferentes concentraciones, una lista con valores mínimos para algunas sustancias comunes se da a continuación en la tabla 1.3.

TABLA 1.3 CONCENTRACIONES LIMITES DE OLOR

SUSTANCIA	PARTES POR MILLON [PPM]
Tetracloruro de Carbón	71,8
Amoníaco	53
Fosgeno	5,6
Dióxido de Azufre	4
Cloro (soluble)	3,5
Acroleína	1,8
Acetato de Amilío	1
Bisulfito de Carbono	0,77
Fenol	0,306
Cresol	0,2
Sulfito de Hidrógeno	0,18
Ozono	0,05
Piridina (humo de Tabaco)	0,123
Yodopsina	0,0016
Ácido Valérico	0,00013
Mercaptán de Etilo	0,00026
Ácido Butírico	0,00006

FUENTE: folleto del Módulo 2, Diplomado en Manejo Ambiental, ESPOL, 2001.

CONTROL DE OLORES

Muchos gases residuales de la industria son cuestionables, no por su toxicidad, sino por su olor. Los olores pueden causar ciertos trastornos como pérdida del apetito, disminución del consumo de agua, náuseas, vómitos, respiración dificultosa y hasta insomnio.

Existen dos formas generales para el control del olor:

1. Disminuir la concentración para que el olor sea menos perceptible, esto se consigue de dos maneras. La primera, diluir el olor mediante dispersión por debajo de los valores TLV. La segunda manera, eliminar el olor de la corriente gaseosa por adsorción, absorción, oxidación, o la conversión química a productos menos olorosos.

2. Volver menos desagradable el olor, enmascarándolo o cambiando sus características con la introducción de olores más fuertes, para producir una sensación agradable o por modificación del olor original.

VENTILACIÓN

Es el método más simple, utiliza campanas extractoras, sistemas de ductos y una chimenea lo suficientemente alta para asegurar la dispersión natural de los olores en la atmósfera. Si la naturaleza del olor es tal que su dispersión en la atmósfera no es suficiente, se deben examinar otros métodos de control.

ADSORCIÓN

La adsorción es apropiada cuando el flujo de gas o de aire oloroso es relativamente bajo. Utiliza sólidos activados de alta porosidad como: carbón activado, alúminas activadas y sílice gelatinosa. Una vez saturados los sólidos activados deben ser reemplazados por material fresco para mantener el sistema funcionando eficientemente. En la actualidad, se produce carbón activado capaz de adsorber hasta el 50% de su peso.

ABSORCIÓN

La absorción se utiliza cuando el odorante es soluble en el líquido depurador, condensable a la temperatura del líquido depurador o cuando es capaz de adherirse a partículas en el depurador. Los depuradores de aire o lavadores existen en diversos tipos que utilizan un amplio rango de líquidos, y su elección depende del olor a eliminar. El agua pura o agua con aditivos se usan ampliamente por su bajo costo.

OXIDACIÓN QUÍMICA

Agentes oxidantes, tales como el ozono, el cloro, los permanganatos y el dióxido de cloro pueden efectuar la

conversión química de sustancias olorosas. Para desodorizar aminas, fenoles, compuestos de azufre, estireno y la acroleína se usan las soluciones de permanganato de potasio.

OXIDACIÓN A LA LLAMA

Olores desprendidos de sustancias combustibles pueden eliminarse mediante incineración por llama directa.

1.2.4. Ventilación Localizada.

En los casos de aplicación donde los puntos de producción del contaminante sean fácil y claramente identificables, el sistema más efectivo y económico es captar la contaminación a medida que se produce y en el mismo lugar de origen utilizando campanas extractoras. Además, se debe establecer una succión capaz de captar, arrastrar y trasladar las emisiones a través de conductos hacia otro lugar donde no constituyan un problema.

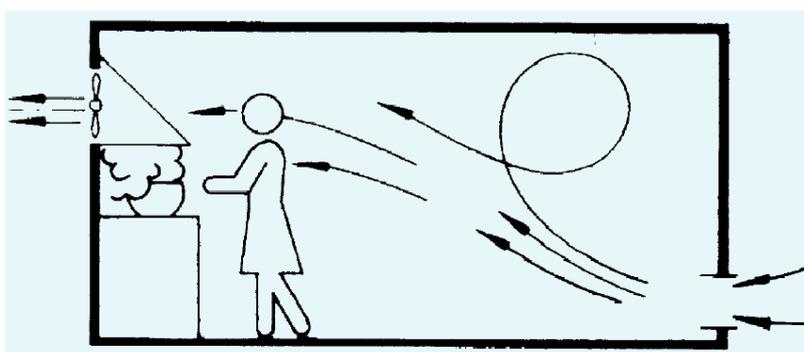


FIGURA 1.7. VENTILACION LOCALIZADA

El diseño de las campanas extractoras debe considerar los siguientes principios:

1. La ubicación de la campana para extracción de gases nocivos, debe ser de tal forma que no induzca a que el operario respire dichas emanaciones.

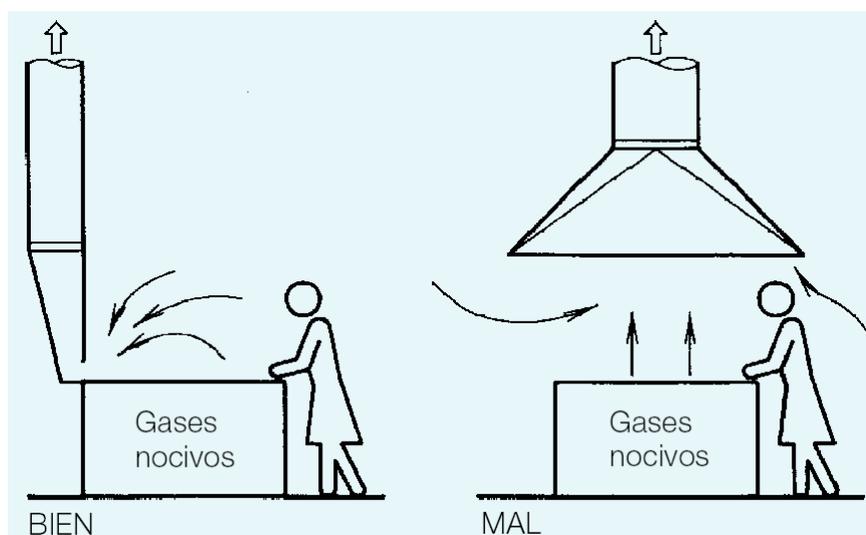


FIGURA 1.8 UBICACIÓN DE CAMPANA EXTRACTORA

2. Las campanas deben diseñarse para que las partículas a captar incidan dentro de su boca.

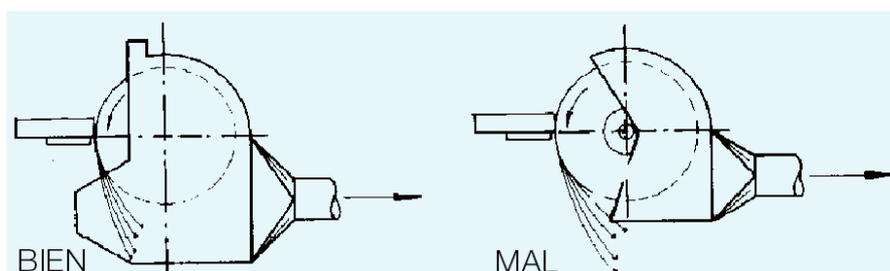


FIGURA 1.9 INCIDENCIA DE PARTICULAS EN CAMPANAS

3. Las boquillas de extracción, en lo posible, deben ser con brida, esto reduce el caudal de aire requerido en un 25% aproximadamente.

1.2.5. Clases de Instalaciones en Ventilación Mecánica.

Cuando la ventilación natural, no proporciona la suficiente energía para que el sistema de ventilación culmine todo su ciclo: captación en las campanas, paso a través de los filtros y conductos, es necesario el empleo de ventiladores que procuren el correcto desenvolvimiento del sistema, es decir, se utiliza ventilación mecánica.

La aplicación de la ventilación mecánica para un local puede ser realizada de varias maneras: solo suministro, solo extracción y suministro y extracción combinados.

SOLO SUMINISTRO

Se trata de un sistema en el cual los ventiladores suministran aire a un local, logrando que su presión se eleve muy ligeramente, generando que el aire tienda a fluir desde el interior al exterior. Sabiendo que esta ligera sobrepresión dentro del local evitará la entrada de polvo, olores, calor, etc. provenientes de áreas aledañas colindantes, por lo que tiene

gran aplicación en comedores, para evitar malestar en los comensales por el calor, humo y olores que emanan de la cocina.

SOLO EXTRACCIÓN

Se trata, de un sistema en el cual los extractores remueven el aire de un local, logrando una ligera depresión. Se extrae el aire por las denominadas zonas húmedas (cocinas, hornos, parrillas al carbón, lavaplatos) y la entrada de aire se procura por las denominadas zonas secas (estancias secas).

Este sistema, tiene gran aplicación en cocinas industriales, pues, con aberturas adecuadas entre el comedor y la cocina el aire fluirá desde el comedor a la cocina, llevándose consigo los indeseables humos y olores confinándolos al área de la cocina, donde serán capturados por el sistema de extracción.

SUMINISTRO Y EXTRACCIÓN COMBINADO

Este sistema se caracteriza por el suministro y extracción simultáneos de aire a un local. A diferencia de los dos sistemas detallados anteriormente, la tasa del flujo de aire fresco puede ser controlada mejor. Consta de una red de suministro que mediante un ventilador impulsa aire fresco a

las dependencias secas y de la red de extracción, que aspira el aire viciado por las dependencias húmedas.

1.2.6. Sistema de Ventilación utilizando Suministro y Extracción combinado.

La utilización de sistemas de ventilación utilizando suministro y extracción combinado, facilita el manejo por separado del flujo de aire suministrado del flujo de aire extraído, lo que logra el confinamiento del calor, humos y olores exclusivamente a la zona de la cocina.

Se seleccionó este sistema para nuestra aplicación específica, restaurantes con parrillas al carbón de gran capacidad, por ser el más idóneo por lo anteriormente expuesto.

Se halla constituido por dos redes: sistema de suministro de aire y sistema de extracción de aire. Para que el aire fluya a la cocina desde las áreas colindantes, la cocina debe estar bajo una ligera depresión. Para conseguirlo, se permite que la red de suministro de aire para la cocina proporcione un 85% del aire fresco, y el 15% restante para infiltrar desde las zonas

aledañas, recalándose que el sistema de extracción debe renovar el 100% del aire de la cocina.

La capacidad de los diversos componentes de cada uno de los sistemas se tratan en detalle en los capítulos 2 y 3 respectivamente.

CAPITULO 2

2. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES DEL SISTEMA DE SUMINISTRO DE AIRE

Este capítulo es referido al sistema de suministro, utilizado para proporcionar al local condiciones interiores aceptables (ambiente adecuado), para el normal desarrollo de las actividades en el realizadas. Cabe señalar, que el sistema de suministro de aire es una solución empleando exclusivamente ventilación mecánica para contrarrestar la contaminación por calor que se genera en el local; pues, existen otros métodos, como la climatización, es decir, aire acondicionado.

2.1 Toma de Aire Exterior

El objetivo de la toma de aire exterior es proveer al sistema de ventilación con aire fresco. El diseño adecuado para esta toma de aire, considera ciertos parámetros que procuran una captación de aire en

las mejores condiciones posibles. Cabe señalar, que las tomas de aire son el punto de contacto del sistema con el exterior.

Por lo tanto, cito a continuación los principales parámetros que debe cumplir la toma de aire, para una correcta protección contra los agentes climáticos:

a) La toma de aire debe poseer en su boca de captación mallas (tela metálica) para evitar el ingreso de pájaros e insectos al sistema. La tela metálica no debe ser demasiado fina, pues reduce prematuramente su superficie por acumulación de polvo.

b) Deben poseer protección contra la lluvia, la misma que consistirá simplemente en piezas inclinadas que rechacen el agua.

c) El emplazamiento de la toma de aire exterior debe ser de forma tal, que evite que esta se sitúe a la misma altura y en el mismo lado que cualquier salida de aire contaminado. Alejadas del suelo de jardines para evitar captar hojas y polen. Y además, distantes de letreros luminosos y luces; pues, estas atraen gran cantidad de insectos.

2.2. Cámara de Depósito de Polvos.

Siguiendo un esquema general, que comprenda todo tipo de situaciones posibles se tiene la utilización de este tipo de cámaras de depósito de polvos, cuyo uso debe ser considerado para los casos

donde el local se sitúe en ambientes con mucho polvo, como por ejemplo un entorno con calles no pavimentadas.

La cámara de depósito de polvos constituye el primer mecanismo depurador del aire, en el sistema de suministro, previo a una etapa de filtración mas fina. Pertenece a los llamados separadores por gravedad. Se utiliza para extraer polvo relativamente grueso.

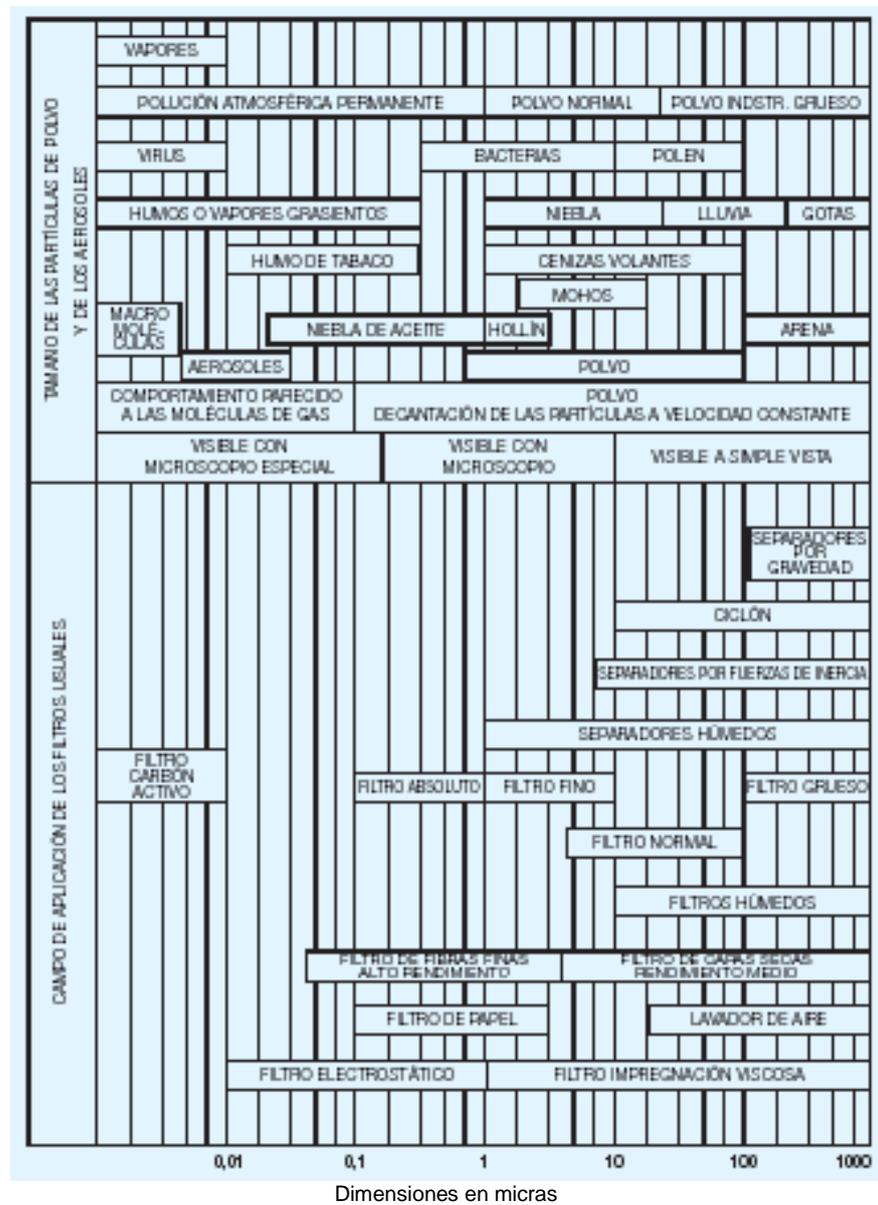
El aire captado, en primera instancia, por la toma de aire exterior es llevado a la cámara de depósito de polvos, donde se disminuye bruscamente su velocidad, dejando actuar a la gravedad sobre las partículas, provocando que estas se depositen.

Para el caso del presente diseño en particular, no se requiere la utilización de esta cámara; pues, el local se halla emplazado en un sector urbano de la ciudad de Guayaquil.

2.3. Filtros.

De la variedad existente de sistemas para depuración del aire, se optó por la utilización de filtros, por ser estos, prácticos y de bajo costo de instalación y mantenimiento.

La FIGURA 2.1 proporciona una guía de selección general de los sistemas depuradores, de acuerdo al tamaño de las partículas.



FUENTE: Salvador Escoda S. A., Manual Práctico de Ventilación, 2ª Edición

FIGURA 2.1 GUÍA PARA SELECCIÓN DE SISTEMAS DEPURADORES DE AIRE.

Una vez que se optó por la utilización de filtros, se debe tener presente su clasificación:

- a.- Filtros húmedos (viscosos).
- b.- Filtros secos.
- c.- Filtros electrostáticos.
- d.- Filtros de carbón activo.

Los filtros húmedos y secos (FIGURA 2.2) se pueden utilizar para separar partículas de polvo y polen. Los filtros electrostáticos para captar hollín y humo de tabaco y los filtros de carbón activo para partículas de tamaño molecular.

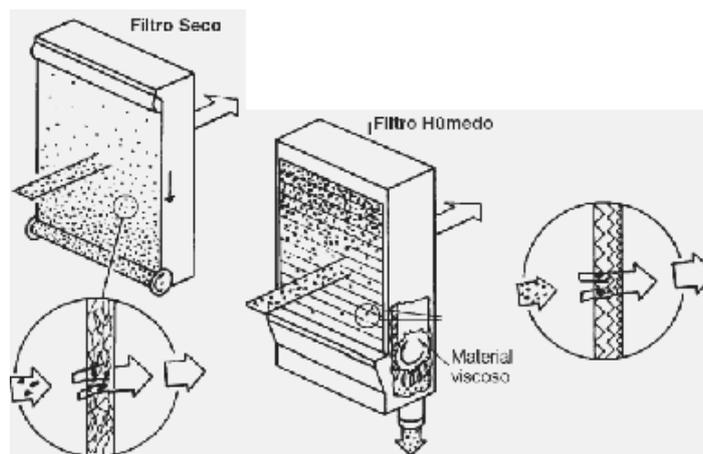


FIGURA 2.2 FILTRO SECO Y HÚMEDO

El objetivo principal de los filtros del sistema de suministro de aire es depurarlo, dándole condiciones aceptables para ser suministrado al local y así cumplir uno de los objetivos principales de la ventilación, reemplazar el aire contaminado del interior de un local por uno de mejores características.

Para seleccionar el tipo de filtro requerido para esta aplicación específica se consideran los siguientes parámetros:

- 1) Tamaño de las partículas en suspensión.
- 2) Concentración de partículas en el aire.
- 3) Pérdida de carga.

Tamaño de las partículas en suspensión.- el sistema de suministro captará el aire del exterior del local; entonces, la tarea de filtrado se refiere a polvo de la calle, compuesto de partículas con granulometría comprendida de 0.5 μm . a 80 μm . Ver TABLA 2.1 y TABLA 2.2.

TABLA 2.1 TAMAÑO DE LAS PARTÍCULAS

Tipo de polvo	μm
Polvo de la calle	0,5
Polvo de voladuras	1,4
Polvo de fundición	1 a 200
Corte de granito	1,4
Neblina	1 a 40
Cenizas volantes	3 a 70
Carbón pulverizado	10 a 400

Fuente: Salvador Escoda S.A., Manual práctico de Ventilación, 2da. Edición

TABLA 2.2 POLVO DE LA CALLE

Tamaño partículas [μm]	Porcentaje [%]
0 a 5	39
5 a 10	18
10 a 20	16
20 a 40	18
40 a 80	9

Fuente: Salvador Escoda S.A., Manual práctico de Ventilación, 2da. Edición

Concentración de partículas en el aire.- la ubicación del local establece el tipo de ambiente. Para el presente diseño, se considera al ambiente que rodea al local como calle de ciudad. Ver TABLA 2.3.

TABLA 2.3 TIPOS DE AMBIENTE

Ambiente	Concentración de Polvo [mg/m^3]
Rural	0,04 a 0,045
Barrio periférico	0,05 a 1
Ciudad, general	0,5 a 2
Zona industrial	0,5 a 5
Calle de ciudad	1 a 3
Fábricas	0,5 a 9
Fábrica o de minas con mucho polvo	9 a 900

Fuente: Salvador Escoda S.A., Manual práctico de Ventilación, 2da. Edición

Pérdida de carga.- usualmente provista por los fabricantes de los filtros. Una guía de selección de filtros se muestra en la TABLA 2.4.

TABLA 2.4 GUÍA DE SELECCIÓN PARA FILTROS

TIPO	EFICIENCIA %	RESISTENCIA pulg. col. H2O	MANTENIMIENTO REQUERIDO	VELOCIDAD EN LA CARA [FPM]
Electrónicos	90 - 95 alta	0,26 - 1,1	mínimo	625
Automáticos Viscosos	73 media	0,8	mínimo	500
Filtros de Aluminio	50	0,05 - 0,50	fácil	300 - 625
Filtros de Grasa	50	0,20 - 0,56	no fácil	150 - 600
Filtros de Fibra	60 - 75 media	0,5	mínimo	500
Filtros de Superficie Extendida	90 - 95 60 - 95 80 - 95 25 - 30	0,6 0,5 0,55 0,12 - 1,20	mínimo mínimo mínimo mínimo	500 500 500 300 - 625
Filtros Tipo Bolsa	90 80 60 50 40	0,49 - 1,0 0,35 - 1,0 0,28 - 1,0 0,24 - 1,0 0,24 - 1,0	mínimo mínimo mínimo mínimo mínimo	375 - 625 375 - 625 375 - 625 375 - 625 375 - 625
Filtros Tipo HEPA	99,9999 99,9999 99,99	1,00 - 3,0 0,25 - 3,0 1,00 - 3,0	mínimo mínimo mínimo	250 100 - 250 440

FUENTE: Boletín American Air Filter, folleto AF – 1 182H.

Con los valores de tamaño de partícula y concentración se seleccionan los filtros de la TABLA 2.5.

TABLA 2.5 SELECCIÓN DEL TIPO DE FILTRO

	Tipo	Tamaño mínimo partículas μm	Concentración óptima g/m^3	Velocidad Normal		Perdida de carga c.d.a.	Rendimiento aprox. %	
				m/s	A través de			
SEPARADORES DE POLVO	POR GRAVEDAD	CÁMARA DE SEDIMENTACIÓN	200	>180	1,5 a 3	la cámara	$< 2,5$	< 50
	POR FUERZAS DE INERCIA	CÁMARA DE CHOQUE	50 a 150	> 180	5 a 10	entrada	< 13	< 50
		CICLÓN	> 10	> 35	10 a 20	entrada	< 50	< 80
		MULTICICLÓN (Ciclones de poco diámetro)	> 5	> 35	10 a 20	entrada	< 100	< 90
	SEPARADORES HUMEDOS (SRUBBERS)	DE CHOQUE	> 5	> 35	15 a 30	toberas	> 50	< 80
		DE CHORRO	< 5	$> 3,5$	10 a 15	entrada	< 200	< 90
DE TOBERA SUMERGIDA		> 2	$> 3,5$	10 a 20	toberas	> 50	< 90	
FILTROS	ELECTROSTÁTICO	ALTA TENSION	< 2	$> 3,5$	1 a 3	placas	< 8	< 95
		BAJA TENSION	< 1	$< 0,03$	1,5 a 2,5	placas	< 25	< 90
	FILTROS DE AIRE	HÚMEDOS	> 5	$< 0,07$	1,5 a 2,5		2 a 18	65 a 90
		SECOS	$> 0,5$	$< 0,035$	0,1 a 2,5		2 a 25	50 a 95
		ABSOLUTOS	< 1	$< 0,035$	0,1 a 2,5		25 a 65	99,95
PARA ABSORCIÓN DE OLORES (Carbón activo)		molecular	$< 0,035$	0,1 a 0,6		< 8	> 95	

FUENTE: SALVADOR ESCODA S.A., Manual Práctico de Ventilación, 2da. Edición.

Finalmente, la caja de filtros constará de dos etapas de filtrado como se muestra a continuación en la TABLA 2.6

TABLA 2.6 FILTROS SELECCIONADOS Y SU CARACTERISTICA.

ETAPA	Nombre comercial	Caída de presión [pulg. col. H2O]	Eficiencia %
1	Casiba AV-EU2	0.40	75
2	Casiba FG-EU2	0.32	65 a 80

2.4. Distribución de Conductos de Suministro de Aire.

Se refiere a la manera como esta orientado el sistema de ductos respecto de la geometría del recinto. Para esto, es de gran utilidad disponer de un plano detallado del local, con sus respectivas acotaciones. Ver PLANO 1.

Se procede al trazado de los ductos, obedeciendo un criterio sencillo pero efectivo de diseño. Procurar que los conductos principales, tanto de suministro como de extracción, sean colocados en el centro del local, para evitar largos recorridos de conductos de gran sección que se crucen desordenadamente.

Partiendo del conducto principal se procede al trazado de las ramificaciones hacia las áreas a ventilar. Así obtenemos únicamente la longitud de cada uno de los ramales; pues, el diámetro de los ductos será calculado en la sección 2.5.2 de diseño de ductos.

Los conductos de suministro de aire estarán constituidos en dos sistemas: sistema de suministro uno y sistema de suministro dos.

FIGURA 2.3 y FIGURA 2.4 respectivamente.

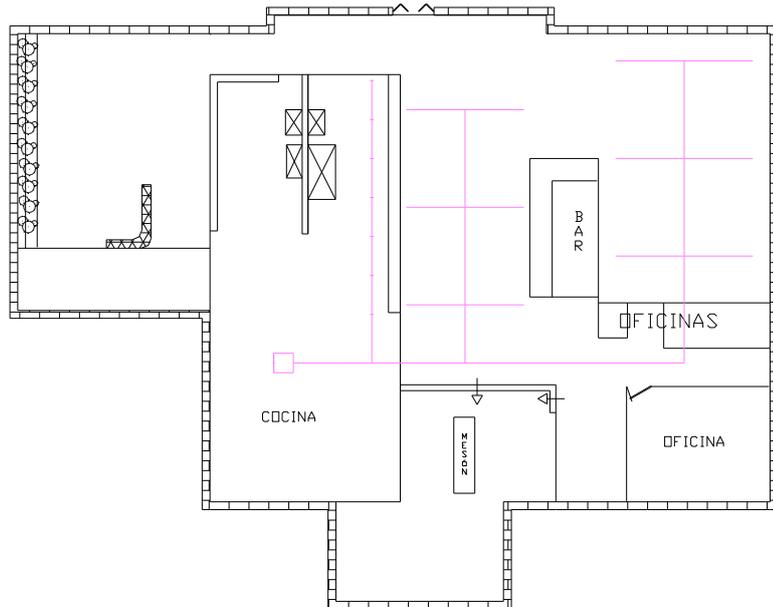


FIGURA 2.3 SISTEMA DE SUMINISTRO UNO

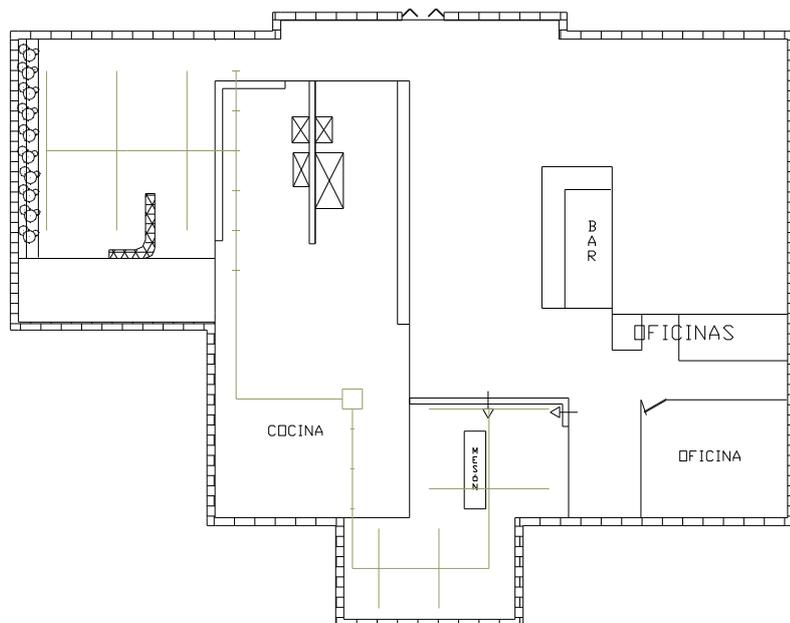


FIGURA 2.4 SISTEMA DE SUMINISTRO DOS

TABLA 2.7 VARIACIONES DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN
GUAYAQUIL

<u>HORA</u>	<u>TEMPERATURAS EXTERIORES</u>			
	<u>Bulbo seco</u>		<u>Bulbo húmedo</u>	
	<u>[°C]</u>	<u>[°F]</u>	<u>[°C]</u>	<u>[°F]</u>
5 a.m.	23,33	74,0	22,11	71,8
6 a.m.	23,56	74,4	22,44	72,4
7 a.m.	23,89	75,0	22,61	72,7
8 a.m.	24,44	76,0	23,06	73,5
9 a.m.	25,56	78,0	23,78	74,8
10 a.m.	26,94	80,5	24,67	76,4
11 a.m.	28,89	84,0	25,44	77,8
12 m.	30,56	87,0	25,94	78,7
1 p.m.	32,22	90,0	26,33	79,4
2 p.m.	33,05	91,5	26,55	79,8
3 p.m.	33,33	92,0	26,67	80,0
4 p.m.	33,05	91,5	26,56	79,8
5 p.m.	32,22	90,0	26,33	79,4
6 p.m.	31,28	88,3	26,17	79,1
7 p.m.	30,17	86,3	25,83	78,5
8 p.m.	29,17	84,5	25,56	78,0
9 p.m.	28,33	83,0	25,28	77,5

FUENTE: Compañía DELFINI & CIA. LTDA. (DELTA).

2.5.1. Dilución del Contaminante Térmico.

El sistema de suministro, se encarga de contrarrestar exclusivamente la contaminación por calor generada en el local.

Para esto, se determinan las aportaciones de calor generadas

por cada una de las fuentes. En nuestra aplicación específica se tienen las siguientes fuentes:

- a) Ocupantes y sus actividades.
- b) Equipos eléctricos y electrónicos.
- c) Proceso exotérmico (quema de carbón vegetal).
- d) Radiación solar.

Ganancia de calor por ocupantes.- este factor es preponderante, pues, al tratarse de un restaurante de gran capacidad, el número de ocupantes que pueden estar simultáneamente en un momento determinado es grande. Para el diseño, se considera la capacidad máxima de clientes que posee el local, esto proporciona la ganancia de calor mas severa debido a los ocupantes y sus actividades.

Los ocupantes se clasifican de acuerdo a su actividad y conforme a esta se toma el valor del calor total ajustado de la TABLA 2.8.

TABLA 2.8 PRODUCCIÓN DE CALOR DEL CUERPO HUMANO PARA
DIVERSAS ACTIVIDADES

Clase de Trabajo	Actividad	Carga Generada [Kcal/hr]	Carga Generada [Btu/hr]
	Durmiendo	63	250
	Sentado Tranquilo	100	400
Trabajo Ligero	Sentado con leves movimientos brazos	115 - 140	450 - 550
	Sentado con leves movimientos brazos y piernas	140 - 165	550 - 650
	De pie con ligero trabajo de banco y movimiento los brazos	140 - 165	550 - 650
	Sentado con movimiento pesado de brazos y piernas	165 - 200	650 - 800
Trabajo Moderado	De pie, con ligero movimiento de máquina o banco y algún movimiento alrededor	165 - 190	650 - 750
	De pie, con trabajo moderado de máquina o banco y algún movimiento alrededor	190 - 255	750 - 1000
	Caminando con levantamiento o empujes moderados	255 - 350	1000 - 1400
Trabajo Pesado	Levantamiento, empujes o arrastre pesados intermitentes	375 - 510	1500 - 2000
	El trabajo mas duro sostenido moviendo los brazos	510 - 605	2000 - 2400

FUENTE: ASHRAE, Handbook of Fundamentals, 1972

Los valores de producción de calor del cuerpo humano, para las diferentes actividades realizadas en este tipo específico de restaurantes se muestran a continuación en la TABLA 2.9.

TABLA 2.9 GANANCIA DE CALOR POR OCUPANTES

Ocupantes	Número	C [Kcal/h]	Co [Kcal/h]
Clientes	300	120	36000
Meseros	14	255	3570
Barman	3	190	570
Cocineros	8	255	2040

Para obtener el calor total por ocupantes, se hace una sumatoria de los calores que aportan cada tipo de ocupantes.

$$Co = 36000 + 3570 + 570 + 2040$$

$$Co = 42180 \text{ [Kcal./h]}$$

donde; Co : calor total por ocupantes en Kcal./h.

Ganancia de calor por equipos eléctricos y electrónicos.- las lámparas, motores eléctricos y equipos electrónicos al funcionar generan calor que contribuye al contaminante térmico del local.

Para los sistemas de alumbrado se considera como carga térmica el factor de 0.86 Kcal./h (3.41 Btu/h) por cada vatio de luminaria utilizado. Para el caso de lámparas fluorescentes se debe considerar un 20% adicional.

Se determina el número y clase de luminaria con su vatiaje correspondiente. Para obtener el calor total ajustado en Kcal./h, se multiplica el número existente de cada tipo de luminaria por los vatios y por el factor correspondiente. Ver TABLA 2.10.

TABLA 2.10 GANANCIA DE CALOR POR LUMINARIAS

Cantidad	Tipo	Vatios	Factor	Cl [Kcal/hr]
120	Dicroico	40	0,86	4128
15	Econoliner	20	0,86	258
18	Foco Incandescente	60	0,86	928
10	Fluorescente	40	0,86 + 20%	413
Total				5727

La ganancia de calor debida a luminarias es entonces:

$$Cl = 5727 \text{ [Kcal./h]}$$

donde;

Cl : calor total por luminarias en [Kcal./h].

En lo que respecta a electrodomésticos, se determina la cantidad de equipos, el tipo y la potencia en [hp] de los motores, según la potencia en [hp] se determina el calor que adicionan al medio en [Kcal./h], APENDICE A. En motores tenemos 3 de 1/4 [hp], 3 de 1/3 [hp] y 1 de 1 [hp].

$$\begin{aligned} Ce &= 3 (250 \text{ Kcal/h}) + 3 (324 \text{ Kcal/h}) + 1 (812 \text{ Kcal/h}) \\ &= 2534 \text{ [Kcal/h]}. \end{aligned}$$

donde;

Ce : calor total por electrodomésticos en [Kcal/h].

Ganancia de calor por radiación solar.- la transferencia de calor debido a la radiación solar afecta al techo y las paredes exteriores contribuyendo a incrementar la carga térmica del local. La ganancia de calor por el techo, en este caso no será considerada, pues la utilización de tumbado es obligatoria por estética y para el tendido de ductos, formándose un espacio considerable entre la cubierta exterior y el tumbado (desván). Además, para cuestiones de evitar el incremento de la temperatura interior del local, la cubierta estará aislada térmicamente, y complementariamente, 2 ventiladores eólicos pueden extraer el aire del desván, debiéndose dotar al desván de las correspondientes entradas de aire fresco. Ver FIGURA 2.5.



FIGURA 2.5 DESVAN VENTILADO

Para el cálculo de la ganancia de calor en paredes se considera el emplazamiento del local (orientación de paredes) como se indica en la FIGURA 2.6.

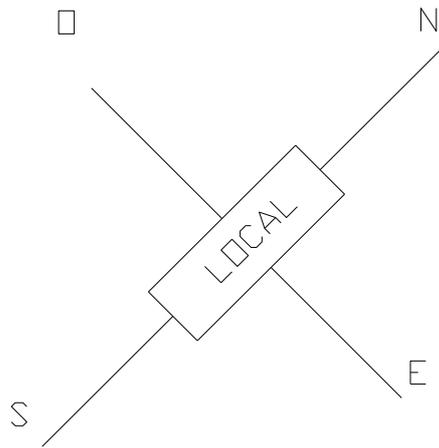


FIGURA 2.6 EMPLAZAMIENTO DEL LOCAL

La hora más calurosa es a las 15h00, regresar a TABLA 2.7. Por tanto calculo la ganancia de calor de la pared orientada al Oeste.

Se considera el material de la pared como piedra sin enlucir con espesor de 0.25 m, entonces la pared tiene un factor de generación de carga térmica de 112 Kcal/h-m², TABLA 2.12.

Para calcular la carga total por pared se debe tener el área y aplicar la siguiente ecuación:

$$C_p = F_{tp} \times A_p$$

donde; C_p : ganancia de calor de la pared.

TABLA 2.11 CALENTAMIENTO POR RADIACIÓN SOLAR PARA PAREDES
EN LA CIUDAD DE GUAYAQUIL

MATERIALES [m]	ESTE/OESTE [Kcal/h/m ²]	SUDESTE/SUDOESTE [Kcal/h/m ²]	NORTE/SUR [Kcal/h/m ²]
Pared simple sin enlucir			
0,06	112	65	13,2
0,11	88	51	10,4
0,22	61	35	7,2
0,33	44	26	5,2
0,45	37	22	4,4
Pared de hormigón sin enlucir			
0,05	142	82	16,8
0,1	122	71	14,4
0,15	108	63	12,8
0,2	95	55	11,5
Pared de piedra sin enlucir			
0,25	112	65	13,2
0,3	105	61	12,4
0,4	95	55	11,2
Paredes de madera			
0,02	112	65	13,2
0,03	98	57	11,6
0,04	85	49	10
0,05	74	44	8,8
0,08	58	34	6,8
Planchas onduladas de fibrocemento	170	98	20
Ventana exterior de vidrio	500	300	105
Ventana exterior de vidrio doble	103	59	11,9

FUENTE: Folleto de Ventilación Industrial, Diplomado Manejo Ambiental,

ESPOL, Julio 2001

F_{tp} : factor de generación de carga térmica de la pared.

A_p : área de la pared.

Encuentro el área de la pared:

$$A_p = \{(10.85 \text{ m} + 13.23 \text{ m}) * 0.85 \text{ m}\} + (10.4 \text{ m} * 0.45 \text{ m})$$

$$A_p = 25.15 \text{ [m}^2\text{]}$$

Entonces:

$$C_p = 25.15 \text{ [m}^2\text{]} \times 112 \text{ [Kcal./h-m}^2\text{]}$$

$$C_p = 2816 \text{ [Kcal./h]}$$

Ganancia de calor por proceso exotérmico, quema de carbón.- la única área que presenta ganancia de calor de este tipo es el área de parrillas. Para efectuar dicho cálculo, primeramente se efectuó un inventario de cuanto carbón vegetal se consume en un determinado período de tiempo. Por cuestiones de cálculo, dicho inventario se realizó en un restaurante con parrillas al carbón situado en la ciudad de Guayaquil.

Consumen aproximadamente 3 sacos en 4 horas, cada saco contiene 20 Kg. de carbón, dando un consumo de carbón de 15 Kg./h.

Para obtener el calor adicionado al local por la quema de carbón, aplico la siguiente ecuación:

$$C_c = P_c \times g \times f \times 0.239$$

donde; C_c : calor por quema de carbón en Kcal/h.

P_c : poder calorífico del carbón en Kj/Kg.

g : consumo de carbón en Kg/h.

f : porcentaje de calor que contribuye a la contaminación térmica.

El valor 0.239 es un factor de conversión de joule a calorías.

El factor f tiene un valor de 0.61, se obtuvo del apéndice B, donde se realiza un balance de energía para fogones.

Entonces se tiene:

$$C_c = 29000 \text{ Kj/kg} \times 15 \text{ Kg/h} \times 0.61 \times 0.239$$

$$C_c = 63418 \text{ Kcal./h.}$$

Finalmente, Para contrarrestar cada una de las cargas térmicas, anteriormente calculadas, empleando ventilación se aplica la siguiente ecuación:

$$Q = C_t / 0.288 \times \Delta t$$

donde; Q : caudal en m³/h.

C_t : calor sensible total en Kcal./h.

Δt : diferencial de temperatura en °C.

0.288 : factor numérico que considera la conversión de Joule a Kcal., la densidad y el calor específico del aire

Los resultados así obtenidos para dilución del contaminante térmico del local por las diversas fuentes consideradas se presentan a continuación en la TABLA 2.13.

TABLA 2.12 VENTILACIÓN REQUERIDA PARA EL SISTEMA DE SUMINISTRO DE AIRE

Fuente	Carga	Ventilación	Necesaria
	[Kcal/h]	m ³ /h	pie ³ /min
Ocupantes	42180	24410	14365
Luces	5727	3314	1950
Electrodomésticos	2534	1466	863
Paredes	2816	1630	959
Carbón	63418	36700	21598
Total	116675	67520	39735

Esta tabla muestra los valores correspondientes de ventilación necesaria para contrarrestar el calor generado por las fuentes consideradas en este diseño en particular. En general, si se

presentan otras fuentes generadoras de carga térmica, estas deben ser incluidas.

2.5.2. Diseño de Ductos para Suministro de Aire.

En esta sección se dimensionan los ductos que conforman el sistema de suministro de aire, para lo cual, de la diversidad de métodos existentes para diseño de ductos, se selecciona el método de reganancia estática; pues, con este, se hace uso mas eficiente de la energía y por ende una reducción considerable de costos. Si bien es uno de los más laboriosos, da los mejores resultados.

Este método, se basa en lograr que el incremento de presión estática (reganancia) causado por la reducción de velocidad en una expansión, se iguale con la caída de presión por fricción del próximo tramo de ducto.

Como el presente caso es una aplicación real, se debe considerar las pérdidas y el factor de reganancia.

La versión del método de reganancia estática desarrollado por "Carrier Air Conditioning Company", hace todas estas consideraciones reales, y es el utilizado para el diseño de ductos del sistema de suministro.

Para dimensionar un ducto por este método se adopta el siguiente procedimiento: Una velocidad es seleccionada inicialmente, la de salida del ventilador al ramal principal. Dicha velocidad se escoge del APÉNDICE C, utilizando el APÉNDICE D se obtiene el diámetro del primer tramo de ducto en pulgadas, y su equivalencia en ducto rectangular se obtiene del APÉNDICE E.

En las restantes secciones (tramos), el APÉNDICE F proporciona el valor de la relación L/Q para el tramo correspondiente. Donde (Q) es el caudal de aire en el respectivo tramo y (L) es la longitud equivalente entre dos bocas, o dos ramas incluyendo los codos (APÉNDICE G) y sin considerar las transformaciones.

Con el valor de la relación L/Q y la velocidad del tramo anterior V_1 se obtiene del APÉNDICE H la velocidad del tramo que se está calculando. En el APÉNDICE H se consideran las transformaciones.

El caudal correspondiente y la velocidad del tramo V_2 determinan el diámetro del ducto en la APÉNDICE D, su equivalencia en ducto rectangular se obtiene del APÉNDICE E.

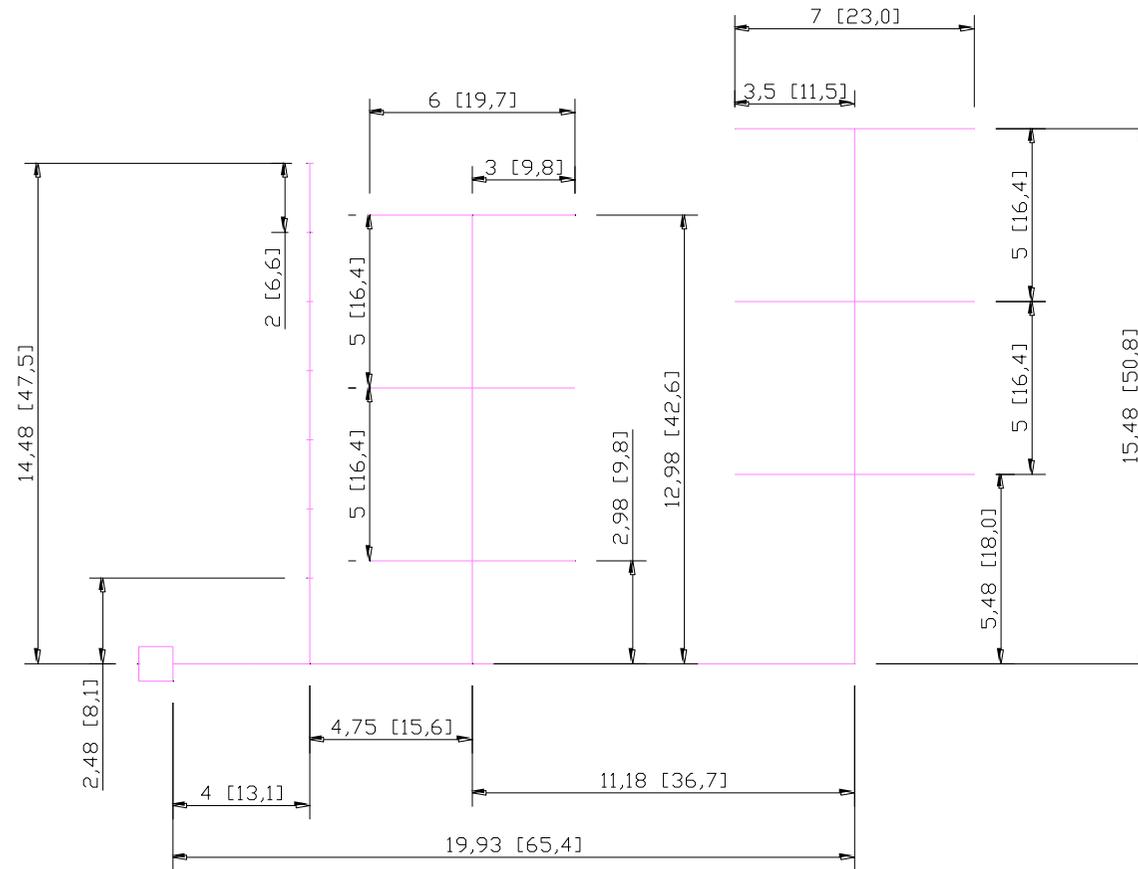


FIGURA 2.7 ACOTACIONES DEL DIAGRAMA DE DUCTOS – SISTEMA DE SUMINISTRO UNO

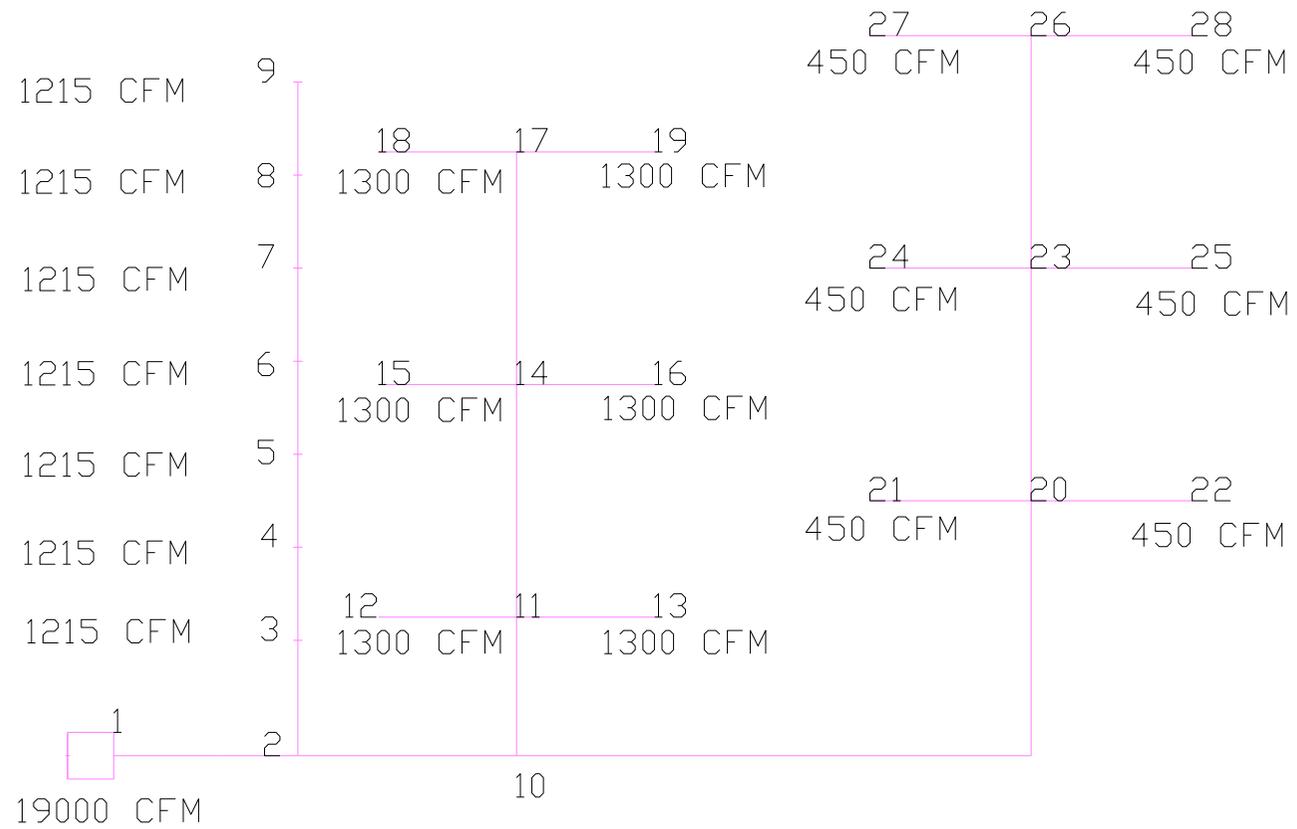


FIGURA 2.8 REQUERIMIENTO DE FLUJO POR RAMALES – SISTEMA SUMINISTRO UNO

TABLA 2.13 DISEÑO DE DUCTOS SISTEMA DE SUMINISTRO UNO

DISEÑO DE DUCTOS POR REGANANCIA ESTÁTICA

OBRA: Restaurante con parrillas al carbón

DISEÑADO POR: César Castillo

SISTEMA DE SUMINISTRO # 1

CFM INICIAL = 19000

VELOCIDAD INICIAL = 2000 FPM

DIMENSIONES TRAMO INICIAL (1 - 2) = 40 x 40

TRAMO ACTUAL	TRAMO ANTER.	Q2 [CFM]	V2 [FPM]	L2 [Ft]	CODOS	Ø [inch]	DIMENSION W x H		
2 3	1 2	8505	1810	8,1	1	29,5	40		18
3 4	2 3	7289	1750	6,6	0	28	40		17
4 5	3 4	6074	1700	6,6	0	26	40		15
5 6	4 5	4859	1650	6,6	0	23,5	40		12
6 7	5 6	3644	1580	6,6	0	21	40		10
7 8	6 7	2429	1500	6,6	0	17,5	40		7,5
8 9	7 8	1215	1380	6,6	0	13	40		4,5
2 10	1 2	10500	1880	15,6	0	32	40		22
10 11	2 10	7800	1720	9,8	1	29	40		18
11 13	10 11	1300	1370	9,8	1	13,5	20		8
11 12	10 11	1300	1370	9,8	1	13,5	20		8
11 14	10 11	5200	1560	16,4	0	25,5	40		14
14 15	11 14	1300	1280	9,8	1	14	20		8,5
14 16	11 14	1300	1280	9,8	1	14	20		8,5
14 17	11 14	2600	1370	16,4	0	19	40		8,5
17 18	14 17	1300	1160	9,8	1	14,5	20		9
17 19	14 17	1300	1160	9,8	1	14,5	20		9
10 20	2 10	2658	1320	54,7	1	19,5	40		9
20 21	10 20	450	980	11,5	1	9,2	10		7
20 22	10 20	450	980	11,5	1	9,2	10		7
20 23	10 20	1772	1520	16,4	0	14,8	20		9,5
23 24	20 23	450	1140	11,5	1	8,6	15		4,5
23 25	20 23	450	1140	11,5	1	8,6	15		4,5
23 26	20 23	886	1240	16,4	0	11,5	20		6
26 27	23 26	450	980	11,5	1	9,25	10		7
26 28	23 26	450	980	11,5	1	9,25	10		7

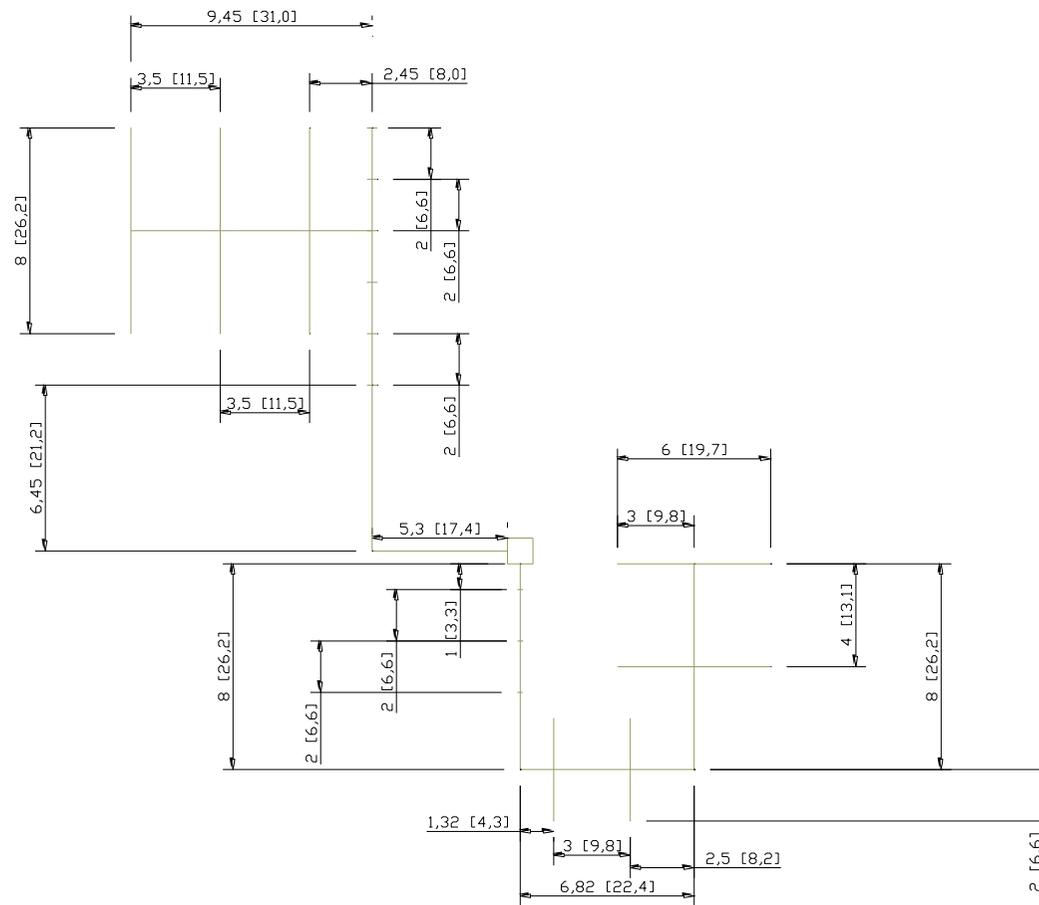


FIGURA 2.9 ACOTACIONES DEL DIAGRAMA DE DUCTOS – SISTEMA DE SUMINISTRO DOS

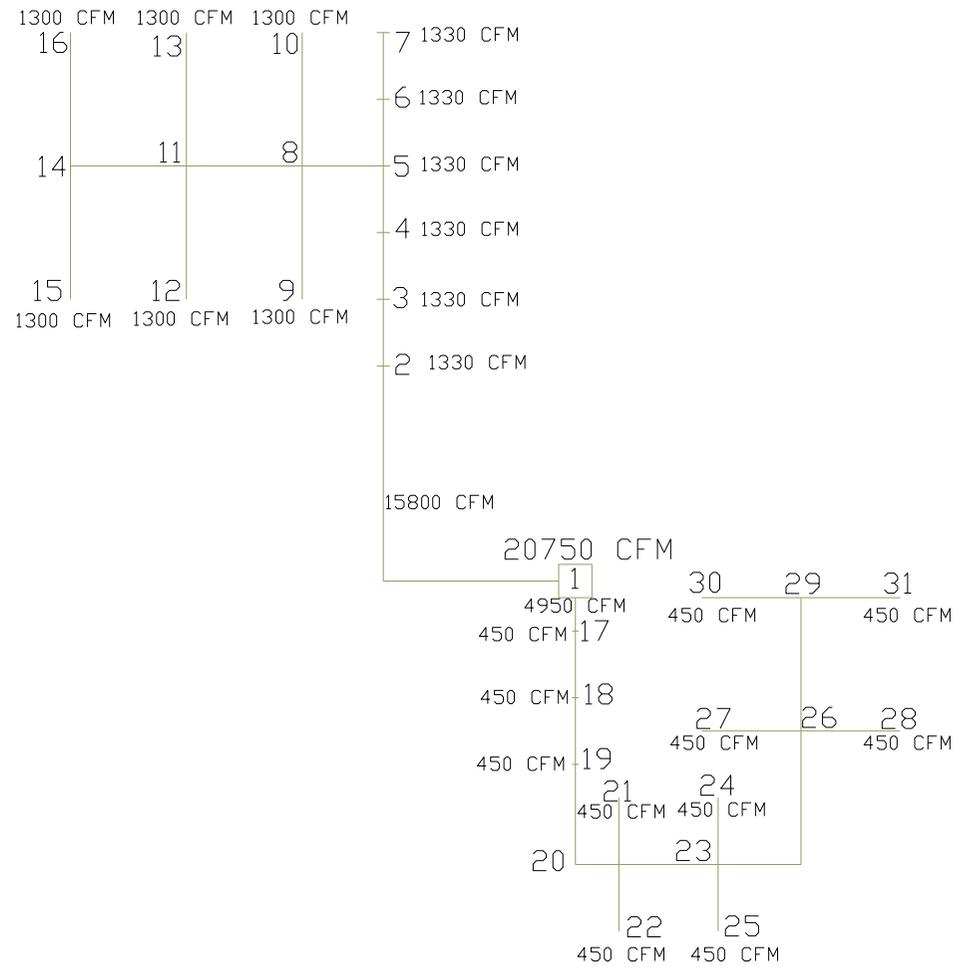


FIGURA 2.10 REQUERIMIENTO DE FLUJO POR RAMALES – SISTEMA SUMINISTRO DOS

TABLA 2.14 DISEÑO DE DUCTOS SISTEMA DE SUMINISTRO DOS,
RAMAL PRINCIPAL

DISEÑO DE DUCTOS POR REGANANCIA ESTÁTICA

OBRA: Restaurante con parrillas al carbón

DISEÑADO POR: César Castillo

SISTEMA DE SUMINISTRO # 2

CFM INICIAL = 15800

VELOCIDAD INICIAL = 2000 FPM

DIMENSIONES TRAMO INICIAL (1 - 2) = 40 x 30

TRAMO ACTUAL	TRAMO ANTER.	Q2 [CFM]	V2 [FPM]	L2 [Ft]	CODOS	Ø [inch]	DIMENSION W x H		
2 3	1 2	14470	1960	6,6	0	36	40		27
3 4	2 3	13140	1920	6,6	0	34	40		25
4 5	3 4	11810	1880	6,6	0	34	40		25
5 6	4 5	2680	1770	6,6	0	17	20		12
6 7	5 6	1350	1640	6,6	0	12	20		6,5
5 8	4 5	7800	1760	8	1	29	40		18
8 11	5 8	5200	1650	11,5	0	24	40		13
11 14	8 11	2600	1520	11,5	0	18	40		8
14 15	11 14	1300	1260	13,1	1	14	17		10
14 16	11 14	1300	1260	13,1	1	14	17		10
11 12	8 11	1300	1340	13,1	1	13,5	17		9,5
11 13	8 11	1300	1340	13,1	1	13,5	17		9,5
8 9	5 8	1300	1400	13,1	1	13,5	17		9,5
8 10	5 8	1300	1400	13,1	1	13,5	17		9,5

TABLA 2.15 DISEÑO DE DUCTOS SISTEMA DE SUMINISTRO DOS,
RAMAL SECUNDARIO

DISEÑO DE DUCTOS POR REGANANCIA ESTÁTICA

OBRA: Restaurante con parrillas al carbón

DISEÑADO POR: César Castillo

SISTEMA DE SUMINSTRO # 2

CFM INICIAL = 4950

VELOCIDAD INICIAL = 2000 FPM

DIMENSIONES TRAMO INICIAL (1 - 17) = 40 x 11

TRAMO ACTUAL	TRAMO ANTER.	Q2 [CFM]	V2 [FPM]	L2 [Ft]	CODOS	Ø [inch]	DIMENSION W x H		
17 18	1 17	4500	1920	6,6	0	21	40		10
18 19	17 18	4050	1840	6,6	0	20	40		9,5
19 20	18 19	3600	1640	14	1	20,2	40		9,5
20 23	19 20	2700	1540	9,8	0	18	40		8
23 26	20 23	1800	1250	21,3	1	16,5	30		8,5
26 29	23 26	900	1080	13,1	0	12,5	20		7
29 30	26 29	450	880	9,8	1	10	7		12
29 31	26 29	450	880	9,8	1	10	7		12
26 27	23 26	450	980	9,8	1	9	9		8
26 28	23 26	450	980	9,8	1	9	9		8
23 24	20 23	450	1220	6,6	1	8,5	10		6
23 25	20 23	450	1220	6,6	1	8,5	10		6
20 21	19 20	450	1280	6,6	1	8,25	12		5
20 22	19 20	450	1280	6,6	1	8,25	12		5

2.5.3. Selección de Ventiladores.

Para seleccionar el ventilador más idóneo para una aplicación específica se requiere de cierta información, fundamentalmente el volumen a manejar [CFM] y la presión estática o en su defecto la presión total del ventilador (usualmente en pulgadas de columna de H₂O). La utilización de la una o la otra dependen del Catálogo del ventilador ha consultar; pues, existen catálogos que están basados en la presión estática y otros en la presión total del ventilador, dependiendo del fabricante.

El volumen de aire que manejará el ventilador se estableció en la sección 2.5.1 y se determinó en función de contrarrestar el contaminante térmico del local, los resultados más relevantes se sintetizan en la TABLA 2.12.

Por otra parte, el catálogo CIMME de ventiladores, que se utilizará para el presente diseño, está basado en la presión total del ventilador. Entonces, se debe determinar la presión total del ventilador.

Esto se logra por medio de la siguiente ecuación:

$$\text{VENTILADOR TP} = TP_{\text{salida}} - TP_{\text{entrada}}$$

$$\text{VENTILADOR TP} = SP_{\text{salida}} + VP_{\text{salida}} - SP_{\text{entrada}} - VP_{\text{entrada}}$$

donde;

VENTILADOR TP: presión total del ventilador.

SP_{salida} : presión estática en la descarga del ventilador.

VP_{salida} : presión de velocidad en la descarga del ventilador.

SP_{entrada} : presión estática en la succión del ventilador.

VP_{entrada} : presión de velocidad en la succión del ventilador.

Se aclara, que en esta ecuación se deben utilizar los signos algebraicos correspondientes. VP es siempre positiva y usualmente SP es positiva (+) en ductos de descarga del ventilador, SP es negativa (-) en ductos a la succión del ventilador.

PRESIÓN ESTÁTICA EN LA DESCARGA DEL VENTILADOR

La SP_{salida} esta constituida por todas aquellas pérdidas que se generan en el lado de descarga del ventilador; es decir, la presión estática que es necesario vencer para que el flujo a través del sistema de ductos de suministro pueda darse. Además, deben considerarse las pérdidas correspondientes en cada ramal debido a las bocas de salida (rejillas/difusores).

Para el sistema #1:

Pérdida por ductos	=	0.08 “ de agua
6 difusores de 450 CFM y SP=0.01	=	0.06 “ de agua
13 difusores de 1300 CFM y SP=0.009	=	0.12 “ de agua

Para el sistema #2:

Pérdida por ductos	=	0.16 “ de agua
11 difusores de 450 CFM y SP=0.01	=	0.11 “ de agua
10 difusores de 1300 CFM y SP=0.009	=	0.09 “ de agua

PRESIÓN DE VELOCIDAD EN DESCARGA DEL VENTILADOR

La VP_{salida} se calcula fácilmente con la ecuación:

$$VP_{salida} = \left(\frac{Vd}{4005} \right)^2$$

donde;

Vd : velocidad del aire en la descarga del ventilador en [FPM].

VP_{salida} : presión de velocidad en la descarga del ventilador en pulgadas de columna de agua.

Para el sistema #1:

$$VP_{salida} = \left(\frac{3942}{4005} \right)^2$$

$VP_{salida} = 0.96$ “ columna de agua.

Para el sistema #2:

$$VP_{salida} = \left(\frac{4304}{4005} \right)^2$$

$VP_{salida} = 1.15$ “ columna de agua.

PRESIÓN ESTÁTICA EN LA SUCCIÓN DEL VENTILADOR

La $SP_{entrada}$ se conforma de todas las caídas de presión estática producidas en el lado de la succión del ventilador. Fundamentalmente pérdidas a la entrada en la toma de aire exterior, por fricción cuando el flujo de aire parte del reposo y es acelerado a medida que ingresa por la boca de captación. Además, la caída de presión provocada por los filtros y las pérdidas de presión estática por contracción al pasar de la caja de filtros a la succión del ventilador.

Pérdidas de entrada.- la pérdida de presión estática a la entrada de una boca de captación se calcula con la siguiente ecuación:

$$SPe = He + VP$$

donde; SPe : pérdida de presión estática en una boca de captación en pulg. de columna de agua.

He : pérdidas de entrada en pulg. de columna de agua.

PV :presión de velocidad en la boca de captación en pulg. de columna de agua.

Las pérdidas de entrada (He) se encuentran dadas para diversas formas y clases de bocas de captación. El APÉNDICE I, proporciona dichos valores. Para el presente caso, se adoptó el valor de pérdida de entrada (He) igual a 0.93 VP.

La caída de presión estática que provocan los filtros.- se toma de los catálogos proporcionados por los fabricantes. APÉNDICE J.

La pérdida de presión estática por contracción.- se recurre al APÉNDICE K y se considera el valor de 60° para el ángulo de disminución gradual de la contracción.

Para el sistema #1:

Pérdidas de entrada	=	0.05 " de agua
Pérdida por filtros (2 etapas)	=	0.72 " de agua
Pérdida por contracción	=	1.20 " de agua
	TOTAL	1.97 " de agua

Para el sistema #2:

Pérdidas de entrada	=	0.05 " de agua
---------------------	---	----------------

Pérdida por filtros (2 etapas)	=	0.72 “ de agua
Pérdida por contracción	=	1.20 “ de agua
TOTAL		1.97 “ de agua

PRESIÓN DE VELOCIDAD EN SUCCIÓN DEL VENTILADOR

La $VP_{entrada}$ se calcula fácilmente con la ecuación:

$$VP_{entrada} = \left(\frac{Vs}{4005} \right)^2$$

donde; Vs : velocidad del aire en la succión del ventilador en
[FPM].

$VP_{entrada}$: presión de velocidad en la succión del
ventilador en pulgadas de columna de agua.

Para el sistema #1:

$$VP_{entrada} = \left(\frac{3461}{4005} \right)^2$$

$VP_{entrada} = 0.75$ “ columna de agua.

Para el sistema #2:

$$VP_{entrada} = \left(\frac{3780}{4005} \right)^2$$

$VP_{entrada} = 0.89$ “ columna de agua.

SELECCIÓN DE VENTILADORES

Con los datos de cada sistema reemplazo en la ecuación ():

$$\text{VENTILADOR TP} = SP_{\text{salida}} + VP_{\text{salida}} - SP_{\text{entrada}} - VP_{\text{entrada}}$$

Para el sistema #1 se tiene:

$$\text{VENTILADOR TP} = 0.26 + 0.96 - (-1.97) - 0.75$$

$$\text{VENTILADOR TP} = 2.44 \text{ [pulg. columna de H}_2\text{O]}.$$

$$\text{VENTILADOR TP} = 607.17 \text{ [Pa]}.$$

Para el sistema #2 se tiene:

$$\text{VENTILADOR TP} = 0.36 + 1.15 - (-1.97) - 0.89$$

$$\text{VENTILADOR TP} = 2.59 \text{ [pulg. columna de H}_2\text{O]}.$$

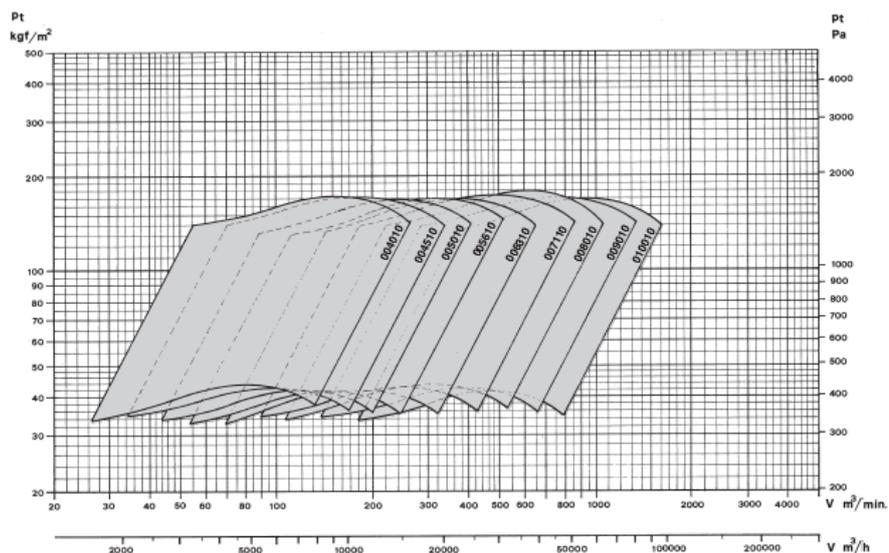
$$\text{VENTILADOR TP} = 644.5 \text{ [Pa]}.$$

TABLA 2.16 REQUERIMIENTOS PARA SISTEMAS DE
SUMINISTRO

Sistema	Q [m ³ /min];cfm	Pt [pa]; kgf/m ²
1	[538]; 19000	[607]; 61.94
2	[588]; 20750	[645]; 65.82

De acuerdo a los requerimientos de caudal y presión obtenidos, se consulta la FIGURA 2.11, observándose que el punto de operación correspondiente (Q vs Pt) se ubica sobre

el área de funcionamiento de tres modelos de ventiladores:
GFB008010, GFB009010 y GFB010010.



FUENTE: Catálogo CIMME, edición enero/2000.

FIGURA 2.11 AREAS DE FUNCIONAMIENTO DE
VENTILADORES CENTRÍFUGOS CIMME

La selección definitiva se hace considerando el modelo que proporcione la mejor eficiencia, esto se determina comparando las curvas de funcionamiento de cada ventilador (figuras 2.12, 2.13 y 2.14).

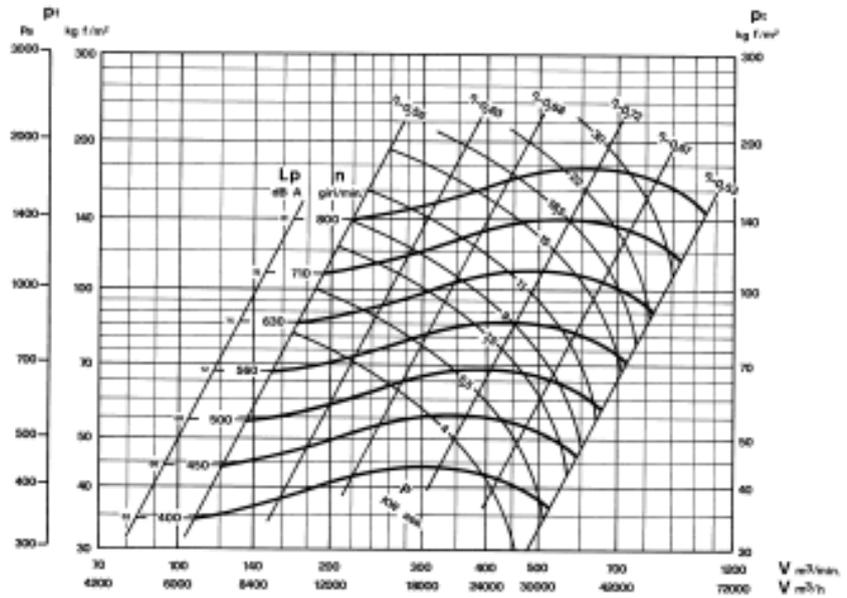


FIGURA 2.12 CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR GFB 008010

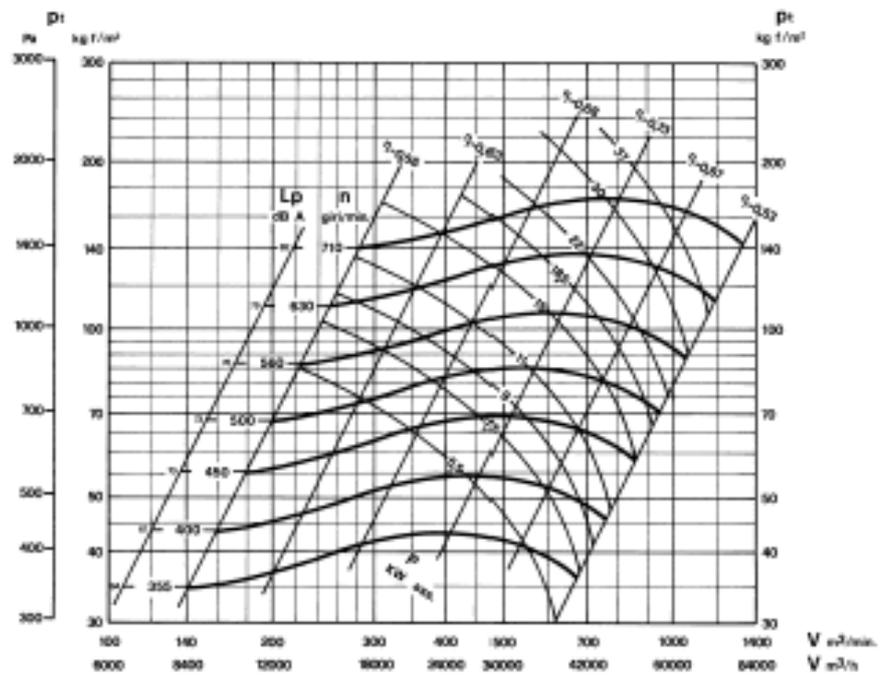


FIGURA 2.13 CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR GFB 009010

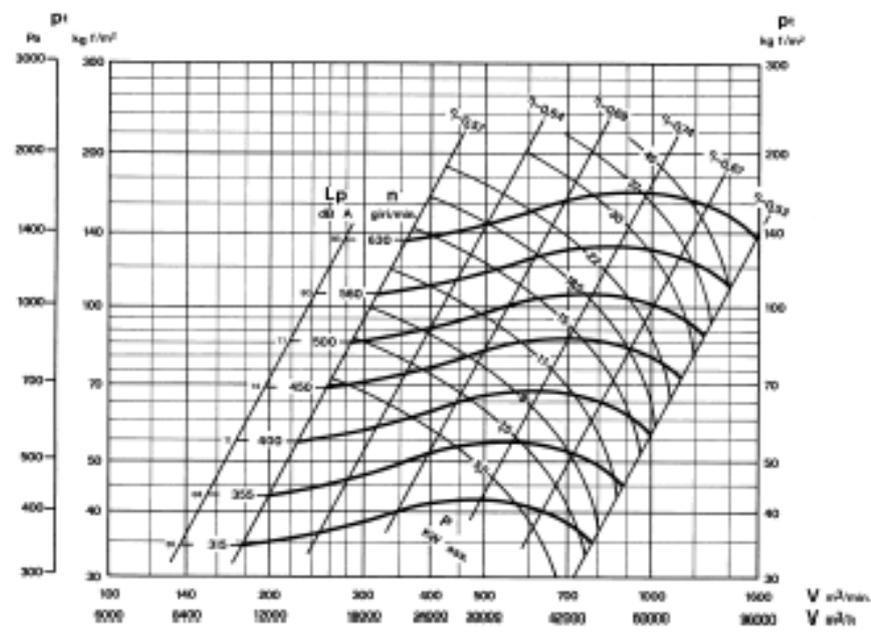


FIGURA 2.14 CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DEL
VENTILADOR GFB 010010

Modelo Seleccionado

Para Sistema de suministro #1:

- Tipo: Centrífugo.
- Marca: CIMME.
- Modelo: GFB010010.
- Presión total: 607 Pa.
- Eficiencia Mecánica: 72%
- Revoluciones: 400 rpm.
- Sonido producido: 73 dbA.
- Material: Acero galvanizado.

- Fuente Motriz: Motor eléctrico Trifásico.
- Transmisión: Banda.

Para Sistema de suministro #2:

- Tipo: Centrífugo.
- Marca: CIMME.
- Modelo: GFB010010.
- Presión total: 645 Pa.
- Eficiencia Mecánica: 73%
- Revoluciones: 400 rpm.
- Sonido producido: 74 dbA.
- Material: Acero galvanizado.
- Fuente Motriz: Motor eléctrico Trifásico.
- Transmisión: Banda

CAPITULO 3

3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN

El presente capítulo desarrolla el sistema de extracción, mismo que, se refiere a un tratamiento de las emisiones (vapores grasos, humos y olores) utilizando ventilación localizada. Pues, los focos de generación (camas de carbones), son claramente identificables en puntos concretos.

La ventilación localizada utiliza campanas extractoras para capturar las emisiones a medida que se producen en el mismo lugar de origen, para seguidamente someter dichas emanaciones a un tratamiento de retención de partículas y una etapa final de filtración química. De esta manera, los gases quedan listos para su descarga a la atmósfera.

3.1. Dispositivo Capturador de Humos y Olores.

El dispositivo capturador de humos y olores es el mecanismo dispuesto para obtener la captura y confinamiento de los vapores grasos, humos y olores. Para la presente Tesis, dicho dispositivo se constituye de dos elementos, la campana de extracción y el sello dinámico, que al trabajar simultáneamente logran el efecto deseado.

3.1.1. Campana de Extracción

En la utilización de campanas extractoras se debe recalcar un error frecuente: creer que las campanas extraen todo el calor. Las campanas extractoras únicamente se llevan el calor latente inmerso en los humos y vapores grasos. El contrarrestar la ganancia de calor del local (calor sensible) le corresponde al sistema de suministro, detallado en el capítulo dos, en el cual se hicieron todas estas consideraciones.

Además, el diseño de una campana de extracción debe involucrar las siguientes consideraciones:

- a) Forma
- b) Dimensiones.
- c) Altura de la campana.
- d) Velocidad de captura.
- e) Velocidad en el conducto.

f) Flujo requerido.

g) Pérdidas de entrada.

Forma.- se refiere a la clase de campana a utilizar, necesitándose un conocimiento previo del proceso u operación para determinar la clase de campana más efectiva para la aplicación particular.

Dimensiones.- las dimensiones de la campana se establecen por la geometría de los focos de generación. Para esta aplicación en particular, dichos focos se sitúan en la zona de asados, que esta constituida por cuatro camas de carbones con sus respectivas parrillas. Las dimensiones se presentan a continuación en la TABLA 3.1.

TABLA 3.1 DIMENSIONES DE LAS PARRILLAS

Parrilla	Largo: L [m]; (ft)	Ancho: M [m] ; (ft)
1	2.8 ; (9.19)	1.4 ; (4.6)
2	1.3 ; (4.27)	0.85 ; (2.8)
3	1.3 ; (4.27)	0.85 ; (2.8)
4	1.7 ; (5.58)	0.8 ; (2.63)

Altura de la campana (H).- pese a su influencia directa sobre la potencia de aspiración de la campana, frecuentemente pasa desapercibida.

Por una parte, se debe considerar que la campana mientras mas cerca (H pequeño), se ubique del punto de generación del contaminante es más eficiente; y por otra parte el H mínimo que permite la aplicación particular.

Velocidad de captura.- es la velocidad del aire requerida en la boca de la campana para obligar al contaminante a entrar en la campana.

Velocidad en el conducto.- es la velocidad del aire en el conducto requerida para mantener el contaminante suspendido en el aire, evitando que se sedimente y tapone el ducto.

El flujo requerido y las pérdidas de entrada.- son factores necesarios a considerar al momento de seleccionar el extractor.

Fundamentalmente, las campanas para uso en cocinas industriales son de dos tipos:

- a) Campanas adosadas a la pared, y
- b) Campanas tipo isla.

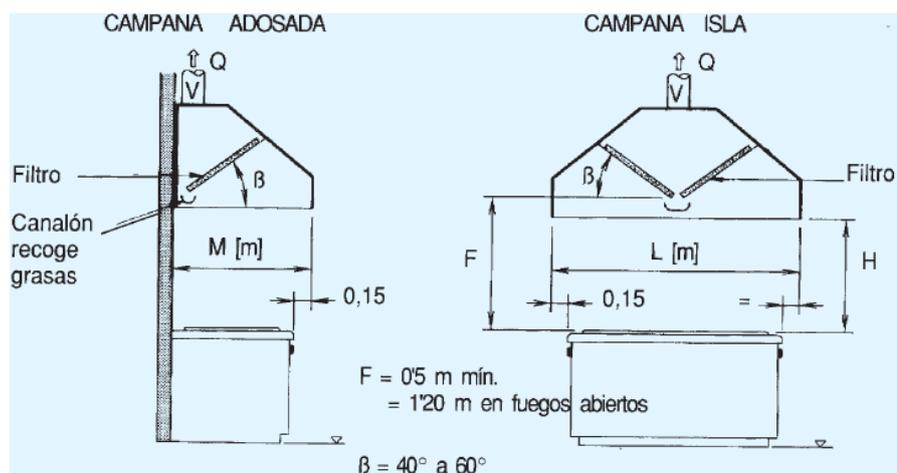


FIGURA 3.1 TIPOS DE CAMPANA

Para la presente aplicación en particular, asados al carbón (charcoal broiler), se escoge la campana tipo adosada a la pared con un solo lado abierto, el frontal.

3.1.2. Sello Dinámico.

El sello dinámico constituye un sistema auxiliar e independiente que induce una cortina de aire frontal (lámina de aire), inyectando aire del exterior.

Las funciones principales del sello dinámico son:

- Facilitar el trabajo de extracción (aspiración), al impedir la fuga de vapores grasos, humos y olores de la zona de cocción al ambiente circundante.
- Asegurar el suministro de aire fresco.

c) Ahorro de energía, evitando el derroche de carga, cuando el local este provisto con climatización.

Entonces, el caudal extraído por cada una de las campanas provistas con cortina de aire frontal estará compuesto de la siguiente manera:

$$Q = Q_p + Q_c \quad \text{Ecuación (3.1)}$$

donde;

Q : caudal extraído por campana con sello dinámico.

Q_p : caudal en forma de cortina.

Q_c : caudal tomado del área circundante (área de la cocina).

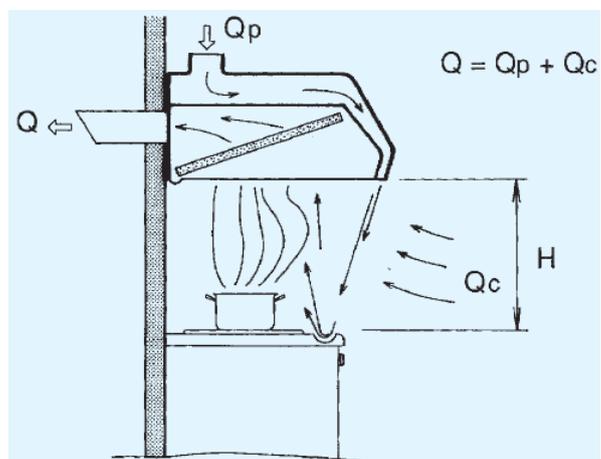


FIGURA 3.2 CAMPANA CON CORTINA DE AIRE FRONTAL

El caudal de aire para la cortina de aire se obtiene con una ecuación tomada del Manual Práctico de Ventilación,

Salvador Escoda, 2ª Edición, Página 98. Dicha ecuación se muestra a continuación:

$$Q_p = \frac{Q}{6.5H} \quad \text{Ecuación (3.2)}$$

donde:

Q_p : caudal en forma de cortina en [m³/h].

Q : caudal extraído por campana con sello dinámico en [m³/h]

H : distancia de la zona de cocción a la campana en [m].

3.2. Batería de Filtros.

La batería de filtros debe dar un tratamiento adecuado y secuencial a las emanaciones gaseosas generadas por las parrillas al carbón. Para esto, se dispuso de tres etapas independientes que trabajan de manera secuencial y funcional. Es decir, la disposición que adopta cada una de estas etapas dentro del sistema de extracción busca la mayor eficacia en las funciones que le son propias a cada etapa.

La primera etapa esta constituida por el conjunto eliminador de grasa. La segunda etapa, encargada de la retención de partículas, se constituye del banco de filtros, que a su vez consta de tres pasos de filtrado: baja, mediana y alta eficiencia.

Finalmente, en la tercera etapa, se utiliza filtración química por medio de carbón activado. De esta manera, los gases quedan listos para su descarga a la atmósfera.

3.2.1 Conjunto Eliminador de Grasa.

El conjunto eliminador de grasa constituye la primera etapa dentro de la batería de filtros. Esta etapa se encarga de la retención de las partículas de grasa inmersas en los gases.



FIGURA 3.3 CONJUNTO ELIMINADOR DE GRASA CASIBA

Se instala dentro de las campanas extractoras, separa y recolecta en bandejas desmontables las partículas de grasa evaporada, evitando así el ensuciamiento interno de los ductos y que los vapores grasos lleguen a la siguiente etapa, el banco de filtros.

CASIBA S.A. ofrece estos eliminadores de grasa en dos modelos: EGS simple y el EGD doble. La utilización del uno u otro modelo queda determinada por las características propias de cada instalación.

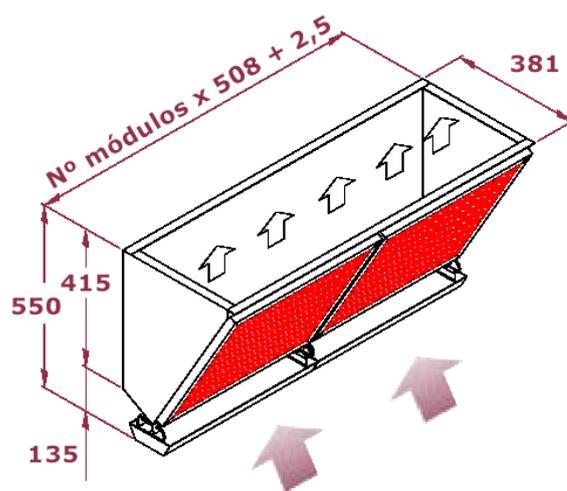


FIGURA 3.4 ELIMINADOR DE GRASA CASIBA EGS

La figura 3.4 muestra el conjunto eliminador de grasa CASIBA EGS simple, donde se observa que esta constituido por:

- 1) Una estructura de soporte con marcos individuales para alojamiento de los filtros.
- 2) Filtros metálicos, y
- 3) Bandejas de recolección de grasa.

Selección.- primeramente se debe establecer el modelo a utilizar, que como se indico antes, depende del tipo de campana. Las campanas del sistema de extracción del

presente diseño son del tipo adosadas a una pared, para cuyo caso el fabricante recomienda el modelo EGS.

Una vez establecido el modelo, se debe determinar la cantidad mínima de filtros metálicos requeridos para la cantidad de flujo de gases que maneja cada campana, es decir, el número de módulos que compondrán cada uno de los eliminadores de grasa de las campanas.



FIGURA 3.5 FILTRO METÁLICO CASIBA AV-EU3

La siguiente ecuación determina el número de filtros:

$$\eta_{filtros} = \frac{Q_{extracción}}{Q_{nominal}} \quad \text{Ecuación (3.3)}$$

donde;

$\eta_{filtros}$: número mínimo de filtros necesarios para la campana, en [unidades].

$Q_{extracción}$: caudal extraído por la campana.

$Q_{nominal}$: caudal nominal por filtro.

Para el filtro metálico CASIBA AV-EU3 corresponde un caudal nominal de 25 m³/min (883 cfm).

Ahora, se determina el número de filtros metálicos por campana

Para la Campana de la Parrilla #1:

$$\eta_{filtros} = \frac{Q_{extracción}}{Q_{nominal}} \quad \text{Ecuación (3.3)}$$

Los valores de $Q_{extracción}$ se determinan en la sección 3.5.1 y se muestran en la TABLA 3.2.

$$\eta_{filtros} = 3014 \text{ cfm} / 883 \text{ cfm}$$

$\eta_{filtros} = 3.41$, se aproxima hacia arriba, entonces:

$$\eta_{filtros} = 4 \text{ filtros.}$$

Para la Campana de la Parrilla #2:

$$\eta_{filtros} = \frac{Q_{extracción}}{Q_{nominal}} \quad \text{Ecuación (3.3)}$$

$$\eta_{filtros} = 1400.6 \text{ cfm} / 883 \text{ cfm}$$

$\eta_{filtros} = 1.59$, se aproxima hacia arriba, entonces:

$$\eta_{filtros} = 2 \text{ filtros.}$$

Para la Campana de la Parrilla #3:

$\eta_{filtros} = 2$ filtros, pues, es idéntica a la Parrilla #2

Para la Campana de la Parrilla #4:

$$\eta_{filtros} = \frac{Q_{extracción}}{Q_{nominal}} \quad \text{Ecuación (3.3)}$$

$$\eta_{filtros} = 1830.3 \text{ cfm} / 883 \text{ cfm}$$

$$\eta_{filtros} = 2 \text{ filtros.}$$

3.2.2 Filtro de Baja Eficiencia.

La segunda etapa de filtrado, cuya misión es la retención total de partículas, se compone a su vez de tres pasos, que se intercalaran en el sistema de ductos por medio de la estructura prefabricada CASIBA GP-24 (caja porta filtros). Pues, para lograr un alto grado de depuración de los gases es adecuado hacerlo secuencialmente para evitar que los filtros queden

colapsados muy rápido, con lo que el mantenimiento sería poco práctico.

La arrestancia promedio de cada paso es cada vez mayor para que el aire que llegue al siguiente paso sea más puro.

Selección.- Un medio adecuado como primer paso de filtrado es la fibra de vidrio, el filtro CASIBA FG-EU2 es de este tipo.



FIGURA 3.6 FILTRO DE BAJA EFICIENCIA, CASIBA FG-EU2

Una vez seleccionado el modelo, se debe determinar el número de filtros necesarios para la aplicación. La ecuación 3.0 determina el número de filtros necesarios.

$$\eta_{\text{filtros}} = \frac{Q_{\text{extracción}}}{Q_{\text{nomin al}}} \quad \text{Ecuación (3.3)}$$

donde;

$\eta_{filtros}$: número mínimo de filtros necesarios para la aplicación, en [unidades].

$Q_{extracción}$: caudal a ser filtrado.

$Q_{nominal}$: caudal nominal por filtro

El $Q_{extracción}$ corresponde al flujo total a ser filtrado, es decir, la suma de los flujos extraídos por cada de las 4 campanas.

Aplicando dicha ecuación:

$$\eta_{filtros} = 7644 \text{ cfm} / 1271.2 \text{ cfm}$$

$$\eta_{filtros} = 6 \text{ filtros.}$$

3.2.3 Filtro de Mediana Eficiencia.

Una vez que los gases han sido filtrados en primera instancia por el filtro de baja eficiencia, corresponde un paso de filtración mas fina, realizado por el filtro de mediana eficiencia.

Selección.- Un medio filtrante compuesto por fibras sintéticas logra buenos resultados para un filtrado de mediana eficiencia y es idóneo como prefiltro de etapas posteriores de mayor eficiencia.

El filtro CASIBA PREFIL-EU4 presenta estas características.



FIGURA 3.7 FILTRO DE MEDIANA EFICIENCIA, CASIBA
PREFIL-EU4

Una vez seleccionado el modelo, se debe determinar el número de filtros necesarios para la aplicación. La ecuación 3.3 determina el número de filtros necesarios.

$$\eta_{\text{filtros}} = \frac{Q_{\text{extracción}}}{Q_{\text{nominal}}} \quad \text{Ecuación (3.3)}$$

El $Q_{\text{extracción}}$ corresponde al flujo total a ser filtrado, es decir, la suma de los flujos extraídos por cada de las 4 campanas.

$$\eta_{\text{filtros}} = 7644 \text{ cfm} / 1324.13 \text{ cfm}$$

$\eta_{\text{filtros}} = 5.77$, se aproxima hacia arriba, entonces:

$$\eta_{\text{filtros}} = 6 \text{ filtros.}$$

3.2.4 Filtro de Alta Eficiencia.

El tercer y último paso dentro de la segunda etapa de filtrado, que culmina con la retención total de partículas, corresponde a la labor que realiza el filtro de alta eficiencia.

Selección.- microfibras de polipropileno de densidad progresiva constituyen un medio filtrante propicio para un filtrado de alta eficiencia.

El filtro tipo bolsas CASIBA HF-EU8 cubre estos requerimientos.



FIGURA 3.8 FILTRO DE ALTA EFICIENCIA, CASIBA HF-EU8

Una vez seleccionado el modelo, se debe determinar el número de filtros necesarios para la aplicación. La ecuación 3.3 determina el número de filtros necesarios.

$$\eta_{filtros} = \frac{Q_{extracción}}{Q_{nominal}} \quad \text{Ecuación (3.3)}$$

El $Q_{extracción}$ corresponde al flujo total a ser filtrado, es decir, la suma de los flujos extraídos por cada de las 4 campanas.

$$\eta_{filtros} = 7644 \text{ cfm} / 1506.56 \text{ cfm}$$

$\eta_{filtros} = 5.07$, se aproxima hacia arriba, entonces:

$$\eta_{filtros} = 6 \text{ filtros.}$$

3.2.5 Celda Modular de Adsorción.

La celda modular de adsorción es la tercera y última etapa de filtrado. Captura y neutraliza en forma definitiva a los olores y gases nocivos.

Esta etapa utiliza filtración química por medio de celdas modulares de adsorción, rellenas con carbón activado de alta calidad.



FIGURA 3.9 CARBÓN ACTIVADO DE ALTA CALIDAD

Su inclusión en el sistema de ductos se logra por medio de una estructura prefabricada CASIBA GP-24.

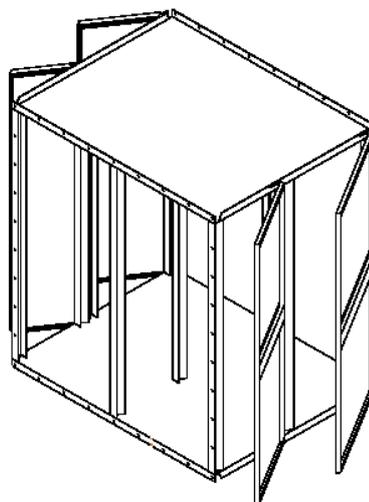


FIGURA 3.10 ESTRUCTURA PREFABRICADA CASIBA GP-24

3.3. Distribución de Conductos del Sistema de Extracción.

Se refiere a la manera como esta orientado el sistema de ductos del sistema de extracción respecto de la geometría del local. Para esto,

es de gran utilidad disponer de un plano detallado del local, con sus respectivas acotaciones. PLANO 2.

Los ductos de extracción forman dos sistemas: sistema extracción #1 y sistema extracción #2. Ver FIGURA 3.11.

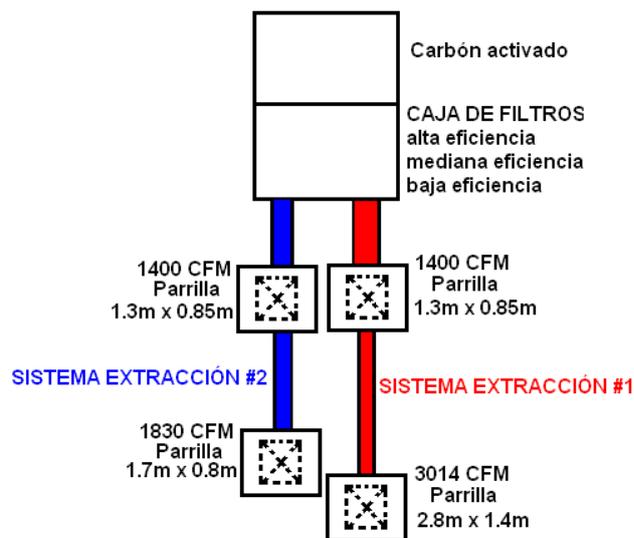


FIGURA 3.11 SISTEMAS DE EXTRACCIÓN

3.4. Descarga hacia la Atmósfera.

Precisamente, una de las principales virtudes del presente diseño, es lograr que el aire descargado a la atmósfera no constituya un problema. Pues, el sistema propuesto posee una eficiencia final superior al 99.95% tanto en la eliminación de olores como en la retención de partículas.

De modo, que la descarga se la puede hacer en cualquier lugar, y sin las restricciones típicas de altura y orientación que presentan las chimeneas convencionales.

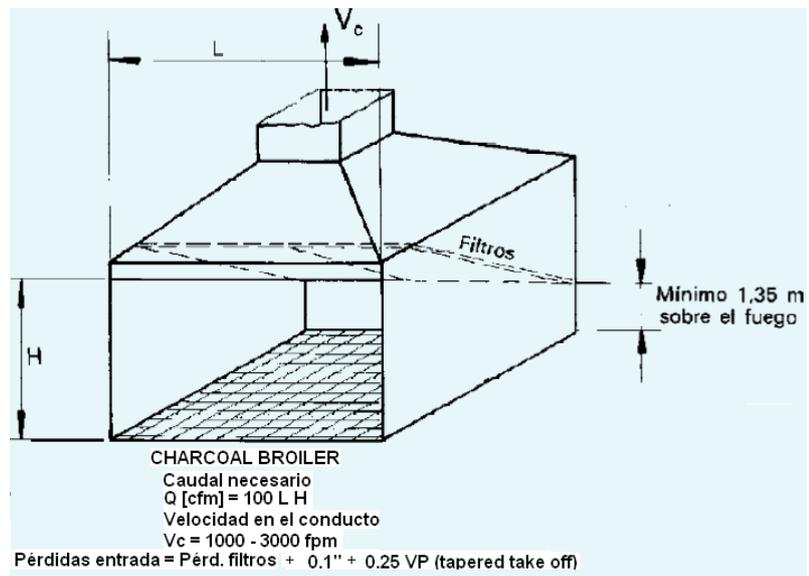
3.5. Cálculos Representativos para los Requerimientos en el Sistema de Extracción de Aire.

Los cálculos representativos se presentan a continuación en forma secuencial, es decir, para realizar los cálculos en una sección se requieren los resultados obtenidos en la sección precedente.

3.5.1 Determinación de Requerimientos Recomendables para la Captura de Humos y Olores en las Campanas.

Los requerimientos recomendables para una correcta captura de humos y olores para esta operación específica, asados al carbón (charcoal broiler), se obtienen del “Manual de Práctica Recomendada para Ventilación Industrial”.

Estos requerimientos son: Velocidad en el conducto, flujo requerido, y pérdidas de entrada.



Fuente: Industrial Ventilation 17th. Edition.

FIGURA 3.12 VENTILACIÓN PARA ASADOS AL CARBÓN

Velocidad en el ducto: 2000 [fpm].

Flujo requerido.- esta dado por la siguiente ecuación:

$$Q_r = 100 L H$$

donde;

Q_r : flujo requerido, en [cfm].

L : largo de la parrilla.

H : altura desde la cama de carbones al extremo libre de la campana, en [ft].

100 : factor numérico que considera la velocidad de captura y la conversión de unidades a [cfm].

Entonces se tiene:

Parrilla #1

$$Q_r = 100 \text{ L H}$$

$$Q_r = 100 \times (9,19 \text{ [ft]}) \times (3,28 \text{ [ft]})$$

$$Q_r = 3014 \text{ [cfm]}.$$

Parrilla #2

$$Q_r = 100 \text{ L H}$$

$$Q_r = 100 \times (4,27 \text{ [ft]}) \times (3,28 \text{ [ft]})$$

$$Q_r = 1400 \text{ [cfm]}.$$

Parrilla #3

$Q_r = 1400 \text{ [cfm]}$. Pues, es idéntica a la parrilla #2.

Parrilla #4

$$Q_r = 100 \text{ L H}$$

$$Q_r = 100 \times (5,58 \text{ [ft]}) \times (3,28 \text{ [ft]})$$

$$Q_r = 1830 \text{ [cfm]}.$$

TABLA 3.2 FLUJO REQUERIDO POR CADA CAMPANA

Campana	Largo: L [ft]	Flujo requerido: Q_r [cfm]
1	9.19	3014
2	4.27	1400
3	4.27	1400
4	5.58	1830

Pérdidas de entrada.- se obtiene de la siguiente sumatoria:

$$PE = (R_f + 0.1'') + 0.25 VP$$

donde;

PE : Pérdidas de entrada, en [pulg. col. H₂O].

R_f : resistencia del filtro, en [pulg. col. H₂O].

PV : presión de velocidad generada por la velocidad en el ducto, en [pulg. col. H₂O].

Esta expresión queda solamente indicada, se utilizará en la sección 3.5.2; pues, en el diseño de ductos por el método de velocidad constante se deben hacer ciertos ajustes a la velocidad de cada ramal.

3.5.2. Diseño de Ductos del Sistema de Extracción.

En esta sección se dimensionan los ductos del sistema de extracción de los gases. Se utiliza el método de velocidad constante; pues, este nos garantiza que la velocidad en cualquier ramal sea mayor o igual a la velocidad de sustentación, evitándose así, que el contaminante pueda precipitarse, causando chorreados y acumulación de grasa en las paredes internas de ductos.

Ahora bien, como se estableció en la sección 3.3, la extracción se realiza por dos sistemas: sistema de extracción #1 y sistema de extracción #2.

Para cada sistema se obtendrá los respectivos diámetros de ducto, comprendidos desde la campana hasta la caja de filtros.

Así, para el sistema de extracción #1:

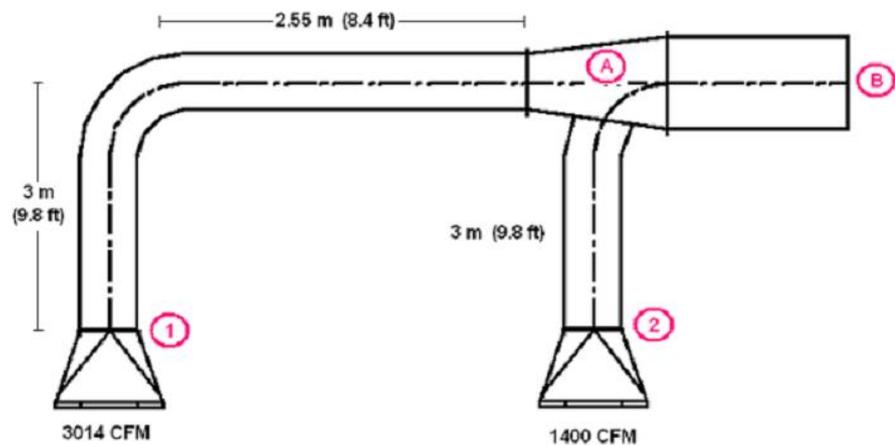


FIGURA 3.13 SISTEMA DE EXTRACCIÓN #1

Velocidad mínima = 2000 [fpm].

RAMAL 1-A

$$Q = 3014 \text{ [cfm]}$$

$$V_1 = 2000 \text{ [fpm].}$$

$$A = Q/V$$

$$A = 3014 \text{ [cfm]} / 2000 \text{ [fpm].}$$

$$\rightarrow A = 1.51 \text{ [ft}^2\text{]}.$$

Entonces:

$$\varnothing = \sqrt{\frac{4A}{\Pi}}$$

$$\rightarrow \varnothing = 1.39 \text{ [ft]}, \text{ ó}$$

$$\varnothing = 16,64 \text{ [pulg.]}$$

$\varnothing = 16$ [pulg.] Diámetro escogido para asegurar que la velocidad se mantenga por encima de 2000 [fpm].

Como el diámetro es menor hay que ajustar la nueva velocidad:

$$A = \Pi \varnothing^2 / 4$$

$$A = \Pi (16/12)^2 / 4 = 1,4 \text{ [ft}^2\text{]}$$

$$\rightarrow V = Q / A = 3014 \text{ [cfm]} / 1,4 \text{ [ft}^2\text{]}$$

$$V = 2152,86 \text{ [fpm]}$$

Por lo que:

$$VP_{1-A} = (2153 / 4005)^2$$

$$VP_{1-A} = 0.289 \text{ [pulg. col. H}_2\text{O]}.$$

Pérdidas de energía sección 1–A :

*Pérdidas de entrada para campana

$$h_{e1-A} = (Rf + 0.1") + 0.25 VP$$

$$h_{e1-A} = 0.40 \text{ [pulg. col. H20]} + 0.1 \text{ [pulg. col. H20]} + 0.25 (0.289 \text{ [pulg. col. H20]})$$

$$h_{e1-A} = 0.572 \text{ [pulg. col. H20]}.$$

*Pérdidas por longitud de ducto

Para un flujo de 3014 [cfm] en un ducto de 16 [pulg.], de tablas

$$h/100 \text{ ft} = 0.4 \text{ [pulg. col. H20]}.$$

$$h_{l1-A} = (0.4 \text{ [pulg. col. H20]} / 100 \text{ [ft]}) \times 18.2 \text{ [ft]}$$

$$h_{l1-A} = 0.074 \text{ [pulg. col. H20]}.$$

*Pérdidas por el codo de 90° y radio de curvatura de 2 D

De tablas; $h_{90^\circ} = 0.27 \text{ VP}$

$$\rightarrow h_{codo1-A} = 0.27 (0.289 \text{ [pulg. col. H20]})$$

$$h_{codo1-A} = 0.078 \text{ [pulg. col. H20]}$$

Sumatoria de las pérdidas

$$h_{1-A} = h_{e1-A} + h_{l1-A} + h_{codo1-A}$$

$$h_{1-A} = 0.572 + 0.074 + 0.078$$

$$h_{1-A} = 0.724 \text{ [pulg. col. H20]}$$

$$SP_A = VP + h_{1-A}$$

$$SP_A = 0.289 \text{ [pulg. col. H20]} + 0.724 \text{ [pulg. col. H20]}$$

$$SP_A = - 1.013 \text{ [pulg. col. H20]}$$

El signo negativo indica que el aire es succionado por los ductos.

RAMAL 2-A

$$Q = 1400 \text{ [cfm]}$$

$$V = 2000 \text{ [fpm]}$$

$$\rightarrow A = Q / V$$

$$A = 1400 \text{ [cfm]} / 2000 \text{ [fpm]}$$

$$A = 0.7 \text{ [ft}^2\text{]}$$

$$\rightarrow \varnothing = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

$$\varnothing = 0.94 \text{ [ft]} = 11.33 \text{ [pulg.]}$$

$\rightarrow \varnothing_{2-A} = 11 \text{ [pulg.]}$ Diámetro escogido para asegurar que la velocidad se mantenga por encima de 2000 [fpm]

Como el diámetro es menor hay que ajustar la nueva velocidad:

$$A = \pi \varnothing^2 / 4$$

$$A = \pi (11/12)^2 / 4 = 0,66 \text{ [ft}^2\text{]}$$

$$\rightarrow V = Q / A = 1400 \text{ [cfm]} / 0,66 \text{ [ft}^2\text{]}$$

$$V = 2121 \text{ [fpm]}$$

Por lo que:

$$VP_{2-A} = (2121 / 4005)^2$$

$$VP_{2-A} = 0.281 \text{ [pulg. col. H}_2\text{O].}$$

Pérdidas de energía sección 2-A :

*Pérdidas de entrada para campana

$$h_{e2-A} = (Rf + 0.1") + 0.25 VP$$

$$h_{e2-A} = 0.40 \text{ [pulg. col. H20]} + 0.1 \text{ [pulg. col. H20]} + 0.25 (0.281 \text{ [pulg. col. H20]})$$

$$h_{e2-A} = 0.570 \text{ [pulg. col. H20]}.$$

*Pérdidas por longitud de ducto

Para un flujo de 1400 [cfm] en un ducto de 11 [pulg.], de tablas
 $h/100 \text{ ft} = 0.6 \text{ [pulg. col. H20]}.$

$$h_{l2-A} = (0.6 \text{ [pulg. col. H20]} / 100 \text{ [ft]}) \times 9.8 \text{ [ft]}$$

$$h_{l2-A} = 0.06 \text{ [pulg. col. H20]}.$$

*Pérdidas por el codo de 45°

De tablas; $h_{45^\circ} = 0.2 VP$

$$\rightarrow h_{codo2-A} = 0.2 (0.281 \text{ [pulg. col. H20]})$$

$$h_{codo2-A} = 0.056 \text{ [pulg. col. H20]}$$

*Pérdidas por entrada del ramal a 45°

De tablas; $h_{entrada45^\circ 2-A} = 0.28 VP$

$$h_{entrada45^\circ 2-A} = 0.28 (0.281)$$

$$h_{entrada45^\circ 2-A} = 0.079 \text{ [pulg. col. H20]}$$

Sumatoria de las pérdidas

$$h_{2-A} = h_{e2-A} + h_{l2-A} + h_{codo2-A} + h_{entrada45^{\circ}2-A}$$

$$h_{2-A} = 0.570 + 0.06 + 0.056 + 0.079$$

$$h_{2-A} = 0.765 \text{ [pulg. col. H20]}$$

$$SP_A = VP + h_{2-A}$$

$$SP_A = 0.281 \text{ [pulg. col. H20]} + 0.765 \text{ [pulg. col. H20]}$$

$$SP_A = - 1.046 \text{ [pulg. col. H20]}$$

El signo negativo indica que el aire es succionado por los ductos.

Se determina la diferencia de presiones:

$$\text{Diferencia de presiones} = (1.046 - 1.013) / 1.046 = 3.15 \%$$

Como la diferencia de las presiones es menor a un 5%, los ramales 1-A y 2-A se consideran balanceados.

Se continua con le procedimiento para la siguiente sección.

TRAMO A-B

$$Q = 4414 \text{ [cfm]}$$

$$V = 2000 \text{ [fpm]}$$

$$\rightarrow A = Q / V = 4414 \text{ [cfm]} / 2000 \text{ [fpm]}$$

$$A = 2.21 \text{ [ft}^2\text{]}$$

$$\rightarrow \emptyset = \sqrt{\frac{4A}{\Pi}}$$

$$\emptyset = 1.676 \text{ [ft]} = 20.11 \text{ [pulg.]}$$

→ $\varnothing_{AB} = 20$ [pulg.] Diámetro escogido para asegurar que la velocidad se mantenga por encima de 2000 [fpm]

Como el diámetro es menor hay que ajustar la nueva velocidad:

$$A = \pi \varnothing^2 / 4$$

$$A = \pi (20/12)^2 / 4 = 2.182 \text{ [ft}^2\text{]}$$

$$\rightarrow V = Q / A = 4414 \text{ [cfm]} / 2.182 \text{ [ft}^2\text{]}$$

$$V = 2022 \text{ [fpm]}$$

TABLA 3.3 DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS, SISTEMA DE EXTRACCIÓN #1

Ramal ó sección	Diámetro [pulg.]
1 – A	16
2 – A	11
A – B	20

Para el sistema de extracción #2:

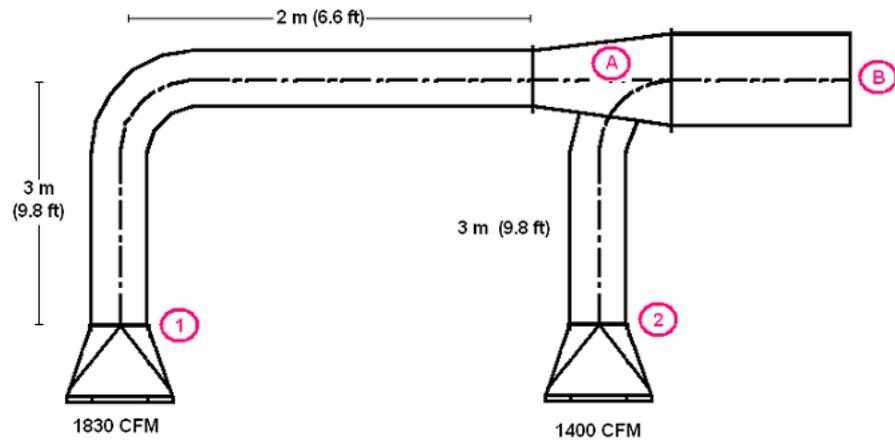


FIGURA 3.14 SISTEMA DE EXTRACCIÓN #2

Velocidad mínima = 2000 [fpm].

RAMAL 1-A

$$Q = 1830 \text{ [cfm]}$$

$$V_1 = 2000 \text{ [fpm].}$$

$$A = Q/V$$

$$A = 1830 \text{ [cfm]} / 2000 \text{ [fpm].}$$

$$\rightarrow A = 0.915 \text{ [ft}^2\text{].}$$

Entonces:

$$\varnothing = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

$$\rightarrow \varnothing = 1.08 \text{ [ft], ó}$$

$$\varnothing = 12,96 \text{ [pulg.]}$$

$\varnothing = 12$ [pulg.] Diámetro escogido para asegurar que la velocidad se mantenga por encima de 2000 [fpm].

Como el diámetro es menor hay que ajustar la nueva velocidad:

$$A = \pi \varnothing^2 / 4$$

$$A = \pi (12/12)^2 / 4 = 0.785 \text{ [ft}^2\text{]}$$

$$\rightarrow V = Q / A = 1830 \text{ [cfm]} / 0.785 \text{ [ft}^2\text{]}$$

$$V = 2331.21 \text{ [fpm]}$$

Por lo que:

$$VP_{1-A} = (2331 / 4005)^2$$

$$VP_{1-A} = 0.339 \text{ [pulg. col. H}_2\text{O]}.$$

Pérdidas de energía sección 1-A :

*Pérdidas de entrada para campana

$$h_{e1-A} = (Rf + 0.1") + 0.25 VP$$

$$h_{e1-A} = 0.40 \text{ [pulg. col. H}_2\text{O]} + 0.1 \text{ [pulg. col. H}_2\text{O]} + 0.25 (0.339 \text{ [pulg. col. H}_2\text{O]})$$

$$h_{e1-A} = 0.585 \text{ [pulg. col. H}_2\text{O]}.$$

*Pérdidas por longitud de ducto

Para un flujo de 1830 [cfm] en un ducto de 12 [pulg.], de tablas

$$h/100 \text{ ft} = 0.65 \text{ [pulg. col. H}_2\text{O]}.$$

$$h_{l1-A} = (0.65 \text{ [pulg. col. H}_2\text{O]} / 100 \text{ [ft]}) \times 16.4 \text{ [ft]}$$

$$h_{l1-A} = 0.107 \text{ [pulg. col. H}_2\text{O]}.$$

*Pérdidas por el codo de 90° y radio de curvatura de 2 D

De tablas; $h_{90^\circ} = 0.27 VP$

$$\rightarrow h_{codo-A} = 0.27 (0.339 [\text{pulg. col. H20}])$$

$$h_{codo-A} = 0.092 [\text{pulg. col. H20}]$$

Sumatoria de las pérdidas

$$h_{1-A} = h_{e1-A} + h_{l1-A} + h_{codo-A}$$

$$h_{1-A} = 0.585 + 0.107 + 0.092$$

$$h_{1-A} = 0.784 [\text{pulg. col. H20}]$$

$$SP_A = VP + h_{1-A}$$

$$SP_A = 0.339 [\text{pulg. col. H20}] + 0.784 [\text{pulg. col. H20}]$$

$$SP_A = - 1.123 [\text{pulg. col. H20}]$$

El signo negativo indica que el aire es succionado por los ductos.

RAMAL 2-A

$$Q = 1400 [\text{cfm}]$$

$$V = 2000 [\text{fpm}]$$

$$\rightarrow A = Q / V$$

$$A = 1400 [\text{cfm}] / 2000 [\text{fpm}]$$

$$A = 0.7 [\text{ft}^2]$$

$$\rightarrow \emptyset = \sqrt{\frac{4A}{\Pi}}$$

$$\emptyset = 0.94 \text{ [ft]} = 11.33 \text{ [pulg.]}$$

$\rightarrow \emptyset_{2-A} = 11 \text{ [pulg.]}$ Diámetro escogido para asegurar que la velocidad se mantenga por encima de 2000 [fpm]

Como el diámetro es menor hay que ajustar la nueva velocidad:

$$A = \Pi \emptyset^2 / 4$$

$$A = \Pi (11/12)^2 / 4 = 0,66 \text{ [ft}^2\text{]}$$

$$\rightarrow V = Q / A = 1400 \text{ [cfm]} / 0,66 \text{ [ft}^2\text{]}$$

$$V = 2121 \text{ [fpm]}$$

Por lo que:

$$VP_{2-A} = (2121 / 4005)^2$$

$$VP_{2-A} = 0.281 \text{ [pulg. col. H}_2\text{O].}$$

Pérdidas de energía sección 2-A :

*Pérdidas de entrada para campana

$$h_{e2-A} = (Rf + 0.1") + 0.25 VP$$

$$h_{e2-A} = 0.40 \text{ [pulg. col. H}_2\text{O]} + 0.1 \text{ [pulg. col. H}_2\text{O]} + 0.25 (0.281 \text{ [pulg. col. H}_2\text{O]})$$

$$h_{e2-A} = 0.570 \text{ [pulg. col. H}_2\text{O].}$$

*Pérdidas por longitud de ducto

Para un flujo de 1400 [cfm] en un ducto de 11 [pulg.], de tablas

$$h/100 \text{ ft} = 0.6 \text{ [pulg. col. H20]}.$$

$$h_{l2-A} = (0.6 \text{ [pulg. col. H20]} / 100 \text{ [ft]}) \times 9.8 \text{ [ft]}$$

$$h_{l2-A} = 0.06 \text{ [pulg. col. H20]}.$$

*Pérdidas por el codo de 45°

De tablas; $h_{45^\circ} = 0.2 \text{ VP}$

$$\rightarrow h_{codo2-A} = 0.2 (0.281 \text{ [pulg. col. H20]})$$

$$h_{codo2-A} = 0.056 \text{ [pulg. col. H20]}$$

*Pérdidas por entrada del ramal a 45°

De tablas; $h_{entrada45^\circ2-A} = 0.28 \text{ VP}$

$$h_{entrada45^\circ2-A} = 0.28 (0.281)$$

$$h_{entrada45^\circ2-A} = 0.079 \text{ [pulg. col. H20]}$$

Sumatoria de las pérdidas

$$h_{2-A} = h_{e2-A} + h_{l2-A} + h_{codo2-A} + h_{entrada45^\circ2-A}$$

$$h_{2-A} = 0.570 + 0.06 + 0.056 + 0.079$$

$$h_{2-A} = 0.765 \text{ [pulg. col. H20]}$$

$$SP_A = VP + h_{2-A}$$

$$SP_A = 0.281 \text{ [pulg. col. H20]} + 0.765 \text{ [pulg. col. H20]}$$

$$SP_A = - 1.046 \text{ [pulg. col. H20]}$$

El signo negativo indica que el aire es succionado por los ductos.

Se determina la diferencia de presiones:

$$\text{Diferencia de presiones} = (1.123 - 1.046) / 1.123 = 6.9 \%$$

Como la diferencia de las presiones esta entre el 5% y el 20% la presión en el ramal 2-A se incrementa, aumentando el caudal manteniendo el diámetro de 11 [pulg.].

$$Q_2' = 1400 \sqrt{\frac{1.123}{1.046}}$$

$Q_2' = 1503.1$ [cfm] Este es el flujo necesario para incrementar la presión a 1.123 [pulg. col. H20].

Se continua con le procedimiento para la siguiente sección.

TRAMO A-B

$$Q = 3333 \text{ [cfm]}$$

$$V = 2000 \text{ [fpm]}$$

$$\rightarrow A = Q / V = 3333 \text{ [cfm]} / 2000 \text{ [fpm]}$$

$$A = 1.67 \text{ [ft}^2\text{]}$$

$$\rightarrow \emptyset = \sqrt{\frac{4A}{\Pi}}$$

$$\emptyset = 1.46 \text{ [ft]} = 17.52 \text{ [pulg.]}$$

→ $\varnothing_{AB} = 17$ [pulg.] Diámetro escogido para asegurar que la velocidad se mantenga por encima de 2000 [fpm]

Como el diámetro es menor hay que ajustar la nueva velocidad:

$$A = \pi \varnothing^2 / 4$$

$$A = \pi (17/12)^2 / 4 = 1.58 \text{ [ft}^2\text{]}$$

$$\rightarrow V = Q / A = 3333 \text{ [cfm]} / 1.58 \text{ [ft}^2\text{]}$$

$$V = 2109 \text{ [fpm]}$$

TABLA 3.4 DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS, SISTEMA DE EXTRACCIÓN #2

Ramal ó sección	Diámetro [pulg.]
1 – A	12
2 – A	11
A – B	17

3.5.3. Selección del Extractor.

Para seleccionar los extractores propicios para un correcto funcionamiento del sistema de extracción, se requiere fundamentalmente el volumen a extraer (CFM) y la presión total del ventilador (usualmente en pulgadas de columna de H₂O).

La presión total del ventilador es requerida en función de que el catálogo proporcionado por el fabricante (CIMME), esta basado en tal presión.

El volumen de aire a extraer por cada uno de los sistemas se determino en la sección 3.5.2, así, el sistema de extracción #1 evacua 4414 [cfm] y el sistema #2, 3333 [cfm].

Por otra parte, la presión total del ventilador se obtiene por medio de la siguiente ecuación:

$$\text{VENTILADOR TP} = TP_{\text{salida}} - TP_{\text{entrada}}$$

$$\text{VENTILADOR TP} = SP_{\text{salida}} + VP_{\text{salida}} - SP_{\text{entrada}} - VP_{\text{entrada}}$$

donde;

VENTILADOR TP: presión total del ventilador.

SP_{salida} : presión estática en la descarga del ventilador.

VP_{salida} : presión de velocidad en la descarga del ventilador.

SP_{entrada} : presión estática en la succión del ventilador.

VP_{entrada} : presión de velocidad en la succión del ventilador.

Se aclara, que en esta ecuación se deben utilizar los signos algebraicos correspondientes. VP es siempre positiva y usualmente SP es positiva (+) en ductos de descarga del

ventilador, SP es negativa (-) en ductos a la succión del ventilador.

En la FIGURA 3.15 y TABLA 3.5 se muestra la relación de presiones para el extractor del sistema #1 y en la FIGURA 3.16 y TABLA 3.6 para el extractor del sistema #2.

De acuerdo a esto, la presión total del ventilador del sistema #1 es 4.89 [pulg. col. H₂O] (1217 Pa.), y la del ventilador del sistema #2 es 4.51 [pulg. col. H₂O] (1122 Pa.).

TABLA 3.7 REQUERIMIENTOS PARA SISTEMAS DE
EXTRACCIÓN

Sistema	Q [m³/min];cfm	Pt [pa]; kgf/m²
1	[125]; 4414	[1217]; 124
2	[94.4]; 3333	[1122]; 114

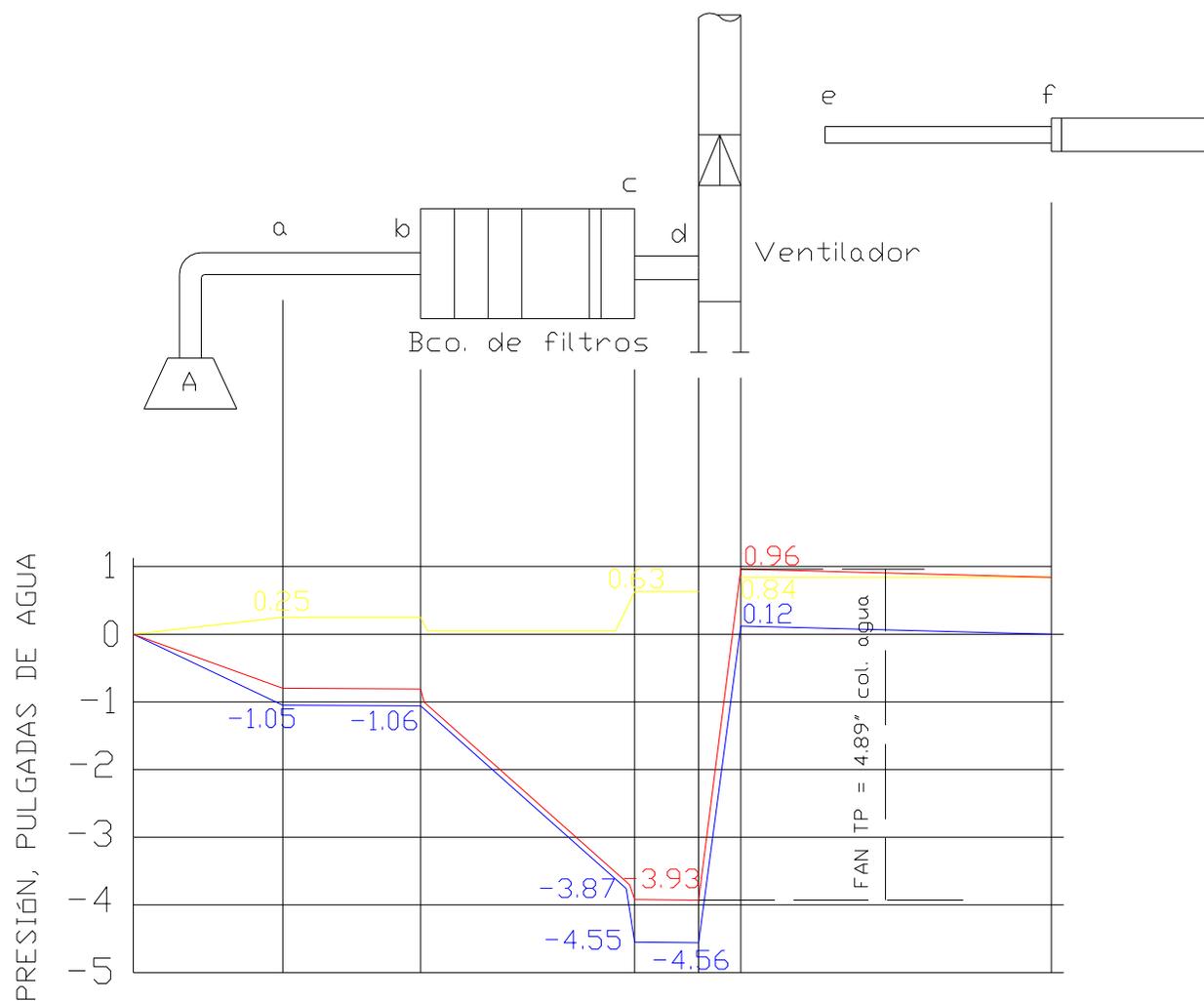


FIGURA 3.15 RELACIÓN DE PRESIONES PARA EL EXTRACTOR DEL SISTEMA UNO

TABLA 3.5 RELACIÓN DE PRESIONES PARA EL EXTRACTOR DEL SISTEMA UNO

SISTEMA DE EXTRACCIÓN # 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
						col. 5 por col.6 / 100			1,00 más columna 9	columna 8 por col. 10	col. 7 más col.11
					Resistencia medida en [pulg.col.H2O]					Resistencia medida en [pulg.col.H2O]	
Nombre del ramal ó principal	Diámetro ducto en [pulg.]	Area del ducto en [ft²]	Velocidad en [fpm]	Longitud del ducto [ft]	por 100 [ft]	por el recorrido	Una vez la VP	Pérdidas entrada (VP)	Succión campana (VP)	Succión campana	Presión estática
A	20									1,05	
a - b	20	2,183	2022	4	0,28	0,01	0,25				1,06
Banco de Filtros		Caída de SP en filtros					2,81				3,87
c	16	1,387	3182				0,63	0,08	1,08	0,68	4,55
c - d	16		3182	1	0,9	0,01					4,56
Extractor											
e	15	1,206	3660				0,84				
e - f	15		3660	10	1,2	0,12					

$$\begin{aligned}
 \text{VENTILADOR TP} &= \text{TP salida} - \text{TP entrada} \\
 &= \text{SP salida} + \text{VP salida} - \text{SP entrada} - \text{VP entrada} \\
 &= 0,12 + 0,84 - (-4,56) - 0,63
 \end{aligned}$$

$$\text{VENTILADOR TP} = 4,89 \text{ [pulg. col. H2O]}$$

$$\text{VENTILADOR TP} = 1217 \text{ [Pa.]}$$

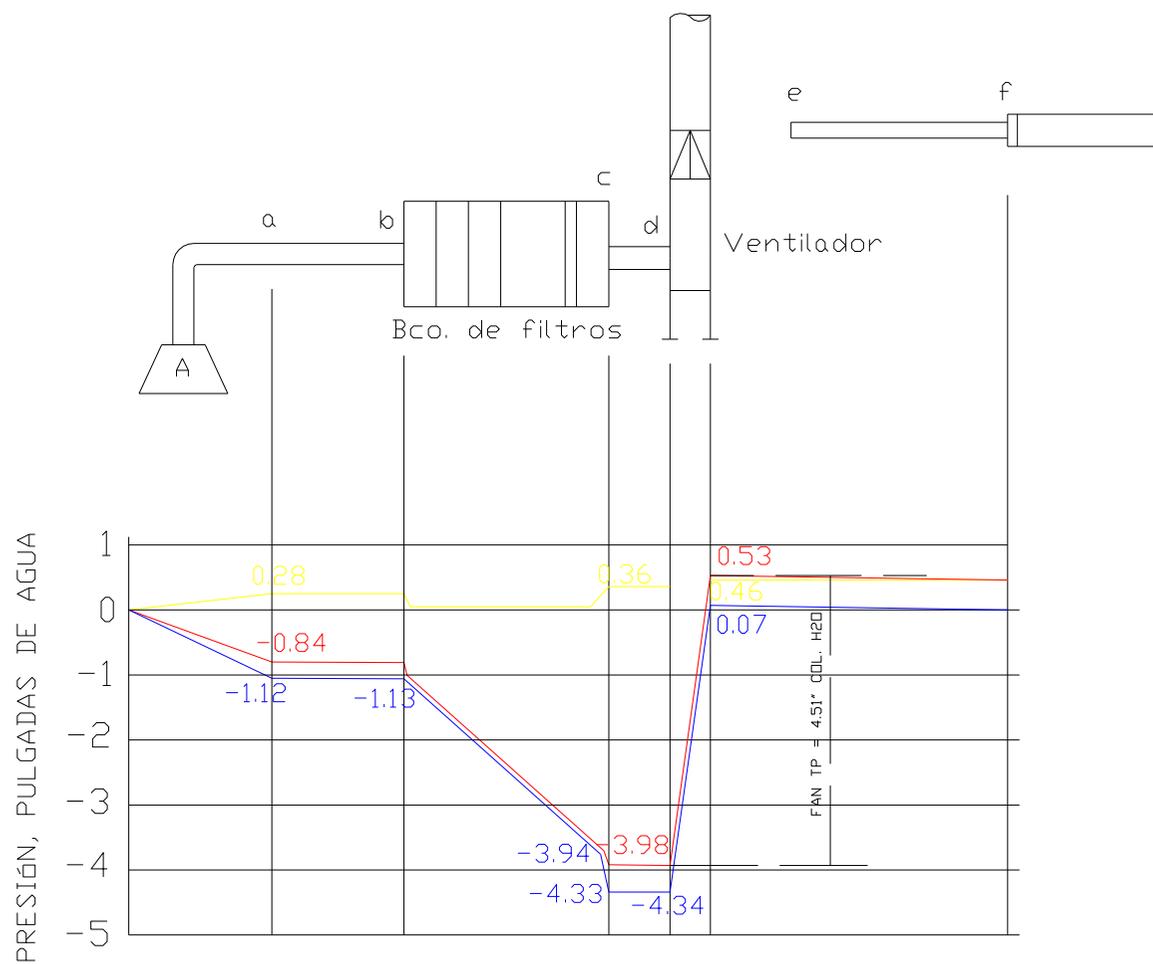


FIGURA 3.16 RELACIÓN DE PRESIONES PARA EL EXTRACTOR DEL SISTEMA DOS

TABLA 3.6 RELACIÓN DE PRESIONES PARA EL EXTRACTOR DEL SISTEMA DOS

SISTEMA DE EXTRACCIÓN # 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
						col. 5 por col.6 / 100			1,00 más columna 9	columna 8 por col. 10	col. 7 más col.11
					Resistencia medida en [pulg.col.H2O]					Resistencia medida en [pulg.col.H2O]	
Nombre del ramal ó principal	Diámetro ducto en [pulg.]	Area del ducto en [ft²]	Velocidad en [fpm]	Longitud del ducto [ft]	por 100 [ft]	por el recorrido	Una vez la VP	Pérdidas entrada (VP)	Succión campana (VP)	Succión campana	Presión estática
A	17									1,12	
a - b	17	1,576	2114	4	0,36	0,01	0,28				1,13
Banco de Filtros	Caída de SP en filtros						2,81				3,94
c	16	1,396	2387				0,36	0,08	1,08	0,39	4,33
c - d	16		2387	1	0,47	0,01					4,34
Extractor											
e	15	1,227	2716				0,46				
e - f	15		2716	10	0,65	0,07					

$$\begin{aligned}
 \text{VENTILADOR TP} &= \text{TP salida} - \text{TP entrada} \\
 &= \text{SP salida} + \text{VP salida} - \text{SP entrada} - \text{VP entrada} \\
 &= 0,07 + 0,46 - (-4,34) - 0,36
 \end{aligned}$$

$$\text{VENTILADOR TP} = 4,51 \text{ [pulg. col. H2O]}$$

$$\text{VENTILADOR TP} = 1122 \text{ [Pa.]}$$

Con los requerimientos para cada uno de los dos sistemas de extracción, obtenidos anteriormente, se recurre a la FIGURA 3.17, observándose que el punto de operación (Q vs. Pt) se encuentra bajo el área de funcionamiento de tres modelos de ventiladores: GFB004010, GFB004510 y GFB005010.

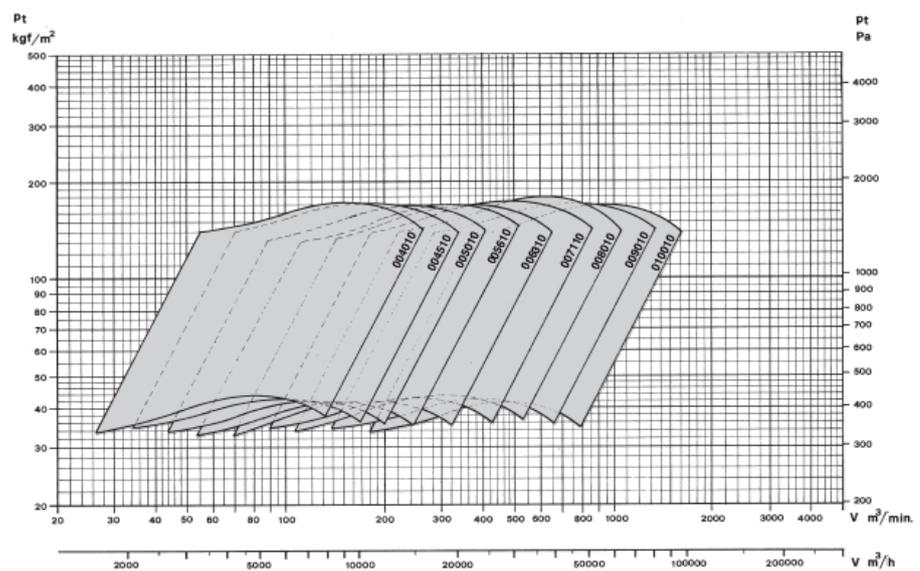


FIGURA 3.17 AREAS DE FUNCIONAMIENTO DE
EXTRACTORES CENTRÍFUGOS CIMME

El modelo correcto es el que proporciona la mejor eficiencia, esto se determina comparando las curvas de funcionamiento de cada ventilador (figuras 3.18, 3.19 y 3.20).

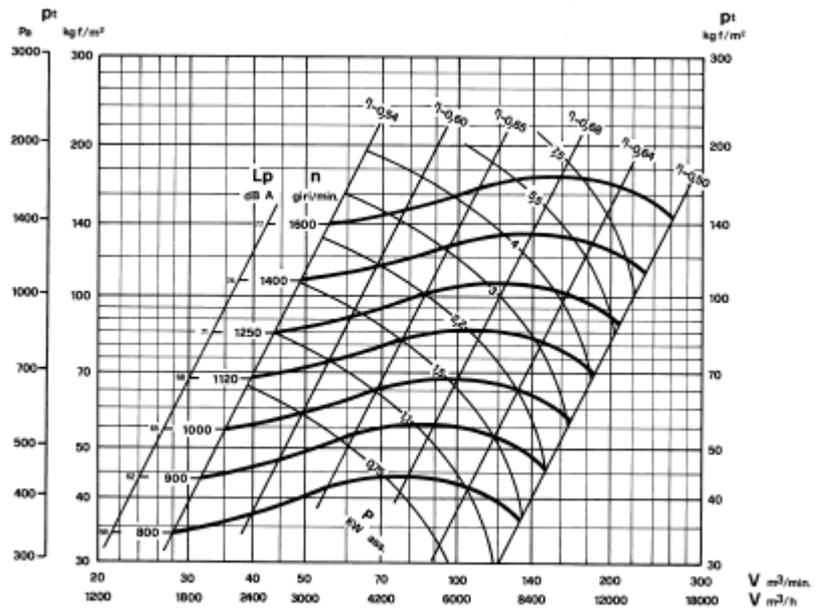


FIGURA 3.18 CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR GFB 004010

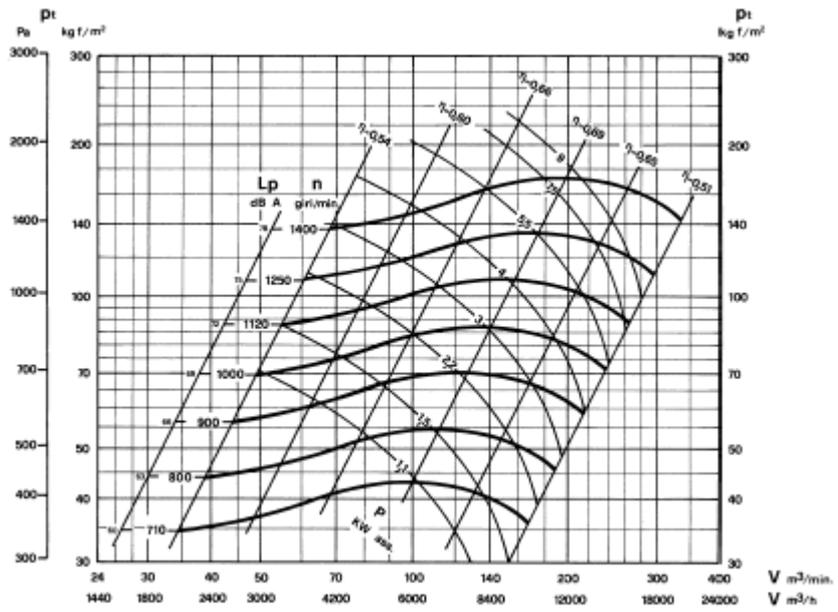


FIGURA 3.19 CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR GFB 004510

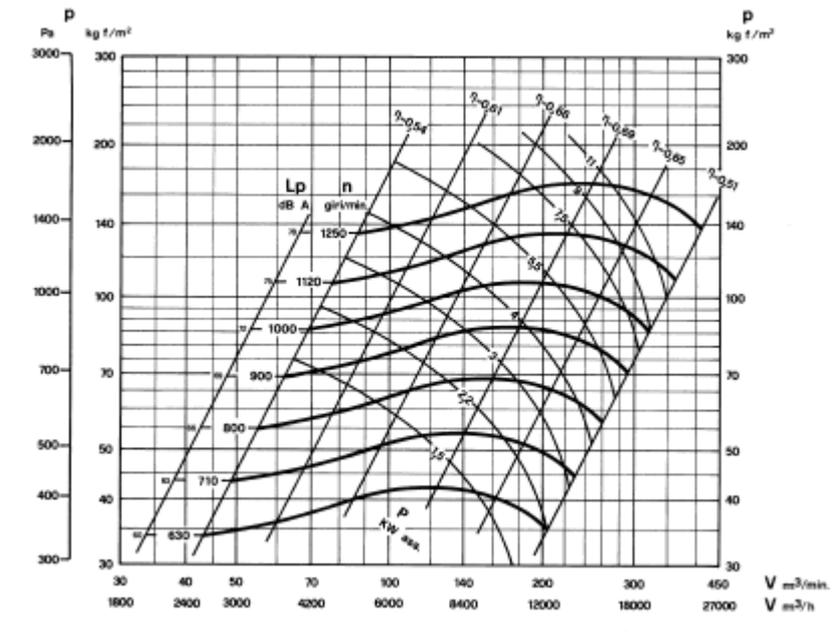


FIGURA 3.20 CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DEL
VENTILADOR GFB 005010

Modelo Seleccionado

Para Sistema #1 de extracción:

- Tipo: Centrífugo.
- Marca: CIMME.
- Modelo: GFB004010.
- Presión total: 1217 Pa.
- Eficiencia Mecánica: 67%
- Revoluciones: 1400 rpm.
- Sonido producido: 74 dbA.
- Material: Acero galvanizado.

- Fuente Motriz: Motor eléctrico Trifásico.
- Transmisión: Banda.

Para Sistema #2 de extracción:

- Tipo: Centrífugo.
- Marca: CIMME.
- Modelo: GFB004010.
- Presión total: 1122 Pa.
- Eficiencia Mecánica: 65%
- Revoluciones: 1400 rpm.
- Sonido producido: 74 dbA.
- Material: Acero galvanizado.
- Fuente Motriz: Motor eléctrico Trifásico.
- Transmisión: Banda.

CAPITULO 4

4. CRITERIOS COMPLEMENTARIOS PARA UN CORRECTO DISEÑO DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN

4.1. Vibraciones

Es importante recalcar ciertos criterios generales referentes a las vibraciones, para que sean considerados al momento del montaje o en su posterior mantenimiento. Los ventiladores al ser máquinas rotatorias no están exentos de las vibraciones; es mas, todavía no se ha podido fabricar una máquina rotatoria libre de vibraciones. Podemos controlar si, los niveles de vibración, para evitar su magnificación y que constituyan un problema para nuestro diseño.

Un conocimiento adecuado de las vibraciones, encuentra una efectiva aplicación en: el montaje, la inspección de maquinaria

nueva, y mantenimiento, además en verificación de la calidad de reparaciones.

Los defectos mecánicos más comunes que pueden causar vibraciones se describen a continuación.

DESEQUILIBRIO

El desequilibrio mecánico de partes rotatorias se debe fundamentalmente a una desigual distribución de la masa del rotor con respecto a su eje de rotación.

El problema de desbalance se soluciona añadiendo una cantidad de masa en una posición directamente opuesta (180°) al denominado punto pesado o quitando masa en el mismo punto. Previamente se obtuvo la posición y magnitud del punto pesado.

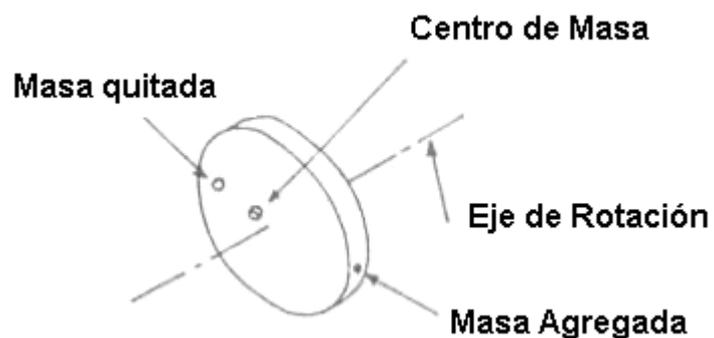


FIGURA 4.1 ESQUEMA DEL BALANCEO

Siendo más específicos, existen dos tipos de desequilibrio: estático y dinámico. El primero en un plano, presente cuando no coincide el

centro de gravedad del rotor con el eje de rotación, y el segundo, en dos o más planos, al no coincidir el eje principal de inercia de un rotor con el eje de rotación.

De gran importancia es notar el hecho, que un rotor puede estar estáticamente balanceado pero dinámicamente desbalanceado. El desequilibrio dinámico se detecta únicamente con una prueba dinámica.

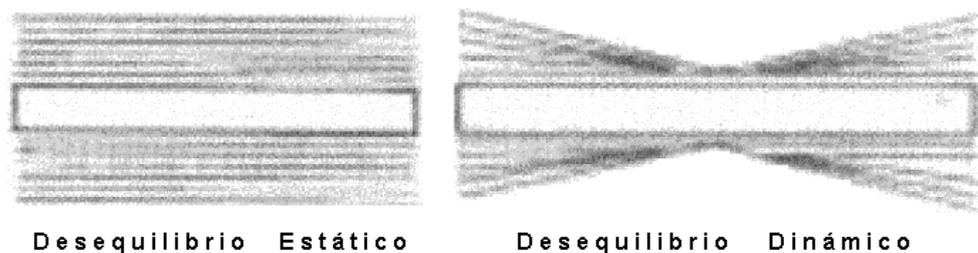


FIGURA 4.2 TIPOS DE DESEQUILIBRIO

En ventilación las causas más comunes para encontrar desequilibrio son:

- 1) Excentricidad: el centro geométrico no coincide con el centro de rotación de la parte rotatoria.
- 2) Distorsión: cambio con el tiempo de la forma del rotor, debido al alivio de tensiones o a las llamadas distorsiones térmicas.
- 3) Corrosión y desgaste: Al no presentarse de una manera uniforme en el rotor.

- 4) Incrustaciones: Similar a la corrosión y desgaste no son homogéneas. Existen partes en que existe mayor acumulación.

DESALINEAMIENTO

Dependiendo de la aplicación, a veces, es necesario acoplar dos ejes, conductor y conducido. Pudiendo presentarse desalineamiento, que puede ser de dos tipos: angular y de desplazamiento. En el angular los ejes se cruzan formando un ángulo y en el de desplazamiento los ejes presentan una cierta separación paralela. Las dos anomalías anteriormente descritas se pueden presentar simultáneamente.



FIGURA 4.3 TIPOS DE DESALINEAMIENTO

DESAJUSTE

Hago referencia específicamente a pernos de anclaje flojos, entre el ventilador y la cimentación. Usualmente por descuido en la inspección periódica.

Su efecto es considerable porque magnificara grandemente otras vibraciones; así, un pequeño desequilibrio dinámico ocasionara graves problemas.

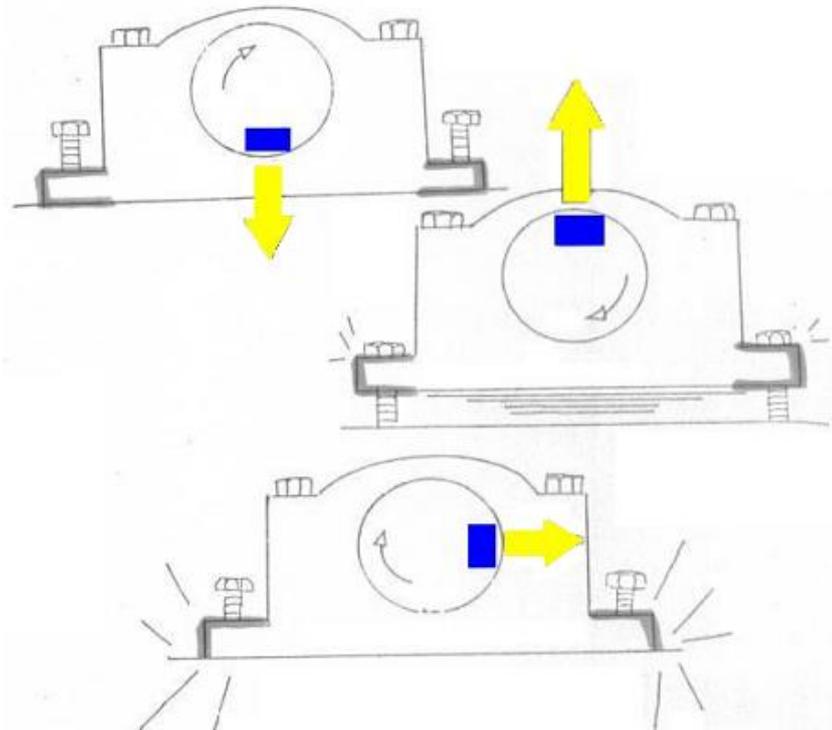


FIGURA 4.4 DESAJUSTE EN PERNOS DE ANCLAJE

BANDAS

Ampliamente utilizadas para transmitir fuerza entre el motor y aletas. Las bandas pueden presentar defectos como: grietas, puntos duros en las caras y partes irregulares. Dichos defectos provocan frecuencias de vibración que son 1, 2, 3, o 4 veces las rpm. de la banda.

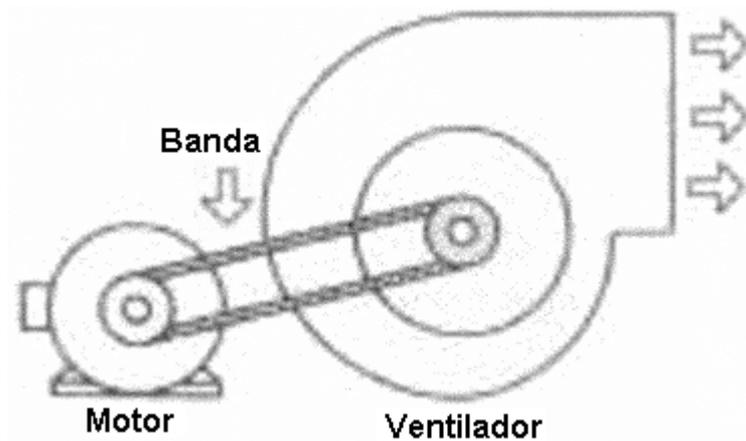


FIG. 4.5 ESQUEMA DE MONTAJE MOTOR-BANDA-VENTILADOR

RESONANCIAS

El problema se suscita cuando la frecuencia excitatriz coincide con la frecuencia natural de vibración de una parte o elemento estructural rígidamente unido. Una solución práctica y efectiva consiste en una estructura de soporte más rígida, que cambia la rigidez del sistema y por consiguiente cambia la frecuencia natural del mismo.

Además, en los ventiladores, las fuerzas aerodinámicas pueden generar vibración con ductos acoplados al ventilador. La reacción de las aletas al golpe del aire produce vibraciones, generando un armónico al número de aletas por la velocidad de giro del ventilador.

Para poder sentir las vibraciones debemos utilizar los llamados transductores de vibración. Sensor de proximidad, sensor sísmico de velocidad y acelerómetro.

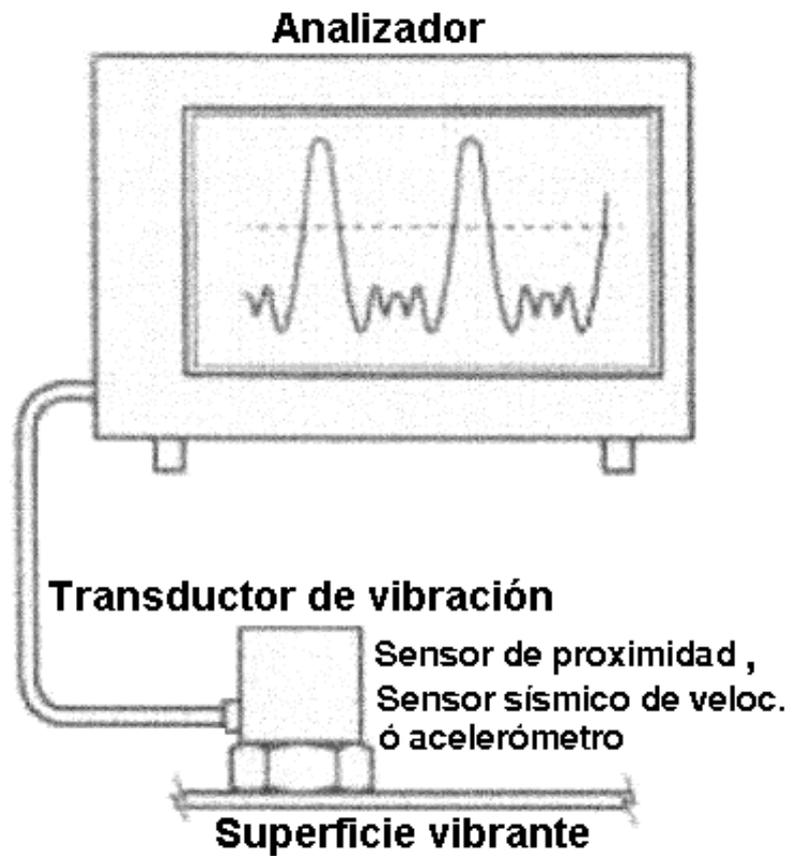


FIGURA 4.6 ESQUEMA DE MEDICION DE VIBRACIONES

A continuación en la TABLA 4.1 se muestran las características de vibración que produce cada defecto mecánico anteriormente descrito.

TABLA 4.1 DEFECTOS MECÁNICOS QUE PRODUCEN
VIBRACIÓN

Defecto Mecánico	Característica
Desequilibrio	$f_{\text{vibraciones}} = f_{\text{rotación parte defectuosa}}$
Desalineamiento	Regla general: incremento en las lecturas axiales de vibración. Angular puro: $f_{\text{vibrac. axial}} = f_{\text{rot. de los ejes}}$ Desplazamiento puro: $f_{\text{vibrac. radial}} = 2 \times \text{RPM del eje.}$
Desajustes	$f_{\text{vibrac.}} = 2 f_{\text{rot. eje}}$
Bandas	$f_{\text{vibrac.}} \text{ es } 1, 2, 3 \text{ ó } 4 \text{ veces RPM banda.}$
Resonancias	$f_{\text{excitación}} = f_n$ parte o elemento rígidamente unido al ventilador.

Por otra parte, además de los defectos mecánicos, los campos electromagnéticos de los motores eléctricos pueden producir vibraciones. Para el caso de motores asíncronos la frecuencia de vibración es igual al doble de la frecuencia de la red. En nuestro país, la frecuencia de red es 55 Hz, entonces por esta causa encontraremos vibraciones de 110 Hz.

Un método efectivo para identificar este tipo de vibraciones es desconectar el motor de la fuente eléctrica, si la vibración

desaparece instantáneamente esta es debida a defectos de procedencia electromagnética.

4.2. Contaminación Acústica.

En este diseño es adecuado considerar los efectos del ruido sobre el individuo. Pues, en el caso de un restaurant estamos tratando con ambientes cerrados, y en los cuales fundamentalmente el cliente debe gozar de ciertas condiciones de confort, entre ellas bienestar acústico, y así poder degustar placenteramente sus alimentos.

SONIDO

Una definición operacional dice:

“Sonido es un disturbio de presión que se transmite a través de un medio elástico a una velocidad característica de ese medio. Es percibido por el oído como una onda de presión sobrepuesta a la presión atmosférica”.

RUIDO

El ruido es un sonido no deseado, que nos parece molesto debido a sus características e intensidad.

MEDICIÓN DEL SONIDO

Para poder establecer cuan fuerte o débil es un sonido, y si califica o no como un ruido, debemos medirlo de alguna manera.

Si revisamos el concepto de sonido, anteriormente mencionado, vemos que lo define como un disturbio de presión del aire, por lo que, para medir un sonido deberíamos medir su presión. Las unidades de presión, fuerza por unidad de área [F/A], son muy variadas, entre ellas tenemos: la atmósfera, el bar y el pascal. Por el orden de magnitud, el pascal es utilizado en acústica.

El rango de presión del aire que el humano puede detectar es amplísimo, de 20 [μPa] a 20×10^6 [μPa] y es ahí donde surge el problema, al constituirse en una escala impráctica con valores inmanejables.

Por este motivo, surge el concepto de nivel de presión sonora, NPS, que se define con la siguiente fórmula:

$$\text{NPS} = 20 \text{ Log } (P/20) \text{ [db].}$$

De esta manera, se logra convertir las unidades de presión en decibelios. El rango queda ahora definido en decibelios [db] como sigue:

Valor mín. $20 \log (20/20) = 0$ [db] , inicio umbral audición

Valor máx. $20 \log (20.10^6/20) = 120$ [db] , inicio umbral dolor

Escala que se constituye de 120 unidades que resulta mucho mas práctica.

Una fuente sonora, por ejemplo: un ventilador en funcionamiento produce ruido. Ruido que se debe a un disturbio de presión del aire, dicho disturbio se genera por la emisión de energía por unidad de tiempo por parte del ventilador, que es la fuente sonora, lo que define la llamada potencia sonora, medida en vatios [W].

Igual que para el caso de la presión sonora la escala resultante es impráctica e inmanejable y por esto, se recurre al concepto de nivel de potencia sonora:

$$\text{NWS (nivel potencia sonora)} = 10 \text{ Log } (W/10^{-12}) \text{ [db]}.$$

Quedando de esta manera, la escala de niveles de potencia sonora también expresada en decibelios.



FIGURA 4.7 NIVELES SONOROS DE VARIOS SONIDOS

Es importante notar, que generalmente los decibelios de NPS no son numéricamente iguales a los decibelios de NWS.

Para obtener NWS utilizamos la fórmula:

$$NWS = NPS + 20 \text{ Log } D + 11$$

Esta diferencia es preciso notarla al momento de recurrir al catálogo de la maquinaria, para obtener datos. Frecuentemente, los catálogos traen como datos valores NPS, especificando las condiciones a las que fueron tomadas.

CONTROL DE RUIDO

En esta sección, pretendo dar las pautas generales sencillas pero efectivas para control de ruido en sistemas de ventilación.

Primeramente debemos identificar claramente las fuentes de ruido. Para sistemas de ventilación, el ventilador en funcionamiento se constituye en la fuente. Además, al tratarse de un sistema centralizado, el aire es distribuido por medio de conductos. Dichos conductos, pueden constituirse en trayectorias flanqueadoras transmitiendo el ruido del ventilador al local, debe considerarse el orificio de descarga como una fuente de ruido.

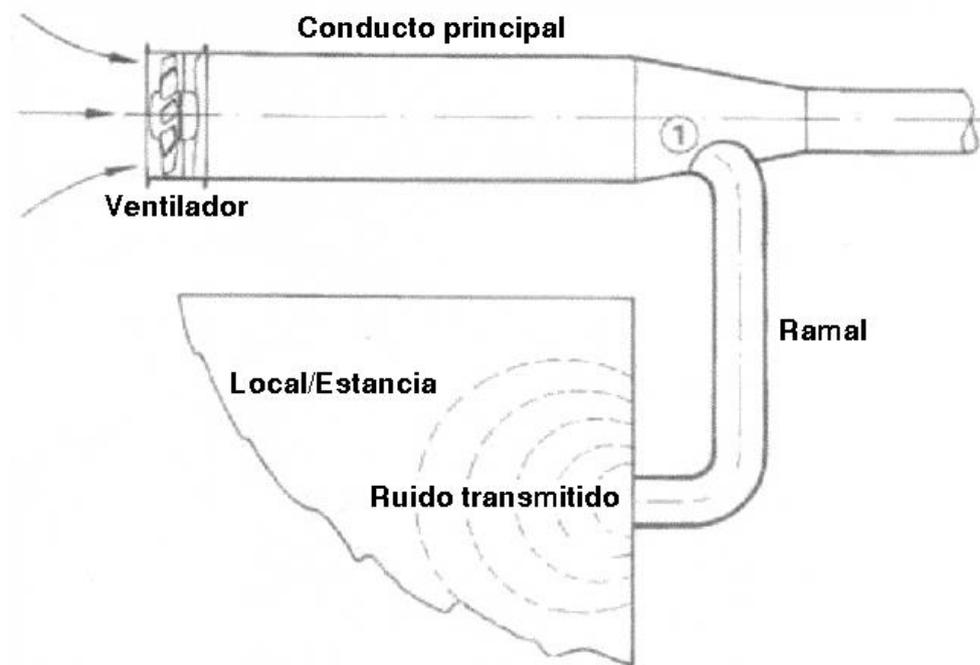


FIGURA 4.8 TRANSMISIÓN DE RUIDO A TRAVÉS DE CONDUCTOS

Los métodos de control de ruido involucran atacar el problema en la fuente, en el medio de transmisión o en el receptor.

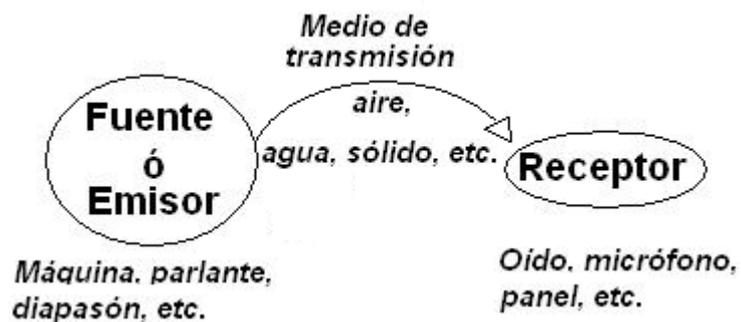


FIGURA 4.9 GENERACIÓN Y PROPAGACIÓN DEL RUIDO EN EL AIRE

Para este caso específico, el método de control de ruido en el receptor queda descartado totalmente; pues, resulta inimaginable la utilización de protectores de oído, casetas acústicas, alejamiento de la fuente o cualquier otro método que involucre al cliente. Al cliente se le debe proporcionar un ambiente adecuado, y ni pensar en que este se adapte a ciertas condiciones de discomfort acústico.

En cuanto al tratamiento en la fuente, si es necesario, colocar al ventilador sobre bases flexibles y si los ductos presentan paneles vibratorios utilizar refuerzos.

En el medio de transmisión, debemos provocar la absorción del ruido utilizando materiales absorbentes (porosos) como: fibra de vidrio, materiales plásticos porosos (de poro abierto), etc.

Además la utilización de elementos atenuadores insertados en los ductos: plenums, silenciadores pasivos y silenciadores activos da buenos resultados.

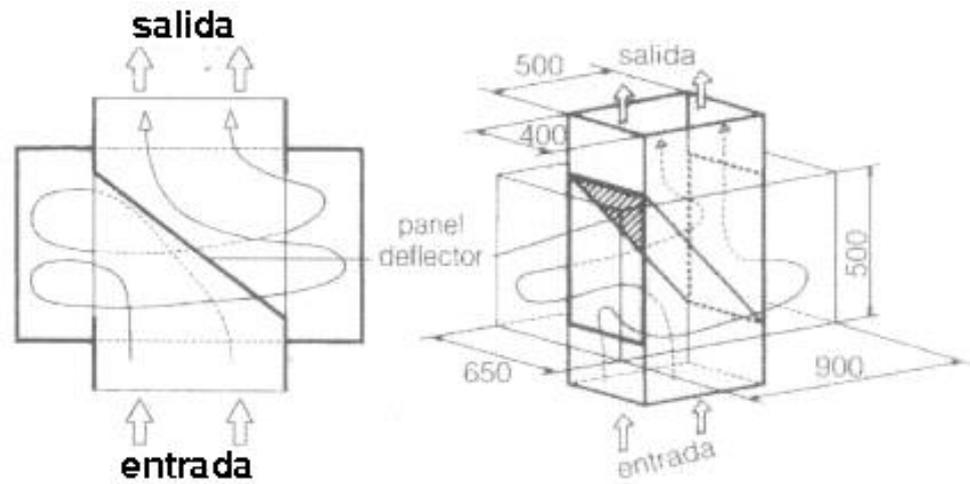


FIGURA 4.10 PLENUM ATENUADOR DE RUIDO

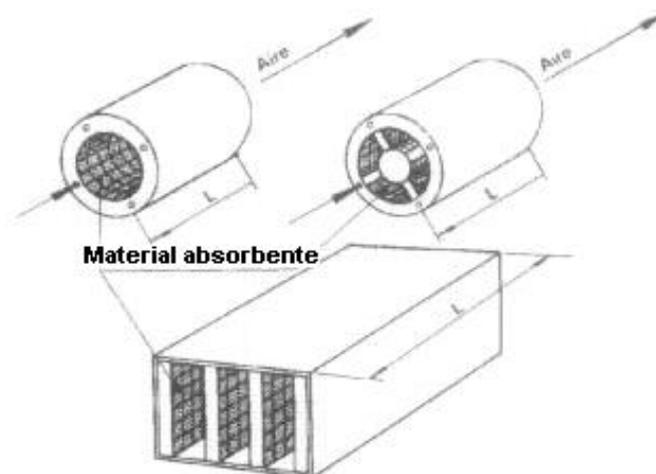


FIGURA 4.11 SILENCIADORES PASIVOS

Finalmente, un control de ruido adecuado en el diseño de sistemas de ventilación, involucra al NOISE CRITERIA, mismo que se halla establecido para los diferentes tipos de cuartos en virtud de las actividades en el realizadas, a continuación se presentan valores de noise criteria recomendados para diversos sitios.

TABLA 4.2

NOISE CRITERIA RECOMENDADOS PARA DIVERSOS SITIOS

Aplicación	
Estudios de radiodifusión	NC 20 - 25
Salones de concierto	NC 20 - 25
Teatros	NC 25 - 30
Salas de clase	NC 30 - 40
Apartamentos y hoteles	NC 30 - 40
Salón de sesiones (amplificación)	NC 30 - 35
Casas (área de dormitorios)	NC 25 - 35
Sala de convenciones	NC 25 - 35
Cines	NC 30 - 35
Hospitales	NC 25 - 35
Iglesias	NC 20 - 30
Tribunal de justicia	NC 30 - 40
Bibliotecas	NC 30 - 40
Oficinas privadas pequeñas	NC 30 - 40
Restaurantes	NC 35 - 45
Coliseo de deportes	NC 30 - 40
Oficinas mecanográficas	NC 35 - 50
Fábricas	NC 40 - 65

FUENTE: ASHRAE Handbook and Product Directory - Systems, 1973

4.3. Condiciones de Protección contra Incendios

El diseño completo de un sistema contra incendios requiere de un análisis profundo y elaborado, que sale del objetivo de esta Tesis. En esta sección, sin embargo, se pretende establecer condiciones elementales a ser consideradas al momento de diseñar el sistema de ventilación.

En primer lugar, se debe señalar, que el diseño desarrollado disminuye en gran medida el potencial riesgo de incendio; pues, al no utilizar chimeneas de gran altura evita acumulación de masa de

grasa en las paredes internas y especialmente el característico chorreado en las zonas de empalmes. Además, el conjunto eliminador de grasa ubicado en las campanas, recolecta la grasa evaporada evitando el ensuciamiento interno de los conductos y demás elementos que conforman el sistema.

Si se trata de un diseño para una edificación nueva es conveniente mantener un compromiso mutuo con el diseñador del sistema contra incendios y evitar futuras confrontaciones. Si la edificación esta operando al momento de diseñar el sistema de ventilación considerar siempre la implementación de un sistema contra incendios.

CLASIFICACIÓN Y TIPO DE RIESGO DE INCENDIO

Atendiendo al principio básico, que no se puede combatir lo que no se conoce, para poder prevenir y combatir efectivamente un incendio, es preciso identificar la clase de incendio así como el grado de riesgo.

Dicha clasificación se muestra a continuación en la TABLA 4.3.

TABLA 4.3 CLASIFICACIÓN DE INCENDIOS

Clase de incendio	Descripción
A	Materiales ordinarios de naturaleza orgánica, tales como ropa, papel o madera.
B	Materiales inflamables, líquidos o sólidos licuables, como el aceite, grasa, pintura, laca, barniz y manteca.
C	Material eléctrico y gases inflamables
D	Materiales químicos, metales inflamables tales como titanio, magnesio y uranio.

Según esta clasificación, para el caso de áreas de cocina-asados, el incendio que se puede generar es de Clase B.

Principalmente se presentan tres tipos de riesgos:

- 1) Riesgo ligero.- locales que contienen material poco combustible.
oficinas, escuelas, bibliotecas, prisiones, etc.
- 2) Riesgo corriente.- se subdivide en grupos I, II, y III.
- 3) Alto riesgo.- locales industriales y comerciales que tienen gran cantidad de material con cargas de fuego anormales tales como fábricas de pinturas.

El local se ubica dentro del Grupo I de Riesgo Corriente.

RECOMENDACIONES PARA ÁREAS DE COCINAS Y ASADOS

Las siguientes son recomendaciones a tener presente en el diseño de sistemas de ventilación en áreas de cocina y asados.

- 1) Considerar a las campanas extractoras como elementos de peligro.
- 2) No deben pasar por el interior de campanas extractoras conducciones de gas.
- 3) Si es inevitable ubicar en el interior de la campana algún elemento eléctrico, este deberá ser de alta seguridad o antideflagrante.
- 4) No se recomienda instalar compuertas cortafuego tanto en campanas como en ductos.

DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA CONTRA INCENDIO

Una vez identificada la clase de incendio y el tipo de riesgo, se procede al diseño y selección del sistema contra incendios más idóneo.

Los sistemas a utilizar pueden ser:

- 1) Sistemas de aspersión: tubería mojada, tubería seca, tubería mojada y seca, pre-acción, recirculación e inundación.
- 2) Sistemas de espuma.

Estos sistemas están constituidos por una serie de elementos, existentes en el mercado, de diversos modelos y capacidades. Podemos citar entre ellos: aspersores (sprinklers), detectores (de ionización, ópticos, de radiación, de calor), y extintores portátiles (marcados con la clase de incendio para el que son adecuados).

CAPITULO 5

5. ANÁLISIS DE COSTOS

5.1. Inversión inicial.

La inversión inicial hace referencia al costo de dotar al local con el sistema de ventilación diseñado en la presente tesis.

El valor indicado por ventiladores se toma de listas de precios proporcionadas por el fabricante. Los elementos del sistema de control de olores y humo se solicitaron al fabricante (CASIBA S.A.), mismo que proporcionó el presupuesto N° 51.578, que se presenta como anexo.

Para obtener el costo por ductos se obtiene su peso en kilogramos y se multiplica por un estimado de \$3.40 el kilogramo de plancha galvanizada. El peso de los ductos se establece por un programa de

computadora de empresas dedicadas a esta actividad.

A continuación se presenta el costo de cada una de las partes constitutivas de los sistemas.

TABLA 5.1 COSTO DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN

CANT.	DESCRIPCIÓN	P. UNIT.	P. TOTAL
4	Conjunto eliminador de grasa.	\$ 408,00	\$ 1.632,00
	ITEM 1:		
6	Filtro de baja eficiencia		
6	Filtro de mediana eficiencia		
6	Filtro de alta eficiencia		
12	Celda modular de adsorción		
2	Estructura para alojar filtros		
2	Manómetros dif. col. inclinada		
	Total item 1:	\$ 8.560,00	\$ 8.560,00
150 Kg.	Ductos	\$ 3,40	\$ 510,00
2	Extractor	\$ 1.610,05	\$ 3.220,10
	TOTAL		\$13.922,10

TABLA 5.2 COSTO DEL SISTEMA DE SUMINISTRO

CANT.	DESCRIPCIÓN	P. UNIT.	P. TOTAL
24	Filtro Casiba FG-EU2	\$ 4,95	\$ 118,80
24	Filtro Casiba AV-EU2	\$ 7,50	\$ 180,00
17	Rejilla 22 x 22 (450 cfm)	\$ 65,00	\$ 1.105,00
23	Rejilla 46 x 36 (1300 cfm)	\$ 170,00	\$ 3.910,00
3200 Kg.	Ducto	\$ 3,40	\$10.880,00
2	Ventilador	\$7.738,46	\$15.476,93
	TOTAL		\$31.670,73

5.2. Consumo Energético.

La presente sección desarrolla el consumo energético del sistema de ventilación diseñado, refiriéndose específicamente al consumo eléctrico.

A la fecha, la Empresa Eléctrica del Ecuador ha fijado el costo del KWH en 8,70 centavos de dólar (noviembre/2004), con un congelamiento garantizado por un año (hasta octubre/2005).

Por lo tanto, con el costo del KWH y estableciendo por catálogo la potencia que consume el motor eléctrico que acciona a cada

ventilador, se puede determinar el consumo de energía de la siguiente manera:

$$\text{CEM} = \text{consumo KW} \times 12 \text{ hr / d} \times 30 \text{ d} \times \text{costo/KWH} \times \text{Fu}$$

Donde:

CEM : consumo eléctrico mensual en dólares estadounidenses.

Fu : factor de uso.

Para el SISTEMA DE EXTRACCIÓN:

$$\text{CEM1} = 4 \text{ KW} \times 8 \text{ hr / d} \times 30 \text{ d} \times \$0.087 \times 0.6$$

$$\text{CEM1} = \$50,11$$

Donde:

CEM1 : consumo energético mensual extractor 1.

$$\text{CEM2} = 4 \text{ KW} \times 8 \text{ hr / d} \times 30 \text{ d} \times \$0.087 \times 0.4$$

$$\text{CEM2} = \$33,41$$

Donde:

CEM2 : consumo energético mensual extractor 2.

El consumo energético total del sistema de extracción es entonces:

$$\text{CEMTE} = \text{CEM1} + \text{CEM2}$$

$$\text{CEMTE} = \$50,11 + \$33,41$$

$$\text{CEMTE} = \$83,52$$

Donde:

CEMTE : consumo energético mensual total del sistema de extracción.

Para el SISTEMA DE SUMINISTRO:

$$\text{CEM3} = 7.5 \text{ KW} \times 10 \text{ hr / d} \times 30 \text{ d} \times \$0.087 \times 0.6$$

$$\text{CEM3} = \$117,45$$

Donde:

CEM3 : consumo energético mensual ventilador 3.

$$\text{CEM4} = 9 \text{ KW} \times 10 \text{ hr / d} \times 30 \text{ d} \times \$0.087 \times 0.4$$

$$\text{CEM4} = \$93,96$$

Donde:

CEM4 : consumo energético mensual ventilador 4.

El consumo energético total del sistema de suministro es entonces:

$$\text{CEMTS} = \text{CEM3} + \text{CEM4}$$

$$\text{CEMTS} = \$117,45 + \$93,96$$

$$\text{CEMTS} = \$211,41$$

Donde:

CEMTS : consumo energético mensual total del sistema de suministro.

TABLA 5.3 CONSUMO ENERGÉTICO MENSUAL

Item	Descripción	Periodo	Consumo
CEM1	Extractor 1	mensual	\$50,11
CEM2	Extractor 2	mensual	\$33,41
CEMTE	Total Sistema Extracción		\$83,52
CEM3	Ventilador 3	mensual	\$117,45
CEM4	Ventilador 4	mensual	\$93,96
CEMTS	Total Sistema Suministro		\$211,41

5.3. Costos de Mantenimiento.

Son aquellos costos generados por el mantenimiento del equipo de operación. En el local debe existir un programa de mantenimiento preventivo. La ventaja principal radica en que este tipo de restaurantes trabajan un solo turno, facilitando ampliamente el mantenimiento. Pues, cuando un sistema trabaja veinticuatro horas los siete días de la semana, corresponde al personal de mantenimiento utilizar todos sus recursos, ingenio y técnica para sacar ventaja de cualquier para imprevista.

TABLA 5.4 LISTADO DE REPUESTOS

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	VIDA ÚTIL ESTIMADA
FG 597X597X48	6 (seis)	\$ 4,95	2 semanas
PREFIL EU4 597X597X48	6 (seis)	\$10,40	2 semanas
HF EU8 P10.95A.30	6 (seis)	\$83,37	De 6 a 12 meses
Celdas de adsorción PK12	12 (doce)	\$225,00	De 6 a 12 meses

FUENTE: CASIBA S.A. Presupuesto 51.578

Fundamentalmente las labores de mantenimiento requeridas son:

- Recambio de elementos filtrantes, y
- Limpieza periódica de filtros metálicos y bandejas recolectoras de grasa.

Para el SISTEMA DE EXTRACCIÓN:

Por concepto de recambio de elementos filtrantes se tiene:

CRM1 = Filtros por recambio x P.U. / vida útil estimada en meses.

CRM1 = 6 x \$4,95 / 0.5

CRM1 = \$59,40

Donde:

CRM1 : costo de recambio mensual de filtros de baja eficiencia.

PU : precio unitario filtro de baja eficiencia.

CRM2 = Filtros por recambio x P.U. / vida útil estimada en meses.

CRM2 = 6 x \$10,40 / 0.5

CRM2 = \$124,80

Donde:

CRM2 : costo de recambio mensual de filtros de mediana eficiencia.

PU : precio unitario filtro de mediana eficiencia.

CRM3 = Filtros por recambio x P.U. / vida útil estimada en meses.

CRM3 = 6 x \$83,37 / 9

CRM3 = \$55,58

Donde:

CRM3 : costo de recambio mensual de filtros de alta eficiencia.

PU : precio unitario filtro de alta eficiencia.

CRM4 = celdas por recambio x P.U. / vida útil estimada en meses.

CRM4 = 12 x \$225,00 / 12

CRM4 = \$225,00

Donde:

CRM4 : costo de recambio mensual de celdas de adsorción.

PU : precio unitario celda de adsorción.

El costo de recambio total de elementos filtrantes en el sistema de extracción es entonces:

$$\text{CRMTE} = \text{CRM1} + \text{CRM2} + \text{CRM3} + \text{CRM4}$$

$$\text{CRMTE} = \$59,40 + \$124,80 + \$55,58 + \$225,00$$

$$\text{CRMTE} = \$464,78$$

Donde:

CRMTE : costo de recambio mensual total de filtros en sistema de extracción.

TABLA 5.5 COSTO DE RECAMBIO FILTROS DE EXTRACCIÓN

ITEM	DESCRIPCIÓN	RECAMBIO	COSTO [\$]
CRM1	Filtro de baja eficiencia	mensual	59,40
CRM2	Filtro de mediana eficiencia	mensual	124,80
CRM3	Filtro de alta eficiencia	mensual	55,58
CRM4	Celdas de adsorción	mensual	225,00
CRMTE	Costo de recambio mensual total Extracción		464,78

Para los filtros metálicos se estima en \$0,10 por filtro, el costo de mantenimiento (lavado periódico), por lo que el costo mensual:

$$\text{CLME} = \text{filtros por lavada} \times \$0,10 \times \text{FL}$$

$$\text{CLME} = 10 \times \$0,10 \times 8$$

$$\text{CLME} = \$8,00$$

Donde:

CLME : costo del lavado mensual de filtros metálicos del sistema de extracción.

FL : frecuencia de lavado.

Por lo tanto, el costo de mantenimiento total del sistema de extracción es:

$$\text{CMMTE} = \text{CRMTE} + \text{CLME}$$

$$\text{CMMTE} = \$464,78 + \$8,00$$

$$\text{CMMTE} = \$472,78$$

Donde:

CMMTE : costo de mantenimiento mensual total del sistema de extracción.

Para el SISTEMA DE SUMINISTRO:

Por concepto de recambio de elementos filtrantes se tiene:

$$\text{CRMS} = \text{Filtros por recambio} \times \text{P.U.} / \text{vida útil estimada en meses.}$$

$$\text{CRMS} = 24 \times \$4,95 / 2$$

$$\text{CRMS} = \$59,40$$

Donde:

CRMS : costo de recambio mensual de filtros sistema de suministro.

Para los filtros metálicos se estima en \$0,10 por filtro, el costo de mantenimiento (lavado periódico), por lo que el costo mensual:

$$\text{CLMS} = \text{filtros por lavada} \times \$0,10 \times \text{FL}$$

$$\text{CLMS} = 24 \times \$0,10 \times 1$$

$$\text{CLMS} = \$2,40$$

Donde:

CLMS : costo del lavado mensual de filtros metálicos sistema de suministro.

FL : frecuencia de lavado.

Por lo tanto, el costo de mantenimiento total del sistema de suministro es:

$$\text{CMMTS} = \text{CRMS} + \text{CLMS}$$

$$\text{CMMTS} = \$59,40 + \$2,40$$

$$\text{CMMTS} = \$61,80$$

Donde:

CMMTS : costo de mantenimiento mensual total del sistema de suministro.

CAPITULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

1. La presente Tesis, obtiene un sistema de ventilación eficiente para el caso específico de restaurantes con parrillas al carbón. Dicho sistema da un tratamiento adecuado a las emisiones gaseosas, humos y olores antes de su descarga a la atmósfera.

2. Para este tipo particular de aplicación, restaurantes con parrillas al carbón, es adecuado utilizar un sistema de ventilación que utilice suministro y extracción combinado. El sistema de suministro y el sistema de extracción, al trabajar en conjunto proporcionan la ventilación adecuada.

3. Para diseñar el sistema de ductos de suministro de aire, se utilizó el método de regancia estática; pues, con este, se hace uso más eficiente de la energía y por ende una reducción considerable de costos. Si bien es uno de los más laboriosos, da los mejores resultados.
4. Para diseñar el sistema de ductos de extracción, se utilizó el método de velocidad constante; pues, este nos garantiza que la velocidad en cualquier ramal sea mayor o igual a la velocidad de sustentación del contaminante, evitándose así, que este pueda precipitarse, causando chorreados y acumulación de grasa en las paredes internas de ductos.
5. Para seleccionar, tanto los ventiladores del sistema de suministro como los extractores del sistema de extracción, se utiliza el valor del volumen a manejar y la caída de presión estática como variables de entrada en la curva general de ventiladores del fabricante.
6. Una de las principales características del sistema de extracción, diseñado en esta Tesis, es la versatilidad de colocación del punto de descarga del sistema hacia la atmósfera; pues, el sistema desarrollado posee una alta eficiencia en la eliminación de partículas y olores, librándose de las restricciones típicas que provocan los sistemas de

extracción con chimeneas (chimeneas de gran altura y propagación de humos y olores a zonas vecinas).

7. El sistema de extracción diseñado, al atacar el problema en su origen, evita inconvenientes ocultos e imprevistos como el incremento del riesgo de incendio provocado por la acumulación de masa de grasa en las paredes internas de ductos y chimeneas y el típico chorreado de grasa en la zona de empalmes.

8. La disposición que adopta cada una de las etapas de filtrado dentro del sistema de extracción, busca la mayor eficiencia en las funciones que le son propias a cada etapa. El cambio de posición o la eliminación de alguna de estas etapas generará problemas, como ser que los filtros se colapsen muy rápido.

9. A simple vista, el costo de implementación del sistema diseñado parece elevado, pero la creciente imposición de nuevas leyes ambientales sumadas a la necesidad de ubicar este tipo de restaurantes en lugares rodeados de edificios de gran categoría (ejemplo típico, patios de comida en centros comerciales grandes), justifican dicha inversión.

6.2 Recomendaciones

1. Cuando se calcule el número mínimo de filtros necesarios para cualquiera de las fases de filtrado, el valor numérico obtenido se debe aproximar hacia arriba.
2. Al momento de consultar la curva general de ventiladores del fabricante, se debe observar con detenimiento a que tipo de presión hacen referencia; pues, existen catálogos que están basados en la presión estática y otros en la presión total del ventilador, dependiendo del fabricante.
3. Considerar a las campanas extractoras como elementos de peligro.
4. No deben pasar por el interior de campanas extractoras conducciones de gas.
5. Si es inevitable ubicar en el interior de la campana algún elemento eléctrico, este deberá ser de alta seguridad o antideflagrante.

6. No se recomienda instalar compuertas cortafuego tanto en campanas como en ductos.

7. Se recomienda la implementación de un programa de mantenimiento preventivo para el sistema de ventilación. Dicho programa deberá considerar la frecuencia de recambio de los elementos filtrantes que son descartables y la frecuencia de lavado para el caso de los filtros metálicos.



APÉNDICES

APÉNDICE A

CALOR QUE ADICIONAN AL MEDIO LOS MOTORES

FUENTE: ASHRAE, Handbook of Fundamentals, Published by American
Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, 1972

Table 30 Heat Gain from Electric Motors (Continuous Operation)^a

Nameplate ^b or Brake Horsepower	Full Load Motor Efficiency Percent	Location of Equipment with Respect to Conditioned Space or Air Stream ^c		
		Motor In- Driven Machines in HP × 2545 % Eff	Motor Out- Driven Machine in HP × 2545	Motor In- Driven Machine out HP × 2545 (1 - % Eff) % = Eff
		Btu per Hour		
1/2	40	320	130	190
	49	430	210	220
	55	580	320	260
	60	710	430	280
	64	1,000	640	360
1	66	1,290	850	440
	70	1,820	1,280	540
	72	2,680	1,930	750
	79	3,220	2,540	680
	80	4,770	3,820	950
2	80	6,380	5,100	1,280
	81	9,450	7,650	1,800
	82	15,600	12,800	2,800
	85	22,500	19,100	3,400
	85	30,000	25,500	4,500
3	86	44,500	38,200	6,300
	87	58,500	51,000	7,500
	88	72,400	63,600	8,800
	89	85,800	76,400	9,400
	89	115,000	102,000	13,000
5	89	143,000	127,000	16,000
	89	172,000	153,000	19,000
	90	212,000	191,000	21,000
	90	284,000	255,000	29,000
	90	354,000	318,000	36,000
7 1/2	91	420,000	382,000	38,000
	91	560,000	510,000	50,000
	91	700,000	636,000	64,000

^a For intermittent operation, an appropriate usage factor should be used, preferably measured.

^b If motors are overloaded and amount of overloading is unknown, multiply the above heat gain factors by the following maximum service factors:

Maximum Service Factors

Horsepower	1/2-1	1-1 1/2	1 1/2-2	1	1 1/2-2	3-250
AC Open Type	1.4	1.35	1.25	1.25	1.20	1.15
DC Open Type	—	—	—	1.15	1.15	1.15

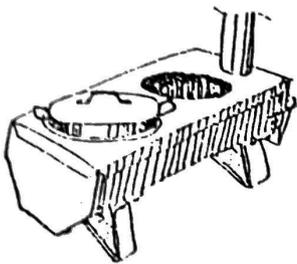
No overload is allowable with enclosed motors.

^c For a fan or pump in air conditioned space, exhausting air, and pumping fluid to outside of space, use values in last column.

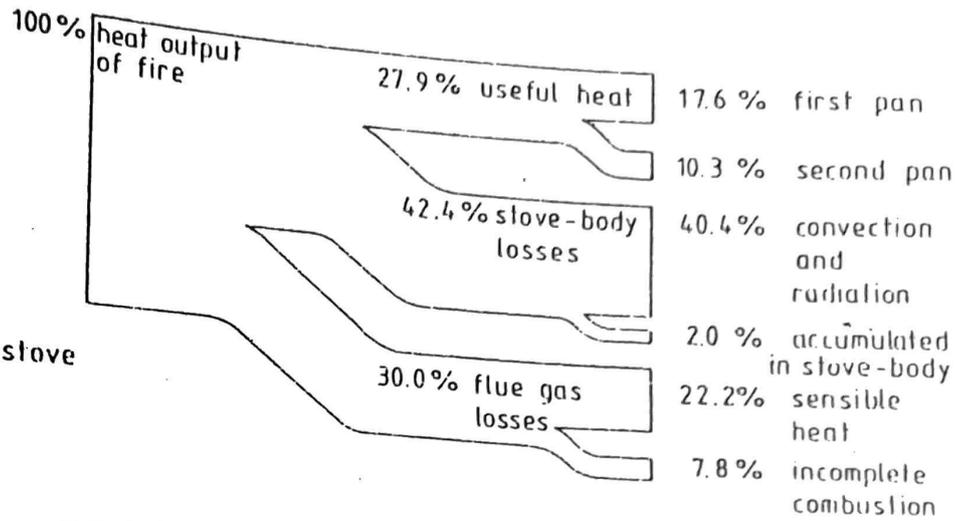
APÉNDICE B

BALANCE DE ENERGÍA PARA DOS TIPOS DE ESTUFAS

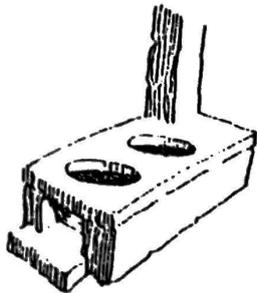
FUENTE: SOLIS MANUEL, "Análisis Experimental de Fogones de Leña y Cocinas de Kérex para Aplicaciones Rurales" (Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1992).



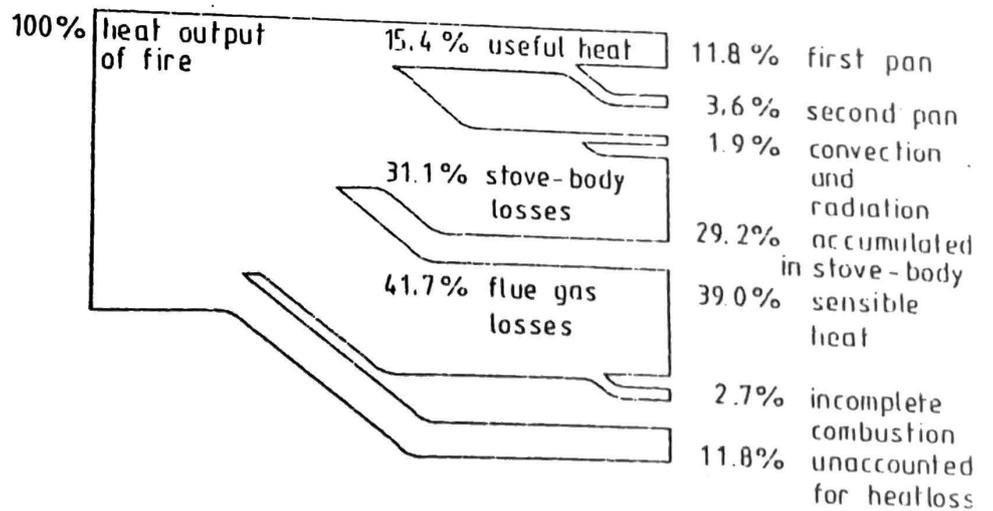
De Leppeleire / Van Daele stove



a metal stove (De Leppeleire / Van Daele stove)



Nouna stove



a heavy stove (The Nouna stove)

APÉNDICE C

VELOCIDADES MÁXIMAS RECOMENDADAS PARA SISTEMAS DE BAJA

VELOCIDAD

VELOCIDADES MAXIMAS RECOMENDADAS PARA SISTEMAS DE BAJA VELOCIDAD (FPM)

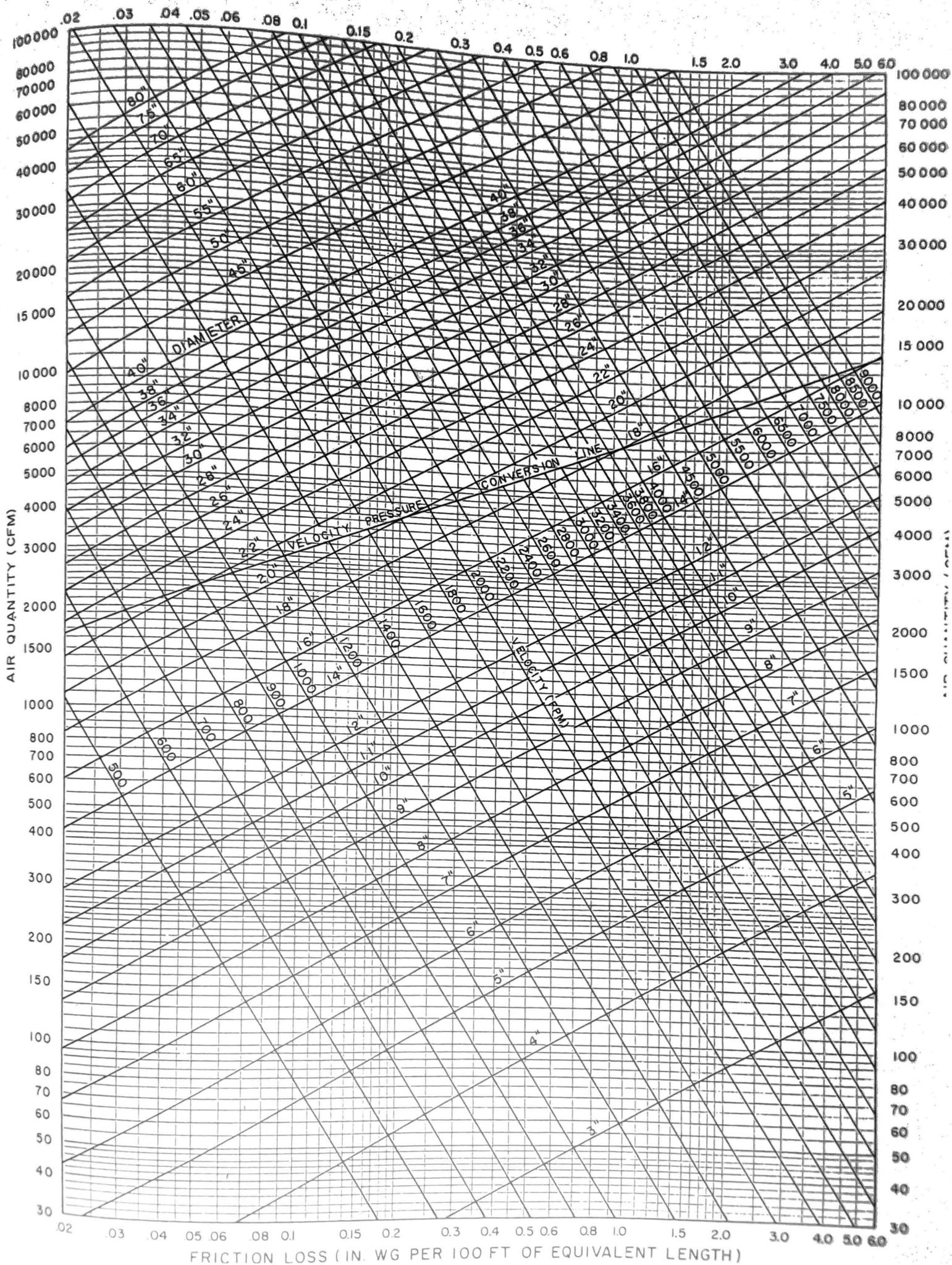
APLICACION	FACTOR DE CONTROL DEL NIVEL DE RUIDO (Conductos principales)	FACTOR DE ROZAMIENTO-ROZAMIENTO EN CONDUCTO			
		Conducto principal		Conductos derivados	
		Suministro	Retorno	Suministro	Retorno
Residencias	600	1000	300	600	600
Apartamentos Dormitorios de Hotel Dormitorios de Hospital	1000	1500	1300	1200	1000
Oficinas particulares Despachos de Directores de Bibliotecas	1200	2000	1500	1600	1200
Salas de Cine y Teatro Auditorios	800	1300	1100	1000	800
Oficinas públicas Restaurantes de primera categoría. Comercios de primera categoría. Bancos	1500	2000	1500	1600	1200
Comercios de categoría media. Cafeterías	1800	2000	1300	1600	1200
Locales industriales	2500	3000	1800	2200	1500

FUENTE: Carrier Air Conditioning Co., Handbook of Air Conditioning System Design, Pág. 2-43, 1978

APÉNDICE D

NOMOGRAMA: PERDIDA POR ROZAMIENTO EN DUCTOS REDONDOS

CHART 7—FRICTION LOSS FOR ROUND DUCT



APÉNDICE E

**DIMENSIONES DE DUCTOS, ÁREA DE LA SECCIÓN, DIAMETRO
EQUIVALENTE Y TIPO DE CONDUCTO**

FUENTE: CARRIER, Handbook of Air Conditioning System Design.

TABLE 6—DUCT DIMENSIONS, SECTION AREA, CIRCULAR EQUIVALENT DIAMETER,* AND DUCT CLASS†

SIZE	6		8		10		12		14		16		18		20		22	
	Area sq ft	Diam in.																
10	.39	8.4	.52	9.8	.65	10.9												
12	.45	9.1	.62	10.7	.77	11.9												
14	.52	9.8	.72	11.5	.91	12.9	.94	13.1										
16	.59	10.4	.81	12.2	1.02	13.7	1.09	14.2	1.28	15.3								
18	.66	11.0	.91	12.9	1.15	14.5	1.24	15.1	1.45	16.3	1.67	17.5						
20	.72	11.5	.99	13.5	1.26	15.2	1.40	16.0	1.63	17.3	1.87	18.5	2.12	19.7				
22	.78	12.0	1.08	14.1	1.38	15.9	1.54	16.8	1.81	18.2	2.07	19.5	2.34	20.7	2.61	21.9		
24	.84	12.4	1.16	14.6	1.50	16.6	1.69	17.6	1.99	19.1	2.27	20.4	2.57	21.7	2.86	22.9	3.17	24.1
26	.89	12.8	1.26	15.2	1.61	17.2	1.83	18.3	2.14	19.8	2.47	21.3	2.78	22.6	3.11	23.9	3.43	25.1
28	.95	13.2	1.33	15.6	1.71	17.7	1.97	19.0	2.31	20.6	2.66	22.1	3.01	23.5	3.35	24.8	3.71	26.1
30	1.01	13.6	1.41	16.1	1.82	18.3	2.09	19.6	2.47	21.3	2.86	22.9	3.25	24.4	3.60	25.7	4.00	27.1
32	1.07	14.0	1.48	16.5	1.93	18.8	2.22	20.2	2.64	22.0	3.06	23.7	3.46	25.2	3.89	26.7	4.27	28.0
34	1.13	14.4	1.58	17.0	2.03	19.3	2.36	20.8	2.81	22.7	3.25	24.4	3.68	26.0	4.12	27.5	4.55	28.9
36	1.18	14.7	1.65	17.4	2.14	19.8	2.49	21.4	2.96	23.3	3.43	25.1	3.89	26.7	4.37	28.3	4.81	29.7
38	1.23	15.0	1.73	17.8	2.25	20.3	2.61	21.9	3.11	23.9	3.63	25.8	4.09	27.4	4.58	29.0	5.07	30.5
40	1.28	15.3	1.81	18.2	2.33	20.7	2.76	22.5	3.27	24.5	3.80	26.4	4.30	28.1	4.84	29.8	5.37	31.4
42	1.33	15.6	1.86	18.5	2.43	21.1	2.88	23.0	3.43	25.1	3.97	27.0	4.52	28.8	5.07	30.5	5.62	32.1
44	1.38	15.9	1.95	18.9	2.52	21.5	2.98	23.4	3.57	25.6	4.15	27.6	4.71	29.4	5.31	31.2	5.86	32.8
46	1.43	16.2	2.01	19.2	2.61	21.9	3.11	23.9	3.71	26.1	4.33	28.2	4.90	30.0	5.55	31.9	6.12	33.5
48	1.48	16.5	2.09	19.6	2.71	22.3	3.22	24.3	3.88	26.7	4.49	28.7	5.10	30.6	5.76	32.5	6.37	34.2
50			2.16	19.9	2.81	22.7	3.35	24.8	4.03	27.2	4.65	29.2	5.30	31.2	5.97	33.1	6.64	34.9
52			2.22	20.2	2.91	23.1	3.46	25.2	4.15	27.6	4.84	29.8	5.51	31.8	6.19	33.7	6.87	35.5
54			2.29	20.5	2.98	23.4	3.57	25.6	4.30	28.1	5.00	30.3	5.72	32.4	6.41	34.3	7.14	36.0
56			2.38	20.9	3.09	23.8	3.71	26.1	4.43	28.5	5.17	30.8	5.90	32.9	6.64	34.9	7.38	36.8
58			2.43	21.1	3.19	24.2	3.83	26.5	4.55	28.9	5.31	31.2	6.08	33.4	6.87	35.5	7.62	37.4
60			2.50	21.4	3.27	24.5	3.94	26.9	4.68	29.3	5.48	31.7	6.26	33.9	7.06	36.0	7.87	38.0
64			2.64	22.0	3.46	25.2	4.06	27.3	4.84	29.8	5.65	32.2	6.50	34.5	7.26	36.5	8.12	38.6
68					4.24	27.9	5.10	30.6	5.91	33.1	6.87	35.5	7.71	37.6	8.59	39.7		
72					3.63	25.8	4.49	28.7	5.37	31.4	6.26	33.9	7.18	36.3	8.12	38.6	9.03	40.7
76					3.83	26.5	4.71	29.4	5.69	32.3	6.60	34.8	7.54	37.2	8.50	39.5	9.52	41.8
80					4.09	27.4	4.91	30.0	5.86	32.8	6.83	35.4	7.95	38.2	8.90	40.4	9.98	42.8
84					4.15	27.6	5.17	30.8	6.15	33.6	7.22	36.4	8.29	39.0	9.21	41.1	10.4	43.8
88							5.41	31.5	6.41	34.5	7.54	37.2	8.55	39.6	9.75	42.3	10.8	44.6
92							5.58	32.0	6.64	34.9	7.87	38.0	8.94	40.5	10.1	43.1	11.2	45.4
96							5.79	32.6	6.91	35.6	8.12	38.6	9.39	41.5	10.4	43.8	11.7	46.3
100							5.90	33.0	7.14	36.2	8.40	39.2	9.70	42.1	10.8	44.5	12.1	47.2
104									7.40	36.9	8.50	39.5	9.80	42.5	11.3	45.5	12.3	47.6
108									7.60	37.4	8.90	40.5	10.3	43.5	11.6	46.2	13.0	48.8
112									7.90	38.0	9.20	41.2	10.6	44.0	12.0	47.0	13.4	49.6
116									8.10	38.6	9.50	41.8	10.9	44.7	12.3	47.5	13.8	50.3
120											9.80	42.4	11.3	45.5	12.6	48.1	14.3	51.3
124											10.0	42.8	11.5	46.0	13.1	49.1	14.4	51.5
128											10.3	43.5	11.9	46.7	13.4	49.6	15.0	52.4
132											10.6	44.1	12.1	47.1	13.8	50.4	15.5	53.3
136													12.5	47.9	14.1	50.9	15.8	53.9
140													12.8	48.5	14.5	51.6	16.2	54.5
144													13.0	48.8	14.7	52.0	16.5	55.0
													13.3	49.4	15.2	52.9	16.8	55.8

*Computed from $d = 1.3 \sqrt{\frac{ab}{a+b}}$

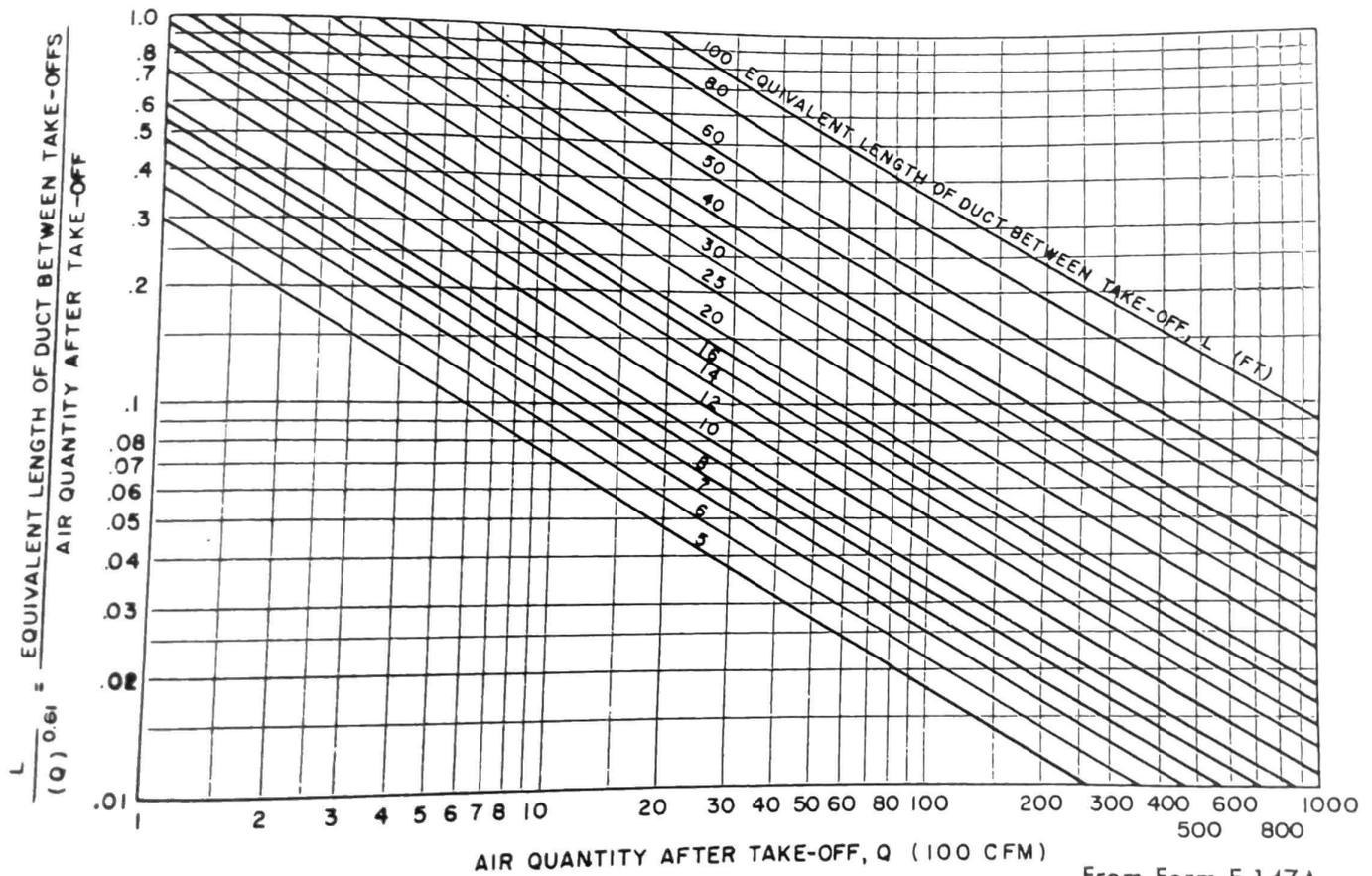
†Large numbers in table are duct class.

APÉNDICE F

NOMOGRAMA: RELACIÓN L/Q PARA EL METODO DE REGANANCIA
ESTÁTICA

FUENTE: CARRIER, Handbook of Air Conditioning System Design.

CHART 10—L/Q RATIO



APÉNDICE G

LONGITUD ADICIONAL EQUIVALENTE DE CONDUCTO RECTO PARA
DIFERENTES TIPOS DE CODOS

TABLE 12—FRICTION OF RECTANGULAR ELBOWS (CONT.)

DUCT DIMENSIONS (in.)		RADIUS ELBOW NO VANES 	RADIUS ELBOW—WITH VANES†		SQUARE ELBOWS‡			
								
W	D	Radius Ratio† R/D = 1.25	R ₁ = 6" (Recommended)		R ₁ = 3" (Acceptable)		Double Thickness Turning Vanes	Single Thickness Turning Vanes
ADDITIONAL EQUIVALENT LENGTH OF STRAIGHT DUCT (FT)								
		Vaness		Vaness				
28	28	15	14	2	17	2	14	34
	24	13	17	1	15	2	13	30
	20	12	15	1	13	2	12	25
	16	10	11	1	11	2	10	20
	12	8			11	1	8	15
	10	7			9	1	7	12
	8	6			8	1	6	10
24	96*	38	19	3			23	80
	72*	32	17	3			21	72
	48*	22	20	2	20	3	18	62
	24	13	16	1	14	2	12	30
	20	11	13	1	12	2	10	25
	16	10	11	1	10	2	9	20
	12	8			10	1	8	15
	10	7			8	1	7	12
8	6			7	1	6	10	
6	5					4	8	
20	80*	32	16	3			19	66
	60*	26	19	2			17	58
	40*	22	15	2	14	3	14	49
	20	11	12	1	10	2	10	25
	16	9	9	1	9	2	8	20
	12	7			9	1	7	15
	10	6			8	1	6	12
	8	5			7	1	5	10
6	4					4	8	
16	64*	26	9	3	12	3	14	48
	48*	21	12	2	9	3	12	43
	32*	15	11	2	8	2	11	38
	16	9	8	1	8	1	7	20
	12	7			8	1	6	15
	10	6			6	1	5	12
8	5			6	1	5	10	
6	4					4	8	
12	48*	19	8	2	8	3	10	33
	36*	16	7	2	7	3	9	30
	24*	11	8	1	8	2	8	26
	12	7			7	1	5	15
	10	6			5	1	5	12
8	5			5	1	4	10	
6	4					3	8	
10	40*	19	6	2	6	3	8	27
	30*	13	6	2	8	2	7	24
	20*	9	7	1	6	2	6	21
	10	5			5	1	4	12
	8	4			5	1	4	10
6	4					3	8	
8	32*	13	5	2	4	3	6	21
	24*	11	6	1	5	2	6	19
	16*	8	4	1	5	2	5	16
	8	4			4	1	3	10
6	3					3	8	
6	24*	10	4	1	4	2	4	15
	18*	8	4	1	4	2	4	13
	12*	6	3	1	4	1	3	11
	6	3					3	8

†For other radius ratios, see Table 10.

‡For other sizes, see Table 10.

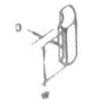
Vaness must be located as illustrated in Chart 6, page 24, to have these minimum losses.

*Denotes Hard Bends as shown

Hard Bend



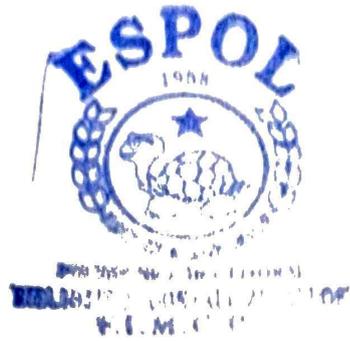
Easy Bend



FUENTE: CARRIER, Handbook of Air Conditioning System Design.

TABLE 12—FRICTION OF RECTANGULAR ELBOWS

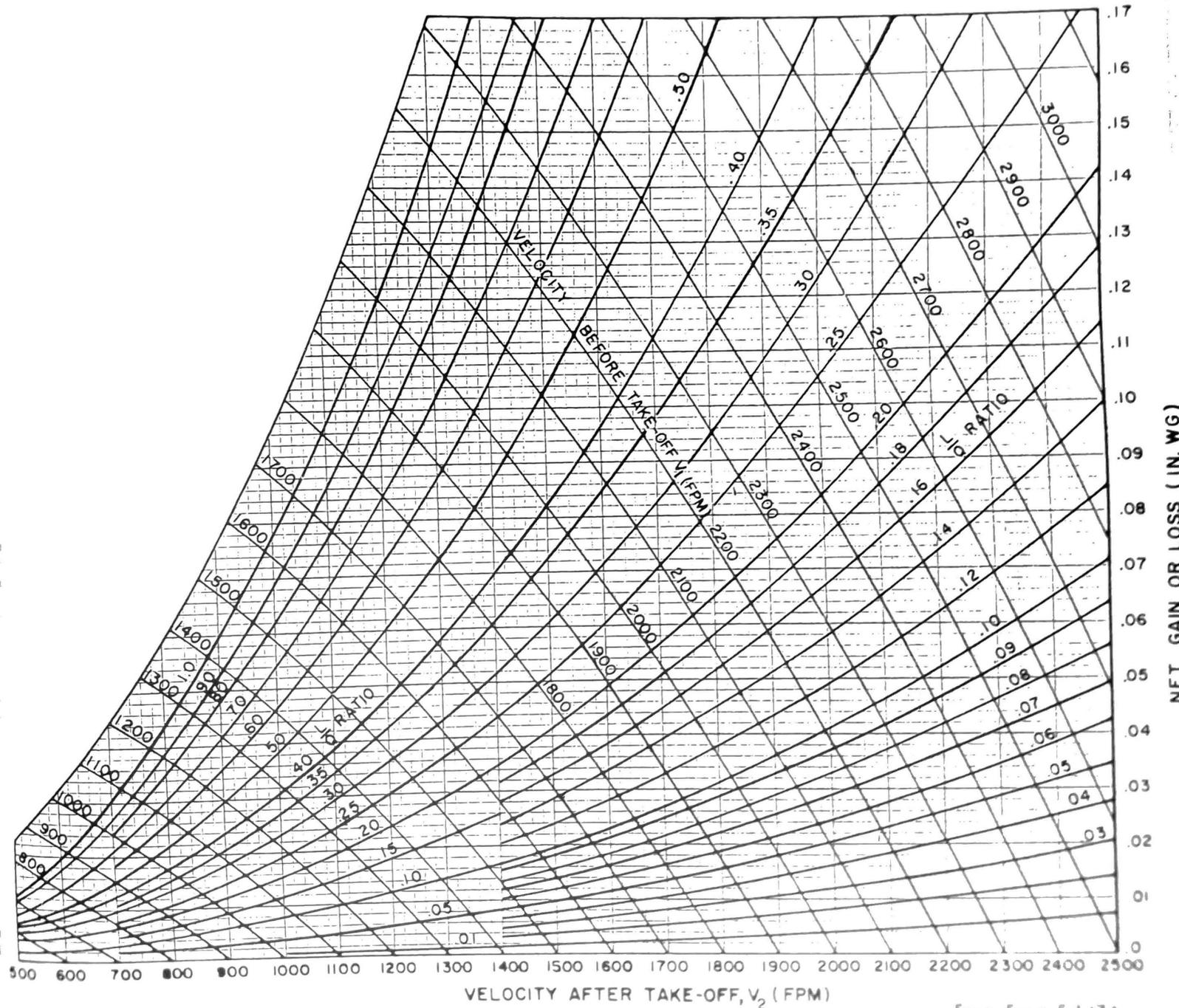
DUCT DIMENSIONS (in.)		RADIUS ELBOW NO VANES 	RADIUS ELBOW—WITH VANES†		SQUARE ELBOWS‡			
								
W	D	Radius Ratio† R/D = 1.25	R ₁ = 6" (Recommended)		R ₁ = 3" (Acceptable)			
ADDITIONAL EQUIVALENT LENGTH OF STRAIGHT DUCT (FT)								
			Vaness		Vaness			
96	48	31	45	2	43	3	40	60
	36	25	36	2	31	3	30	45
	30	22	31	2	38	2	25	37
	24	19	33	1	29	2	20	30
	20	16	28	1	25	2	17	25
72	48	28	44	2	41	3	35	60
	36	23	33	2	29	3	29	45
	30	21	28	2	33	2	25	37
	24	17	29	1	25	2	21	30
	20	15	23	1	19	2	18	25
	16	13	18	1	16	2	15	20
	12	12			15	1	11	15
60	48	27	41	2	39	3	33	60
	36	22	31	2	27	3	27	45
	30	19	25	2	31	2	23	37
	24	16	27	1	26	2	20	30
	20	14	22	1	21	2	17	25
	16	12	16	1	15	2	13	20
	12	10			14	1	10	15
48	96*	45	35	3				
	48	26	35	2	34	3	29	60
	36	20	26	2	22	3	23	45
	30	18	23	2	28	2	21	37
	24	15	24	1	21	2	18	30
	20	14	19	1	17	2	15	25
	16	11	15	1	14	2	12	20
	12	9			13	1	10	15
	10	8			11	1	8	12
	8	8			9	1	7	10
42	42	23	28	2	26	3	24	53
	36	20	24	2	21	3	22	45
	30	17	21	2	26	2	20	37
	24	15	21	1	19	2	16	30
	20	13	18	1	16	2	14	25
	16	11	14	1	13	2	12	20
	12	9			13	1	9	15
	10	8			10	1	8	12
	8	7			8	1	6	10
36	72*	34	27	3				
	36	19	22	2	19	3	20	45
	30	16	19	2	22	2	18	37
	24	14	20	1	22	2	15	30
	20	12	17	1	15	2	13	25
	16	10	13	1	12	2	11	20
	12	9			12	1	9	15
	10	8			9	1	8	12
	8	7			8	1	6	10
32	32	17	19	2	16	3	17	40
	30	16	18	2	21	2	17	37
	24	14	19	1	17	2	15	30
	20	12	16	1	14	2	12	25
	16	10	12	1	12	2	11	20
	12	8			12	1	8	15
	10	7			9	1	7	12
	8	6			8	1	6	10



APÉNDICE H

RECUPERACIÓN ESTÁTICA EN BAJA VELOCIDAD

CHART 11—LOW VELOCITY STATIC REGAIN



VELOCITY AFTER TAKE-OFF, V_2 (FPM)

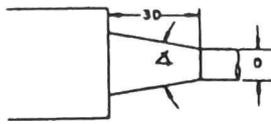
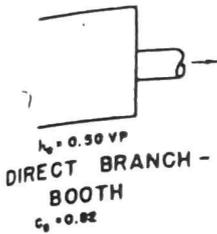
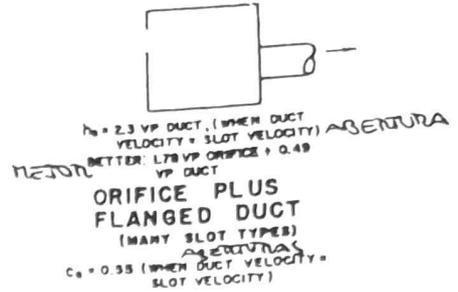
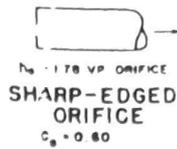
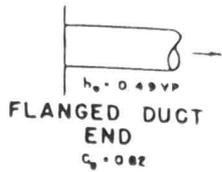
From Form E 147A

APÉNDICE I

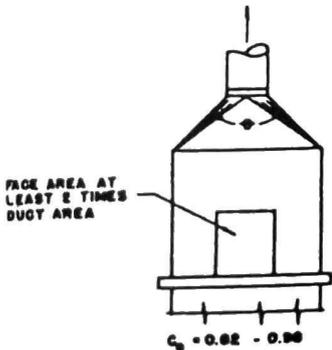
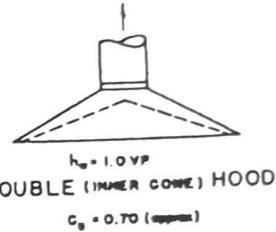
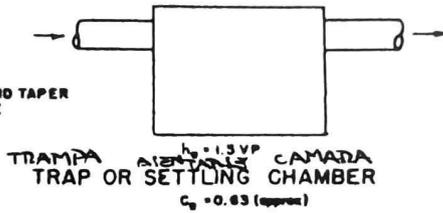
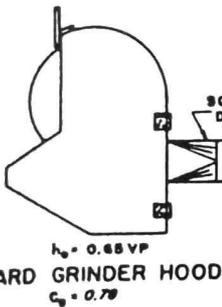
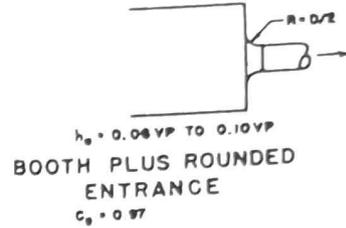
PERDIDAS DE ENTRADA

**FUENTE: AMERICAN CONFERENCE OF GOVERNMENTAL INDUSTRIAL
HYGIENISTS, Industrial Ventilation a Manual of Recommended Practice, 17th
Edition, 1982.**

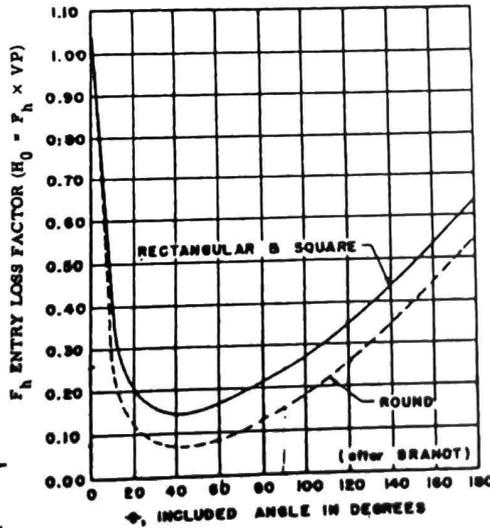
INDUSTRIAL VENTILATION



ANGLE	ENTRY LOSS		ENTRY COEFFICIENT	
	ROUND	RECTANGULAR	ROUND	RECTANGULAR
15°	0.16 VP	0.25 VP	0.93	0.89
30°	0.00 VP	0.16 VP	0.96	0.93
45°	0.06 VP	0.15 VP	0.07	0.93
60°	0.00 VP	0.17 VP	0.96	0.92
90°	0.15 VP	0.26 VP	0.93	0.89
120°	0.26 VP	0.35 VP	0.09	0.06
150°	0.40 VP	0.40 VP	0.84	0.82



REPRODUCED BY PERMISSION FROM "INDUSTRIAL HEALTH ENGINEERING" BY A. D. BRANDT, PUBLISHED BY JOHN WILEY AND SONS, INC.



$$h_e = \frac{1 - C_e^2}{C_e^2} \times VP$$

$$F_h = \frac{1 - C_e^2}{C_e^2}$$

$$h_e = F_h \times VP$$

$$Q = 4005 AC_e \sqrt{SP}$$

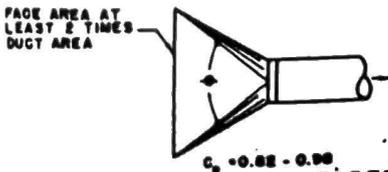
- F_h = ENTRY LOSS FACTOR
- VP = VELOCITY PRESSURE IN DUCT
- SP = STATIC PRESSURE AT THROAT, INCHES WATER GAGE
- h_e = ENTRY LOSS, INCHES WATER GAGE
- Q = AIR VOLUME, CFM
- A = CROSS SECTION AT THROAT, SQUARE FEET
- C_e = COEFFICIENT OF ENTRY

ENTRY LOSS FOR COMPLICATED HOOD SHAPES:

1. BREAK HOOD INTO SIMPLE COMPONENTS
2. CALCULATE h_e FOR EACH COMPONENT
3. ADD VALUES OF h_e

MISCELLANEOUS VALUES

HOOD	ENTRY LOSS, F_h
ABRASIVE BLAST CHAMBER	1.0
ABRASIVE BLAST ELEVATOR	2.3
ABRASIVE SEPARATOR	2.3
ELEVATORS (ENCLOSURES)	0.69
FLANGED PIPE PLUS CLOSED ELBOW	0.8
PLAIN PIPE PLUS CLOSE ELBOW	1.60
TUMBLING MILLS (VARIES WITH DESIGN OF MILL)	AV. 2.0



TAPERED HOODS

FLANGED OR UNFLANGED; ROUND, SQUARE OR RECTANGULAR.
 θ IS THE MAJOR ANGLE ON RECTANGULAR HOODS.

HOOD ENTRY LOSS

APÉNDICE J

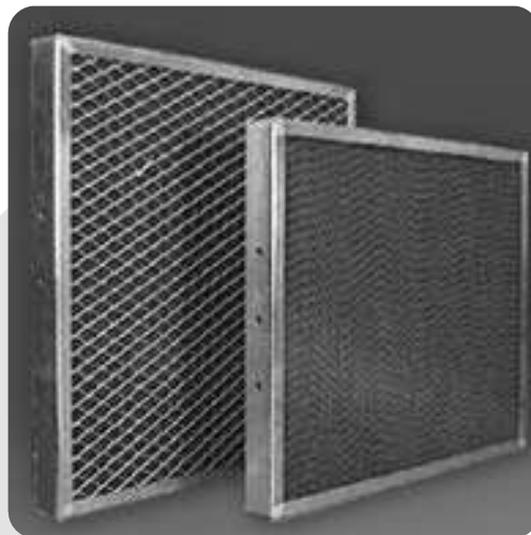
CATÁLOGOS Y LISTAS DE PRECIOS PROPORCIONADOS POR LOS
FABRICANTES.

FILTROS LAVABLES METALICOS PARA ALTA VELOCIDAD

 **CASIBA AV EU2[®]**

 **CASIBA AV EU3[®]**

- Alta velocidad de pasaje.
- Muy baja caída de presión.
- Alta resistencia estructural.
- Eficiencias EU2 / EU3.



Características Constructivas

Medio Filtrante compuesto por mallas planas y onduladas formando aberturas triangulares. Los filtros modelo **CASIBA AV-EU2**, poseen el medio filtrante en alambre de acero soldado con tratamiento superficial de pintura epóxi y marco perimetral en chapa galvanizada BWG 27 remachado, con alas de 20 mm. en ambas caras y agujeros de drenaje. En los filtros modelo **CASIBA AV-EU3**, el medio filtrante es de alambre galvanizado tejido con dos hojas de Expanmetal pesado como soporte. Marco Perimetral de chapa pregalvanizada de 1,25 mm de espesor, soldado, con alas de 20 mm. en ambas caras y agujeros de drenaje.

Eficiencia

Clasificación según norma DIN 24185/2

CASIBA AV-EU2	CASIBA AV-EU3
EU2	EU3
65=<Am<80	80=<Am<90

Am: Arrestancia promedio en % según ensayo en peso con polvo sintético según ASHRAE 52-1-92.

Aplicaciones más frecuentes

Usos con alta exigencia estructural como acerías, cementeras, mineras, tomas de aire en locomotoras, salas de compresores y grandes motores diesel, tomas de aire exterior en sistemas de aire acondicionado y para la retención de grandes partículas sólidas, fibrillas e hilachas. Aptos en cabinas de pintura y en campanas de cocina como eliminadores de grasa.

Limpieza e impregnación

Los filtros aumentan su rendimiento si son impregnados con adhesivo Casiba ADF soluble en agua especial para filtros. (Nota técnica)

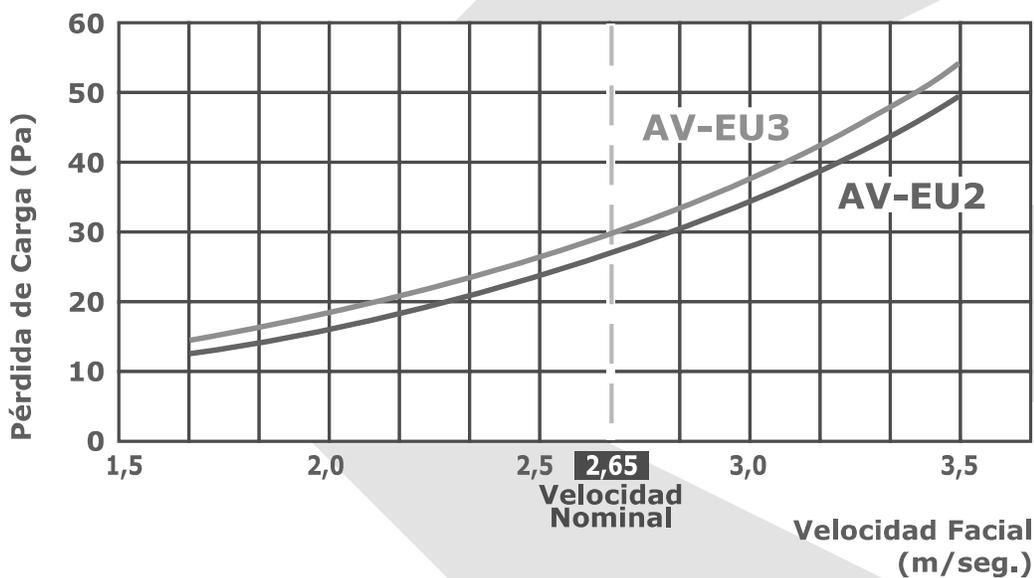
Mediante el empleo de un Manómetro de columna de agua se puede determinar fácilmente cuando los filtros han llegado a su punto de saturación. Para este tipo de filtros se recomienda no superar los 100 Pa.

◀ Cuadro de medidas standard

Modelo	Ancho (mm)	Largo (mm)	Espesor (mm)	Peso (Kg)	Area Facial (m ²)
CASIBA AV-EU2	495	495	48	2,23	0,21
	495	597		2,68	0,25
	597	597		3,08	0,31
CASIBA AV-EU3	495	495	54	4,14	0,21
	495	597		4,90	0,25
	597	597		5,75	0,31

A pedido se fabrican en medidas especiales manteniendo los espesores standard.

◀ Pérdida de carga Vs. Velocidad Facial



◀ Presentación

Modelo	Cajas de
CASIBA AV-EU2	6 unidades
CASIBA AV-EU3	5 unidades

También se venden en forma unitaria



FILTROS PLANOS DE FIBRAS DE VIDRIO

◀ CASIBA FG EU2®

- Baja caída de presión inicial.
- Económicos.
- Ignífugos.
- En filtros, o paños cortados a medida.



◀ Aplicaciones más frecuentes

Instalaciones de aire acondicionado y ventilación industrial en general.
Filtro fino para extracciones de pintura y campanas de cocina.
Mejoramiento de la calidad del aire en las tomas de aire exterior.

◀ Eficiencia

Clasificación según norma DIN 24185/2

CASIBA FG-EU2
EU2
$65 \leq Am < 80$

Am: Arrestancia promedio en % según ensayo en peso con polvo sintético según ASHRAE 52-1-92.

◀ Características Constructivas

Medio Filtrante de fibras de vidrio.
Se suministra en paños cortados ó con marco perimetral. Para las dimensiones standard, está construido en cartulina doble encapada de 450 gr/m² de alta resistencia, con refuerzos diagonales en ambas caras resultantes del troquelado de las mismas.
Para medidas especiales, construido de chapa pregalvanizada BWG27 con tapas de **Expanmetal** y alas de 20 mm en ambas caras.

Cuando se desea utilizar paños, se construye un marco portafiltro con caras de expanmetal, para el soporte y fácil reemplazo

◀ Presentación

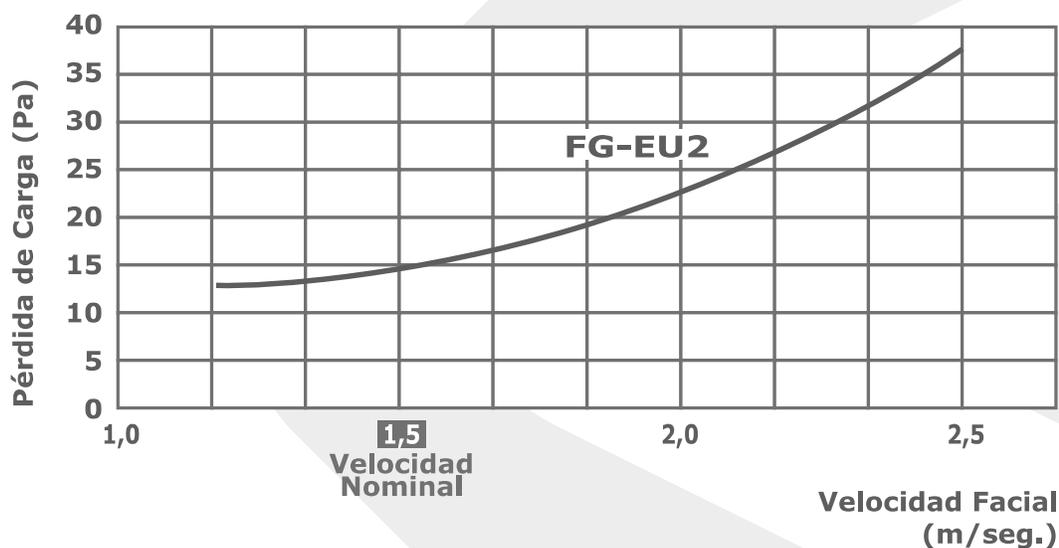


Modelo	Cajas de
FILTROS FG-EU2	6 unidades
PAÑOS FG-EU2	50 unidades

◀ Cuadro de medidas standard

Modelo	Ancho (mm)	Largo (mm)	Espesor (mm)	Peso (Kg)	Area Facial (m ²)
FILTRO FG-EU2 CON MARCO	495	495	48	0,17	0,21
	495	597		0,20	0,25
	597	597		0,24	0,31
PAÑO FG-EU2	495	495	48	0,03	0,25
	597	597		0,035	0,36

◀ Pérdida de carga Vs. Velocidad Facial



Pérdida de carga final de recambio: 80 Pa.

FILTROS PLISADOS DE MEDIANA EFICIENCIA

◀ Prefil EU4®

◀ Prefil.SP EU4®

- Alta capacidad de carga.
- Baja caída de presión inicial.
- Máxima durabilidad.
- Tipo de plisado radial.



◀ Aplicaciones más frecuentes

Instalaciones centrales de aire acondicionado y ventilación industrial de calidad, cubriendo laboratorios, hospitales, edificios de oficinas, centrales telefónicas, auditorios, plantas procesadoras de alimentos, salas de radiodifusión e industrias en general. Prefiltro de etapas posteriores de mayor eficiencia. Mejoramiento de la calidad en las tomas de aire exterior ó como filtros finales en instalaciones de ventilación industrial.

◀ Eficiencia

Clasificación según norma DIN 24185/2

PREFIL-EU4	PREFIL.SP-EU4
EU4	EU4
$25\% \leq Em < 40\%$	$25\% \leq Em < 40\%$
$90 \leq Am$	$90 \leq Am$

Em: Eficiencia a velocidad facial constante de 100 m/min., según ensayo colorimétrico ASHRAE 52-1-92.

Am: Arrestancia promedio en % según ensayo en peso con polvo sintético según ASHRAE 52-1-92.

◀ Características Constructivas

Medio Filtrante no tejido, compuesto por fibras sintéticas.
Soporte metálico de expanmetal de aluminio adherido totalmente al medio filtrante.
Tipo de plisado radial, ofreciendo una superficie de filtración 4,6 veces superior respecto al área frontal.
Marco Perimetral:

PREFIL-EU4: Construido en cartulina doble encapada de 450 gr/m² de alta resistencia, con refuerzos diagonales en ambas caras resultantes del troquelado de las mismas. Totalmente adherido al medio filtrante en su perímetro interno.

PREFIL.SP-EU4: Construido de chapa pregalvanizada con alas de 20 mm. en ambas caras y refuerzos transversales.

◀ Presentación

Modelo	Espesor (mm.)	Cajas de
PREFIL EU4	24	12 unidades
	48	6 unidades
	98	3 unidades
PREFIL.SP EU4	48	6 unidades

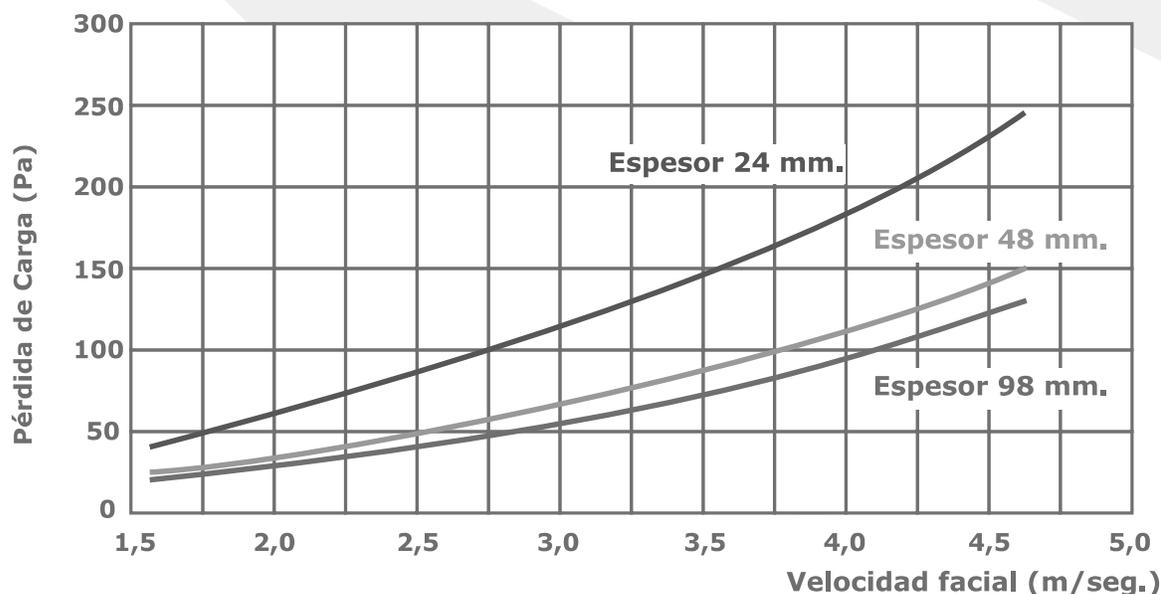
◀ Cuadro de medidas standard y caudales nominales

Modelo	Ancho (mm)	Largo (mm)	Espesor (mm)	Peso (Kg)	Caudal Nominal (m ³ /h)	Pérdida de carga (Pa)
PREFIL-EU4	495	495	24	0,26	1920	76,2
	495	597		0,28	2280	76,2
	597	597		0,34	2760	76,2
	394	495	48	0,36	1920	76,2
	495	495		0,44	2340	76,2
	495	597		0,50	2820	76,2
	597	597		0,58	3360	76,2
	495	495	98	0,74	2700	76,2
597	597	0,96		3840	76,2	

Modelo	Ancho (mm)	Largo (mm)	Espesor (mm)	Peso (Kg)	Caudal Nominal (m ³ /h)	Pérdida de carga (Pa)
PREFIL.SP-EU4	394	622	48	0,92	2340	76,2
	495	302		0,68	1380	76,2
	394	495		0,80	1920	76,2
	495	495		0,88	2340	76,2
	495	597		1,12	2820	76,2
	495	622		1,04	2880	76,2
	597	394		0,86	2220	76,2
	597	597		1,14	3360	76,2

A pedido se fabrican en medidas especiales

◀ Pérdida de carga Vs. Velocidad Facial



Pérdida de carga final de recambio: 230 Pa

Desde 1952 Líder en
Sistemas de Filtración de Aire



home | mensajes | grupo CASIBA

FILTROS DE BOLSAS DE ALTA EFICIENCIA

◀ CASIBA HF EU6®

◀ CASIBA HF EU8®

Económicos.

Baja pérdida de carga.

Menor espacio
de almacenamiento.

Eficiencias EU6 - EU8.



◀ Aplicaciones más frecuentes

En Instalaciones de aire acondicionado y ventilación donde se necesite aire de muy alta calidad, tal el caso de laboratorios farmacéuticos, hospitales, plantas procesadoras de alimentos, industrias lácteas, embotelladoras, cabinas de pintura, salas de tableros, cómputos, calidad de aire interior. Indispensables como prefiltros de **Filtros ABSOLUTOS® (H. E. P. A.)** en áreas limpias controladas.

◀ Eficiencia

Clasificación según norma DIN 24185/2

CASIBA HF-EU6	CASIBA HF-EU8
EU6	EU8
60% ≤ Em < 80%	90% ≤ Em < 95%
97=Am	99=Am

Em: Eficiencia a velocidad facial constante de 100 m/min., según ensayo colorimétrico ASHRAE 52-1-92.

Am: Arrestancia promedio en % según ensayo en peso con polvo sintético según ASHRAE 52-1-92.

◀ Características Constructivas

Medio Filtrante compuesto por microfibras de polipropileno de densidad progresiva formando 8 (ocho) bolsillos iguales, en el modelo de 595x595y 6 (seis) bolsillos en el modelo de 595x497, vinculados por un marco metálico de chapa galvanizada en la cara de ingreso de aire.

Cada bolsillo cuenta con separadores que permiten el máximo aprovechamiento de la superficie de filtración.

◀ Presentación



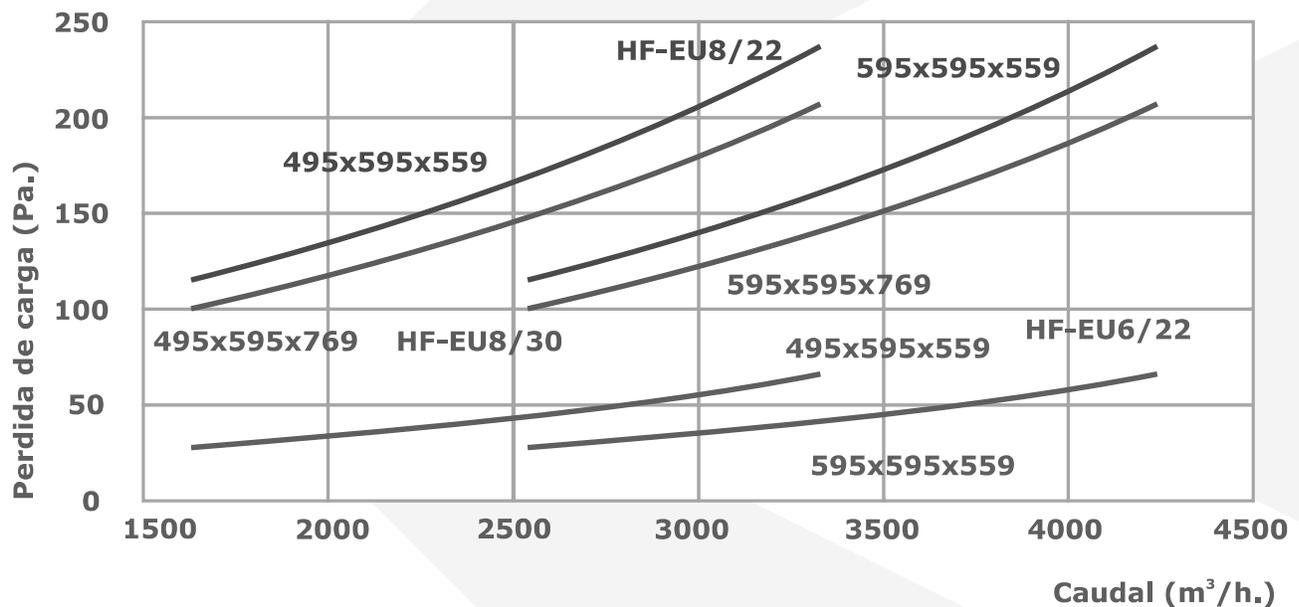
Modelo	Cajas de
◀ CASIBA HF EU6	3 unidades
◀ CASIBA HF EU8	3 unidades

También se venden en forma unitaria

◀ Cuadro de medidas standard y caudales nominales

Modelo	Ancho (mm)	Largo (mm)	Profundidad (mm)	Peso (Kg)	Caudal Nominal (m ³ /h)	Pérdida de carga (Pa)
◀ CASIBA HF EU6	495	595	559	1,95	2560	43
	595	595	559	2,34	3420	43
◀ CASIBA HF EU8	495	595	559	2,05	2560	160
	595	595	559	2,46	3420	160
	495	595	762	2,25	3060	177
	595	595	762	2,68	4080	177

◀ Pérdida de carga Vs. Caudal

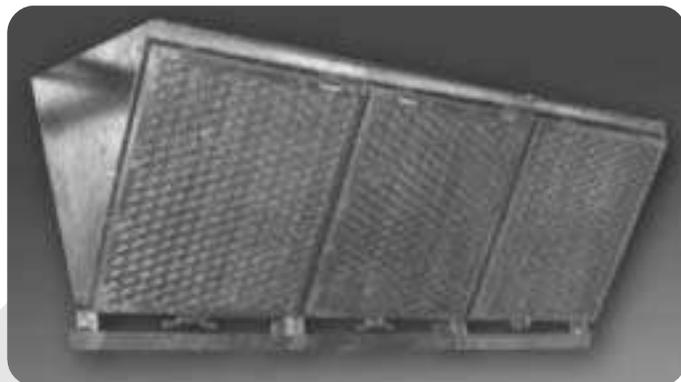


Desde 1952 Líder
en Sistemas de Filtración de Aire



home | mensajes | grupo CASIBA

ELIMINADORES DE GRASA PARA CAMPANAS DE COCINA



Diseño modular.

Se adaptan a todo tipo de campana.

Fácil limpieza.

Evita la acumulación de grasa en los conductos de extracción.

◀ Aplicaciones más frecuentes

Especialmente diseñados para la utilización en campanas de cocina de uso comercial, evitando la acumulación de grasa en los conductos y ventiladores de extracción, y por consecuencia, el riesgo de incendio de las instalaciones.

◀ Características Constructivas

Se fabrican en chapa galvanizada con bandejas individuales de recolección de grasa y estructura soporte para instalar dentro de la campana. Los filtros utilizados son modelo Casiba AV-EU3 y están alojados en marcos individuales que permiten la remoción en forma fácil y rápida.

Se ofrecen en dos modelos, **EGS** simple o **EGD** doble, según sean las características de la instalación.

◀ Guía de Selección

El primer paso consiste en determinar el caudal de aire mínimo en m^3/min . para una correcta extracción. Para ello se debe considerar el área libre de la campana en m^2 y multiplicar por las siguientes velocidades de captación, según el tipo de campana:

Campana adosada a una pared: **30 m/min.**

Campana libre: **46 m/min.**

Una vez determinado el caudal, se divide por el caudal nominal por filtro que corresponde a $25 m^3/min$, aproximando hacia arriba, obteniendo de esta manera la cantidad mínima de filtros necesarios. La pérdida de carga aproximada a filtros limpios será del orden de los 20 pascales.

◀ Recomendaciones para una correcta instalación

Para mantener una velocidad facial uniforme, los filtros deben cubrir todo el largo de la campana posible. El modelo **EGS** se recomienda cuando la campana está adosada a una pared o cuando la superficie libre es larga y angosta, mientras que el modelo **EGD** se usa tanto en campanas libres como adosadas. Las distancias mínimas aconsejables entre las bandejas recolectoras de grasa y el plano de cocción son las siguientes:

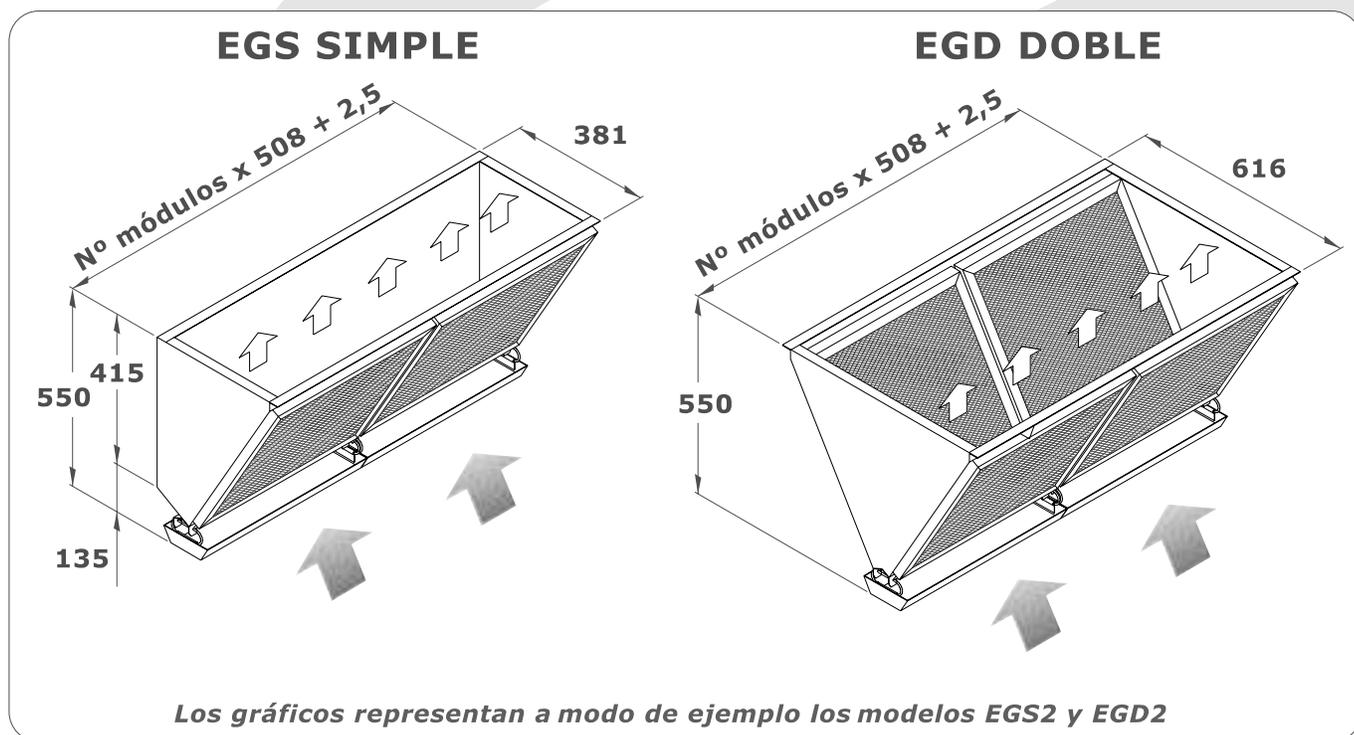
No expuestas al fuego:	0,75
Expuesta al fuego de carbón:	1,35
Expuesta a otro tipo de fuego:	1,05

La limpieza periódica de los filtros y de las bandejas recolectoras, es absolutamente esencial. Los filtros obstruidos disminuyen el caudal de extracción y además presentan un riesgo de incendio. En estos sistemas de ventilación, es fundamental la renovación del aire. Algunas veces no se repara en que el caudal extraído debe ser repuesto para evitar una elevada presión negativa.

◀ Limpieza de los filtros

Simplemente se retira el filtro de sus marcos individuales y se sumerge en agua jabonosa caliente con posterior enjuague. También se pueden introducir en máquinas lavavajillas, lavar mediante hidrolavadora o lavado a vapor. Los filtros cuentan con agujeros de drenaje.

◀ Medidas Standard



◀ Presentación

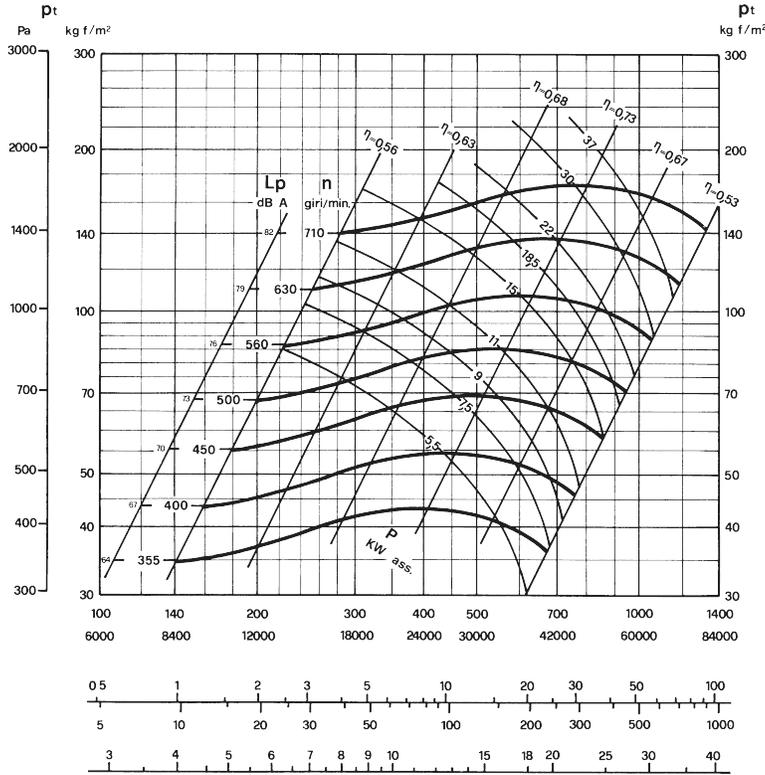
Se entregan totalmente completos y armados, con sus bandejas individuales de recolección de grasa y sus correspondientes elementos filtrantes CASIBA AV-EU3 de 495 x 495 x 54 mm.



CARATTERISTICHE
SPECIFICATIONS
CARACTÉRISTIQUES
EIGENSCHAFTEN

Ventilatore tipo
Fan type
Ventilateur type
Ventilator Typ

GFB 009010



Giri massimi ammissibili:
Maximum admissible rounds:
Tour maxima admissibles:
Höchste zulässige Drehzahl:
200°C = 710 giri/min.
200+350°C = 560 giri/min.

Tolleranza sulla rumorosità + 3 dBA
Noise level tolerance + 3 dBA
Tolérance sur niveau sonore + 3 dBA
Toleranz Schallpegel + 3 dBA

kW assorbiti ventilatore tolleranza ± 3%
kW consumed fan tolerance ± 3%
Tolérance sur Pabs kW ± 3%
Toleranz der Wellenleistung ± 3%

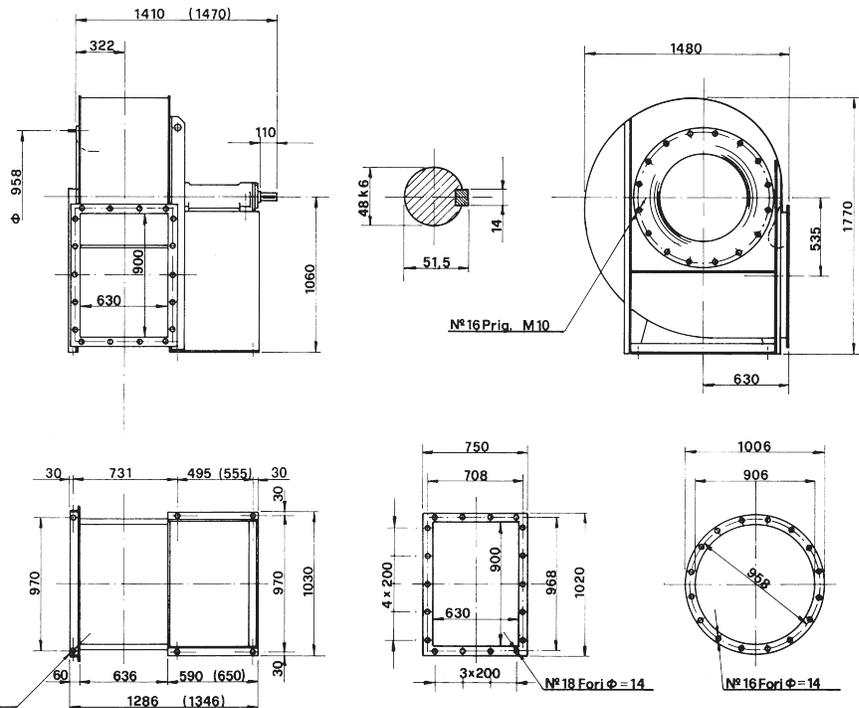
DIMENSIONI D'INGOMBRO in mm
OVERALL DIMENSIONS in mm
DIMENSIONS D'ENCOMBREMENT en mm
MASSE in mm

(...) Ventilatore con ventolina di raffreddamento
Fan with cooling fan
Ventilateur avec hélice de refroidissement
Ventilator mit kleinem kühlflügel

PD² = 42 kgm²
GD²

Peso
Weight
Poids kg 455
Gewicht

Il ventilatore non è orientabile
The fan is not revolvable
Le ventilateur n'est pas orientable
Ventilatorgehäuse ist nicht drehbar



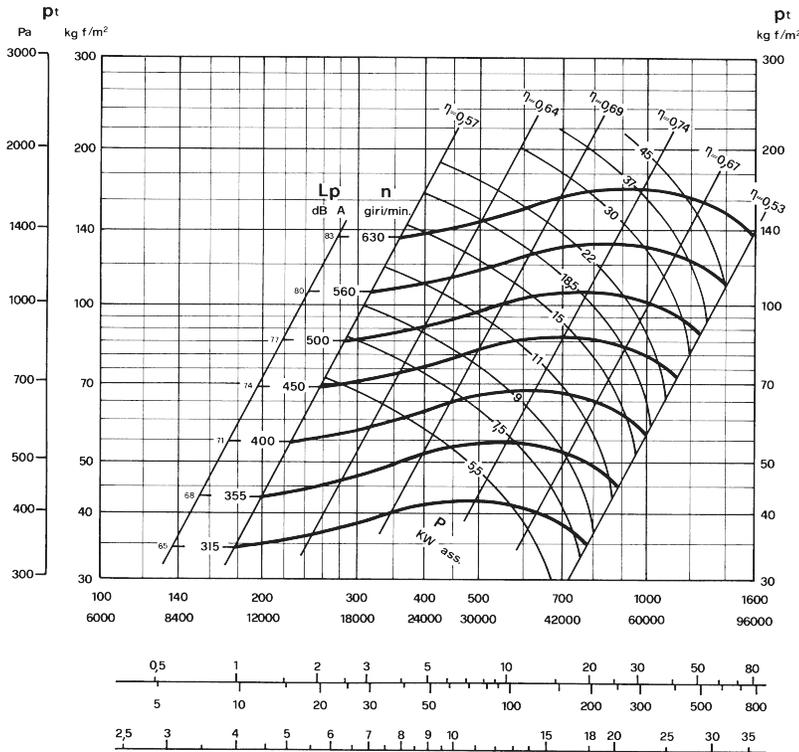
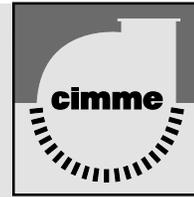
Orientamento norme UNI 7972 (viste lato trasmissione)
UNI 7972 rules orientations (transmission side)
Orientations normes UNI 7972 (vues coté transmission)
Gehäusestellungen nach UNI 7972 Norm von der Antriebsseite aus gesehen

RD / Rotazione oraria - Rotation à droite - Clockwise rotation - Drehung im Uhrzeigersinn								LG / Rotazione antioraria - Rotation à gauche - Counter clockwise rotation - Drehung gegen den Uhrzeigersinn																
Altezza d'asse Hauteur d'axe Achseshöhe	RD 0	RD 45	RD 90	RD 135	RD 180	RD 225	RD 270	RD 315	Altezza d'asse Hauteur d'axe Achseshöhe	LG 0	LG 45	LG 90	LG 135	LG 180	LG 225	LG 270	LG 315							
	500				300				500				500				300				500			

GFB 010010

Ventilatore tipo
Fan type
Ventilateur type
Ventilator Typ

CARATTERISTICHE
SPECIFICATIONS
CARACTÉRISTIQUES
EIGENSCHAFTEN



Giri massimi ammissibili:
Maximum admissible rounds:
Tour maxima admissibles:
Höchste zulässige Drehzahl:
200°C = 630 giri/min.
200+350°C = 500 giri/min.

Tolleranza sulla rumorosità + 3 dBA
Noise level tolerance + 3 dBA
Tolérance sur niveau sonore + 3 dBA
Toleranz Schallpegel + 3 dBA

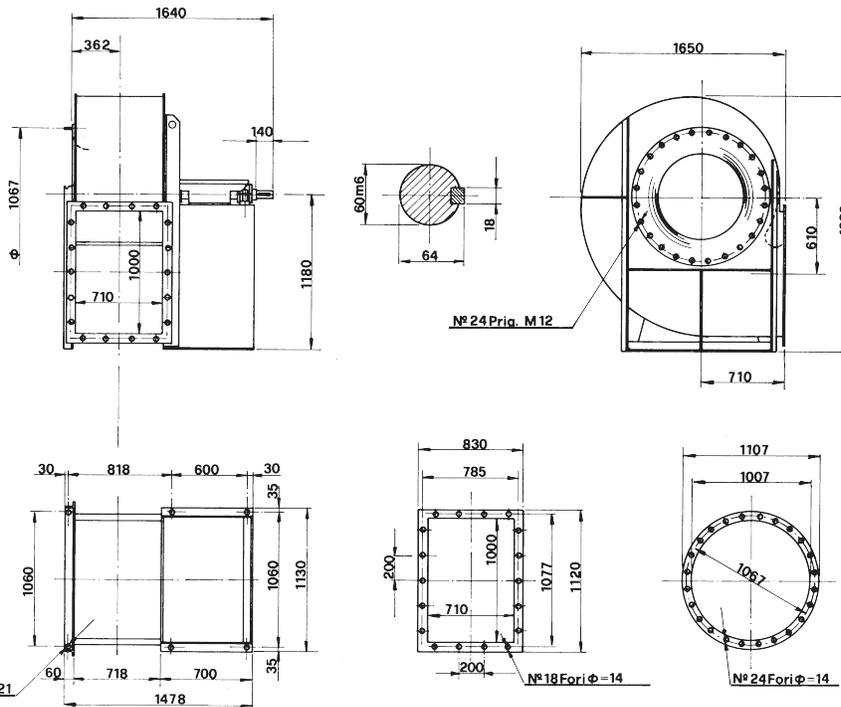
kW assorbiti ventilatore tolleranza $\pm 3\%$
kW consumed fan tolerance $\pm 3\%$
Tolérance sur Pabs kW $\pm 3\%$
Toleranz der Wellenleistung $\pm 3\%$

DIMENSIONI D'INGOMBRO in mm
OVERALL DIMENSIONS in mm
DIMENSIONS D'ENCOMBREMENT en mm
MASSE in mm

PD² = 72 kgm²
GD²

Peso
Weight
Poids kg 560
Gewicht

Il ventilatore non è orientabile
The fan is not revolvable
Le ventilateur n'est pas orientable
Ventilatorgehäuse ist nicht drehbar



Orientamento norme UNI 7972 (viste lato trasmissione)
UNI 7972 rules orientations (transmission side)
Orientations normes UNI 7972 (vues coté transmission)
Gehäusestellungen nach UNI 7972 Norm von der Antriebsseite aus gesehen

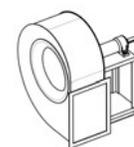
RD / Rotazione oraria - Rotation à droite - Clockwise rotation - Drehung im Uhrzeigersinn								LG / Rotazione antioraria - Rotation à gauche - Counter clockwise rotation - Drehung gegen den Uhrzeigersinn								
Altezza d'asse Hauteur d'axe Achseshöhe	RD 0	RD 45	RD 90	RD 135	RD 180	RD 225	RD 270	RD 315	LG 0	LG 45	LG 90	LG 135	LG 180	LG 225	LG 270	LG 315
	500			300			500		500			300			500	

Ventilatore senza motore Fan without motor	Motore Motor		Controflangia aspirante Sucking counterflange	Controflangia premente Pressing counterflange
Euro		kW	Euro	Euro
GCS 002840	369,78	80 B2 1,1	GWA 0205L 54,23	GWP 022ED 36,15
GCS 003120	412,65	90 S2 1,5	GWA 0229L 59,91	GWP 025FF 38,22
GCS 003140	412,65	90 L2 2,2	GWA 0229L 59,91	GWP 025FF 38,22
GCS 003520	570,17	100 L2 3	GWA 0255L 65,07	GWP 028GF 41,83
GCS 003540	570,17	112 M2 4	GWA 0255L 65,07	GWP 028GF 41,83
GCS 004020	878,49	132 Sk2 5,5	GWA 0286L 67,14	GWP 031HF 50,61
GCS 004040	878,49	132 S2 7,5	GWA 0286L 67,14	GWP 031HF 50,61
GCS 004520	1.016,39	132 M2 9	GWA 0321L 72,82	GWP 035JF 54,23
GCS 004540	1.016,39	160 Mk2 11	GWA 0321L 72,82	GWP 035JF 54,23

GFB

Ventilatori centrifughi • Accoppiamento a trasmissione • Trasporto aria • Bassa pressione • Pala avanti
Centrifugal fans • Drive shaft • Air transport • Low pressure • Ahead blade

Ventilatore senza motore Fan without motor	Basamento Bedplate	Controflangia aspirante Sucking counterflange	Controflangia premente Pressing counterflange
Euro	Euro	Euro	Euro
GFB 004010	GTV 0804../B00401 293,86	GWA 0405L 83,67	GWP 040KL 65,07
GFB 004510	GTV 0804../B00451 293,86	GWA 0455P 87,28	GWP 045LL 77,98
GFB 005010	GTV 1004../B00501 337,25	GWA 0506P 94,51	GWP 050ML 88,83
GFB 005610	GTV 1004../B00561 431,76	GWA 0566R 99,68	GWP 056NM 99,68
GFB 006310	GTV 1105../B00631 451,90	GWA 0636R 130,66	GWP 063PM 119,82
GFB 007110	GTV 1210../B00711 564,49	GWA 0716R 150,81	GWP 071QP 139,96
GFB 008010	GTV 1711../B00801 642,47	GWA 0806R 172,50	GWP 080RM 161,65
GFB 009010	GTV 1812../B00901 683,79	GWA 0906S 186,96	GWP 090SQ 208,65
GFB 010010	GTV 2114../B01001 843,89	GWA 1007T 208,65	GWP 100TQ 239,64



004010÷006310

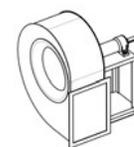


007110÷009010

GFC

Ventilatori centrifughi • Accoppiamento a trasmissione • Trasporto aria • Bassa pressione • Pala negativa
Centrifugal fans • Drive shaft • Air transport • Low pressure • Negative blade

Ventilatore senza motore Fan without motor	Basamento Bedplate	Controflangia aspirante Sucking counterflange	Controflangia premente Pressing counterflange
Euro	Euro	Euro	Euro
GFC 004010	GTV 0804../C00401 293,86	GWA 0405L 83,67	GWP 040KL 65,07
GFC 004020	GTV 0804../C00402 293,86	GWA 0405L 83,67	GWP 040KL 65,07
GFC 004510	GTV 1004../C00451 293,86	GWA 0455P 87,28	GWP 045LL 77,98
GFC 004520	GTV 1004../C00452 293,86	GWA 0455P 87,28	GWP 045LL 77,98
GFC 005010	GTV 0904../C00501 337,25	GWA 0506P 94,51	GWP 050ML 88,83
GFC 005020	GTV 1005../C00502 337,25	GWA 0506P 94,51	GWP 050ML 88,83
GFC 005610	GTV 0904../C00561 431,76	GWA 0566R 99,68	GWP 056NM 99,68
GFC 005620	GTV 1105../C00562 431,76	GWA 0566R 99,68	GWP 056NM 99,68
GFC 006310	GTV 0905../C00631 451,90	GWA 0636R 130,66	GWP 063PM 119,82
GFC 006320	GTV 1105../C00632 451,90	GWA 0636R 130,66	GWP 063PM 119,82
GFC 007110	GTV 1210../C00711 564,49	GWA 0716R 150,81	GWP 071QP 139,96
GFC 007120	GTV 1210../C00712 564,49	GWA 0716R 150,81	GWP 071QP 139,96
GFC 008010	GTV 1611../C00801 642,47	GWA 0806R 172,50	GWP 080RM 161,65
GFC 008020	GTV 1912../C00802 642,47	GWA 0806R 172,50	GWP 080RM 161,65
GFC 009010	GTV 1812../C00901 683,79	GWA 0906S 186,96	GWP 090SQ 208,65
GFC 009020	GTV 2012../C00902 683,79	GWA 0906S 186,96	GWP 090SQ 208,65
GFC 010010	GTV 1914../C01001 843,89	GWA 1007T 208,65	GWP 100TQ 239,64
GFC 010020	GTV 2214../C01002 843,89	GWA 1007T 208,65	GWP 100TQ 239,64
GFC 011210	GTV 2115../C01121 1.072,16	GWA 1128T 255,65	GWP 112UR 277,85
GFC 011220	GTV 2415../C01122 1.072,16	GWA 1128T 255,65	GWP 112UR 277,85
GFC 012510	GTV 2316../C01251 1.119,68	GWA 1260T 301,09	GWP 125VS 315,56
GFC 012520	GTV 2617../C01252 1.119,68	GWA 1260T 301,09	GWP 125VS 315,56
GFC 014010	GTV 2518../C01401 1.507,54	GWA 1420U 346,54	GWP 140WS 348,61
GFC 014020	GTV 2719../C01402 1.507,54	GWA 1420U 346,54	GWP 140WS 348,61
GFC 016010	GTV 2720../C01601 1.640,27	GWA 1610U 393,54	GWP 160XT 366,68
GFC 016020	GTV 2921../C01602 1.640,27	GWA 1610U 393,54	GWP 160XT 366,68



004010÷006320



007110÷009020



010010÷014020

Caseros, 19 de octubre de 2004

Freddy Chavez

ESPOL

Vía Perimetral Km. 30.5 1352

(EC 593)- Guayaquil Guayas,

Teléfono: (593) 2 269 387

E-Mail: fimcp_esp@hotmai.com

Ref.: "Sistema de control de olores y humo en chimenea de parrilla al carbón".

PRESUPUESTO N° 51.578

Tenemos el agrado de cotizar el siguiente suministro:

ITEM 1 - Cantidad: 2 (Dos) (Uno para cada campana de extracción)

Conjunto eliminador de grasas para instalar dentro de las campanas de aspiración de humos, marca Casiba modelo EGS-3, según características y detalles constructivos indicados en catalogo adjunto.

Precio Unitario:U\$s 408,00

Total ítem 1:U\$s 816,00

ITEM 2 - Cantidad: 1 (Uno) - Q: 10.080 m3/h

Unidad de filtrado de aire apta para ser montada a la intemperie consistente en la unión atornillada de dos módulos independientes, formando un solo cuerpo autoportante, con puertas de acceso lateral para facilitar las diferentes tareas de inspección, montaje y mantenimiento. Incluye:

SECCIÓN DE FILTRACIÓN FINA

Formada por un gabinete para alojar filtros construido en chapa de acero galvanizado en usina calidad comercial de 1.6 mm de espesor con puertas de acceso sobre ambos laterales, marca Casiba modelo **GP24-2.3**, alojando en su interior:

- 6 (Seis) Prefiltros de Panel descartable de baja eficiencia constituido por un manto de densidad progresiva de fibras largas de vidrio, marca Casiba modelo FG 597x597x48 mm montados en su respectivo marco desarmable metálico

Marmetal SP. Destinado a la retención de las partículas mas gruesas de grasa que pudiese arrastrar la corriente de aire.

- 6 (Seis) Filtros plisados descartables de mediana eficiencia para la retención de polvo con 25-30% de eficiencia promedio según norma ASHRAE 52.1.92.
- 6 (Seis) Filtros descartables de alta eficiencia para la retención de polvo marca Casiba modelo HF EU8 8X22 de 90-95% de eficiencia promedio según norma ASHRAE 52.1.92.
- 2 (Dos) Manómetros diferenciales de columna inclinada (**Dwyer Mark II** o similar) para el control permanente de la saturación de los filtros y así determinar el momento correcto para su limpieza o reemplazo, con sus respectivos soportes y protección contra la intemperie.

SECCIÓN DE FILTRACIÓN QUÍMICA

*Un gabinete para alojar filtros construido en chapa de acero galvanizado en usina calidad comercial de 1.6 mm de espesor, con puertas de acceso sobre ambos laterales, marca Casiba modelo **GP24-2.3**, alojando en su interior:*

12 (Doce) Celdas modulares descartables de adsorción de 610x305x305mm, construidas en poliestireno de alto impacto color negro de 3.17 mm de espesor, marca **Purafil** modelo **PK12-PKL**, alojando cada una en su interior 29 lbs de pellets de carbón activado vegetal 100% virgen, homologado bajo normas ISO 9001 de 900 m2 de superficie de micro poros por gramo, marca **PURAFIL PURAKOL MEDIA**.

Total ítem 2: U\$s 8.560,00

NOTA: Los valores cotizados son Ex Works y están expresados en dólares estadounidenses.

CONDICIONES DE VENTA

PLAZO DE ENTREGA:

6 semanas a partir de la recepción de vuestra orden de compra.

**FORMA DE PAGO:**

Cash in Advance o Carta de crédito confirmada, con pago a la vista contra documentos de embarque.

LUGAR DE ENTREGA:

Sobre camión en nuestra planta sita en Avenida Bartolomé Mitre 3976, Caseros, Buenos Aires, República Argentina.

VALIDEZ DE LA OFERTA:

30 días.

Sin otro particular, aprovechamos la oportunidad para saludarlos muy atentamente y quedamos a vuestra disposición por cualquier inquietud.

Ing. Daniel Nonino

Jefe de Proyectos

e-mail: daniel@casiba.com

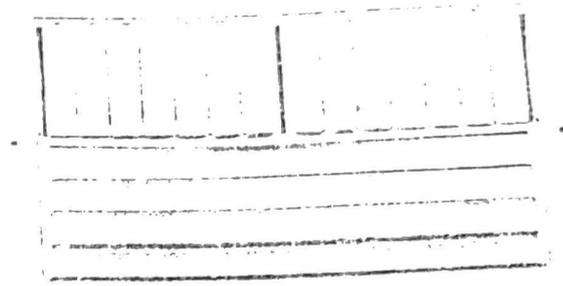
Series L&S Curved Blade Grilles and Registers

Available Models

Model LTC3 Ceiling Supply Grille:
Fully adjustable curved blades are set to produce a 3-way air pattern with 50% of capacity being directed upward in a 180° arc and 50% in 180° opposed directions. Short vertical blades are provided for 2-way opposed blades being equally suited for long to short pattern in quiet entries or alcoves. Finish is off-white.

Model LTC3D Ceiling Register:
Register is equipped with Model OBLR exposed blade damper. Damper operator is accessible at the register face and slotted to accept a standard screwdriver.

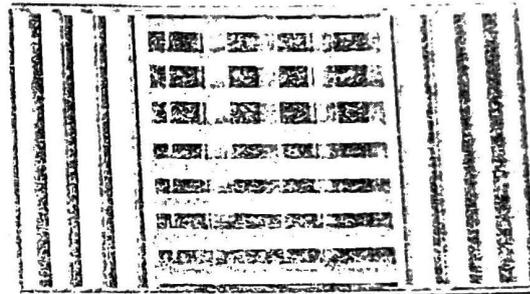
Note:
Model LTC3 is furnished as shown. If required other than shown, a sketch must accompany order.



Model LTC3

Model LS3 Ceiling Supply Grille:
Fully adjustable curved blades are set to produce a 3-way air pattern (33%-33%-33%). Short horizontal blades divide 2 sets of opposed direction vertical blades provided equal throw in each direction. Finish is off-white.

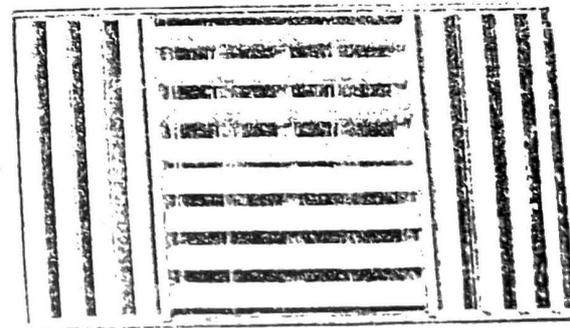
Model LS3D Ceiling Register:
Register is equipped with Model OBDR exposed blade damper. Damper blades are mounted parallel to the vertical curved register blades. Damper operator is accessible at the register face and slotted to accept a standard screwdriver.



Model LS3D

Model LS4 Ceiling Supply Grille:
Fully adjustable curved blades are set to produce a 4-way air pattern. Finish is off-white.

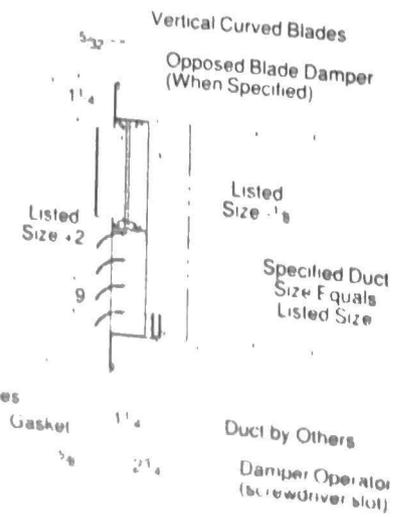
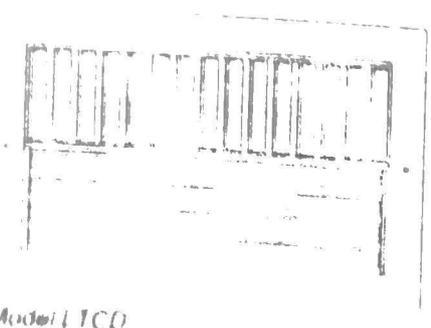
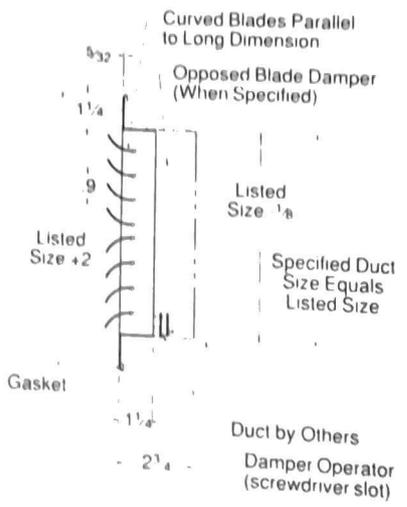
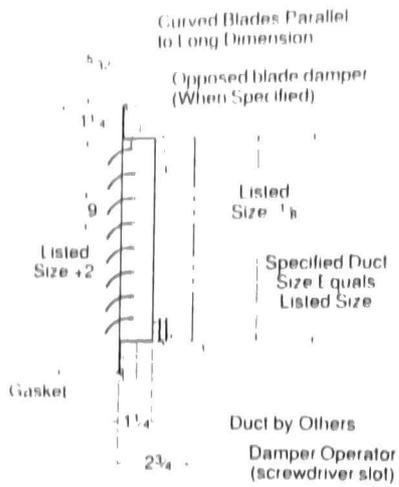
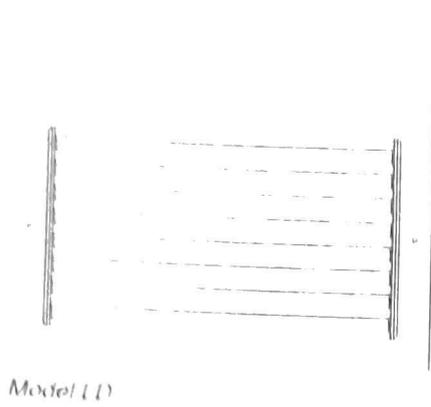
Model LS4D Ceiling Register:
Register is equipped with Model OBDR exposed blade damper. Damper operator is accessible at the register face and slotted to accept a standard screwdriver.



Model LS4D

Series L&S Curved Blade Grilles and Registers

Dimensional Data



Model L Ceiling Supply Grille
Model LD Ceiling Register
Blades are assembled on 3/8" centers.
Available in nominal neck sizes from 6" x 4" to 48" x 48". The frame is 2" greater than the specified duct size. Roll-over damper blades pivot on 1-1/2" centers. Frame mounting holes are located 5/8" from edge.

Model S Ceiling Supply Grille
Model SD Ceiling Register
Blades are assembled on 3/8" centers.
Available in nominal neck sizes from 6" x 4" to 48" x 48". The frame is 2" greater than the specified duct size. Roll-over damper blades pivot on 1-1/2" centers. Frame mounting holes are located 5/8" from edge.

Model LT Ceiling Supply Grille
Model LTD Ceiling Register
Blades are assembled on 3/8" centers.
Available in nominal neck sizes from 6" x 4" to 48" x 48". The frame is 2" greater than the specified duct size. Roll-over damper blades pivot on 1-1/2" centers. Frame mounting holes are located 5/8" from edge.

Model ST Ceiling Supply Grille
Model STD Ceiling Register
Blades are assembled on 3/8" centers.
Available in nominal neck sizes from 6" x 4" to 48" x 48". The frame is 2" greater than the specified duct size. Roll-over damper blades are assembled on 1-1/2" centers. Frame mounting holes are located 5/8" from edge.

Model LTC Ceiling Supply Grille
Model LTCD Ceiling Register
Blades are assembled on 3/8" centers.
Available in nominal neck sizes from 6" x 4" to 48" x 48". The frame is 2" greater than the specified duct size. Roll-over damper blades pivot on 1-1/2" centers. Frame mounting holes are located 5/8" from edge.

Series L&S Curved Blade Grilles and Registers

CFM	Ak	OUTLET SIZE											
		24 x 14	18 x 18	20 x 20	22 x 22	24 x 24	36 x 24	30 x 30	32 x 32	44 x 24	48 x 24	44 x 28	46 x 30
150	Velocity	.72	.70	.86	1.04	1.24	1.86	1.94	2.20	2.27	2.48	2.65	2.97
	Ps	.002	.002										
	Throw	12 8 7 5	12 8 7 6										
200	Velocity	276	287	232									
	Ps	.004	.004	.003									
	Throw	14-10-8-7	14-10-8-7	13-9-8-6									
250	Velocity	346	358	290	240	202							
	Ps	.006	.007	.004	.003	.002							
	Throw	16-12-10-8	17-12-10-8	15-11-9-7	14-10-8-7	14-10-8-6							
300	Velocity	415	430	348	288	242							
	Ps	.009	.010	.006	.004	.003							
	Throw	19-13-11-9	19-13-11-9	17-12-10-8	16-12-10-8	15-11-9-7							
350	Velocity	484	502	406	336	282							
	Ps	.012	.013	.009	.006	.004							
	Throw	21-15-12-10	21-15-12-10	19-14-11-9	18-13-11-9	17-12-10-8							
400	Velocity	553	573	465	384	323	215	206					
	Ps	.016	.017	.011	.008	.005	.002	.003					
	Throw	23-16-13-11	23-16-13-11	21-15-12-10	20-14-12-9	19-13-11-9	16-11-10-8	16-11-9-8					
450	Velocity	622	645	523	432	363	242	232	204				
	Ps	.020	.022	.014	.010	.007	.003	.003	.002				
	Throw	24-17-14-12	25-17-14-12	23-16-13-11	22-15-13-10	20-14-12-10	18-12-10-8	17-12-10-8	17-12-10-8				
500	Velocity	691	717	581	480	403	269	258	227	220	202		
	Ps	.025	.027	.018	.012	.009	.004	.004	.003	.003	.002		
	Throw	26-18-15-12	27-19-15-13	25-17-14-12	23-16-13-11	22-15-13-10	19-13-11-9	19-13-11-9	18-13-10-8	18-12-10-8	17-12-10-8		
550	Velocity	760	789	639	528	444	296	284	249	242	222	207	
	Ps	.030	.033	.022	.015	.010	.005	.004	.003	.003	.003	.002	
	Throw	28-20-16-13	28-20-17-13	26-19-15-13	25-17-14-12	23-16-14-11	20-14-12-10	20-14-12-9	19-13-11-9	19-13-11-9	18-13-11-9	18-13-10-9	
600	Velocity	829	860	697	576	484	323	264	272	264	242	226	202
	Ps	.036	.039	.026	.017	.012	.005	.004	.004	.004	.003	.003	.002
	Throw	30-21-17-14	30-21-18-14	28-20-16-13	26-18-15-12	25-17-14-12	22-15-13-10	20-14-12-10	20-14-12-10	20-14-12-10	20-14-11-9	19-13-11-9	18-13-11-9
650	Velocity	899	932	755	624	524	349	335	295	286	262	245	219
	Ps	.043	.046	.030	.021	.014	.006	.006	.005	.004	.004	.003	.003
	Throw	32-22-18-15	32-22-19-15	30-21-17-14	28-20-16-13	26-18-15-12	23-16-13-11	22-16-13-11	21-15-12-10	21-15-12-10	21-14-12-10	20-14-12-10	19-14-11-9
700	Velocity	968	1004	813	672	565	376	308	318	308	282	264	236
	Ps	.049	.053	.035	.024	.017	.007	.005	.005	.005	.004	.004	.003
	Throw	33-23-19-16	34-24-20-16	31-22-18-15	29-21-17-14	28-19-16-13	24-17-14-11	22-16-13-11	23-16-13-11	22-16-13-11	22-15-13-10	21-15-12-10	20-14-12-10
800	Velocity	1106	1147	929	768	645	430	413	363	352	323	302	269
	Ps	.065	.069	.046	.031	.022	.010	.009	.007	.007	.005	.005	.004
	Throw	36-26-21-17	37-26-21-17	34-24-20-16	32-23-19-15	30-21-18-14	26-18-15-12	26-18-15-12	25-17-14-12	24-17-14-12	24-17-14-11	23-16-13-11	22-16-13-11
900	Velocity			1045	864	726	484	396	408	396	363	339	303
	Ps			.058	.039	.028	.012	.008	.009	.008	.007	.006	.005
	Throw			37-26-22-18	35-24-20-16	33-23-19-16	28-20-17-13	28-20-16-13	27-19-16-13	27-19-15-13	26-18-15-12	25-18-15-12	24-17-14-11
	NC		35		30		20-25				<20		

Note:
ALL DIMENSIONS IN INCHES.
Refer to Page 4 for explanation of terms used.

Series L&S Curved Blade Grilles and Registers

Performance Data

CFM	Ak	OUTLET SIZE												NC
		46 x 30	46 x 32	46 x 34	46 x 36	46 x 38	46 x 40	46 x 42	46 x 44	46 x 46	48 x 44	48 x 46	48 x 48	
700	Velocity	2.97	3.17	3.37	3.56	3.76	3.96	4.16	4.36	4.56	4.55	4.75	4.96	
	Ps	.003	.003	.002										
	Throw	20-14-12-10	20-14-12-9	20-14-11-9										
	Velocity	236	221	208										
800	Ps	.004	.003	.003	.003	.002	.002							
	Throw	22-16-13-11	22-15-13-10	21-15-12-10	21-15-12-10	21-14-12-10	20-14-12-10							
	Velocity	269	252	238	224	213	202							
	Ps	.004	.003	.003	.003	.002	.002							
900	Throw	22-16-13-11	22-15-13-10	21-15-12-10	21-15-12-10	21-14-12-10	20-14-12-10							
	Velocity	303	284	267	252	239	227	216	207					
	Ps	.005	.004	.004	.003	.003	.003	.002	.002					
	Throw	24-17-14-11	24-17-14-11	23-16-13-11	23-16-13-11	22-16-13-11	22-15-13-10	22-15-13-10	21-15-12-10					
1000	Velocity	337	316	297	281	266	252	240	230	220	220	210	202	
	Ps	.006	.005	.005	.004	.004	.003	.003	.003	.003	.003	.002	.002	
	Throw	26-18-15-12	25-18-15-12	25-18-15-12	24-17-14-12	24-17-14-11	24-17-14-11	23-16-13-11	23-16-13-11	22-16-13-11	23-16-13-11	22-16-13-10	22-15-13-10	
	Velocity	404	379	356	337	319	303	289	275	263	264	252	242	
1200	Ps	.009	.008	.007	.006	.005	.005	.004	.004	.004	.004	.003	.003	
	Throw	29-21-17-15	29-20-17-14	28-20-16-13	28-20-16-13	27-19-16-13	27-19-16-13	26-18-15-12	26-18-15-12	26-18-15-12	26-18-15-12	25-18-15-12	25-17-14-12	
	Velocity	471	442	416	393	372	353	337	321	307	308	295	282	
	Ps	.012	.010	.009	.008	.007	.007	.006	.005	.005	.005	.005	.004	
1400	Throw	33-23-19-16	32-23-19-15	32-22-18-15	31-22-18-15	30-21-18-14	30-21-17-14	29-21-17-14	29-20-17-14	28-20-16-13	28-20-16-13	28-20-16-13	28-19-16-13	
	Velocity	539	505	475	449	425	404	385	367	351	352	337	323	
	Ps	.015	.013	.012	.011	.010	.009	.008	.007	.007	.007	.006	.005	
	Throw	36-25-21-17	35-25-21-17	35-24-20-16	34-24-20-16	33-23-19-16	33-23-19-15	32-23-19-15	32-22-18-15	31-22-18-15	31-22-18-15	31-22-18-15	30-21-18-14	
1600	Velocity	606	568	535	505	478	454	433	413	395	396	379	363	
	Ps	.019	.017	.015	.013	.012	.011	.010	.009	.008	.008	.008	.007	
	Throw	39-28-23-19	38-27-22-18	37-26-22-18	37-26-21-17	36-25-21-17	35-25-21-17	35-24-20-16	34-24-20-16	34-24-20-16	34-24-20-16	33-23-19-16	33-23-19-16	
	Velocity	673	631	594	561	531	505	481	459	439	440	421	403	
1800	Ps	.024	.021	.019	.017	.015	.013	.012	.011	.010	.010	.009	.009	
	Throw	42-30-24-20	41-29-24-19	40-28-23-19	40-28-23-19	39-27-23-18	38-27-22-18	37-26-22-18	37-26-21-17	36-26-21-17	36-26-21-17	36-25-21-17	35-25-20-17	
	Velocity	741	694	653	617	585	555	529	505	483	484	463	444	
	Ps	.029	.025	.023	.020	.018	.016	.015	.013	.012	.012	.011	.010	
2000	Throw	45-32-26-21	44-31-26-21	43-30-25-20	42-30-25-20	41-29-24-20	41-29-24-19	40-28-23-19	39-28-23-19	39-27-23-18	39-27-23-18	38-27-22-18	38-26-22-18	
	Velocity	808	757	713	673	638	606	577	551	527	528	505	484	
	Ps	.034	.030	.027	.024	.021	.019	.018	.016	.015	.015	.013	.012	
	Throw	48-33-28-23	47-33-27-22	46-32-27-22	45-31-26-21	44-31-26-21	43-30-25-20	42-30-25-20	42-29-24-20	41-29-24-19	41-29-24-19	41-29-24-19	40-28-23-19	
2200	Velocity	875	820	772	729	691	656	625	597	571	572	547	524	
	Ps	.040	.036	.031	.028	.025	.023	.021	.019	.017	.017	.016	.014	
	Throw	50-35-29-24	49-35-29-23	48-34-28-23	47-33-27-22	46-33-27-22	46-32-26-22	45-32-26-21	44-31-26-21	43-31-25-21	44-31-25-21	43-30-25-20	42-30-25-20	
	Velocity	942	884	832	785	744	707	673	643	615	616	589	565	
2400	Ps	.047	.041	.036	.033	.029	.026	.024	.022	.020	.020	.018	.017	
	Throw	53-37-31-25	52-36-30-24	51-36-29-24	50-35-29-23	49-34-28-23	48-34-28-23	47-33-27-22	46-33-27-22	46-32-27-22	46-32-27-22	45-32-26-21	44-31-26-21	
	Velocity	1010	947	891	842	797	757	721	689	659	660	631	605	
	Ps	.054	.047	.042	.037	.034	.030	.027	.025	.023	.023	.021	.019	
3000	Throw	55-39-32-26	54-38-31-26	53-37-31-25	52-37-30-25	51-36-30-24	50-35-29-24	49-35-29-23	49-34-28-23	48-34-28-23	48-34-28-23	47-33-27-22	47-33-27-22	
	NC	35 - 40												

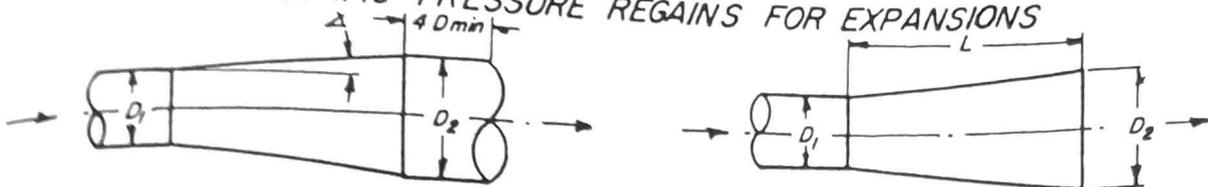
Note:
ALL DIMENSIONS IN INCHES.
Refer to Page 4 for explanation of terms used.

APÉNDICE K

PERDIDAS DE PRESIÓN ESTÁTICA POR CONTRACCIÓN

FUENTE: AMERICAN CONFERENCE OF GOVERNMENTAL INDUSTRIAL
HYGIENISTS, Industrial Ventilation a Manual of Recommended Practice, 17th
Edition, 1982.

STATIC PRESSURE REGAINS FOR EXPANSIONS



Within duct

Regain (R), fraction of VP difference					
Taper angle degrees	Diameter ratios D_2/D_1				
	1.25:1	1.5:1	1.75:1	2:1	2.5:1
3 1/2	0.92	0.88	0.84	0.81	0.75
5	0.88	0.84	0.80	0.76	0.68
10	0.85	0.76	0.70	0.63	0.53
15	0.83	0.70	0.62	0.55	0.43
20	0.81	0.67	0.57	0.48	0.43
25	0.80	0.65	0.53	0.44	0.28
30	0.79	0.63	0.51	0.41	0.25
Abrupt 90	0.77	0.62	0.50	0.40	0.25

Where: $SP_2 = SP_1 + R(VP_1 - VP_2)$

At end of duct

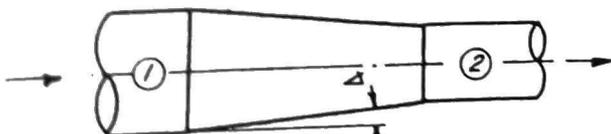
Regain (R), fraction of inlet VP						
Taper length to inlet diam L/D	Diameter ratios D_2/D_1					
	1.2:1	1.3:1	1.4:1	1.5:1	1.6:1	1.7:1
10:1	0.37	0.39	0.38	0.35	0.31	0.27
1.5:1	0.39	0.46	0.47	0.46	0.44	0.41
20:1	0.42	0.49	0.52	0.52	0.51	0.49
3.0:1	0.44	0.52	0.57	0.59	0.60	0.59
4.0:1	0.45	0.55	0.60	0.63	0.63	0.64
5.0:1	0.47	0.56	0.62	0.65	0.66	0.68
7.5:1	0.48	0.58	0.64	0.68	0.70	0.72

Where: $SP_1 = SP_2 - R(VP_1)$

When $SP_2 = 0$ (atmosphere) SP_1 will be (-)

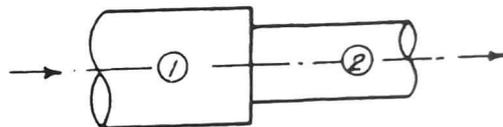
The regain (R) will only be 70% of value shown above when expansion follows a disturbance or elbow (including a fan) by less than 5 duct diameters.

STATIC PRESSURE LOSSES FOR CONTRACTIONS



Tapered contraction
 $SP_2 = SP_1 - (VP_2 - VP_1) - L(VP_2 - VP_1)$

Taper angle degrees	L(loss)
5	0.05
10	0.06
15	0.08
20	0.10
25	0.11
30	0.13
45	0.20
60	0.30
over 60	Abrupt contraction



Abrupt contraction
 $SP_2 = SP_1 - (VP_2 - VP_1) - K(VP_2)$

Ratio A_2/A_1	K
0.1	0.48
0.2	0.46
0.3	0.42
0.4	0.37
0.5	0.32
0.6	0.26
0.7	0.20

A = duct area, sq ft

AMERICAN CONFERENCE OF
GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS

DUCTWORK DESIGN DATA

DATE 1-72

Fig. 6-6

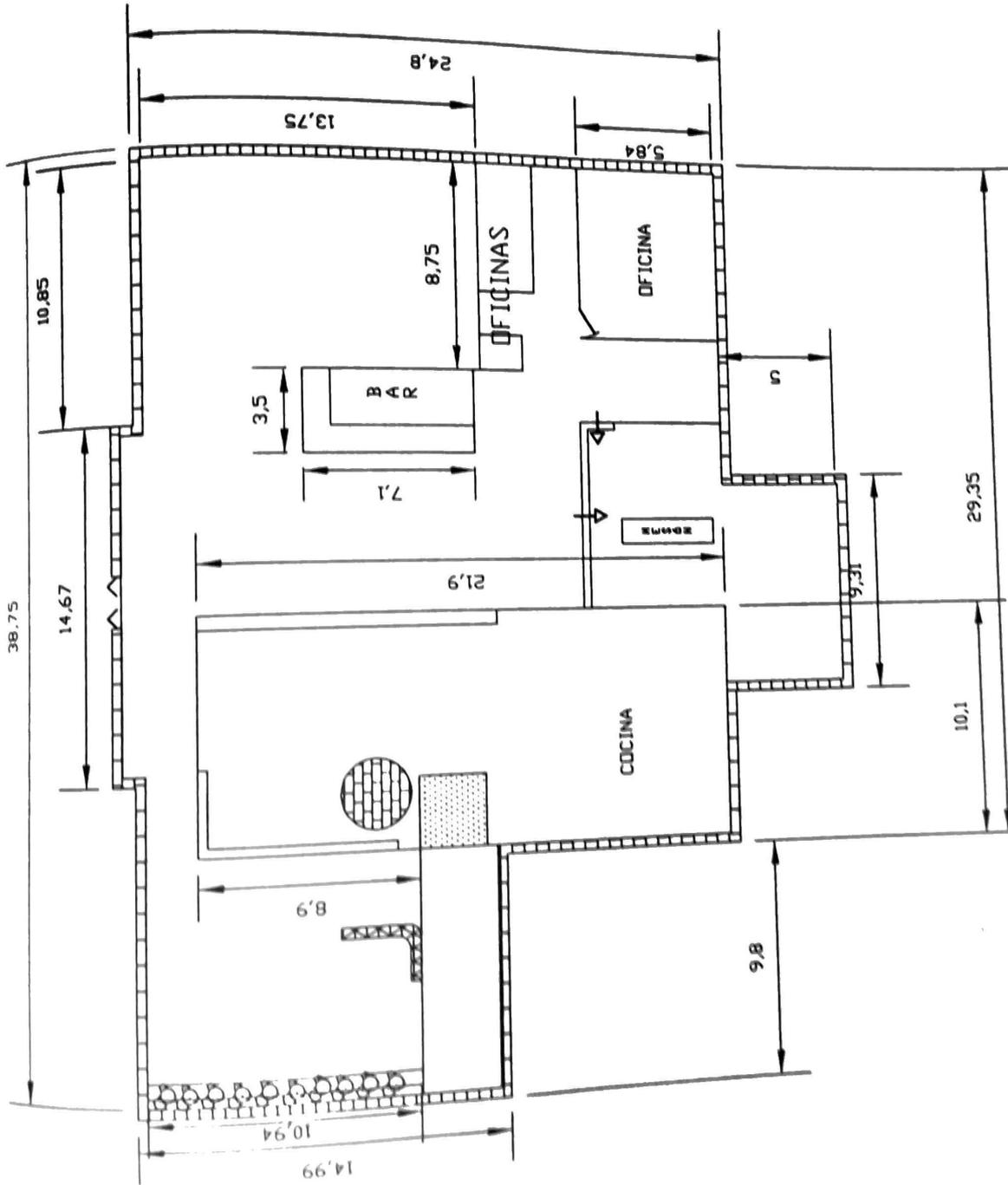
In calculating SP for expansion or contraction use algebraic signs:

VP is (+)

and usually

SP is (+) in discharge duct from fan

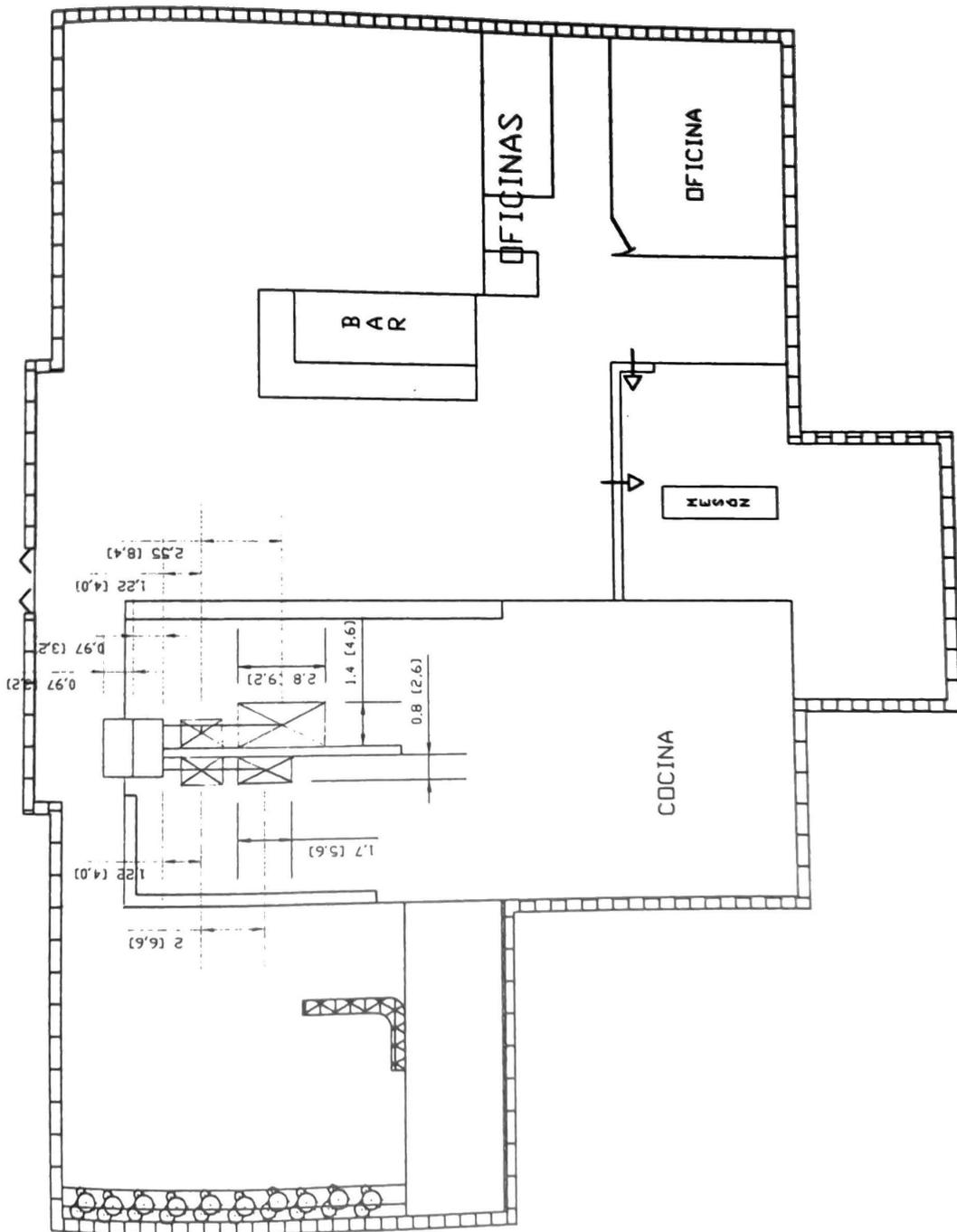
SP is (-) in inlet duct to fan



PLANO 2.1 PLANO DETALLADO DEL LOCAL CON ACOTACIONES



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL			
Tema:	PLANO DETALLADO DEL LOCAL CON ACOTACIONES	Escala:	No de dibujo: 1
Descripción:	Acotaciones	Fecha:	AGOSTO 6, 2004
Elaborado por:	Egdo César X. Castillo Méndez	Revisado por:	ING. FRANCISCO ANDRADE Director de Tesis
Aprobado por:	ING. EDUARDO RIVADENEIRA Decano de la FIMCP		



PLANO 3.1 ORIENTACIÓN RESPECTO DEL LOCAL, SISTEMA DE DUCTOS EXTRACCIÓN

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL	
Tema: ORIENTACIÓN RESPECTO DEL LOCAL, SISTEMA DE EXTRACCIÓN	No de Hoja: 2
Descripción: Detalles	Fecha: AGOSTO 6, 2004
Elaborado por: Ego. César X. Castillo Mández. Director de Tesis	Aprobado por: ING. EDUARDO RIVADENEIRA Decano de la FIMCP



BIBLIOGRAFÍA

1. AMERICAN CONFERENCE OF GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS, Industrial Ventilation a Manual of Recommended Practice, 17th Edition, 1982.
2. ANDRADE FRANCISCO, "Ventilación Industrial" (Diplomado en Manejo ambiental-módulo 2, Centro de Educación Continua, Escuela Superior Politécnica del Litoral, Julio 2001).
3. ASHRAE, Handbook of Equipment, Published by American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, 1974.
4. ASHRAE, Handbook of Fundamentals, Published by American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, 1972.

5. BARCIA HERMOGENES, "Diseño y Montaje de un Cuarto de Presión Positiva para Línea de Llenado" (Informe Técnico, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1984).
6. BLANES OCTAVIO, Manual de Instalaciones de Ventilación y Climatización, Grupo Editorial Ceac S.A., Barcelona - España.
7. CARRIER, Handbook of Air Conditioning System Design, McGraw Hill, 1965.
8. CROOME DEREK, Airconditioning and Ventilation of Buildings, Hungary, Pergamon Press, 1975.
9. DONOSO EDUARDO, Notas Adicionales del Curso de Aire Acondicionado, ESPOL, 1980.

10. FUNDACIÓN NATURA, Potencial Impacto Ambiental de las Industrias en el Ecuador, Exploración Preliminar y Soluciones, Quito - Ecuador, 1991.

11. HASSAN GEORGE, Instalaciones y Servicios en la Edificación, 1ª Edición, 1997.

12. INSTITUTO NACIONAL DE ENERGÍA, Universidad Técnica Particular de Loja, Primer Seminario Nacional de Arquitectura Bioclimática para Climas Templados y Fríos, Loja - Ecuador, 1987.

13. LAMA JAIME, "Recuperación energética en la Clínica Kennedy de la Ciudad de Guayaquil" (Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1988).

14. U.S. DEPARTMENT OF ENERGY, The Residential Energy Audit Manual, October 1983.

15. SANCHEZ EMILIO, "Diseño y Especificaciones Técnicas del Sistema de Aire Acondicionado para el Pabellón Central del Hospital Luis Vernaza" (Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1984).

16. SALVADOR ESCODA S.A., Manual Práctico de Ventilación, 2ª Edición, Barcelona - España, 2002.

17. SOLIS MANUEL, "Análisis Experimental de Fogones de Leña y Cocinas de Kérex para Aplicaciones Rurales" (Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1992).

18. URQUIZO GUILLERMO, "Mantenimiento Predictivo en Maquinaria Rotativa Industrial" (Seminario, Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1996).

19. WHITMAN WILLIAN, Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado, Tomo I, Fundamentos, Editorial Paraninfo, 2000.

20. WHITMAN WILLIAN, Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado, Tomo III, Aire Acondicionado, Editorial Paraninfo, 2000.