

116A

Ejen.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA



EXAMENES PROFESIONALES
FAC. DE QUIMICA

**MANUAL BASICO PARA EL DISEÑO
DE SISTEMAS DE VENTILACION
PARA EL CONTROL DE LA
CONTAMINACION AMBIENTAL**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE :
INGENIERO QUIMICO

PRESENTA:

RAUL ARTURO SANCHEZ VACA

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

MEXICO, D.F.

DICIEMBRE 1994



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO AL TEMA

Presidente:	Prof. José Guerra Recasens
Secretario:	Prof. Rodolfo Torres Barrera
Vocal:	Prof. Ramón Arnaud Huerta
1er. Suplente:	Prof. Agustín Texta Mena
2o. Suplente:	Prof. Víctor Luna Pabello

Trabajo desarrollado en:

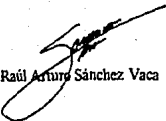
KÄMPE S.A. DE C.V.

Asesor:



Ing. Ramón Arnaud Huerta

Sustentante:



Raúl Arturo Sánchez Vaca

A mi mejor amigo: Jesucristo, por la magnífica oportunidad de estar aquí para servir.

"Haz que tu ambición no sea cuánto puedes obtener de tu trabajo, sino cuánto puedes aportar en él."

Robert Baden- Powell

AGRADECIMIENTOS

Siempre que leía una tesis, ya fuera para aprender algo nuevo o para ahondar en algún tema, no podía resistir la curiosidad de leer los agradecimientos. Esta extraña costumbre de dedicar la tesis siempre me pareció como una mera obligación que daba un toque cursi al escrito.

Obviamente yo nunca me había dado a la tarea de escribir una, de ahí mi opinión al respecto de los agradecimientos. Sin embargo, al concluir este trabajo, no pude renunciar a las ganas de agradecer a toda la gente que siempre ha confiado en mí y que impulsó mi esfuerzo para lograr concluir felizmente este trabajo. Es por eso que estas líneas ahora cobran un mayor sentido para mí.

Es así que deseo agradecer profundamente a mis padres, el Sr. Guillermo Sánchez Alcántara y la Sra. Concepción Vaca de Sánchez por la semilla que lograron sembrar en cada uno de sus hijos: La del trabajo constante y la responsabilidad.

A todos mis hermanos: Guillermo, Gerardo, José Mariano, Carmen Laura y Enrique por su amor y su apoyo constante.

A la Institución Marista de los Colegios México por la disciplina y el amor al estudio que logran educar en cada uno de sus alumnos.

A la UNAM y su Facultad de Química por la enorme cantidad de conocimientos que me han dado.

A mis amigos del CUM: Luis Ruiz, Antonio Villagómez, Oscar Martínez, Roberto Hernández y Bernardo Tarango, por su amistad incondicional.

Al Ing. Ramón Arnaud y todas las personas de KÄMPE, especialmente al Ing. Reyenerio Salmerón y la Ing. Ma. Cristina Torres, por todo lo que me han enseñado y la confianza que han puesto en mí.

A Gina por su cariño y la gran ayuda que me otorgó para la redacción de este trabajo.

A mis amigos de la Facultad: Lucy, Mariana, Gabriel, Poncho, Miguel Angel, Pancho, Octavio y Juan José.

Al Movimiento Scout y todos los miembros del Grupo 77, quienes se han convertido en mi segunda familia.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN

CAPITULO I.- PRINCIPIOS GENERALES DE VENTILACIÓN INDUSTRIAL

- 1.1.- Sistemas de ventilación
- 1.2.- Flujo de aire
- 1.3.- Pérdidas de presión en campanas
- 1.4.- Pérdidas de presión en ductos

CAPITULO II.- DISEÑO DE CAMPANAS

- 2.1.- Función primaria de las campanas
- 2.2.- Nomenclatura
- 2.3.- Diseño de campanas
- 2.4.- Determinación del flujo de aire en campanas
- 2.5.- Efecto causado por pestañas y mamparas
- 2.6.- Campanas ranuradas
- 2.7.- Campanas rectangulares y circulares
- 2.8.- Pérdidas por fricción en la campana
- 2.9.- Velocidad de ducto mínima recomendada

CAPITULO III.- DISEÑO DE SISTEMAS

- 3.1.- Consideraciones generales para el diseño de sistemas
- 3.2.- Metodología de diseño
- 3.3.- Correcciones por temperatura, altitud y humedad

CAPITULO IV.- EQUIPOS LAVADORES

- 4.1.- Introducción
- 4.2.- Equipos lavadores para partículas
- 4.3.- Colectores húmedos
- 4.4.- Equipos lavadores para gases y vapores

CAPITULO V.- VENTILADORES

- 5.1.- Introducción
- 5.2.- Tipos de ventiladores
- 5.3.- Características de los ventiladores
- 5.4.- Uso de tablas del fabricante
- 5.5.- Leyes de los ventiladores
- 5.6.- Selección de ventiladores a condiciones distintas a las estándar

CAPITULO VI.- DISEÑO DE UN SISTEMA DE VENTILACIÓN

- 6.1.- Introducción
- 6.2.- Fundamento legal
- 6.3.- Descripción del proceso
- 6.4.- Sistema de captación y control de emisiones

CONCLUSIONES

ANEXOS

ANEXO A.- EVALUACIÓN ECONÓMICA

- A.1.- Capital Total de la Inversión (CTI)
- A.2.- Índices de Costos
- A.3.- Costos Totales Anuales
- A.4.- Evaluación de proyectos

BIBLIOGRAFIA

INTRODUCCIÓN

Si bien es cierto que la industrialización ha traído consigo un mayor bienestar para el hombre, ya sea con la creación de mayores fuentes de trabajo o con la fabricación de más y mejores satisfactores para sus necesidades, también es cierto que este progreso ha generado altos niveles de contaminación.

La contaminación generada por la industria se trasmite al aire, el agua y el suelo. Los desechos originados por los procesos industriales encuentran su fin en ríos, lagos, lagunas, en el aire atmosférico, en el suelo y en el subsuelo.

Años atrás esto era visto como un mal necesario: El pago por mejores niveles de vida y por un mundo "civilizado". Toda industria se sabía generadora de una gran cantidad de contaminación pero lo justificaba con la generación de empleos y una alta contribución hacia el progreso.

Esto ha cambiado drásticamente. Hoy en día se busca que la industria, sin importar su naturaleza, sea responsable de sus propias emisiones al medio ambiente. La tecnología avanza día con día en la búsqueda de nuevas alternativas para disminuir y controlar las emisiones contaminantes de la industria.

Ya no se justifican las grandes cantidades de agua contaminada, las altas concentraciones de gases y vapores tóxicos o los altos volúmenes de residuos peligrosos que a diario generaban todas las industrias y que en el pasado eran enviadas al medio ambiente sin ningún tipo de control.

En lo que a las emisiones atmosféricas se refiere, es bien conocido que la industria cuenta con una gran cantidad de fuentes que la originan. Ya sea como producto de la combustión, como resultado de alguna reacción química o de algún proceso físico. La cantidad de gases y vapores tóxicos que se arrojan al medio ambiente es importante y por lo tanto requiere de control.

Todas estas emisiones requieren de un control para reducir sus efectos en el medio ambiente. Es la ley, por un lado, quien marca los principios para la protección al ambiente y la regulación de las emisiones contaminantes que provienen de la industria y la tecnología, por otro lado, quien se encarga de darle solución a los altos niveles de emisión.

En nuestro país son la Ley General de Equilibrio y Protección al ambiente con su Reglamento para la Prevención y Control de la Contaminación Atmosférica son quienes marcan estos principios. Entre algunas de las obligaciones de las empresas, establecidas en estos documentos, para prevenir y controlar la contaminación atmosférica, se encuentran :

- Emplear equipos y sistemas que controlen las emisiones contaminantes.
- Medir y llevar registro de las emisiones de contaminantes atmosféricos, e informar de los resultados a la SEDESOL, cuando menos una vez al año.

De lo anterior se desprende la enorme necesidad de que la industria cuente con sistemas y equipos encargados de controlar sus emisiones, a un grado tal que garantiza una mejora en la calidad del aire.

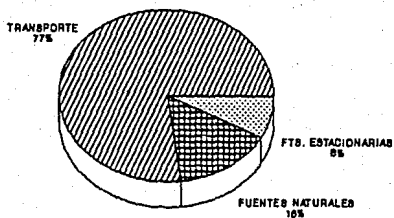
El diseño e instalación de sistemas de control es una necesidad para el industrial de hoy. Los sistemas de control contemplan la captación del contaminante, su conducción hasta un equipo que se encargue de "lavar" el aire captado y la descarga de este aire "limpio" a la atmósfera.

Mucho es lo que se ha desarrollado en este tema, la gama de equipos utilizados para estos fines es enorme. La tecnología no se detiene y constantemente el equipo utilizado para el control de emisiones atmosféricas sufre de mejoras e innovaciones. Además cada caso a resolver presenta nuevas e interesantes circunstancias que lo hacen distinto a los demás. Es por esto que el trabajo del ingeniero encargado de este tipo de proyectos es por de más interesante.

El objetivo del presente trabajo es el de ofrecer de una manera práctica y sencilla los principios básicos requeridos para el diseño de sistemas de captación, conducción y control de contaminantes atmosféricos así como datos importantes de tomar en cuenta para la selección de equipo de control y de ventiladores.

La manera en que se desarrollarán los temas es por medio de una descripción de lo que en él contenga, seguido de tablas y gráficas útiles para el diseño. En el caso de los equipos lavadores, se describe el funcionamiento de cada uno así como las variables importantes para llevar a cabo su selección. En el último capítulo se desarrolla un ejemplo práctico que toma en cuenta todos los puntos tratados en capítulos anteriores. En los anexos se incluye toda una descripción del procedimiento para la evaluación económica de proyectos de instalación de equipos para el control de la contaminación atmosférica.

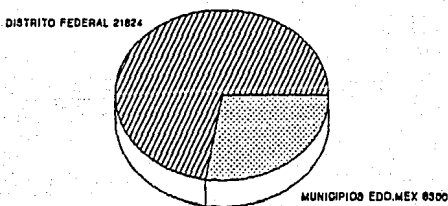
**EMISION DE CONTAMINANTES EN LA
ZONA METROPOLITANA DE LA CD. DE MEXICO**



Emisión total: 4,356,000 Ton/año

FUENTE: CENSOS ECONOMICOS 1988

**NUMERO DE INDUSTRIAS EN LA
ZONA METROPOLITANA DE LA CD. DE MEXICO**



Total de industrias 30,124

FUENTE: CENSOS ECONOMICOS 1988

CAPITULO I

**PRINCIPIOS GENERALES DE VENTILACIÓN
INDUSTRIAL**

1.1.- SISTEMAS DE VENTILACIÓN

Con el nombre de Ventilación Industrial se engloba a todo el conjunto de técnicas y métodos enfocados a la mejora de las condiciones en el aire localizado en el interior de una nave industrial.

Las configuraciones de los sistemas de ventilación industrial son muy diversos, dependiendo del objetivo que se desee lograr. El tipo de campanas, el diámetro de los ductos, la capacidad del ventilador y la cantidad de equipo lavador utilizado dependerán directamente de las condiciones que se deseen mejorar. Sin embargo, ya sea que se desee extraer los contaminantes generados en el proceso, diluirlos para lograr reducir su concentración, disminuir la temperatura de una zona en específico o acondicionar la nave de tal manera que la temperatura y humedad la conviertan en un espacio confortable, los principios básicos de la ventilación industrial operan en todos los casos.

De particular interés son aquellos sistemas en los cuales se busca controlar las emisiones contaminantes generadas por algún proceso industrial.

Estos sistemas de ventilación industrial se clasifican en dos grandes grupos:

- 1) *Sistemas de Ventilación General*
- 2) *Sistemas de Ventilación Local*

Los Sistemas de Ventilación General se refieren a aquellos en los cuales se inyecta una cantidad calculada de aire que permite diluir al contaminante, este volumen de aire posteriormente es extraído. Con esto se logra que la concentración de los contaminantes disminuya hasta niveles tales que se encuentren por debajo de lo que se considera como riesgoso para la salud del trabajador. Estos niveles se encuentran reglamentados en México por instituciones como la STPS (Secretaría del Trabajo y Previsión Social) y la NIOSH (Instituto Nacional de Seguridad y Salud Ocupacional) y OSHA (Administración para la Seguridad y la Salud) en los Estados Unidos de Norteamérica.

Los Sistemas de Ventilación Local son aquellos en los cuales el contaminante es capturado muy cerca de su fuente. Estos sistemas siempre constan de las siguientes partes: Campana, Sistema de ductos, Equipo lavador y Ventilador.

La campana tiene como fin la captura del contaminante cerca de su fuente. Su diseño depende de varios factores como la naturaleza del contaminante, densidad, velocidad de generación, etc.

Los ductos conducen el aire que contiene al contaminante (aire contaminado). Su diámetro es calculado en función de la velocidad a la que es conducido el aire contaminado. El inicio del ducto se encuentra justo donde termina la campana y su final en la entrada del equipo lavador.

El equipo lavador, como su nombre lo indica, se encarga de retirar el contaminante del aire que lo contiene. El tipo de equipo lavador depende de la naturaleza del contaminante. Para polvos, por ejemplo, se pueden utilizar lavadores que filtren el aire o que retiren las partículas por acción de la fuerza centrífuga, por la impactación de ellas en agua o por efecto inercial. En el caso de vapores o gases se requieren, en cambio, lavadores que absorban en soluciones acuosas el contaminante o que lo capturen en materiales especiales.

El ventilador es el equipo encargado de proporcionar la fuerza necesaria para que el aire circule por todo el sistema. Su potencia debe ser tal, que logre vencer toda la resistencia que presenta el sistema debida a la fricción y que se manifiesta como pérdida de presión. El ventilador puede descargar el aire hacia la atmósfera o bien puede reinyectarse a la planta, en este ultimo caso, el aire debe poseer una alta calidad.

1.2.- FLUJO DE AIRE.

Es importante señalar que el diseño de sistemas de ventilación requiere de la consideración de que el aire es un fluido. Esto quiere decir que cumple con las leyes y principios establecidos para el flujo de fluidos. El aire, al igual que todos los fluidos, posee

características propias. Algunas de ellas adquieren especial importancia ya que el aire es un fluido gaseoso, cuyas propiedades cambian notablemente con la temperatura y la presión.

La densidad es una de las propiedades del aire que cambian drásticamente con cambios en la temperatura y la presión. A condiciones estándar de presión 14.7 psia, temperatura 70 °F y cero por ciento de contenido en humedad, la densidad del aire es de 0.075 lb/ft³. Este valor se obtiene a partir de la ecuación de los gases ideales :

$$P = \rho RT$$

donde: P = Presión absoluta en lb/ft²
 ρ = densidad en lbm/ft³
R = constante general de los gases, 53.35 ft*lb/lbm*R
T = temperatura absoluta en grados Rankine (R)

A partir de la ecuación anterior podemos llegar a una tal que permita calcular la densidad del aire a otra temperatura y a la misma presión:

$$\rho = 0.75 \left(\frac{530}{T} \right)$$

Ahora bien, la ecuación que rige el flujo de cualquier fluido a través de un espacio dado es la llamada ecuación de continuidad:

$$Q = V * A$$

donde: Q = Gasto volumétrico en ft³/min (cfm)
V = Velocidad en ft/min (fpm)
A = Area transversal en ft²

En el interior de un ducto que conduce cualquier fluido, se presentan tres variables relacionadas con la presión:

Presión estática (SP):

Se define como la presión en el ducto que tiende a hacerlo estallar o a colapsarse. Puede ser positiva o negativa con respecto a la presión atmosférica. Se expresa generalmente en pulgadas de agua ("H₂O) y es medida con la ayuda de un manómetro. Se mide perpendicularmente a la dirección del flujo de aire.

Presión dinámica (VP):

Esta presión se define como aquella necesaria para acelerar el aire desde una velocidad V. La relación entre esta presión y la velocidad del aire dentro del ducto es :

$$V = 1096 \sqrt{\frac{VP}{\rho}}$$

Si el aire se encuentra a las condiciones estándar, mencionadas anteriormente, la ecuación anterior se reduce a :

$$V = 4005 \sqrt{VP}$$

La presión dinámica siempre es positiva y se ejerce únicamente en la dirección del flujo.

Presión total (TP):

La presión total resulta de la suma algebraica de las dos anteriores. Puede ser positiva o negativa con respecto a la presión atmosférica. Esta presión disminuye siempre

conforme avanza el fluido a través del sistema. El único sitio donde aumenta su valor es en el ventilador.

Dos principios básicos a considerar en el flujo de aire, son: La conservación de la masa y la conservación de la energía.

En el caso de la conservación de la masa, es importante tomar en cuenta que el aire es un gas y por lo tanto su densidad depende de la presión y la temperatura a la que se encuentre. No se puede considerar el flujo volumétrico como constante a través de todo el recorrido de ductos a menos que se cumplieran los siguientes puntos:

- La transferencia de calor es despreciable. La diferencia de temperaturas entre el interior del ducto y su exterior no son considerables, por lo tanto no existe transferencia de calor ni cambios en la densidad del aire a lo largo del sistema, a menos que un equipo afecte de manera importante la temperatura y/o la presión.

- Los efectos de compresibilidad son despreciables. De igual manera si los efectos de compresibilidad sobre el aire que fluye se tomaran en cuenta, se tendrían que considerar diferentes flujos volumétrico, en diversos puntos del sistema.

- El aire se considera seco. El vapor de agua disminuye la densidad del aire, de manera que si el aire contiene vapor de agua, se debe llevar a cabo la corrección en su densidad por esto.

- El peso y el volumen del contaminante en el aire es ignorado.

Es obvio que si se lleva a cabo un balance de masa en todo el sistema, las libras de aire que ingresan por la campana deben ser las mismas que lo abandonan a través de la chimenea de salida. Pero si se involucra en el balance a los flujos volumétricos se deben tomar en cuenta las condiciones del aire que ingresa (Temperatura, presión, humedad, etc.) ya que este flujo varía notablemente a lo largo del sistema y si no se toma en cuenta, dará como resultado una mala selección del ventilador.

La conservación de la energía esta referida al hecho de que todos los cambios de energía que tengan lugar entre un punto y otro del sistema deben considerarse.

En términos de la presión total, anteriormente definida:

$$TP1 = TP2 + hL$$

Donde 1 se refiere a un punto corriente arriba y 2 corriente abajo, dentro del ducto. El término hL representa las pérdidas de energía desde el punto 1 hasta el punto 2.

De acuerdo con lo anterior, la presión debe disminuir en la dirección del flujo.

1.3.- PERDIDAS DE PRESIÓN EN CAMPANAS.

Consideremos el caso de una campana que capta el aire que se encuentra frente a ella, descargándolo posteriormente a un ducto. Designemos con el número 1 a un punto localizado en el exterior de la campana y con el número 2 a un punto en el interior de ella.

Si no existen pérdidas asociadas a la entrada de la campana, el principio de conservación de la energía nos diría que entre esos dos puntos el balance de energía es:

$$SP1 + VP1 = SP2 + VP2$$

Ahora bien, en el punto 1, la presión estática ($SP1$) es cero, pues este aire no se encuentra dentro del ducto y la presión dinámica ($VP1$) también es cero debido a que este aire no posee velocidad o esta es muy cercana a cero. Luego entonces, la ecuación anterior se transforma en:

$$SP2 = - VP2$$

Esta ecuación es válida solamente bajo la consideración de que no existieran pérdidas en la entrada de la campana. Si esto se tomara como cierto, lo que nos diría esta expresión es que dentro de la campana, el valor de la presión estática está directamente relacionado con la presión dinámica en ese mismo punto. Su valor absoluto es el mismo.

Ahora bien, si tomamos el caso real, en el que la presión sufre pérdidas en la entrada de la campana, debidas a la fricción, estas pérdidas de presión en la entrada de la campana se expresan por:

$$h_e = F_h \times VP$$

donde: F_h es un coeficiente de fricción.

Luego entonces, la expresión que toma en cuenta estas pérdidas es:

$$SP_2 = - (VP_2 + h_e)$$

El valor absoluto de SP_2 se conoce como la presión estática de succión (SP_h)

Una alternativa para describir las pérdidas a la entrada de la campana es por medio del coeficiente C_e , que se define como:

$$C_e = \frac{VP}{SP_h}$$

El valor de C_e es siempre menor a 1. El valor de C_e es constante para una campana dada, esto es útil en el sentido que puede utilizarse para determinar el flujo que entra a una campana a una presión estática de succión conocida.

Para el aire a condiciones estándar la ecuación es:

$$Q = 4005 \times A \times C_e \times SP_h$$

Donde: Q = Gasto volumétrico en cfm
 A = Area del ducto en ft^2
 C_e = Constante (adimensional)
 SP_h = Presión estática de succión en "H₂O

De manera que si la presión estática de succión (SPH) es medida para una campana dada, se puede conocer el gasto (Q) y tomar acciones correctivas si este no coincide con el de diseño.

1.4.- PERDIDAS DE PRESIÓN EN DUCTOS.

Al considerar el flujo de aire a través de ductos, existen dos factores que afectan las pérdidas en la presión:

- *Pérdidas debida a la fricción en tramos rectos*
- *Pérdidas debidas a los accesorios*

En el primer caso, las pérdidas están relacionadas con características del aire y del ducto. Es un número adimensional el que se utiliza para definir las pérdidas en tramos rectos, este número relaciona la viscosidad, densidad y velocidad del aire con el diámetro del ducto. Este número, adimensional, es llamado el número de Reynolds:

$$Re = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu}$$

Donde: D = diámetro del ducto en ft
v = velocidad del aire en ft/s
 ρ = densidad del aire en lb/ft³
 μ = viscosidad del aire lb/ft*s

Utilizando el valor de este número y el de la rugosidad relativa, que es un parámetro característico de cada material, relacionado con las propiedades de las paredes del ducto, se puede obtener el valor del factor de fricción. Esto se hace con la ayuda del Diagrama de Moody.

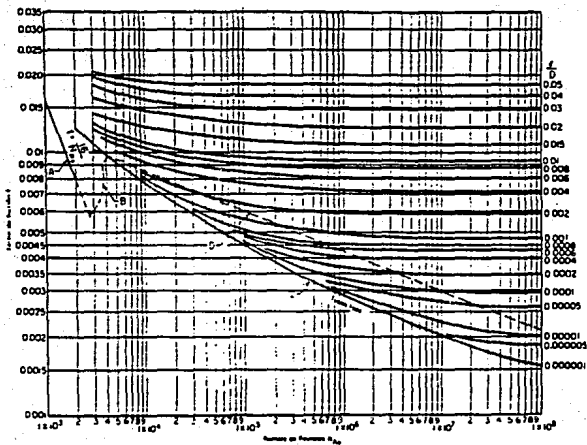


DIAGRAMA DE MOODY

Con el valor de f (factor de fricción) se obtienen las pérdidas por fricción a lo largo del ducto :

$$hL = f \cdot \left(\frac{L}{D}\right) \cdot VP$$

donde: hL = Pérdidas de fricción en el ducto, "H₂O
 f = Factor de fricción (del diagrama de Moody), adimensional
 L = Longitud recta del ducto, ft
 D = Diámetro del ducto, ft
 VP = Presión dinámica en el ducto, "H₂O

La ecuación anterior ha sido corregida y ajustada para obtener mejores resultados, dependiendo del caso. Por ejemplo la ecuación de Wright fue desarrollada para el caso específico de la ventilación:

$$hL = 2.74 \left(\frac{(V/1000)^{1.9}}{D} \right)$$

Esta ecuación expresa la pérdida de presión en pulgadas de agua por cada 100 pies de tramo recto de ducto ("H₂O/100 ft) en aire a condiciones estándar y fluyendo en tubería galvanizada.

Otra buena opción para calcular las pérdidas por fricción en el ducto, es a partir de la siguiente ecuación, en la cual los valores de las constantes a , b y c son particulares para cada material:

$$Hf = 12 \left(\frac{f}{D} \right) = \frac{a \cdot V^b}{Q^c}$$

El resultado de Hf debe multiplicarse por la presión dinámica (VP) en este punto y por la longitud del tramo de ducto.

La tabla siguiente muestra los valores de a , b y c para cada material:

MATERIAL	a	b	c
<i>Aluminio, lámina negra, acero inoxidable</i>	0.0425	0.46	0.602
<i>Lámina galvanizada</i>	0.0307	0.533	0.612
<i>Ductos de tela con alma de alambre</i>	0.0311	0.604	0.639

El segundo factor que afecta las pérdidas de presión en un ducto, son las pérdidas debidas a los accesorios. Dentro de este grupo se incluyen los codos, intersecciones, etc. Las pérdidas por fricción, debida a estos elementos, se puede calcular por dos métodos:

- *Método de la presión dinámica*
- *Método de la longitud equivalente.*

El método de la presión dinámica consiste en la multiplicación de un factor F, particular para cada tipo de accesorio, por el valor de la presión dinámica en ese punto del sistema:

$$hL = F * VP$$

Para el método de la longitud equivalente, cada accesorio se considera con una longitud equivalente de tubería recta. La tabla siguiente muestra los valores de esta longitud equivalente para algunos accesorios.

LONGITUD EQUIVALENTE EN PIES PARA ACCESORIOS

Diam. Inch.	Codo 90°			Angulo de intercepción		H = Altura con relacion al Diámetro		
	Relación de radio							
	1.5 D	2.0 D	2.5 D	30°	45°	1.0 D	.75 D	.5 D
3	5	3	3	2	3	2	2	9
4	6	4	4	3	5	2	3	12
5	9	6	5	4	6	2	4	16
6	12	7	6	5	7	3	5	20
7	13	9	7	6	9	3	6	23
8	15	10	8	7	11	4	7	26
10	20	14	11	9	14	5	9	36
12	25	17	14	11	17	6	11	44
14	30	21	17	13	21	7	13	53
16	36	24	20	16	25	9	15	62
18	41	28	23	18	28	10	18	71
20	46	32	26	20	32	11	20	80
24	57	40	32			13	24	92
30	74	51	41			17	31	126
36	93	64	52			22	39	159
40	105	72	59					
48	130	89	73					

Para codos de 60° multiplicar el valor de 90° por 0.67

Para codos de 45° multiplicar el valor de 90° por 0.5

Para codos de 30° multiplicar el valor de 90° por 0.33

CAPITULO II
DISEÑO DE CAMPANAS

2.1.- FUNCION PRIMARIA DE LAS CAMPANAS.

Como fue mencionado anteriormente, la campana es el primer elemento del sistema de ventilación. Su función es la de crear un campo de flujo de aire tal, que capture efectivamente el contaminante y lo transporte al interior del sistema a través de ella.

Las campanas suelen ser divididas en dos grandes grupos: Campanas cerradas y campanas exteriores.

Las primeras son aquellas que confinan completa o parcialmente el proceso o la fuente de generación del contaminante. Dentro de este tipo de campanas se encuentran las de una caseta de pintura o las campanas de laboratorio.

Las campanas exteriores son aquellas que se localizan adyacentes a la fuente de emisión sin encerrarla. Ejemplos de ellas son las localizadas sobre algún tanque o mesa de soldadura.

2.2.- NOMENCLATURA.

Dentro del diseño de campanas de extracción, es importante considerar los diversos términos que se utilizan para definir cada una de las variables que la caracterizan. En primer lugar se definirán las diversas partes que integran una campana.

Entrada:

La entrada de la campana es toda el área transversal a través de la cual se manifiesta la succión del aire hacia su interior. Esta área puede estar seccionada por la presencia de ranuras o mamparas. La parte inmediata a la entrada de la campana es el plenum.

Plenum:

Esta parte corresponde al espacio interior donde se reúnen todas las líneas de flujo de entrada del aire. El final del plenum representa el inicio del ducto. Ya sea cuadrado o circular, el ducto es de menor diámetro que el plenum y por lo tanto en este punto la velocidad del aire aumenta sensiblemente.

En todas las partes descritas, la velocidad sufre cambios, por lo cual es importante definir también varias "velocidades":

Velocidad de captura:

Es la velocidad del aire en cualquier punto localizado enfrente de la campana. Esta velocidad es necesaria para vencer las corrientes opuestas de aire y para capturar el aire contaminado en este punto causando su flujo hacia el interior de la campana.

Velocidad frontal:

Es la velocidad del aire justo en la entrada de la campana.

Velocidad de ranura:

Velocidad del aire a través de las ranuras de la campana (cuando esta las posee).

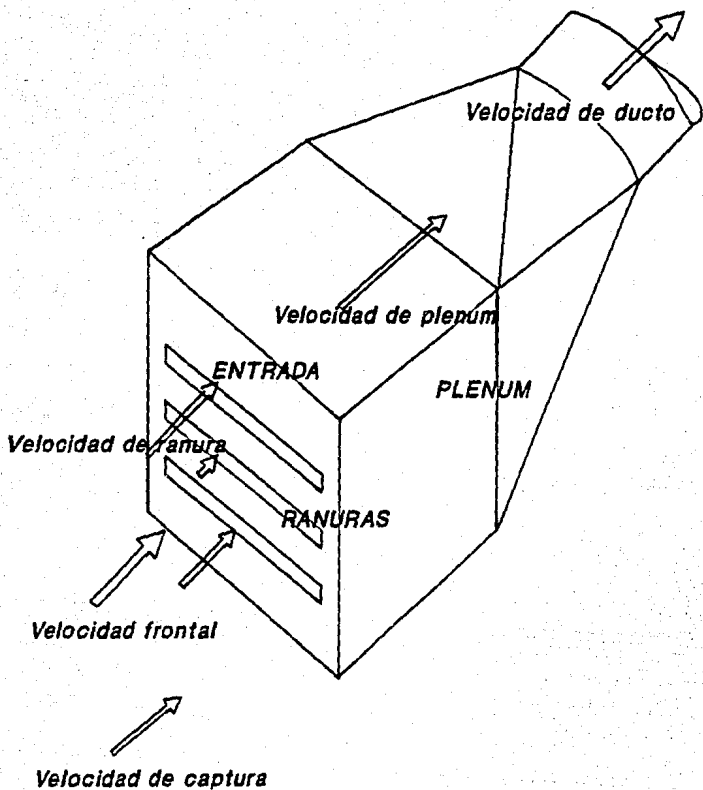
Velocidad de plenum:

Es la velocidad en el plenum de la campana. Para campanas ranuradas, la velocidad máxima en el plenum debe ser la mitad de la velocidad de ranura o menos.

Velocidad de ducto:

Velocidad del aire a través de la sección transversal del ducto. Cuando el aire contiene partículas, la velocidad de ducto debe ser la mínima requerida para poner en movimiento las partículas dentro de la corriente de aire.

La figura siguiente muestra gráficamente las partes de la campana y cada una de las velocidades arriba definidas:



NOMENCLATURA DE CAMPANAS

Es importante señalar que, al llevar a cabo el diseño de un sistema de extracción, si el gas, vapor o partícula fina que se emite no posee una velocidad de emisión significativa, la orientación de la campana no es crítica. Por el contrario, si el contaminante es generado a cierta velocidad, la campana debe de estar orientada en la ruta de la emisión, siempre y cuando esto no se interponga con el sentido de la respiración del trabajador.

2.3.- DISEÑO DE CAMPANAS.

El diseño y selección de la campana más apropiada para la captura de un contaminante dado, requiere de un conocimiento previo de aquellos factores que afectan esta captura.

La captura y control de los contaminantes por medio de una campana requiere de un flujo de inducción ocasionado por un ventilador.

Este flujo de aire que se manifiesta en la entrada de la campana, debe ser suficiente para mantener el control del contaminante hasta que este alcance, en primer término, el interior de la campana y posteriormente el ducto que lo conducirá al resto del sistema.

Las corrientes externas de aire influyen de manera importante en la creación del flujo de aire inducido. La manera más simple de eliminar estos efectos es por medio de incrementos en el flujo de aire succionado.

Las principales fuentes que pueden originar corrientes externas son:

- Corrientes ocasionadas por gradientes de temperatura en la zona, debidos a procesos que involucran generación de calor.
- Movimientos en máquinas, por ejemplo el movimiento de una banda transportadora.
- Movimiento de materiales. Esto se refiere a operaciones dentro del local como el llenado o vaciado constante de tanques.
- Corrientes naturales de aire (cuando estas son iguales o mayores a los 50 pies por minuto).
- Movimientos del operador.
- Cambios continuos en la temperatura del equipo.

Otros aspectos como la naturaleza del contaminante, la velocidad de generación de este y las condiciones de dispersión, afectan también el flujo de inducción.

Es por esto que se debe determinar, como primer punto para el diseño de una campana, la velocidad de captura. La velocidad de captura es la velocidad mínima de inducción, necesaria para capturar y llevar al interior de la campana el aire conteniendo al contaminante.

Como se señaló anteriormente, la velocidad de captura depende de la naturaleza y las condiciones de dispersión del contaminante. En la página siguiente se muestra una tabla con la velocidades promedio de captura recomendadas.

2.4.- DETERMINACION DEL FLUJO DE AIRE EN CAMPANAS.

A partir de consideraciones matemáticas, complementadas con datos experimentales, se ha desarrollado toda la teoría del flujo de aire en campanas. Es así como se ha llegado a establecer una ecuación general para la determinación del flujo de aire en campanas circulares y rectangulares. Esta ecuación involucra varios términos como la velocidad de captura, la distancia a la que se encuentra la campana de la fuente contaminante y el área de la entrada de la campana:

$$Q = V(10x^2 + A)$$

Donde: Q = Flujo de aire en ft³/ min.
V = Velocidad de captura en ft/min.
x = Distancia entre la fuente contaminante y la entrada de la campana en ft.
A = Área de la entrada de la campana en ft².

Como se observa el flujo de aire depende directamente de la distancia x. De manera que si se aumenta al doble la distancia x, el flujo de aire se incrementaría cuatro veces, y esto se traduce en aumentos en los costos de energía. Por lo tanto la campana se debe localizar lo más cerca posible de la fuente del contaminante.

La ecuación anterior es una ecuación general, sin embargo se han desarrollado ecuaciones para casos y tipos diferentes de campanas. Estas ecuaciones varían de acuerdo a la configuración de la campana, la posición en la que sea colocada y los aditamentos especiales con los que cuenta.

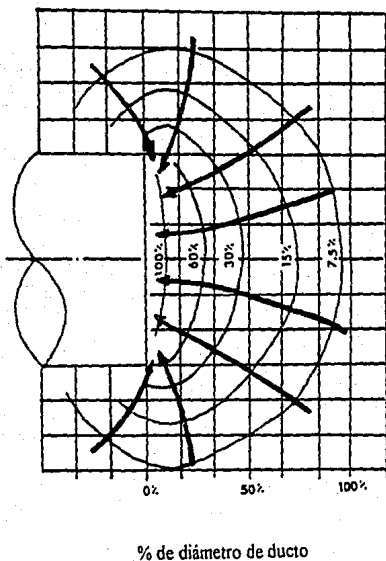
Al final del capítulo se encuentra una tabla con los principales diseños de campanas y sus respectivas ecuaciones. Cada una de ellas se acompaña de algunas consideraciones necesarias a tomar en cuenta en su uso, como lo es el uso de mamparas y pestañas, lo cual será discutido en el siguiente punto.

VELOCIDADES PROMEDIO DE CAPTURA

PROCESO	TIPO DE CAMPANA	VELOCIDAD PROMEDIO (fpm)
Laboratorio Químico	Campana cerrada con puerta corrediza	50-70
	Caseta con frente descubierto	70-90
	Campana de succión inferior	90-125
Desengrase	Canopy	125
	Campana ranurada para recipientes de hasta 3 ft de ancho	1500 - 2000, en ranuras de 2 pulgadas
Molienda y pulido	Campana de succión inferior	200
Electro-recubrimiento	Canopy para recipientes de hasta 2 ft de ancho	125
	Canopy para recipientes mayores a 2 ft de ancho	150
	Campana ranurada para recipientes de hasta 2 ft de ancho	2000 en ranuras de 2 pulgadas
Soldadura eléctrica	Caseta con frente descubierto	100
Fundición shake-out	Campana de succión inferior	400 para moldes calientes 250 para moldes fríos
	Caseta con frente descubierto	150
Elevadores de granos	Casetas	500
Baños metálicos	Canopy	200
	Ranurada	200-250 por pie ² de superficie del recipiente
	Pulse jet	Inyección= 50-75/ft ² de superficie del recipiente; Succión= 200-250/ft ² de superficie del recipiente.

2.5.- EFECTO CAUSADO POR PESTAÑAS Y MAMPARAS.

Se han desarrollado experimentalmente las líneas de contorno en la succión de la campana. Estas corresponden a líneas en donde la velocidad del aire succionado es la misma. Cada línea de isovelocidad esta membretada con un valor en porcentaje relativo a la velocidad de captura. El diagrama muestra también la distancia a la que estas líneas de isovelocidad existen, utilizando un eje coordenado en base al % del diámetro del ducto.



LINEAS DE CONTORNO PARA CAMPANA SIMPLE

La figura anterior, que corresponde a una succión simple que consiste únicamente en la parte inicial de un ducto, muestra que en la boca de la campana la velocidad de captura es del 100%, sin embargo a medida que nos alejamos de la entrada de la campana, la velocidad de captura disminuye fuertemente hasta encontrar que a una distancia cercana al 100% del diámetro del ducto, la velocidad de captura es menor al 7.5% del valor en la boca del ducto.

Las líneas representadas por flechas muestran las líneas de contorno que son perpendiculares a las de corriente. Estas líneas representan la dirección que toma el aire succionado por la campana.

En esta figura, se observa que las líneas de corriente provienen de muchos puntos alrededor de la campana, esto afecta la eficiencia en la captación del aire contaminado ya que la campana no solo capta el aire localizado en frente de ella, que es el aire contaminado, sino que logra introducir en la campana aire de los alrededores.

Una pestaña es una superficie paralela a la parte frontal de la campana, en el exterior de la campana. Colocada de esta manera proporciona una barrera al flujo de aire que no se requiere dentro de la campana, la mampara es una superficie que se coloca en el interior de la campana perpendicular a la velocidad frontal y que reduce el área de succión.

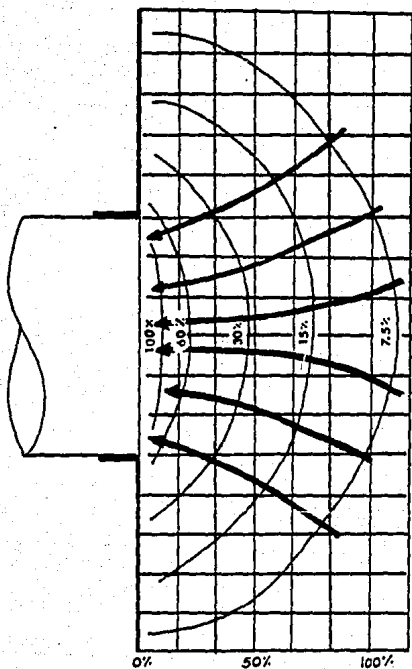
En la página siguiente se muestra una figura que representa el efecto en las líneas de contorno y de corriente por la colocación de una pestaña en el ducto que succiona, señalado anteriormente.

Se aprecia claramente los efectos causados por la colocación de esta pestaña:

- Las líneas de contorno extienden su alcance enfrente de la campana; a una distancia de 100% el diámetro del ducto la velocidad de captura se conserva en aproximadamente el 9%.

- Por otro lado las líneas de corriente ahora se encuentran más concentradas, de manera que el aire succionado es únicamente el que se localiza enfrente de la campana. Estas mejoras se traducen en una disminución del gasto requerido para alcanzar una velocidad de captura dada y por lo tanto también una disminución en la potencia requerida en el ventilador.

En la práctica una pestaña llega a reducir el gasto requerido en un 25%. El ancho de la pestaña se toma como un valor mayor o igual a la raíz cuadrada del área de la boca campana.



% del diámetro de ducto

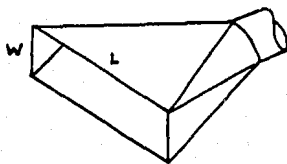
LINEAS DE CONTORNO PARA CAMPANA CON PESTAÑA

Se puede observar, en las ecuaciones para cada campana, la variación entre aquellas que poseen pestaña y las que no.

La colocación de mamparas tiene un efecto similar al de las pestañas. Su beneficio principal consiste en reducir el área de la entrada de la campana, de manera que la velocidad aumenta y el gasto disminuye.

2.6.- CAMPANAS RANURADAS.

Con este nombre se designan aquellas campanas cuya relación entre ancho (W) y largo (L): W/L , tiene un valor de 0.2 o menor.



El flujo de aire se uniforma en este tipo de campanas ya que se logra obtener una adecuada velocidad de captura sobre una fuente de contaminante. Su uso principal está en la captación de vapores emitidos por tanques y polvos en procesos de raspado o pulido.

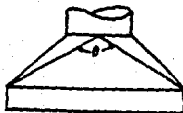
La campana puede consistir en una sola ranura, es decir una campana cuya entrada no rebase la relación de $W/L = 0.2$, o en varias ranuras distribuidas sobre la entrada de la campana. Es importante señalar que el uso de ranuras no contribuye en aumentar la velocidad de captura; es común pensar que una alta velocidad de ranura incrementa en gran medida la velocidad de captura, sin embargo si observamos las ecuaciones para este tipo de campanas, nos daremos cuenta de que la velocidad de captura solamente se relaciona con la longitud de la ranura, no con su velocidad. De manera que la colocación de ranuras trae únicamente la ventaja de mejorar la distribución del aire que se introduce a la campana.

2.7.- CAMPANAS RECTANGULARES Y CIRCULARES.

El diseño seleccionado para la construcción de una campana tiene muchas veces que ver con la disponibilidad de espacio. Así pues aunque las campanas circulares tengan el mismo efecto que las rectangulares, estas últimas se han utilizado más ampliamente por el menor espacio que ocupan.

Sea cual sea la geometría de la campana, el plenum deber cumplir con la condición de que su longitud, en el sentido de la dirección del flujo, sea lo más grande posible.

Para lograr una buena distribución del flujo de aire en el final de la campana y el inicio del ducto, el cono o pirámide que forma el plenum debe poseer un ángulo entre 60 y 90.



$$60^\circ < \theta < 90^\circ$$

2.8.- PERDIDAS POR FRICCIÓN EN LA CAMPANA.

Como fue ilustrado anteriormente, las líneas de corriente en una campana provienen de todo el volumen de aire que se encuentra enfrente de la campana. Aun con el uso de diseños especiales que utilicen pestañas, el aire que logra ser introducido a la campana no proviene solamente del frente de la campana. Esto ocasiona que al ingreso del aire en el interior de la campana se forme una vena contracta. En esta vena la presión estática del aire se transforma en presión dinámica debido a la aceleración que sufre; una vez que el aire pasa la vena contracta, llena de nuevo toda el volumen del ducto y de nuevo la presión dinámica se convierte en estática.

Estos cambios bruscos de presión originan pérdidas de presión en la entrada de la campana. Mientras más pronunciada sea la vena contracta mayores pérdidas en presión existirán.

Para calcular la pérdida en la entrada de la campana (h_e), basta con observar en la tabla correspondiente el valor del factor de pérdida de campana (F_h) y multiplicarlo por la presión dinámica de ducto (VP_d), el resultado estará dado en pulgadas de columna de agua ("H₂O).

$$h_e = F_h \cdot VP_d$$

Donde: h_e = Pérdidas en la entrada de la campana en "H₂O.
 F_h = Factor de pérdidas de campana (ver Tabla)
 VP_d = Presión dinámica en el ducto en "H₂O, calculada a partir de la velocidad de ducto.

En una campana simple la presión estática en la campana es igual a las pérdidas en la entrada de la campana:

$$SPh = h_e$$

Una campana simple se considera aquella que solo posee un punto de pérdida de energía. Este punto es la entrada de la campana. Si la campana posee dos o más puntos de pérdida de energía se considera como una campana compuesta. Campanas compuestas son, por ejemplo, aquellas que poseen ranuras o varias aberturas como las que son utilizadas en tanques de desengrase, baños metálicos, etc.

Para las campanas compuestas la presión estática en la campana es igual a:

$$SPh = h_{rn} + h_e$$

Donde: SPh = Presión estática en la campana en "H₂O
 h_{rn} = Pérdidas en la campana por ranuras
 h_e = Pérdidas en la campana por entrada

Las pérdidas en la campana, ocasionadas por la ranura, son iguales a la presión dinámica en la ranura multiplicado por el factor de pérdida en ranura (F_{rn}):

$$h_{rn} = VP_m \cdot F_{rn}$$

De manera que la ecuación para la presión estática en una campana compuesta es:

$$SPh = (VPm * Fm) + (Fh * VPd)$$

2.9.- VELOCIDAD DE DUCTO MÍNIMA RECOMENDADA.

En varias de las ecuaciones anteriores se ha involucrado el uso de la presión dinámica en el ducto (VPd), esta presión es la que se mide en el ducto inmediatamente corriente abajo del plenum de la campana.

Las velocidades mínimas recomendadas parten de resultados experimentales y han sido incrementadas con el fin de proteger los ductos de taponamientos, abolladuras, fugas, corrosión y/o erosión en los álabes del ventilador.

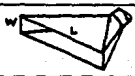




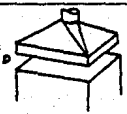


En la página siguiente se muestran las diferentes velocidades de ducto mínimas recomendadas para diferentes casos.

Para la selección de la velocidad mínima se debe tener muy en cuenta el tipo de contaminante generado.

VELOCIDADES MÍNIMAS DE DUCTO

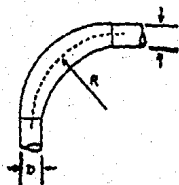
Tipo de Contaminante	Ejemplos	Velocidad de diseño (fpm)
Vapores y gases	Todos los vapores y gases	1000-2000
Humos	Soldadura	2000-2500
Polvos ligeros muy finos	Fibras de algodón, aserrín, etc.	2500-3000
Polvos secos	Polvo de hule, virutas, polvo de jabón	3000-4000
Polvo industrial	Polvo de molinos, polvo del tostado de café, arcilla, polvos de fundición, asbesto	3500-4000
Polvos gruesos	Aserrín (pesado y húmedo), polvo del pulido con arena, polvo del barrenado de acero, etc.	4000-4500
Polvos pesados y húmedos	Escoria de plomo, cemento húmedo.	4500 y mayores

ECUACIONES DE FLUJO PARA LOS PRINCIPALES TIPOS DE CAMPANAS

ESQUEMA	TIPO DE CAMPANA	RELACION W/L	ECUACION PARTICULAR
	RANURADA	MENOR O IGUAL A 0.2	$Q = 3.7 LVX$
	RANURADA CON PESTAÑA	MENOR O IGUAL A 0.2	$Q = 2.6 LVX$
	ABIERTA	IGUAL O MAYOR A 0.2	$Q = V (10x^2 + A)$
	ABIERTA CON PESTAÑA	IGUAL O MAYOR A 0.2	$Q = 0.75V (10x^2 + A)$
	CASETA	TAL QUE PERMITA TRABAJAR	$Q = VA = VWH$
	CANOPY	TAL QUE PERMITA TRABAJAR	$Q = 1.4PVD$ P = PERIMETRO D = ALTURA SOBRE LA SUP. DE TRABAJO
	ABIERTA MULTIRANURADA (2 O MAS RANURAS)	IGUAL O MAYOR A 0.2	$Q = V (10x^2 + A)$
	ABIERTA MULTIRANURADA CON PESTAÑA (2 O MAS RANURAS)	IGUAL O MAYOR A 0.2	$Q = 0.75V (10x^2 + A)$

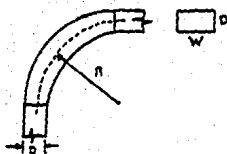
Q = FLUJO VOLUMETRICO
V = VELOCIDAD DE CAPTURA
A = AREA DE LA BOCA DE LA CAMPANA
x = DISTANCIA A LA FUENTE CONTAMINANTE

CODOS DE DUCTOS CIRCULARES



R/D	Factor de pérdida
2.75	0.26
2.50	0.22
2.25	0.26
2.00	0.27
1.75	0.32
1.50	0.39
1.25	0.55

CODOS DE DUCTOS CUADRADOS Y RECTANGULARES



R/D	Relación W/D					
	0.25	0.5	1.0	2.0	3.0	4.0
0.0	1.50	1.32	1.15	1.04	0.92	0.85
0.5	1.36	1.21	1.05	0.95	0.84	0.79
1.0	0.45	0.28	0.21	0.21	0.20	0.19
1.5	0.28	0.18	0.13	0.13	0.12	0.12
2.0	0.24	0.15	0.11	0.11	0.10	0.10
3.0	0.24	0.15	0.11	0.11	0.10	0.10

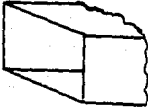
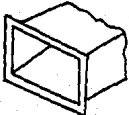
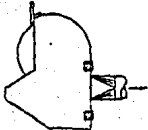
TABLA DE DIAMETROS COMERCIALES

DIAMETRO		A R E A			
inch.	cm.	inch. ²	ft. ²	cm ²	m ²
1	2.54	0.785	0.0055	5.067	0.00051
1.5	3.81	1.767	0.0123	11.401	0.00114
2	5.08	3.142	0.0218	20.268	0.00203
2.5	6.35	4.909	0.0341	31.669	0.00317
3	7.62	7.069	0.0491	45.604	0.00456
3.5	8.89	9.621	0.0668	62.072	0.00621
4	10.16	12.566	0.0873	81.073	0.00811
4.5	11.43	15.904	0.1104	102.608	0.01026
5	12.70	19.635	0.1364	126.677	0.01267
5.5	13.97	23.758	0.1650	153.279	0.01533
6	15.24	28.274	0.1963	182.415	0.01824
6.5	16.51	33.183	0.2304	214.084	0.02141
7	17.78	38.484	0.2673	248.286	0.02483
7.5	19.05	44.179	0.3068	285.023	0.02850
8	20.32	50.265	0.3491	324.293	0.03243
8.5	21.59	56.745	0.3941	366.096	0.03661
9	22.86	63.617	0.4418	410.433	0.04104
9.5	24.13	70.882	0.4922	457.303	0.04573
10	25.40	78.540	0.5454	506.707	0.05067
10.5	26.67	86.590	0.6013	558.645	0.05586
11	27.94	95.033	0.6600	613.116	0.06131
11.5	29.21	103.869	0.7213	670.120	0.06701
12	30.48	113.097	0.7854	729.658	0.07297
12.5	31.75	122.718	0.8522	791.730	0.07917
13	33.02	132.732	0.9218	856.335	0.08563
13.5	34.29	143.139	0.9940	923.474	0.09235
14	35.56	153.938	1.0690	993.146	0.09931
14.5	36.83	165.130	1.1467	1065.352	0.10654
15	38.10	176.714	1.2272	140.091	0.11401
15.5	39.37	188.692	1.3104	1217.364	0.12174

TABLA DE DIAMETROS COMERCIALES (Cont.)

DIAMETRO		A R E A			
inch.	cm.	Inch. ²	ft. ²	cm ²	m ²
16	40.64	201.062	1.3963	1297.170	0.12972
16.5	41.91	213.824	1.4849	1379.510	0.13795
17	43.18	226.980	1.5762	1464.383	0.14644
17.5	44.45	240.528	1.6703	1551.790	0.15518
18	45.72	254.469	1.7671	1641.731	0.16417
18.5	46.99	268.802	1.8667	1734.205	0.17342
19	48.26	283.528	1.9689	1829.212	0.18292
19.5	49.53	298.647	2.0739	1926.754	0.19268
20	50.80	314.159	2.1817	2026.828	0.20268
20.5	52.07	330.063	2.2921	2129.436	0.21294
21	53.34	346.360	2.4053	2234.578	0.22346
21.5	54.61	363.050	2.5212	2342.253	0.23423
22	55.88	380.132	2.6398	2452.462	0.24525
22.5	57.15	397.607	2.7612	2565.204	0.25652
23	58.42	415.475	2.8852	2680.480	0.26805
23.5	59.69	433.736	3.0121	2798.290	0.27983
24	60.96	452.389	3.1416	2918.633	0.29186
24.5	62.23	471.435	3.2739	3041.509	0.30415
25	63.50	490.873	3.4088	3166.919	0.31669
25.5	64.77	510.705	3.5466	3294.863	0.32949
26	66.04	530.929	3.6870	3425.340	0.34253
26.5	67.31	551.545	3.8302	3558.350	0.35584
27	68.58	572.555	3.9761	3693.894	0.36939
27.5	69.85	593.957	4.1247	3831.972	0.38320
28	71.12	615.752	4.2761	3972.583	0.39726
28.5	72.39	637.939	4.4301	4115.728	0.41157
29	73.66	660.519	4.5869	4261.406	0.42614
29.5	74.93	683.492	4.7465	4409.618	0.44096
30	76.20	706.858	4.9087	4560.363	0.45604
30.5	77.47	730.616	5.0737	4713.642	0.47136

FACTORES PARA PERDIDA DE PRESION EN CAMPANAS

ESQUEMA	TIPO	FACTOR DE PERDIDA
	COMPLETAMENTE ABIERTA	0.93
	ABIERTA CON PESTAÑAS	0.49
	CAMPANA PARA ESMERIL	0.65

CAMPANAS PIRAMIDALES



ANGULO EN EL PLENUM	CIRCULARES	RECTANGULARES
15°	0.15 VP	0.25 VP
30°	0.06 VP	0.16 VP
45°	0.06 VP	0.15 VP
60°	0.08 VP	0.17 VP
90°	0.15 VP	0.25 VP
120°	0.25 VP	0.35 VP
150°	0.40 VP	0.48 VP

CAPITULO III
DISEÑO DE SISTEMAS

3.1.- CONSIDERACIONES GENERALES PARA EL DISEÑO DE SISTEMAS.

Una vez expuestos los principios para el diseño y selección de campanas, el punto siguiente a considerar es el del planteamiento del sistema de ductos que conducirán al aire contaminado hasta el equipo lavador.

En base a los parámetros de velocidades de captura y de ducto, con el gasto obtenido se calcularán los diámetros de los ductos.

Como resultado de estos cálculos se obtendrán los diversos planos que muestren claramente la distribución del sistema dentro de la nave.

En todo momento el ingeniero encargado del diseño debe considerar la posición que guarda actualmente el equipo dentro de la nave industrial, así como los desplazamientos de materiales y los movimientos del personal en el espacio de trabajo. Otros puntos importantes a considerar son los materiales de construcción de muros y paredes que encierran la nave así como el tipo de estructura que soporta el techo. Por lo tanto, para lograr un diseño eficiente, es necesario que se cuente con planos bien dimensionados de toda la nave.

3.2.- METODOLOGÍA DE DISEÑO.

Todo trabajo de diseño requiere de un método para llevarlo a cabo. La secuencia lógica de pasos a seguir tiene como objetivo minimizar la cantidad de tiempo requerida para mejorar los resultados. La metodología para el diseño de los sistemas de ventilación parte de lo particular hacia lo general. Esto quiere decir que el sistema se considerara formado por diversas partes, las cuales serán calculadas independientemente. En cada una de ellas se harán las consideraciones pertinentes para la selección de campana, velocidades de captura y de ducto, etc. Cada una de estas partes, una vez calculada, se irá adicionando al sistema, con el fin de obtener un conjunto de sistemas simples que se unen para formar toda la red de campanas y ductos.

La metodología para el cálculo de cada sistema simple, es decir cada caso a resolver, contempla los siguientes puntos:

1.- Selección de campana:

Se debe escoger, de entre todas las opciones, la campana que satisfaga la operación de control. Se deben considerar las limitaciones de espacio para el tamaño y posición de la campana, el tipo de operación que se lleva a cabo, el tipo de contaminante a controlar, etc. Es importante contar con las dimensiones del espacio disponible de manera que permita seleccionar el mejor diseño de campana.

2.- Selección de la velocidad de captura:

Una vez reconocido el tipo de contaminante generado, las condiciones de generación del mismo y las condiciones de espacio, con la ayuda de la tabla correspondiente, se selecciona la velocidad de captura para el caso específico que se está tratando.

3.- Cálculo del gasto:

La campana seleccionada tiene su ecuación particular para el cálculo del gasto. Dependiendo de cada campana, su ecuación particular requiere de diversos valores que es necesario conocer como: la distancia de la campana a la fuente de generación del contaminante, las dimensiones de la fuente generadora del contaminante (longitud, ancho, diámetro, etc). Una vez conocidos estos valores se calcula el gasto.

4.- Cálculo del diámetro de ducto:

Antes de llevar a cabo el cálculo del diámetro del ducto es necesario seleccionar la velocidad mínima recomendada de ducto, la selección se hace en base al tipo de contaminante y con la ayuda de la tabla correspondiente. Con este valor de velocidad mínima de ducto y con el gasto calculado en el punto 3 se obtiene el área necesaria de acuerdo con la ecuación de continuidad: $Q = V * A$. Con este valor del área (A), se busca en las tablas correspondientes el diámetro de tubería comercial, tal que proporcione el valor de A más cercano al resultado calculado.

5.- Cálculo de intersecciones:

Una vez calculado el gasto y el diámetro del ducto de cada campana es necesario calcular entonces las intersecciones con otros ductos y las intersecciones con el ducto principal que conducirá el total del gasto hasta el equipo lavador.

La intersección de dos ductos requiere del cálculo del diámetro del ducto que resulta de la unión de ambos ductos. El principio en el que se basa esto es el de la conservación de la velocidad de ducto. Para evitar cambios bruscos en la velocidad de ducto, que puedan repercutir en turbulencias, ruido, vibraciones, etc., es necesario calcular un diámetro tal, que permita una velocidad resultante que se encuentre entre las velocidades de los ductos que se unen por la intersección. Para obtener esta velocidad y por lo tanto el diámetro del nuevo ducto, es necesario aplicar la ecuación siguiente (para aire con densidad = 0.075 lb/ft³) que nos proporciona la presión dinámica resultante de la unión de dos ductos :

$$VP_r = \frac{(Q_1 + Q_2)}{4005(A_1 + A_2)^2}$$

Donde: VPr = Presión dinámica resultante, "H₂O

Q1 y Q2 = Gastos volumétricos de los ductos que se unen, cfm.

A1 y A2 = Areas de los ductos que se unen, ft.

Una vez obtenido el valor de VPr se procede a calcular la velocidad resultante (Vr) con:

$$Vr = 4005(VPr)^2$$

Con el valor de Vr se calcula el área del ducto resultante utilizando la ecuación de continuidad y con este valor calculado de área se busca en tablas el diámetro comercial más cercano a esta valor calculado, tal y como se describió anteriormente.

6.- Determinación de la longitud de ducto:

Con la ayuda del plano de distribución, en el cual han sido trazados también los demás sistemas simples, se determina el trayecto del ducto hasta la intersección con los demás sistemas o con el ducto principal. Se elabora un diagrama isométrico donde se señalan las longitudes de los tramos rectos de ducto así como los accesorios (codos, intercepciones, etc).

7.- Cálculo de las pérdidas de presión:

El cálculo de las pérdidas de presión se lleva a cabo por el método seleccionado: longitud equivalente o presión dinámica. En este trabajo se ha seleccionado el uso del método de la presión dinámica.

Este método, como se expuso anteriormente, utiliza factores ya establecidos para el caso de campanas o accesorios, en el caso de tramos rectos se utiliza la ecuación o la gráfica correspondiente .

Lo más importante de calcular en un sistema de ventilación son las pérdidas de presión causadas por el flujo del aire en el sistema. Estas pérdidas en la presión estática junto con la cantidad de aire que manejar el sistema son indispensables para la selección del ventilador que ocasiona el movimiento del aire a través del sistema. Es por esto que el cálculo correcto de las pérdidas a lo largo del sistema dan como resultado una correcta selección del ventilador y por lo tanto un sistema eficiente para la captación del contaminante.

El método de la presión dinámica (VP) no es el único método para calcular las pérdidas o caídas de presión en el sistema , sin embargo presenta algunas importantes ventajas sobre otros métodos ya que:

- Toma en cuenta todas las pérdidas de presión incluyendo las de la entrada a la campana,
- Utiliza factores ya establecidos, lo que lo hace más rápido su cálculo y,
- Ofrece la ventaja de poder recalcular rápidamente los diámetros de los ductos, si esto es necesario.

El método de la velocidad dinámica utiliza factores ya establecidos para cada tipo de campana y para cada accesorio. Para el caso de tramos rectos de tubería se utiliza la ecuación desarrollada o su correspondiente gráfica que proporciona los valores del factor H_f para la caída de presión por pie lineal de ducto recto.

Esta figura consta de una serie de líneas sobre un sistema coordinado en cuya abscisa se encuentra el flujo volumétrico en pies cúbicos por minuto y en la ordenada el factor de fricción por pie lineal de ducto recto. Este valor debe multiplicarse por la cantidad de pies lineales de ducto para obtener el factor total por todo el tramo recto. Estas pérdidas se suman a las pérdidas por accesorios y el resultado se multiplica por la presión dinámica para obtener las pérdidas totales a lo largo de todo el tramo de ducto.

En esta gráfica se muestra una serie de líneas con pendiente negativa que representan diferentes velocidades, expresadas en pies por minuto y otra serie de líneas con una pendiente mayor que representan diversos diámetros de ducto en pulgadas.

De manera que si se conoce el flujo volumétrico y la velocidad en el ducto, o el flujo volumétrico y el diámetro del ducto, se podrá obtener el factor H_f de pérdidas por fricción en el tramo recto de ducto por cada pie lineal.

Todas las líneas contenidas en estas figuras proceden de la ecuación:

$$H_f = 0.0307 \left(\frac{Vd^{0.533}}{Q^{0.612}} \right) = \left(\frac{0.4937}{Q^{0.079} \cdot D^{1.066}} \right) \quad H_f = 0.0307 \left(\frac{Vd^{0.533}}{Q^{0.612}} \right) = \left(\frac{0.4937}{Q^{0.079} \cdot D^{1.066}} \right)$$

En este trabajo se prefirió utilizar esta ecuación en lugar de la gráfica para eliminar los errores de lectura.

Las pérdidas ocasionadas por los accesorios (codos, intercepciones, etc.) se calculan utilizando las tablas que contienen los factores correspondientes. Estos factores varían en función de las dimensiones de estos accesorios. El factor debe multiplicarse por el número de accesorios de ese mismo tipo y posteriormente por la presión dinámica en ese punto.

Solo resta por calcular las pérdidas ocasionadas por el equipo lavador. Este valor se puede obtener directamente del fabricante o puede estimarse en algunos casos con la ayuda de ecuaciones u obtenerse de valores ya establecidos como se ver en el siguiente capítulo.

3.3.- CORRECCIONES POR TEMPERATURA , ALTITUD Y HUMEDAD.

Es común encontrar casos en los que el contaminante a captar se encuentra en una atmósfera con un grado alto de humedad , a una temperatura diferente de la temperatura ambiente y a una altura muy diferente a la del nivel del mar.

Otra situación que afecta el contenido de humedad (y por lo tanto la densidad) del aire contaminado dentro del sistema, es el uso de los lavadores húmedos. Debido al uso que hacen estos equipos de agua para lavar la corriente gaseosa, lógicamente añaden humedad a la corriente de aire que pasa por ellos. Todas estas condiciones deben de tomarse en cuenta al diseñar un sistema de ventilación ya que ignorarlas nos conduciría a resultados erróneos en cuanto al volumen que ingresa al ventilador y por lo tanto a la selección del más adecuado.

Para conocer correctamente las condiciones a las que se encuentra el aire contaminado que deseamos conducir es necesario el uso de una carta psicrométrica.

Esta carta consiste en una gráfica en la cual se encuentran plasmados una gran cantidad de datos que determinan las condiciones del aire húmedo a unas condiciones dadas. Para utilizarla es necesario contar por lo menos con un par de las variables que en ella se grafican. Los datos que contienen las cartas psicrométricas son:

Temperatura de bulbo seco:

Es la temperatura que se mide con cualquier termómetro convencional.

Temperatura de bulbo húmedo:

Es la temperatura a la cual el agua, en estado líquido o sólido, se evapora en el aire tal que llegue a saturarlo adiabáticamente.

Punto de rocío:

Es la temperatura a la cual una mezcla aire-vapor se satura con vapor de agua de manera que cualquier disminución en la temperatura de bulbo seco provoca la condensación del vapor en pequeñas gotitas.

Porcentaje de saturación o humedad relativa:

Es la masa de humedad en el aire expresada como porcentaje.

Factor de densidad:

Es una cantidad adimensional que representa el cociente entre la densidad de la mezcla aire-vapor a las condiciones presentes y la densidad del aire a condiciones estándar (0.075 lb/ft^3).

Contenido de humedad:

Es el peso del vapor de agua o la cantidad de agua que ha sido evaporada en el aire. Se expresa en libras de vapor de agua por libra de aire seco.

Entalpía:

Es el calor total que resulta de la suma de:

- El calor requerido para incrementar la temperatura de una libra de aire desde 0°F hasta la temperatura de bulbo seco.

- El calor requerido para incrementar la temperatura del agua contenida en la libra de aire desde 32°F hasta el punto de rocío.

El calor latente de vaporización.

El calor requerido para sobrecalentar el vapor en una libra de aire desde el punto de rocío hasta la temperatura de bulbo seco.

Volumen húmedo:

Es el volumen ocupado por la mezcla aire-vapor por libra de aire seco.

Cuando el aire captado posee cierto grado de humedad o cuando la humedad contenida en él aumenta por el paso a través de un lavador húmedo, es necesario obtener las

nuevas condiciones del aire ya que así se conocerá el volumen real de aire que será impulsado por el ventilador logrando así una correcta selección del mismo.

Veamos un ejemplo de esto:

Se diseña un sistema para captar los polvos que provienen de una máquina mezcladora. El aire captado contiene un 30 % de humedad y se encuentra a 120°F. El sistema se localiza a una altura de 1640.4 pies sobre el nivel del mar. El sistema consta de campana, ductos, un lavador húmedo, ventilador y ducto de descarga. El gasto volumétrico que capta la campana es de 10,000 scfm con una velocidad mínima de ducto de 3500 fpm, las pérdidas en ella son de 2.0" H₂O; el ducto que une la campana con el lavador mide 30 pies; el lavador húmedo posee una eficiencia de humidificación al aire del 90% y las pérdidas que ocasiona son de 20.0" H₂O; el ducto que une el lavador con el ventilador mide 5 pies; el ducto de salida tiene una longitud de 25 pies. Calcular los diámetros de los ductos, el gasto volumétrico que impulsará el ventilador y la presión estática que debe vencer.

El aire que ingresa a la campana se encuentra a 120 °F y con un porcentaje de humedad del 30% , en la carta psicrométrica leemos los datos:

Temperatura de bulbo seco: 120°F
Temperatura de bulbo húmedo: 88°F
Punto de rocío: 81°F
Volumen Húmedo: 15.1 ft³/lb de aire seco
Entalpía: 53.0 BTU/lb de aire seco

Porcentaje de humedad relativa: 30%
Densidad del aire: 0.066 lb/ft³
Factor de densidad: 0.89
Contenido de humedad: 0.0022 lb de agua/lb de aire seco

A continuación se calcula el flujo másico de aire que entra:

$$Q_m = Q_{nd} \cdot \rho = 10,000 \text{ ft}^3 / \text{min} \cdot 0.066 \text{ lb} / \text{ft}^3 = 660 \text{ lb} / \text{min}$$

Con el volumen húmedo obtenemos el flujo volumétrico real:

$$Q = Q_m \cdot V_h = 660 \text{ lb/min} \cdot 15.1 \text{ ft}^3/\text{lb aire seco} = 9966 \text{ ft}^3/\text{min}$$

Calculamos el área necesaria para transportar el flujo volumétrico a la velocidad de ducto:

$$A = \frac{Q}{V} = 9966 / 3500 = 2.8474 \text{ ft}^2$$

De las tablas para ducto circular seleccionamos un diámetro de 23 pulgadas cuya área es de 2.8852 ft².

Calculamos entonces la velocidad real en ducto:

$$V_{\text{real}} = Q / A = 9966 / 2.8852 = 3454.180 \text{ fpm}$$

Para calcular las pérdidas en el ducto es necesario calcular VP:

$$VP = (V / 4005)^2 = (3454.180 / 4005)^2 = 0.744 \text{ H}_2\text{O}$$

Como las condiciones no son las estándar, tenemos que corregir este valor de VP con el factor de densidad:

$$VP_{\text{real}} = VP * F_d = 0.744 * 0.89 = 0.662 \text{ H}_2\text{O}$$

Ahora calculamos el factor de pérdidas para tramo recto:

$$H_f = 0.0307 (V^{0.533}) / (Q^{0.612}) = 0.00843$$

La longitud de tramo recto de ducto es de 30 pies, por lo tanto las pérdidas totales en el tramo recto son:

$$SP_d = H_f * VP * L = 0.00843 * 0.702 * 30 = 0.167 \text{ H}_2\text{O}$$

Se considera que la humidificación del aire que ingresa al lavador húmedo se lleva a cabo adiabáticamente, es decir sin ganancias ni pérdidas de calor hacia el exterior. Esto quiere decir que la entalpia del sistema se mantiene constante, por lo tanto, en la carta

psicrométrica, el punto que representa este proceso se encuentra sobre la misma línea de entalpía del punto anterior al cruce con la línea de saturación. Por lo tanto la temperatura de saturación adiabática es la temperatura de bulbo húmedo del primer punto.

La eficiencia humidificadora del lavador se define como:

$$\eta = \frac{t_1 - t_o}{t_1 - t_s} \cdot 100$$

donde: t_1 = temperatura de bulbo seco a la entrada
 t_o = temperatura de bulbo seco a la salida
 t_s = temperatura de saturación adiabática

Si la eficiencia humidificadora es del 90%, despejando la temperatura de bulbo seco a la salida:

$$t_o = 120 - (90 (120 - 88) / 100) = 91.2^\circ\text{F}$$

Con este valor podemos situar nuestro segundo punto en la carta psicrométrica:

Temperatura de bulbo seco : 93.2 °F
 Temperatura de bulbo húmedo: 88 °F
 Punto de rocío: 85 °F
 Volumen Húmedo: 14.6 ft³/lb de aire seco
 Entalpía: 53.0 BTU/lb de aire seco
 Porcentaje de humedad relativa: 90%
 Factor de densidad: 0.9548
 Contenido de humedad: 0.027 lb de agua/lb de aire seco

Con el volumen húmedo calculamos ahora el flujo volumétrico que ingresa al lavador húmedo:

$$Q = Q_m \cdot V_h = 660 \text{ lb/hr} \cdot 14.6 \text{ ft}^3/\text{lb de aire seco} = 9636 \text{ cfm}$$

Las pérdidas en el lavador húmedo son de 20" H₂O, la presión estática acumulada hasta el lavador son:

$$SP = SP_{\text{campana}} + SP_{\text{ducto}} + SP_{\text{lavador}} = 2.0 + 0.168 + 20 = 22.168" \text{ H}_2\text{O}$$

La presión atmosférica a la altura de la que hablamos es de 407.28" H₂O, la presión absoluta se define como:

$$P_{abs} = P_{atm} - SP = 407.28 - 22.17 = 385.11 \text{ "H}_2\text{O}$$

Para obtener el flujo volumétrico que sale del lavador húmedo aplicamos la ecuación:

$$P_1 * Q_1 = P_2 * Q_2$$

Donde 1 y 2 representan la entrada y la salida del lavador, respectivamente. Si despejamos Q_2 tenemos:

$$Q_2 = P_1 * Q_1 / P_2 = 407.28 * 9636 / 385.11 = 10190.72 \text{ cfm}$$

Con una ecuación similar obtenemos el factor de densidad en el punto 2 :

$$Fd_2 = P_1 * Fd_1 / P_2 = 407.28 * 0.9548 / 385.11 = 1.009$$

Seguimos el mismo procedimiento expuesto anteriormente para calcular el diámetro del ducto, la velocidad real, la presión dinámica y las pérdidas, los resultados son:

$$\text{Diámetro de ducto} = 24" \quad \text{Área del ducto} = 3.1416 \text{ ft}^2$$

$$V_{real} = 3243.79 \text{ cfm}$$

$$V_{preal} = 0.6559 \text{ "H}_2\text{O}$$

$$SP_d = 0.0264 \text{ "H}_2\text{O}$$

En la descarga del ventilador la presión en el ducto es aproximadamente la misma que la atmosférica, de manera que el flujo volumétrico que pasa por el ducto de descarga es:

$$Q = 9636 \text{ cfm}$$

En el ducto de salida resultan los siguientes datos:

$$\text{Diámetro de ducto} = 23" \quad \text{Área del ducto} = 2.88522 \text{ ft}^2$$

$$V_{\text{real}} = 3339.80 \text{ fpm}$$

$$V_{\text{Preal}} = 0.6954 \text{ " H}_2\text{O}$$

$$SP_d = 0.1469 \text{ " H}_2\text{O}$$

Las pérdidas totales en el sistema hasta la entrada al ventilador son:

$$SP_t = -22.168 + (-0.0264) = -22.194 \text{ " H}_2\text{O}$$

El signo negativo significa que son pérdidas.

La presión estática que ingresa al ventilador es:

$$FSP = SP_{\text{salida}} - SP_{\text{entrada}} - VP_{\text{entrada}}$$

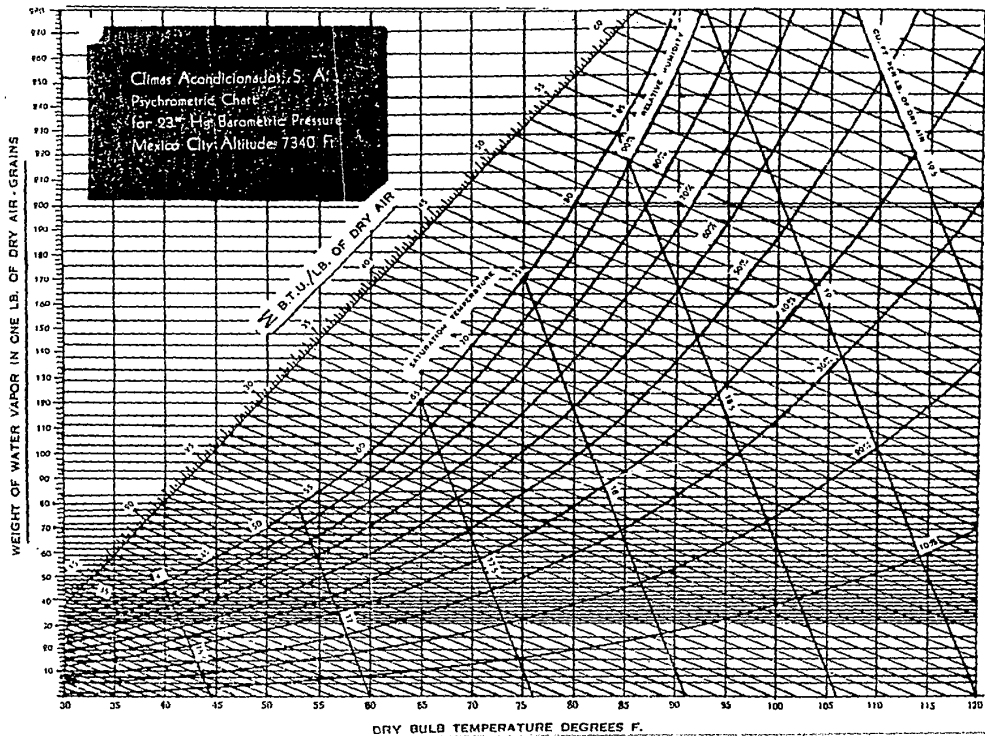
$$FSP = 0.1469 - (-22.194) - 0.6559 = 21.685 \text{ " H}_2\text{O}$$

La presión estática equivalente del ventilador se define como:

$$EqFSP = FSP / F_d \text{ entrada} = 21.685 / 1.009 = 21.492 \text{ " H}_2\text{O}$$

Como se verá en el capítulo de ventiladores, este valor de presión estática es el que se utilizará para seleccionar el ventilador adecuado.

Climas Acondicionados, S. A.
Psychrometric Chart
for 23" Hg Barometric Pressure
Mexico City, Altitude 7340 Ft.



CAPITULO IV
EQUIPOS LAVADORES

4.1- INTRODUCCION

Con el nombre de equipo lavador se designa a todo equipo que tiene como fin la reducción de la concentración de contaminantes en la corriente de aire captado. De alguna manera estos equipos "lavan" el aire que ingresa a ellos, de ahí la razón de llamarlos así.

Tras la campana, que capta el aire contaminado y el sistema de ductos que conducen este aire, viene el equipo lavador. La fuerza de succión que provoca el movimiento del aire a través de todo el sistema se localiza en la descarga del equipo lavador, esta fuerza es proporcionada por un ventilador.

La enorme variedad de contaminantes hace también, n que la variedad de equipos lavadores sea grande. Así pues los equipos lavadores requieren de una clasificación para facilitar su estudio. Los equipos lavadores han sido clasificados de varias maneras, dependiendo del contaminante a retirar, del medio a utilizar para este fin o de su eficiencia lavadora. La clasificación más aceptada es la que lo hace de acuerdo al tipo de contaminante que el equipo se encarga de retirar de la corriente de aire. Así pues la clasificación mas general es la que lo hace en dos grupos:

- Equipos lavadores para partículas y
- Equipos lavadores para gases y vapores.

4.2.- EQUIPOS LAVADORES PARA PARTÍCULAS (COLECTORES DE POLVO VÍA SECA).

Las partículas son contaminantes que se generan en una gran variedad de procesos industriales. La combustión es gran generadora de ellas, sobre todo cuando se emplean combustibles sólidos o líquidos. Otros procesos también son generadores de diversas cantidades y tamaños de partículas: Molinos, esmeriles, secadoras, tamices, soldadura, fundición, incineración, etc.

No solamente es importante la cantidad de polvos generados y la variedad de industrias que los generan, sino la diversidad de tamaños y formas de ellos. La distribución de los tamaños de las partículas que conforman la emisión de polvos de un proceso es, en muchos casos, muy amplia. Esta enorme variedad de tamaños ha dado como consecuencia el desarrollo de una gran variedad de equipos colectores.

Así pues dependiendo del tamaño predominante en el polvo captado por el sistema y de la eficiencia deseada en su colección, depende la selección de uno u otro de los equipos colectores de polvos.

Son cinco las clases básicas de equipos de colección de partículas. La clasificación de estos equipos se basa en el principio físico que utilizan para captar las partículas. Las cinco clases son:

- *Precipitadores electrostáticos*
- *Cámaras de sedimentación por gravedad*
- *Separadores centrífugos (ciclones y colectores dinámicos)*
- *Colectores de tela tejida (filtros de tela)*
- *Colectores húmedos*

Precipitadores electrostáticos.

El principio que utilizan estos equipos para la colección de partículas es el de la ionización de las mismas. Esto se logra creando un campo eléctrico de alto potencial entre los electrodos de descarga y colectores de carga opuesta.

Los precipitadores electrostáticos pueden ser de bajo o alto voltaje. Son considerados de bajo voltaje aquellos cuyo potencial se encuentra en el rango de 6,000 a 12,000 volts, mientras que los de alto voltaje se encuentran en el rango de 30,000 a 100,000 volts.

El electrodo de descarga es pequeño en su área transversal, mientras que el electrodo de colección posee una gran área superficial a manera de un plato.

El proceso de remoción de partículas por medio de un precipitador electrostático tico consta de varios pasos. El requisito indispensable para que inicie este proceso es hacer pasar las partículas por un campo de alto voltaje, de esta manera las partículas son cargadas. El campo ioniza las moléculas del gas en la corriente de aire, las partículas se cargan negativamente y son entonces transportadas a la superficie de colección, esto se lleva a cabo por efecto de la atracción de las partículas hacia la placa cargada cuya polaridad es distinta. Una vez que las partículas son captadas en la placa colectora, su carga se neutraliza lo cual permite removerlas de la placa por agitación mecánica, raspado, lavado, etc.

Los precipitadores electrostáticos son capaces de manejar grandes volúmenes de aire, logrando altas eficiencias, bajo consumo de energía, con bajas pérdidas de presión y con la posibilidad de manejar gases que se encuentren a altas temperaturas.

El tamaño de partículas con el cual se pueden utilizar los precipitadores electrostáticos es de 0.05 a 200 μm .

Estos equipos son altamente eficientes, alcanzando eficiencias entre el rango de 99.5 a 99.9%. El tamaño de partículas que es capaz de remover va de 0.05 a 200 μm .

Como se mencionó anteriormente, las pérdidas de presión que ocasionan estos equipos son muy bajas, del orden de 0.1 a 0.5 "H₂O además pueden operar continuamente con bajo mantenimiento. Por otro lado su instalación inicial es costosa y requieren de un espacio grande.

Se han desarrollado varias ecuaciones para el cálculo de la eficiencia en un colector electrostático. La siguiente expresión es la más aceptada:

$$\eta = 1 - \exp\left(-\frac{Aw}{Q}\right)$$

donde: A = Área de las placas colectoras en pies²
w = velocidad de las partículas cargadas en pies por seg.
Q = Flujo de aire en pies cúbicos por minuto

En esta expresión el término w representa la velocidad a la que la partícula se acerca al plato colector, es análoga a la velocidad terminal de sedimentación experimentada en los sedimentadores por gravedad. La diferencia estriba en el hecho de que la fuerza dominante, en este caso, es la carga eléctrica en lugar de la fuerza gravitacional.

La velocidad w es proporcional al diámetro de la partícula y al cuadrado de la fuerza del campo eléctrico e inversamente proporcional a la densidad del gas (ρ_g).

La eficiencia de colección en estos equipos está íntimamente relacionada con un parámetro que es la resistividad dieléctrica de los polvos (R). El valor de R se encuentra entre 0.001 y 10^{14} Ω/cm . (ohm/centímetro).

Cuando R es menor a 10^4 Ω/cm . existe una deficiente carga colectora, hay una resuspensión de las partículas hacia la corriente de gas. En cambio si el valor de R es mayor a 10^{10} Ω/cm . el voltaje cae rápidamente por efecto del aislamiento.

Para obtener valores óptimos de eficiencia es necesario que el valor de R se encuentre entre 10^4 y 10^{10} Ω/cm . La manera de lograr estos valores para un polvo dado es añadiendo humedad y temperatura a la corriente gaseosa. La adición de compuestos como el SO₃ o el NH₃ ha demostrado ser especialmente efectiva para estos fines. La dosis recomendada de SO₃ es de 10-20 ppm.

El uso de SO₃ para mejorar el funcionamiento del precipitador no aumenta las emisiones de SO_x, puesto que el SO₃ es absorbido por las partículas y por lo tanto removido con las partículas que se colectan.

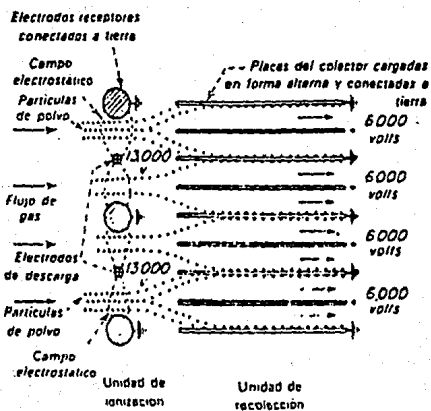
Otra variable, importante de considerar en el desempeño de los precipitadores electrostáticos, es la longitud de pasaje del precipitador. Esta longitud se refiere a la longitud necesaria para que sean exactamente iguales el tiempo que tarda la partícula (de un diámetro dado) en emigrar al electrodo colector y el tiempo que tardaría la partícula en pasar junto con el gas a través del precipitador.

Cuando esta premisa es cumplida las partículas de ese diámetro son colectadas al 100%. Para una eficiencia colectora teórica del 100%, la longitud de pasaje de gas requerido es:

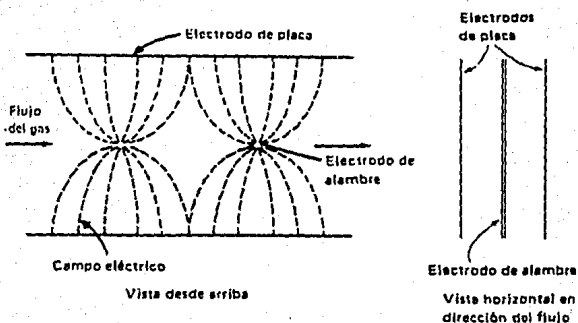
$$L = s V_g / w$$

Donde: L = Longitud del electrodo colector en pies
s = distancia entre electrodo de carga y colector en pies
V_g = Velocidad del gas en el pasaje de flujo en pies/seg.
w = Velocidad de migración de la partícula en pies/seg.

PRECIPITADORES ELECTROSTATICOS



Principio de la precipitación eléctrica en dos etapas



El valor de w se puede obtener a partir de:

$$w = \frac{1.1 \times 10^{-14} \cdot p \cdot E^2 \cdot dp}{\mu g}$$

Donde: $p = 3D / (D+2)$, D es la constante dieléctrica de la partícula, el valor de p se encuentra generalmente entre 1.5 y 2.4.
 E = Fuerza del campo de carga en volts
 dp = diámetro de partícula en μm .
 μg = viscosidad del gas en $\text{kg/m} \cdot \text{s}$

Cámaras de sedimentación por gravedad.

Estos equipos constan de una cámara donde la velocidad del gas disminuye rápidamente de manera tal que permite que las partículas caigan por gravedad, colectándose en la tolva.

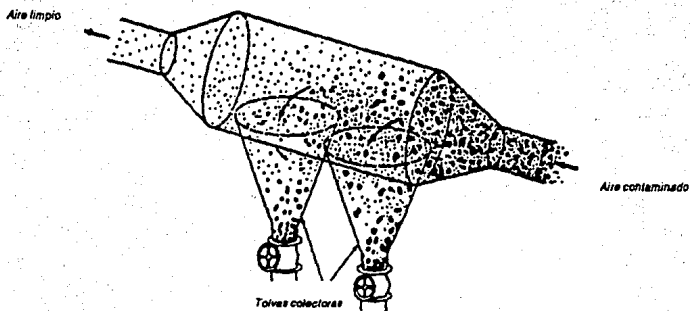
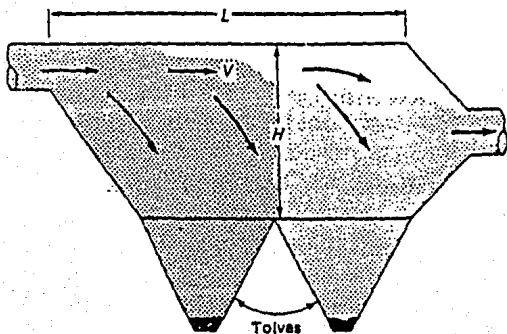
Estas cámaras aportan una área grande que permite minimizar las velocidades horizontales dando como resultado que el tiempo necesario para que la velocidad vertical transporte las partículas al fondo de la cámara.

La velocidad recomendada por varios autores para el aire que viaja a través de estos equipos debe estar en el rango de 100 a 250 pies por minuto, sin embargo se ha demostrado que velocidades mas bajas, del orden de los 60 pies por minuto, aportan mejores resultados.

La ecuación utilizada para conocer el tamaño de las partículas que serán removidas con una eficiencia del 100% es la siguiente:

$$dp = \left(\frac{18 \cdot \mu \cdot v_h \cdot H}{g \cdot L \cdot \rho_p} \right)^{1/2}$$

CAMARAS DE SEDIMENTACION POR GRAVEDAD



donde: d_p = diámetro de partícula que será removida al 100% de eficiencia
 v_h = velocidad horizontal
 H = altura de la cámara sedimentadora
 μ = viscosidad del aire
 L = longitud de la cámara sedimentadora
 ρ_p = densidad del aire

Todas las partículas cuyo diámetro sea igual o mayor a d_p serán removidas completamente. Para las partículas con diámetros menores a d_p , el cálculo de la eficiencia de su colección se hace con el cociente entre la velocidad de sedimentación y la velocidad de sedimentación de d_p .

Entre sus desventajas están la gran cantidad de espacio que requiere, la presencia de remolinos y su baja eficiencia.

Teóricamente estos equipos deben ser capaces de coleccionar partículas con un tamaño mayor a los 5-10 μm , aunque en la realidad se ha demostrado que solo son capaces de remover partículas cuyo tamaño sea mayor a 50 μm .

Separadores ciclónicos.

Estos equipos consisten de dos cuerpos, el cuerpo superior es cilíndrico y el inferior es cónico.

El aire contaminado entra por la parte superior del equipo en forma tangencial, el aire cambia drásticamente de dirección al encontrarse con la pared del equipo, provocando entonces que las partículas de mayor tamaño se impacten contra la pared del ciclón por efecto inercial, logrando así que dichas partículas se deslicen hacia el fondo del recipiente donde son recolectadas. El aire termina su viaje tras varias vueltas descendentes y entonces regresa hacia la parte superior donde es expulsado.

La magnitud de la fuerza centrífuga depende de la masa de las partículas, la velocidad de la corriente gaseosa y el diámetro del ciclón:

$$F_c = M_p * (v_i^2/R)$$

donde: F_c = fuerza centrífuga en lb ft/s cm.

M_p = masa de partículas en lb

v_i^2 = velocidad de la partícula en ft/s

R = radio del ciclón en ft

El cociente v_i^2/R representa la aceleración centrífuga.

Por lo general el ciclón es utilizado para eliminar partículas con tamaño de 10 μm . o mayor. No obstante, los ciclones convencionales rara vez remueven partículas con una eficiencia mayor al 90%, a menos que la partícula tenga un diámetro de 25 μm . o mayor. Existen ciclones de alta eficiencia, que son efectivos hasta con partículas de 5 μm .

Generalmente estos equipos son utilizados como prelimpiadores con el objetivo de retirar de la corriente de aire las partículas gruesas. La tabla siguiente muestra las eficiencias globales de los ciclones:

Eficiencia de colección en ciclones

Tamaño de la partícula (μm .)	Ciclones convencionales	Ciclones de alta eficiencia
< 5	< 50 %	50 - 80
5 - 20	50 - 80	80 - 95
15- 50	80 - 95	95 - 99
> 40	95 - 99	95 - 99

La eficiencia en la recolección de partículas mas finas se puede lograr a través de:

- Incremento en la velocidad de entrada del aire: Esto favorece el efecto inercial, logrando así que aun las partículas pequeñas no resistan el cambio de dirección de la corriente y se impacten contra las paredes, perdiendo velocidad y depositándose hacia el fondo del equipo.

- Aumento en la longitud del cilindro y el cono del ciclón: Esto incrementa favorablemente el número de revoluciones del aire en el interior del equipo, como veremos, este valor es de suma importancia en la obtención de mayores eficiencias.

- Uso de ciclones en paralelo: El uso de varios ciclones en paralelo aumenta la eficiencia de ellos. Generalmente se utilizan equipos que concentran en uno solo una gran cantidad de pequeños ciclones. Utilizando equipos de este tipo se logra incrementar notablemente la eficiencia colectora para partículas entre 5 y 10 μm . El radio pequeño de los conos de estos ciclones no solo incrementa la fuerza centrífuga sino que reduce la distancia que las partículas tienen que recorrer para llegar a la cámara de colección. Sin embargo también presentan desventajas como lo son lograr una buena distribución del flujo de aire en cada cono, la abrasión de los tubos debida a las altas velocidades y el taponamiento debido a cargas de gran tamaño de partículas.

La pérdida de presión causada por un ciclón puede calcularse a partir de la siguiente ecuación:

$$\Delta P = (39.7 \cdot K \cdot Q^2 \cdot P^2) / T^2$$

Donde: Q = Flujo volumétrico en pies cúbicos por minuto
P = Presión del gas en atmósferas
T = Temperatura del gas en ° Rankine
K = Factor empírico de diseño

El valor de K se obtiene de la tabla siguiente:

<i>Díámetro del ciclón (inches)</i>	<i>K</i>
20	10^{-4}
16	10^{-3}
8.1	10^{-2}
4.4	10^{-1}

Las ventajas principales son su bajo costo, bajo mantenimiento y relativa baja pérdida de presión. Para los ciclones simples, la caída de presión varia desde 0.5 a 2 pulgadas de columna de agua, mientras que los ciclones de alta eficiencia pueden experimentar pérdidas de 2 a 5 pulgadas de agua.

Las velocidades típicas de entrada del aire a los ciclones son del orden de 50 a 60 pies por segundo con gastos de 500 a 1000 pies cúbicos por minuto.

Todas las dimensiones del ciclón están directamente relacionadas con el diámetro de éste. De manera que si este valor se fija se pueden obtener las dimensiones estándar. En la página siguiente se muestran estas dimensiones.

Las gráficas de eficiencia para los ciclones son curvilíneas y no rectilíneas, como en el caso de los sedimentadores por gravedad. Aun y cuando existen tamaños de partículas en los cuales todas ellas se colectan con un 100% de eficiencia, este tamaño se acerca asintóticamente al 100% y suele ser demasiado grande. Es por esta razón que el tamaño de partícula que se toma como referencia es aquel que se logra remover con un cincuenta por ciento de eficiencia. La siguiente expresión permite calcular este tamaño (dp_{50}):

$$dp_{50} = (9 \cdot \mu \cdot b / (2 \cdot \pi \cdot Ne \cdot v_i \cdot \rho_p))^{1/2}$$

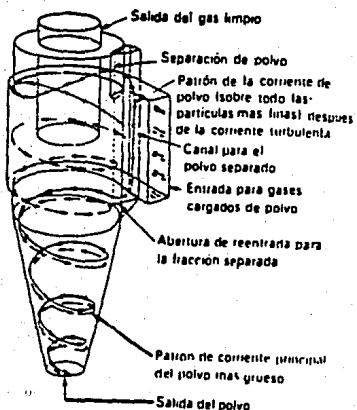
Donde: dp_{50} = diámetro de las partículas que son recolectadas con un 50% de eficiencia en pies
 μ = viscosidad del gas en lb/ft s
 b = ancho del ducto de entrada al ciclón en pies
 Ne = Numero efectivo de vueltas que da la corriente gaseosa dentro del ciclón.
 v_i = velocidad de entrada de la corriente gaseosa al ciclón en ft/s
 ρ_p = densidad de las partículas en lb/ft³

El valor de Ne se puede obtener aplicando la siguiente ecuación:

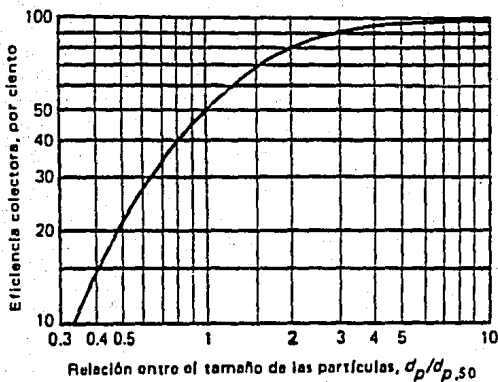
$$Ne = 1 / h (L_1 + (L_2 / 2))$$

Donde: Ne = Número de revoluciones de la corriente gaseosa en el vórtice externo principal
 h = Altura de la entrada rectangular de la corriente gaseosa al ciclón en pies
 L_1 = Altura del cilindro superior principal en pies
 L_2 = Altura del cono inferior en pies

Los ciclones presentan importantes ventajas, entre las cuales se pueden señalar su costo, relativamente bajo; su facilidad de construcción y de operación; su facilidad para manejar grandes volúmenes de gases a temperaturas por arriba de los 980 °C. Los ciclones cuyas pérdidas de presión están en el rango de 1 a 8 pulgadas de columna de agua.

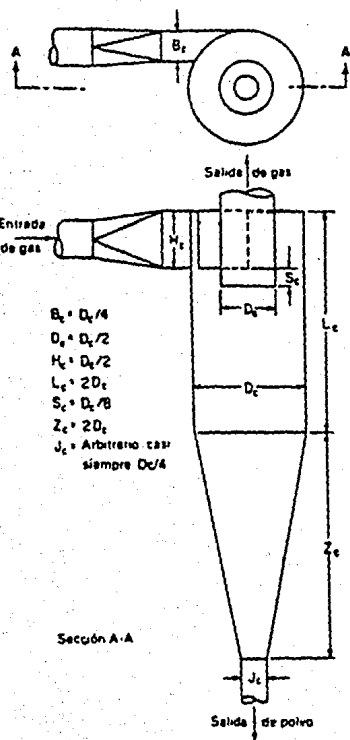


Ciclón sencillo tipo Van-Tongerren

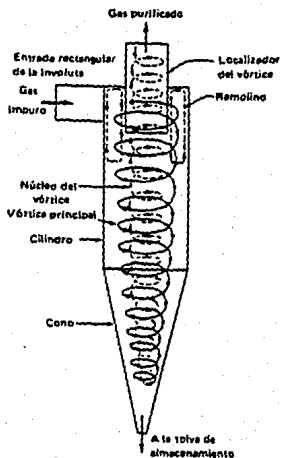


Gráfica que muestra la relación entre la eficiencia del ciclón y el tamaño de partícula

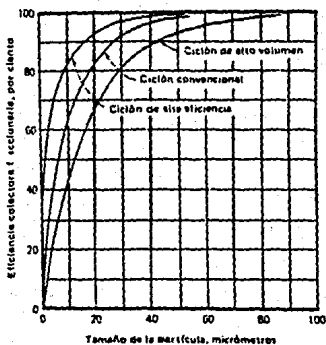
CICLONES



Dimensiones típicas de un ciclón



Partes de un ciclón típico



Eficiencia en función del tamaño de partícula para varios tipos de ciclones

Colectores de tela tejida (Filtros de tela o Casas de bolsas).

Este tipo de equipos consisten en compartimientos a manera de cajas, en las cuales se encuentran dispuestas una serie de sacos fabricados en tela que filtran el aire que ingresa al equipo. El aire pasa a través de la tela, es entonces cuando las partículas quedan atrapadas entre el tejido de la tela.

Existen varios parámetros importantes de considerar en el funcionamiento de un colector de casas de tela: la concentración de partículas, las características físicas y químicas de las partículas, el diámetro predominante, etc.

La longitud de las bolsas es variable en un rango de 1.8 a 9 metros. Esto depende de la carga de partículas en la corriente gaseosa y de la cantidad de aire que pasa a través de ellas.

Existen dos configuraciones de este tipo de colectores. La diferencia entre ellas estriba en la manera de colocar las bolsas y en el tipo de reacondicionamiento que se utiliza.

El primer tipo es en el que las bolsas cuelgan en el interior del colector. La parte superior de cada bolsa está cerrada. El aire sucio ingresa a la cámara chocando con una mampara que logra sedimentar las partículas de gran tamaño, la corriente gaseosa entonces se distribuye por el interior de cada una de las bolsas. Una vez en el interior de la bolsa, la corriente continua su viaje ascendente, al no encontrar salida por la parte superior de la bolsa, pasa a través de las paredes de la bolsa, depositando en ella las partículas que contenga. El aire limpio es entonces expulsado del equipo. Este tipo de colectores utiliza métodos mecánicos para llevar a cabo el reacondicionamiento de las bolsas. La manera en la que están "colgadas" las bolsas permite utilizar el sacudimiento o la vibración para retirar el polvo acumulado en el interior de las bolsas.

En el segundo tipo las bolsas se encuentran cerradas en su parte inferior, en su parte superior cada bolsa cuenta con un venturi. Todas las bolsas se encuentran montadas sobre una placa que divide la cámara superior y la inferior. El aire entra por la parte inferior del equipo y entonces atraviesa la bolsa desde afuera hacia adentro, depositando el polvo en las paredes externas. El aire filtrado abandona el equipo por la parte superior. Este tipo de equipos utiliza el denominado "pulse-jet" como mecanismo para el reacondicionamiento de las bolsas. Sobre el venturi de cada bolsa un tubo que descarga, en sentido inverso al flujo de aire, aire a presión (80-100 psig) cada determinado tiempo. Estos intervalos de tiempo están controlados por un cronómetro que cuenta con una válvula solenoide y una válvula de diafragma. Este aire inyectado a presión sacude simultáneamente todas las bolsas permitiendo así que la torta caiga a la tolva colectora.

Otra opción para remover la torta, en este segundo tipo, es la inyección de aire a contracorriente. Sin embargo la que ha demostrado ser más eficiente es el pulse-jet.

Ambos tipos las bolsas cuentan con una alma de alambre que da rigidez a las bolsas evitando que se inflen o se colapsen.

Las casas de bolsas son especialmente útiles para el manejo de altos volúmenes de aire contaminado con partículas como en los hornos de cemento, fundidoras y molinos.

Colectores dinámicos.

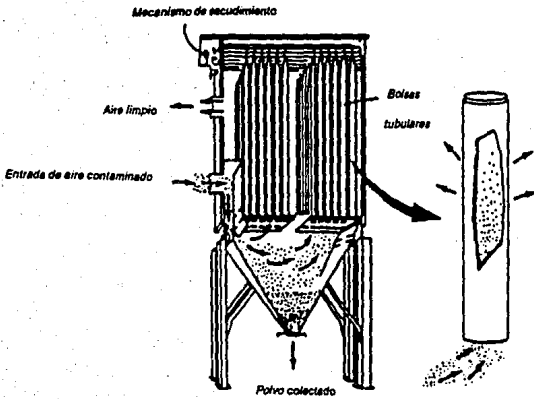
Son unidades compactas que imparten una fuerza centrífuga a las partículas por la acción de aspas rotatorias.

El equipo utilizado posee un impulsor centrífugo, tipo turbina, que aspira axialmente el gas contaminado y lo gira 90°, de manera que los hace fluir radialmente hacia el exterior. Un circuito externo se encarga de recolectar las partículas.

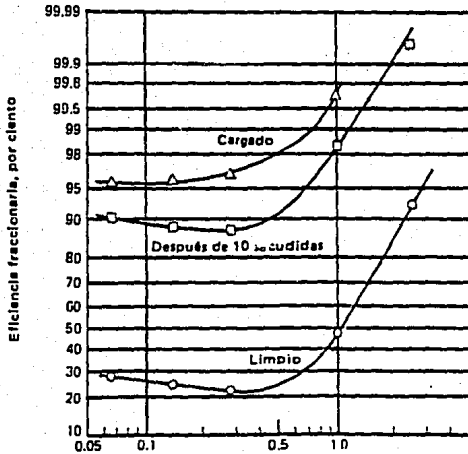
Estos equipos suelen utilizarse como ventiladores extractores y como colectores de polvos, su uso se extiende a industrias como la alimenticia, farmacéutica e industrias relacionadas con la madera.

No pueden ser utilizados para la colección de fibras, ya que estas se acumulan en las aspas, incrementando la potencia requerida para hacer girar las aspas. Debido a que el precipitador dinámico actúa también como ventilador centrífugo, no hay caída de presión asociada con él. Sin embargo la energía necesaria para hacerlo funcionar es mayor que la de cualquier ventilador de la misma capacidad.

FILTROS DE TELA

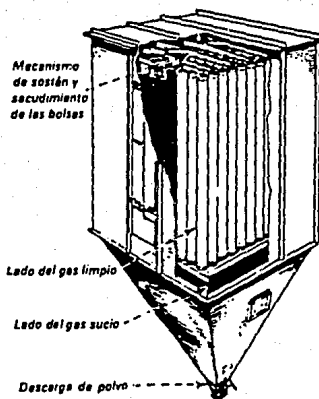
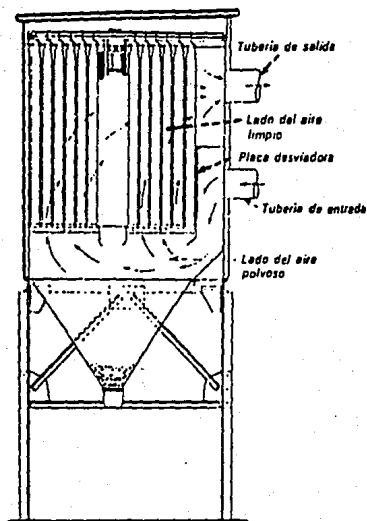


Filtro de bolsas con sacudimiento mecánico

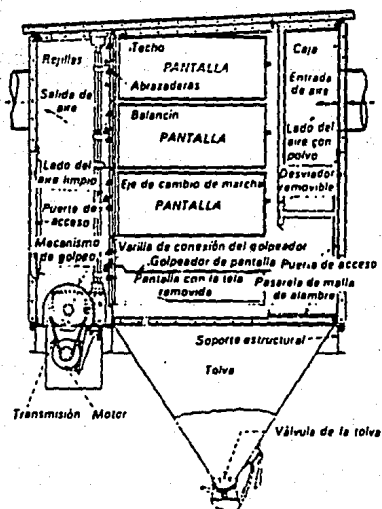
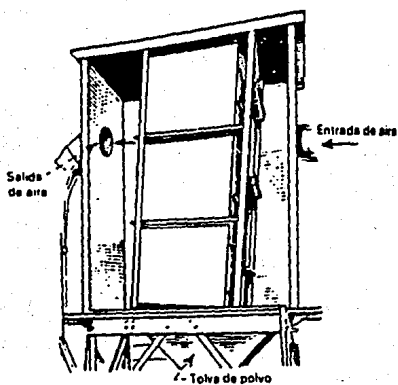


Curvas de eficiencia fraccinaria para un filtro de tela

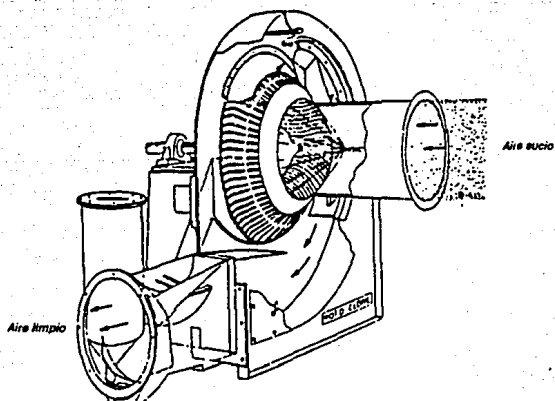
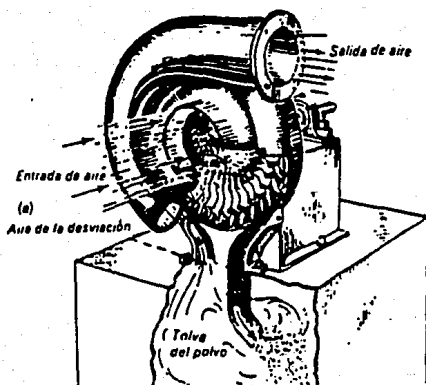
COLECTORES DE POLVOS TIPO CASA DE BOLSAS



COLECTORES DE POLVO TIPO PANTALLA



COLECTORES DINAMICOS



4.3.- COLECTORES HUMEDOS

Como su nombre lo dice, en este grupo se encuentran todos aquellos colectores que ponen en contacto con agua a la corriente gaseosa para retirar de ella las partículas presentes.

Los principales representantes de este tipo de equipos son las torres aspersoras, los colectores húmedos centrifugos y los lavadores tipo venturi. La diferencia entre ellos estriba en la manera en la que ponen en contacto el agua y el aire contaminado, ya sea por medio de la impactación inercial o por la intersección durante la sedimentación gravitacional. La eficiencia de colección de cada uno de ellos depende directamente de la cantidad de energía que utilizan para llevar a cabo este contacto aire-agua, siendo esto independiente del principio de operación.

Torres aspersoras.

Estos equipos consisten en cilindros en los cuales una cortina de agua, formada de pequeñas gotas, se pone en contacto con el gas contaminado. La torre contiene un sistema de ductos internos con pequeños orificios que permiten distribuir el agua por aspersión.

Las partículas, contenidas en el aire que ingresa por la parte inferior de la torre, se impactan contra las gotitas de agua que descienden por la torre, quedando atrapadas en ellas. De esta manera, al igual que en los demás equipos de colección por vía húmeda, las partículas se quedan en el agua de donde deben ser retiradas posteriormente.

La pérdida de presión que se origina en estos equipos es del orden de 0.5 a 1 pulgada de columna de agua, aunque la presión a la cual debe ser inyectada el agua está en el rango de 10 a 400 psig.

De entre los colectores húmedos, las torres aspersoras son las de más baja eficiencia ya que su uso está limitado a partículas de gran tamaño. Se les considera útiles para la remoción de partículas mayores a los 10 μm .; para partículas de 25 μm . de diámetro tiene una eficiencia promedio del 99%. Esta eficiencia, sin embargo, se logra incrementar a través del aumento en la presión de inyección del agua o con la colocación de deflectores que mejoren la aspersión.

El agua requerida para estas torres se recomienda que sea de cinco galones por minuto por cada mil pies cúbicos estándar por minuto de aire que se introduce a la torre. Si el agua es inyectada a una presión mayor, de manera que forme una ligera niebla, entonces el gasto se incrementa en 10 gpm.

Entre las principales ventajas de estos equipos se encuentran su bajo costo, que son útiles para la remoción de partículas y de gases, su baja pérdida de presión y su capacidad para manejar altos volúmenes de gases.

Colectores húmedos centrífugos (ciclones húmedos).

Este tipo de equipo utiliza la fuerza centrífuga para acelerar las partículas, logrando así impactarlas contra la superficie húmeda.

Al igual que sus similares (ciclones) que utilizan la vía seca, en estos equipos utilizan la fuerza centrífuga. El aire ingresa tangencialmente logrando así acelerar las partículas de manera que se impacten contra el agua que resbala por las paredes hacia el fondo.

La cantidad de agua requerida para este tipo de equipos es de 1 a 8 galones por minuto por cada 1000 pies cúbicos estándar por minuto de gas inyectado. La inyección de agua se lleva a cabo por medio de tubería con orificios colocada en el centro del equipo.

La pérdida de presión que originan es de 2 a 6 pulgadas de columna de agua.

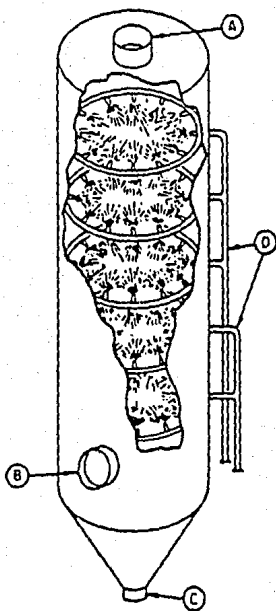
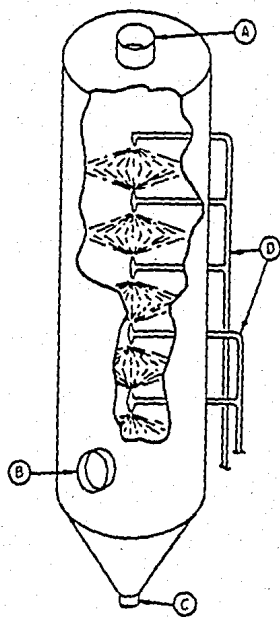
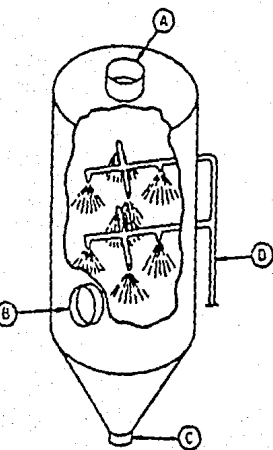
Estos equipos son más eficientes que las cámaras de aspersión. Su eficiencia depende del tamaño de las gotas de agua que se crean en su interior. Para gotas de 100 μm . se tiene una eficiencia cercana al 100% y para gotas entre los 5 y 50 μm . del 90 al 98%. Una reducción en el diámetro del equipo, para un flujo dado, también incrementa la eficiencia pues se incrementa la fuerza centrífuga.

Lavadores tipo venturi.

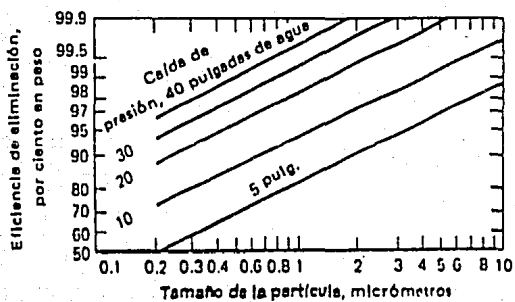
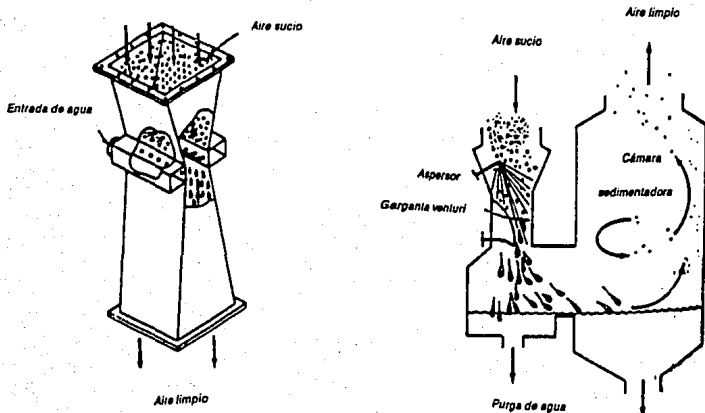
Con el nombre de venturi se designan a los aditamentos que constan de una sección divergente en donde una reducción en el diámetro del ducto es seguida inmediatamente por

- A Salida de aire limpio
- B Entrada de aire sucio
- C Drenaje de agua y lodos
- D Tubería del agua de abastecimiento

TORRES DE ASPERSION



LAVADOR TIPO VENTURI



una expansión, el punto en donde se une la reducción con la expansión es llamado garganta del venturi.

Este arreglo permite una brusca aceleración del fluido, seguida de una desaceleración igualmente brusca. La velocidad en la garganta esta en el rango de los 12000 a 24000 pies por minuto. Si se inyecta agua a la altura de la garganta, la enorme velocidad en este punto la atomiza, logrando así la impactación de las partículas con las pequeñas gotas de agua.

Estos equipos son altamente eficientes, el tamaño de partículas que logran remover, con una eficiencia entre el 95 y el 99 %, esta entre 0.5 y 5 μm . Esto permite su uso aun en el caso del lavado de humos de combustión.

En contraste a su alta eficiencia se encuentra su alta pérdida de presión (de 3 a 100 pulgadas de columna de agua). Esta alta pérdida de presión se traduce en altos costos de energía necesarios para hacer pasar la corriente gaseosa a través del equipo.

4.4.- EQUIPOS LAVADORES PARA GASES Y VAPORES.

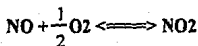
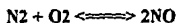
La segunda clase de equipos lavadores son aquellos que son utilizados para reducir la concentración de gases o vapores en una corriente gaseosa proveniente de algún proceso industrial.

La primera clase de gases que interesa captar en estos equipos son los que resultan de la combustión de combustibles fósiles (NO_x , SO_2 y CO).

Con el nombre de NO_x se engloban a los dos principales óxidos de Nitrógeno generados por efecto de la combustión: el NO (monóxido de Nitrógeno) y el NO_2 (dióxido de Nitrógeno) la relación de formación entre ellos es de 90% a 10%. Su formación se debe a la reacción que tiene lugar entre el nitrógeno y el oxígeno del aire inyectado para la combustión, esta reacción sólo es posible a muy altas temperaturas por lo que la temperatura de la flama es directamente responsable de su formación.

El Nitrógeno contenido en el combustible también reacciona con el oxígeno inyectado para formar NO_x .

Las reacciones propuestas para la formación de ambos óxidos son:

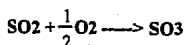


ESTA TESIS NO DEBE SALIR DE LA BIBLIOTECA

Los SO_x se generan al reaccionar el Azufre contenido en los combustibles con el oxígeno atmosférico inyectado a la combustión.

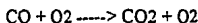
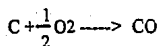
Los óxidos formados por estas reacciones son el dióxido de azufre (SO₂) y el trióxido de azufre (SO₃).

Las reacciones de formación propuestas son las siguientes:



La refinación de los combustibles fósiles requiere de un "endulzamiento" de ellos, es decir un proceso que retira el azufre contenido en el combustible, sin embargo este proceso no es 100% eficiente y el combustible lleva consigo cierto porcentaje de azufre. Esto sin embargo varía de uno a otro combustible. El gas L.P. está casi libre de azufre mientras que el gasóleo contiene una gran cantidad de él. La importancia de los óxidos de azufre como contaminantes estriba en que estos reaccionan con el agua del ambiente formando ácido sulfúrico que cae sobre la superficie de la tierra en forma de "lluvia ácida" que afecta a plantas y animales.

El monóxido de carbono (CO) es un producto de la combustión incompleta del carbón contenido en todo combustible. Teóricamente todo el carbón combustible que es quemado da como producto CO₂ tras dos reacciones:



Para que la segunda reacción tenga lugar se requiere que la cantidad de oxígeno sea óptima, esta puede calcularse estequiométricamente. Sin embargo esta cantidad de aire no es suficiente para realizar la combustión completamente, es por eso que hay que exceder esta cantidad, introducir un "exceso de aire". En teoría esto debería ser suficiente para asegurar una combustión eficiente, sin embargo otros aspectos como la longitud de la llama, el estado del quemador, etc., influyen directamente en la combustión incompleta y dar lugar a la formación de CO.

La segunda clase de gases que interesa controlar son los denominados VOC's (del inglés Volatile Organic Compounds). En esta clasificación se incluyen todos los compuestos orgánicos cuya presión de vapor es considerable. Algunos son hidrocarburos, pero otros pueden ser aldehídos, cetonas, solventes clorados, refrigerantes y otros.

Las fuentes de emisión de VOC's provienen de procesos industriales que involucran la aplicación de pintura, adhesivos o cualquier otro producto que contenga algún compuesto de estos.

La gravedad de la emisión de estos compuestos es que éstos reaccionan fácilmente con otros contaminantes atmosféricos con la ayuda de la energía solar para formar compuestos altamente oxidantes que ocasionan daños a la salud.

El control de los gases que provienen de la combustión es de gran importancia ya que su contenido en la atmósfera es alto. El 93% de los contaminantes del aire son gases que provienen de la combustión de combustibles fósiles, de este porcentaje el 52% es CO, el producto de la combustión incompleta.

Los métodos utilizados para el control de gases y vapores son:

- Adsorción
- Absorción
- Condensación
- Combustión

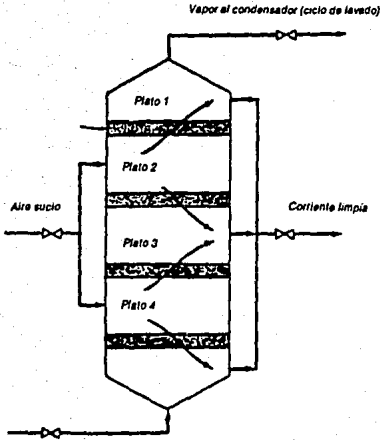
Adsorción.

La adsorción es un fenómeno de superficie en el cual la corriente gaseosa pasa a través de un material sólido poroso. Este material "sujeta" las moléculas del gas sobre su superficie. La adsorción puede ser de tipo físico (fuerzas de atracción débiles) o de tipo químico (fuerzas de atracción más fuertes).

En la adsorción física las moléculas del gas forman varias capas sobre la superficie del adsorbente. El proceso es reversible, es decir, las moléculas pueden ser removidas de la superficie con un incremento en la temperatura.

En la adsorción química el gas forma un enlace químico con el adsorbente de manera que la retención es más fuerte. Debido a esto la cantidad de calor que se genera durante el

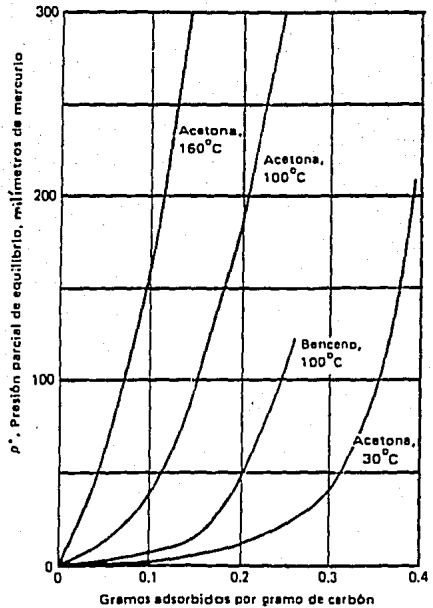
ADSORCION

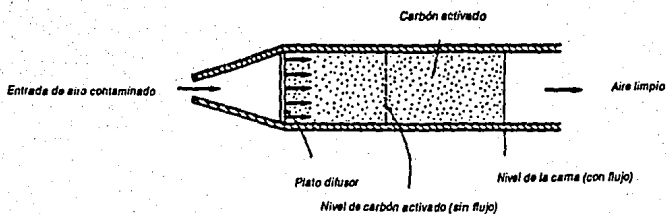


TORRE DE ADSORCION MULTI-CAMAS

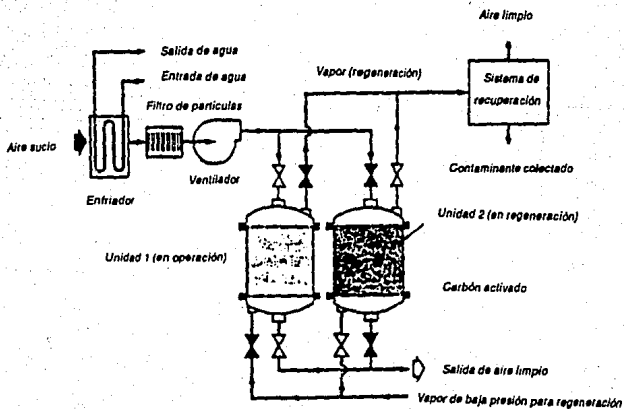
Equilibrio de la adsorción de diversos

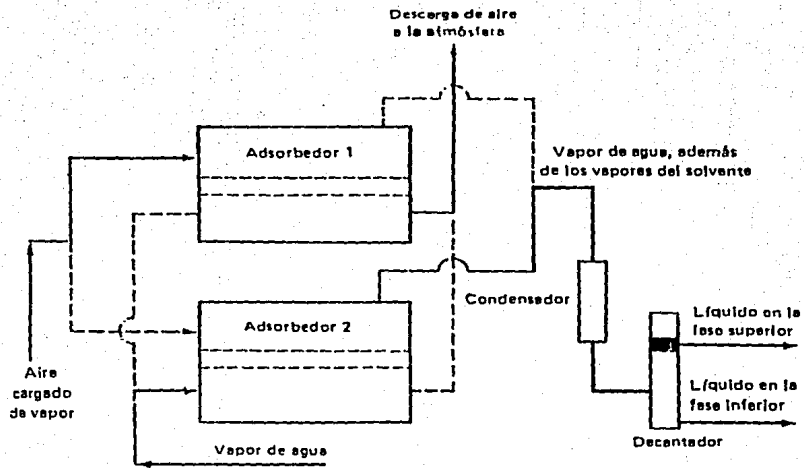
Compuestos Orgánicos Volátiles en carbón activado





ADSORBEDOR DE LECHO FLUIDO





ADSORBEDOR DE LECHO FIJO, DE DOS PASOS

proceso es mucho mayor que la generada en la adsorción física. Es un proceso irreversible, la remoción del gas sobre la superficie requiere de mucha energía.

Los adsorbentes tienen una afinidad particular por los vapores polares o no polares. La alúmina, la sílica gel y la bauxita tienen una alta afinidad al agua y los vapores polares. El carbón activado tiene una alta afinidad por los vapores no polares como los de los hidrocarburos parafínicos.

Las mallas moleculares son estructuras cristalinas, logradas artificialmente cuyos poros se encuentran hechos a la medida para adsorber solo ciertas moléculas y en ciertas cantidades. Por ejemplo los aluminosilicatos recuperan el 99% del SO_2 en una planta de 200 ton/día de ácido sulfúrico.

Al seleccionar un adsorbente es importante considerar la relación superficie/volumen. Esta relación indica la superficie activa por unidad de peso, depende directamente de la porosidad del material. Esta porosidad aumenta al "activar" el material. Por ejemplo el carbón activado se prepara carbonizando madera, cáscaras de coco, etc, después se trata con vapor para aumentar el número de poros. Este carbón llega a tener una superficie por kilogramo de 10^5 a 10^6 metros cuadrados.

Los equipos para la adsorción pueden consistir en un lecho fijo, móvil o fluidizado. Al utilizar el lecho fijo el recipiente se puede localizar de forma horizontal o vertical. Se acostumbra colocar el carbón activado en camas de 1.3 cm de espesor.

En el lecho móvil, la corriente gaseosa se inyecta a un tambor rotatorio, la corriente atraviesa entonces la superficie porosa del carbón activado llegando entonces al interior del tambor donde es evacuado.

En el lecho fluidizado el equipo contiene una lechada, es decir, una cama flotante de adsorbente. La corriente gaseosa fluye corriente arriba expandiéndose la cama y fluidizando el adsorbente. El adsorbente una vez fluidizado pone en contacto íntimo al gas contaminado y al adsorbente, una vez que el contaminante ha sido adsorbido, el gas limpio pasa a través de un colector de polvos antes de ser descargado a la atmósfera.

La mayoría de las unidades de adsorción son altamente eficientes antes de que el adsorbente se sature. Una vez que sucede esto el adsorbente debe ser regenerado. La regeneración se puede hacer por medio de vapor sobrecalentado o aire caliente.

Absorción.

En este proceso la corriente de aire contaminada se pone en contacto con un líquido que "atrapa" el contaminante. En el líquido se pueden presentar cambios químicos o físicos.

Así por ejemplo el agua con cal se puede utilizar para remover el SO_2 de la corriente gaseosa. El agua reacciona con la cal para formar hidróxido de calcio $[\text{Ca}(\text{OH})_2]$ que reacciona a su vez con el SO_2 para formar un sulfato de calcio que puede entonces removerse de la corriente de gas añadiendo más agua.

La cantidad del gas contaminante que se disuelve en el líquido depende de las propiedades del gas contaminante y del líquido que sirve como absorbente. Es importante considerar la presión del gas sobre la solución (Ley de Henry), la temperatura del sistema y la turbulencia del mismo, el flujo y el tipo de empaque utilizado.

La solubilidad del gas difiere de uno a otro solvente. Por ejemplo la solubilidad del nitrógeno, oxígeno y dióxido de carbono es de dos a diez veces mayor en etanol, acetona o benceno que en agua. Los solventes que son químicamente similares al soluto generalmente dan mejores resultados.

Otras características a considerar para la selección del solvente son: el bajo punto de congelamiento, la toxicidad, la no volatilidad, no inflamabilidad, estabilidad química, no corrosividad y bajo costo.

Los lavadores utilizados para retirar SO_2 con eficiencias entre el 80 y el 90% utilizan álcalis (sodio y amoníaco) o tierras alcalinas (calcio y magnesio).

Para llevar a cabo el proceso de absorción lo más recomendable es poner en contacto a contracorriente la solución absorbente con el gas contaminado. Esto se logra en una torre empacada donde el gas es introducido por la parte inferior de la misma y fluye hacia la parte de arriba. La solución se introduce por la parte superior de la torre, descendiendo por ella y entrando en contacto con el gas. El flujo molar de gas se designa como G' , la concentración de contaminante en la corriente gaseosa se designa como y . En la parte inferior se tiene $G'ByB$.

De igual manera el flujo de líquido es L' , en la parte superior tenemos $L'AxA$ y en la parte inferior $L'BxB$, donde x_B es el gas absorbido por el líquido. Si el gas es insoluble en el líquido la composición de este no varía a lo largo de la torre.

$$G'B = G'A = G'$$

$$L'A = L'B = L'$$

La concentración de equilibrio del gas en el líquido es proporcional a la presión parcial del gas en contacto con el líquido.

Como la fracción mol del gas varía a lo largo de la torre, su composición de equilibrio también varía. Los datos de equilibrio se pueden obtener de datos experimentales u obtenerse a partir de la ley de Henry. La graficación de estos datos da como resultado una línea denominada "línea de equilibrio".

Una vez que sucede la absorción, los valores de Y ($y/1-y$) son mayores que en el equilibrio por lo que la línea de operación de la torre queda entonces por encima de la línea de equilibrio. La distancia vertical entre ambas líneas representa el grado de saturación del líquido con el gas contaminado.

La pendiente de la línea de operación es:

$$\frac{L'}{G'} = \frac{(y_A/1-y_A) - (y_B/1-y_B)}{(x_A/1-x_A) - (x_B/1-x_B)}$$

Para trazar la línea de operación se tienen los valores de la concentración de contaminante en el líquido que entra a la torre (x_A) y la concentración del contaminante en la corriente gaseosa a la que entra a la torre y a la que se quiere expulsar el aire para cumplir con las normas (y_A). La pendiente de la curva de operación aumenta si se aumenta el flujo L' y se mantiene constante G' .

Las líneas de operación con pendientes pronunciadas y altas velocidades de absorción dan como resultado torres cortas pero que utilizan grandes volúmenes de líquido. Por otro lado, líneas de operación con pendientes muy bajas dan torres muy altas pero con un uso más moderado de líquido. El flujo mínimo de líquido se define por el punto al cual la línea de operación cruza o se vuelve tangente a la línea de equilibrio. En cuanto al flujo máximo de líquido no existe un valor teórico, solamente estimaciones prácticas de 1.5 veces el valor del flujo mínimo utilizado.

Las torres empacadas tienen la gran ventaja de que ponen en contacto perfectamente el gas y el líquido debido a la turbulencia causada por el flujo. Si la carga del líquido aumenta, los poros del empaque comienzan a llenarse hasta que son saturados de líquido, a este punto se le llama punto de carga, cuando el empaque se cubre completamente de agua se dice que se ha llegado al punto de saturación. Las torres empacadas deben operar entre ambos puntos.

Para lograr un contacto íntimo entre el solvente y la corriente gaseosa se utilizan empaques de diversas formas. Los más comunes son los anillos raschig. Estos empaques son cuerpos cilíndricos contruidos de pvc o material cerámico, la altura de cada cilindro es igual al diámetro del mismo. Otros tipos de empaque son las sillas berl, teleretes o intalox. Los materiales con los que se fabrican estos empaques pueden ser plásticos, cerámicos o metálicos.

Otros equipos que se utilizan para llevar a cabo la absorción de gases contaminantes, aunque no con la misma eficiencia que las torres empacadas son las torres esreadas cuya ventaja principal es su baja caída de presión. Si se desea aumentar su eficiencia es necesario el uso de gotas de tamaño pequeño.

Condensación.

Un gas puede condensar a una temperatura dada si su presión parcial se incrementa hasta igualarla con su presión de vapor a esa temperatura. Si la temperatura de una mezcla gaseosa es reducida hasta su temperatura de saturación, su presión de vapor se igualará con su presión parcial y la condensación ocurrir .

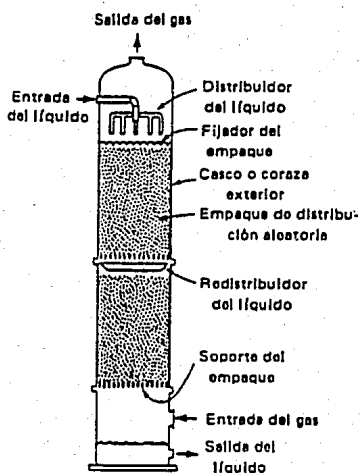
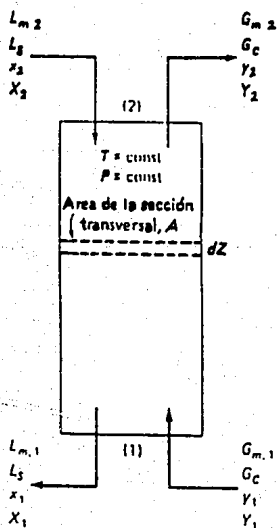
Existen dos tipos de equipos utilizados para llevar a cabo la condensación, en lo que a contaminación ambiental se refiere, de superficie y de contacto.

En un condensador de superficie, la adsorción física juega un papel importante debido a que los contaminantes son adsorbidos en la superficie mientras los compuestos gaseosos condensan. El medio que se utiliza como enfriador puede ser agua o aire frío. Este medio viaja por el interior de los tubos del condensador, mientras que el vapor condensa por la superficie exterior de los tubos, una película líquida se forma sobre los tubos que resbala hacia el fondo del equipo para ser recolectada.

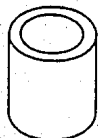
En un condensador de contacto, como su nombre lo dice, el vapor a condensar y el medio enfriante entran en contacto directo dentro del equipo. La configuración más importante de este tipo de equipos es aquella en la cual el agua fría es inyectada por aspersión para que las gotitas entren en contacto con la corriente gaseosa, logrando así la condensación. El condensado es recolectado junto con el agua en el fondo del equipo para su posterior separación y tratamiento.

Los condensadores de contacto son más baratos que los condensadores de superficie. Sin embargo el problema que presentan es el posterior tratamiento de la mezcla agua-condensado.

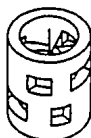
TORRES DE ABSORCION



Nomenclatura para una torre de absorción empacada, operada a contracorriente



Anillo Raschig



Anillo Pall



Estribo Berl

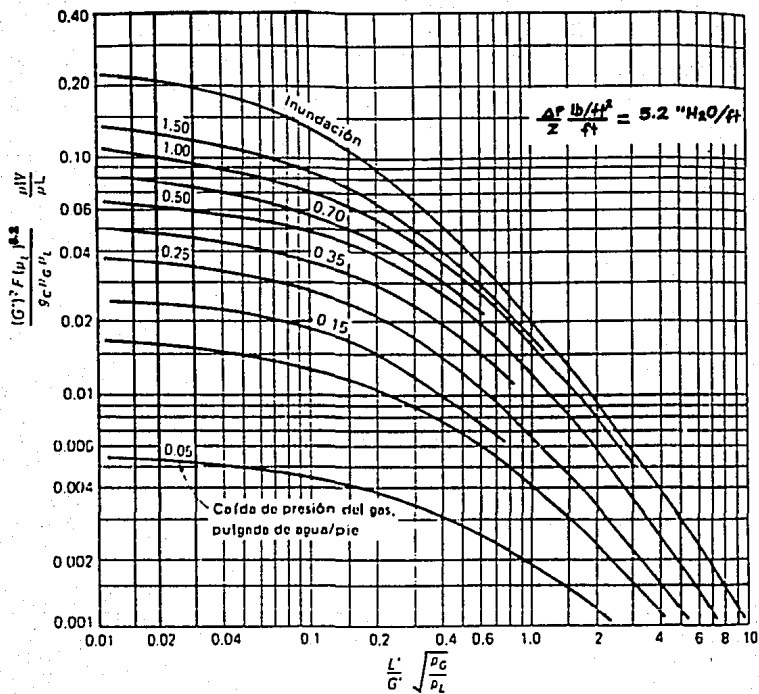


Estribo Intalox



Telleretas

Principales tipos de empaques utilizados



Gráfica de inundación para torres de absorción empacadas al azar

La condensación encuentra su aplicación en ciertos ramos industriales, donde la alta generación de vapores hace necesaria la recuperación de estos. Ejemplos son la refinación del petróleo, la petroquímica y la industria química.

Combustión.

Aunque este fenómeno químico es la mayor fuente de contaminación, también es la base de un importante proceso para el control de la contaminación en el cual se busca transformar a los contaminantes (hidrocarburos y monóxido de carbono) en dióxido de carbono y agua.

El equipo utilizado se diseña para favorecer a que la oxidación sea lo más completa posible, produciendo sólo un mínimo de compuestos no quemados.

Cuatro son los parámetros a tomar en cuenta para la oxidación de corrientes de aire contaminado: Temperatura, Cantidad de oxígeno, Turbulencia y Tiempo de residencia.

La cantidad de oxígeno es de gran importancia ya que de ello dependerá a formación de hollín y CO, los cuales, como se dijo anteriormente, son productos de una combustión incompleta.

La temperatura necesaria para que ocurra una buena combustión debe ser la de ignición, es decir, aquella a la que se genera la mayor cantidad de calor. Para el CO es de 610 a 675 °C

En cuanto a la turbulencia, esta debe ser tal que permita un perfecto mezclado entre el oxígeno inyectado y la sustancia combustible. Esto se puede lograr con la ayuda de baffles y orificios de inyección. La turbulencia debe también permitir que exista el suficiente tiempo de residencia para que la combustión sea lo más completa posible, esto a menudo se logra aumentando la altura de la chimenea.

La forma de llevar a cabo la combustión depende del tipo de contaminante a incinerar (oxidar): flama directa, combustión térmica u oxidación catalítica.

Combustión directa.

Para este tipo de combustión se puede o no añadir combustible, dependiendo de la inflamabilidad del contaminante a oxidar.

Los equipos utilizados para llevar a cabo la combustión directa son denominados "flares". Estos equipos inyectan aire, la corriente de aire contaminado y el combustible

auxiliar (cuando es el caso) a un piloto cuya función es mantener una combustión continua. La desventaja de estos equipos es la generación de NO_x , debido a las altas temperaturas a las que trabajan. Su desventaja económica es el alto consumo que tienen de energía calorífica a partir de combustibles fósiles.

Combustión térmica.

Este tipo de combustión se utiliza cuando la concentración del gas combustible, en la corriente de aire contaminado, es muy baja y por lo tanto el uso de un quemador tipo "flare" no se justifica.

En estos equipos la corriente de aire contaminado es precalentada para después ser inyectada al quemador que funciona con un combustible auxiliar. Las temperaturas que se alcanzan dentro de la cámara dependen de la naturaleza del contaminante y van desde los $538\text{ }^\circ\text{C}$ hasta los $1093\text{ }^\circ\text{C}$.

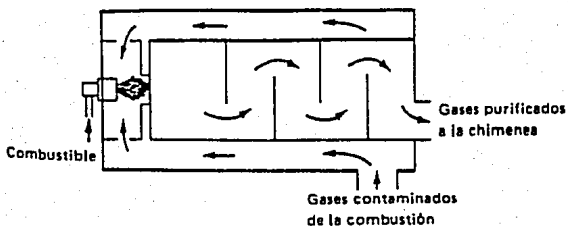
Combustión catalítica.

Este tipo de oxidación es el más eficiente de todos, el uso de catalizadores reduce notablemente el tiempo de residencia necesario para llevar a cabo la oxidación. Por ejemplo, la combustión térmica requiere de tiempos de 20 a 50 veces mayores que en la combustión catalítica.

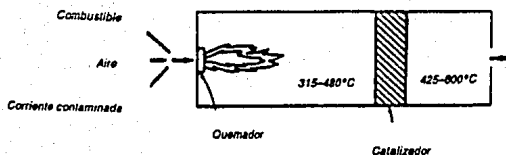
En este proceso se puede o no utilizar el precalentamiento, dependiendo del catalizador utilizado y de la naturaleza del contaminante. Su eficiencia se encuentra en el rango de 95 a 98%.

La combustión catalítica es útil en la eliminación de gases provenientes de la combustión (CO , SO_2 y NO_x) y de hidrocarburos no quemados. Lo único que varía de uno a otro es el tipo de catalizador utilizado:

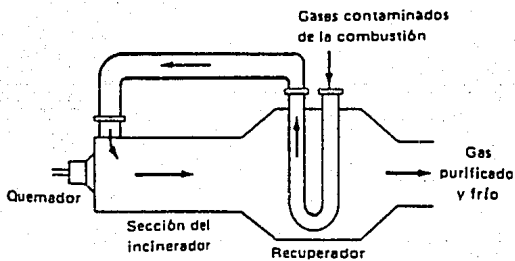
Para:	Se utiliza:
SO_2	<i>Pentóxido de Vanadio (V_2O_5) a $450\text{ }^\circ\text{C}$</i>
NO_x	<i>Platino</i>
CO	<i>Paladio/Cobre a temperatura ambiente.</i>
HC	<i>Compuestos metálicos depositados en alimina activada</i>



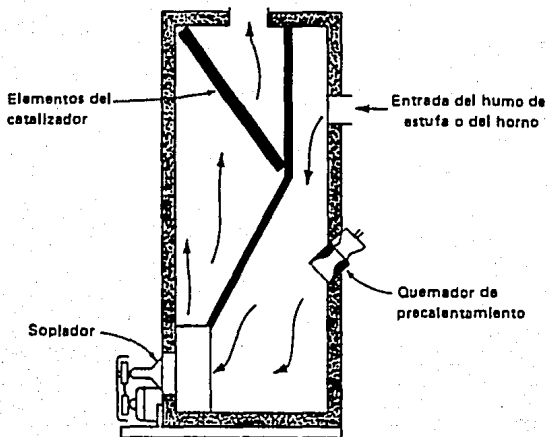
INCINERADOR TERMICO



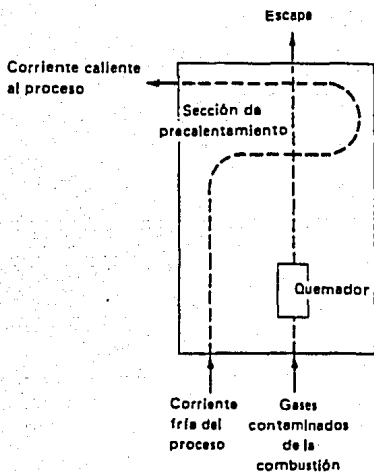
INCINERADOR CATALITICO



INCINERADOR TERMICO CON RECUPERADOR



INCINERADOR AUXILIAR CATALITICO



Uso de los gases calientes para precalentar otra corriente del proceso

CAPITULO V

VENTILADORES

5.1.- INTRODUCCIÓN

El equipo que proporciona la fuerza necesaria para poner en movimiento el aire a través del sistema, pasando por campanas, ductos y equipo lavador, venciendo las pérdidas en la presión que sufre la corriente al paso de todo el sistema es el ventilador.

Una buena selección del ventilador adecuado permitirá que la colección del aire contaminado y su conducción hasta el equipo lavador sean eficientes. En capítulos anteriores hemos visto la manera de escoger la campana que satisfaga nuestras necesidades de captación del aire contaminado, el dimensionamiento de los ductos que permitan conducir el aire contaminado a una buena velocidad y la gran variedad de equipos lavadores; en este capítulo se verán los tipos de ventiladores y los usos de cada uno de ellos, así como la manera de seleccionarlo una vez que se conoce el flujo volumétrico que impulsará y la presión estática que tendrá que vencer.

5.2.- TIPOS DE VENTILADORES

Los ventiladores de uso industrial suelen dividirse en tres clases:

- Axiales
- Centrifugos
- Especiales

Axiales.

Como su nombre lo dice, estos ventiladores succionan y descargan la corriente de aire sobre el mismo eje. Dentro de esta clase de ventiladores podemos encontrar varias subclases: Tuboaxiales, Vanaxiales y de Propelas.

Los tuboaxiales constan de una hélice dentro de una coraza cilíndrica pequeña. El número de hojas con las que cuenta la hélice va de 4 a 8. Estos ventiladores son utilizados para mover altos volúmenes de aire con bajas caídas de presión (menos de 2" H₂O).

Los vanaxiales se diferencian de los anteriores en que las hojas de la hélice poseen forma aerodinámica. También se encuentran montados dentro de una coraza cilíndrica a la cual se le han añadido varias paletas cuya función es direccionar el flujo de aire.

La tercera subclase de ventiladores axiales son los llamados axiales de propelas. Estos ventiladores son los más simples de todos los axiales, su uso se restringe a condiciones con muy bajas caídas de presión (menores a 1" H₂O). Su diseño consiste en una hélice con 2 o más hojas montadas sobre una estructura metálica. Estos ventiladores son utilizados en la ventilación general, cuyo fin es el de inyectar aire a la nave para diluir el contaminante (ver capítulo 1).

Centrifugos.

Esta clase de ventiladores es la más utilizada para la ventilación local (que utiliza campanas) dada su capacidad para manejar altos volúmenes y grandes caídas de presión.

Dentro de esta clase de ventiladores existen también varias subclases:

- Con álabes inclinados hacia adelante.
- Con álabes inclinados hacia atrás.
- Radiales.

Centrifugos con álabes inclinados hacia adelante.

El nombre de estos ventiladores indica que los álabes encargados de ocasionar el movimiento del aire, se encuentran inclinados en la dirección de giro del rotor. Este ventilador es comúnmente llamado de "jaula de ardilla". Este tipo de ventilador generalmente se utiliza en sistemas de aire acondicionado, de reemplazo de aire o de inyección de aire para disminuir temperatura, no es recomendable su uso para aire contaminado con partículas ya que al adherirse, éstas a los álabes se provoca un desbalanceo.

Centrifugos con álabes inclinados hacia atrás.

Con el mismo criterio del caso anterior, el nombre de estos ventiladores indica que los álabes se encuentran inclinados en dirección opuesta al giro del rotor. Estos ventiladores están diseñados para soportar mayores revoluciones por minuto en el rotor. Debido a su alta eficiencia estos ventiladores son especialmente escogidos para su uso en sistemas de ventilación local.

Los álabes de estos equipos pueden ser de dos tipos:

Hojas simples: Los álabes constan de una sola hoja con un bajo espesor. Este tipo de álabes se utilizan para aire contaminado con partículas ligeras o neblinas.

Hojas aerodinámicas: La forma de los álabes es tal que permite un mejor movimiento del aire con mayor eficiencia y poco ruido.

Ventiladores especiales.

Dentro de esta clase de ventiladores se incluyen aquellos diseñados para manejar corrientes a alta presión, los ventiladores que son colocados sobre el techo para extraer el aire del interior de la nave y los ventiladores que son a su vez colectores (colector dinámico, ver capítulo 4).

Una alternativa en la colocación de un ventilador centrífugo es aquella que evita el contacto directo de la corriente de aire con los álabes del ventilador. El ventilador toma aire atmosférico en la succión y lo descarga en un ducto al cual se une el ducto de aire contaminado, de esta manera se logra impulsar esta última corriente sin que toque los álabes del ventilador. Este arreglo, llamado eyector, se utiliza para los casos en que la corriente a manejar contenga alguna sustancia corrosiva, explosiva, pegajosa, etc. Los eyectores tienen una baja eficiencia de operación y por lo tanto sólo se emplean en los casos anteriormente mencionados.

5.3.- CARACTERÍSTICAS DE LOS VENTILADORES.

Aunque en la sección anterior se expusieron los principales tipos de ventiladores y el uso de cada uno de ellos, la selección de un ventilador debe tomar en cuenta más parámetros que el volumen a manejar y la presión que ha de vencer. En esta sección se presentan las características más importantes a considerar en la selección de un ventilador, todas ellas y otras más relacionadas con su funcionamiento puede proporcionarlos el fabricante.

Capacidad.

En este punto se consideran los dos parámetros más importantes para la selección de un ventilador:

Flujo volumétrico (Q): Es el flujo total expresado en pies cúbicos por minuto. No olvidar que este flujo es el que resulta de haber hecho las consideraciones prudentes en cuanto a humedad, temperatura, altitud, etc.

Pérdidas de Presión: Esta es la presión estática (FSP) o la presión total (FTP) que debe vencer el ventilador. Se expresa en pulgadas de columna de agua a las condiciones estándar.

Naturaleza de la corriente de aire.

Material que contiene la corriente: Este parámetro es muy importante ya que de eso dependerá la selección de uno u otro tipo de ventilador. Si la corriente contiene humo o polvos en pequeñas cantidades, se debe seleccionar un ventilador de tipo axial o centrífugo de álabes inclinadas hacia atrás. En cambio si la corriente trae consigo neblinas o polvos finos se debe escoger un ventilador centrífugo de álabes inclinados hacia atrás o radial. Si la concentración de material particulado es alta entonces la mejor selección será de un ventilador centrífugo radial.

Materiales explosivos o inflamables: Si la corriente contiene algún material de este tipo el ventilador a seleccionar debe estar construido con materiales antichispa.

Materiales corrosivos: Cuando la corriente contiene algún producto corrosivo se debe seleccionar un ventilador con un recubrimiento especial a base de resinas plásticas o ventiladores fabricados en materiales resistentes a la corrosión: acero inoxidable, fibra de vidrio, pvc, etc.

Temperaturas elevadas: El manejo de corrientes a temperaturas elevadas afecta la resistencia de los materiales con los que se encuentra hecho el ventilador. La selección del ventilador debe ser tal que los materiales con los que se fabricó resistan la temperatura de la corriente.

Dimensiones.

Las dimensiones del ventilador están relacionadas con su capacidad. Estos datos son proporcionados en los catálogos de los fabricantes. Es importante considerar el peso, tamaño y facilidad para su mantenimiento. No siempre el ventilador más eficiente es el ventilador con las mejores dimensiones.

Tipo de transmisión.

Generalmente el motor que proporciona la potencia necesaria es un motor eléctrico. Este motor generalmente se vende ya acoplado al ventilador. Los arreglos del motor hacia el ventilador son muy variados pero se les puede clasificar en dos grupos:

Transmisión directa: El motor se encuentra acoplado directamente al ventilador. Este arreglo proporciona una velocidad constante del ventilador. Sin embargo estas velocidades están limitadas a las velocidades proporcionadas por los motores comerciales.

Transmisión por banda: El motor se acopla por medio de bandas a la polea del ventilador. Este arreglo ofrece flexibilidad en la velocidad del ventilador ya que esto depende del radio de la polea. Esto es especialmente útil cuando se requiere de cambios en la capacidad del sistema debido a cambios en el proceso, en el número de campanas, etc.

El "arreglo" de un ventilador se refiere al tipo de transmisión y al número de soportes para la flecha del rotor. El número de arreglo siempre va acompañado de cuatro de letras que representan el ancho de la salida del ventilador, estas siglas son:

SWSI: Entrada sencilla, ancho sencillo.

DWDI: Entrada doble, ancho doble.

Ruido.

El ruido es originado por la turbulencia en el interior de la coraza y este depende del tipo de ventilador, del flujo a manejar, la presión y la eficiencia. Por estas razones es que los niveles de ruido deben ser proporcionados por el fabricante. La mayoría de los ventiladores producen un ruido "blanco" que resulta de una mezcla de todas las frecuencias. Los ventiladores radiales producen un ruido adicional a éste con una frecuencia definida proporcional al número de aspas.

Accesorios.

Dentro de los accesorios con los que debe contar un ventilador están aquellos destinados a proporcionar una operación segura, a facilitar su mantenimiento y a controlar el flujo.

5.4.- USO DE TABLAS DEL FABRICANTE.

Todos los fabricantes y distribuidores de ventiladores poseen catálogos de sus ventiladores en los cuales se incluyen tablas para la selección del ventilador más adecuado en base al flujo volumétrico y la caída de presión.

Esta presión puede referirse a la presión total del ventilador (FTP) o la presión estática del ventilador (FSP):

$$FTP = (SP_{salida} + VP_{salida}) - (SP_{entrada} + VP_{entrada})$$

$$FSP = SP_{salida} - SP_{entrada} - VP_{entrada}$$

Los ventiladores que se presentan en estas tablas están diseñados en base a las condiciones estándar del aire (densidad = 0.075 lb/ft³), si las condiciones son diferentes se deben hacer correcciones para transformarlas a condiciones estándar, la manera de llevarlo a cabo se verá más adelante.

En estas tablas suele indicarse la zona de operación más eficiente para una presión dada, la cual se encuentra aproximadamente en el centro de la columna que indica el volumen en CFM (pies cúbicos por minuto). Esta eficiencia se puede también calcular utilizando la siguiente expresión:

$$\eta = \frac{Q \cdot FTP}{CF \cdot PWR} = \frac{Q \cdot (FSP \cdot VP_{salida})}{CF \cdot PWR}$$

Donde:

- Q = Gasto volumétrico en cfm
- FTP = Presión total del ventilador en pulgadas de H₂O
- FSP = Presión estática del ventilador en pulgadas de H₂O
- PWR = Potencia requerida en hp
- CF = Factor de conversión = 6356

Cuando se utilizan las tablas antes mencionadas es común encontrarse con el caso de que el gasto y la presión de nuestro sistema no coinciden exactamente con alguno de los datos de las tablas, en esos casos es necesario llevar a cabo una doble interpolación para localizar la potencia del motor necesaria, una interpolación lineal simple puede proporcionar resultados erróneos.

Punto de operación.

Cuando se pretende seleccionar un ventilador para un sistema dado, se busca que éste cumpla con las condiciones de flujo volumétrico y caída de presión requeridos por nuestro sistema. Este punto fijo con estas condiciones, en el hemos seleccionado un ventilador que satisfaga estas condiciones es denominado "punto de operación".

Es obvio que en un sistema dado, al variar el flujo volumétrico también variarán los valores de la caída de presión en el sistema (y la presión del ventilador FSP o FTP). Si estos valores son trazados en una gráfica en la cual la ordenada este representada por la presión (FSP o FTP) y la abscisa por el flujo volumétrico, obtendremos una curva que representa el comportamiento de nuestro sistema para diversos flujos volumétricos. Esta curva es denominada "curva del sistema".

La curva del sistema puede tener varias formas, dependiendo del régimen de flujo manejado.

En el régimen de flujo laminar la presión varía linealmente al flujo, este comportamiento es típico del flujo de aire a baja velocidad a través de un medio filtrante. En el régimen de flujo turbulento, las caídas de presión varían cuadráticamente con el flujo volumétrico. La tercera situación es aquella en la que la presión se mantiene constante para diferentes flujos, esto se presenta en algunos lavadores húmedos.

Ahora bien, el fabricante de ventiladores posee datos sobre el comportamiento de sus equipos con respecto al flujo. La presión del ventilador varía también con el flujo volumétrico que maneja. La curva que resulta de colocar estos valores en una gráfica de presión (FSP o FTP) contra flujo volumétrico es denominada "curva del ventilador".

El punto en el cual se interceptan la curva del sistema y la curva del ventilador seleccionado es el "punto de operación".

Si la selección del ventilador se hizo considerando por separado la curva del sistema y la curva del ventilador, nuestro sistema puede estar trabajando fuera del punto de operación. Cuando esto sucede se deben llevar a cabo acciones como la modificación física del sistema de manera que la curva del sistema sea alterada o modificando el ventilador para que su curva también se modifique.

Las curvas de los ventiladores no son particulares para cada tipo de ventilador pero sí para una velocidad de rotación dada. Esto hace que un cambio en la velocidad de rotación del ventilador afecte sustancialmente su curva de operación. Las diversas expresiones que muestran la manera en que se relacionan diversas variables del ventilador con la velocidad de rotación son llamadas comúnmente "Leyes de los ventiladores", que a continuación serán expuestas.

5.5.- LEYES DE LOS VENTILADORES

Como se dijo anteriormente, las Leyes de los ventiladores son expresiones matemáticas que establecen relaciones entre las variables de una serie de ventiladores homólogos.

Una serie de ventiladores homólogos es aquella en la que se relacionan de manera proporcional sus variables.

Las variables de los ventiladores son: Tamaño, Velocidad de rotación, densidad del aire que pasa por ellos, flujo volumétrico, presión, potencia y eficiencia.

Las eficiencias, en el mismo punto relativo de operación, para una serie homóloga, deben ser iguales.

Estas leyes son especialmente útiles para predecir el efecto de los cambios en tamaño, velocidad, densidad del gas, presión y potencia:

$$Q_2 = Q_1 \cdot (\text{Tam}_2 / \text{Tam}_1)^3 \cdot (\text{RPM}_2 / \text{RPM}_1)$$

$$P_2 = P_1 \cdot (\text{Tam}_2 / \text{Tam}_1)^2 \cdot (\text{RPM}_2 / \text{RPM}_1)^2 \cdot (\rho_2 / \rho_1)$$

$$\text{Pot}_2 = \text{Pot}_1 \cdot (\text{Tam}_2 / \text{Tam}_1)^5 \cdot (\text{RPM}_2 / \text{RPM}_1)^3 \cdot (\rho_2 / \rho_1)$$

Q se refiere al gasto volumétrico ; Tam se refiere al tamaño, se puede utilizar cualquier dimensión lineal que sea proporcional en una serie homóloga de ventiladores; RPM es la velocidad de rotación, P es la presión, puede ser FSP, FTP, TP, SP o VP ; ρ es la densidad del aire transportado y Pot. es la potencia del motor que acciona el ventilador.

Es importante hacer notar que las unidades empleadas en estas ecuaciones deben ser consistentes para que proporcionen los resultados deseados.

En la práctica se ha observado que para un tamaño de ventilador dado se pueden utilizar simplificaciones de todas las leyes de los ventiladores, de manera que estos principios se apliquen a la determinación del efecto causado por el cambio en una sola variable.

A continuación se describen las simplificaciones agrupadas de acuerdo a la variable que cambia:

Para cambios en la velocidad de rotación:

$$Q_2 = Q_1 * (RPM_2 / RPM_1)$$

$$P_2 = P_1 * (RPM_2 / RPM_1)^2$$

$$Pot_2 = Pot_1 * (RPM_2 / RPM_1)^3$$

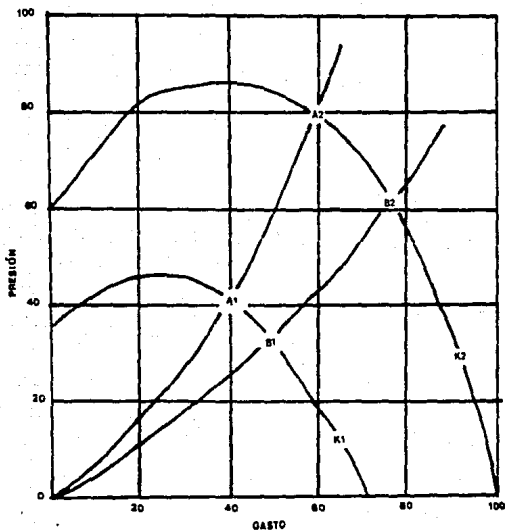
Para cambios en la densidad del aire:

$$P_2 = P_1 * (\rho_2 / \rho_1)$$

$$Pot_2 = Pot_1 * (\rho_2 / \rho_1)$$

Todas las expresiones anteriores son válidas únicamente para aquellos casos en los que las curvas de los ventiladores correspondan a una serie homóloga de los mismos.

Estas expresiones se deben aplicar siempre en los mismos puntos relativos a la curva del sistema. Esto es representado en la siguiente figura:



Las curvas K1 y K2 son de dos ventiladores de una serie homóloga, cada una de estas curvas corresponde a una velocidad de rotación RPM1 y RPM2, respectivamente.

Las curvas A corresponden a la curva del sistema. Los puntos A1, A2 corresponden a los puntos de operación para cada uno de los ventiladores K1 y K2.

Los puntos A1 y A2 son homólogos entre sí, la relación entre ambos puntos siguiente:

$$PA2 = PA1 * (QA2 / QA1)^2$$

Esta relación es igualmente válida para las demás curvas de los ventiladores de la misma serie homóloga.

La curva B representa otro sistema cuyos puntos B1 y B2 son los puntos de operación para los dos ventiladores representados. Este par de puntos son homólogos entre sí, pero no lo son con respecto a A1 y A2.

5.6.- SELECCIÓN DE VENTILADORES A CONDICIONES DISTINTAS A LAS ESTANDAR.

Las variaciones en la densidad del aire, debidas a cambios en la temperatura, presión atmosférica y humedad, deben de tomarse en cuenta aun y cuando estas sean pequeñas,

Como regla se deben realizar correcciones cuando la variación en la densidad del aire, con respecto a la densidad estándar, rebase el 5%.

Esto es importante de tomar en cuenta ya que las tablas elaboradas por el fabricante están calculadas para aire a condiciones estándar (densidad = 0.075 lb/ft³).

Las variables de la operación del ventilador siempre se relacionan con las condiciones a la entrada del ventilador. La presión y la potencia del sistema varían directamente con el cambio en densidad, es por esto que ambos parámetros requieren de correcciones para utilizar las tablas del fabricante.

En el caso de la presión, se debe obtener la presión equivalente:

$$Pe = Pa * (0.075 / \rho a)$$

Donde: Pe = presión equivalente
Pa = presión actual
 ρa = densidad actual en lb/ft³

Las presiones P_e y P_a pueden ser FSP o FTP de acuerdo al fabricante.

La potencia, obtenida con el flujo y la presión equivalente, debe ser corregida de la siguiente manera:

$$\text{Pot}(\text{real}) = \text{Pot}(\text{tablas}) * (\rho_a / 0.075)$$

Como se mencionó anteriormente, para realizar este tipo de correcciones, es necesario conocer el flujo volumétrico, la presión (FTP o FSP) y la densidad del aire a la entrada del ventilador. Estos datos se obtienen tras el trabajo de diseño explicado en los capítulos anteriores.

E S
CLASES I-V

TAM. 20

MAXIMO. H. P = 0.894 $\left(\frac{RPM}{1000}\right)^3$

Vel Tang = 5.65 X R. P. M.

TIPO "A"
ADMEE

ROTOR	DIAMETRO 31 9/16" 817 mm	PERIMETRO 345 P 1712 cm	SALIDA	DIMENSIONES 19 3/8" x 11 3/4" 493.8 x 298.1 mm	AREA INTERIOR 234 P2	SUC CION	DIAMETRO 33 1/16" 339 mm	AREA INTERIOR 241 P2
-------	--------------------------------	-------------------------------	--------	--	-------------------------	-------------	--------------------------------	-------------------------

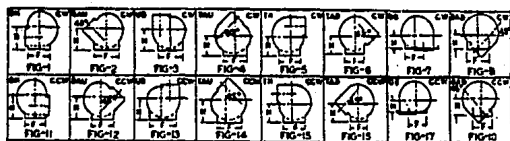
CHICAGO

VEL. TANG. MAX.
R.P.M. MAXIMAS

CLASE I	CLASE II	CLASE III	CLASE IV	CLASE V
10,000	14,000	17,000	20,000	25,000
1772	1481	3012	3543	4429

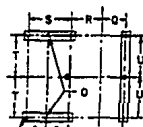
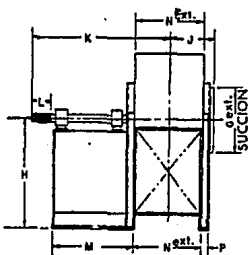
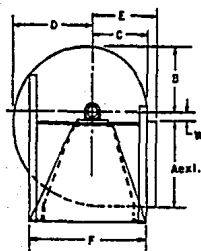
MS/seg	M/seg	PCB	VS RPM	1" (25.4 mm)		1 1/2" (38.1 mm)		2" (50.8 mm)		2 1/2" (63.5 mm)		3" (76.2 mm)		3 1/2" (88.9 mm)		4" (101.6 mm)		4 1/2" (114.3 mm)	
				RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP	RPM	HP
33.1	182	1170	500	418	0														
39.4	187	1064	620	435	0	510	.11	544	.15										
46.3	215	1028	700	496	.16	525	.14	590	.18	638	.27								
52.1	243	1017	800	539	.19	554	.17	623	.21	644	.26	737	.31	747	.34				
59.4	274	1156	900	584	.17	626	.21	663	.25	701	.30	737	.31	747	.34	810	.46		
66.9	303	1200	1000	629	.21	649	.24	704	.31	741	.34	774	.41	825	.41	831	.53	904	.45
72.8	333	1314	1100	676	.24	714	.31	745	.34	782	.42	815	.44	843	.53	875	.59	932	.72
79.1	364	1360	1200	723	.31	760	.37	793	.43	824	.49	856	.55	883	.61	911	.67	945	.87
86.1	396	1407	1300	770	.37	806	.44	831	.50	847	.57	897	.63	924	.70	951	.76	1002	.90
92.4	427	1516	1400	823	.45	854	.52	883	.58	912	.65	942	.72	947	.79	992	.84	1047	1.01
99.1	457	1510	1500	873	.51	901	.60	930	.67	964	.73	996	.83	1009	.89	1035	.97	1083	1.12
106.6	487	1564	1600	925	.62	952	.70	978	.78	1003	.84	1030	.94	1054	1.02	1078	1.09	1125	1.23
113.2	518	1610	1700	976	.73	1001	.81	1027	.89	1050	.97	1075	1.04	1099	1.14	1122	1.23	1147	1.39
119.2	549	1711	1800	1026	.84	1052	.93	1076	1.02	1098	1.10	1121	1.19	1144	1.26	1167	1.37	1210	1.55
125.7	579	1764	1900	1076	.97	1103	1.06	1125	1.14	1147	1.25	1169	1.34	1190	1.43	1213	1.53	1254	1.72
132.5	610	1800	2000	1131	1.11	1153	1.21	1175	1.31	1195	1.43	1217	1.50	1237	1.60	1258	1.69	1300	1.90
138.8	670	1818	2100	1235	1.44	1257	1.55	1274	1.63	1295	1.74	1314	1.84	1333	1.97	1352	2.08	1399	2.29
145.0	732	1814	2200	1340	1.83	1340	1.94	1359	2.04	1376	2.15	1404	2.29	1431	2.40	1449	2.53	1483	2.74
152.3	792	1884	2400	1445	2.28	1444	2.41	1461	2.53	1478	2.65	1515	2.78	1531	2.90	1547	3.03	1580	3.28
158.5	852	1932	2600	1553	2.81	1549	2.94	1564	3.08	1600	3.21	1617	3.35	1631	3.47	1646	3.61	1677	3.89
164.8	912	1974	2800	1672	3.42	1653	3.56	1667	3.70	1702	3.83	1719	3.97	1734	4.11	1748	4.25	1783	4.54
171.2	972	2010	3000	1797	4.13	1751	4.27	1764	4.41	1799	4.54	1817	4.69	1833	4.83	1848	4.97	1883	5.26
177.2	1032	2040	3200	1928	4.95	1801	5.11	1813	5.25	1849	5.38	1867	5.53	1883	5.67	1898	5.81	1933	6.10
183.2	1092	2064	3400	2064	5.88	1851	6.04	1862	6.18	1900	6.31	1919	6.46	1936	6.61	1951	6.75	1986	7.04
189.2	1152	2084	3600	2205	6.91	1901	7.07	1911	7.21	1951	7.34	1970	7.49	1987	7.64	1999	7.78	2034	8.07
195.2	1212	2100	3800	2351	8.04	1951	8.11	1960	8.25	1999	8.38	2019	8.53	2036	8.68	2051	8.82	2086	9.11
201.2	1272	2112	4000	2502	9.27	2001	9.24	2009	9.38	2049	9.51	2069	9.66	2084	9.81	2099	9.95	2134	10.24
207.2	1332	2124	4200	2658	10.60	2051	10.57	2059	10.71	2100	10.84	2119	10.99	2134	11.14	2149	11.28	2184	11.57
213.2	1392	2136	4400	2819	12.03	2101	11.75	2109	11.89	2150	12.02	2170	12.17	2184	12.31	2199	12.45	2234	12.74
219.2	1452	2148	4600	2984	13.56	2151	12.80	2159	12.94	2200	13.07	2220	13.21	2234	13.35	2249	13.49	2284	13.78
225.2	1512	2160	4800	3153	15.19	2201	13.91	2209	14.05	2250	14.18	2270	14.33	2284	14.47	2299	14.61	2334	14.90
231.2	1572	2172	5000	3327	16.92	2251	15.02	2259	15.16	2300	15.29	2320	15.43	2334	15.57	2349	15.71	2384	16.00
237.2	1632	2184	5200	3506	18.75	2301	16.13	2309	16.27	2350	16.40	2370	16.54	2384	16.68	2399	16.82	2434	17.11
243.2	1692	2196	5400	3690	20.68	2351	17.24	2359	17.38	2400	17.51	2420	17.65	2434	17.79	2449	17.93	2484	18.22
249.2	1752	2208	5600	3879	22.71	2401	18.35	2409	18.49	2450	18.62	2470	18.76	2484	18.90	2499	19.04	2534	19.33
255.2	1812	2220	5800	4072	24.84	2451	19.46	2459	19.60	2500	19.73	2520	19.87	2534	20.01	2549	20.15	2584	20.44
261.2	1872	2232	6000	4270	27.07	2501	20.57	2509	20.71	2550	20.84	2570	20.98	2584	21.12	2599	21.26	2634	21.55
267.2	1932	2244	6200	4473	29.40	2551	21.68	2559	21.82	2600	21.95	2620	22.09	2634	22.23	2649	22.37	2684	22.66
273.2	1992	2256	6400	4680	31.83	2601	22.79	2609	22.93	2650	23.06	2670	23.20	2684	23.34	2699	23.48	2734	23.77
279.2	2052	2268	6600	4890	34.36	2651	23.90	2659	24.04	2700	24.17	2720	24.31	2734	24.45	2749	24.59	2784	24.88
285.2	2112	2280	6800	5103	37.00	2701	25.01	2709	25.15	2750	25.28	2770	25.42	2784	25.56	2799	25.70	2834	26.07
291.2	2172	2292	7000	5320	39.74	2751	26.12	2759	26.26	2800	26.39	2820	26.53	2834	26.67	2849	26.81	2884	27.16
297.2	2232	2304	7200	5550	42.58	2801	27.23	2809	27.37	2850	27.50	2870	27.64	2884	27.78	2899	27.92	2934	28.25
303.2	2292	2316	7400	5793	45.52	2851	28.34	2859	28.48	2900	28.61	2920	28.75	2934	28.89	2949	29.03	2984	29.32

TABLA DE FABRICANTE



TAMAÑOS
12 1/4 a 33

POSICIONES DE DESCARGA Y SENTIDOS DE ROTACION (VISTO DESDE EL LADO DEL MOTOR)



7/16" (11.1 mm) 12 1/4 - 18 1/4
9/16" (14.3 mm) 20 - 33

(ORIF. "O" Sobre Orden)

Elevación lateral (Lado del Motor)

Elevación frente

Planta Cimentación

DIMENSIONES EN PULGADAS (1 Pulgada 25.4 mm)

TAM.	Diam. Rotor		FLECHA		CUÑERO		A	B	C	D	E	F	G	H
	A-B	F	CL-I	CL-II	CL-I	CL-II								
12 1/2	13 1/2	12 1/2	1/16	1/16	1/2 x 1/2	1/2 x 1/2	12 1/2	10 1/2	8 1/2	12 1/2	10	17	13 1/2	15 1/2
13 1/2	14 1/2	13 1/2	1/16	1/16	1/2 x 1/2	1/2 x 1/2	13 1/2	11 1/2	9 1/2	13 1/2	11	18 1/2	15	17
15	16 1/2	15	1/16	1/16	1/2 x 1/2	1/2 x 1/2	14 1/2	12 1/2	10 1/2	15	12	20 1/2	16 1/2	18
16 1/2	17 1/2	16 1/2	1/16	1/16	1/2 x 1/2	1/2 x 1/2	16 1/2	13 1/2	11 1/2	16 1/2	13	22 1/2	18 1/2	19 1/2
18 1/2	19 1/2	18 1/2	1/16	1/16	1/2 x 1/2	1/2 x 1/2	17 1/2	15 1/2	12 1/2	18 1/2	14 1/2	25 1/2	20 1/2	21 1/2
20	21 1/2	20	1/16	1/16	1/2 x 1/2	1/2 x 1/2	19 1/2	16 1/2	13 1/2	19 1/2	15 1/2	27 1/2	22 1/2	23 1/2
22 1/2	24	22 1/2	1/16	1/16	1/2 x 1/2	1/2 x 1/2	21 1/2	18 1/2	15 1/2	22 1/2	17	30 1/2	24 1/2	25 1/2
24 1/2	26 1/2	24 1/2	1/16	1/16	1/2 x 1/2	1/2 x 1/2	24	20 1/2	16 1/2	24 1/2	18 1/2	33 1/2	27	28
27	29 1/2	27	1/16	1/16	1/2 x 1/2	1/2 x 1/2	26 1/2	22 1/2	18 1/2	26 1/2	20 1/2	37 1/2	29 1/2	30 1/2
30	32 1/2	30	1/16	1/16	1/2 x 1/2	1/2 x 1/2	29 1/2	24 1/2	20 1/2	29 1/2	22 1/2	41 1/2	32 1/2	33 1/2
33	35 1/2	33	1/16	1/16	1/2 x 1/2	1/2 x 1/2	32 1/2	27 1/2	22 1/2	32 1/2	24 1/2	45 1/2	36 1/2	37

J	K		L		M	N	P	Q	R	S	T	U	W
	CL-I	CL-II	CL-I	CL-II									
7 1/2	18 1/2	18 1/2	3	3	9 1/2	10 1/2	1 1/2	6 1/2	8 1/2	5 1/2	7 1/2	6	1 1/2
8 1/2	19 1/2	19 1/2	3	3	10 1/2	12	1 1/2	6 1/2	8 1/2	6 1/2	8 1/2	7 1/2	1 1/2
9 1/2	21 1/2	21 1/2	3	4	11 1/2	13 1/2	1 1/2	7 1/2	9 1/2	7	9 1/2	8 1/2	1 1/2
9 1/2	22 1/2	23 1/2	3	4	12 1/2	14 1/2	1 1/2	8 1/2	10 1/2	7 1/2	10 1/2	8 1/2	1 1/2
11 1/2	25 1/2	26 1/2	4	5	12 1/2	16 1/2	1 1/2	8 1/2	11 1/2	8 1/2	11 1/2	10 1/2	1 1/2
11 1/2	27 1/2	28 1/2	4	5	14 1/2	17 1/2	2	9 1/2	12	9 1/2	12 1/2	11 1/2	1 1/2
12 1/2	31 1/2	31 1/2	5	5	16 1/2	19 1/2	2	10 1/2	13	11 1/2	14 1/2	12 1/2	1 1/2
13 1/2	34 1/2	34 1/2	5	5	18 1/2	21 1/2	2	11 1/2	14 1/2	12 1/2	15 1/2	14 1/2	1 1/2
15	37 1/2	37 1/2	5	5	19 1/2	23 1/2	2 1/2	13 1/2	15 1/2	14 1/2	17 1/2	16 1/2	2 1/2
16 1/2	40 1/2	41 1/2	5	5	22 1/2	26 1/2	2 1/2	14 1/2	17	16 1/2	19 1/2	18 1/2	2 1/2
17 1/2	45 1/2	45 1/2	5	5	25	28	2 1/2	15 1/2	18 1/2	19 1/2	21 1/2	20 1/2	2 1/2

CAPITULO VI

DISEÑO DE UN SISTEMA DE VENTILACIÓN

6.1.- INTRODUCCIÓN.

Una vez expuestos, en los capítulos anteriores, los principios básicos para el diseño de sistemas de ventilación industrial, estamos en la posibilidad de aplicar todos estos conocimientos en el desarrollo de la solución a un problema real.

El ejemplo que será desarrollado en este capítulo pretende poner en práctica todos los conocimientos expuestos en los capítulos anteriores, siguiendo la secuencia propuesta.

Debido a la gran cantidad de cálculos que se requerirán, solamente serán detallados algunos de ellos, se utilizarán tablas para mostrar los resultados de todo el sistema.

El ejemplo corresponde a los cálculos de una planta dedicada a la galvanoplastia. Este proceso industrial consiste en el recubrimiento de piezas metálicas con el fin de darle a ellas un terminado estético que mejore su apariencia. Así pues las piezas son sumergidas en recipientes que contienen diversas sustancias químicas. Todas estas sustancias son corrosivas y generan emisiones al reaccionar con el metal. Los vapores ascienden dispersándose en la atmósfera.

6.2.- FUNDAMENTO LEGAL.

La Ley General del Equilibrio Ecológico y la Protección al Ambiente, en su Reglamento en materia de Prevención y Control de la Contaminación de la Atmósfera, establece que:

" Los responsables de las fuentes fijas de jurisdicción federal, por las que se emitan olores, gases o partículas salidas o líquidas a la atmósfera están obligados a:

I.- Emplear equipos y sistemas que controlen las emisiones a la atmósfera, para que éstas no rebasen los niveles máximos permisibles establecidos en las normas técnicas ecológicas correspondientes(...)"

Artículo 17

Las normas técnicas ecológicas, a las que se refiere este artículo han dejado de aplicarse, todas ellas se han sustituido por Normas Oficiales Mexicanas (NOM-CCAT). Estas normas establecen los niveles máximos de emisión de contaminantes a la atmósfera así como los métodos para llevar a cabo la evaluación de dichos contaminantes y la frecuencia de estas mediciones.

En base a lo anterior es que todo tipo de empresa cuyo proceso genere emisiones contaminantes debe instalar equipos que conduzcan dichas emisiones y en el mejor de los casos que logre reducir su peligrosidad para el medio ambiente.

6.3.- DESCRIPCIÓN DEL PROCESO.

El proceso industrial que analizamos, se encuentra en el interior de una nave cuyas dimensiones son: 31.6 x 21.6 m.

En esta nave se encuentran distribuidos 7 líneas de proceso , cada una de ellas con un número determinado de tinas. La relación de las líneas y el número de tinas con las que cuenta cada una de ellas es la siguiente:

Línea Número	Nombre del proceso	Número de tinas
1	Cobre	9
2	Niquel Colgado	8
3	Niquel I	12
4	Niquel II	12
5	Dorado	8
6	Latón	9
7	Galvanizado	10

Cada una de las líneas utiliza diversos reactivos para lograr el terminado deseado. Es importante hacer notar que no todas las tinas de cada línea contienen reactivos y por lo tanto emiten vapores peligrosos. Algunas tinas cumplen la función exclusiva de enjuagar o de desengrasar las piezas.

A continuación se describe la distribución de las tinas de proceso así como las sustancias y la forma en que trabajan los baños.

LÍNEA 1 - COBRE

Esta línea, como su nombre lo indica, tiene como función el recubrimiento de piezas dando un terminado cobrizado. Para cumplir con este fin se cuenta con varias tinas con agua común, una de ellas con baño de cobre a base de cianuro de sodio y cianuro de cobre con sosa cáustica, otra con ácido sulfúrico diluido y la última de ellas con un desengrasante.

Esta línea, como su nombre lo indica, tiene como función el recubrimiento de piezas dando un terminado cobrizado. Para cumplir con este fin se cuenta con varias tinas con agua común, una de ellas con baño de cobre a base de cianuro de sodio y cianuro de cobre con sosa cáustica, otra con ácido sulfúrico diluido y la última de ellas con un desengrasante.

Esta línea cuenta con 2 resistencias que tienen de 1 a 2 años de vida.

Las tinas que generan emisiones tóxicas al ambiente, son obviamente aquellas que dan el baño de cobre y la que lleva a cabo el enjuague con ácido sulfúrico.

LÍNEA 2 - NÍQUEL COLGADO

En esta línea encontramos varias tinas que contienen agua común para enjuagar y otras con ácido sulfúrico para el decapado. Las tinas en las cuales se lleva a cabo el acabado contienen sulfato de níquel, cloruro de níquel y ácido bórico.

Esta línea cuenta con 3 resistencias que tienen una duración de 1 a 2 años.

LÍNEA 3 - NÍQUEL I

Las tinas en las cuales se lleva a cabo el Niquelado son 12, las primeras 3 tinas contienen agua común, la cuarta de ellas contiene sulfato de níquel, la tina 5 contiene cloruro de níquel, ácido bórico y abrillantadores, la tina 6 contiene al igual que la cuarta sulfato de níquel, la tina 7 contiene cloruro de níquel y ácido bórico, las últimas cinco tinas son utilizadas para enjuague, decapado y desengrasado.

Esta línea cuenta con 5 resistencias que tienen una vida media de 1 a 2 años.

LÍNEA 4 - NÍQUEL II

La línea de Níquel II, como su nombre lo indica, lleva a cabo el niquelado de las piezas metálicas al igual que la línea Níquel I o la línea de colgados. La diferencia entre ellas está en los productos químicos utilizados.

Esta línea utiliza 12 tinas al igual que Níquel I, las primeras 3 tinas contienen agua común para realizar el enjuague, en la cuarta tina se tiene el baño de níquel con sulfato de níquel, cloruro de níquel y ácido bórico, la quinta tina contiene dos abrillantadores comerciales, la tina siguiente contiene también un baño de níquel seguida de una tina con los dos abrillantadores, las 5 tinas finales contienen agua común para el enjuague, desengrase y decapado.

LÍNEA 5 - DORADO

Esta línea de proceso cuenta con 8 tinas. Solamente dos de ellas contienen las sustancias necesarias para el baño dorado. La primera de ellas contiene cianuro de sodio, cianuro de cobre y cianuro de zinc, la segunda contiene bicarbonato de sodio y sosa o potasa. El resto de las tinas que anteceden y suceden a las dos mencionadas, contienen agua común para realizar el enjuague de las piezas.

Este baño se trabaja en frío y cuenta con 8 nodos de cobre utilizados como nodos.

LÍNEA 6 - LATÓN

En esta línea encontramos nueve tinas, dos tinas intermedias contienen Cianuro de sodio, cianuro de cobre, cianuro de zinc y bicarbonato de sodio con amoníaco, respectivamente. Esta línea contiene una tina con ácido sulfúrico para el decapado, el resto de las tinas contienen agua común para el enjuague.

El baño de esta línea se aplica en frío y cuenta con 8 fibras de latón que funcionan como nodos.

LÍNEA 7 - GALVANIZADO

La línea de Galvanizado cuenta con 10 tinas. La cuarta y quinta de ellas contienen Oxido de zinc, cianuro de sodio, sosa cáustica y Abrillantador PVR con Zinc, respectivamente. Las 8 tinas restantes contienen agua común para realizar el enjuague, decapado y desengrase.

Este baño se trabaja en frío y cuenta con 8 canastillas para nodos de zinc.

6.4.- SISTEMA DE CAPTACIÓN Y CONTROL DE EMISIONES.

Una vez descrito el proceso y detectadas las tinas donde se hace necesaria la captación de los vapores generados, se procederá a explicar el sistema seleccionado y a desarrollar los cálculos necesarios. Para esto se considerará cada línea como un sistema sencillo que ser añadido a los demás para configurar el sistema completo.

6.4.1.- Campanas.

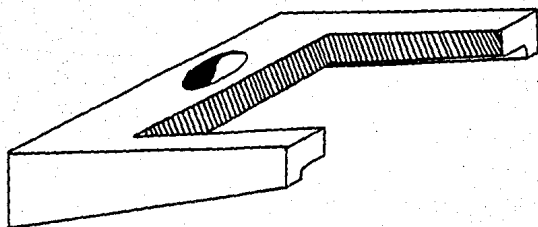
La campana seleccionada para captar las emisiones generadas en cada una de las tinas críticas, tiene una forma tal que permite la succión de dichas emisiones por tres de los cuatro lados de la tina.

El lado que deja libre la campana permite las maniobras del operador. El ancho de los brazos laterales de estas campanas posee una pendiente tal que permite una succión igual a lo largo de todo el brazo de la campana. En la parte central se conecta el ducto de salida que se unir al cabezal principal.

El material de construcción de las campanas es fibra de vidrio, esto debido a la naturaleza corrosiva de las emisiones captadas. Este material posee ventajas sobre el acero galvanizado en lo que respecta a maniobrabilidad debido a su bajo peso y resistencia a la corrosión.

Su principal desventaja se encuentra en el tiempo de elaboración de cada campana debido a que se tienen que fabricar moldes de cada una de ellas para después aplicar la resina.

El diseño de la campana es el siguiente:



Como se mencionó anteriormente, solo se mostrará detalladamente el cálculo de una sola de las campanas. Así pues calcularemos la campana correspondiente a la línea 1 (Cobre):

Identificación de campana: Cobre
Tipo de campana: Ranurada trilateral

La ecuación que la literatura propone para este tipo campana es la siguiente:

$$Q = 50 \times L \times W$$

Donde: Q = Gasto volumétrico en pies cúbicos por minuto (cfm)
 L = Longitud del recipiente en pies
 W = Ancho del recipiente en pies

Para la línea de Cobre se utilizar una sola campana para las dos tinas que tienen emisiones peligrosas, ya que estas tinas se encuentran juntas. Las dimensiones L y W para esta tina que resulta de dicha unión son:

$$L = 1.24 \text{ m} = 4.07 \text{ ft}$$

$$W = 1.60 \text{ m} = 5.25 \text{ ft}$$

Por lo tanto el gasto de aire que hay que succionar a través de las ranuras de esta campana es:

$$Q = 50 \times 4.07 \times 5.25$$

$$Q = 1067.780 \text{ cfm}$$

Este es el gasto calculado que succionará esta campana, sin embargo la fórmula utilizada considera condiciones estándar, es decir aire con densidad de 0.075 lb/ft^3 . Debido a la altura sobre el nivel del mar (Ciudad de México) y a las condiciones de humedad que prevalecen en la planta, se requiere de hacer correcciones a este gasto calculado.

Como se vió en el capítulo 3, estas correcciones se hacen con la ayuda de una carta psicrométrica. Para utilizarla hay que obtener por lo menos dos de las variables que se relacionan en la carta. Para este caso en especial se midió en campo la Temperatura de Bulbo Seco y la Temperatura de Bulbo Húmedo con la ayuda de un psicrómetro. Los valores promedio obtenidos fueron los siguientes:

Temperatura de Bulbo Seco (Tbs) = 29.0 C = 84.2°F

Temperatura de Bulbo Húmedo (Tbh) = 18.5°C = 65.3°F

Con este par de datos nos podemos situar en la Carta Psicrométrica para la Ciudad de México y obtener todos los demás datos necesarios:

Punto de rocío: 57.5 °F

Volumen Húmedo: 18.1 ft³/lb de aire seco

Entalpía: 34 BTU/lb de aire seco

Humedad relativa: 40.5 %

La densidad a las condiciones actuales la podemos calcular con la fórmula:

$$\rho = PMh / 22.4$$

Donde ρ = Densidad a condiciones actuales

PMh = Peso del aire molecular en base húmeda

El peso molecular en base húmeda se calcula de la siguiente manera:

$$PMh = (PM(O_2) * FGS * \%O_2) + (PM(N_2) * FGS * \%N_2) + (PM(H_2O) * FGH)$$

Donde: PM(O₂) = Peso molecular del Oxígeno
PM(N₂) = Peso molecular del Nitrógeno
PM(H₂O) = Peso molecular del Agua
FGS = Fracción de Gas seco (1-FGH)
FGH = Fracción de Gas Húmedo

NOTA: La ecuación anterior hace la consideración de que los componentes mayoritarios del aire que ser captado por el sistema se compone de Nitrógeno, Oxígeno y Vapor de Agua. El porcentaje de Oxígeno considerado para los cálculos es del 20.5 %.

Sustituyendo los valores:

$$PMh = (32 * 0.595 * .205) + 28 * 0.595 * 0.795 + (18 * 0.405) = 24.4379 \text{ g/gmol}$$

$$\rho = 24.4379 / 22.4 = 1.091 \text{ Kg/m}^3 = 0.060 \text{ lb/ft}^3$$

Densidad a condiciones actuales: 0.060 lb/ft^3

Factor de densidad fp: 0.804

Con estos datos podemos obtener el flujo volumétrico real de la siguiente manera:

Flujo másico: $Q_m = Q \cdot \rho = 1067.780 \cdot 0.060$

$$Q_m = 64.360 \text{ lb/min}$$

Flujo volumétrico real: $Q = Q_m \cdot \text{Volumen húmedo} = 64.360 \cdot 18.1$

$$Q = 1164.924 \text{ cfm}$$

6.4.2.- Ductos

Todas las campanas que se colocarán en las tinas críticas poseen un ducto que se conectará al cabezal principal que se encargará de conducir todo el volumen de aire captado hasta el equipo lavador.

El material propuesto para la construcción de estos ductos, al igual que las campanas, es fibra de vidrio.

Para conocer el diámetro del ducto que conectará a esta campana con el cabezal principal es necesario calcular el área necesaria para el gasto volumétrico y la velocidad de ducto seleccionada:

Gasto volumétrico: $Q = 1164.924 \text{ cfm}$

Velocidad de ducto*: $V_d = 2500 \text{ pies por minuto (fpm)}$

Área de ducto: $A_d = Q / V_d = 1164.924 / 2500 = 0.466 \text{ ft}^2$

$$A_d = 67.099 \text{ inch.}^2$$

Una vez calculada el rea buscamos en las tablas anexas, el diámetro de ducto que nos proporcione un rea lo más cercana a la calculada, así pues para este caso el diámetro es de 9.0 inch:

$$D_d = 9.000 \text{ inch.}$$

* Esta velocidad fue seleccionada de acuerdo a la naturaleza del contaminante. Ver tabla de velocidades de ducto.

De la misma tabla observamos que el área para un ducto con este diámetro es de:

$$Ad = 63.617 \text{ inch.}^2 = 0.442 \text{ ft}^2$$

Esto hace necesaria una corrección en la velocidad de ducto:

$$\text{Velocidad corregida de ducto: } Vd = Q / Ad = 1164.924 / 0.442$$

$$Vd = 2636.851 \text{ fpm}$$

Este valor de velocidad se encuentra dentro de los niveles recomendados.

De esta manera se calculan los gastos volumétricos y el diámetro de los ductos de cada una de las campanas, seleccionando en cada una el diámetro comercial más accesible. A continuación se muestra la tabla con el condensado de todas ellas:

TABLA DE DIAMETROS DE DUCTOS

LINEA	CAMPANA	GASTO VOL.(cfm)	VEL. CORREGIDA (fpm)	DIAMETRO (inch.)	
				CALCULADO	UTILIZADO
COBRE	UNICA	1164.924	2636.851	9.243	9.000
NIQUEL COLGADO	UNICA	1820.194	2523.452	11.554	11.500
NIQUEL I	A	946.501	2711.527	8.332	8.000
NIQUEL I	B	1747.386	2647.747	11.320	11.000
NIQUEL II	A	946.499	2711.522	8.332	8.000
NIQUEL II	B	946.499	2711.522	8.332	8.000
DORADO	A	546.057	2369.651	6.328	6.500
DORADO	B	546.057	2369.651	6.328	6.500
LATON	A	546.058	2369.655	6.328	6.500
LATON	B	546.058	2369.655	6.328	6.500
GALVANIZADO	UNICA	1310.537	2402.826	9.804	10.000

6.4.3.- Intersecciones.

Como se puede observar existen líneas en las que existe más de una campana, esto significa que los ductos que salen de cada una de ellas se intersectan antes de unirse al cabezal principal. Esta intersección da como resultado un ducto de diámetro mayor a los que se unen a él, el cual debe ser calculado en la manera expuesta en el capítulo 3. En este cálculo es importante recordar que se busca mantener la velocidad del ducto dentro del rango seleccionado para el sistema.

A continuación se mostrará el cálculo para las campanas de la línea NIQUEL I.

Identificación de campana: NIQUEL I-A

Gasto volumétrico: 946.501 cfm

Diámetro de ducto: 8.000 inch.

Área de ducto: 0.349 ft²

Identificación de campana: NIQUEL I-B

Gasto volumétrico: 1747.386 cfm

Diámetro de ducto: 11.000 inch.

Área de ducto: 0.660 ft²

Con estos datos obtenemos la Presión dinámica (VPr) que resulta de la unión de estos dos ductos:

$$VPr = ((Q1 + Q2) / (4005 * (A1 + A2))) ^2$$

$$VPr = ((946.501 + 1747.386) / (4005 * (0.349 + 0.660))) ^2$$

$$VPr = 0.444 \text{ " H}_2\text{O}$$

Una vez obtenido el valor de VPr se procede a calcular la Velocidad de ducto resultante (Vr):

$$Vr = 4005 \sqrt{VPr} = 4005 \sqrt{0.444}$$

$$Vr = 2669.888 \text{ fpm}$$

Con este valor de velocidad se calcula el área del ducto resultante y se busca en tablas el diámetro que proporcione dicho valor de área, tal y como se describió anteriormente.

Para este caso el área necesaria es:

$$Ad = Qr / Vr = (946.501 + 1747.386) / 2669.888$$

$$Ad = 1.009 \text{ ft}^2$$

Con este valor de Área vemos en la tabla que el diámetro de ducto más cercano es de 14 pulgadas ($Ad = 1.069 \text{ ft}^2$), por lo tanto la velocidad corregida es de:

$$Vd = 2519.975 \text{ fpm}$$

Este valor de velocidad se encuentra dentro del rango seleccionado.

La línea NÍQUEL II, DORADO Y LATÓN cuentan con dos campanas cada una, la tabla siguiente muestra los resultados de los cálculos para todas estas líneas incluyendo a NÍQUEL I:

TABLA DE INTERSECCIONES

CAMPANA	GASTO (cfm)	AREA DUCTO (ft ²)	VPr (*H2O)	Vr (fpm)		DIAMETRO (inch.)	
				CALCULADA	CORREGIDA	CALCULADO	UTILIZADO
NIQUEL I-A	946.501	0.349	0.444	2669.888	2519.975	13.601	14.000
NIQUEL I-B	1747.386	0.660					
NIQUEL II-A	946.499	0.349	0.458	2711.600	2624.384	11.314	11.500
NIQUEL II-B	946.499	0.349					
DORADO-A	546.057	0.230	0.350	2369.718	2218.676	9.192	9.500
DORADO-B	546.057	0.230					
LATON-A	546.058	0.230	0.350	2369.723	2218.680	9.192	9.500
LATON-B	546.058	0.230					

El siguiente punto a considerar son las uniones con el cabezal principal de todas y cada una de las líneas de proceso. Cabe recordar que el diámetro del cabezal principal no es constante pues la adición de las diversas corrientes de aire que provienen de las líneas incrementa el gasto y por lo tanto el área por la que viaja este aire debe aumentar si se desea conservar la velocidad de ducto dentro del rango establecido.

Los cálculos de estas nuevas intersecciones con el cabezal principal se realizan de la manera ya expuesta, de manera que únicamente se presentará la tabla con los diámetros calculados y seleccionados para todo el cabezal.

TABLA INTERSECCIONES CON CABEZAL

LINEA	GASTO (cfm)	DIAMETRO DUCTO (inch.)	DIAMETRO CABEZAL (inch.)		Vr (fpm)	
			CALCULADO	UTILIZADO	CALCULADA	CORREGIDA
COBRE	1164.924	9.000	9.000	9.000	2636.851	2636.851
NIQUEL COLGADO	1820.194	11.500	14.603	15.000	2566.517	2432.495
NIQUEL I	2693.887	14.000	20.518	21.000	2473.219	2361.058
NIQUEL II	1892.998	11.500	23.943	24.000	2421.806	2410.245
DORADO	1092.114	9.500	25.812	26.000	2384.294	2349.907
LATON	1092.116	9.500	27.681	28.000	2334.450	2281.598
GALVANIZADO	1310.537	10.000	29.732	30.000	2295.311	2254.506

6.4.4.- Pérdidas de presión.

Una vez obtenidos los gastos, las velocidades de los ductos y las presiones dinámicas en cada línea, el paso siguiente es obtener las pérdidas de presión en todo el sistema. Este cálculo es de gran importancia debido a que el resultado obtenido servirá para seleccionar el ventilador adecuado que se encargará de proporcionar la fuerza necesaria para poner en movimiento el aire succionado hasta hacerlo llegar al equipo lavador.

El primer paso a seguir para calcular las pérdidas de presión es seleccionar el método para llevar a cabo este cálculo.

Como se indicó en el capítulo 3, existen dos métodos para calcular las pérdidas de presión: El método de la longitud equivalente y el de la presión dinámica. El método que se ha seleccionado en este trabajo es el segundo de ellos por las ventajas ya expuestas.

Para aplicar este método es necesario contar con datos de la presión dinámica en todos los tramos que componen el sistema.

La elaboración de un diagrama isométrico de todo el sistema es indispensable. En él se deben indicar los diámetros de ducto utilizados en cada tramo, así como la longitud de

los tramos rectos y el ángulo de los codos utilizados. Es útil además designar en orden consecutivo alfabético los tramos en el que el diámetro sea el mismo.

No es necesario que este diagrama se elabore a escala pero si que represente claramente al sistema, todos los accesorios y cambios de dirección en los tramos rectos se deben incluir en él.

Es obvio que para la construcción de un sistema de este tipo se requiere de la elaboración de varios planos que muestren exactamente las dimensiones de las campanas, las dimensiones a escala de todo el sistema y los detalles constructivos.

El objetivo del presente trabajo es el de mostrar en una forma práctica los pasos a seguir en este tipo de diseños. No es del alcance de este trabajo el mostrar en detalle los aspectos de construcción o de montaje, por lo que sólo se mostrarán los planos útiles para este diseño básico.

Al igual que en los cálculos anteriores solamente se mostrará detalladamente el cálculo para un tramo, en una tabla se presentarán los demás resultados.

El tramo que se explicará es el que se encuentra identificado con la letra A. Este tramo comprende la campana única de esta línea, el ducto que sale de esta campana y la intersección a la cual se une el ducto de la segunda línea. Este tramo de ducto tiene una longitud grande a comparación del resto de las líneas debido a que esta primera línea se convierte en el cabezal después de pasar por un codo de 90° hasta encontrar la intersección con la línea siguiente.

Iniciaremos con el cálculo de las pérdidas que ocurren en la campana. Para esto se requiere de conocer la velocidad del aire en las ranuras por las que ingresa el aire al interior de la campana:

$$\text{Velocidad de ranura: } V_m = Q / \text{Aranura}$$

$$Q = 1164.924 \text{ cfm}$$

$$\text{Área de ranuras} = 2.671 \text{ ft}$$

$$V_m = 1164.924 / 2.671 = 436.138 \text{ fpm}$$

Ahora obtenemos la Presión dinámica de ranura con:

$$\text{Presión dinámica de ranura: } VP_m = (V_m / 4005)^2$$

$$VP_m = (436.138/4005)^2 = 0.0118 \text{ "H}_2\text{O}$$

Esta presión está calculada a condiciones estándar, se requiere corregirla a las condiciones actuales con:

$$VP'_m = VP_m * \text{factor de densidad}$$

$$VP'_m = 0.0118 * 0.80 = 0.0095 \text{ "H}_2\text{O}$$

De los datos tomados de la literatura, para este tipo de campana, el factor de ranura es de 1.78, de manera que el valor de la presión estática de ranura es de:

$$\text{Presión estática de ranura: } SP_m = VP'_m * \text{Factor de ranura}$$

$$SP_m = 0.0095 * 1.78 = 0.017 \text{ "H}_2\text{O}$$

Ahora calculamos la presión dinámica de ducto con la velocidad de ducto que calculamos anteriormente (ver tabla):

$$VP_d = (2368.851/4005)^2 = 0.433 \text{ "H}_2\text{O}$$

Corrigiendo a condiciones actuales:

$$VP_d = 0.433 * 0.804 = 0.348 \text{ "H}_2\text{O}$$

El siguiente paso a seguir es calcular las pérdidas en presión estáticas que se presentan en la entrada de la campana. La literatura marca que el factor para la entrada de la campana es de 1.25, de manera que la presión estática en este punto es:

$$\text{Presión estática de entrada: } SP_e = VP_d * \text{Factor de ranura}$$

$$SP_e = 0.248 * 1.25 = 0.352 \text{ "H}_2\text{O}$$

De manera que las pérdidas en toda la campana son:

$$SP_h = SP_m + SP_e$$

$$SP_h = 0.0136 + 0.352 = 0.365 \text{ "H}_2\text{O}$$

Una vez calculadas las pérdidas en la campana, procedemos a calcular las pérdidas en el tramo de ducto. Esta denominación se refiere a un tramo de ducto que posee un mismo diámetro, tomando en cuenta todos sus accesorios (codos, intersecciones, etc).

Para el caso de esta campana observamos que el tramo recto consta de varios tramos unidos por dos codos de 45°, en primer lugar y después por un codo de 90°. Las longitudes de estos tramos rectos son: 2.1, 1.25, 3.9 y 4.5 m. Por lo tanto la longitud total es de tiene una longitud de 11.75 m (38.55 ft).

El factor de fricción para ducto recto se calcula con:

$$H_f = 0.0307 * V_d^{0.533} / Q^{0.612}$$

$$H_f = 0.0307 * (2452.457^{0.533}) / (1083.461^{0.612})$$

$$H_f = 0.0273$$

Para obtener el valor del factor de pérdidas en tramo recto es necesario multiplicar el valor de H_f por la longitud recta de ducto:

$$F_d = H_f * L_d = 0.0273 * 38.55$$

$$F_d = 1.047$$

En este tramo de ducto encontramos dos codos de 45°. En la tabla correspondiente obtenemos el factor para estos codos

$$F_c (45^\circ) = 0.135$$

como contamos con dos codos:

$$F_c (45^\circ) = 0.135 * 2 = 0.27$$

En este mismo tramo se encuentra un codo de 90° cuyo factor es de 0.27. Además de los tres codos este tramo comprende también la intersección con el ducto de la segunda línea, el Factor para este accesorio es de 0.28, pues el ángulo de intersección es de 45°. La suma de todos estos factores da como resultado $F_c = 0.82$.

La presión estática total para el tramo de ducto es:

$$SP_d = (F_d + F_c) * VP_d$$

$$SP_d = (1.047 + 0.82) * 0.348$$

$$SP_d = 0.650 \text{ "H}_2\text{O}$$

En todo este segmento las pérdidas en presión estática corresponden a:

$$SP_{total} = SP_h + SP_d$$

$$SP_{total} = 0.452 + 0.650$$

$$SP_{total} = 1.103 \text{ "H}_2\text{O}$$

De igual manera se calculan las pérdidas en cada una de las líneas, la presión estática (que se representa con signo negativo para indicar que es pérdida) se va acumulando para obtener así la presión estática que ha de vencer el ventilador.

En las páginas siguientes se muestran los resultados de los cálculos en cada tramo.

El paso siguiente consiste en calcular todas las pérdidas que se presentan en el lavador y en el ducto que une con el ventilador. Como se explicó en el capítulo 3, la humidificación del aire que tiene lugar en la torre de aspersión se lleva a cabo adiabáticamente. Esto se representa en la carta psicrométrica desplazando nuestro punto inicial sobre la misma línea de entalpía hasta cruzar la línea de saturación, por lo tanto la temperatura de saturación adiabática es la temperatura de bulbo húmedo que se tenía desde un principio.

Como se indicó en un principio estos equipos tienen una eficiencia de humidificación del 90%, la eficiencia de humidificación se define como :

$$\eta = (t_1 - t_o) / (t_1 - t_s) * 100$$

Donde : t_1 = temperatura de bulbo seco a la entrada

t_o = temperatura de bulbo seco a la salida

t_s = temperatura de saturación adiabática

Despejando la temperatura de bulbo seco a la salida :

$$t_o = 84.2 - (90 (84.2 - 65.3) / 100) = 67.2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Con este valor de la temperatura de bulbo seco a la salida, podemos situar este segundo punto en nuestra carta psicrométrica.

Temperatura de bulbo seco: 67.2 °F

Temperatura de bulbo húmedo: 65.3 °F

Punto de rocío: 65 °F

Volumen húmedo: 17.6 ft³ / lb de aire seco

Entalpía: 34 BTU/ lb de aire seco

Humedad relativa: 92 %

La densidad a estas condiciones es calculada con las fórmulas anteriormente expuestas:

Densidad a condiciones actuales: 0.04653 lb/ft^3

Factor de densidad: 0.6204

Con este valor de volumen húmedo calculamos el flujo volumétrico que sale de la torre de aspersión:

$$\text{Flujo másico: } Q_m = Q \cdot \rho = 11066.771 \cdot 0.0465$$

$$Q_m = 514.605 \text{ lb/min}$$

$$\text{Flujo volumétrico real: } Q = Q_m \cdot \text{Volumen húmedo} = 514.605 \cdot 17.6$$

$$Q = 9057.045 \text{ cfm}$$

Las pérdidas de presión para la torre lavadora son de $3.0'' \text{ H}_2\text{O}$, por lo tanto las pérdidas acumuladas hasta este equipo son de:

$$SP = -8.754 + (-3.0) = -11.7544$$

Nota: El signo únicamente representa que se trata de pérdidas.

Hemos considerado hasta el momento que el aire que van a succionar las campanas se encuentra a presión atmosférica, esta presión a la altura de la Ciudad de México es de $313.12'' \text{ H}_2\text{O}$. Necesitamos ahora calcular la presión a la que se encuentra el aire en el interior del ducto hasta la salida de la torre:

$$P_{\text{abs}} = P_{\text{abs}} = P_{\text{atm}} - SP = 313.12 - 11.754 = 301.366'' \text{ H}_2\text{O}$$

Esta presión calculada nos servirá para conocer el flujo volumétrico de aire que ingresará al ventilador.

Utilizando la expresión:

$$P_1 \cdot Q_1 = P_2 \cdot Q_2$$

P1 corresponde a la presión a la que es succionado el aire por las campanas, Q1 es ese flujo volumétrico total succionado, P2 es la presión absoluta en el ducto justo antes de ingresar al ventilador y Q2 es el flujo real que ingresa al ventilador.

Despejando Q2 y sustituyendo valores:

$$Q2 = P1 * Q1 / P2 = 313.12 * 9057.045 / 310.336 = 9138.295 \text{ cfm}$$

Con una expresión similar podemos calcular el factor de densidad en este punto:

$$P1 * d f2 = P2 * d f1$$

$$d f2 = 310.336 * 0.6204 / 313.12 = 0.6148$$

El ducto que une la torre con el ventilador aun no es calculado, pero con el valor de gasto volumétrico y presión estática que tenemos hasta este momento podemos realizar una primera selección del ventilador. Observando en las tablas del fabricante el tamaño más adecuado es el 20, el diámetro de la succión para este ventilador es de 22 1/16 pulgadas, por facilidad de construcción utilizamos un ducto de 22 pulgadas. Con este diámetro calculamos la velocidad real en este tramo de ducto y las pérdidas de presión:

$$Q = 9138.295 \text{ cfm}$$

$$Ad = 2.640 \text{ ft}^2$$

$$V = Q / Ad = 9138.295 / 2.640 = 3461.727 \text{ fpm}$$

Al igual que lo hicimos en los otros tramos de ducto, calculamos las pérdidas en este tramo.

$$Hf = 0.0307 * Vd^{0.533} / Q^{0.612}$$

$$Hf = 0.0307 * (3461.727^{0.533}) / (9138.295^{0.612})$$

$$Hf = 0.009$$

La longitud del tramo recto que une la torre con el ventilador mide 9.843 ft, el factor de pérdidas en tramo recto lo obtenemos multiplicando el valor de Hf por la longitud recta de ducto:

$$Fd = Hf * Ld = 0.009 * 9.843$$

$$F_d = 0.088$$

En este tramo se tiene un codo de 90 grados únicamente, las pérdidas ocasionadas por este accesorio se calculan de la manera ya expuesta, de manera que la presión estática en todo este tramo que une la torre lavadora con el ventilador son de:

$$SP = 0.166 \text{ "H}_2\text{O}$$

La presión estática acumulada hasta la entrada al ventilador es:

$$SP_{\text{entrada}} = -11.754 + (-0.166) = -11.920 \text{ "H}_2\text{O}$$

En la descarga del ventilador la presión de ducto es aproximadamente la misma que la atmosférica de manera que el flujo volumétrico en este punto es:

$$Q = 9057.045 \text{ cfm}$$

La descarga del ventilador tiene forma rectangular, por lo tanto hay que realizar la conversión a ducto circular. El área transversal de la descarga del ventilador es aproximadamente de 2.64 pies cuadrados, lo que equivale a un ducto de 22 pulgadas:

$$D_{\text{metro de ducto}} = 22 \text{ inch.}$$

$$\text{Área de ducto} = 2.640 \text{ ft}^2$$

La velocidad corregida es:

$$V = Q / A = 9057.045 / 2.640 = 3430.948 \text{ fpm}$$

Al igual que lo hicimos en los otros tramos de ducto, calculamos las pérdidas en este tramo con los datos anteriores y la longitud de tramo que forma el ducto de salida.

$$SP = 0.211 \text{ "H}_2\text{O}$$

Para utilizar correctamente las tablas del fabricante necesitamos en primer lugar calcular la presión actual del ventilador:

$$FSP = SP_{salida} - SP_{entrada} - VP_{entrada}$$

Sustituyendo:

$$FSP = 0.211 - (-11.920) - 0.4635$$

$$FSP = 11.668 \text{ "H}_2\text{O}$$

Ahora requerimos de calcular la presión estática equivalente del ventilador:

$$EqFSP = FSP / \text{Factor densidad a la entrada}$$

$$EqFSP = 11.668 / 0.6148 = 18.977 \text{ "H}_2\text{O}$$

Con este valor de presión estática equivalente y el flujo volumétrico calculado que ingresa al ventilador, buscamos en las tablas del fabricante el ventilador más apropiado.

El ventilador seleccionado tiene las siguientes características:

Marca	ARMEE
Modelo	Clase V
Tamaño	20
Entrada	Sencilla (SWSI)
Volumen	9360 cfm
Presión estática	9" columna de agua
RPM	3550
BHP @ Nivel del mar	39.57 HP

Para obtener la potencia del motor a la altura de la Ciudad de México, es necesario multiplicar los HP por el factor de densidad:

$$BHP_{actual} = 39.57 * 0.6148 = 24.33 \text{ HP}$$

El motor que se encargará de poner en movimiento al ventilador debe ser de 25 HP de potencia. Sin embargo aplicamos un factor de seguridad de 1.5

$$BHP_{actual} = 25 * 1.5 = 37.5 \text{ HP}$$

Esto quiere decir que el motor seleccionado para este ventilador debe ser de 40 HP.

PERDIDAS DE PRESION

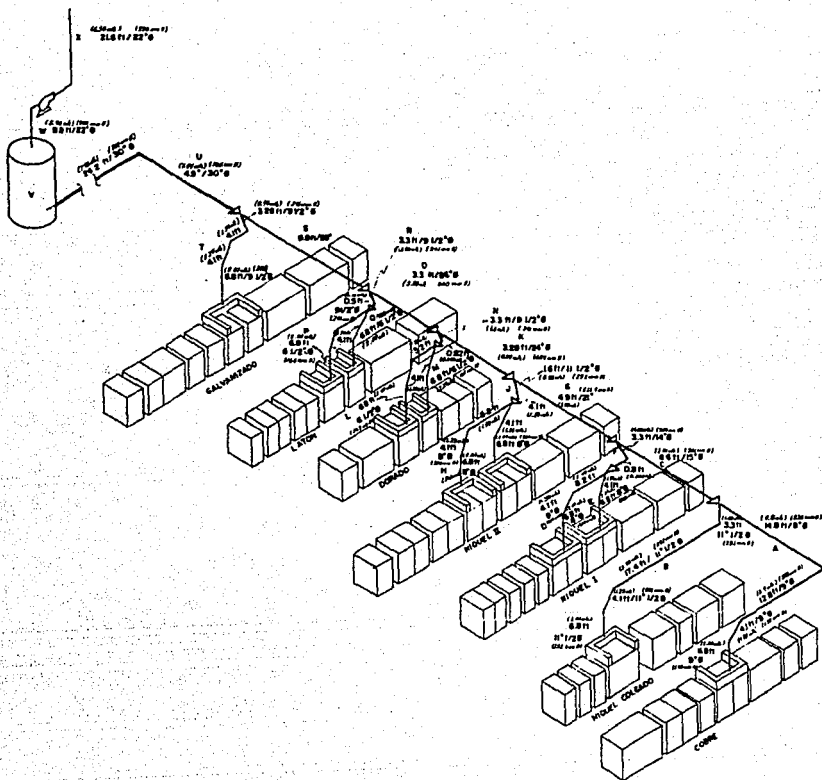
Identificación del segmento	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
Gasto volumétrico (cfm)	1164.924	1820.194	2985.118	946.501	1747.386	2693.887	5679.005	946.499	946.499	1892.998
Velocidad de ducto recomendada (fpm)	2500.000	2500.000	2500.000	2500.000	2500.000	2500.000	2500.000	2500.000	2500.000	2500.000
Diámetro de ducto (inch.)	9.000	11.500	15.000	8.000	11.000	14.000	21.000	8.000	8.000	11.500
Área de ducto (ft ²)	0.442	0.721	1.227	0.349	0.660	1.069	2.405	0.349	0.349	0.721
Velocidad de ducto corregida (fpm)	2636.851	2520.452	2432.495	2711.527	2647.747	2519.975	2361.058	2711.522	2711.522	2624.984
Presión dinámica de ducto (*H ₂ O)	0.348	0.319	0.296	0.368	0.351	0.318	0.279	0.368	0.368	0.345
Área de ranuras (ft ²)	2.671	10.678	0.000	8.094	10.463	0.000	0.000	8.094	8.094	0.000
Velocidad de ranura (fpm)	436.138	170.465	0.000	116.932	167.014	0.000	0.000	116.932	116.932	0.000
Presión dinámica de ranura (*H ₂ O)	0.0095	0.0015	0.0000	0.0007	0.0014	0.0000	0.0000	0.0007	0.0007	0.0000
Factor de pérdidas para ranura	1.78	1.78	1.78	1.78	1.78	1.78	1.78	1.78	1.78	1.78
Presión estática en el plenum (*H ₂ O)	0.017	0.003	0.000	0.001	0.002	0.000	0.000	0.001	0.001	0.000
Factor de pérdidas para entrada	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25
Pérdidas en la entrada (*H ₂ O)	0.435	0.399	0.000	0.460	0.439	0.000	0.000	0.460	0.460	0.000
Otras pérdidas (*H ₂ O)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Presión estática en la campana (*H ₂ O)	0.452	0.401	0.000	0.462	0.442	0.000	0.000	0.462	0.462	0.000
Longitud de tramo recto (ft)	38.550	31.660	6.562	19.193	10.990	4.101	4.101	19.193	10.990	5.741
Factor de fricción	0.027	0.020	0.015	0.031	0.021	0.016	0.010	0.031	0.031	0.020
Factor de pérdidas en tramo recto	1.047	0.639	0.096	0.601	0.233	0.065	0.040	0.601	0.344	0.116
No. de codos a 90°	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Factor de pérdidas en codos 90°	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27
No. de intersecciones	1	1	0	1	0	1	0	1	0	1
Factor de pérdidas para intersecciones	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28
No. de codos diferentes de 90°	2	3	0	2	1	1	0	2	1	1
Factor de pérdidas por otros codos	0.135	0.135	0.135	0.135	0.135	0.135	0.135	0.135	0.135	0.135
Factor total de pérdidas en tramo de ducto	1.867	1.324	0.096	1.151	0.368	0.480	0.040	1.151	0.479	0.531
Presión estática en ducto (*H ₂ O)	0.650	0.423	0.028	0.424	0.129	0.153	0.011	0.424	0.176	0.183
Presión estática en el segmento (*H ₂ O)	1.103	0.824	0.028	0.886	0.571	0.153	0.011	0.886	0.638	0.183
Presión estática acumulada (*H ₂ O)	-1.103	-1.927	-1.955	-2.841	-3.412	-3.565	-3.576	-4.461	-5.100	-5.283

PERDIDAS DE PRESION (Cont.)

Identificación del segmento	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T
Gasto volumétrico (cfm)	7572.003	546.057	546.057	1092.114	8664.117	546.058	546.058	1092.116	9756.234	1310.537
Velocidad de ducto recomendada (fpm)	2500.000	2500.000	2500.000	2500.000	2500.000	2500.000	2500.000	2500.000	2500.000	2500.000
Diámetro de ducto (inch.)	24.000	6.500	6.500	9.500	26.000	6.500	6.500	9.500	28.000	10.000
Área de ducto (ft ²)	3.142	0.230	0.230	0.492	3.687	0.230	0.230	0.492	4.276	0.545
Velocidad de ducto corregida (fpm)	2410.245	2369.651	2369.651	2218.676	2349.907	2369.655	2369.655	2218.680	2281.598	2402.826
Presión dinámica de ducto ("H ₂ O)	0.291	0.281	0.281	0.247	0.277	0.281	0.281	0.247	0.261	0.289
Área de ranuras (ft ²)	0.000	6.910	6.910	0.000	0.000	6.910	6.910	0.000	0.000	9.171
Velocidad de ranura (fpm)	0.000	79.019	79.019	0.000	0.000	79.019	79.019	0.000	0.000	142.902
Presión dinámica de ranura ("H ₂ O)	0.0000	0.0003	0.0003	0.0000	0.0000	0.0003	0.0003	0.0000	0.0000	0.0010
Factor de pérdidas para ranura	1.78	1.78	1.78	1.78	1.78	1.78	1.78	1.78	1.78	1.78
Presión estática en el plenum ("H ₂ O)	0.000	0.001	0.001	0.000	0.000	0.001	0.001	0.000	0.000	0.002
Factor de pérdidas para entrada	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25
Pérdidas en la entrada ("H ₂ O)	0.000	0.352	0.352	0.000	0.000	0.352	0.352	0.000	0.000	0.362
Otras pérdidas ("H ₂ O)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Presión estática en la campana ("H ₂ O)	0.000	0.352	0.352	0.000	0.000	0.352	0.352	0.000	0.000	0.363
Longitud de tramo recto (ft)	3.281	16.240	10.991	4.101	3.281	12.303	10.991	4.101	9.843	18.373
Factor de fricción	0.008	0.041	0.041	0.026	0.007	0.041	0.041	0.026	0.007	0.024
Factor de pérdidas en tramo recto	0.027	0.663	0.448	0.106	0.025	0.502	0.448	0.106	0.067	0.442
No. de codos a 90°	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Factor de pérdidas en codos 90°	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27
No. de intersecciones	0	1	0	1	0	1	0	1	0	1
Factor de pérdidas para intersecciones	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28
No. de codos diferentes de 90°	0	2	1	1	0	2	1	1	0	3
Factor de pérdidas por otros codos	0.135	0.135	0.135	0.135	0.135	0.135	0.135	0.135	0.135	0.135
Factor total de pérdidas en tramo de ducto	0.027	1.213	0.583	0.521	0.025	1.052	0.583	0.521	0.067	1.127
Presión estática en ducto ("H ₂ O)	0.008	0.341	0.164	0.128	0.007	0.298	0.164	0.128	0.018	0.326
Presión estática en el segmento ("H ₂ O)	0.008	0.693	0.516	0.128	0.007	0.648	0.516	0.128	0.018	0.689
Presión estática acumulada ("H ₂ O)	-5.291	-5.984	-6.500	-6.629	-6.636	-7.284	-7.800	-7.929	-7.946	-8.636

PERDIDAS DE PRESION (Cont.)

Identificación del segmento	U	V	W	X
Gasto volumétrico (cfm)	11066.771	9057.045	9138.295	9057.045
Velocidad de ducto recomendada (fpm)	2500.000	2500.000	2500.000	2500.000
Diámetro de ducto (inch.)	30.000	79.500	22.000	22.000
Área de ducto (ft ²)	4.909	34.472	2.640	2.640
Velocidad de ducto corregida (fpm)	2254.506	262.739	3461.727	3430.948
Presión dinámica de ducto ("H ₂ O)	0.255	0.003	0.4635	0.4553
Área de ranuras (ft ²)	0.000	0.000	0.000	0.000
Velocidad de ranura (fpm)	0.000	0.000	0.000	0.000
Presión dinámica de ranura ("H ₂ O)	0.0000	0.0000	0.000	0.000
Factor de pérdidas para ranura	1.78	1.78	1.780	1.780
Presión estática en el plenum ("H ₂ O)	0.000	0.000	0.000	0.000
Factor de pérdidas para entrada	1.25	1.25	1.250	1.250
Pérdidas en la entrada ("H ₂ O)	0.000	0.000	0.000	0.000
Otras pérdidas ("H ₂ O)	0	3	0.000	0.000
Presión estática en la campana ("H ₂ O)	0.000	3.000	0.000	0.000
Longitud de tramo recto (ft)	31.168	0.000	9.843	21.6147
Factor de fricción	0.006	0.002	0.009	0.0089
Factor de pérdidas en tramo recto	0.196	0.000	0.088	0.19256
No. de codos a 90°	1	0	1.000	1.000
Factor de pérdidas en codos 90°	0.27	0.27	0.270	0.270
No. de intersecciones	0	0	0.000	0.000
Factor de pérdidas para intersecciones	0.28	0.28	0.280	0.280
No. de codos diferentes de 90°	0	0	0.000	0.000
Factor de pérdidas por otros codos	0.135	0.135	0.135	0.135
Factor total de pérdidas en tramo de ducto	0.466	0.000	0.358	0.463
Presión estática en ducto ("H ₂ O)	0.119	0.000	0.166	0.211
Presión estática en el segmento ("H ₂ O)	0.119	3.000	0.166	0.211
Presión estática acumulada ("H ₂ O)	-8.754	-11.754	-11.920	-12.131



UNAM		
FACULTAD DE QUIMICA		
PLANO ISOMETRICO		
TEMA UNAM 004	ING. RICHARD ARNAUD ASESOR	RAUL BANCHEVY SUSTENTANTE

CONCLUSIONES

Como fue expuesto en la introducción, el objetivo de este trabajo fue el de ofrecer de una manera práctica y sencilla los principios básicos para el diseño de sistemas de captación, conducción y control de contaminantes atmosféricos.

Como consecuencia de la globalización en la que se ha integrado nuestro país, la exigencia ambiental se ha incrementado a últimas fechas. El industrial se ve obligado por la ley a instalar equipos que conduzcan y controlen sus emisiones.

Es entonces cuando el ingeniero encargado de las cuestiones ambientales dentro de la empresa, debe darse a la tarea de diseñar y/o seleccionar el mejor proyecto para cumplir con este objetivo. A menudo los conocimientos sobre este tema son pobres y de esto abusan los contratistas que pretenden vender sus proyectos.

Este trabajo pretende presentar de la manera más clara y práctica posible, sin entrar en complicadas deducciones matemáticas o en modelos físicos, los principios básicos de la ventilación industrial. De esta manera se convierte en un manual en donde se pueden encontrar las respuestas a las cuestiones fundamentales acerca de estos sistemas.

Los conocimientos aquí expuestos permiten:

- Seleccionar y diseñar la campana más adecuada, dependiendo de la naturaleza del contaminante y del tipo de fuente que lo genera.
- Dimensionar los ductos necesarios para conducir las emisiones captadas.
- Conocer los equipos lavadores más importantes, sus ventajas y desventajas.
- Seleccionar el ventilador más adecuado para el sistema, hacer las correcciones pertinentes con respecto a la humedad, altitud y temperatura.

El alcance de este trabajo no se limita a la parte técnica, en el anexo se encuentra una descripción completa de 3 métodos para evaluar económicamente este tipo de proyectos. Con esto se presentan los fundamentos básicos sobre la manera de estimar los costos de equipos de este tipo, así como los costos anuales.

Con todo esto, este trabajo pretende convertirse en una herramienta útil que permita cumplir eficientemente con el fin de lograr una mejor calidad en el aire que todos respiramos.

ANEXO A

EVALUACIÓN ECONÓMICA

En los capítulos anteriores se expuso la metodología para llevar a cabo la ingeniería básica de un sistema para la captación, conducción y control de las emisiones a la atmósfera. Como complemento a este diseño básico está la evaluación económica del proyecto. Este complemento es por demás importante pues de su correcta aplicación dependerá la selección de uno u otro equipo para el control de las emisiones.

En la industria suele presentarse el caso de que el proceso generador de las emisiones a la atmósfera fue inicialmente instalado sin poseer ningún tipo de equipo de control. Con el paso del tiempo, por requerimientos de las autoridades o por iniciativa propia, se propone la instalación del equipo de control. Es entonces cuando el ingeniero encargado del proyecto se debe dar a la tarea de realizar el correspondiente diseño del sistema de ductos y campanas que se encargarán de captar y conducir los contaminantes hasta el equipo lavador.

La evaluación técnica dará como resultado una comparación entre los diversos equipos lavadores, existentes en el mercado, tales que sean útiles para controlar los contaminantes generados por el proceso de manera que no se rebasen los niveles máximos permisibles establecidos en la Normatividad. Esta evaluación tomará en cuenta aspectos técnicos como la eficiencia de captación, pérdidas de presión, tamaño del equipo, facilidad de operación, etc.

Una vez que se cuentan con estos datos técnicos se está en la posibilidad de establecer una evaluación económica entre ellos. Como en todo proyecto de inversión se busca obtener la alternativa que proporcione el potencial más alto de beneficio.

Al hablar de proyectos de inversión para equipo anticontaminante se debe tomar en cuenta que los beneficios que aportará la instalación del equipo son intangibles, es decir su operación no traerá, en la mayoría de los casos, beneficios que puedan ser medidos en términos monetarios, sin embargo los costos de adquisición y de operación de estos equipos sí son muy tangibles.

Por esta razón es que en la evaluación económica cobra especial importancia la estimación de costos. Esta estimación tiene como finalidad la de calcular los posibles costos que se presentaran al instalar y operar el equipo seleccionado.

A.1.- CAPITAL TOTAL DE LA INVERSIÓN (CTI).

Aun antes de poner en operación cualquier equipo para el control de la contaminación, se requiere de una cantidad considerable de dinero. Esta cantidad de dinero incluye obviamente los costos por la compra del equipo, los costos de construcción, de ingeniería, supervisión, equipo auxiliar, servicios, etc.

La suma de todos estos costos da por resultado la **INVERSIÓN TOTAL (IT)**.

La Inversión Total suele constar de dos partes: La Inversión en activos y la inversión en capital de trabajo. La inversión en activos se divide en dos partes: El Activo Fijo y el Activo Diferido. Dentro del activo fijo se encuentran todos aquellos bienes que son tangibles. Estos bienes son depreciables, esto quiere decir que su valor disminuye con el paso del tiempo, en este grupo se incluyen los costos del equipo, edificios, etc. El Activo Diferido contempla aquellos gastos que son intangibles, como los costos de Ingeniería y supervisión, estos gastos son amortizables.

La tabla siguiente muestra de una manera más clara los costos que conforman a la Inversión Total:

Medios externos (No toman parte del sistema pero son necesarios para operar los equipos, ejemplo: Subestación eléctrica)

Limites de batería (se dividen en indirectos y directos)

Costos totales indirectos

Costos indirectos de instalación:

- Ingeniería y supervisión
- Construcción
- Honorarios por construcción
- Costos de arranque
- Pruebas de operación
- Contingencias

Costos totales directos

- Preparación del terreno
- Edificios

Costos por compra del equipo:

- Equipo de control
- Equipo auxiliar
- Instrumentación
- Impuestos por compra
- Transporte

Costos directos de instalación:

- Cimientos
- Maniobras y montajes
- Instalación eléctrica
- Tuberías
- Pintura
- Aislantes

- Terreno
- Capital de trabajo

$$\text{Inversión Total} = \text{Inversión en Activo Fijo} + \text{Inversión en Activo Diferido} + (\text{Activo Circulante} - \text{Pasivo Circulante})$$

A.2.- ÍNDICES DE COSTOS.

El estudio de los análisis de costos para plantas completas ha mostrado que los estimados preliminares de costos directos e indirectos de instalación se pueden obtener a partir de los costos de compra de los equipos principales. De una manera similar los costos de instalación de equipo de control de contaminantes se puede estimar en base a porcentajes del costo del equipo.

Ahora bien, el problema que se presenta es el cálculo del costo del equipo por instalar. Estos costos pueden proceder de información anterior o en el mejor de los casos de una cotización actual. En el primero de los casos, se hace necesario entonces un ajuste al presente pues los costos varían por efecto de la inflación.

Para llevar a cabo este ajuste se utilizan los índices publicados periódicamente.

Un índice de costo se define como la relación entre el costo de un equipo, o un grupo de equipos, en un momento específico y el costo del mismo a un tiempo cero.

$$\text{Costo presente} = \text{Costo en el pasado} \frac{(\text{índice presente})}{(\text{índice pasado})}$$

En los Estados Unidos son tres índices los que se aplican para efecto del cálculo de costos de equipo anticontaminante:

- a) Chemical Engineering Plant Cost Index (CEP)
- b) Marshall & Swift Equipment Cost Index (M&S)
- c) Producer Price Index (PPI)

Chemical Engineering Plant Cost Index (CEP)

Este índice es publicado en la revista mensual "Chemical Engineering". El índice consiste en un elemento formado de 66 componentes, cada uno evaluado de acuerdo a la contribución que aporta al elemento compuesto.

Los cuatro mayores componentes son:

- a) Equipo, maquinaria y apoyos (61%)
- b) Trabajos de construcción (22%)
- c) Edificios (7%)
- d) Ingeniería y supervisión (10%)

El componente que se refiere a equipo en este índice, es el que se utiliza para evaluar los costos de equipo de control de contaminación.

Este índice se publica mensualmente, en la tabla siguiente se presenta el valor del índice en cada trimestre y el promedio anual a partir de Enero de 1985 hasta Septiembre de 1993.

Tabla A.1.

Año	Mes	CEP	Componente Equipo
1985	Marzo	324.8	346.9
	Junio	324.8	347.0
	Septiembre	326.1	348.1
	Diciembre	326.1	348.1
	Promedio Anual	325.3	347.2
1986	Marzo	317.4	336.9
	Junio	316.2	333.4
	Septiembre	319.3	336.6
	Diciembre	319.2	335.7
	Promedio Anual	318.4	336.3
1987	Marzo	318.7	337.8
	Junio	321.9	340.4
	Septiembre	325.2	345.2
	Diciembre	332.5	357.2
	Promedio Anual	323.8	343.9
1988	Marzo	336.5	364.0
	Junio	341.6	371.6
	Septiembre	346.2	377.6
	Diciembre	349.2	383.2
	Promedio Anual	342.5	374.1
1989	Marzo	354.2	390.7
	Junio	355.6	392.4
	Septiembre	357.0	392.1
	Diciembre	357.3	390.0
	Promedio Anual	355.4	391.3
1990	Marzo	354.7	388.9
	Junio	356.9	391.8
	Septiembre	360.2	394.2
	Diciembre	360.3	395.9
	Promedio Anual	357.6	392.7

Año	Mes	CEP	Componente Equipo
1991	Marzo	360.9	397.0
	Junio	362.1	398.0
	Septiembre	360.2	394.2
	Diciembre	360.3	395.9
	Promedio Anual	361.3	396.3
1992	Marzo	360.9	397.0
	Junio	362.1	398.0
	Septiembre	357.1	390.2
	Diciembre	357.1	391.0
	Promedio Anual	358.2	394.1
1993	Marzo	359.6	391.2
	Junio	359.3	394.8
	Septiembre	360.8	395.1

Marshall & Swift Equipment Cost Index (M&S)

Este índice también se publica en la revista "Chemical Engineering", pero a diferencia del CEP se publica trimestralmente.

El índice M&S reúne, de manera separada, 47 índices de costos diferentes para actividades comerciales e industriales. El índice M&S que se publica resulta del promedio de estos 47 índices individuales y de 2 componentes: "industrias de proceso e industrias afines"

La tabla A.2 muestra los valores del índice M&S y el valor del componente para industrias de proceso, desde Enero de 1985 hasta el tercer trimestre de 1993, con los respectivos promedios anuales.

Producer Price Index (PPI)

Este índice se publica mensualmente por el Departamento de Estadísticas Laborales de los Estados Unidos.

Se basa en los promedios de las diferencias entre los precios de productos de "todos los niveles de producción". Cerca de 7,000 índices diferentes son calculados en base a

reportes de precios proporcionados por el gobierno federal de los Estados Unidos y por productores.

En la tabla A.3 se muestran los valores de los componentes del PPI para productos metálicos y para telas, estos valores son los que se utilizan generalmente para la estimación de costos de equipo para el control de la contaminación.

De los tres índices aquí expuestos, el que es utilizado para la mayoría de los equipos anticontaminantes es el CEP. Sin embargo si el equipo por estimar está construido en su mayor parte de metal (ciclones), se puede utilizar el componente del PPI que se refiere a productos metálicos; de igual manera el componente del PPI para telas puede ser utilizado para la estimación de costos de las bolsas empleadas en los colectores de bolsas.

Tabla A.2.

1985	Primero	786.6	811.7
	Segundo	788.7	812.9
	Tercero	791.1	814.2
	Cuarto	792.0	814.9
	Promedio anual	786.9	813.4
1986	Primero	793.5	815.1
	Segundo	797.8	817.4
	Tercero	798.3	816.5
	Cuarto	801.0	818.7
	Promedio anual	797.7	816.9
1987	Primero	803.7	821.5
	Segundo	808.8	825.1
	Tercero	814.8	831.3
	Cuarto	827.0	843.6
	Promedio anual	813.6	830.4
1988	Primero	835.3	851.4
	Segundo	846.7	864.8
	Tercero	856.5	875.0
	Cuarto	869.5	889.1
	Promedio anual	852.0	870.1

Año	Trimestre	Índice M&S	Industrias de proceso
1989	Primero	884.7	902.7
	Segundo	894.7	913.8
	Tercero	897.0	916.7
	Cuarto	903.9	923.6
	Promedio anual	895.1	914.2
1990	Primero	905.8	925.3
	Segundo	912.2	932.3
	Tercero	917.9	935.3
	Cuarto	924.5	945.2
	Promedio anual	915.1	934.5
1991	Primero	925.9	947.1
	Segundo	928.6	950.9
	Tercero	935.1	956.5
	Cuarto	932.9	952.7
	Promedio anual	930.6	951.8
1992	Primero	932.9	952.1
	Segundo	943.5	960.7
	Tercero	948.7	966.1
	Cuarto	946.1	962.9
	Promedio anual	943.1	960.5
1993	Primero	952.4	967.7
	Segundo	966.6	976.3
	Tercero	966.9	975.5

Tabla A.3

Año	Mes	PPI para metales	PPI para telas
1985	Marzo	105.0	102.0
	Junio	104.4	100.9
	Septiembre	104.2	101.3
	Diciembre	103.9	101.1
	Promedio Anual	104.4	101.4
1986	Marzo	103.2	101.3
	Junio	103.0	101.5
	Septiembre	103.3	101.4
	Diciembre	103.3	101.3
	Promedio Anual	103.2	101.4

Año	Mes	IRI para metales	IRI para telas
1987	Marzo	104.0	103.1
	Junio	105.8	104.0
	Septiembre	108.8	104.7
	Diciembre	112.9	106.2
	Promedio Anual	107.1	104.2
1988	Marzo	115.4	109.0
	Junio	118.0	109.6
	Septiembre	120.3	109.8
	Diciembre	124.0	110.8
	Promedio Anual	118.7	109.4
1989	Marzo	126.2	112.5
	Junio	123.7	113.8
	Septiembre	123.5	114.4
	Diciembre	121.6	115.1
	Promedio Anual	123.9	114.0
1990	Abril	123.0	116.1
	Mayo	123.0	116.0

Al utilizar estos índices se cuenta con el precio del equipo en una fecha dada. Este precio está dado en dólares. Con el uso de los índices se estima el precio en dólares actuales, posteriormente se debe realizar la conversión a nuevos pesos, de acuerdo al tipo de cambio actual, este resultado entonces se debe multiplicar por un factor entre 1.15 y 1.25 para considerar los gastos de flete, impuestos de importación, etc.

A.3.- COSTOS TOTALES ANUALES DE OPERACIÓN.

La determinación del capital de inversión requerido para realizar la instalación de un sistema de control de la contaminación es solo la primera parte de la estimación completa de los costos. La segunda parte de esta evaluación corresponde a la estimación de los costos anuales por operar el equipo.

Los Costos Totales Anuales (CTA) se refieren a la suma de todos aquellos costos que se presentan (anualmente) por la operación del equipo durante su tiempo de vida útil:

$$\text{CTA} = \text{Costos directos anuales} + \text{Costos indirectos anuales} - \text{Créditos recuperados}$$

Los CTA siempre se expresan en unidades monetarias por año.

Los Costos directos anuales son proporcionales al grado de uso que se le dé al equipo. Los costos directos se dividen en variables y semivariables; los variables son aquellos que, como su nombre lo indica, varían proporcionalmente con el uso del equipo, entre estos costos encontramos los costos de los servicios (consumo eléctrico, combustible, vapor y agua), tratamiento de residuos, materias primas, etc. En los costos semivariables se encuentran aquellos que dependen solo parcialmente del nivel de uso. Entre estos costos se cuentan los costos por los trabajos de operación, supervisión y mantenimiento, los costos de los materiales utilizados para dar mantenimiento, las piezas de repuesto y la nómina de planta. Es importante señalar que estos costos conservan del 20 al 40% de su valor total, aun y cuando el uso del equipo sea nulo.

Contrario a lo anterior los costos indirectos son totalmente independientes del nivel de uso del equipo, es decir que su monto existe aun y cuando el equipo se encuentre fuera de funcionamiento.

Los costos indirectos incluyen:

- a) Gastos fijos de planta
- b) Seguros y fianzas
- c) Impuesto predial
- d) Gastos administrativos
- e) Depreciación y Amortización

La tabla A.4 muestra todos los componentes de los Costos Totales Anuales.

Tabla A.4

Costos directos anuales

Variables

Materias primas

Servicios:

Electricidad
Vapor
Combustible
Agua
Aire comprimido
Otros

Tratamiento de residuos
Disposición de residuos

SemivARIABLES**Salarios:**

Operación
Mantenimiento
Supervisión

Materiales para mantenimiento
Partes de repuesto
Gastos asociados al salario (prestaciones)

Costos Indirectos Anuales

Depreciación
Nómina de planta (Sueldos)
Impuesto predial
Seguros
Gastos administrativos
Recuperación del capital y depreciación

A.3.1. Costos directos anuales

Entre los principales costos directos anuales se encuentran:

Servicios:

Para los sistemas de control de la contaminación ambiental la cantidad y el tipo de servicios dependen de las características de diseño del equipo de control. En algunos sistemas el costo de los servicios puede convertirse en el mayor componente de los costos totales anuales, por ejemplo en un incinerador para compuestos orgánicos volátiles que no cuenta con un recuperador de calor (economizador), el combustible puede llegar a ser más del 75% de los Costos Totales Anuales.

Materias primas:

El tipo y monto de las materias primas depende del tipo de tecnología utilizada. En algunos casos los equipos para el control de las emisiones no utilizan ningún tipo de materia prima

Mano de Obra:

Prácticamente todos los equipos para el control de las emisiones requieren de mano de obra para su operación y mantenimiento. Los tiempos requeridos de este tipo de mano de obra pueden ir desde unos cuantos minutos por turno hasta todo un turno completo.

Adicional a estos dos tipos de mano de obra está el costo de la mano de obra del supervisor, estos costos se estiman en un 10 a 20% de los costos de mano de obra de operación.

Materiales de mantenimiento:

Dentro de este grupo se encuentran materiales como lubricantes, herramientas, bandas, etc. Se suele estimar su monto como un 100% de los costos totales de mano de obra.

Piezas de repuesto:

Los costos de las piezas de repuesto no se encuentran incluidos en los costos anuales de los materiales de mantenimiento por dos razones:

a) El reemplazo de dichas piezas no se lleva a cabo muy frecuentemente (en la mayoría de los casos el periodo de reemplazo de piezas es mayor a un año).

b) Su costo llega a ser mucho mayor que los costos anuales de mantenimiento.

Algunos ejemplos de piezas de repuesto para equipos de control de emisiones son:

Equipo de Control

Incinerador catalítico
Adsorbedores (carbón activado)
Casas de bolsas
Incineradores térmicos

Pieza de repuesto

Catalizador
Carbón activado
Filtros de tela (bolsas)
Recubrimientos refractarios

Los costos por reemplazar estas piezas incluye la mano de obra y los costos del transporte de las piezas.

Debido a que estos gastos se realizan en períodos mayores al anual, se les debe tratar como un desembolso de capital con tiempo de vida útil equivalente al periodo de reemplazo. La ecuación siguiente lo explica más claramente:

$$\text{Crep} = \text{Prep} * \text{FRCrep}$$

Donde:

Crep= Costo anual por las piezas de repuesto (\$/año)

Prep= Costo de las piezas de repuesto y mano de obra por el reemplazo de piezas (incluyendo transporte e impuestos)

FRC = Factor de recuperación del capital

Tratamiento y disposición de residuos:

Muchas veces el medio en el que es captado el contaminante no puede reutilizarse, por lo tanto requiere de un tratamiento y de una disposición especial. El costo del tratamiento y disposición de el(los) residuo(s), dependen del tipo de residuo generado. Estos costos son muy variables y pueden llegar a ser muy altos.

Gastos asociados al salario y nómina:

Los gastos asociados al salario incluyen todos aquellos gastos que se generan de los gastos de mano de obra de operación y mantenimiento. El pago al Seguro Social, Sistema de ahorro para el retiro, Fondo para vacaciones, etc. son ejemplos de este tipo de gastos.

Los gastos de nómina son todos aquellos que no pueden ser asociados con el mantenimiento o la operación del equipo pero que sin embargo deben de pagarse. Entre estos gastos se incluyen los gastos por vigilancia, oficinas, iluminación, vestidores, etc.

Se suele estimar estos costos en forma combinada dentro de un rango comprendido entre el 50 y el 70% de los costos totales de mano de obra y materiales de mantenimiento.

A.3.2. Costos Indirectos Anuales.

Impuesto predial, seguros y gastos administrativos:

Los cargos a estos costos son fijos e incluyen los pagos de impuestos por la propiedad, los pagos por las primas de seguros y los gastos administrativos, en estos últimos se incluyen los gastos de contabilidad y los gastos de oficina.

Todos estos gastos se estiman en forma global como un porcentaje del Costo Total de la Inversión. En forma global este porcentaje es del 4 %, que se integra por el 1% de impuestos, 1% de seguros y el 2% de gastos administrativos.

Recuperación del capital y depreciación:

Cuando se habla de recuperación del capital y depreciación se está hablando sobre un mismo objetivo: Calcular el monto del desembolso anual, que será asentado en libros para el equipo depreciable. En lo consecutivo se denominará solamente como depreciación.

A.4.- DEPRECIACIÓN

Cuando se lleva a cabo la instalación de equipos se debe reconocer que el valor de estos equipos disminuye con el tiempo. Esta disminución en valor se puede deber al deterioro físico por el uso del equipo, los avances tecnológicos, los cambios económicos u otros.

Esta reducción en el valor debida a cualquiera de estas causas es lo que se conoce como depreciación.

Económicamente esto se puede entender como la distribución del gasto original, hecho por un equipo, distribuido en el periodo en el cual el equipo se encuentra en uso.

La depreciación puede considerarse en dos sentidos: Como recuperación de la inversión al considerar los desembolsos anuales como los ahorros necesarios para recuperar la inversión inicial, o considerando que cada uno de los desembolsos anuales son los costos anuales pagados por el uso del equipo.

En términos generales el costo total de la depreciación resulta de restar al valor original del equipo el valor del mismo equipo al final del periodo de depreciación.

El valor del equipo al final del periodo (valor final de rescate, S), se toma como el valor probable del equipo como desecho.

Los costos de depreciación deben de ser prorrateados durante todo el periodo de vida útil del equipo. Estos cargos se deben incluir en los costos totales anuales (CTA).

La consideración de la depreciación como un costo que no tiene desembolso en efectivo, le da una importancia muy especial para la deducción de impuestos. Las utilidades disminuyen si el monto de la depreciación anual aumenta, y por lo tanto la cantidad de impuestos a pagar sobre estas utilidades es menor.

Cuando se lleva a cabo el cálculo de la depreciación se deben seguir lo establecido en la Ley del Impuesto Sobre la Renta de la Secretaría de Hacienda. En la ley se establecen los porcentajes máximos del valor del activo que pueden depreciarse cada año. La ley también establece que el valor de rescate para estos equipos es de cero.

Para fines del cálculo de la depreciación es necesario introducir varios conceptos útiles, desde el punto de vista contable:

1.-Valor en libros: Este valor resulta de la diferencia entre el costo original del equipo y todos los cargos de depreciación hechos hasta la fecha. Este representa el valor del equipo en los libros contables de la empresa.

2.-Valor de mercado: Es el precio al cual podría ser vendido el equipo si en ese momento fuera puesto en el mercado. El uso de este término implica que el equipo se encuentra en buenas condiciones y que existe un comprador para el mismo.

3.-Valor de reemplazo: Es el costo necesario para reemplazar el equipo actual, en ese momento, por uno similar que sea capaz de otorgar el mismo servicio.

Aun y cuando la Secretaría de Hacienda autoriza varios métodos para el cálculo de la depreciación, el método utilizado generalmente es el método lineal.

Denominado así porque asume el hecho de que el valor del activo fijo decrece linealmente con el paso del tiempo. Cada año, a lo largo de la vida útil del equipo, son cargadas cantidades iguales a la depreciación.

La fórmula para calcular la depreciación por el método lineal es:

$$d = \frac{V - S}{n}$$

Donde: d = costo anual de la depreciación
 V = valor original del equipo al principio del periodo
 S = valor de rescate
 n = años de vida útil del equipo

El valor en libros del equipo, a cualquier tiempo, se calcula con:

$$V_a = V - ad$$

Donde: V_a = valor en libros
 a = número total de años en uso actual
 d = costo anual de la depreciación

La Ley del Impuesto sobre la Renta (LISR) establece en su artículo 44 las Tasas de depreciación de bienes. En este artículo se establece que:

El por ciento máximo autorizado para depreciar bienes como: Equipo destinado a prevenir y controlar la contaminación ambiental en cumplimiento de las disposiciones legales respectivas, es del 50% anual, sobre el costo total del activo.

Así pues, el tiempo mínimo de vida para equipos de este tipo es de dos años. Este tiempo de vida no refleja la realidad operativa de los equipos, pero la razón de este periodo tan corto de vida es el fomentar la instalación de estos equipos.

Obviamente, el equipo comprado para este fin no pierde su valor en los dos años, pero al deducir su valor en este periodo el pago de impuestos disminuye sensiblemente y esto beneficia al industrial que adquiere dicho equipo.

A.5.- EVALUACION DE PROYECTOS.-

Como fue expuesto en los capítulos anteriores, existe un número considerable de tecnologías efectivas para controlar las emisiones de polvos, gases y/o vapores a la atmósfera.

En el desarrollo de un proyecto de este tipo, una vez reconocidas las alternativas técnicas que logren controlar las emisiones a la atmósfera es necesario llevar a cabo una evaluación económica de estas distintas alternativas.

Son tres los métodos más utilizados para llevar a cabo esta evaluación:

- a) Valor presente neto (VPN)
- b) Tasa interna de recuperación (TIR)
- c) Flujo de caja anual uniforme equivalente

Durante el período de vida útil del equipo se presentan dos tipos de movimientos: gastos e ingresos. Los gastos se pueden presentar antes y durante el arranque del sistema y posteriormente a lo largo de todo el tiempo que dure su operación. Las cantidades y tiempos a los que ocurren estos gastos e ingresos comprenden el flujo de caja.

El flujo neto de caja (FNC) ,para un año dado, es la diferencia entre los ingresos y los costos totales anuales (excluyendo el costo de recuperación del capital para ese año)

$$\text{FNC} = \text{Ingresos} - (\text{CTA} - \text{CRC})$$

Si este Flujo de Caja resulta positivo, representará ganancias para la empresa, si su signo es negativo son pérdidas.

Cuando se calcula el flujo de caja para un equipo de control de emisiones contaminantes, este siempre es negativo desde del primero hasta el último año de vida, debido a que estos equipos no son equipos de proceso que generen un producto que aporte ingresos a la empresa. Esto visto desde el punto de vista financiero significa pérdidas a la empresa, sin embargo el beneficio de estos gastos está en el terreno de las mejoras en la calidad del aire.

En el primer año de vida del proyecto, el flujo de caja es el más negativo de todos debido a que este flujo representa el total de la inversión para instalar el equipo (Costo Total de la Inversión). A partir del segundo año y hasta el penúltimo de la vida útil del equipo, el flujo de efectivo se mantiene en el mismo nivel (negativo) y en el último año se vuelve menos negativo a efecto de que el capital de trabajo, el valor del terreno y el valor de rescate del equipo se suman como ingresos.

VALOR PRESENTE NETO (VPN).

Al evaluar las alternativas más viables de un proyecto, es necesario determinar cual de ellas es la más económica a largo plazo. En muchos casos lo más recomendable es reconocer el valor del dinero en el tiempo. Con esta condición, el interés se puede tomar como la recuperación obtenible de una inversión productiva de capital.

Debido a que los flujos netos de caja (FNC) para un proyecto dado ocurren a diferentes tiempos, el único recurso para tomar en cuenta el valor del dinero en el tiempo, es el de "descontar" a todos ellos el mismo tiempo de referencia.

Si el tiempo de referencia se asume como cero (0), este proceso de descuento da como resultado el valor presente para cada flujo de caja. Por "descuento" se debe entender

el multiplicar cada flujo neto de caja (FNC) por un factor de descuento: $1/(1+i)^k$

Donde i es el interés mínimo de recuperación (también denominado costo del capital) y k es el año en el que sucede el correspondiente flujo de efectivo.

La suma de estos flujos resultantes con el capital total de la inversión (CTI) da como resultado el Valor Presente Neto (VPN) del proyecto. Cuando se comparan varias tecnologías, aquella con el Valor Presente Neto más positivo (o menos negativo) es la seleccionada.

$$VPN = \sum \frac{FNC}{(1+i)^k} - CTI$$

Para hacer más claro esto, se presenta un ejemplo:

Una empresa decide instalar un equipo para el control de sus emisiones gaseosas a la atmósfera. Para ello debe evaluar dos alternativas (Proyectos A y B). El proyecto A tiene un CTI de NS 150,000.00 y el proyecto B de NS 200,000.00. Los flujos netos de caja anuales (FNC), durante todo el tiempo de vida del proyecto (5 años para ambos), son de -NS10,000.00 y -NS 8,000.00, respectivamente. La tasa mínima atractiva de retorno es del 10%. Determinar el VPN para ambos proyectos y en base al resultado seleccionar uno de los dos proyectos.

Para cada año del proyecto se debe obtener el Factor de descuento, que al multiplicarse por el flujo de caja de ese año, dará como resultado el valor presente para cada año, la suma nos dará el Valor Presente Neto:

Año	Flujo de caja (NS)		Factor de descuento	Valor Presente (NS)	
	A	B		A	B
0	-150,000	-200,00	1.0	-150,000	-200,000
1	-10,000	-8,000	0.909	-9,091	-7,273
2	-10,000	-8,000	0.826	-8,265	-6,612
3	-10,000	-8,000	0.751	-7,513	-6,011
4	-10,000	-8,000	0.683	-6,830	-5,464
5	-10,000	-8,000	0.621	-6,209	-4,967
VPN				-187,908	-230,327

Como el proyecto A presenta el VPN menos negativo, desde este punto de vista, el proyecto seleccionado es el A.

TASA INTERNA DE RECUPERACION (TIR).

La tasa interna de recuperación es aquella a la cual el valor presente neto (VPN) del proyecto se vuelve cero. En otras palabras, cuando a cada uno de los flujos anuales de caja descontado al tiempo cero, utilizando la TIR, se añade el costo total de la inversión (CTI) el resultado neto es cero.

Como se observa este es un caso especial de análisis del VPN en el cual el valor de éste se encuentra especificado y la tasa de recuperación debe ser calculada por un procedimiento iterativo.

La TIR se puede definir como la tasa de recuperación a la cual la suma algebraica del flujo de efectivo generado por la inversión más la inversión misma resulta igual a cero.

$$VPN = \sum \frac{FNC}{(1+TIR)^n} - CTI = 0$$

En la ecuación anterior TIR representa la Tasa Interna de Recuperación a la cual se obtiene el Costo Total de la Inversión.

Utilizando este método como criterio de selección, el proyecto que presenta el valor de la Tasa Interna de Recuperación mayor con respecto a la tasa mínima atractiva de recuperación es el seleccionado.

Cuando los flujos de caja son negativos, como en el caso de los equipos para el control de la contaminación, los proyectos se comparan en términos del incremento en la inversión del capital y el incremento en el flujo anual de efectivo. La alternativa con el capital total de inversión más bajo es la primera opción. Un incremento en la inversión es justificada solamente si la TIR resultante es más alta que la tasa de interés mínima atractiva especificada para la recuperación.

Ejemplo:

Se consideran dos proyectos para la instalación de un equipo para el control de vapores orgánicos en una planta industrial. El tiempo de vida para ambos proyectos es de 5 años, la tasa mínima de recuperación es del 12%. A partir de los siguientes flujos de caja, calcular la Tasa Interna de Recuperación para cada proyecto.

Año	Flujo de caja (NS)	
	Proyecto A	Proyecto B
0	-160,000	-183,000
1	- 73,000	- 66,500
2	- 73,000	- 66,500
3	- 73,000	- 66,500
4	- 73,000	- 66,500
5	- 73,000	- 66,500

El proceso iterativo, para el cálculo de la TIR, consiste en ir asignando valores a la TIR en la fórmula de VPN hasta que éste se vuelva cero.

Existen programas de computadora que llevan a cabo estas iteraciones hasta encontrar este valor de TIR que hace el VPN = 0. Para los cálculos de este trabajo se utilizó el paquete 123 de Lotus Corporation. Este paquete calcula la TIR al final de cada periodo anual.

Los valores de la TIR para ambos proyectos son:

Para el proyecto A, TIR = -180.51% Para el proyecto B, TIR = - 176.36%

Como se señaló anteriormente, cuando los flujos de caja son negativos, los proyectos se comparan en términos del incremento en la inversión de capital y el incremento en el flujo anual de efectivo. En este caso, el proyecto B tiene un incremento en la inversión de capital de NS 23,000. Viendo en forma global ambos proyectos, este incremento en la inversión de

capital trae como consecuencia que el proyecto B aporte beneficios anuales de NS6,500 sobre el proyecto A:

Año	Flujo de caja (B-A)
0	-23,000
1	6,500
2	6,500
3	6,500
4	6,500
5	6,500

La TIR calculada para el Flujo de caja B-A es de 12.75%, por lo tanto el incremento en el capital de inversión del proyecto B lo hace la mejor selección. Cualquier valor mayor a los NS 183,000, invertidos en el proyecto B, trae como consecuencia un valor de la TIR por debajo del 12% mínimo requerido.

FLUJO DE CAJA ANUAL UNIFORME EQUIVALENTE

Como se vio anteriormente, los flujos de caja durante la vida de un proyecto pueden ser positivos o negativos. Este método convierte cada flujo de caja anual en uno equivalente uniforme, distribuido en todo el espacio de vida del proyecto. La suma de todos estos flujos equivalentes da como resultado el Flujo de Caja Anual Uniforme Equivalente Neto.

Al comparar varios proyectos con este método se selecciona aquel con el que se obtiene el Flujo más positivo o menos negativo. La tasa mínima atractiva se utiliza para calcular el flujo de caja uniforme anual equivalente tomando en cuenta el valor del dinero en el tiempo.

Cabe hacer notar que el flujo uniforme anual equivalente de un proyecto es el valor negativo de los Costos totales anuales (CTA), siempre y cuando estos se calculen tomando en cuenta el costo de recuperación del capital. Aun y cuando los proyectos evaluados tuvieran tiempos de vida diferentes, la comparación entre ellos, se realizaría en términos de los CTA.

El efecto del cambio en los tiempos de vida se ve reflejado en los factores de recuperación del capital.

Ejemplo:

Consideremos los dos proyectos presentados en el ejemplo para el cálculo del VPN. Ahora bien, la aplicación de éste método requiere de convertir todos los flujos de caja a

flujos anuales uniformes equivalentes. Esto se hace a través del factor de recuperación del capital definido anteriormente. Para este caso, en el que $i = 0.10$ y $n = 5$, $FRC = 0.2638$

Año	Flujo de caja (NS)	
	A	B
0	-150,000	-200,00
1	-10,000	-8,000
2	-10,000	-8,000
3	-10,000	-8,000
4	-10,000	-8,000
5	-10,000	-8,000
	(NS/año)	(NS/año)
CRC = FRC x CTI	-39,750	-52,760
FNC Anual	-10,000	- 8,000
F. de caja uniforme anual equiv.	- 49,750	-60,760

Como se puede observar el proyecto A tiene el Flujo uiforme equivalente menos negativo de los dos proyectos, por lo tanto es el seleccionado.

COMENTARIOS A LOS METODOS EXPUESTOS.

No siempre los tres métodos de cálculo expuestos para la comparación entre varias alternativas conducen a los mismos resultados.

Si el objeto del análisis no es únicamente seleccionar la mejor alternativa, sino conocer la tasa de recuperación esperada, entonces el método de la Tasa interna de recuperación es el que se debe utilizar.

Si es suficiente con determinar cual es la mejor alternativa, la selección entre el método del Valor presente neto (VPN) o el del Flujo uniforme anual equivalente depende de las magnitudes relativas de la Inversión inicial de capital y de los flujos de caja anuales. Si la inversión inicial es mucho más grande que los flujos anuales, el método del VPN es más realista. Para flujos anuales de caja del mismo orden de magnitud para la inversión inicial, el uso del método de Flujo anual uniforme equivalente, es el más apropiado.

FACTORES PARA LA ESTIMACION DE COSTOS TOTALES ANUALES

Ref: Benitez, Jaime - Process Engineering and Design for Air Pollution Control

INCINERADORES.

Los costos anuales para incineradores son muy altos debido a las altas temperaturas a las que se trabaja. El elemento que contribuye en mayor medida a incrementar estos costos es el combustible.

Generalmente los incineradores que manejan gastos de aire comprendidos entre los 15 y los 50 m³ (a condiciones estándar), se venden como paquete. Este tipo de incineradores cuentan con:

- Cámara de combustión
- Recuperador (Economizador)
- Ventilador
- Controles e instrumentación
- Chimenea
- Mezclador de filtro (cuando se trata de incineradores catalíticos)

Si el incinerador maneja gastos de aire contaminado mayores a 50m³, requiere de ser construido en el sitio.

En el caso de los incineradores vendidos como paquete, se estima el Costo total de la inversión CTI como el 125% del costo total de compra del equipo.

Para calcular el Costo Total de la Inversión de incineradores térmicos y catalíticos, se han propuesto ecuaciones que lo calculan en función del gasto de aire contaminado que ingresa y del % de eficiencia que se requiera.

Las tablas siguientes muestran estas ecuaciones para los casos de incineradores térmicos e incineradores catalíticos.

La siguiente ecuación se utiliza para los incineradores térmicos como para los catalíticos:

$$\ln CE = a + b \ln Q + c (\ln Q)^2 (10^{-3})$$

Sin embargo los valores de a, b y c cambian para cada tipo de incinerador.

Incineradores térmicos

Eficiencia (%)	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>
0	11,061	80.00	70.00
35	11,646	39.84	85.00
50	11,746	75.58	81.00
75	12,214	-112.63	131.00

Donde: CE= Costo del equipo en dólares, referido a junio de 1990
Q = Gasto volumétrico de los gases a incinerar, en metros cúbicos a condiciones estándar

Incineradores catalíticos

Eficiencia (%)	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>
0	11,355	-112.26	205.00
35	11,852	-251.05	231.00
50	11,891	-203.95	225.00
70	11,800	21.95	174.00

En el caso de incineradores construidos en campo, el CTI se calcula en base a los siguientes factores:

COSTOS	FACTOR
<i>Costos Directos</i>	
1) Costos por compra del equipo:	
Incinerador y equipo auxiliar	1.00 A
Instrumentación y control	0.10 A
Impuestos y transporte	0.08 A
Costo total por compra del equipo	B = 1.18A
2) Costos directos de instalación	
Cimientos	0.08 B
Montaje	0.14 B
Instalación eléctrica	0.04 B
Tubería	0.02 B
Pintura y aislantes	0.02 B
Preparación del terreno (T) y edificios (E)	Como se requiera
Costos directos totales de instalación	0.30B + T + E
<i>Costos Indirectos</i>	
Ingeniería y supervisión	0.10 B
Construcción	0.15 B
Pruebas de arranque y desempeño	0.03 B
Contingencias	0.03 B
Costo Total de la Inversión (CTI)	1.61 B + T + E

A continuación se presentará en una tabla los factores para estimar los costos anuales de incineradores. Como se mencionó anteriormente, en los incineradores térmicos el costo del combustible auxiliar es el mayor de los costos anuales directos. Para los incineradores catalíticos el costo por reemplazar el catalizador puede convertirse en el mayor costo anual.

El tiempo de vida promedio para un catalizador va de los 2 a los 10 años, un estimado conservador considera apropiado un tiempo de vida de 2 años.

El costo aproximado del metal y su material soporte, en un catalizador, es de 127,000 USD/ m³ y 25,200 USD/ m³ (en junio de 1990), respectivamente. La mano de obra por reemplazarlo es mínima a comparación del costo del catalizador. Los impuestos y el costo del transporte del catalizador se estiman en un 8% del costo inicial del catalizador.

Factores para estimar los Costos Totales Anuales de incineradores

Costos	Factor
<i>Costos directos operativos</i>	
Mano de obra operativa	0.5 horas por turno
Supervisión	15% de la M.O. operativa
Mantenimiento	0.5 horas por turno
Materiales para mantenimiento	100% de mantenimiento
Piezas de repuesto	Repuesto periódico del catalizador
Servicios:	
Combustible	De acuerdo a necesidades
Electricidad	De acuerdo a necesidades

Costos indirectos operativos

Nómina	60% de la suma de operación, supervisión, mantenimiento y materiales para mantenimiento
Gastos administrativos	2% del Capital Total de la Inversión
Impuestos por propiedad	1% del CTI
Depreciación	FRC x (CTI - 1.08 x costo del catalizador)

EQUIPOS DE ADSORCION.

Estos equipos, al igual que los incineradores, pueden ser vendidos como paquete o ser fabricados bajo pedido, dependiendo de su capacidad (referida al requerimiento total de adsorbente Wc).

Se ha desarrollado una expresión para calcular el costo de los equipos que se venden como paquetes, esto incluyen los recipientes de adsorción, el carbón activado necesario, condensador, decantador, ventilador, ventilador de enfriamiento, controles y tubería interna:

$$CE = 257.4(Wc)^{0.243} \quad 160 \leq Wc \leq 6,400Kg$$

Para equipos fabricados bajo pedido, la ecuación anterior se transforma en:

$$CE = 68.13(Wc)^{0.86} \quad 6,400 \leq Wc \leq 100,000 \text{ Kg}$$

Cuando el equipo se construye de acero inoxidable, el costo del equipo es aproximadamente el doble con respecto a los construidos con acero al carbón.

Las tablas siguientes muestran los factores para el cálculo de CTI y de los CTA para equipos de adsorción:

COSTOS	FACTOR
<i>Costos Directos</i>	
1) Costos por compra del equipo:	
Adsorbedor y equipo auxiliar	1.00 A
Instrumentación y control	0.10 A
Impuestos y transporte	0.08 A
Costo total por compra del equipo	B = 1.18A
2) Costos directos de instalación	
Cimientos	0.08 B
Montaje	0.20 B
Instalación eléctrica	0.08 B
Tubería	0.05 B
Pintura y aislantes	0.03 B
Preparación del terreno (T) y edificios (E)	Como se requiera
Costos directos totales de instalación	0.44B + T + E
<i>Costos Indirectos</i>	
Ingeniería y supervisión	0.10 B
Construcción	0.15 B
Pruebas de arranque y desempeño	0.03 B
Contingencias	0.03 B
Costo Total de la Inversión (CTI)	1.75 B + T + E

Factores para estimar los Costos Totales Anuales de adsorbedores

Costos	Factor
<i>Costos directos operativos</i>	
Mano de obra operativa	0.5 horas por turno
Supervisión	15% de la M.O. operativa
Mantenimiento	0.5 horas por turno
Materiales para mantenimiento	100% de mantenimiento
Piezas de repuesto	Repuesto periódico del adsorbente
Servicios:	
Vapor	De acuerdo a necesidades
Electricidad	De acuerdo a necesidades
Agua de enfriamiento	De acuerdo a necesidades
Tratamiento de agua de desecho	De acuerdo a necesidades
<i>Costos indirectos operativos</i>	
Nómina	60% de la suma de operación, supervisión, mantenimiento y materiales para mantenimiento
Gastos administrativos	2% del Capital Total de la Inversión
Impuestos por propiedad	1% del CTI
Seguros	1% del CTI
Depreciación	$FRC \times (CTI - 1.08 \times \text{costo del adsorbente})$
<i>Recuperación de capital</i>	
Adsorbato recuperado	Cuando existe

El adsorbente tiene una vida corta (3 a 5 años) a comparación del resto del equipo: 10 años. Así pues el costo por el reemplazo del adsorbente debe de calcularse por separado. Un costo conservador es de 5 USD/Kg. Los costos de transporte e impuestos se deben añadir a este precio. El costo de la mano de obra por reemplazarlo es muy poco a comparación del costo del adsorbente.

En algunas ocasiones se pueden recuperar los compuestos captados por el adsorbente, estos pueden ser reutilizados o vendidos, de esta manera se les puede considerar como capital recuperado. Sin embargo en otras ocasiones, el costo por separar estos compuestos del vapor condensado puede exceder su propio valor.

CICLONES.

Los ciclones son equipos muy baratos, sus costos de inversión son mucho menores que los de una casa de bolsas o un precipitador electrostático. El único costo significativo en su operación es el de la electricidad necesaria para vencer las caídas de presión que se presentan al paso del aire por su interior.

La ecuación siguiente se utiliza para calcular el costo del equipo. Este costo incluye el costo del equipo fabricado en acero al carbón, soportes, ventilador y la tolva colectora .

$$CE = 57800 ab^{0.903}$$

Donde: CE = Costo del equipo referido a junio de 1990
a y b = altura y ancho de la entrada al ciclón

Esta ecuación solamente es válida para el siguiente rango de dimensiones:

$$0.020 \leq ab \leq 0.4m^2$$

Los costos de instalación de los ductos de conexión son a menudo más altos que el mismo ciclón. El capital total de la inversión (CTI), para este tipo de equipos, puede estimarse como el doble del costo de compra del equipo.

PRECIPITADORES ELECTROSTATICOS.

Los costos de un precipitador electrostático generalmente se correlacionan con el área de colección de los platos:

$$CE = aA_c^b$$

Donde: A_c = Área de colección en metros cuadrados
a y b = parámetros de regresión

Área del plato (m^2)	a	b
930 a 4,600	4,551	0.6276
4,600 a 93,000	715	0.8431

Los costos obtenidos con esta fórmula son aplicables a todos los precipitadores electrostáticos, excepto los de doble paso, para este tipo de precipitadores electrostáticos, la ecuación se transforma en:

$$CE = 27,200 + 41,500 \ln Q$$

Donde Q es el gasto volumétrico de aire contaminado que pasa a través del equipo en metros cúbicos por segundo. Esta ecuación solamente es válida para un rango de gasto volumétrico entre 1 y 6 metros cúbicos por segundo.

COSTOS	FACTOR
<i>Costos Directos</i>	
1) Costos por compra del equipo:	
Precipitador electrostático y equipo auxiliar	1.00 A
Instrumentación y control	0.10 A
Impuestos y transporte	0.08 A
Costo total por compra del equipo	B = 1.18 A
2) Costos directos de instalación	
Costos directos totales de instalación	1.67 B + T + E
<i>Costos Indirectos</i>	
Costos indirectos totales	0.57 B
Costo Total de la Inversión (CTI)	2.24 B + T + E

Para el estimado de los Costos totales anuales se considera que los trabajos de operación son de 2 horas por turno, los costos de la supervisión son el 15% de los de operación, el mantenimiento consume 660 horas al año y el costo de los materiales de mantenimiento son el 1% de los costos de compra del equipo.

Si el polvo recolectado no puede reutilizarse o venderse, se debe disponer de él. Los costos de disposición varían en función de la peligrosidad del polvo.

CASAS DE BOLSAS.

El Costo de un colector de bolsas se puede estimar en función del área de tela utilizada. El costo también puede depender del tipo de colector, ya que éste puede ser de acero inoxidable o de acero al carbón o puede estar aislado o no. Más aun , las unidades fabricadas en dimensiones estándar son mucho más baratas que los fabricados a la medida.

El costo de un equipo de este tipo consta de dos partes: La unidad de casa de bolsas y las bolsas. Los precios de ambos están en función del área de tela.

La expresión para el cálculo del costo del equipo es:

$$CE = a + bA_c$$

Donde A_c es el área de tela , a y b son constantes de regresión:

Tipo de colector	Rango de área (m ²)	Parte	a	b
Sacudimiento intermitente	370-1,500	Unidad básica	4,120	84.6
		Acero inoxidable	14,000	42.9
		Aislamiento	2,200	5.7
Sacudimiento continuo	370-1,500	Unidad básica	43,800	93.8
		Acero inoxidable	29,700	61.1
		Aislamiento	0	4.21
Pulse-Jet	370-1,500	Unidad básica	11,280	69.8
		Acero inoxidable	12,700	59.1
		Aislamiento	1,670	11.7
Aire a contracorriente	930-7,500	Unidad básica	34,200	88.0
		Acero inoxidable	16,500	68.5
		Aislamiento	1,320	10.0

COSTO TOTAL DE LA INVERSION PARA CASAS DE BOLSAS

COSTOS	FACTOR
<i>Costos Directos</i>	
1) Costos por compra del equipo:	
Colector, bolsas y equipo auxiliar	1.00 A
Instrumentación y control	0.10 A
Impuestos y transporte	0.08 A
Costo total por compra del equipo	B = 1.18A
2) Costos directos de instalación	
Costos directos totales de instalación	0.72B + T + E
<i>Costos Indirectos</i>	
Costos indirectos totales	0.45 B
Costo Total de la Inversión (CTI)	2.17 B + T + E

Factores para estimar los Costos Totales Anuales de casas de bolsas

Costos	Factor
<i>Costos directos operativos</i>	
Mano de obra operativa	2-4 horas por turno
Supervisión	15% de la M.O. operativa
Mantenimiento	1-2 horas por turno
Materiales para mantenimiento	100% de mantenimiento
Piezas de repuesto	calculado en base a la vida de las bolsas
Servicios:	
Electricidad	De acuerdo a necesidades
<i>Costos indirectos operativos</i>	
Nómina	60% de la suma de operación, supervisión, mantenimiento y materiales para mantenimiento
Gastos administrativos	2% del Capital Total de la Inversión
Impuestos por propiedad	1% del CTI
Seguros	1% del CTI
Depreciación	$FRC \times (CTI - 1.08 \times \text{costo de reposición de bolsas})$
<i>Recuperación de capital</i>	
Polvo recuperado	Cuando existe

BIBLIOGRAFIA

Industrial Ventilation

American Conference of Governmental Industrial Hygienist, Inc.
Ed. ACGIH
USA 1988

Process Engineering and Design for Air Pollution Control

Benítez Jaime
Ed. Prentice Hall
USA 1993

Contaminación Atmosférica. Evaluación y Control

Carbajal Rafael de Jesús
Tesis UNAM 1975
México 1975

Plant Design and Economics for Chemical Engineers

Peters Max S. & Timmerhaus Klaus D.
Ed. Mc. Graw Hill International Editions
Singapore 1991

Managerial Finance

Weston J. Fred & Copeland Thomas E.
Ed. The Dryden Press
USA 1986

Matemáticas Financieras. Teoría y práctica

Hernández Abraham
Ed. ECASA
México 1991

Prontuario Tributario 1994

Ed. Tax Editores Unidos
México 1994

123, Manual de referencia

Campbell Mary
Ed. Mc Graw Hill/Interamericana
España 1989

Contaminación del Aire, Origen y control

Wark Kenneth & Warner Cecil F.
Ed. LIMUSA, S.A. de C.V.
México 1992