

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**“ Diseño de un Colector de Polvo de Mineral de
Cobre con Capacidad de $24 \text{ m}^3 / \text{s}$ ”**

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO

MANUEL ANDRES ECHEVARRIA ARUÑA

PROMOCION: 1983 - I

LIMA • PERU • 1986

I N D I C E

	<u>Página</u>
PROLOGO	8
1. INTRODUCCION	9
1.1. Objeto de la colección o separación de polvos y nieblas.....	9
1.2. Tipo de colectores de polvo	12
1.2.1. Ciclones	12
1.2.2. Lavadores húmedos	15
1.2.2.1. Lavadores de rociado por gravedad	
1.2.2.2. Lavador centrífugo	
1.2.2.3. Lavador húmedo Venturi ...	
1.2.3. Precipitadores Electrostáticos	19
1.3. Dinámica de Partículas	21
1.3.1. Coeficiente de arrastre de partículas	21
1.3.2. Regímenes de flujo	22
1.3.2.1. Régimen Laminar	
1.3.2.2. Régimen de Transición	
1.3.2.3. Régimen Turbulento	
1.3.3. Coeficiente de arrastre de partículas no esféricas	25
1.3.4. velocidades terminales en campos centrífugos	27
1.3.4.1. Velocidades terminales en campos centrífugos en flujo laminar	
1.3.4.2. Velocidades terminales en campos centrífugos en flujo de transición	
1.3.4.3. Velocidades terminales en campos centrífugos en flujo turbulento	

1.3.5. Velocidades terminales en campos - gravitatorios	30
1.3.6. Velocidad de Salto	31
2. PRINCIPIOS DE OPERACION DEL COLECTOR DE POLVO	32
2.1. Colección de Polvo por Fuerzas Centrí- fugas	34
2.1.1. Factores de corrección del diámetro de la partícula en un campo centrí- fugo	35
2.1.1.1. Factor de corrección del - diámetro de la partícula - debido a la concentración entrante al colector	
2.1.1.2. Factor de corrección del - diámetro de la partícula - debido al exceso de la ve- locidad de entrada sobre - la velocidad de salto	
2.1.2. Teoría de caída de presión en ciclo- nes	37
2.1.3. Caída de presión en lechos fluidiza- dos	44
2.2. Colección de Polvo por Impacto	47
2.2.1. Efecto de intercepción	49
2.2.2. Efecto de impacto por inercia	50
2.2.2.1. Soluciones numéricas para eficiencias de impacto por inercia	
2.2.2.2. Datos experimentales de e- ficiencia de impacto por i- nercia	
2.2.2.3. Fórmulas para el cálculo - del parámetro de impacto - por inercia, ϕ , a distintos regimenes de flujo	
2.2.2.4. Fórmulas para el cálculo - de la eficiencia de impac- to por inercia	

2.2.2.5.	Fórmulas para el cálculo - de la eficiencia total de impacto	
2.2.2.6.	Eficiencia total de colec- ción	
2.3.	Orientación del Flujo	58
2.3.1.	Diseño de álabes directrices	59
2.3.1.1.	Ángulos de entrada y sali- da	
2.3.1.2.	Radio de curvatura de los álabes	
2.3.1.3.	Fuerza de empuje sobre un álabe	
3.	DISEÑO DEL SISTEMA DE COLECCION DE PÓLVO	63
3.1.	Ubicación de los puntos de captación de - polvo	63
3.1.2.	Velocidades de captación y transpor- te de polvo	66
3.2.	Fórmulas de Cálculo de Volúmenes de suc- ción	66
3.3.	Distribución del flujo de aire	68
3.3.1.	Balance de aire sin compuertas de - ajuste	69
3.3.2.	Balance de aire por compuertas regu- ladoras	70
3.4.	Procedimiento de Balance	70
3.4.1.	Método sin compuertas de regulación	70
3.4.2.	Método con compuertas de regulación	71
3.4.3.	Corrección por cambios de velocidad	72
3.5.	Criterios tomados para el diseño	73
3.6.	Descripción de los procesos de chancado se- cundario y terciario	74
3.7.	Cálculo de los flujos de aire de diseño ..	
3.7.1.	Para las campanas de succión Nros. 1, 3 y 5	77

3.7.2. Para las campanas de succión Nros. 2, 4 y 6	78
3.7.3. Para las campanas de succión Nros. 7, 8 y 9	78
3.7.4. Para las campanas de succión Nros. 10 y 13	79
3.7.5. Para las campanas de succión Nros. 11 y 12	79
3.7.6. Para la campana de succión N° 14	80
3.7.7. Resumen de los flujos de aire de di- seño	80
3.8. Balance de los Flujos de Aire de Diseño ..	80
3.9. Selección del Colector de Polvo	88
3.10. Selección del Ventilador	90
3.11. Caja de Lodos	93
4. CALCULO Y DISEÑO DEL COLECTOR DE POLVO	96
4.1. Características del Polvo	96
4.1.1. Rango de tamaño, distribución de ta- maños y tamaño medio de las partícu- las de polvo	96
4.1.2. Forma de las partículas	99
4.1.3. Concentración de polvo	100
4.2. Condiciones de Diseño	100
4.3. Diseño del Colector	101
4.3.1. Diseño de la base del colector	102
4.3.2. Diseño de los álabes directrices ..	114
4.3.3. Selección de las boquillas atomiza- doras y flujo de agua requerido	120
4.3.4. Cálculo de la eficiencia de colec- ción	128
4.3.4.1. Programa EFIC	
4.3.4.2. Programa PROG	
4.3.4.3. Programa TAB	
4.3.4.4. Subrutina LAMINA	

4.3.4.5.	Subrutina TRANS 1	
4.3.4.6.	Subrutina TRANSS 2	
4.3.4.7.	Subrutina TURBUL	
4.3.4.8.	Subrutina EFFIN	
4.3.4.9.	Programa datos DATO A, <u>DA</u> TO-B, DATO-C	
4.3.4.10.	Análisis de los resultados obtenidos	
4.3.4.11.	Cantidad de polvo atrapado en función del tamaño	
4.3.5.	Ubicación de las Etapas y toberas - en el colector	139
4.3.6.	Cálculo de caída de presión en el - colector	141
4.3.6.1.	Caída de presión en la <u>ba</u> se del colector	
4.3.6.2.	Caída de presión en la <u>re</u> ja de álabes	
4.3.6.3.	Caída de presión en el <u>le</u> cho de gotas de agua	
4.3.7.	Fuerzas sobre los álabes	152
5.	EVALUACION ECONOMICA	154
5.1.	Peso de las plaanchas del casco del colec- tor	154
5.2.	Peso de las planchas que forman los elemen- tos internos del colector	156
5.3.	Peso de los perfiles estructurales	158
5.4.	Peso de tuberías y otros	159
5.5.	Costo total del colector.....	159
	RECOMENDACIONES Y CONCLUSIONES	160
	BIBLIOGRAFIA	163
	PLANOS Y ANEXOS	

P R O L O G O

Para introducirnos al tema se inicia el trabajo con una exposición del objeto de la separación del polvo de la corriente de gas que lo acarrea, y se describe los principios utilizados por los diversos equipos colectores. Se pone mayor énfasis en los lavadores húmedos debido a que es el tipo al cual pertenece el colector a diseñarse.

También se expone la teoría de la dinámica de partículas en la que se basan estos colectores.

El segundo capítulo trata de los principios de captación de polvo en el colector, como son los relacionados con las fuerzas centrífugas e impacto, desarrollándose expresiones matemáticas para el cálculo de la eficiencia de colección.

Para no tratar al colector como un equipo aislado, en el capítulo 3 se hace el diseño de un sistema de captación de polvo, aplicado a un edificio de chancado secundario y terciario de mineral de cobre.

El cuarto capítulo trata en sí del cálculo y diseño del colector. Aquí se hace uso de lo expuesto en los dos primeros capítulos. Debido al gran número de cálculos que debe desarrollarse para determinar la eficiencia de colección, se elabora un programa en lenguaje Fortran, el cual es genérico y puede usarse para otras condiciones.

Finalmente se hace un análisis de costos (capítulo 5) que viene a ser la determinación del costo de fabricación del colector.

CAPITULO

1. INTRODUCCION

El diseño del colector se realiza a base de la teoría - de la dinámica de partículas en campos centrífugos y el cálculo de la eficiencia de barrido de gas, por las gotas de - agua, se realiza haciendo uso de datos experimentales de e - ficiencia de colección por impacto de Ranz y Wong /19/.

La geometría del colector, se toma de los colectores comer - ciales que utilizan el principio de colección por impacto.

Este trabajo, por lo tanto, muestra el uso de las teorías - dinámicas y datos experimentales de la colección de polvo - en el desarrollo del diseño de un colector para uso indus - trial. La escasa información disponible sobre el tema, lo cual generalmente solo abarca el estudio en régimen laminar de la partícula, y para campos gravitatorios, se ha extendi - do para los otros regímenes y se ha aplicado a un campo cen - trífugo.

Aún cuando se trata del diseño de un colector (del tipo la - vador centrífugo) para ciertas condiciones de diseño, el procedimiento desarrollado, así como el programa en Fortran para el cálculo de eficiencia por impacto, puede ser aplica - do a cualquier otra condición o característica de polvo, lí - quido lavador, campo centrífugo, geometría del colector, - etc.

1.1. Objeto de la Colección o Separación de Polvos Nie - blas

La colección o separación de polvos o nieblas trata de la eliminación o recojo de partículas sólidas y líquidas

dispersas en gases con los siguientes propósitos:

- a) Evitar molestias, como cuando se limpia el aire de ventilación o se separan las cenizas suspendidas en los gases de combustión de las centrales eléctricas.
- b) Reducir los gastos de conservación de la maquinaria, como en el filtrado del aire aspirado por los motores o en el tratamiento de los gases de los hornos de piritas antes de introducirlos en el sistema de las cámaras de fabricación de ácido sulfúrico.
- c) Evitar riesgos y peligros para la salud, como en la separación de polvos silicosos y metálicos alrededor de la maquinaria de esmerilar y taladrar y en algunas operaciones metalúrgicas y en la limpieza del ambiente en las operaciones de chancado y molienda de minerales.
- d) Mejorar la calidad de los productos, como en la limpieza del aire en la fabricación de productos farmacéuticos y de películas fotográficas.
- e) Recuperar productos valiosos, como cuando se separa y recoge el polvo de algunos secadores y hornos de fusión o beneficio.
- f) Recolectar productos pulverizados como en los transportadores neumáticos, la desecación por pulverización de la leche y los huevos y la fabricación de óxido de zinc y el negro del humo de alta pureza.

El grado de colección requerido puede depender de la localización de la planta, comparación de las cantidades de material arrojado a la atmósfera con los diferentes tipos de colectores; naturaleza del contaminante con peligro a la -

salud pública o de trabajadores y requerimientos de las regulaciones locales de control ambiental.

1.2. Tipos de Colectores de Polvo

Existe un amplio rango de diseño de colectores que varían de acuerdo al grado de colección o separación requerido. Estos colectores trabajan con concentraciones entre 0.2 a - 45 gramos/m³. Las fuerzas o los mecanismos utilizados para separar el polvo de la corriente de aire, se clasifican en:

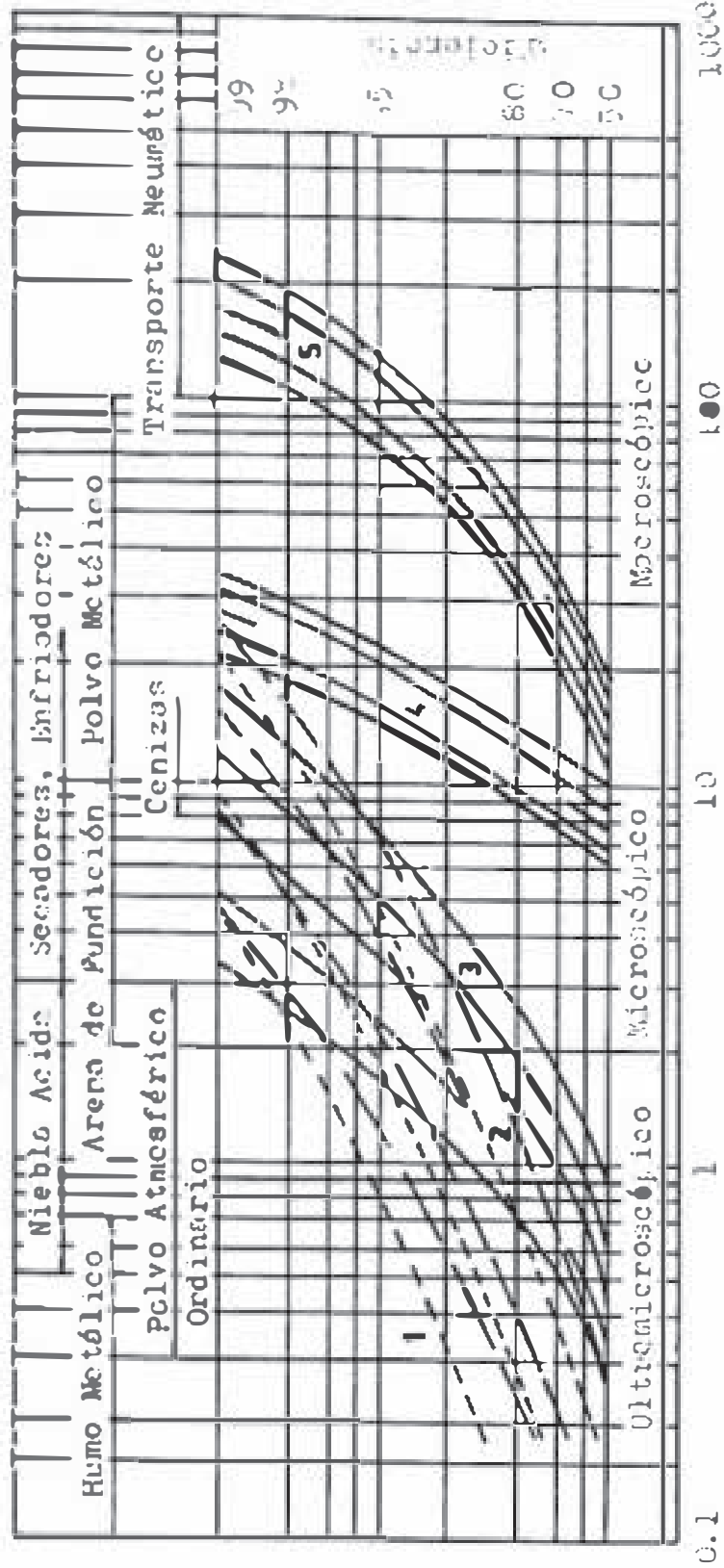
- a) Gravedad
- b) Inercia
- c) Electroestática
- d) Fisicoquímicos
- e) Térmicos
- f) Sónicos.

Algunos tipos de colectores utilizan más de uno de estos mecanismos, por lo que es más conveniente clasificarlos por su tipo que por el principio en que se basa su funcionamiento. En la Tabla 1.1, se muestra la utilización y características comparativas de colectores de uso industrial. Variación de la eficiencia de colección en función del tamaño de partículas, para varios tipos de colectores, se muestra en la figura 1.1.

1.2.1. Ciclones

En este tipo de colector los gases cargados de polvo penetran tangencialmente a una cámara cilíndrica o cónica por uno o varios puntos y sale el gas limpio por la par

- 1.- Precipitadores Electrostáticos
- 2.- Colectores de Tela
- 3.- Lavadores de Gases
- 4.- Ciclones de Alta Eficiencia
- 5.- Ciclones de Baja Resistencia



Tamaño de Partículas (micras) / 1/

Figura 1.1. APLICACION DE DIVERSOS TIPOS DE COLECTORES

te superior central. Las partículas de polvo, en virtud a su inercia, tienden a moverse hacia la pared exterior del separador, desde donde son conducidos a un receptor. Un ciclón es en esencia una cámara de sedimentación en la que la aceleración de la gravedad es reemplazada por una aceleración centrífuga.

Comunmente los ciclones son usados para remover polvo grueso de una corriente de aire (partículas de polvo de 10 a 200 micras), como pre-limpiadores de colectores de mayor eficiencia, como colectores húmedos o para separar productos de sistemas de transporte neumático de materiales. Sus principales ventajas son su bajo costo, bajo mantenimiento y baja caída de presión (por el orden de 15 a 50 mm de agua), pero no son efectivos para coleccionar partículas finas.

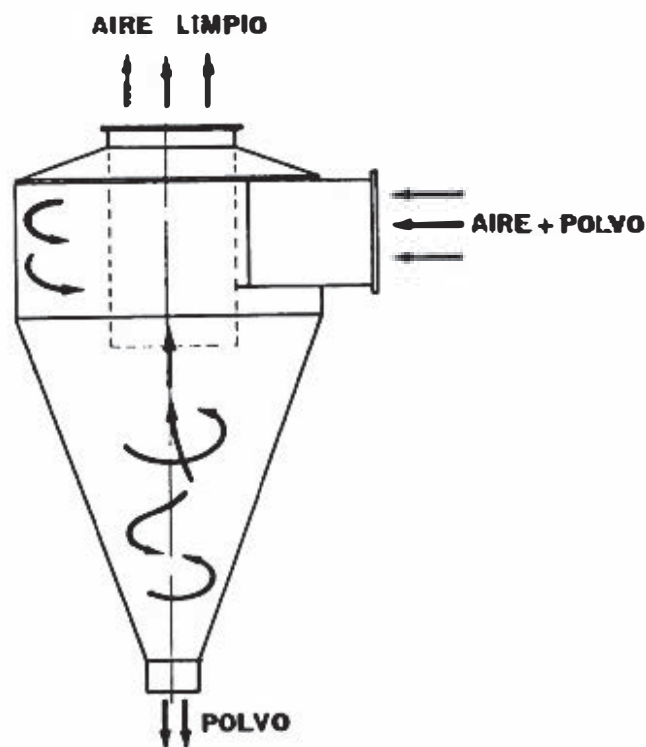


FIG. 1.2 CICLON

1.2.2. Lavadores Húmedos

Los lavadores húmedos recuperan sólidos como un lodo o solución que requiere un proceso siguiente para obtener el producto o para disponer de él como un desecho.

En un lavador húmedo:

- a) El gas es enfriado y lavado.
- b) Gases corrosivos pueden ser neutralizados con la elección apropiada del líquido lavador.
- c) La temperatura y contenido de humedad del gas entrante es esencialmente ilimitado.
- d) Se reducen peligros de explosión polvo-aire.
- e) El equipo utiliza sólo un espacio moderado.

La eficiencia varía con la potencia requerida y puede extenderse en un amplio rango dependiendo del diseño. El tamaño del equipo y el costo inicial son razonables, pero el costo de operación es alto, especialmente para altas eficiencias, los cuales requieren gran consumo de energía.

1.2.2.1. Lavador de Rociado por Gravedad

El líquido es rociado en la parte superior de la torre y gotas grandes caen por gravedad en contracorriente al flujo de gas ascendente, lavándose así el gas. La colección de polvo es principalmente por impacto inercial e interceptación, siendo la eficiencia y la caída de presión bajas. Este dispositivo es muy usado para altas concentraciones de partículas gruesas, o para absorción acompañada por remoción de sólidos. La entrada de gas es controlada usando bajas velocidades cuando se diseña la torre, pero así re

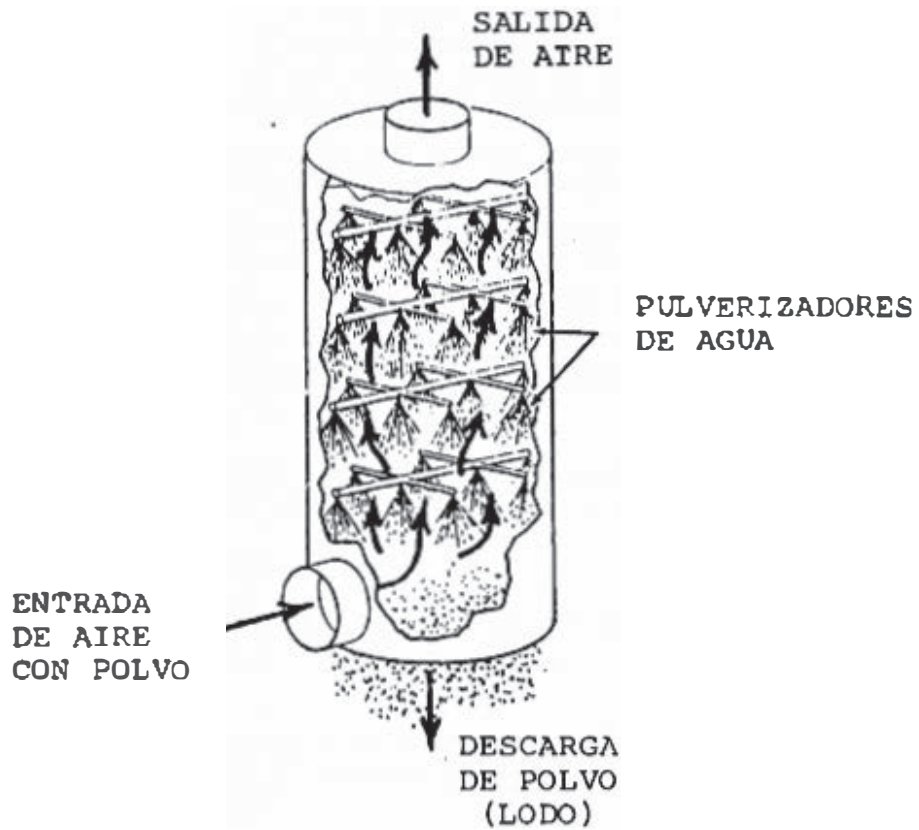


Figura 1.3 - LAVADOR GRAVITATORIO

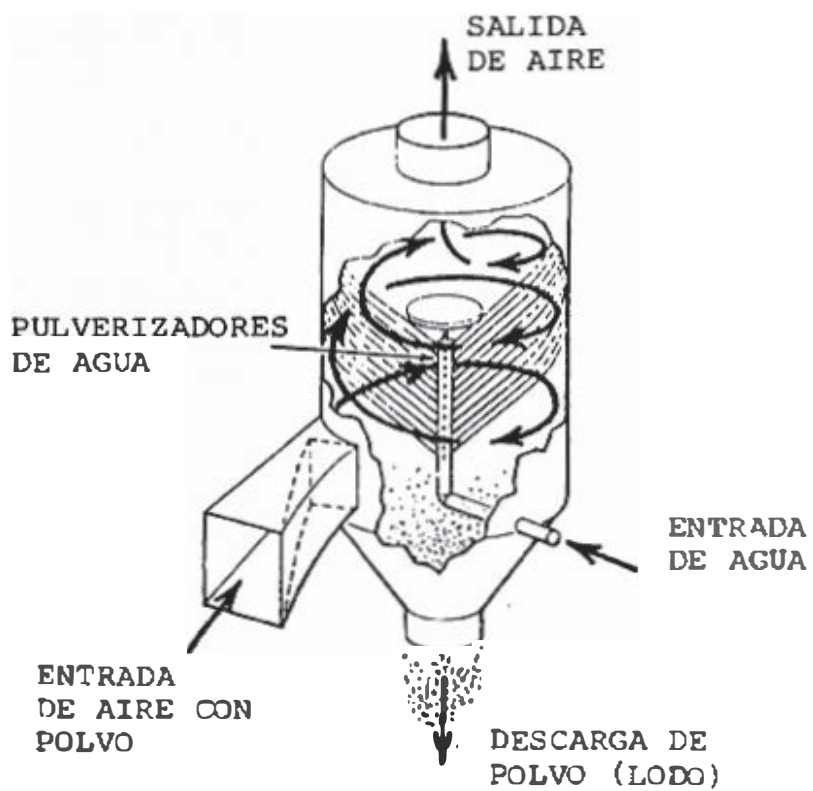


Figura 1.4 - LAVADOR CENTRIFUGO

sulta un equipo grande. Las boquillas del líquido lavador se seleccionan para producir gotas grandes, las cuales deben ser lo suficientemente pesadas para caer en contra del flujo de gas, aún cuando ellas se reducen en tamaño debido a la evaporación.

1.2.2.2. Lavador Centrífugo

El líquido es rociado dentro de la unidad y mezclado con el vórtice ascendente de gas. El gas y las partículas de líquido se combinan por impacto e intercepción y son acelerados a la pared del recipiente por fuerza centrífuga. Allí las partículas son colectadas. La pared mojada también ayuda a la colección.

Se ha desarrollado una variedad de tipos basados en la forma diferentes de formación de gotas y promover la acción ciclónica del gas. Una serie de placas desviadoras dirigen el flujo del gas y convierten la presión de velocidad en energía de formación de gotas. Los pulverizadores del líquido pueden ser instalados axialmente para dirigir las gotas radialmente o circunferencialmente para pulverizadores tangenciales.

1.2.2.3. Lavador Húmedo Venturi

Son usados para colector partículas extremadamente finas. La eficiencia de colección de un colector Venturi es comparable con la del precipitador electrostático o filtros de tela. Son típicamente más compactos que los precipitadores o los filtros y requieren sustancialmente un -

costo de instalación más bajo. El costo de capital de un colector Venturi, generalmente es más bajo que el de los precipitadores o filtros.

Los mecanismos que afectan la colección de partículas en un lavador Venturi son: inercia, difusión, electrostática, movimiento browniano y condensación; sin embargo el fenómeno predominante es la inercia. En casi todos los colectores húmedos y en muchos secos, la idea básica es lanzar las partículas de polvo contra un obstáculo a suficiente velocidad, tal que las partículas sean atrapadas por el obstáculo. En un colector Venturi, el objeto colector es una gota de agua. Un ventilador provee la fuerza del movimiento a la corriente de gas que lleva las partículas de polvo. El gas es acelerado a la velocidad de la garganta del Venturi, donde las partículas suspendidas encuentran las gotas del líquido (obstáculos). Aquellas partículas que impacten en gotas del líquido, pueden ser fácilmente separados de la corriente del gas colectándolos en un ciclón (fuerzas centrífugas).

Como todos los colectores húmedos, en general, la eficiencia de colección del Venturi se incrementa con altas caídas de presión. Algunos colectores Venturi son fabricados con garganta regulable, permitiendo un rango de caída de presión para un volumen dado o para condiciones donde el volumen es variable y se desea una caída de presión constante.

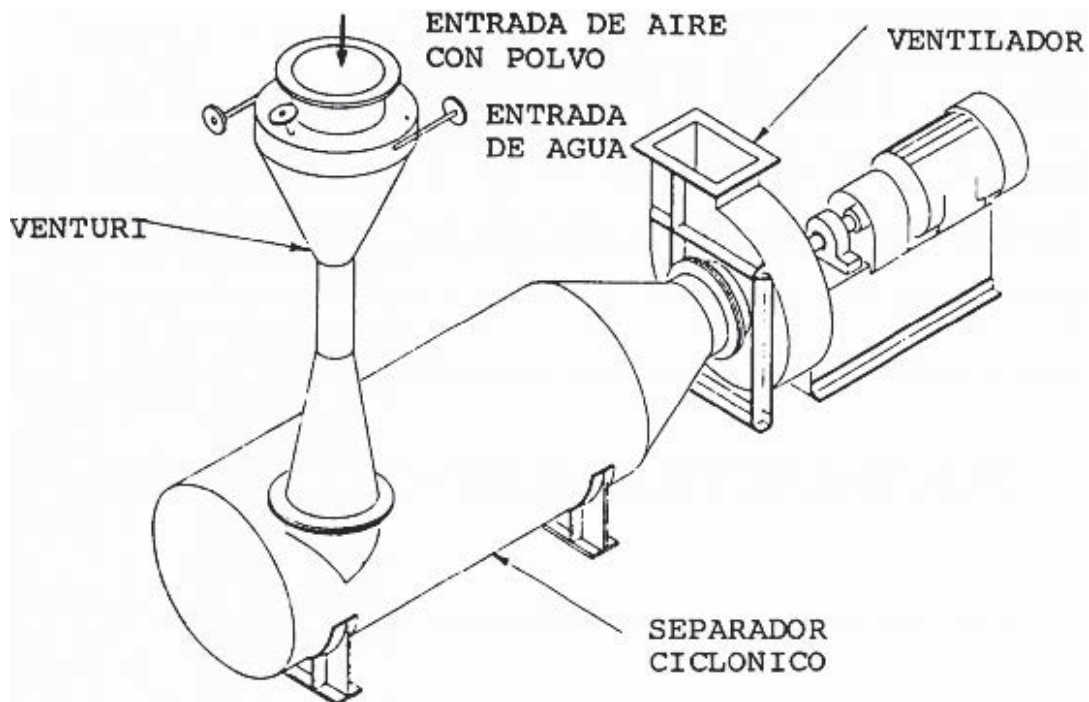


Figura 1.5 - LAVADOR HUMEDO VENTURI

1.2.3. Precipitadores Electrostáticos

Cuando las partículas suspendidas en un gas se exponen a iones gaseosos en un campo electrostático, se cargan y se producen su migración bajo la acción de dicho campo. Los mecanismos funcionales de los precipitadores electrostáticos se clasifican como sigue:

- a) Ionización de gas
- b) Separación de las partículas.
 - Producción de un campo electrostático para provocar la carga y la migración de las partículas de polvo.
 - Retención del gas para permitir la migración de las partículas hasta una superficie colectora.

- Impedir el arrastre de partículas ya separadas.
- Sacar del equipo las partículas separadas.

ARMADURA SOPORTE DE
ALTA TENSION

AISLANTE DE ALTO VOL
TAJE

SELLO DE GAS

PLACAS COLECTORAS

GOLPEADOR

ELECTRODOS DE DESCARGA

PESAS DE LOS ALAMBRES
DE DESCARGA

TOLVA PARA POLVO

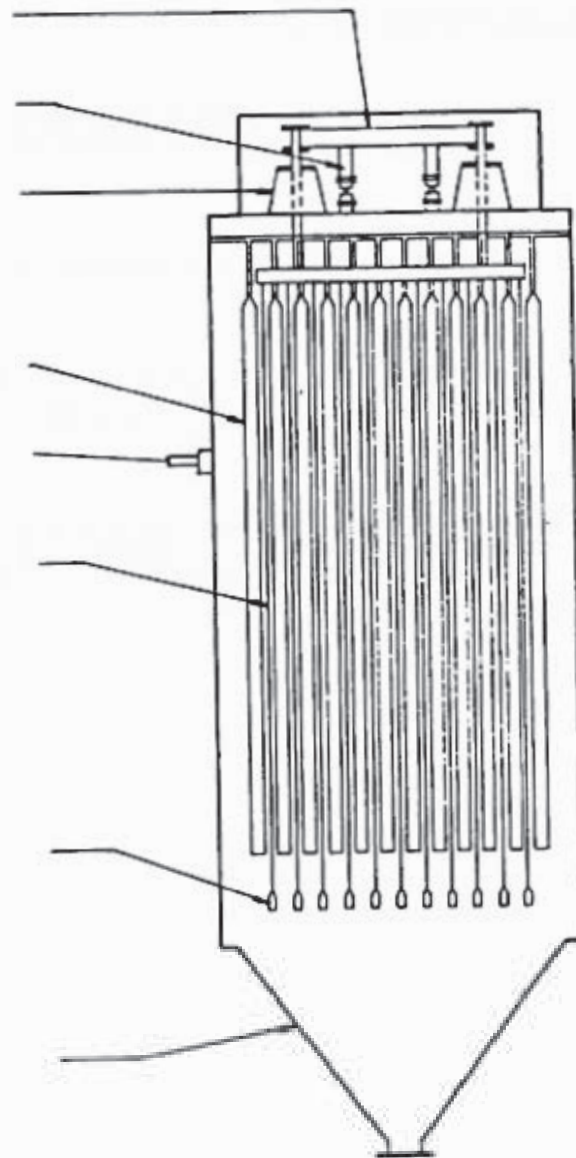


Figura 1.6 - PRECIPITADOR ELECTROSTATICO

Hay dos clases generales de precipitadores electrostáticos:

- a) De una sola fase, en los cuales se combinan la ionización y la separación.
- b) De dos fases, en los cuales se realiza la ionización - de una parte del equipo y después la separación en otra /16/.

En muchos diseños de precipitadores electrostáticos de alto voltaje; la diferencia de tensión entre el electrodo y placa es de 60,000 a 75,000 V. La eficiencia de colección es alta y aproximadamente uniforme, indiferente al tamaño de partícula, incluyendo tamaño sub-micrónicos. El espacio requerido es relativamente grande y el costo alto debido al equipo eléctrico de alto voltaje. La eficiencia mejora con el incremento de humedad de la corriente de aire, debido a que toma lugar un cambio de las propiedades dieléctricas del polvo. Por el contrario, altas concentraciones causan una reducción en la eficiencia de colección.

1.3. Dinámica de Partículas

El movimiento de una partícula sólida o líquida es retardada por el flujo del fluido a su alrededor, este patrón también se ve afectado por objetos cercanos como otras partículas. Para simplificar el problema es necesario considerar a la partícula sólo moviéndose con una velocidad relativa al fluido /3/.

1.3.1. Coefficiente de Arrastre de Partículas

La magnitud de la fuerza que tiende a retardar el

movimiento de una partícula en un fluido, sin importar el tipo de movimiento relativo, incluye el término C_R que es el coeficiente de arrastre o coeficiente de resistencia:

$$F_R = C_R \frac{\rho_f v^2 A}{2} \quad (1.1)$$

donde ρ_f es la densidad del fluido, A es el área proyectada de la partícula a un plano perpendicular al flujo, v es la velocidad relativa de la partícula al fluido, y C_R es el coeficiente de arrastre.

El valor de C_R es variable con el número de Reynolds, R_e , como se muestra en la figura 1.7, tomado de Lapple y Shepherd /13/.

El número de Reynolds es:

$$R_e = \frac{\rho_f dp v}{\mu} \quad (1.2)$$

siendo dp el diámetro de la partícula y μ la viscosidad dinámica del fluido.

1.3.2. Regímenes de Flujo

Se presentan tres tipos de movimiento: laminar, turbulento y un régimen intermedio entre ellos, conocido como de transición.

1.3.2.1. Régimen Laminar

En la figura 1.7 se puede ver que la pendiente es constante para valores de Reynolds hasta, aproximadamente, uno; y en esta región:

$$C_R = \frac{24}{R_e} \quad (1.3)$$

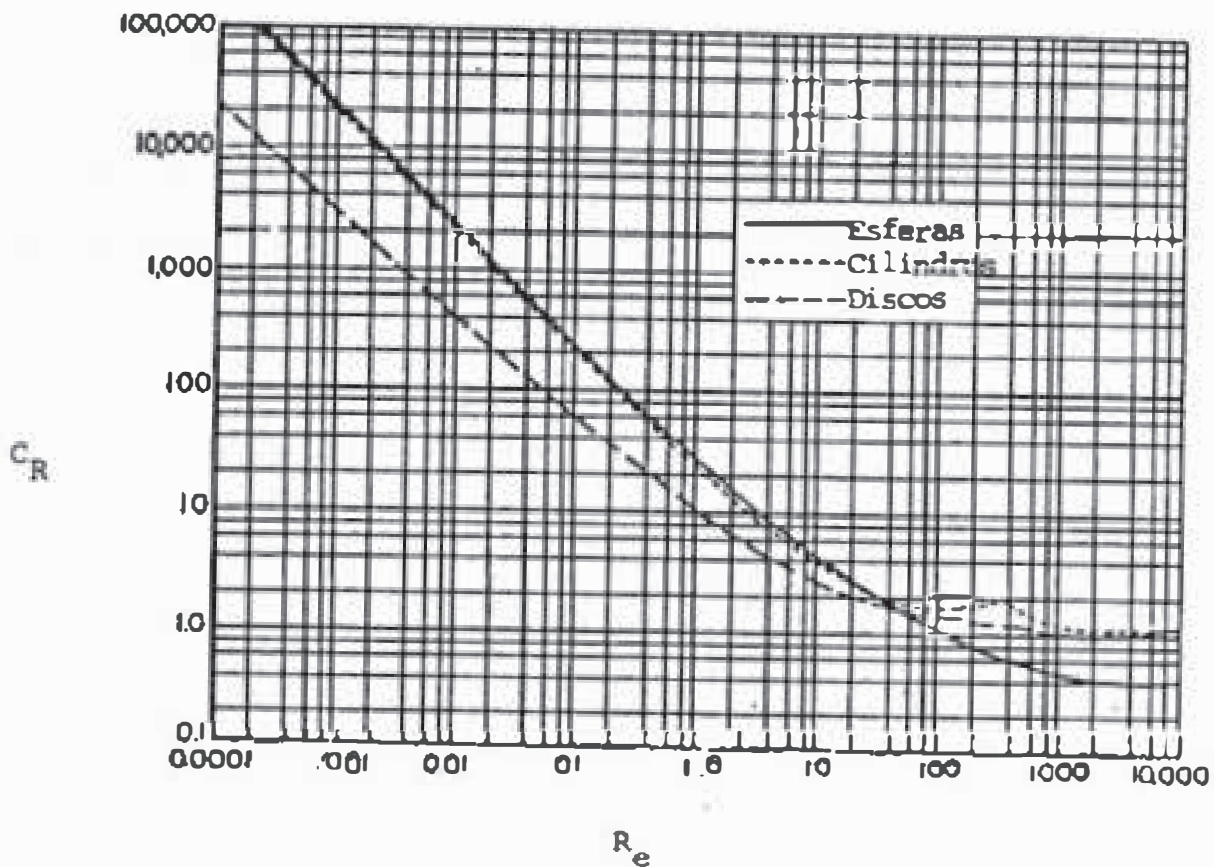


Figura 1.7 - VARIACION DEL COEFICIENTE DE ARRASTRE EN FUN -
CION DEL NUMERO DE REYNOLDS /13/.

Por convención se define como límite superior del régimen laminar en 0.2. La ecuación 1.3 es conocida como la Ley de Stokes.

1.3.2.2. Régimen de Transición

La relación entre C_R y R_e no es tan simple como la que prevalece en la zona de flujo laminar.

Sin embargo muchos investigadores han tratado de formular correlaciones que describan este régimen. Algunas de estas fórmulas de C_R en función de R_e se muestran en la Tabla 1.2 Como se puede apreciar en la Tabla 1.2 la aproximación que tienen las diversas fórmulas, con respecto a los valores ha

TABLA 1.2 - TABULACION DE ECUACIONES C_R vs R_e EN FLUJO DE TRANSICION /3/

R_e	Valores de C_R					
	Datos de Shepherd	$\frac{18.5}{R_e^{0.6}}$	$\frac{27}{R_e^{0.84}}$	$\frac{24}{R_e} + \frac{4}{R_e^{1/3}}$	$0.48 + \frac{28}{R_e^{0.85}}$	$\frac{24}{R_e} (1 + 0.158 R_e^{2/3})$
0.3	80.00	38.10	74.23	85.96	78.39	85.66
0.5	49.50	28.04	48.33	53.04	50.95	52.78
0.7	36.50	22.91	36.43	38.791	38.40	38.56
1.0	26.50	18.50	27.00	28.00	28.48	27.79
2.0	14.40	12.12	15.08	15.18	16.01	15.01
3.0	10.40	9.57	10.73	10.77	11.49	10.63
5.0	6.90	7.04	6.99	7.14	7.61	7.02
7.0	5.40	5.76	5.27	5.52	5.84	5.41
10.0	4.10	4.65	3.90	4.257	4.44	4.16
20.0	2.55	3.07	2.18	2.674	2.67	2.60
30.0	2.00	2.40	1.55	2.09	2.03	2.02
50.0	1.50	1.77	1.01	1.57	1.49	1.51
70.0	1.27	1.45	0.76	1.31	1.24	1.26
100.0	1.07	1.17	0.56	1.102	1.04	1.06
200.0	0.77	0.77	0.32	0.80	0.79	0.77
300.0	0.65	0.60	0.22	0.68	0.70	0.65
500	0.55	0.44	0.15	0.55	0.63	0.53

llados por Lapple y Shepherd /13/, varían considerablemente dependiendo del rango de R_e .

Para lograr una mejor exactitud en el cálculo de C_R se tomarán las siguientes expresiones:

$$C_R = \frac{27}{R_e^{0.84}} \quad \text{para } 0.2 < R_e \leq 20 \quad (1.4a)$$

$$\text{y ; } C_R = 0.48 + \frac{28}{R_e^{0.85}} \quad \text{para } 20 < R_e < 500 \quad (1.4b)$$

Considerándose el régimen de transición entre números de Reynolds de 0.2 a 500.

1.3.2.3. Régimen Turbulento

Para nuestros fines la región del flujo turbulento se define a partir de Reynolds igual a 500.

El rango de C_R es de 0.40 a 0.55, pero en la figura 1.7 se puede apreciar que es esencialmente constante. Para partículas esféricas en el rango de número de Reynolds de 500 a 200,000, C_R tiene un valor promedio de 0.44, el cual representa la base y limitaciones de lo que es comúnmente llamado la Ley de Newton del movimiento de partículas.

Para números de Reynolds mayores que 200,000 el fluido alrededor del cuerpo se separa de la superficie del cuerpo - con un súbita caída del coeficiente de arrastre (ver figura 1.7). En la región que esto ocurre, solo es importante en el diseño de balas y misiles. En operaciones unitarias de ingeniería química, valores de Reynolds mayores que 10,000 son muy escasos.

1.3.3. Coeficiente de Arrastre de Partículas no Esféricas

El coeficiente de arrastre también es función de - la forma de la partícula como se muestra en la figura 1.7

para esferas, discos y cilindros. Para partículas de otras formas es necesario hacer uso de un factor de forma referido a una esfera; a este factor se le conoce como "esfericidad", y se define como la relación entre el área superficial de una esfera de volumen igual al de la partícula, y el área superficial de la partícula.

Así que:

$$\psi = \frac{A_o}{A_p} = \frac{\pi (6 \frac{\text{Vol } p}{\pi})^{2/3}}{A_p} \quad (1.5)$$

donde A_o y A_p son las áreas superficiales de la esfera equivalente y de la partícula respectivamente y Vol p el volumen de la partícula.

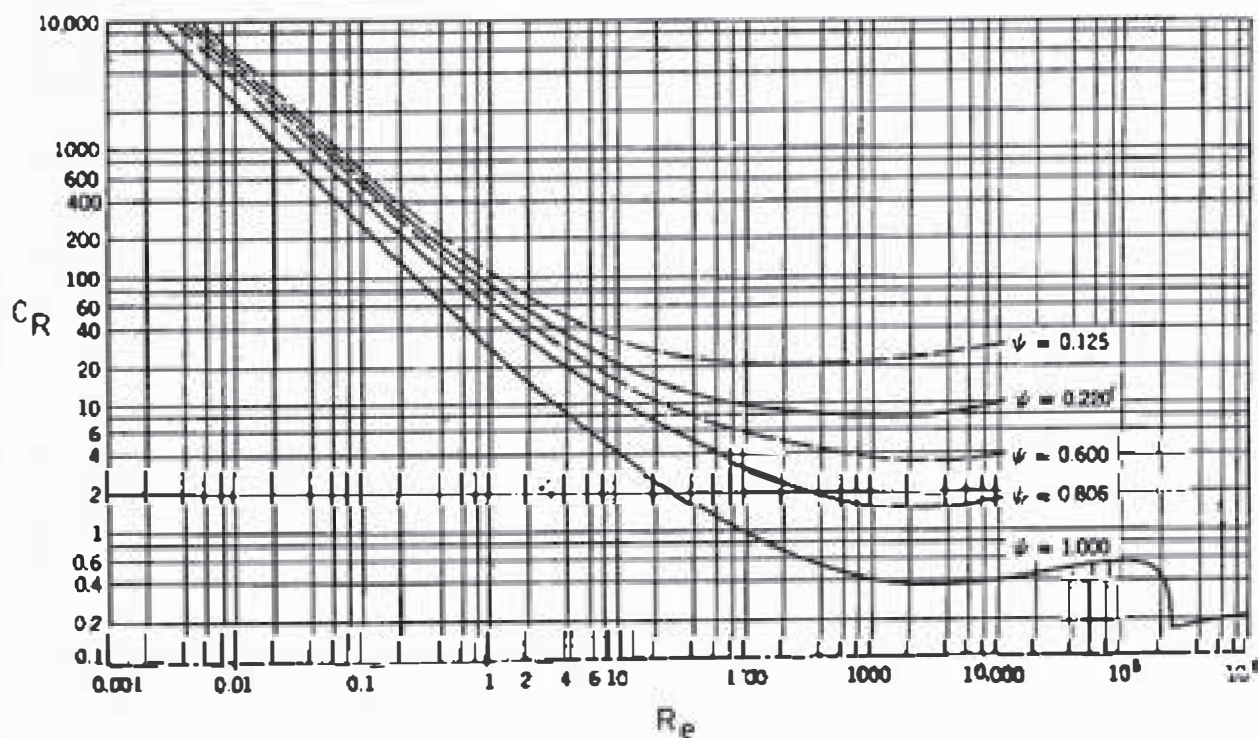


Figura 1.8 - COEFICIENTES DE ARRASTRE C_R , EN FUNCION DEL NUMERO DE REYNOLDS Re Y DEL COEFICIENTE DE ESFERICIDAD ψ /7/.

1.3.4. Velocidades Terminales en Campos Centrífugos

Cuando una partícula cae bajo la influencia de la gravedad, ella alcanza rápidamente una velocidad constante (debido a que la resistencia del aire crece conforme aumenta la velocidad de la partícula hasta un punto tal que ocurre el equilibrio) conocida como velocidad terminal.

En un campo centrífugo, la velocidad de una partícula puede descomponerse en dos componentes, una radial y otra transversal, (despreciándose la componente vertical debido a que por lo general la aceleración centrífuga es mucho mayor que la aceleración gravitatoria). Para una partícula en un flujo rotacional a una distancia r de origen y moviéndose radialmente a una velocidad v_r y transversalmente v_t , la ecuación del movimiento radial es:

$$\frac{dv_r}{dt} = \frac{v_t^2}{r} \left[1 - \frac{\rho_f U_t^2}{\rho_p v_t^2} \right] - \frac{F_{Rr}}{m_p} \quad (1.6)$$

y transversalmente:

$$\frac{dv_t}{dt} = -\frac{v_t v_r}{r} + \frac{F_{Rt}}{m_p} \quad (1.7)$$

donde U_t es la velocidad de gas y F_{Rr} y F_{Rt} son fuerzas resistivas actuando radial y transversalmente sobre la partícula /13/. La partícula al alcanzar su velocidad terminal, tendrá $dv_r/dt = 0$, y también $dv_t/dt = 0$, en las ecuaciones 1.6 y 1.7.

En los siguientes acápites, en las ecuaciones de velocidades terminales en campos centrífugos para los diferentes

regímenes se debe de tener en cuenta que el número de Reynolds que determina el tipo de régimen en el que se mueve la partícula debe ser calculado con la velocidad total de la partícula relativa a la del fluido y no con las componentes.

Tanto las componentes radial y transversal, por lo general se encuentran en el mismo régimen de flujo, y es así como se deducen las fórmulas correspondientes.

Lo anterior se debe a que si se tratan de partículas pequeñas, la velocidad radial es pequeña, así como la velocidad transversal relativa, ya que la partícula tiende a ser acarreada por el fluido; por otra parte una partícula grande (mayor de 100 micras de diámetro) tendrá una velocidad radial alta, así como su velocidad transversal relativa debido a su mayor inercia. Esta afirmación se podrá observar con los resultados de cálculos obtenidos más adelante.

1.3.4.1. Velocidades Terminales en Campos Centrífgos en Flujo Laminar

En este régimen la fuerza de resistencia, para una partícula esférica, viene dada por la Ley de Stokes:

$$\text{radialmente} \quad F_{R_r} = 3 \pi \mu dp v_r \quad (1.8a)$$

$$\text{transversalmente} \quad F_{R_r} = 3 \pi \mu dp (U_t - v_t) \quad (1.8b)$$

Reemplazando estas expresiones en las ecuaciones 1.6 y 1.7 se tiene:

$$v_r = \frac{v_t^2}{r} \frac{\rho_p dp^2}{18\mu} \left[1 - \frac{\rho_t}{\rho_p} \frac{U_t^2}{v_t^2} \right] \quad (1.9)$$

$$y \quad \frac{v_t v_r}{r} = \frac{18\mu (U_t - v_t)}{\rho_p dp^2} \quad (1.10)$$

Se puede apreciar que la componente radial y transversal depende una de la otra, lo cual dificulta el cálculo; sin embargo, combinando las dos ecuaciones se puede calcular v_t "independientemente" de v_r :

$$\left(\frac{1}{r^2}\right) v_t^3 + \left[\left(\frac{18\mu}{\rho_p dp^2}\right)^2 - \frac{\rho_t U_t^2}{\rho_p r^2} \right] v_t - \left(\frac{18\mu}{\rho_p dp^2}\right)^2 \times U_t = 0 \quad (1.11)$$

1.3.4.2. Velocidades Terminales en Campos Centrífgos en Flujo de Transición

Para la zona en que $0.2 < R_e < 20$ se cumple la ecuación 1.4a, reemplazándola en la ecuación 1.1 y luego en las ecuaciones 1.6 y 1.7 se obtiene:

$$v_r = \left(\frac{v_t}{r}\right)^{0.862} \times \left[1 - \frac{\rho_f}{\rho_p} \left(\frac{U_t}{v_t}\right)^2 \right]^{0.862} \times \left(\frac{\rho_p}{20.25}\right)^{0.862} \frac{dp^{1.5862}}{\rho_f^{0.138} \mu^{0.724}} \quad (1.12)$$

y la expresión para resolver v_t :

$$L \times \left(v_t - \frac{\rho_f}{\rho_p} U_t\right)^{3.16} v_t^{1.16} - K \times U_t + K v_t = 0 \quad (1.13)$$

donde:

$$L = \left(\frac{\rho_p}{20.25}\right)^{0.743} \frac{dp^{1.109}}{\mu^{0.624} \rho_f^{0.119} r^{1.605}} \quad (1.13a)$$

$$K = \left(\frac{20.25}{\rho_p}\right)^{0.862} \times \frac{\mu^{0.724} \rho_f^{0.1375}}{dp^{1.586}} \quad (1.13b)$$

De manera semejante para la zona en que $20 < R_e < 500$, utilizando la ecuación 1.4b, para la velocidad tangencial, se obtiene:

$$v_t^2 = \frac{\rho_f}{\rho_p} U_t^2 + 0.36 \frac{\rho_f}{\rho_p} \frac{v_r^2}{dp} \times r + 21 \frac{\mu^{0.85} \rho_f^{0.15} v_r^{0.15}}{dp^{1.85} \rho_p} \times r \quad (1.14)$$

y la expresión para el cálculo de la velocidad radial:

$$v_r = 0.36 \frac{\rho_f}{\rho_p} \frac{(U_t - v_t)^2}{dp v_t} \times r + 21 \frac{\mu^{0.85} \rho_f^{0.15} (U_t - v_t)^{1.15}}{dp^{1.85} \rho_p v_t} \quad (1.15)$$

1.3.4.3. Velocidades Terminales en Campos Centrífgos en Flujo Turbulento

Siguiendo el mismo procedimiento que en los casos anteriores se consigue:

$$v_r^2 = \frac{1}{A} \left[v_t^2 - \frac{\rho_f}{\rho_p} U_t^2 \right] \quad (1.16)$$

$$y ; \quad A^2 (U_t - v_t)^4 - \frac{v_t^4}{A} + \frac{v_t^2}{A} \frac{\rho_f}{\rho_p} U_t = 0 \quad (1.17)$$

$$\text{donde:} \quad A = 0.33 \frac{\rho_f r}{dp \rho_p} \quad (1.17a)$$

1.3.5. Velocidades Terminales en Campos Gravitatorios

Una partícula que se encuentra sometida a un campo acelerado, tiene una velocidad terminal dependiente de la aceleración de dicho campo. En la ecuación 1.6, para el cálculo de la velocidad radial, el término que representa la aceleración centrífuga es (v_t^2/r) , análogamente en un campo gravitatorio una partícula caerá con una velocidad -

terminal que se calculará con la misma ecuación 1.6, teniendo en cuenta que esta vez el término de aceleración toma el valor de la aceleración de la gravedad, g .

Si analizamos la ecuación 1.9, para el cálculo de velocidad radial en un campo centrífugo, el término de aceleración para una velocidad tangencial de partícula igual a 20 m/s y una distancia igual a 1.3125 m. por ejemplo sería 310.88 m/seg². Mientras que la aceleración de la gravedad es 9.8 m/seg², es decir 31.7 veces menor. Por lo tanto, para las condiciones anteriores, la partícula se moverá radialmente con una velocidad 31.7 veces mayor que con la que cae.

Entonces para un tiempo determinado, la partícula viajará radialmente una distancia 31.7 veces mayor de la distancia que cae, por lo que tendrá mayor probabilidad de que la partícula choque con un objeto colector y sea atrapada en su movimiento radial. Siguiendo este análisis se omitirá el cálculo en el sentido vertical que está gobernado por la aceleración de la gravedad.

1.3.6. velocidad de salto

El concepto de velocidad de salto se relaciona el transporte de sólidos en una tubería horizontal.

Kock y Licht /5/ la definen como: la mínima velocidad del fluido necesaria para prevenir la sedimentación de las partículas llevadas en la corriente.

Este concepto también es aplicable a la tubería de entrada de los ciclones y otros colectores semejantes.

CAPITULO 2

2. PRINCIPIOS DE OPERACION DEL COLECTOR DE POLVO

El tipo de colector que se diseña en este trabajo es un lavador centrífugo, semejante al fabricado por las compañías The Duncan Co. y Ducon-Mikropul Ltd. (Ontario Canadá) de amplio uso en la colección de polvos de minerales.

En este colector el aire cargado de polvo ingresa tangencialmente produciendo un flujo ciclónico. Debido a la fuerza centrífuga sobre las partículas, éstos son lanzados hacia las paredes del colector, sin embargo, debido a la corta permanencia del flujo en esta parte, solo las partículas de mayor tamaño alcanzan la pared, siendo colectadas sin dificultad. Luego el flujo pasa a través de alabes directrices que lo orientan y aceleran, de modo que el campo centrífugo sea el mayor posible, a fin de que las partículas se encuentren más cerca de las paredes y sea más fácil su colección, se ubica un cono invertido, como se ve en la figura 2.1.

La acción centrífuga de colección se combina con la acción lavadora de pequeñas gotas de agua producidas por toberas pulverizadoras; entonces se introduce el efecto de colección por impacto, por inercia e intercepción, comportándose las pequeñas gotas de agua como colectores. Las gotas de agua al viajar a través de las líneas de corriente impactan con las partículas de polvo, quedando éstos atrapados.

Las gotas de agua con polvo alcanzan las paredes del colector para luego deslizarse por las paredes y salir por la parte inferior como lodo. La acción lavadora se repite (ver figura 2.1) hasta alcanzar la eficiencia deseada.

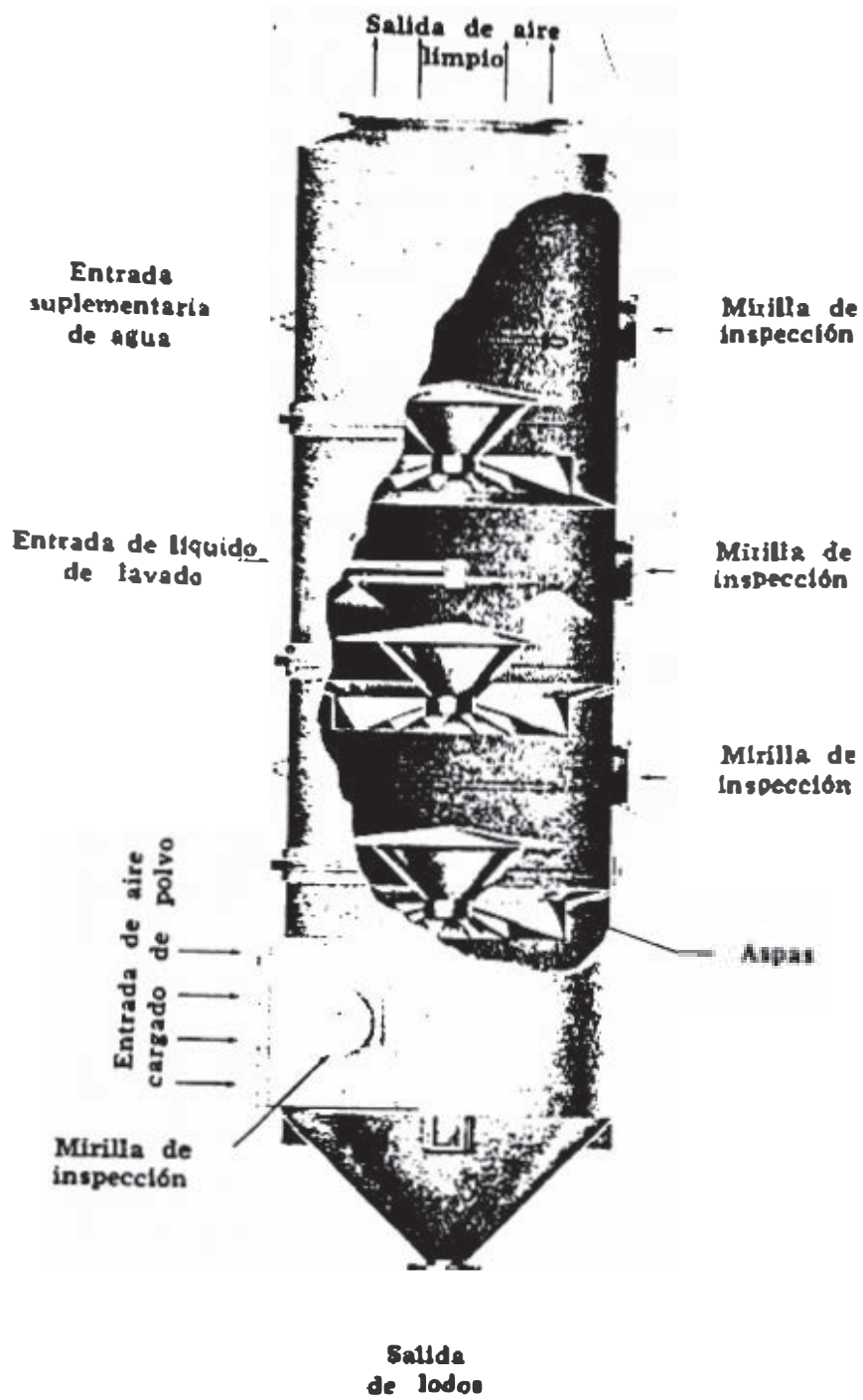


Figura 2.1 LAVADOR CENTRIFUGO (Tipo Duncan Co.)

En la parte superior del colector, luego de pasar por el último conjunto de alabes directrices, se provee una longitud vertical en el colector, suficiente para que las últimas gotas de líquido que hayan entrado al flujo, alcancen las paredes y el gas salga a la atmósfera libre de agua, así como de polvo.

Entonces los efectos que actúan en la colección de polvo, - en este lavador, son la fuerza centrífuga y el impacto.

2.1. Colección de Polvo por Fuerzas Centrífgas

Cuando una partícula se encuentra en un campo centrífugo, ésta adquiere un movimiento radial alejándose del centro de giro. Este movimiento se rige por la ecuación 1.6; pero la partícula rápidamente alcanza su velocidad terminal radial, la cual puede ser calculada por las ecuaciones deducidas en los párrafos 1, 2 y 3 de la sección 1.3.4.

Esta velocidad conviene que sea alta para que la partícula llegue rápidamente a las paredes del colector. Siendo así, el flujo permanecerá menor tiempo en el colector, es decir el flujo dará menor número de vueltas en forma helicoidal, y por lo tanto el colector tendrá menor longitud axial.

Para un campo centrífugo dado, las partículas de mayor tamaño, tendrán mayor velocidad terminal radial. El polvo que se capta para evitar la contaminación de ambientes está compuesta por partículas tan pequeñas (menores de 10 micras de diámetro) que es muy difícil separarlo del gas por fuerza centrífuga actuando sobre la partícula en sí, por lo que se introducen gotas de agua, que al tener mayor tamaño viajan

radialmente a mayor velocidad que las partículas de polvo - tal que rápidamente llegan a las paredes del colector y - en su trayectoria atrapan partículas de polvo por el efecto de impacto. Por otra parte, en la componente transversal - del movimiento de las partículas (de líquido o polvo) también ocurre captación de las partículas de polvo por las gotas de agua, debido al movimiento relativo de las partículas de polvo respecto a las gotas de agua. Las partículas pequeñas (el polvo en nuestro caso) tienden a ser acarreados por el flujo, es decir que la velocidad transversal de la partícula es aproximadamente igual a la del fluido, mientras que las partículas grandes (gotas de agua) debido a su inercia se mueven a menor velocidad transversal (dependiendo del tamaño de la partícula) que la velocidad del fluido.

2.1.1. Factores de Corrección del Diámetro de Partículas - en un Campo Centrífuco

2.1.1.1. Factor de Corrección del Diámetro de Partículas debido a la Concentración entrante al Colector

Las ecuaciones anteriores para el cálculo de la velocidad terminal pueden ser usadas para hallar el diámetro mínimo de la partícula separada en un colector con campo centrífugo, sabiendo el tiempo de permanencia de las partículas dentro del colector o la distancia radial que deberán viajar para alcanzar las paredes. El diámetro de partícula calculado de esta manera, debe ser afectado de un factor de co-

rección debido a la presencia de partículas contiguas que interfieren el movimiento de otras partículas individuales. Así es que el efecto de concentración en la eficiencia de colección está relacionado al diámetro de la partícula por el factor λ .

$$d'_p = \frac{dp}{\sqrt{\lambda}} \quad (2.1)$$

siendo:

$$\lambda = \left[\frac{89 (1 - \epsilon)^2}{R_e \epsilon^3} + \frac{0.875 \times (1 - \epsilon) \times 3300}{\epsilon^3} \right]^{0.075} \quad (2.2)$$

Y

$$\epsilon = 1 - \left(\frac{C}{\rho_p} \right) \quad (2.3)$$

donde "C" es la concentración en kilogramos de polvo por metro cúbico de gas. El número de Reynolds de la ecuación 2.2 se calcula con el diámetro dp .

2.1.1.2. Factor de Corrección del Diámetro de la Partícula debido a: exceso de la velocidad de entrada sobre la velocidad de salto.

El efecto sobre la eficiencia de colección como exceso de la velocidad de entrada, V_i , sobre la velocidad de salto, V_s , viene relacionada empíricamente a un diámetro efectivo como se representa en la ecuación siguiente, donde d_p están expresadas en micras:

$$d_{p_s} = dp + \frac{0.012 \times (V_i - V_s) \times \Delta}{\omega} \quad (2.4)$$

definiéndose:

$$\omega = \left[\frac{4g \cdot (\rho_p - \rho_f)}{3 \rho_f^2} \right]^{1/3} \quad (2.5)$$

$$\Delta = \left[\frac{3 \mu^2}{4g \rho_g (\rho_p - \rho_f)} \right]^{1/3} \quad (2.6)$$

2.1.2. Teoría de Caída de Presión en Ciclones

Del Teorema de Bernoulli, la pérdida de altura $\Delta H = H_o - H_e$ en un ciclón es el cambio de altura de velocidad entre el ducto de salida al de entrada al ciclón, más la pérdida, F , de energía mecánica:

$$\Delta H = H_o - H_e = \frac{v_e^2}{2g} - \frac{v^2}{2g} + F \quad (2.7)$$

Por costumbre ΔH y F se expresan en términos de altura de velocidad, y el hecho que las velocidades puedan ser relacionadas por áreas transversales, se hace innecesario involucrar más de una velocidad.

De aquí nosotros podemos expresar la ecuación 2.7 en la forma:

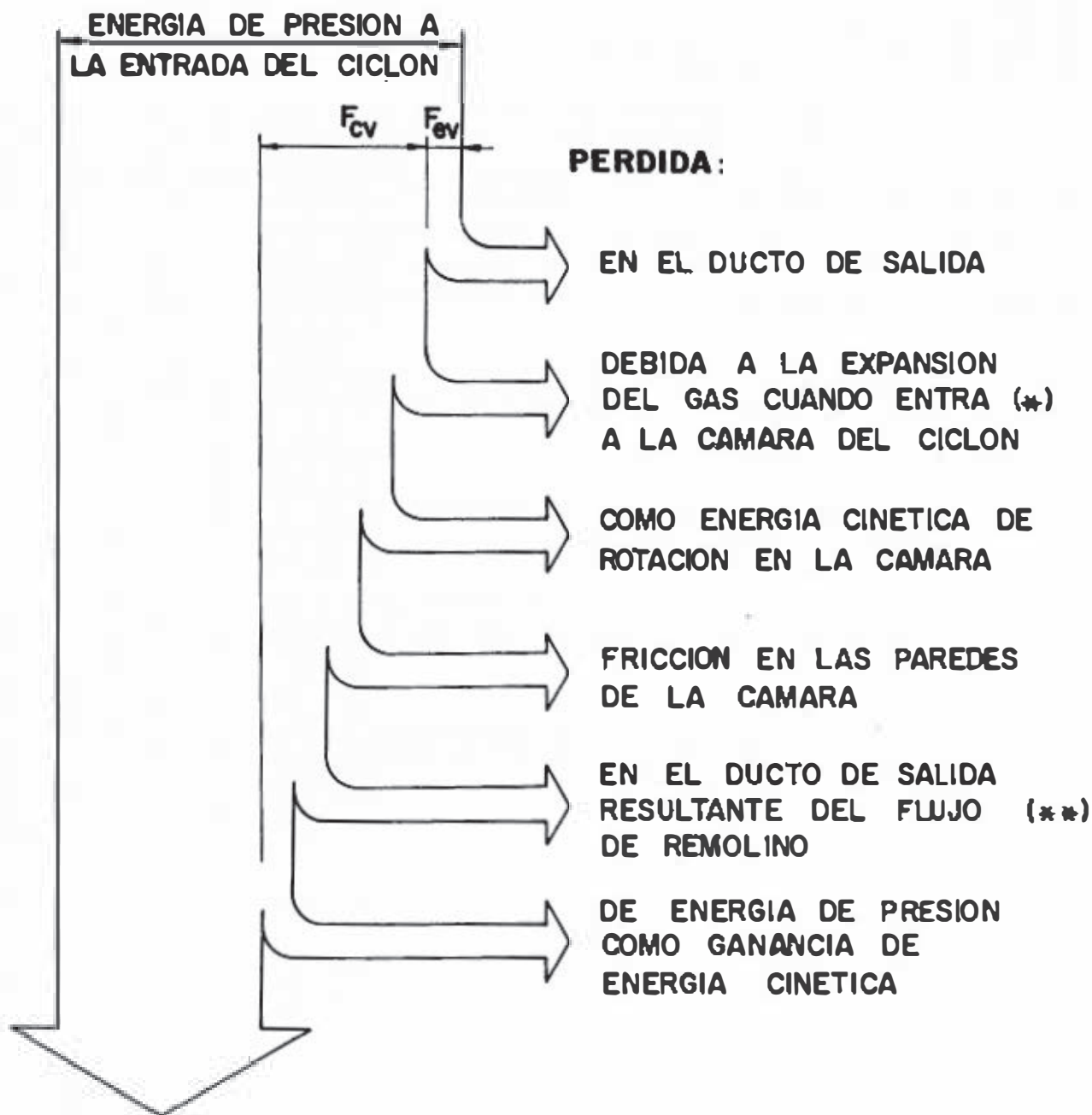
$$\frac{\Delta H}{v^2/2g} = \Delta H_v = F_v - 1 + (A/A_e)^2 \quad (2.8)$$

$$\text{ó} \quad \Delta H_v = F_{c_v} + F_{ev} = 1 + (A/A_e)^2 \quad (2.9)$$

donde F_{c_v} es la pérdida por fricción asociada con el ciclón propiamente dicho y F_{ev} puede ser calculado de las fórmulas de flujo usuales. Por la ecuación de Fanning:

$$F_{ev} = \frac{4f L_e}{D_e} \left(\frac{A}{A_e} \right)^2 \quad (2.10)$$

donde el factor de fricción, f , puede ser leído de una apropiada curva o como una aproximación asumida en 0.0055 para ciclones en usuales condiciones de operación. Alguna fricción adicional o efectos de recuperación debido a la presen



ENERGIA DE PRESION A LA SALIDA DEL CICLON

(*) RARAS VECES ALCANZA EL 10% DE F_{vc}

(**) SON PERDIDAS PEQUENAS, GENERALMENTE SE DESPRECIAN

FIG. 2.2 ESQUEMA DE PERDIDAS DE PRESION EN UN CICLON

cia de flujo en remolino será clasificada con F_{cv} .

El valor F_{cv} está compuesto de lo siguiente:

- a) Pérdida debida a la expansión del gas cuando entra a la cámara del ciclón.
- b) Pérdida como energía cinética de rotación en la cámara del ciclón.
- c) Pérdida debido a la fricción en la pared de la cámara del ciclón.
- d) Algunas pérdidas de fricción adicionales en el ducto de salida, resultado del flujo de remolino.
- e) Alguna ganancia de energía cinética de rotación como energía de presión.

Los tres últimos factores se cree que sean pequeños para diseños ordinarios de ciclones y son despreciados /21/.

A la entrada de la cámara del ciclón, la corriente del gas puede expandirse lateralmente si el ancho de entrada es menor que el ancho anular. En algunos casos puede ocurrir una expansión vertical. La expansión lateral será inversamente proporcional a b/c , pero la magnitud de la vertical no es conocida y será representada por algún factor K_1 . La fórmula usual para una pérdida de expansión aguda, entonces implica:

$$F_o = (v - v_c)^2 / 2g = \frac{v^2}{2g} \left[1 - K_1 \left(\frac{b}{c} \right) \right]^2 \quad (2.11)$$

donde v_c es la velocidad del fluido en el ciclón (espiral exterior).

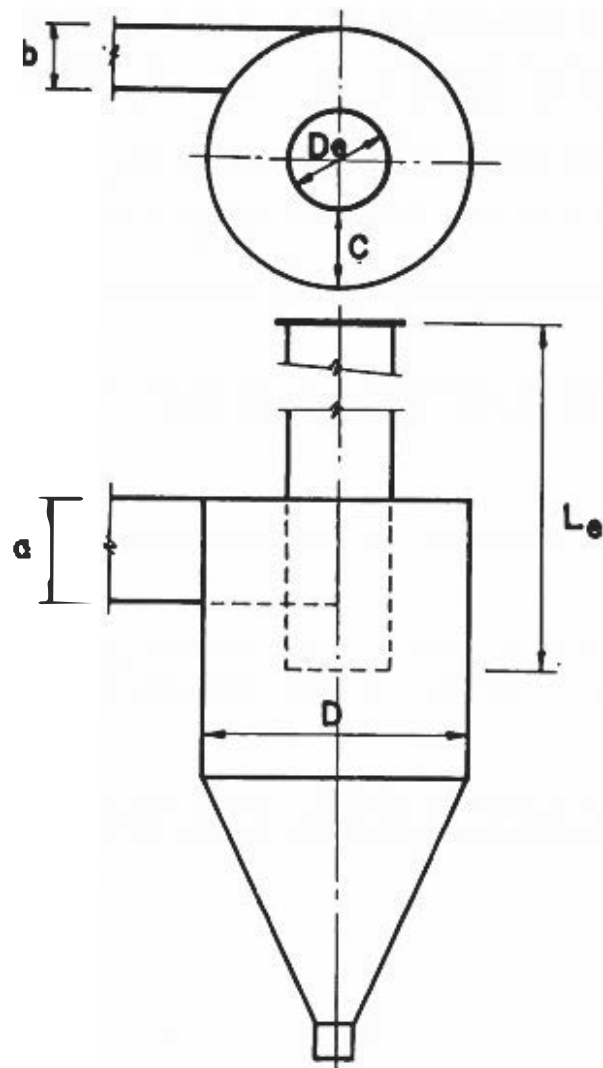


Figura 2.3 - NOMENCLATURA DE CICLONES

En el desarrollo de la ecuación para la energía cinética rotacional de la corriente del flujo en el ciclón, se asume - que el flujo esencialmente consiste de un espiral exterior hacia abajo y un espiral interior hacia arriba. El sentido de rotación en ambos espirales es el mismo, así la pequeña fricción es expresada en el punto de unión. En vista del hecho que la reversión del ir del espiral externo al interno, es gradual, se asume que la energía cinética del espi-

ral exterior contribuye a la energía cinética del espiral interior y no induce pérdida en sí mismo. El espiral interno asume tener una altura constante y ángulo de inclinación con la horizontal constante, y tener la misma velocidad de rotación al mismo radio en cualquier posición vertical.

El método de cálculo será para determinar la energía rotacional promedio por unidad de masa de gas en el espiral interno. Desde que se asume que esta energía no es recuperada, esto - constituirá la pérdida por fricción debido al espiral interno.

Se asume que la distribución de velocidades rotacionales puede ser expresada en la forma:

$$v_i = \frac{K}{r_i^n} \quad (2.12)$$

donde K es una constante; y n varía entre los límites +1 - (fluido sin fricción) y -1 (sólido).

Se notará que para valores positivos de n, v_i se aproximaría a infinito a radio cero. Desde que hay razones para creer - que n es positivo para un gas, esta distribución no puede - mantenerse todos camino al centro. Un núcleo de fluido estacionario puede existir en el centro, por lo que el radio interno del espiral se tomará r_0 (mayor que cero) para permitir tal núcleo o punto de quiebre en la distribución de velocidades.

El flujo de masa por unidad de tiempo en el espiral interior a través de un plano de altura unitaria, perpendicular a la dirección de la velocidad de corriente, está dado por el pro

ducto de la densidad, la velocidad y el área transversal.

En forma de integral:

$$M = \int_{r_d}^{r_o} \rho V_a dr \quad (2.13)$$

en la que r_o es el radio exterior del espiral interno y V_a la velocidad total a un radio r_i .

La energía cinética total asociada con la masa M es la integral del producto de la altura de velocidad, la velocidad y el diferencial de área de la sección transversal:

$$W = \int_{r_d}^{r_o} \frac{v_a^2}{2g} \rho V_a dr \quad (2.14)$$

Si α es el ángulo hecho con la horizontal por el vector velocidad V_a en el espiral interno, la energía cinética de rotación de masa M , está dada por:

$$W_s = \int_{r_d}^{r_o} \left(\frac{v_a^2 \cos^2 \alpha}{2g} \right) \rho V_a dr \quad (2.15)$$

La energía cinética rotacional por unidad de masa inherente en el espiral interior está dada por división de la ecuación 2.15 por la ecuación 2.13:

$$\frac{W_s}{M} = \frac{(1/2g) \int_{r_o}^{r_d} v_a^3 \cos^2 \alpha dr}{\int_{r_o}^{r_d} v_a dr} \quad (2.16)$$

Pero desde que $V_i = V_a \cos \alpha$ y desde que α se asume independiente de r :

$$\frac{W_s}{M} = \frac{1/2g \int_{r_d}^{r_o} v_i^3 dr}{\int_{r_d}^{r_o} v_i dr} \quad (2.17)$$

Por definición, para la velocidad de entrada:

$$V = \frac{K}{r_a^n} \quad (2.18)$$

y de la ecuación 2.12:

$$v_i = -\frac{V r_a^n}{r_i^n} \quad (2.19)$$

Por sustitución de la ecuación 2.19 en 2.17, lo último puede ser integrado para dar (para $n \neq 1$):

$$\frac{W_s}{M} = \frac{(V^2/2g) r_a^{2n} (1-n) (r^{1-3n} - r_d^{1-3n})}{(1-3n) (r_o^{1-n} - r_d^{1-n})} \quad (2.20)$$

Sintetizando las pérdidas significativas en la cámara del ciclón:

$$F_{cv} (V^2/2g) = F_o + W_s/M \quad (2.21)$$

y de las ecuaciones 2.11 y 2.20:

$$F_{cv} = \left[1 - K_1 \left(\frac{b}{c} \right) \right]^2 + \frac{(r_a/r_o)^{2n} (1-n) \left[1 - (r_d/r_o)^{1-3n} \right]}{(1-3n) \left[1 - (r_d/r_o)^{1-n} \right]} \quad (2.22)$$

La ecuación 2.22 representa la forma generalizada de F_{cv} . Para diseños prácticos el valor $\left[1 - K_1 (b/c) \right]^2$ es una parte relativamente pequeña del total (raramente mayor que el 10%) y puede ser despreciada.

Para $n = 0.5$ y despreciando la pérdida de entrada (primer término de la derecha de la ecuación 2.22), la ecuación 2.22 viene a ser:

$$F_{cv} = \frac{r_a}{\sqrt{r_o r_d}} \quad (2.23)$$

Bajo las bases de las asunciones previas, observando la forma del espiral interior, es posible calcular el valor de ángulo α en términos de las dimensiones del ciclón.

Tenemos que:

$$V_e = V_a \operatorname{sen} \alpha = V_i \operatorname{tg} \alpha \quad (2.24)$$

El volumen de gas entrando al ciclón por unidad de tiempo, Q , debe ser igual a aquel, abandonando el ducto de salida, por lo que:

$$Q = Vba = \int_{r_d}^{r_o} 2\pi r_i V_e dr \quad (2.25)$$

pero :

$$V_e = V_i \operatorname{tg} \alpha = \frac{K \operatorname{tg} \alpha}{r_i^n} = \frac{V r_a^n \operatorname{tg} \alpha}{r_i^n} \quad (2.26)$$

sustituyendo la ecuación 2.26 en la ecuación 2.25 e integrando:

$$Vba = \frac{2\pi V r_a^n \operatorname{tg} \alpha (r_o^{2-n} - r_d^{2-n})}{(2-n)} \quad (2.27)$$

o resolviendo para α :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{(2-n) \times b \times a}{2\pi r_a^n r_o^{2-n} \left[1 - \left(\frac{r_d}{r_o} \right)^{2-n} \right]} \quad (2.28)$$

Desde que el término $\left[1 - \left(\frac{r_d}{r_o} \right)^{2-n} \right]$ es prácticamente despreciable, la ecuación 2.28 llega a ser para $n = 0.5$:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{0.238 \, ba}{r_a^{0.5} r_o^{1.5}} \quad (2.29)$$

2.1.3. Caída de Presión en lechos fluidizados

La fluidización de sólidos por fluidos en un proceso con características intermedias entre el flujo de sólidos

a través de fluidos y flujo de fluidos a través de sólidos. Cuando un fluido pasa a través de un lecho granular de sólidos a fin de mantener el flujo y vencer la fricción, debe existir una cierta cantidad de caída de presión disponible a través de la longitud del lecho. Cuando esta caída de presión se aproxima al peso del lecho por unidad de área de la sección, los granulos individuales llegan a disgregarse de uno a uno y el lecho empieza a asemejarse a un líquido en estado de ebullición en la superficie libre. Esto da la apariencia que el lecho se hubiera "convertido fluido", es decir fluidizado. En la sección de fluidización se deben definir algunos conceptos y características adicionales. Cuando las partículas contenidas en el lecho son inmóviles, el sistema granular es usualmente llamado lecho fijo. En un lecho fijo las partículas se soportan y están en contacto unos con otros. En un lecho móvil las partículas permanecen en contacto mutuo, pero se mueven como un todo en relación a un sistema de referencia fijo. Cuando el caudal del fluido a través de un lecho alcanza el punto donde las partículas empiezan a moverse, las condiciones del lecho usualmente son referidas a una fluidización incipiente o puesta a fluidizar. Un lecho que ha sido llevado más allá de su punto de fluidización incipiente es llamado lecho fluidizado de fase densa.

Cuando la velocidad del fluido a través del lecho está justo por arriba del valor requerido para la puesta a fluidizar, el sistema permanece en un estado de fluidización inactivo. En este estado hay pequeña o mezcla nula de partí

culas. Para mayores velocidades del fluido se da lugar a - sustanciales cantidades de mezcla entre sólidos. Este estado es reconocido como un lecho fluidizado turbulento. Para velocidades considerablemente más altas, el lecho se expande a una condición de disolución grande de sólidos con con tínuo transporte neto de sólidos. Este estado usualmente - es llamado de suspensión dispersa o fase dispersa. En la - fase dispersa los sólidos se mueven con respecto al ducto, sin límite superior.

La fase diluída se caracteriza por la baja relación de flujo sólido-gas. En sistemas fluidizados por gases, la fase densa es separada de la fase dispersa o diluída por una zo na inestable, donde la densidad del lecho llega a ser extremadamente sensible al flujo de gas. La porosidad de esta - zona tiene un rango de 75 a 95% aproximadamente.

Los requerimientos de velocidades límites para asegurar el transporte neto de sólidos en líneas verticales u horizonta les es un tanto incierto.

En transporte neumático la caída de presión total debido a la combinación del flujo de gas y sólido en tuberías horiz ontales, puede calcularse aproximadamente por la correlaci ón propuesta por Hinkle /26/.

$$\Delta P = \frac{f_G U_G^2 \rho_G L}{2D} \left(1 + \frac{f_P^* U_P R'}{f_G U_G} \right) \quad (2.29a)$$

donde: ΔP caída de presión, P_a
 f_G factor de fricción Fanning
 f_P^* factor de fricción de flujo sólido

$$f_p^* = \frac{3 \rho_G C_R}{2 d_p \rho_s} \left(\frac{U_G - U_p}{U_p^*} \right)^2 \quad (2.29b)$$

$$U_p^* = U_G \left[1 - 2.01 d_p^{0.3} \left(\frac{\rho_s}{1000} \right)^{0.5} \right] \quad (2.29c)$$

L longitud

U_G velocidad del gas, m/s

R' relación en peso sólido/gas

El rango de variables aplicable a las ecuaciones anteriores es el siguiente:

- Velocidad de aire : 20 a 36 m/s
- Diámetro de partículas: 350 a 8380 micras
- Densidad del sólido : 1050 a 1814 Kg/m³
- Carga de sólidos : hasta 5 Kg de sólido/Kg de gas

2.2. Colección de Polvo por Impacto

Cuando un fluido cargado de polvo choca contra un cuerpo, el fluido se desvía contorneando el cuerpo, y las partículas de polvo, en virtud de su inercia, tenderán a depositarse sobre la superficie del cuerpo. Los principios en que se basan los separadores por impacto pueden presentarse en función de la eficiencia de impacto. La eficiencia de impacto representa la fracción de las partículas del volumen del fluido barrido por el cuerpo que chocará contra éste. Así para la circulación alrededor de una esfera, como se representa en la figura 2.4, todas las partículas que son arrastradas inicialmente en el fluido entre las líneas de corriente A y B se depositarán sobre el cuerpo y el rendimiento de impacto será $(E/d_c)^2$.

Toda partícula que golpea el colector se asumen que se adhiere a su superficie y se supone que una partícula - no toca la superficie a menos que su trayectoria sea tan - gente o intercepte la superficie.

Como la trayectoria es el recorrido del centro de la partí cula, es posible que una partícula grande entre en contac- to con el colector cuando su trayectoria pase por la super- ficie del colector a una distancia menor que $(d_p/2)$ hacia afuera. A este factor se refiere el efecto de intercepción y es discutido en el siguiente acápite.

Para condiciones inmediatas, se asume que la partícula tie- ne un tamaño finito solo para determinar la resistencia a su movimiento relativo al fluido y una masa finita solo pa- ra determinar el efecto de esta resistencia sobre su movi- miento.

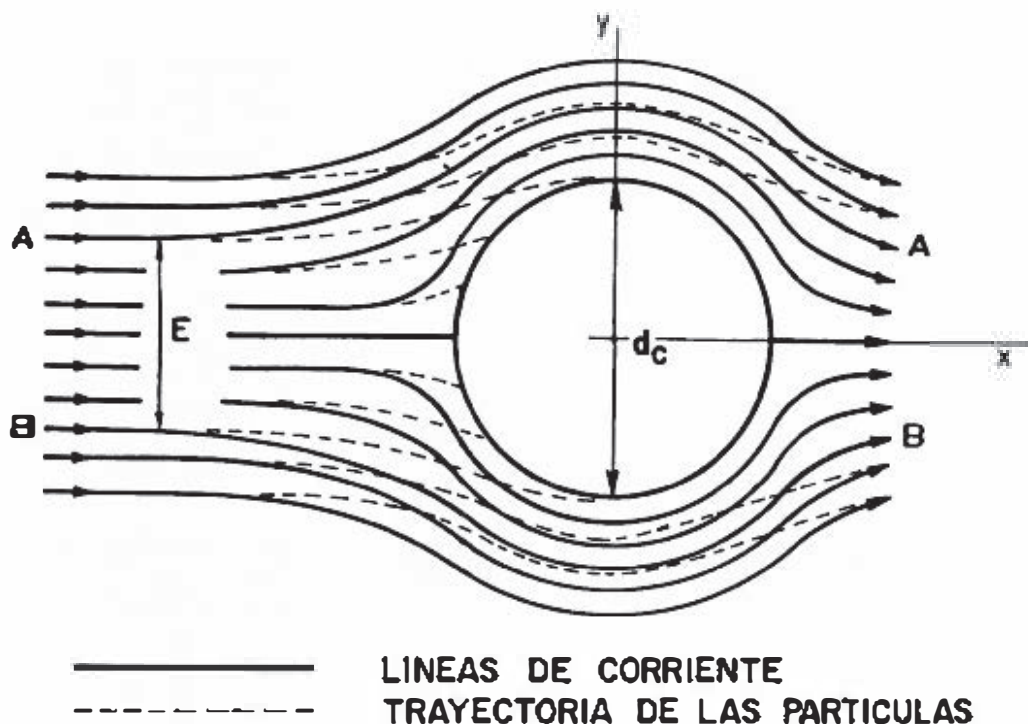


Figura 2.4 - COLECCION POR IMPACTO

Los parámetros adimensionales que caracterizan la colección por impacto son:

$$\text{INERCIA: } \phi = \frac{m_p V_{\text{relativo}}}{K d_c} \quad (2.30)$$

donde: V_{relativo} , es la velocidad de la partícula relativa al colector (entiéndase como colector a la gota del líquido); d_c es el diámetro del colector, y K es la relación de la fuerza resistiva de la partícula a la velocidad con que se mueve.

$$\text{INTERCEPCION: } R = d_p/d_c \quad (2.31)$$

Es la relación del diámetro de la partícula al diámetro del colector.

2.2.1. Efecto de Intercepción

Si se asume un flujo ideal, se obtiene una solución limitante para una mínima eficiencia del impacto a $\phi = 0$ para colectores cilíndricos y esféricos. Una partícula sin masa con tamaño finito no tendrá inercia; y si las fuerzas electrostáticas y gravitatorias son despreciables, su centro seguirá las líneas de corriente del fluido. Las líneas de corriente para cuerpos esféricos en flujo ideal está dado por:

$$\bar{y}_0^2/2 = (\bar{y}/2) \left| 1 - 1/(\bar{x}^2 + \bar{y}^2)^{3/2} \right| \quad (2.32)$$

en la que $\bar{x} = 2x/d_c$ e $\bar{y} = 2y/d_c$ son las coordenadas de posición reducida; e $\bar{y}_0 = 2y_0/d_c$ se refiere a la coordenada cuando $t = 0$.

Una partícula tocará el colector siempre y cuando su centro

se aproxime dentro de una distancia ($d_p/2$) de su superficie y por las condiciones dadas, la eficiencia de intercepción puede ser definido por el \bar{y}_0 de las líneas de corriente, lo cual pasa por el colector a una posición $\bar{y} = 1 + R$ a $\bar{x} = 0$.

$$\eta_0 = (1 + R)^2 - \frac{1}{1 + R} \quad (2.33)$$

La ecuación anterior está graficada en la figura 2.5. Esto representa el mínimo valor de eficiencia de impacto por inercia e intercepción en un flujo ideal. A grandes valores de R , donde las partículas tienen el diámetro más grande que el colector, la eficiencia de intercepción se aproxima a un valor de $(1 + R)^2$ para esferas, el cual es el mismo límite para $\phi = \infty$. /19/.

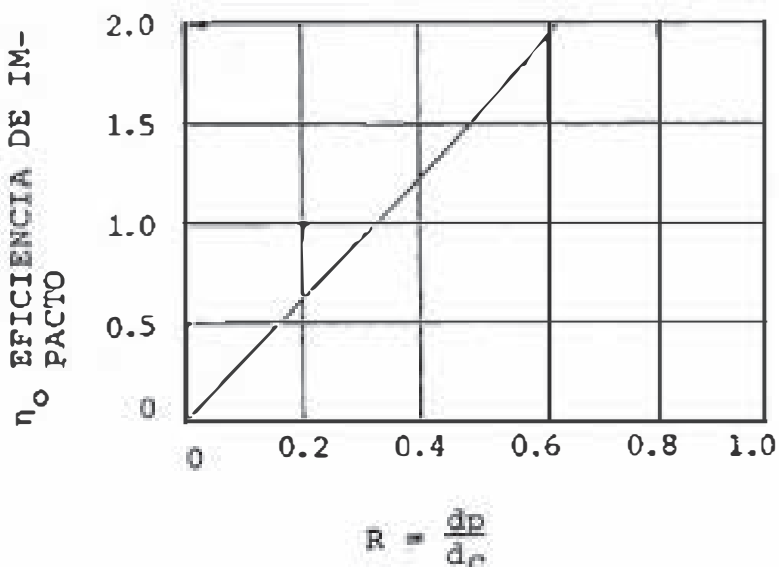


Figura 2.5 - EFECTO DE INTERCEPCION PARA FLUJO POTENCIAL

2.2.2. Eficiencia de Impacto por Inercia

2.2.2.1. Soluciones numéricas para eficiencias de impacto por inercia

En el caso de colectores esféricos se han hecho muchos intentos para obtener cálculos de las partículas de aerosol y soluciones numéricas para la eficiencia de colección por inercia. Los resultados de estos cálculos no están en concordancia. Las figuras 2.6 y 2.7 son representaciones gráficas y comparadas con los resultados teóricos. Langmuir y Blodgett dieron $\phi = 1/24$, mientras que Seel dió $\phi = 0$ para $\eta = 0$.

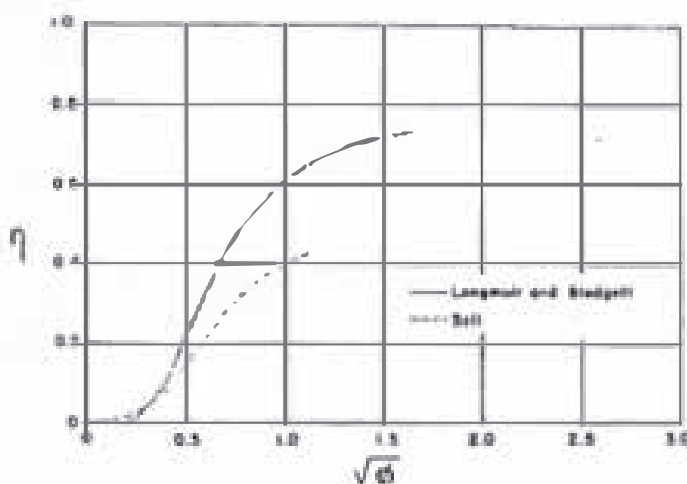


Figura 2.6 - EFICIENCIAS DE IMPACTO TEORICAS PARA COLECTORES ESFERICOS /19/

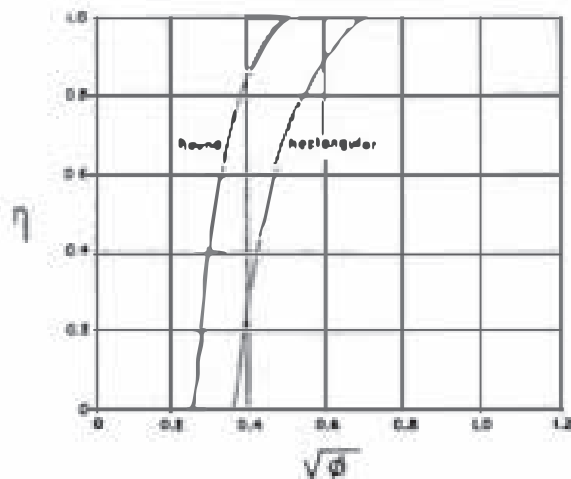


Figura 2.7 - EFICIENCIAS DE IMPACTO TEORICAS PARA CHORROS DE AEROSOL /19/

2.2.2.2. Datos experimentales de eficiencia de impacto por inercia

W.E. Ranz y J.8. Wong /19/ realizaron experiencias con partículas de 0.36 a 1.30 micras, velocidad relativa de la corriente del aerosol de 1200 a 9700 cm/s y diámetro del colector esférico 900 micras.

Esta curva (figura 2.8) de impacto por inercia muestra la forma característica de S. Como se esperaba, se indica un tamaño mínimo de partículas, bajo la cual el impacto por inercia no ocurre. A altos valores del parámetro de inercia, la curva es asintótica al valor de $\eta = 1$. No se obtuvieron valores de η mayores a 0.8 debido a las condiciones experimentales.

Debido a que la relación de diámetro de partícula a diámetro de colector no fué mayor a $R = 0.017$, el efecto de impacto por intercepción se consideró despreciable. El impacto por mecanismo electrostático fué improbable. Por lo tanto la figura 2.8 representa el mecanismo de impacto por inercia únicamente.

El valor mínimo de $\sqrt{\phi}$ puede ser tomado del valor teórico de $\sqrt{1/24}$ para esferas.

2.2.2.3. Fórmulas para el cálculo del parámetro de impacto por inercia, ϕ , a distintos regímenes de flujo.

Debido a que ϕ , está en función de la velocidad y la fuerza resistiva sobre la partícula (ecuación 2.30), es necesario hallar fórmulas en función al régimen de flu

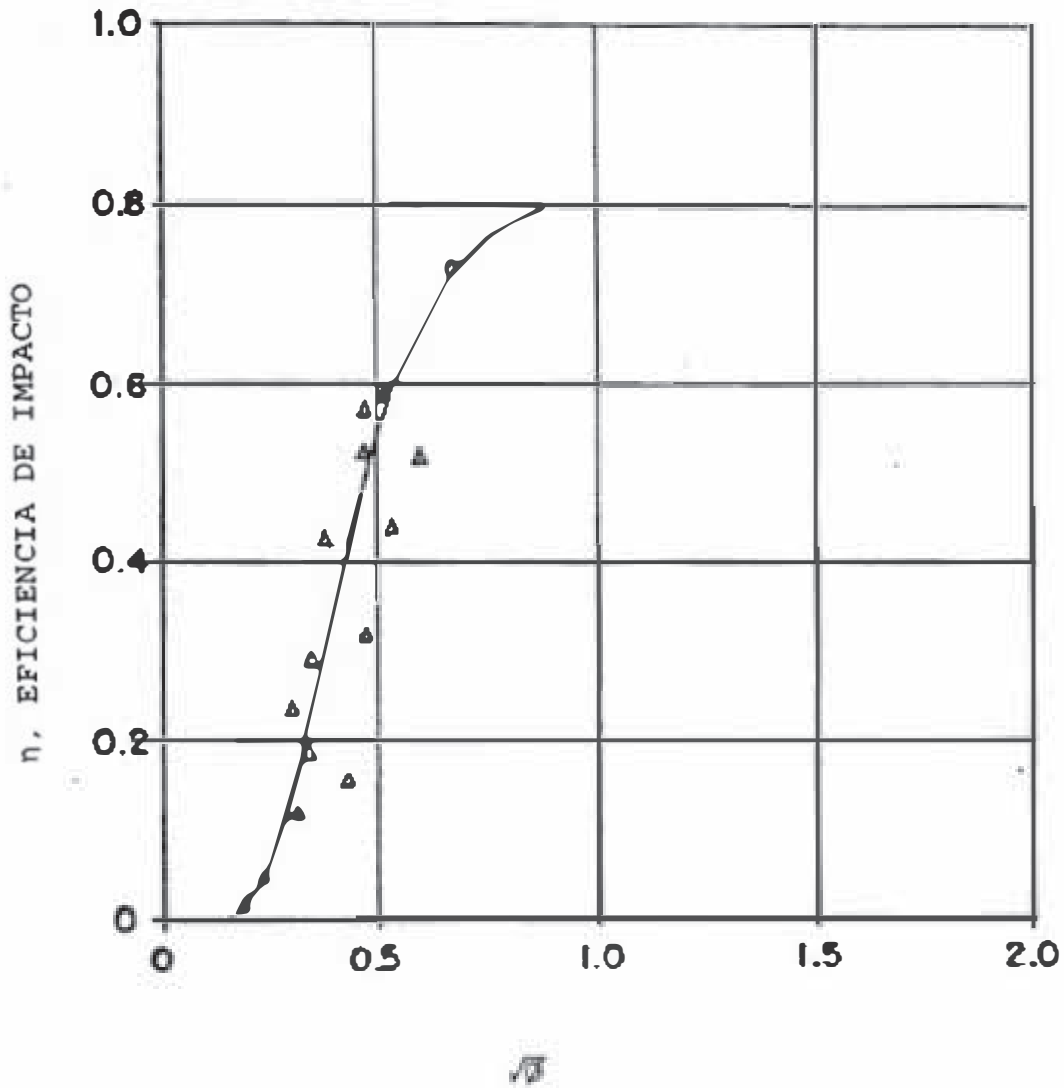


Figura 2.8 - EFICIENCIA DE IMPACTO,
DATOS EXPERIMENTALES /19/

jo en que se realiza el movimiento de la partícula.

Al estar las partículas de polvo y las gotas de líquido (colector) bajo la influencia de un campo centrífugo, éstos se moverán en dirección radial y tangencial, por lo que el análisis se hará en cada una de esas componentes.

a) Régimen Laminar

a.1. Dirección Radial:

Los términos de la ecuación 2.30 son:

$$V_{R_r} = V_{rc} - V_{rp} \quad (2.34)$$

$$K = 3 \pi \mu dp \quad (2.35)$$

$$m_p = \rho_p \frac{\pi}{6} dp^3 \quad (2.36)$$

y reemplazando en esa misma ecuación se tiene:

$$\phi_r = \frac{dp^2 \rho_p (V_{rc} - V_{rp})}{18 \mu d_c} \quad (2.37)$$

donde V_{rc} y V_{rp} son las velocidades radiales del colector y la partícula respectivamente, y ϕ_r el parámetro de impacto en la dirección radial.

a.2. Dirección Tangencial:

$$\text{Se tiene } V_{R_t} = V_{tp} - V_{tc} \quad (2.38)$$

$$K = 3 \pi \mu dp$$

$$\text{y } \phi_t = \frac{dp^2 \rho_p (V_{tp} - V_{tc})}{18 \mu d_c} \quad (2.39)$$

En la que V_{tp} y V_{tc} son las velocidades tangenciales de la partícula y del colector respectivamente.

b) Régimen de Transición

b.1. Dirección Radial:

Para $0.2 < R_e \leq 3$ se cumple la ecuación 1.4a, por lo que:

$$K = \frac{27}{8} \pi \mu^{0.84} \rho_f^{0.16} d_p^{1.16} v_{rp}^{0.16} \quad (2.40)$$

$$Y \quad \phi_r = \frac{\rho_p d_p^{1.84} (v_{rc} - v_{rp})}{20.25 \mu^{0.84} \rho_f^{0.16} v_{rp}^{0.16} d_c} \quad (2.41)$$

Para $3 < R_e < 500$ se cumple la ecuación 1.4b:

$$K = 2.3125 \pi \mu^{0.6} \rho_f^{0.4} v_{rp}^{0.4} d_p^{1.4} \quad (2.42)$$

$$Y \quad \phi_r = \frac{\rho_p d_p^{1.6} (v_{rc} - v_{rp})}{13.875 \mu^{0.6} \rho_f^{0.4} v_{rp}^{0.4} d_c} \quad (2.43)$$

b.2. Dirección Tangencial

Para $0.2 < R_e \leq 3$ se tendrá:

$$K = \frac{27}{8} \pi \rho_f^{0.16} d_p^{1.16} (U - v_{tp})^{0.16} \quad (2.44)$$

$$Y \quad \phi_t = \frac{\rho_p d_p^{1.84} (v_{tc} - v_{tp})}{20.25 \mu^{0.84} \rho_f^{0.16} (U - v_{tp})^{0.16} d_c} \quad (2.45)$$

Para $3 < R_e < 500$ se cumple:

$$K = 2.3125 \pi \mu^{0.6} \rho_f^{0.4} (U - v_{tp})^{0.4} d_p^{1.4} \quad (2.46)$$

$$Y \quad \phi_t = \frac{\rho_p d_p^{1.6} (v_{tp} - v_{tc})}{13.875 \mu^{0.6} \rho_f^{0.4} (U - v_{tp})^{0.4} d_c} \quad (2.47)$$

donde U es la velocidad tangencial del gas.

c) Régimen Turbulento

c.1. Dirección Radial:

Siendo $C_R = 0.44$, se tendrá

$$K = \frac{0.44}{8} \pi \rho_f d_p^2 v_{rp} \quad (2.48)$$

$$\phi_r = \frac{\rho_p d_p (v_{rc} - v_{rp})}{0.33 \rho_f v_{rp} d_c} \quad (2.49)$$

c.2. Dirección Tangencial

Al igual que en los casos anteriores:

$$K = \frac{0.44}{8} \pi \rho_f d_p^2 (U - v_{tp}) \quad (2.50)$$

$$\phi_t = \frac{\rho_p d_p (v_{tp} - v_{tc})}{0.33 \rho_f (U - v_{tp}) d_p} \quad (2.51)$$

2.2.2.4. Fórmulas para el cálculo de la eficiencia de impacto por inercia

La figura 2.8 podemos dividirla en cuatro zonas, como se ve en la figura 2.9.

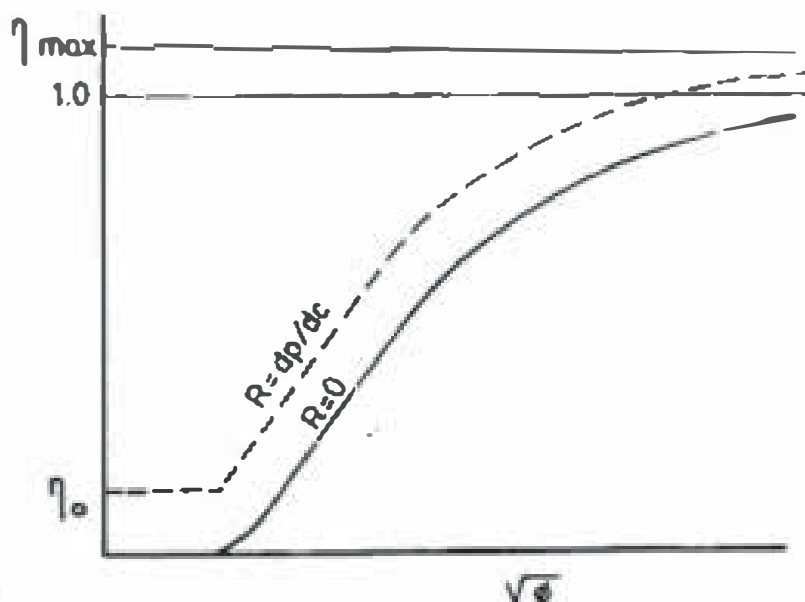


Figura 2.9 - Eficiencia de impacto por inercia (línea continua) y total (línea de trazos) en función de la raíz cuadrada del parámetro de impacto.

La zona I tiene eficiencia cero hasta $\sqrt{\phi} = 0.2$

La zona II puede ajustarse a una parábola de ecuación:

$$\eta = \frac{10}{3} (\sqrt{\phi})^2 - 0.136 \quad (2.52)$$

dentro de $0.2 < \sqrt{\phi} \leq 0.25$.

La zona III, es de variación lineal:

$$\eta = \frac{17}{9} \sqrt{\phi} - 0.4 \quad (2.53)$$

dentro de $0.25 < \sqrt{\phi} \leq 0.475$.

Y en la zona IV la curva es asintótica en $n = 1$, por lo que se tiene la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{(\sqrt{\phi})^2}{(\sqrt{\phi})^2 + 0.225} \quad (2.54)$$

cuando $\sqrt{\phi} > 0.475$.

2.2.2.5. Fórmulas para el Cálculo de la eficiencia total de impacto

En la figura 2.9 la curva con línea de trazos re presenta la eficiencia total de impacto.

En la zona I, η_0 es la eficiencia mínima por intercepción y se calcula según la ecuación 2.33.

El valor máximo de la eficiencia es:

$$\eta_{MAX} = (1 + R)^2 \quad (2.55)$$

para una $R (= dp/d_c)$ dada. La curva de eficiencia total se construye paralela a la curva de eficiencia de impacto por inercia, en la cual $R = 0$. $\Delta\eta$ viene a ser la eficiencia únicamente por intercepción.

Por lo tanto:

En la zona I:

$$\eta_T = (1 + R)^2 - \frac{1}{1 + R} \quad (2.56)$$

En la zona II:

$$\eta_T = \frac{10}{3} (\sqrt{\phi})^2 - 0.136 + R(R + 2) \quad (2.57)$$

En la zona III:

$$\eta_T = \frac{17}{9} \sqrt{\phi} - 0.4 + R(R + 2) \quad (2.58)$$

En la zona IV :

$$\eta_T = \frac{(\sqrt{\phi})^2}{(\sqrt{\phi})^2 + 0.225} + R(R + 2) \quad (2.59)$$

2.2.2.6. Eficiencia Total de Colección

Para un volumen unitario de aire con polvo, el cambio de concentración por unidad de tiempo, en la región del atomizado de agua es:

$$- \frac{dn}{dt} = n V N \eta_T \pi \frac{d^2}{4} \quad (2.60)$$

donde N es la concentración de las gotas de agua por volumen unitario de aire, y V es la velocidad relativa de la gota a la partícula de polvo. La fracción de partículas - remanentes, luego que la gota halla recorrido un tiempo, t está expresado por:

$$\frac{n}{n_0} = \exp \left(- t V N \eta_T \pi \frac{d^2}{4} \right) \quad (2.61)$$

o expresado como eficiencia:

$$\text{efic} = 1 - \exp \left(- t V N \eta_T \pi \frac{d^2}{4} \right) \quad (2.61a)$$

2.3. Orientación del Flujo

A fin de orientar el flujo y obtener una adecuada velocidad tangencial, es necesario instalar en el colector á

labes directrices, según se muestra en la figura 2.1. Debido a que en el equipo que se diseñará el flujo ciclónico interno, asciende con una componente tangencial, éste se puede asemejar al flujo saliente de un ventilador axial con componente tangencial; y los álabes directrices (que se diseñarán) como el difusor, pero con la salvedad que éstos álabes se utilizarán para obtener o mantener una componente tangencial (y no como en el caso de los ventiladores para convertir la energía de velocidad en energía de presión y/o evitar componente tangencial a la salida).

2.3.1. Diseño de los Alabes Directrices

La nomenclatura usada aquí, será la misma que se usa en general en Turbomáquinas; por lo tanto los subíndices 3, 4, 5 y 6 estarán referidos a puntos antes de entrar al álabe, a la entrada del álabe, a la salida del mismo y después de salir, respectivamente.

2.3.1.1. Ángulos de entrada y salida

Como en el caso de los rodetes, el ángulo de entrada, α_4 , requerirá una modificación con respecto al ángulo del flujo entrante, α_3 , debido al espesor finito de los álabes, por lo que:

$$\operatorname{tg} \alpha_4 = \operatorname{tg} \alpha_3 \frac{t_4}{t_4 - \sigma_4} \quad (2.62)$$

donde t_4 es la distancia circunferencial entre álabes, es decir:

$$t_4 = \frac{\pi D}{z_e} \quad (2.63)$$

siendo D el diámetro en el punto de análisis y z_e el núme-

ro de álabes de la reja; σ_4 es el espesor del álabe medido transversal o normalmente:

$$\sigma_4 = \frac{S_4}{\text{sen } \alpha_4} \quad (2.64)$$

y S_4 es el espesor normal del álabe.

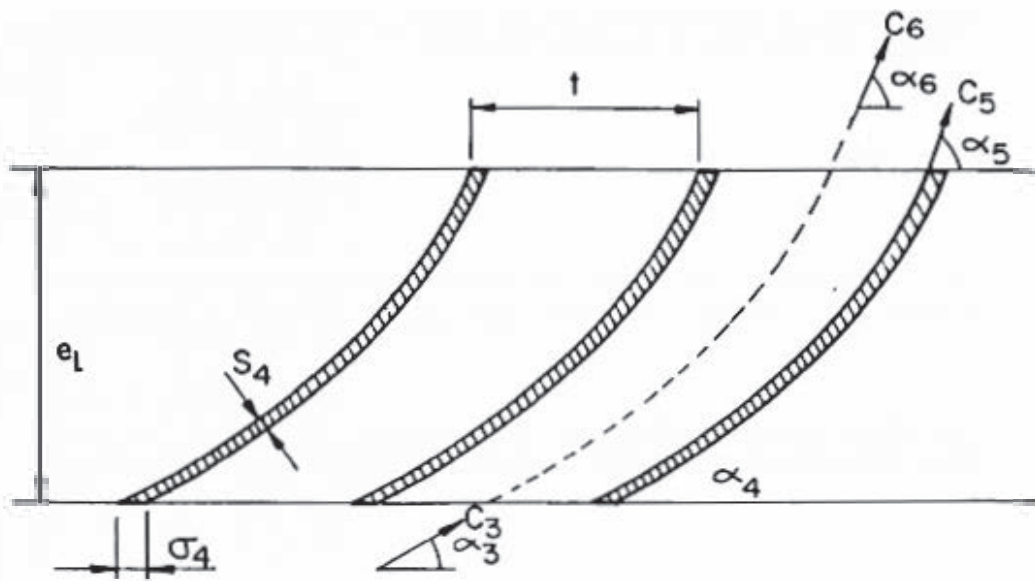


Figura 2.10 - REJA DE ALABES DIRECTRICES

El número finito de álabes hace variar el ángulo α_5 .

Teniendo en cuenta esto:

$$\text{ctg } \alpha_5 = \text{ctg } \alpha_6 (1 - p_1) - p_1 \text{ctg } \alpha_3 \quad (2.65)$$

siendo:

$$p_e = \psi' \frac{r}{z_e e_1} \quad (2.66)$$

$$y \quad \psi = 1.2 (1 + \text{sen } \beta_5) \quad (2.67)$$

donde r es el radio de análisis y p_e y ψ' parámetros adimensionales.

2.3.1.2. Radio de curvatura de los álabes

En el presente trabajo haremos el diseño con álabes curvados en forma de arco de círculo, en la que el

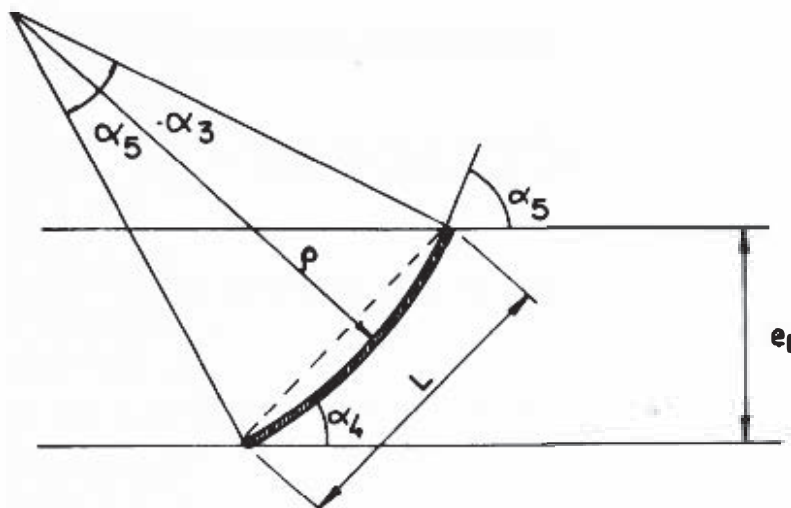


Figura 2.11 - CURVATURA DE UN ALABE

$$\text{radio es: } \rho = \frac{L}{2 \operatorname{sen} \frac{\alpha_5 - \alpha_4}{2}} = \frac{e_1}{\cos \alpha_4 - \cos \alpha_5} \quad (2.68)$$

2.3.1.3. Fuerza de empuje sobre un álabe

Supondremos que el flujo que pasa a través del haz fijo es plano y de ancho b , perpendicular al plano del dibujo (figura 2.12).

Las fuerzas de presión que actúan a lo largo de las superficies de corriente ab y cd , se equilibran, por ser iguales y de signo contrario. El caudal atravesado es:

$$\Delta Q = bt c_{3m} = bt c_{6m} = bt c_m \quad (2.69)$$

y el empuje en la dirección paralela al haz es:

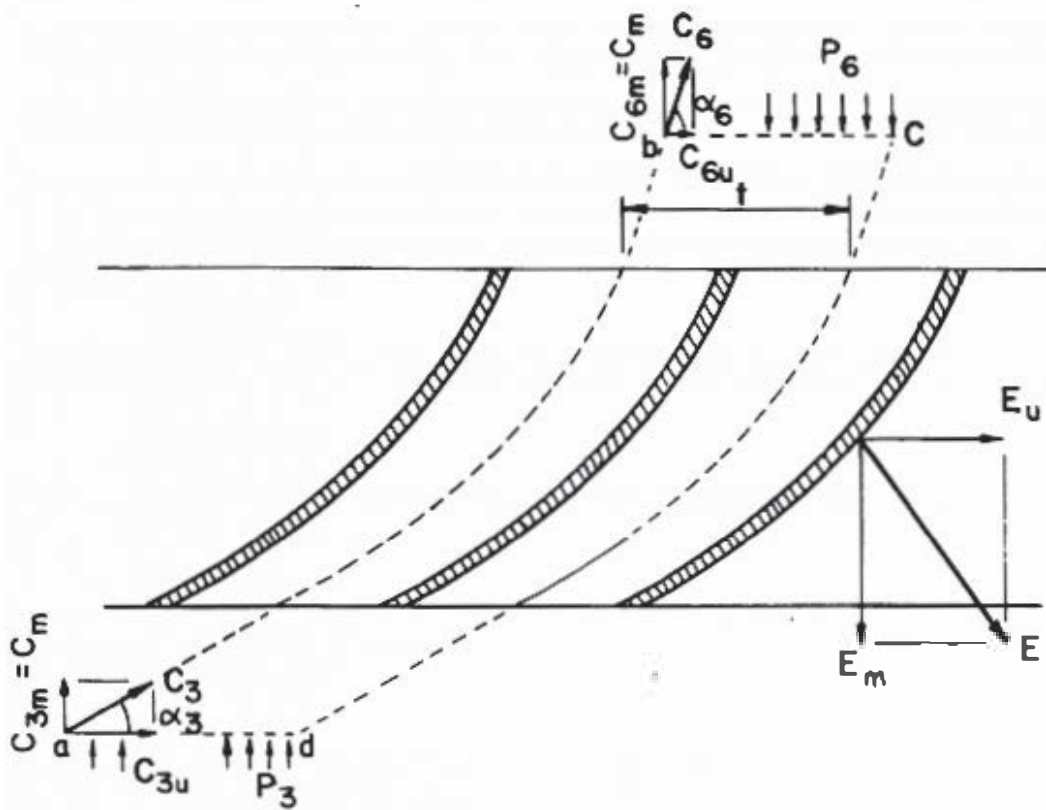


Figura 2.12 - VELOCIDADES Y FUERZAS EN UN HAZ DE ALABES

$$E_u = \rho_f \Delta Q (c_{3u} - c_{6u}) \quad (2.70)$$

y en dirección perpendicular a éste:

$$E_m = bt (p_6 - p_3)$$

por la ecuación de Bernoulli:

$$p_5 - p_3 = \frac{\rho_f}{2} (c_3^2 - c_6^2) = \frac{\rho_f}{2} (c_{3u}^2 - c_{6u}^2)$$

entonces:

$$E_m = \frac{\rho_f}{2} bt (c_{3u} - c_{6u})(c_{3u} + c_{6u}) \quad (2.71)$$

CAPITULO 3

3. DISEÑO DEL SISTEMA DE COLECCION DE POLVO

Este diseño se basa principalmente en los criterios expuestos en "Industrial Ventilation" /2/.

El diseño comprende lo siguiente: determinación de la ubicación de las campanas de captación de polvo, cálculo del flujo de aire requerido, dimensionamiento de los ductos, balanceo de la caída de presión en los puntos de unión de dos ramales, y selección del ventilador.

Este capítulo tiene por finalidad dar una idea clara de un sistema de colección de polvo en relación con el colector en sí del sistema, por lo que no se incluyen plano de detalle de ductos y accesorios, campanas, compuertas reguladoras, soportes, ventanas de limpieza, etc.

El diseño del sistema de colección de polvo se hace para un edificio de chancado de una concentradora que procesa 700 toneladas métricas por hora, de mineral de cobre. El edificio de chancado, distribución de equipos y sistema de colección de polvo se muestran en los planos N° 01 y N° 02 y un esquema en isométrico, del sistema de colección, en el plano N° 03.

3.1. Ubicación de los Puntos de Captación de Polvo

En general, se debe instalar una campana de succión en todos aquellos puntos en que se produzca polvo y tienda a dispersarse en el ambiente circundante. En nuestro caso particular es necesario ubicar campanas en los puntos de transferencia entre fajas transportadoras, carga a las

chancadoras, carga y descarga de zarandas (ver planos N° 01 y N° 02).

En los puntos de transferencia entre fajas transportadoras se seguirá las recomendaciones que se muestran en las figuras 3.1 y 3.2.

Las conexiones de succión deben ser ubicadas según como se mueva el aire contaminado cerca a su punto de disociamiento de los sólidos, y por esta razón, raramente se requiere en la parte alta del circuito. Para tomar las más finas partículas en la entrada del sistema de colección, es preferible mover aire en una dirección normal a la trayectoria de los sólidos.

La figura 3.1 ilustra la aplicación de este principio a un punto de transferencia entre fajas transportadoras. Las líneas continuas ilustran un buen diseño y en las líneas punteadas un diseño pobre de chute y campana. Proveyendo una buena abertura entre el chute y la campana y ubicando una conexión simple de succión arriba de la faja y una velocidad suficiente, se evita arrastrar partículas gruesas. No se requiere succión en la polea de cabeza, pero una cubierta es esencial. Donde el material cae directamente a la faja transportadora, se provee dos conexiones de succión, como en la figura 3.2, para el aire disociado detrás de la zona de impacto que no puede ser capturado por una simple campana en frente sin transporte de partículas gruesas en la corriente de aire.

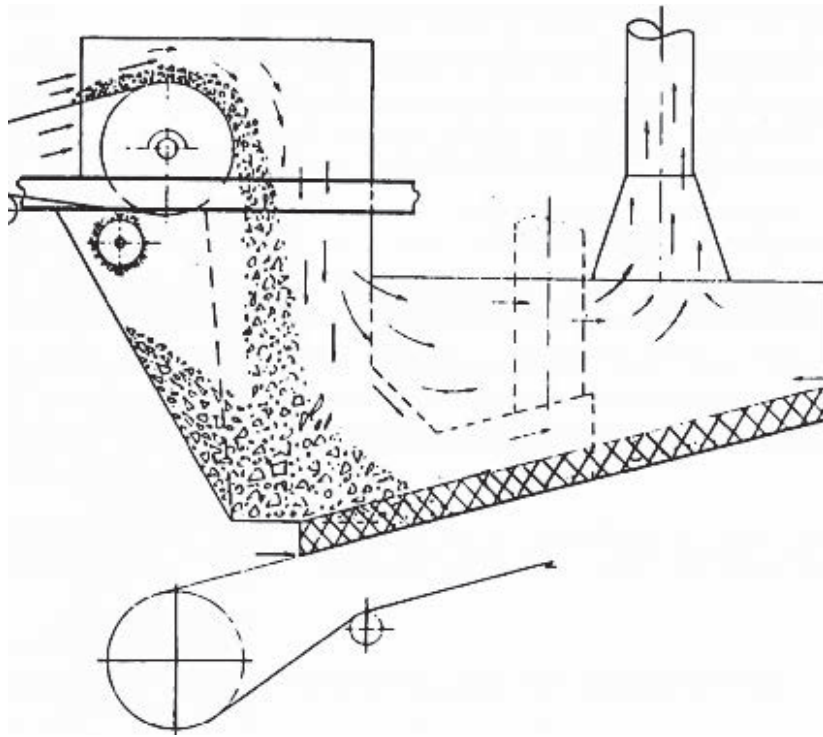


Figura 3.1 - Punto de transferencia con "bolsillo" de mineral para evitar la caída directa del material a la faja.

Las líneas de trazo indican un pobre diseño.

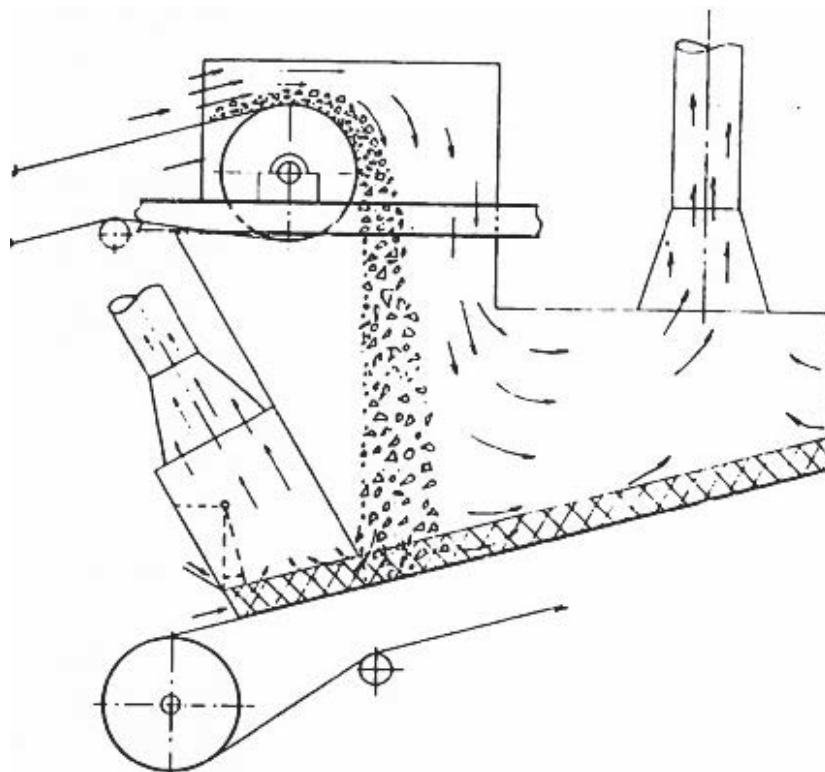


Figura 3.2 - Punto de transferencia entre fajas con el material cayendo directamente a la faja.

Las flechas indican el movimiento del aire.

3.1.2. Velocidades de Captación y Transporte de polvo

Una consideración vital del control de polvo en operaciones de manipuleo de materiales es la necesidad de minimizar la cantidad de material acarreado en los ductos de succión a fin de reducir la abrasión en el ducto y evitar pérdidas o inconveniencias en la recuperación del material removido.

Para permitir el asentamiento de partículas grandes antes que sean absorbidos por el sistema de succión, el flujo de aire debe mantenerse al mínimo.

Para esto se recomienda /2/ que la velocidad de captación en la boca de la campana de succión se encuentre entre: 1 a 1.25 m/s, y la velocidad de transporte de: 17.5 a 20 m/s para polvo de la misma densidad que el de nuestro caso.

3.2. Fórmulas de Cálculo de Volúmenes de Succión

Las siguientes fórmulas deben ser usadas respaldadas con experiencia previa y comparadas con otras recomendaciones o donde haya duda deberá verificarse en el campo.

a) Puntos de transferencia entre fajas transportadoras:

$$Q = S \times W \times \sqrt{\frac{H}{3}} \quad (3.1)$$

donde: $Q = m^3/s$ de aire

$S = 0.98$ para velocidad de faja menor que 1.25 m/s

$= 1.54$ para velocidad de faja de 1.25 a 2.5 m/s

$= 2.10$ para velocidad de faja mayor que 2.5 m/s.

$W =$ ancho de faja, m

H = altura de caída del material, m.

- b) Faja transportadora cargándose de una chancadora, zaranda, etc y como una alternativa para puntos de transferencia.

$$Q = 1.8 \times A \times \sqrt{H} \quad 2.5 \times F \quad (3.2)$$

donde: A = area de la sección transversal promedio del chute, m²

H = altura de caída del material, m

2.5 = una constante igual a la velocidad del aire requerida para prevenir la dispersión del polvo. Para equipo vibrante use 3.75.

F = factor de chute = 0.1 para pequeño tonelaje y chute grande.

= 0.2 para tonelaje y chute normales, excepto en los puntos de transferencia, donde:

$$F = \frac{T}{3.6 \ G \ S \ A} \quad \text{en la cual:}$$

T = toneladas métricas por hora

G = peso del material, Kg/m³

S = velocidad de la faja de suministro, m/s.

- c) Transportador de faja con cubierta en el punto de carga.

$$\text{Volumen Total} = Q \text{ (calculado por la fórmula a o b) } + Q' \quad (3.3)$$

$$\text{en la cual: } Q' = 1.25 \left[(2L + B) \times \text{Abertura} + C \right] \quad (3.4)$$

donde: Q' = m³/s de aire

L = longitud de la cubierta de faja, m

B = ancho de la cubierta de faja, m

C = área de la abertura libre en la cubierta de descarga, m^2 .

1.25 = una constante, igual a la velocidad de aire requerido para prevenir la dispersión del polvo.

Abertura = 0.003 m ha de ser usado si se emplea faldones angulares.

= 0.007 m debe ser usado para faldones verticales.

d) Volumen para Silos de Almacenamiento

$$Q = 4.719 \times 10^{-3} M + 1.25 A \quad (3.5)$$

donde: $Q = m^3/s$ de aire

$M = m^3/s$ de material

$A =$ área de las aberturas en los silos, m^2 .

e) Volumen para Zarandas.

$$Q = 18.11 \times T \times \sqrt{\frac{H}{3}} + Q' \quad (\text{por la fórmula del párrafo c}). \quad (3.6)$$

donde: $Q = m^3/s$ de aire

$T = m^3/s$ de material

$H =$ altura de caída, m.

Si el tamaño del chute es conocido, el resultado de esta fórmula se debe comparar con el del párrafo c.

3.3. Distribución del Flujo de Aire

Un sistema complejo de succión es realmente un grupo de sistemas simples de succión conectados a un ducto principal común. En un sistema de ramales múltiples, sin embar -

go es necesario proveer un medio de distribución del flujo de aire entre los ramales, por un diseño balanceado o por uso de compuertas de regulación.

La razón de ésto es que el aire siempre toma la trayectoria de menor resistencia. Si el diseño no provee apropiada distribución, ocurrirá un balanceo normal de aire; esto es, el volumen de succión se distribuirá por si mismo automáticamente de acuerdo a la resistencia de las disponibles trayectorias de flujo. Para proveer una distribución que resulte en el flujo de diseño de cada campana, el diseñador debe asegurarse que todas las trayectorias de flujo (ductos) entrantes a una junta, tengan igual presión estática con el flujo de diseño.

Para cumplir ésto, se puede escoger entre dos métodos. El objeto de ambos es el mismo: obtener la cantidad deseada de flujo de aire en cada campana del sistema, al mismo tiempo mantener la velocidad de transporte deseada en cada ramal. Los dos métodos son: Balance de Aire sin compuertas de Ajuste, y Balance de Aire con Ajuste de Compuertas.

3.3.1. Balance de Aire sin Compuertas de Ajuste

Este método es a menudo llamado "Método de Balance de Presión Estática". En este tipo de diseño, el cálculo comienza en el ramal de mayor resistencia y procede de ramal secundario a principal, y de sección principal a sección principal, hasta el ventilador. En cada punto de unión de dos corrientes de aire, la presión estática necesaria para alcanzar el deseado flujo en una corriente, debe ser igual

a la presión estática en la corriente de aire juntante. (Esta condición realmente prevalecerá en todo sistema operante; pero si el sistema no está "balanceado", el flujo de aire deseado no podrá ser alcanzado en cada corriente). La presión estática está balanceada a la deseada razón de flujo por adecuada elección del tamaño de tubería, radio de codos, etc.

3.3.2. Balance de Aire por Compuertas Reguladoras

Depende del uso de compuertas reguladoras, las cuales pueden ser ajustadas después de la instalación a fin de alcanzar el flujo de aire deseado en cada campana. Este cálculo de diseño también empieza en el ramal de mayor resistencia y la caída de presión es calculada a través del ramal principal, donde otro ramal o junta secundaria añade su flujo deseado a los m^3/s del principal. No se hace el intento de balancear la presión estática en la junta de corrientes de aire. Los ramales juntantes son meramente dimensionados para dar la deseada mínima velocidad en el ducto a los m^3/s deseados. Sin embargo este desbalance de presión debe estar por debajo del 15% de la pérdida de presión en cada ramal juntante; esto es con el fin de evitar crear grandes pérdidas de presión con la compuerta para regular el flujo de aire requerido.

3.4. Procedimiento de Balance

3.4.1. Método sin compuertas de regulación

Se calcula la resistencia en cada ramal basa-

do en los datos de diseño y totalizado para la longitud des de la campana de succión hasta la unión del próximo ramal. En cada junta la presión estática, para cada trayectoria pa paralela de flujo de aire debe ser la misma. Donde la dife - rencia en presión estática es pronunciada (mayor de 20%), - el ramal con más baja caída de presión sería rediseñado pa - ra incrementar la misma. El método usual es decrecer el ta - maño de la tubería, así el aumento de la velocidad en el - ducto incrementará todas las pérdidas en ese ramal. Donde la pérdida de presión de las trayectorias paralelas estén - dentro del 20% de la presión estática gobernante, el balan - ce puede ser obtenido por incremento del flujo de aire a - través del ramal con más baja resistencia. Este incremento en m^3/s es rápidamente calculado, según las pérdidas de - presión ~~se~~ incrementan como el cuadrado del volumen de suc - ción; así:

m^3/s corregido = m^3/s de diseño

$$\sqrt{\frac{\text{Presión estática del tra mo de mayor pérdida}}{\text{Presión estática del tra mo de menor pérdida}}}$$

(3.7)

donde el desbalance sea menor del 5% es usual ignorarlo y - tratarlo como si los ramales estuvieran en completo balance.

3.4.2. Método con Compuertas de Regulación

Son necesarios los mismos datos y cálculos que en - el método anterior. El desbalance en cada junta debe estar dentro del 15% de la pérdida de presión en cada ramal; y de - be instalarse una compuerta reguladora en el ramal de menor resistencia.

3.4.3. Corrección por Cambios de velocidad

Cuando dos ramales entrán a uno principal, algunas veces la velocidad en este ducto principal, excede la velocidad de cualquiera de los dos ramales. Si esta diferencia es grande se requerirá presión estática adicional para producir tal incremento de velocidad. Por lo general si la diferencia es mayor de 2 mm de c.a. entre la presión de velocidad en el ramal principal y la presión de velocidad resultante de los dos ramales entrantes, es necesario hacer una corrección.

La presión de velocidad resultante de los dos ramales entrantes, PV_r , se calcula según la siguiente ecuación:

$$PV_r = \left[\frac{Q_1 + Q_2}{4.043 (A_1 + A_2)} \right]^2 \quad (3.8)$$

donde Q_1 y Q_2 representan los flujos de aire en m^3/s en los ramales 1 y 2 respectivamente y A_1 y A_2 el área de la sección transversal de cada ducto.

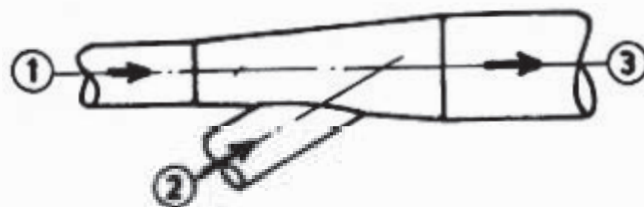


Figura 3.3 - CONEXION A RAMAL

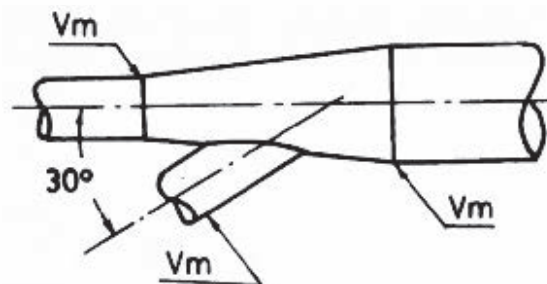
Se asume que se ha conseguido el balance de presión entre los ramales 1 y 2, es decir que la presión estática en 1 es

igual que en 2.. Si la presión de velocidad en 3 es mayor -
que PV_r , la presión estática adicional requerida en 3 es:
 $PV_3 - PV_r$.

3.5. Criterios tomados para el Diseño

El diseño realizado ha seguido las siguientes recomendaciones:

- a) El área de la boca de la campana será de por lo menos 2 veces el área del ducto.
- b) El tamaño del ducto mantendrá la velocidad mínima de transporte por lo menos.



V_m = Mínima Velocidad
de transporte

Figura 3.4 - CONEXION A RAMAL

- c) Dos ramales no entrarán a uno principal directamente - uno opuesto al otro.
- d) Un ramal nunca entrará por la base de uno principal, ni entrará a un codo.
- e) Un ramal entrará a uno principal con un ángulo no mayor que 45° , se preferirá a 30° .
- f) Un ramal entrará a uno principal dirigido hacia el extremo de mayor diámetro de una pieza de transición, nunca

ca antes de la transición.

- g) Las piezas de transición tendrán un ángulo comprendido no mayor a 12%.
- h) Todos los codos de 90° mayores que 150 mm de diámetro - serán construídos en 7 secciones (nunca se usarán codos mátrados). Los codos no serán diseñados con un radio - de eje menor que 1.5 diámetro.
- i) Ductos de sección rectangular no son aceptables para - transporte de partículas.
- j) Las compuertas serán instaladas cerca a la entrada del ramal principal, pero en ningún caso inmediatamente después de la campana. La hoja de las compuertas entrarán por la parte superior en ductos horizontales y serán fijados por soldadura después del ajuste final.

3.6. Descripción de los Procesos de Chancado Secundario y Terciario

A fin de reducir el tamaño de las rocas del mineral, que se extraen de la mina, se realizan procesos de chancado y molienda. Posteriormente pasan al proceso de flotación - que es donde se separa el "cobre" del mineral.

Los procesos de Chancado Secundario y Chancado Terciario - (para los cuales se ha diseñado el sistema de captación de polvo), es el siguiente:

El material viene del proceso de Chancado Primario por medio de la Faja Transportadora N° 1 (ver figura 3.5) con - un tamaño máximo de 150 mm, el cual es alimentado a la Za - randa N° 1. El mineral que pasa la zaranda (menor que 10 -

mm), cae por gravedad por un chute a la Faja Transportadora N° 2, la cual lleva el material al proceso de molienda; el material que no pasa entra a la Chancadora Secundaria, de la cual salen con un tamaño máximo de 30 mm. Este material es tamizado en la Zaranda N° 2; el material que pasa (menor que 10 mm) es descargado en la Faja Transportadora N° 2 y el material que no pasa en la Faja N° 3 para ser almacenado en la Ruma para Chancado Terciario.

Los Chancadores Terciarios Nros. 1 y 2 (en paralelo) son alimentados por fajas transportadoras desde la Ruma para Chancado Terciario. El producto es tamizado por las zarandas Nros. 3 y 4 en paralelo.

Las partículas menores que 10 mm se descargan en la Faja N° 2 y las mayores en la Faja N° 3 para ser procesadas.

En el mismo esquema del proceso se indica las toneladas métricas/hora del mineral que sigue cada operación y que servirá para el cálculo del volumen de aire necesario para la captación del polvo producido.

3.7. Cálculo de los Flujos de Aire de Diseño

Se utilizarán las fórmulas expuestas en el párrafo 3.2 principalmente. Para ver la ubicación de las campanas de succión debe verse los planos Nros. 1, 2 y 3 y la figura 3.6.

3.7.1. Para las campanas de succión Nros. 1, 3 y 5

Es el caso de una faja transportadora cargándose de una zaranda por medio de un chute, donde se aplica la ecua-

ción 3.2.

Tenemos que el área transversal del chute es $A = 0.9 \times 1.75 = 1.58 \text{ m}^2$; y la altura de caída del material $H = 2.0 \text{ m}$.

Por lo tanto:

$$Q_{1,3} = 1.8 \times 1.58 \sqrt{2.0} \times 2.5 \times 0.1 = 1.01 \text{ m}^3/\text{s}$$

Para la campana N° 5 el factor de chute es 0.2, por lo que:

$$Q_5 = 2.02 \text{ m}^3/\text{s}$$

3.7.2. Para las campanas de succión Nros. 2, 4 y 6

Faja transportadora cargándose de la tolva de una zaranda.

Aquí se tomará como área promedio de la sección del chute - igual al área de la boca de descarga de la tolva de la zaranda (debido a la ausencia de chute), por lo que: $A = 1.0 \text{ m}^2$ y $H = 3 \text{ m}$, y

$$Q_{2,4} = 1.8 \times 1.0 \times \sqrt{3} \times 3.75 \times 0.1 = 1.16 \text{ m}^3/\text{s}$$

La cubierta de faja en la campana N° 6 es de mayor longitud por lo que se debe considerar Q'_6 :

$$Q'_6 = 1.25 \left[(2.6 + 1) \times 0.007 + 0 \right] = 0.114 \text{ cm}^3/\text{s}$$

entonces $Q_6 = 1.16 + 0.11 = 1.27 \text{ m}^3/\text{s}$

3.7.3. Para las campanas de succión Nros. 7, 8 y 9

Es el caso de succión en zarandas.

La densidad del mineral a granel es de $1,700 \text{ Kg/m}^3$, por lo que:

$$T_9 = \frac{632,800}{3,600 \times 1,700} = 0.10$$

y la altura de caída $H = 3.2$ m. Reemplazando en la fórmula correspondiente:

$$Q = 18.11 \times 0.10 \times \sqrt{\frac{3.2}{3}} = 1.87 \text{ m}^3/\text{s}$$

Debido a que la zaranda es un equipo vibratorio, es necesario incrementar el flujo para asegurar una mejor captación de polvo, añadiremos entonces un 35% (se podría aumentar hasta un 50%, /2/):

$$Q_9 = 1.87 \times 1.35 = 2.53 \text{ m}^3/\text{s}$$

El flujo volumétrico de aire para los puntos Nros. 7 y 8 - se obtienen en proporción al material procesado:

$$Q_8 = Q_7 = 2.53 \times \frac{356.3}{632.6} = 1.42 \text{ m}^3/\text{s}$$

(se ha asumido que Q' es pequeño).

3.7.4. Para las campanas de succión Nros. 10 y 13

Es la carga a una chancadora. Para este caso se recomienda que la velocidad en las aberturas sea de 1 m/s para evitar la propagación del polvo /2/.

Así para el área total de aberturas igual a 1.95 m^2

$$Q_{10, 13} = 1 \times 1.95 = 1.95 \text{ m}^3/\text{s}$$

3.7.5. Para las campanas de succión Nros. 11 y 12

Puntos de transferencia entre 2 fajas transportado

cas.

El ancho de faja es $W = 0.9$ m y la altura de caída $H = 3$ m por lo que:

$$Q = 1.54 \times 0.9 \sqrt{\frac{3}{3}} = 1.386 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$y ; Q' = 1.25 \left[(2 \times 3 + 1) \times 0.003 + 0.5 \right] = 0.65 \text{ m}^3/\text{s}$$

entonces: $Q_{11,12} = 1.386 + 0.65 = 2.036 \text{ m}^3/\text{s}$

3.7.6. Para la campana de succión N° 14

Para la succión en una zaranda:

$$T = \frac{700,000}{3,600 \times 1,700} = 0.114$$

$$Q = 18.11 \times 0.114 \sqrt{\frac{1.5}{3}} = 1.46 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$y ; Q' = 1.25 \left[(2 \times 25 + 1.5) \times 0.003 + 0.5 \right] = 0.65 \text{ m}^3/\text{s}$$

Por tratarse de un equipo vibrante:

$$Q_{14} = 1.3 (1.46 + 0.65) = 2.74 \text{ m}^3/\text{s}$$

3.7.7. Resumen de los Flujos de Aire por el Diseño

La Tabla 3.1. muestra los resultados de los cálculos realizados en los párrafos anteriores como Flujos de Aire Calculados. Estos flujos han sufrido una variación pequeña (menor que el 5%) para conseguir el balance del sistema (ver el párrafo 3.8 y la Tabla 3.2).

3.8. Balance de Flujos de Aire de Diseño

Por las razones expuestas es necesario hacer un balance de los flujos de aire de diseño.

Se empleará el procedimiento de balance sin compuertas de regulación. No obstante se deberán instalar compuertas reguladoras en las conexiones al ramal principal (ver planos Nros. 1, 2 y 3) para el balance de flujos reales de operación.

Tabla 3.1 - RESUMEN DE FLUJOS DE AIRE

CAMPANA Nº	FLUJO DE AIRE CALCULADO m ³ /s	FLUJO DE AIRE BALANCEADO m ³ /s
1	1.01	1.05
2	1.16	1.15
3	1.01	1.05
4	1.16	1.15
5	2.02	2.00
6	1.27	1.32
7	1.42	1.50
8	1.42	1.50
9	2.53	2.50
10	1.95	2.00
11	2.04	2.00
12	2.04	2.00
13	1.95	2.00
14	2.74	2.65

Cada columna de la Tabla 3.2 ha sido calculado según el anexo al que se hace referencia. Se han reajustado los flujos con respecto al flujo calculado, dentro de un $\pm 5\%$ para obtener el balance.

Con el fin de obtener una curva del sistema se ha variado el flujo de aire al 97.8% y 105% y se ha balanceado, siempre manteniendo la velocidad de transporte recomendada (ver tablas 3.3 y 3.4)

3.9. Selección del Colector de Polvo

Uno de los colectores muy usados en la colección de polvo de minerales de procesos de chancado es el lavador centrífugo, debido a su alta eficiencia y la facilidad de transportar el polvo captado como lodo (ver figura 1.1). Usaremos el catálogo W-1273 de la Compañía Ducon-Mikropul Ltd. (ver anexo), el cual nos indica que es muy capaz de coleccionar partículas de diámetro promedio de 3 micras con una caída de presión moderada.

Los álabes de estos colectores pueden ser reorientados con la finalidad de aumentar la velocidad del flujo (lo cual aumenta la caída de presión en el colector), y así incrementar la eficiencia de colección. La figura 3.7 muestra la caída de presión para los colectores Ducon N° 120 y 126 (ver catálogo en el anexo), en función del caudal; la razón inferior corresponde al colector con los álabes modificados. Como el tamaño promedio de las partículas es mayor de 3 micras, se usará la zona inferior.

Por lo tanto decidimos usar el colector N° 126, debido a que para la capacidad de diseño, $24 \text{ m}^3/\text{s}$, tiene menos caída de presión que el N° 120 y según la figura 3.7 se podría mejorar su eficiencia, de ser necesario (zona superior).

Del catálogo obtenemos el flujo de agua mínimo de $0.268 \text{ (lts/s)/(m}^3/\text{s)}$, ($4 \text{ gpm}/1000 \text{ cfm}$); que para nuestras condiciones es 6.42 lt/s .

En este tipo de colector el líquido (agua) entra a baja presión, el cual cae sobre el cono distribuidor (ver apéndice)

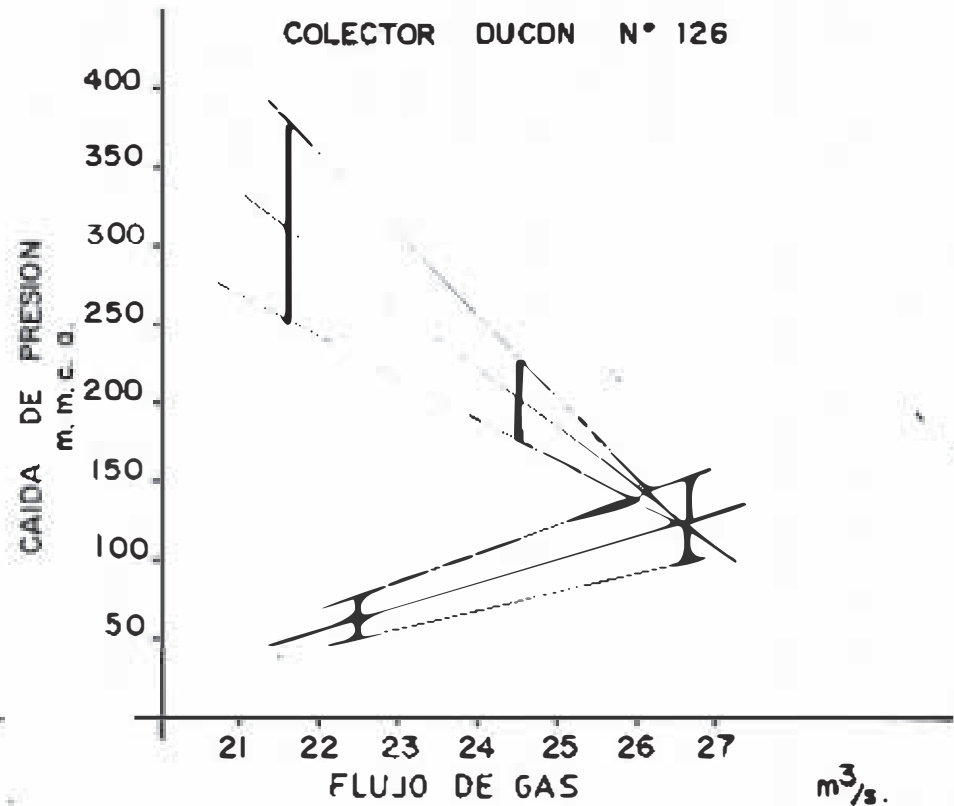
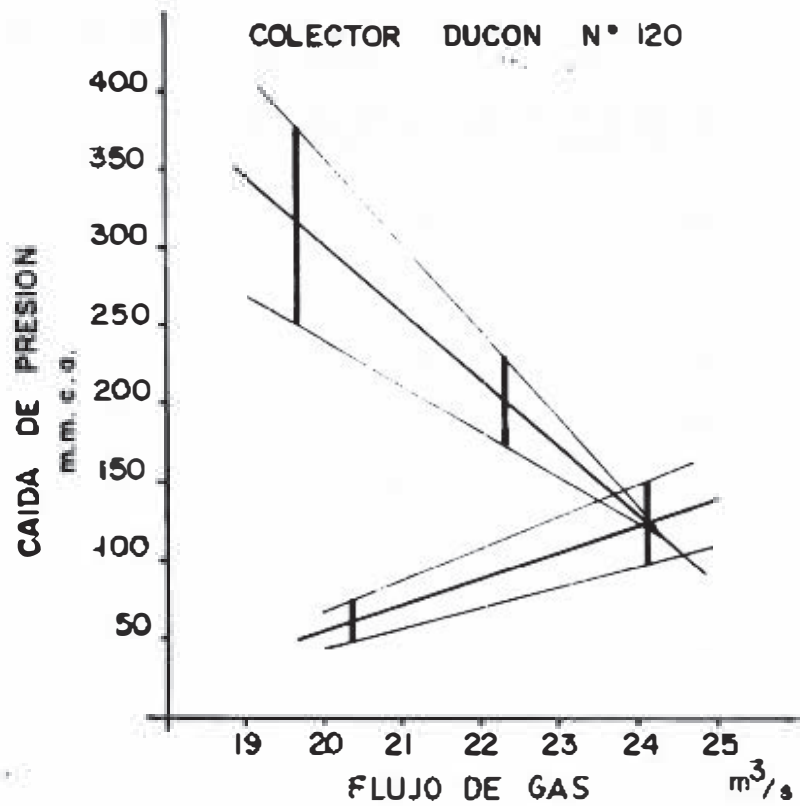


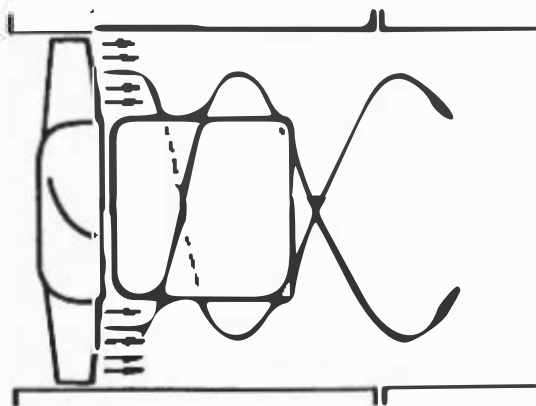
FIG. 3.7 CAIDA DE PRESION DE LOS COLECTORES 15/
DUCON, TIPO L N° 120 Y 126

y las gotas, captadores de polvo, se forman por el paso de la corriente del gas a través de la cortina de líquido que se forma al caer éste.

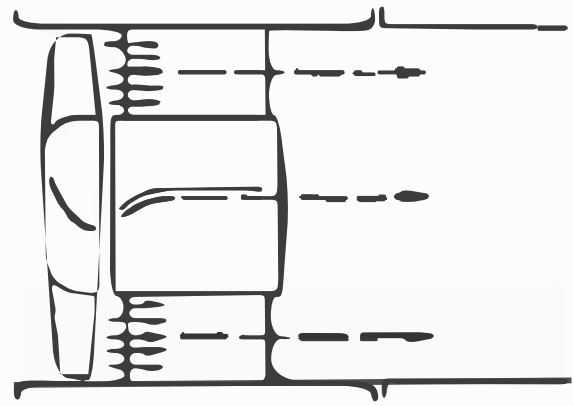
A la salida del gas, es frecuente usar el efecto de tiro de chimenea, lo que no podemos utilizar debido a que el aire lavado se encuentra a temperatura ambiental; solo se instalará una "Chimenea" para conducir el aire saliente, y será de una longitud de 1 m.

3.10. Selección del Ventilador

Normalmente los ventiladores se clasifican en axiales (cuando el gas se mueve paralelo al eje de rotación) y centrífugos (el gas se mueve perpendicular al eje). Para los ventiladores axiales se ha establecido dos categorías: de flujo axial y de flujo giratorio.



DE FLUJO GIRATORIO



DE FLUJO AXIAL

Figura 3.8 - VENTILADORES AXIALES

A los ventiladores axiales solo se les considera para aplicaciones con baja resistencia, debido a que ellos mueven -

grandes volúmenes a bajas presiones.

Los ventiladores centrífugos son usados para obtener mayores presiones; los cuales se clasifican según la configuración de los álabes en: radial, curvado o inclinado hacia atrás curvado hacia adelante y de perfil aerodinámico.

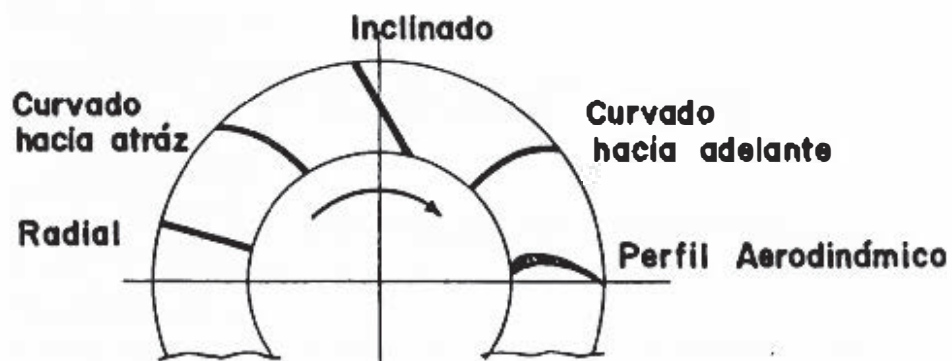
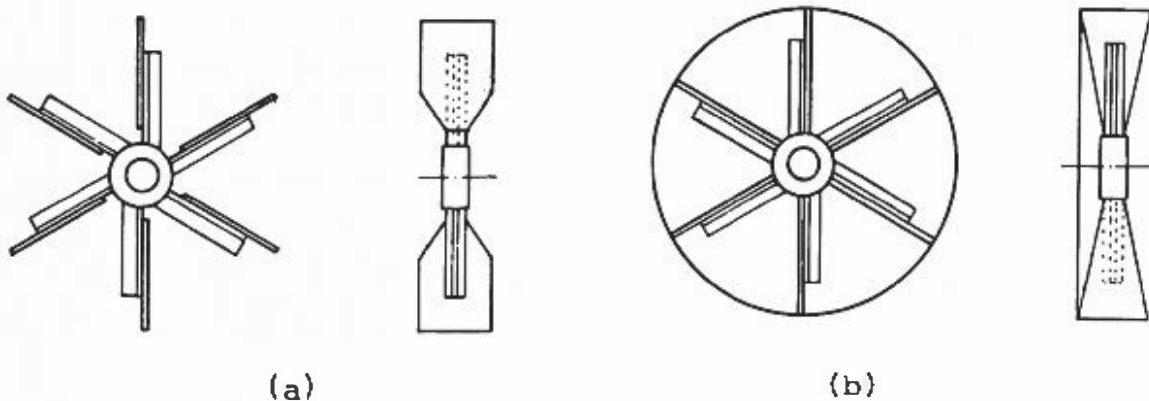
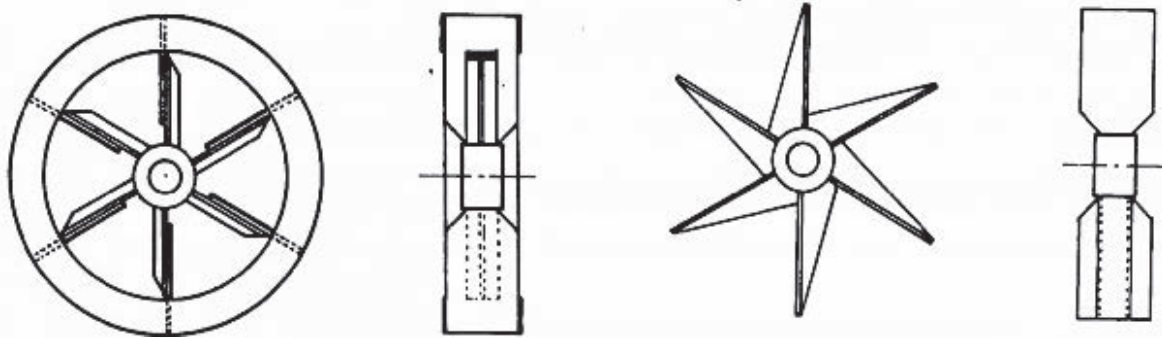


Figura 3.9 - CONFIGURACION DE ALABES DE VENTILADORES CENTRIFUGOS

Según la Tabla 3.5 el tipo de ventilador adecuado para nuestro caso es el radial. Los álabes de estos ventiladores son de construcción "pesada", y pocos en cantidad (6 álabes) para hacerlos más adecuados al desgaste, corrosión o acumulación. La figura 3.10 muestra varios rodetes de este tipo.





(c)

(d)

Figura 3.10 - ROJETES RADIALES

Tabla 3.5 - APLICACIONES TÍPICAS DE VARIOS TIPOS DE VENTILADORES /25/

APLICACION	VENTILADORES AXIALES		VENTILADORES CENTRIFUGOS			
	FLUJO GIRAT.	FLUJO RECTO	RADIAL	CURVADO HACIA ATRAS	INCLINADO HACIA ATRAS	PERFIL AERODIN.
Sistemas de transporte			X		X	
Suministro de aire para quemadores	X	X	X	X	X	X
Elevar presión de gases			X		X	X
Proceso de ventilación de plantas	X	X			X	X
Calderos, tiro forzado		X			X	X
Calderos, tiro inducido			X	X		
Escape de hornos			X	X		
Suministro a hornos		X			X	X
Torres de enfriamiento	X					
Colectores de polvo y precipitadores electrostáticos			X	X		

Continuación de la Tabla 3.5 ...

Procesos de secado	X	X	X			
Reactor de gases de escape o chimeneas de emisión			X	X		

En nuestro caso no se requiere de recubrimientos especiales en la parte interna del ventilador, pero los fabricantes ofrecen recubrimientos (opcionales) de neoprene, pintura resistente a ácidos, y de plomo, los cuales son necesarios para otras condiciones de operación.

Con los valores de las tablas 3.2, 3.3 y 3.4 se ha graficado la curva del sistema, en la figura 3.11. Usando el catálogo N° 1002 (ver anexo) de Norblo "Exhaust Fans" se ha elegido el ventilador HS N-110 y se ha graficado su curva altura-presión estática, (a 510 RPH) definiéndose así el punto de operación (Potencia aproximada del del motor 68 Kw).

3.11. Caja de Lodos

Para que el flujo de aire más polvo lleve la trayectoria deseada (hacia la parte superior del colector) es necesario crear una contrapresión en la parte inferior, para ello se instala una caja de lodos en la que el tubo de salida está siempre sumergido una altura, h , mayor que la pérdida de presión en el colector, en nuestro caso deberá ser mayor que 450 mm. c.a., por lo que se tomará $h = 300$ mm. c.a. (ver plano N° 01).

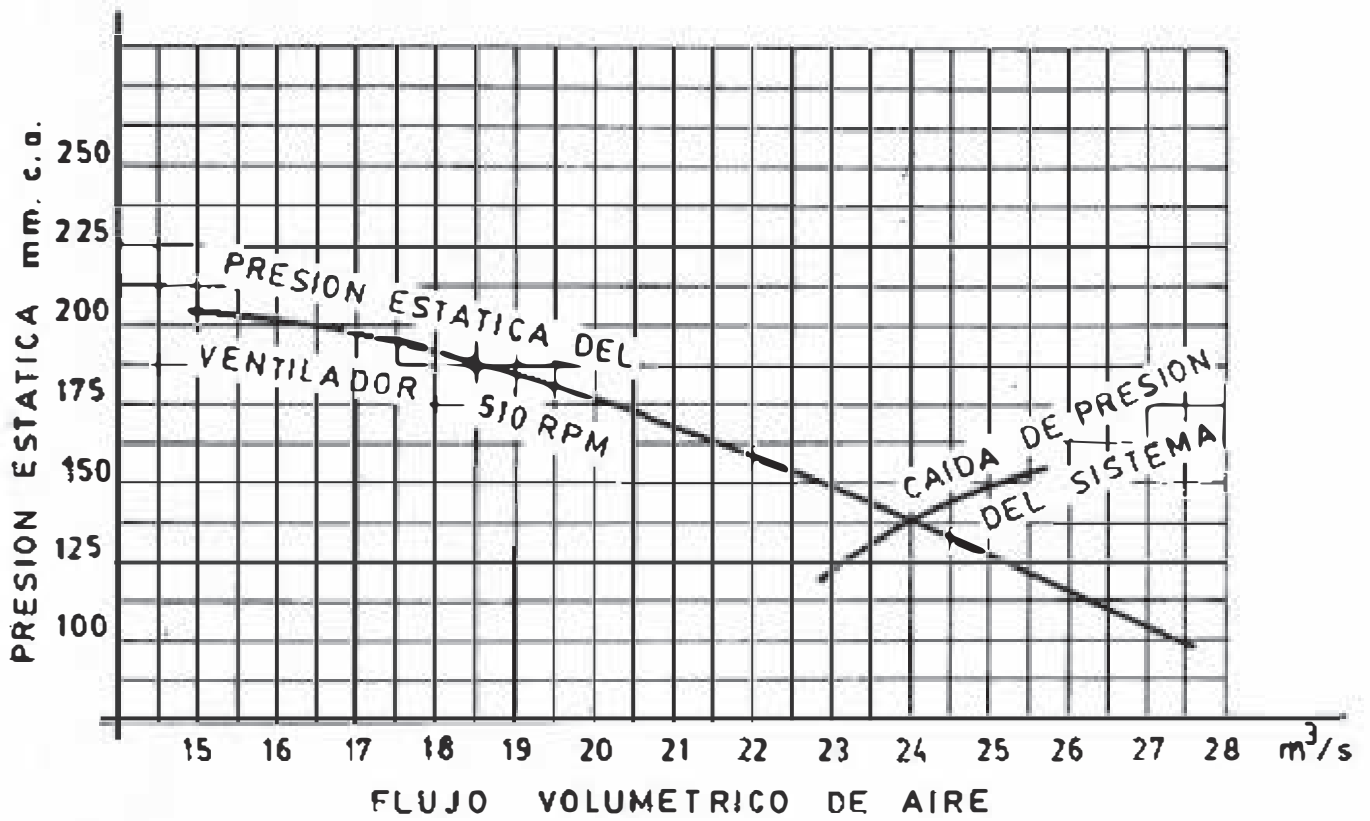


FIG. 3.11 CURVA ALTURA-CAUDAL DEL VENTILADOR NORBLO HS N° 110 A 510 RPM Y CURVA DEL SISTEMA

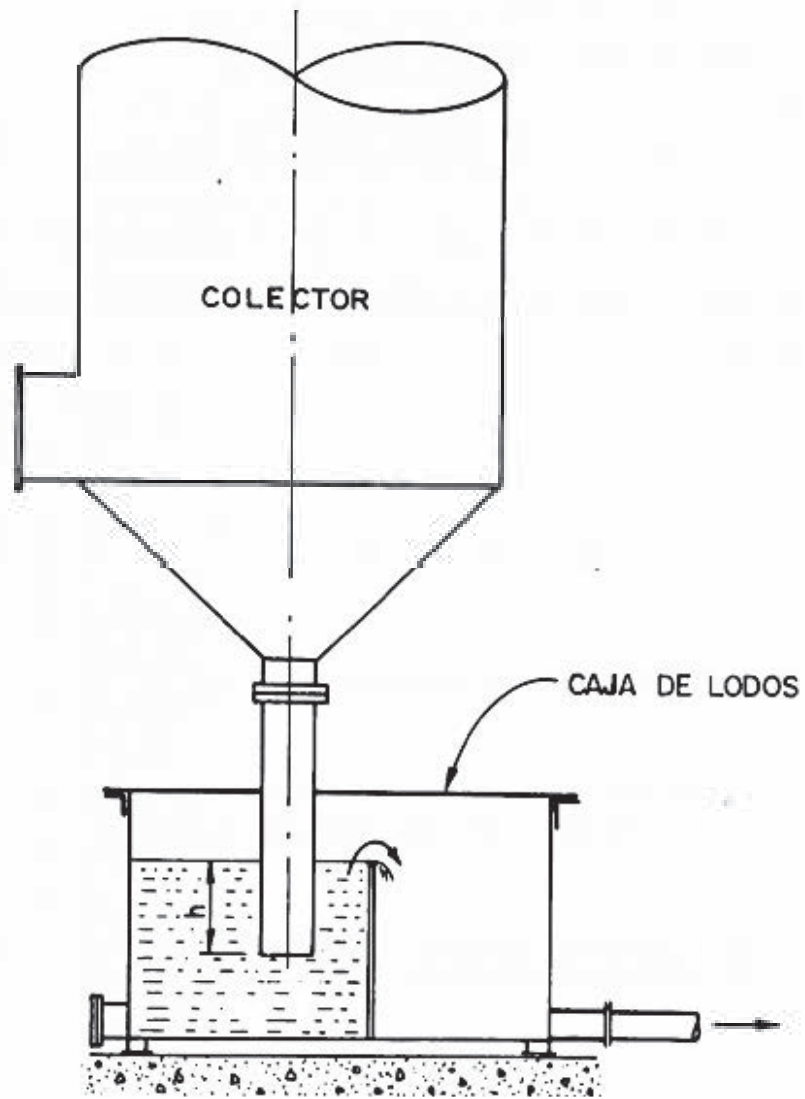


Figura 3.1 2 CAJA DE LODOS

CAPITULO 4

4. CALCULO Y DISEÑO DEL COLECTOR

4.1. Características del Polvo

4.1.1. Rango de tamaño distribución de tamaños y tamaño medio de las partículas de Polvo

El control de polvo se relaciona por lo general con partículas de tamaño comprendido entre 0.1 y 100 micras. Dependiendo el tamaño del proceso o tipo de polvo. Para procesos de chancado y molienda de minerales, el rango de tamaño de partículas de polvo producido está compuesto por partículas cuyo 50%, en peso, es menor de 5 micras, así es que éste será el rango de tamaño para el cálculo /1/.

En esta gama de tamaños, las partículas son de mayor tamaño que las moléculas individuales más grandes, es por ello que no se ven afectadas por las fuerzas del movimiento Browniano /16/. Por otra parte son lo suficientemente pequeñas para que se encuentren en gran número, por esta razón, se han desarrollado métodos de cálculo para estimar la distribución de partículas de tamaños finos. Empíricamente se ha encontrado que para las colas de producto de un paso de reducción de tamaños (trituración), la distribución generalmente es una función exponencial del diámetro de la partícula /15/. Para el cálculo se tendrá de referencia la distribución típica de Anderson 2000 Inc. /18/ para "Lavadores de Gas Venturi", el que trabaja con un rango de partículas menores que nuestro caso. (Los colectores tipo Venturi se usan por lo general para recolectar partículas

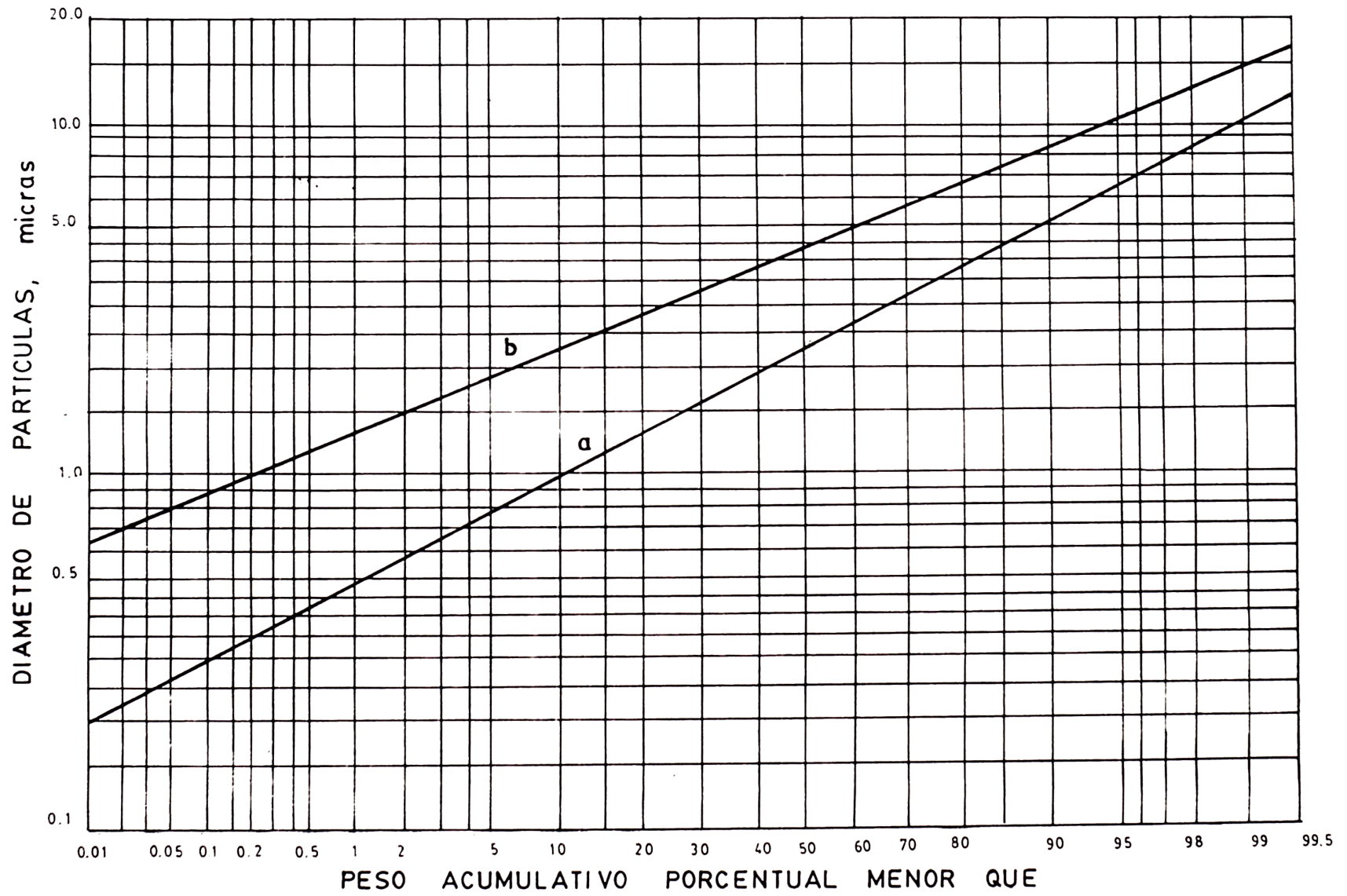


FIG. 4.1 DISTRIBUCION DE TAMANO DE PARTICULAS /1/

contenidas en los gases de combustión).

Esta distribución de tamaños se encuentra graficada en la figura 4.1, curva "a"; y se ha trazado la recta "b" que será nuestra distribución de diseño. La curva "b" se ha trazado con distinta pendiente que "a", debido a que el polvo producido en el chancado de minerales no contiene, por lo general, partículas muy finas (menores de 0.7 micras). También se está cumpliendo que el 50% en peso está compuesto por partículas de menos de 5 micras /1/.

El diámetro medio de una muestra de partículas puede basarse en la longitud, superficie, volumen o superficie-volumen. En el caso presente, es importante la longitud característica (el diámetro), el cual está relacionado con el número de Reynolds.

El diámetro medio de una muestra basado en la longitud viene expresado por:

$$\bar{d}_p = \frac{\sum_{i=1}^k d_{p_i} \phi_m(d_{p_i}) \Delta d_{p_i}}{\sum_{i=1}^k \phi_m(d_{p_i}) \Delta d_{p_i}} \quad (4.1)$$

donde: \bar{d}_p es el diámetro medio de la muestra

$\phi_m(d_{p_i})$ es la función de distribución en masa

Δd_{p_i} es el tamaño de la clase i .

Y el producto $\phi_m(d_{p_i}) \times \Delta d_{p_i}$ es la fracción de masa o peso de la clase i .

Del gráfico de distribución, figura 4.1, se ha elaborado la Tabla 4.1 para diámetros de partículas que tengan una proporción entre sí de 2. (Se debe seguir con esta proporción que es aplicable a mallas, aunque los tamaños de

partículas que se están tratando sean medidas con microscopio /7/).

Tabla 4.1 - DISTRIBUCION PORCENTUAL EN PESO PARA DIAMETROS MENORES QUE:

i	dp_i (micras)	$\phi_m (dp_i) \times \Delta dp_i$ %	$dp_i \times \phi_m (dp_i) \times \Delta dp_i$
1	0.71	0.02	0.0142
2	1.00	0.18	0.180
3	1.41	1.50	2.115
4	2.00	5.30	10.60
5	2.83	13.00	36.79
6	4.00	24.00	96.00
7	5.66	22.00	124.52
8	8.00	21.00	168.00
9	11.31	9.00	101.79
10	>11.31	4.00	45.24
		$\Sigma = 100$	$\Sigma = 572.34$

Reemplazando valores en la ecuación 4.1, obtenemos un diámetro medio igual a 5.72 micras.

4.1.2. Forma de las partículas

Según Soo S.L. /22/, los sólidos pulverizados retienen la forma básica de sus cristales.

La calcopirita ($Cu Fe S_2$) es la Principal fuente para la obtención del cobre. Sus cristales son cuadráticos esféricos, de aspecto tetraédrico y caras esfenoidales /20/ es decir sus cristales tienen tendencia a la forma esférica.

ca; es así que para el cálculo se considerarán como partículas esféricas.

4.1.3. Concentración del Polvo

La concentración del polvo se puede obtener de datos experimentales que están en función del tipo de operación y tipo de polvo contaminante, como se muestra en la referencia /1/, (ver anexos).

Para procesos químicos y operaciones de chancado y molienda la concentración es de "moderada" a "pesada" de 11 g/m^3 a más. Por lo tanto, se tomará una concentración de 11 g/m^3 , como condición de diseño.

4.2. Condiciones de Diseño

Para el cálculo se asumirá como condiciones ambientales una temperatura de 20°C y 1 bar de presión; por lo que el aire tendrá una densidad de 1.2 Kg/m^3 , y viscosidad dinámica de $1.85 \times 10^{-5} \text{ Kg/(m-s)}$. El flujo volumétrico de aire se obtuvo del cálculo del sistema de colección de polvo (Capítulo 2), el cual es de $24 \text{ m}^3/\text{s}$.

Para el agua, que es el líquido lavador, se considerará una densidad de 1000 Kg/m^3 .

Las características de las partículas de polvo se dan en los acápites anteriores.

En resumen, las condiciones de diseño son las siguientes:

- a) Forma de las partículas : Esféricas
- b) Distribución de tamaños de partículas : Exponencial
- c) Rango del tamaño de partículas : 0.6 a 16 micras

d) Densidad de las partículas a granel	± 1,700 Kg/m ³
de grano sólido	± 2,900 Kg/m ³
e) Concentración de polvo	± 11 g/m ³
f) Densidad del aire	± 1.2 Kg/m ³
g) Viscosidad dinámica del aire	± 1.85 x 10 ⁻⁵ Kg/(m-s)
h) Flujo volumétrico de aire	± 24 m ³ /s
i) Densidad del agua	± 1000 Kg/m ³
j) Temperatura de trabajo	± 20°C
k) Presión atmosférica	± 1 bar

4.3. Diseño del Colector

El diseño se basa en los principios de separación y configuración geométrica de los lavadores de gas (Gas Scrubber) que son de mucho uso en la colección de polvo mineral. Sin embargo algunas de las proporciones o configuración interna serán cambiados para obtener una mejor eficiencia de separación o facilidad del cálculo.

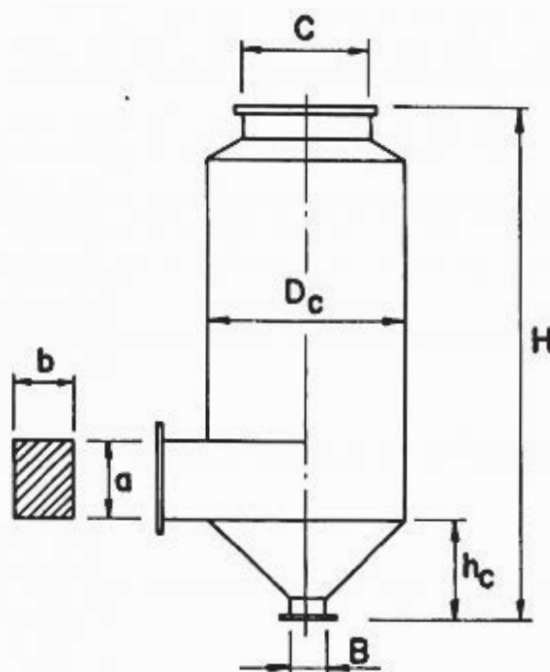
La tabla 4.2 muestra las proporciones de un lavador de gas Ducon, tipo L, modelo II, /5/. (Ver anexos).

Tabla 4.2 - CONFIGURACION EXTERNA DE UN LAVADOR DE GAS DU -
CON /5/

NOMENCLATURA

D _c	Diámetro del colector	1.0
a	Alto de la entrada	0.53
b	Ancho de la entrada	0.24
h _c	Alto de la base cónica	0.50
H	Alto total	2.70
c	Diámetro de salida	0.90

Continuación de la Tabla 4.2 ...



4.3.1. Diseño de la Base de un Colector

En la parte inferior del colector la separación se produce por fuerzas inerciales en un campo centrífugo.

Esta base cilindro-cono funciona en forma semejante a un ciclón, por lo que el diseño se basará en ciclones.

La longitud (alto) de este ciclón será menor que la de un ciclón típico, esto quiere decir que la suspensión aire-sólidos permanecerá menor tiempo en el ciclón. Este menor tiempo se refleja en una baja eficiencia, sin embargo el hecho que las paredes (internas) se encuentren mojadas asegurará una mejor captación de las partículas de polvo. Los ciclones clásicos trabajan en seco, en los cuales es posible que una partícula que ya ha alcanzado la pared pueda reingresar al flujo.

La parte ciclónica del colector tiene la finalidad de coleccionar las partículas de mayor tamaño; es por ello que no se busca una alta eficiencia de separación en esta parte.

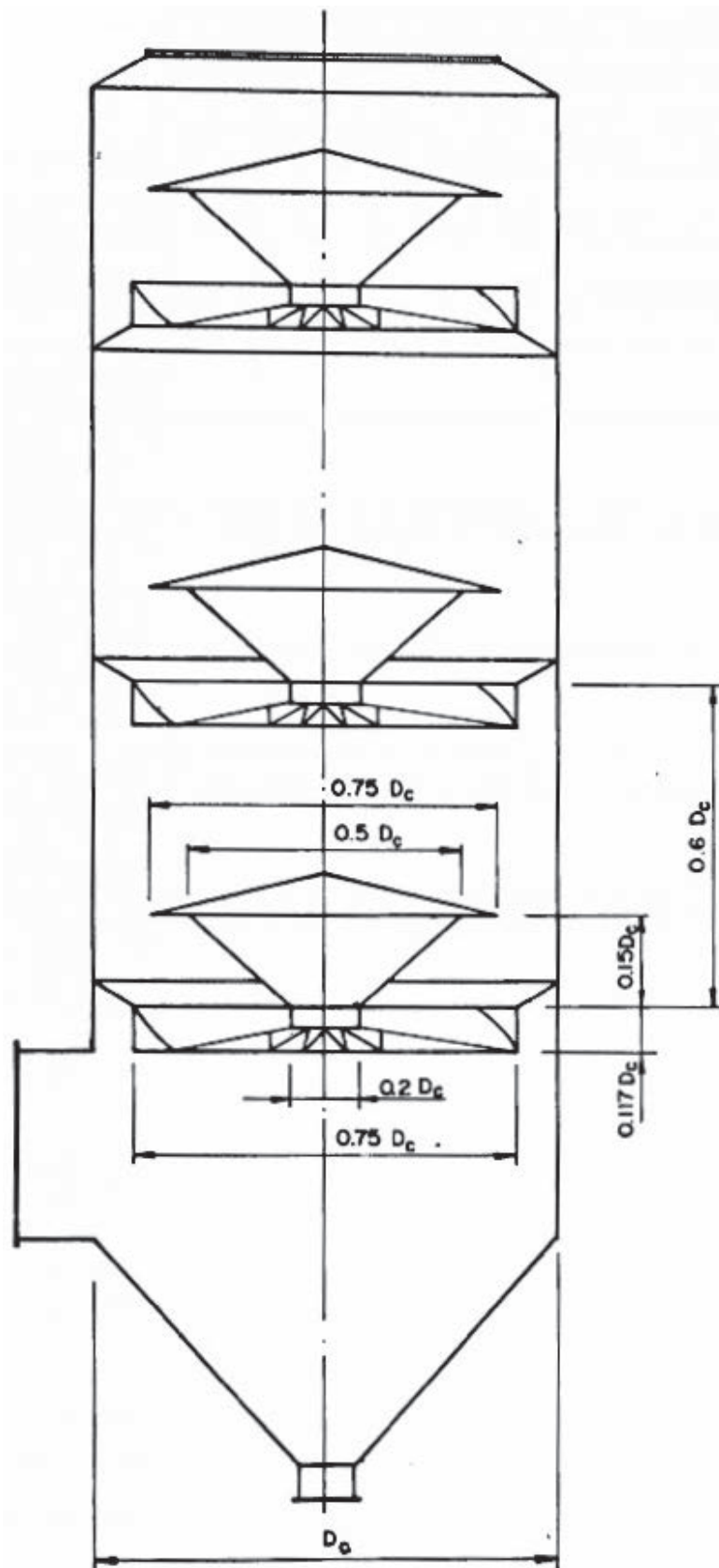


FIG. 4.2 PROPORCIONES DE UN LAVADOR DUNCAN

Para aplicar el concepto de "salto" (ver 1.3.6) en el diseño de ciclones, Kalen y Zenz /9/ hacen las siguientes ~~asum-~~ ciones:

- a) Las partículas son tan pequeñas que la velocidad de entrada de los sólidos es esencialmente igual a la velocidad del gas entrante.

Kalen y Zenz realizaron experimentos principalmente con dos muestras. La primera tenía 45% en peso de partículas menores de 10 micras y el tamaño máximo de la muestra era de 100 micras. La segunda contenía un 80% de partículas menores de 10 micras y un tamaño máximo de 14 micras.

La muestra con la que se hace el cálculo cumple por lo tanto con esta consideración.

- b) El ancho de entrada de gas partículas, en la boca del ciclón, es $1/4$ del diámetro del ciclón.

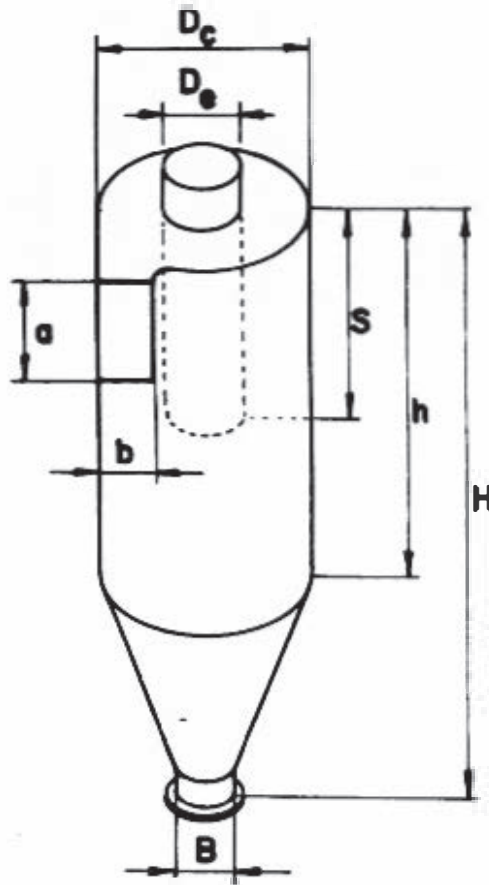
Esta ~~asumción~~ está de acuerdo a diversos diseños de ciclones /12/, como se muestra en la Tabla 4.3.

- c) El ancho de entrada del gas-sólidos es el diámetro efectivo para el cálculo de la velocidad de salto.

Esta consideración viene del hecho que la velocidad de salto se define para el transporte de partículas en ~~una~~ tubería horizontal.

- d) La carga de sólidos es tan baja que tiene un efecto despreciable sobre la velocidad de salto; es decir la velocidad de salto para la suspensión es igual a la velocidad de salto de una partícula sola.

TABLA 4.3 CONFIGURACION DE DIVERSOS DISEÑOS DE CICLONES



NOMENCLATURA	ALTA EFICIENCIA		PROPOSITOS GENERALES		
	STAIRMAND	SWIFT	LAPPLE	SWIFT	PETERSON & WHITBY
D_c DIAM COLECTOR	1.0	1.00	1.00	1.00	1.000
a ALTO DE ENTRADA	0.5	0.44	0.50	0.50	0.583
b ANCHO DE ENTRADA	0.2	0.21	0.25	0.25	0.208
S LONGTUD DEL DUCTO DE SALIDA	0.5	0.50	0.625	0.60	0.583
D_e DIAM. DEL DUCTO DE SALIDA	0.5	0.50	0.500	0.50	0.500
h ALTURA DEL CILINDRO	1.5	1.40	2.000	1.75	1.333
H ALTURA TOTAL	4.0	3.90	4.000	3.75	3.175
B DIAM. SALIDA DE POLVO	0.375	0.40	0.250	0.40	0.500

En las experiencias de Kalen y Zenz las concentraciones se mantuvieron debajo de 23 g/m^3 .

- e) El campo de aceleración, expresado como números de "g" (donde g es la aceleración de la gravedad), está basado sobre la velocidad de entrada de los sólidos y el radio comprendido entre el eje del ciclón al punto medio del ancho de entrada. Esto es:

$$\text{N}^\circ \text{ de g} = \frac{v_1^2}{g \times r} \quad (4.2)$$

$$r = \frac{D_c - b}{2} = \frac{3}{8} D_c \quad (4.3)$$

donde v_1 es la velocidad de entrada al ciclón.

- f) El efecto del diámetro de la tubería sobre la velocidad de salto es proporcional a la potencia 0.4 del diámetro de la tubería (o ancho de entrada).

Esta última asunción representa una aproximación de los datos experimentales de Zenz.

Con las asunciones anteriores Kalen y Zenz desarrollaron una correlación empírica para la velocidad de salto /12/:

$$\frac{v_s}{\omega \times (\text{N}^\circ \text{ de g})^{1/3}} = 8.35 b^{0.4} \quad (4.4)$$

siendo:

$$\omega = \left| \frac{4 g \mu (\rho_p - \rho_f)}{3 \rho_f} \right|^{1/3} \quad (4.5)$$

donde μ es la viscosidad dinámica del fluido (aire) - Kg/m-s

ρ_p densidad de la partícula Kg/m^3

ρ_f densidad del fluido (aire) Kg/m^3

ω definido por la ecuación 4.5, m/s

b ancho de entrada, m

V_s velocidad de salto, m/s

Definiendo el ancho de entrada en términos de una razón de tamaño adimensional b/D_c y sustituyendo 4.2 y 4.3 en 4.4:

$$V_s = 4.9144 \times \omega \times \left[\frac{b/D_c}{1 - b/D_c} \right]^{1/3} \times b^{0.067} \times v_i^{2/3} \quad (4.6)$$

Por lo tanto, la velocidad de salto es función de las propiedades de la partícula y del fluido.

Simplificando la ecuación 4.6:

$$\omega = \left[\frac{4 \times 9.81 \times 1.85 \times 10^{-5} (2.900 - 1.2)}{3 \times (1.2)^2} \right]^{1/3} = 0.79 \text{ m/s}$$

y $b/D_c = 0.25$ según la asunción (b)

$$V_s = 2.692 D_c^{0.067} v_i^{2/3}$$

$$\text{ó } \frac{v_i}{V_s} = 0.37 \frac{v_i^{1/3}}{D_c^{0.067}} \quad (4.7)$$

Kalen y Zenz han demostrado que la máxima eficiencia de colección del ciclón ocurre a $v_i/V_s = 1.25$ y determinaron experimentalmente que las partículas reentraban al flujo cuando $v_i/V_s = 1.36$ como mínimo /12/.

Como el rango de velocidades de entrada está entre 15 y 27 m/s, se ha graficado la ecuación 4.7 (ver figura 4.3) para este rango. Conviene trabajar con velocidades altas para tener una aceleración centrífuga mayor y conseguir así una mejor colección de polvo. Entonces elegimos $v_i = 25$ m/s,

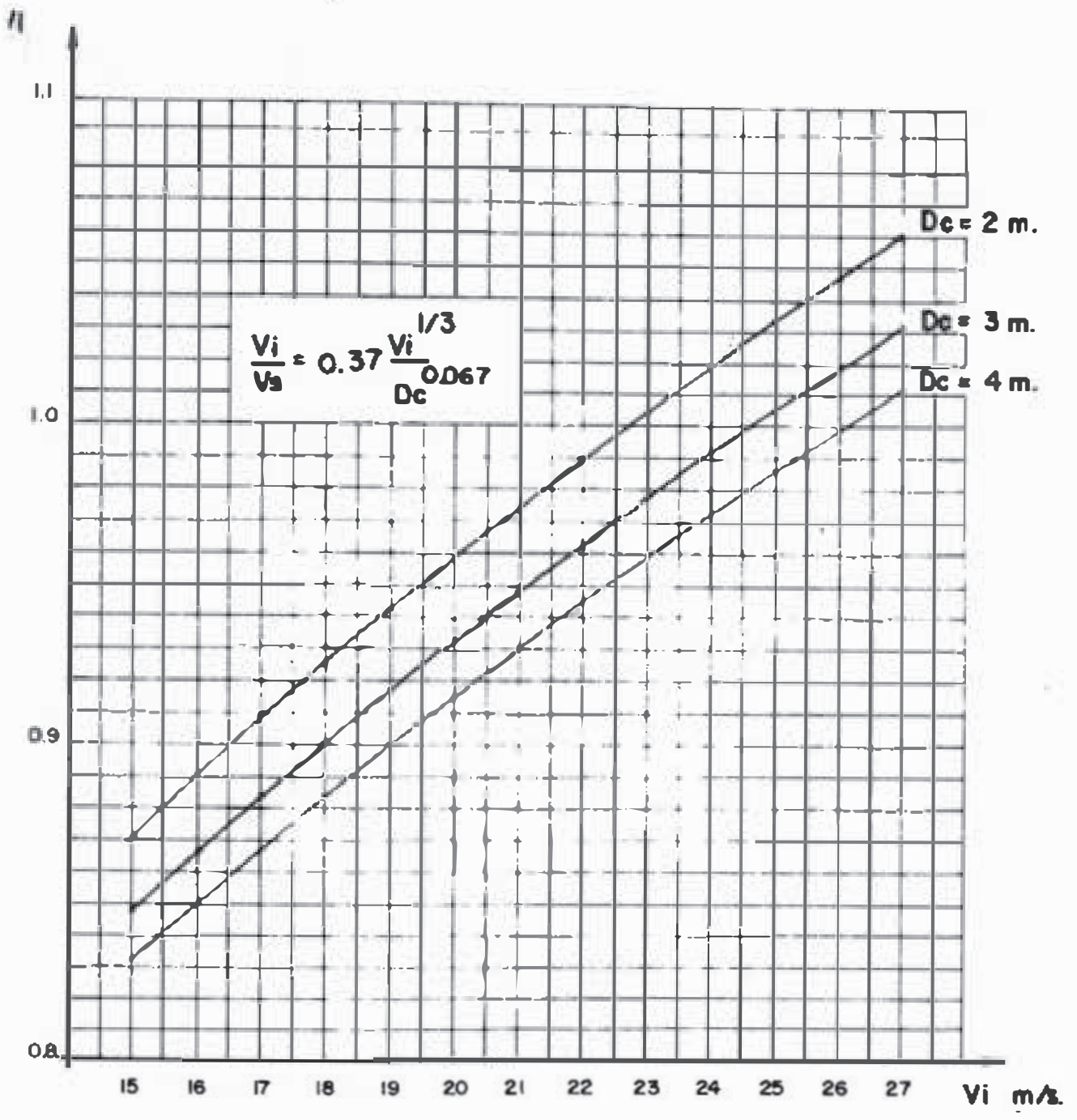


FIG. 4.3 GRAFICA DE LA ECUACION 4.7

porque en la figura 4.3 se tiene $v_i/v_s = 1.03$, cuando $D_c = 3$ m, se ha escogido este diámetro debido a que es aproximadamente igual al de los colectores comerciales para la capacidad de $24 \text{ m}^3/\text{s}$ (ver anexos).

Siendo $D_c = 3$ m; el ancho de entrada será: $b = 0.25 \times 3 = 0.75$ m; y la altura de la entrada :

$$a = \frac{24 \text{ m}^3/\text{s}}{25 \text{ m/s} \times 0.75 \text{ m}} = 1.28 \text{ m}$$

Calculando la eficiencia en función de la selección de área de salida al área de entrada de un ciclón, Kalen y Zenz /9/ determinaron que la eficiencia de colección se incrementaba con una relación de áreas decreciente. Sin embargo Kocn y Licht /12/ demostraron que la magnitud de disminución de eficiencia de colección a valores más bajos que para la relación de áreas óptima, era insignificante, como se aprecia en la figura 4.4. Siendo así se podrá tomar $D_e = 0.75 D_c$, por lo que $D_e = 2.25$ m, lo que cumple con la figura 4.2.

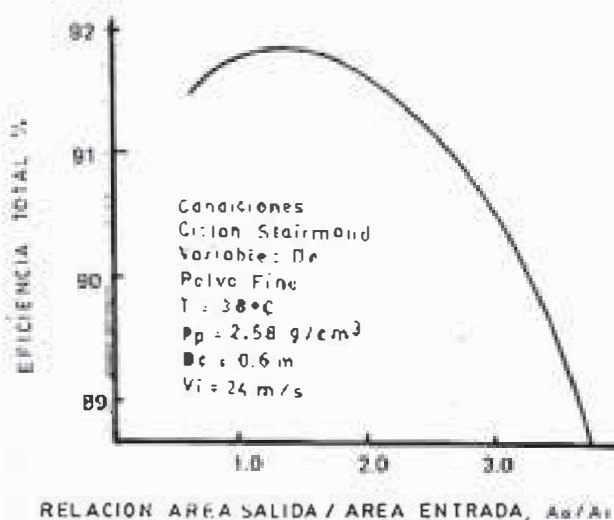


Figura 4.4 - Eficiencia total afectada por la relación área de salida/área de entrada, A_o/A_i

La altura de la base cónica, h_c , es proporcional a la mitad del diámetro del colector, entonces:

$$h_c = 0.5 \times 3 = 1.5 \text{ m}$$

De los cálculos realizados hasta aquí, se tiene la geometría que se muestra en la figura 4.5.

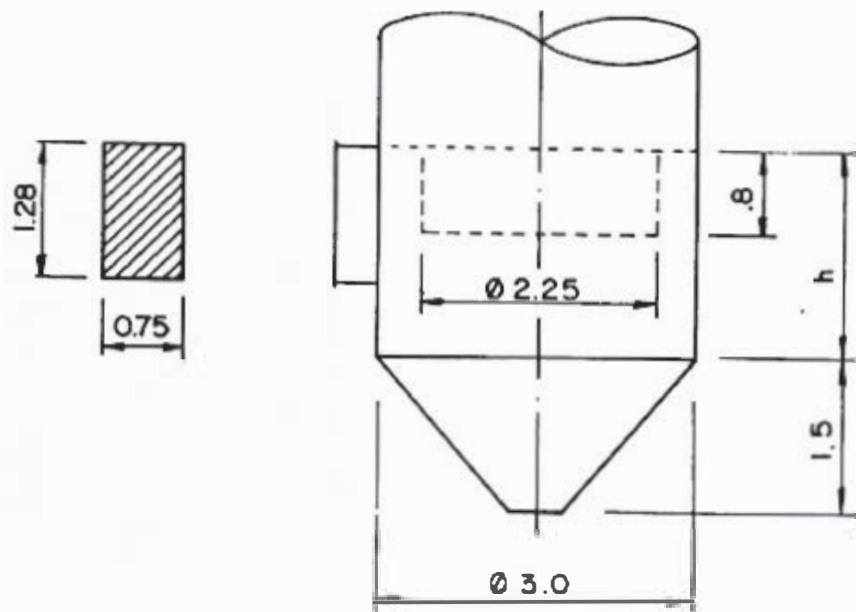


Figura 4.5 - Geometría de la base del colector (dimensiones en metros)

C.B. Shepherd y C.E. Lapple, /21/ demostraron experimentalmente que la longitud del ducto de salida, s , es totalmente indiferente a la caída de presión; esto quiere decir que el ducto de salida no afecta el patrón del flujo ciclónico del gas, es así que en los lavadores de gas esta longitud es relativamente pequeña y sólo con la finalidad de fijar a los álabes directrices (ver figura 4.2). Por lo tanto $s = 0.117 D_c = 0.35 \text{ m}$.

La longitud de la parte cilíndrica, h , se puede determinar en función del grado de colección requerido. De la figura

4.5, el flujo de aire tendrá un radio medio de giro igual a

$$r_m = \frac{D_c - b}{2} = \frac{3000 - 750}{2} = 1125 \text{ mm}$$

Y asumiendo $h = a = 1280 \text{ mm}$, el flujo de aire dará aproximadamente 1 vuelta ($N_s = 1$), antes de salir de esta base, por lo que la longitud recorrida será de:

$$L = 2\pi r_m \times N_s = 2\pi \times 1125 \times 1 = 7068 \text{ mm} \quad (4.8)$$

Se puede asumir que el aire se mueve como un espiral rígido manteniendo su área transversal constante y la velocidad igual a la velocidad promedio de entrada, v_i , /9/; por lo que el tiempo de residencia o viaje en el colector está dado por:

$$t = \frac{L}{v_i} = \frac{7.068}{25} = 0.28 \text{ s} \quad (4.9)$$

A fin de sedimentar completamente (esto es, alcanzar las paredes del colector) dentro de ese tiempo, la partícula tendrá que viajar una distancia radial máxima "b" cruzando el ancho de la corriente del gas contra la resistencia definida por el coeficiente de arrastre de la partícula en el gas (es decir, la velocidad terminal radial de la partícula en un campo centrífugo, v_r), así que:

$$t = \frac{L}{v_i} = \frac{b}{v_r} \quad (4.10)$$

Esta velocidad está en función del tamaño de la partícula; cuanto más grande sea, tendrá mayor velocidad radial y alcanzará rápidamente la pared del colector, quedando así atrapada. Esta colección de partículas también depende de

su ubicación inicial con respecto a la pared del colector, las cercanas a ésta podrán ser atrapadas en el transcurso del tiempo de permanencia, "t".

Haciendo uso de las ecuaciones (1.12) y (1.9) y los factores de corrección de los acápites 2.1.1.1 y 2.1.1.2 se obtienen las tablas 4.4a y 4.4b.

TABLA 4.4a

DIAMETROS MINIMOS DE PARTICULAS COLECTADAS SEGUN LA GEOMETRIA DE LA BASE DEL COLECTOR, ADOPTADA

Ubicación de la partícula respecto a la pared del colector	Velocidad radial de la partícula V_r	Diámetro mínimo de la partícula d_p	Número de Reynolds R_e	Diámetro de la partícula corregido d_p'
mm	m/s	micras	-	micras
750	2.68	27.20	4.73	32.23
563	2.01	22.69	2.96	26.88
375	1.34	17.57	1.53	20.82
188	0.67	11.35	0.49	13.45
94	0.33	8.60	0.18	10.19

NOTA: El factor de corrección de diámetro es $\lambda = 0.713$

Interpretando los resultados de las tablas 4.4, se puede decir que solo partículas del orden de 10.19 micras, ubicados inicialmente a una distancia de 94 mm de la pared del colector, pueden ser colectadas. Las partículas de ese tamaño y mayores representan el 7% en peso del total del polvo, y están ubicadas en el 12.5% de la sección transversal del

TABLA 4.4b

PORCENTAJE DE COLECCION DE PARTICULAS EN FUNCION DE LA GEOMETRIA DE LA BASE DEL COLECTOR, ADOPTADA

Ubicación de la partícula respecto a la pared del colector	Diámetro de la partícula dp'	% de la Sección de flujo	% Peso mayor - que (fig.4.1)	% de Colección en peso
mm	micras	---	---	---
750	32.23	100.0	---	---
563	26.88	75.0	---	---
375	20.82	50.0	---	---
188	13.45	25.0	---	---
94	10.19	12.5	7.0	0.875

TOTAL: 0.875

flujo cercano a la pared; por lo que el porcentaje total de colección en peso es de 0.875%.

Esta eficiencia de colección podría ser mejorada aumentando la longitud "h" (ver figura 4.5), sin embargo este incremento es despreciable, aún cuando se duplica dicha dimensión "h".

Lo anterior nos confirma el hecho de que los ciclones sean usados para coleccionar partículas, por lo general, mayores de 10 micras.

Por lo tanto dejaremos como definitiva tal geometría de la base.

Se conseguirá una alta eficiencia de colección en las etapas siguientes, como se verá en el próximo acápite y esta base servirá para atrapar partículas mayores de 10 micras que pudieran entrar al sistema

4.3.2. Diseño de los Alabes Directrices

En la base del colector se produce un flujo con movimiento ciclónica formado por 2 espirales, una exterior y otra interior. El flujo interior, en espiral, asciende por el conducto central superior de la base.

El ángulo que forma este espiral con la horizontal se puede calcular con la ecuación 2.28.

Según lo calculado tenemos:

$$a = 1.28 \text{ m}$$

$$b = 0.75 \text{ m}$$

$$v_i = 25 \text{ m/s}$$

El núcleo central estacionario del espiral interno, r_d , se tomará igual al radio del cubo del haz de álabes; según la figura 4.2.

$$r_d = \frac{0.2 \times 3}{2} = 0.3 \text{ m}$$

El radio exterior del espiral interno, r_o , sería:

$$r_o = \frac{3}{2} - 0.75 = 0.75 \text{ m}$$

El radio, r_a , en el cual la velocidad en espiral es igual a la velocidad de entrada v_i es:

$$r_a = \frac{3 - 0.75}{2} = 1.125 \text{ m}$$

Según datos experimentales /21/, el exponente n de la ecuación 2.28 es aproximadamente igual a 0.5.

Por lo tanto:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= \frac{(2 - 0.5) \times 0.75 \times 1.28}{2\pi \times 1.125^{0.5} \times 0.75^{(2-0.5)} \left[1 - \left(\frac{0.3}{0.75} \right)^{(2-0.5)} \right]} \\ &= 0.445 \end{aligned}$$

$$\alpha = 24^\circ$$

El ángulo α , calculado representa el ángulo promedio de inclinación de la hélice con la horizontal.

Experimentalmente se ha determinado /21/ que el ángulo aumenta proporcionalmente al radio, llegando a superar los 45° en la parte exterior del espiral interno. Entonces se asumirá la variación del ángulo de inclinación en función del radio, según se muestra en la figura 4.6.

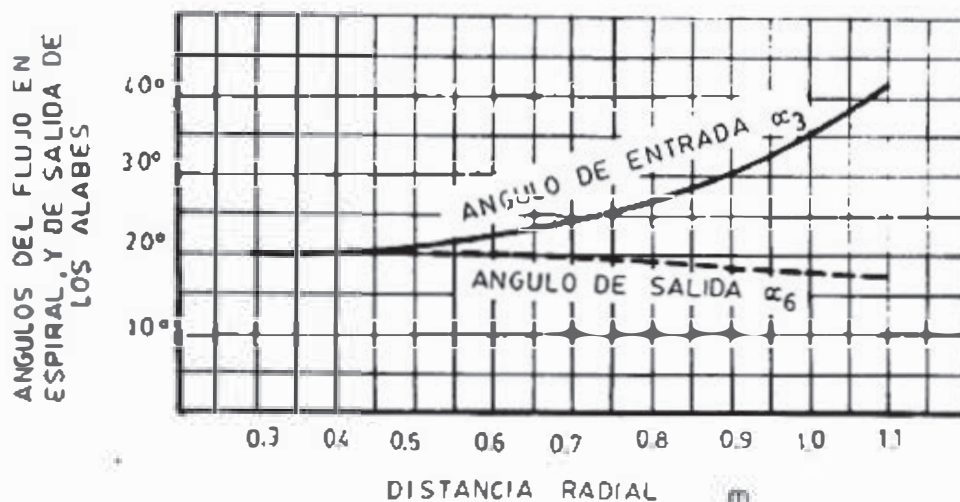


Figura 4.6 - Variación del ángulo de la espiral ascendente en función del radio, α_3 y ángulo de salida de los álabes directrices, α_6 .

Se ha asumido que la parte inicial tiene menor pendiente debido a que el flujo se acelera a causa de la presencia del cubo, y por el contrario a mayores radios el flujo se retarda, debido a que la reja de álabes es de mayor diámetro que la espiral.

La reja de álabes deberá tener un ángulo de salida, de tal modo que se obtenga un flujo con vórtice (rotación), para esto haremos que el ángulo de salida sea de 20° que es el

menor ángulo de entrada según la figura 4.6.

Para determinar el radio de curvatura y los ángulos de entrada y salida de los álabes, se puede tomar cinco puntos sobre la longitud de los álabes a distancias radiales, r , del centro del colector. El ángulo de entrada α_3 , se obtiene de la figura 4.6. Para el cálculo del ángulo de entrada del álabe, α_4 , se asume un factor de estrechamiento $\left[t_4 / (t_4 - \sigma_4) \right]$, aproximadamente igual a uno, disminuyendo según el alejamiento del centro. En el ángulo α_4 hallado se recalcula el factor de estrechamiento, y con este nuevo valor se corrige α_4 .

La altura de la reja de álabes, e_1 , se asume de tal manera que sea de mayor longitud cuando más alejado esté del centro esto se hace con el fin de que los álabes sirvan de mejor guía al flujo. Para el cálculo del ángulo de salida del álabe, α_5 , inicialmente se asume igual al ángulo de salida del flujo (α_6), 20° y se calcula el coeficiente ψ' . Con el valor de α_5 hallado se recalcula ψ' y con este último valor se corrige α_5 .

Siguiendo este procedimiento se ha desarrollado la Tabla 4.5 para cinco distancias radiales. /28/.

Los álabes serán fabricados de planchas de acero de 5 mm (3/16") de espesor. En este tipo de colectores el número usual de álabes es 12.

A la salida de estos álabes el flujo será un espiral con ángulo de inclinación con la horizontal de 20° . Este flujo conviene acelerarlo a fin de que se incremente su componen-

te tangencial, para esto se instala un cono con el vértice hacia abajo (ángulo entre caras, 90°).

Debido a que la sección del flujo se reduce gradualmente, se puede asumir que el ángulo de hélice no cambie, es decir que las componentes de vórtice o tangencial y meridiana se incrementan proporcionalmente.

Tabla 4.5 - PERFIL DE ALABES

Radio, r , mm	300	500	700	900	1100
α_3 figura 4.6	20°	21°	24°	30°	38°
$t_4/(t_4 - \sigma_4)$ asumido	1.06	1.05	1.04	1.03	1.02
$\text{tg } \alpha_4 = \text{tg } \alpha_3 \frac{t_4}{t_4 - \sigma_4}$	0.386	0.403	0.463	0.595	0.797
α_4	21.107°	21.949°	24.844°	30.753°	38.555°
$t_4 = 2\pi r / z_e$ mm	157	262	367	471	576
$\sigma_4 = S_4 / \text{sen } \alpha_4$	8.33	8.03	7.14	5.87	4.81
$t_4/(t_4 - \sigma_4)$ calculado	1.056	1.032	1.020	1.013	1.008
α_4 recalculado	21.024°	21.611°	24.424°	30.321°	38.222°
e_1 asumido mm	100	137.5	175	212.5	250
$p_e = \psi' \frac{r}{z_e c_e}$ $\psi' = 1 \text{ sen } \alpha_5$ $\alpha_5 = 20^\circ$ asumido	2.747	2.805	2.972	3.228	3.470
$\text{ctg } \alpha_5 = \text{ctg } \alpha_6 (1 + p_e) - p_e \text{ ctg } \alpha_3$ $\alpha_6 = 20^\circ$	2.747	2.805	2.972	3.228	3.470

Continuación de la Tabla 4.5

α_5	20.00°	19.62°	18.60°	17.21°	16.08°
$\psi' = 1 + \text{sen } \alpha_5$	1.342	1.336	1.319	1.296	1.277
$P_e = \psi' \frac{r}{z_e - c_e}$	0.336	0.405	0.440	0.457	0.468
α_5 recalculado $\alpha_6 = 20^\circ$	20.00°	19.62°	18.62°	17.29°	16.23°
$\rho = c_e / (\cos \alpha_5 - \cos \alpha_4)_m$	15.97	11.239	4.711	2.31	1.432

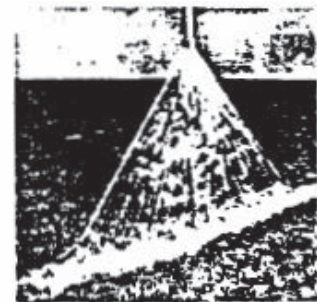
NOTA: Número de álabes $z_e = 12$

Espesor de las planchas de los álabes $S_4 = 5 \text{ mm}$

Tabla 4.6 - APLICACION DE TOBERAS ATOMIZADAS

FAN-JET Atomizado Plano, tipo V, V_s .

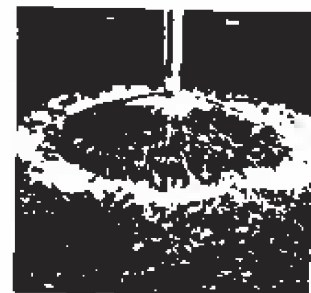
Atomizado para extinguir el fuego, cubrir de aceite, lavado de carros y camiones, desengrasar, lavar metales, cubrir de fosfato, lavado industrial de máquinas, lavado de arena, carbón, cascajo y otros, más otras aplicaciones que requieran un atomizado plano con golpe fuerte.



FAN-JET

SPAN-JET Atomizado de ángulo extra-amplio.

Lavado interno de unidades tubulares, lavado de aire, enfriamiento de techos y procesos químicos.



SPAN-JET

FLO-JET Atomizado Plano.

Limpiado y lavado en los procesos de fabricación de pulpa y papel, control de espuma, y muchos otros usos donde se requiera un bajo impacto y amplia cobertura.



FLO-JET

SOLID-JET Cono sólido y atomizado cuadrado.

Lavado industrial, enfriamiento, atomizado de salmuera, control de espuma, control de polvo, procesos químicos, procesos de alimentos, lavado de tanques, lavado de gases y lavado de cascajo.



SOLID-JET

SOLID-JET Atomizado de cono sólido, ángulo amplio.

Lluvia para protección contra incendios, lavado en el sitio, limpieza, control de espuma y polvo. Procesos químicos y de alimentos; extinción y lavado de gases.



SOLID-JET

SOLID-JET Atomizado sólido y hueco de gran capacidad, ángulos standard y amplio.

Para remoción de FGD-SO₂, lavadores de aire y gases. Procesos químicos, enfriamiento de gases, enfriamiento de tanques remoción de polvo. Aplicaciones de asfalto caliente, atomizado de lodo.



TAN-JET Cono Sólido.

Lavado industrial, enfriamiento, atomizado de salmuera, control de espuma y procesos químicos.



TAN-JET

TAN- JET Cono hueco.

Enfriamiento de techos, torres de enfriamiento, aereación, humidificación, atomizado de salmuera, lavado de aire y gases, sedimentación de polvo, control de espuma y otros usos.



TAN-JET

De acuerdo con la figura 4.2, la velocidad meridiana a la salida de la superficie cónica será:

$$C_m = \frac{24}{\pi \frac{(3^2 - 2.2^2)}{4}} = 7.34 \text{ m/s}$$

por lo tanto la velocidad tangencial será:

$$U = \frac{C_m}{\text{tg } 20^\circ} = \frac{7.34}{\text{tg } 20^\circ} = 20.18 \text{ m/s}$$

Entonces la colección de polvo se realizará en un campo centrífugo con velocidad tangencial de 20.18 m/s.

Ahora es necesario determinar el tipo de toberas atomizadoras y la cantidad de agua necesaria para obtener una eficiencia aceptable.

4.3.3. Selección de las boquillas atomizadoras y flujo de agua requerido.

Existe una gran variedad de boquillas atomizadoras, cada una de ellas recomendable para ciertas operaciones.

Principalmente se pueden clasificar, por la forma del chorro atomizado, en planas, de cono sólido, de cono hueco, de sección cuadrada y de flujo sólido.

La tabla 4.6 indica la aplicación de cada una de ellas; producidos por las firmas "STEINEN" y "SPRAY SYSTEMS". El tamaño de gotas producidas depende de factores como el tipo de boquilla, caudal, ángulo de atomizado y la presión.

La boquilla de cono hueco, ángulo amplio y bajo caudal producen las gotas más pequeñas operando a altas presiones. El tamaño de las gotas se hace mayor con el aumento del caudal, reduciendo el ángulo de atomizado o disminuyendo la presión.

Según la tabla 4.6 la boquilla recomendable para lavadores de gases es la del cono sólido. Estas boquillas producen gotas más grandes que las del cono hueco, pero aquellos trabajan con mayor flujo de agua, lo cual es requerido para un lavado de gas eficiente, como se verá más adelante.

La tabla 4.7 representa la distribución de tamaños de gotas de agua producidos por una tobera con diámetro de descarga de 4.78 mm a 4.5 bar y 15.5°C /11/.

En las tablas 4.8 y 4.9 se presentan dos distribuciones hipotéticas, con la misma función de distribución, las que servirán para hacer cálculos comparativos que se desarrollarán más adelante. Teniéndose así distribuciones de gotas con diámetro medio de 81.46, 47.23 y 162.91 micras respectivamente.

La selección de las boquillas atomizadoras se debe hacer te niendo en cuenta el flujo de agua requerido para alcanzar - una determinada eficiencia. A su vez el cálculo de la efi ciencia de colección está en función de las toberas que se utilizan (distribución de tamaño de gotas), es así que se - realizará el cálculo para cada una de las distribuciones de las tablas 4.7, 4.8 y 4.9 y para varios flujos de agua.

Las tablas denominadas como File: EFIC-A; EFIC-B y EFIC-C - muestran resultados de eficiencia de colección para flujos de agua entre 0.085 a 1.020 litros por metro cúbico de ai- re. Al comparar estos resultados notamos que para un mismo flujo de agua se obtienen eficiencias más elevadas para la distribución (A) que tiene menores tamaños de gotas. Sin - embargo para obtener tal distribución se requiere de mayor presión de agua o mayor número de toberas para alcanzar ese flujo de agua (las toberas que producen gotas finas son de baja capacidad de flujo, debido a que tienen orificio de descarga de pequeño diámetro y por lo tanto requieren de ma yor cuidado; o son de orificio de descarga relativamente grande, pero trabajan a mayor presión de agua). Ver anexos.

La tobera de la Tabla 4.7 nos dá una buena eficiencia, com- parativamente con las otras dos y trabaja a una presión me dia (el rango de las presiones de las toberas para usos de colección de polvo está de 0.2 a 10 bar).

Del Catálogo de Steinen /24/ se puede seleccionar una tobe- ra con esas características (ver anexos), obteniéndose la - tobera del tipo Solid-Jet de cono sólido, con número de ca tálogo SSM1606 que tiene un flujo de 1.236 lt/s (19.6 GPM)

a 4.14 bar (60 PSI) y ángulo de atomizado de 90°. Para utilizar la distribución de la tabla 4.7 se deberá hacer trabajar a la tobera a 4.50 bar (65 PSI), entonces el flujo será, /23/ :

$$Q = 1.236 \times \sqrt{\frac{4.50}{4.14}} = 1.287 \text{ lt/s}$$

La cantidad de toberas la obtenemos en función del flujo de agua total con el que se debe obtener una eficiencia total de colección de aproximadamente 85% (que es una eficiencia promedio para este tipo de colectores, usos y tamaño medio de partículas de polvo).

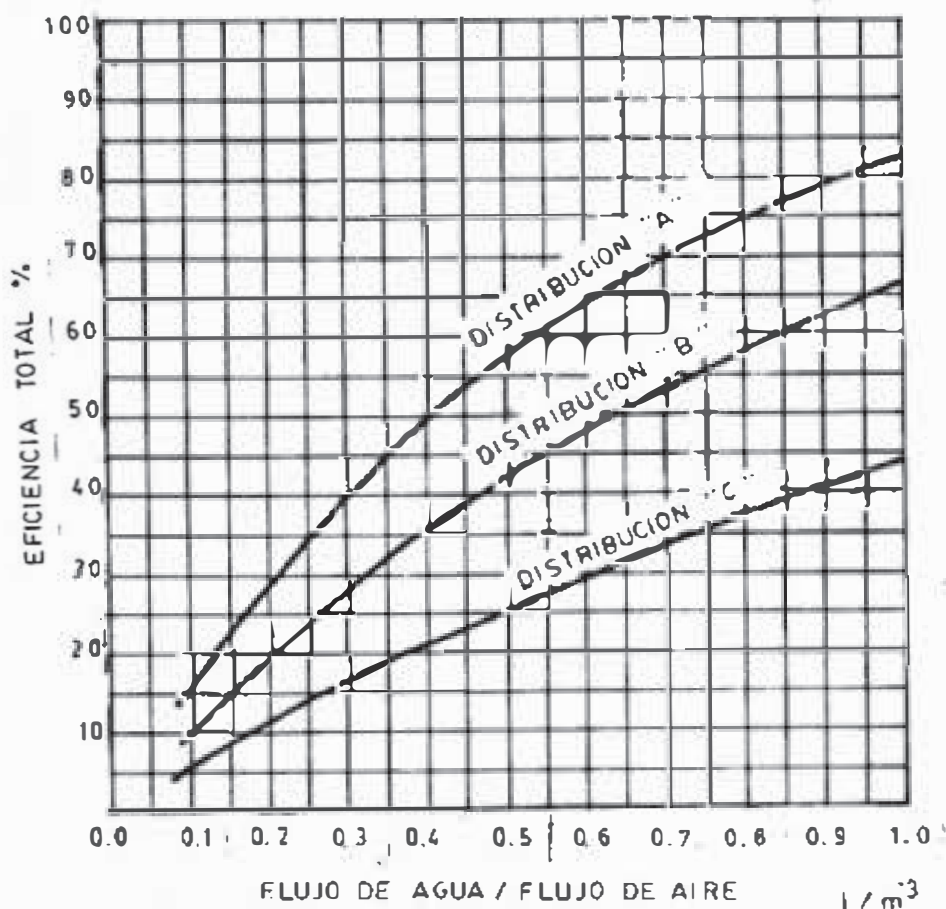


Figura 4.7 - Eficiencia de colección total para partículas de polvo, de 5.66 micras, en función del flujo y distribución de agua utilizado. (Datos tomados de los resultados EFIC-A, EFIC-B y EFIC-C). Ver anexo.

TABLA 4.7

DISTRIBUCION DE TAMAÑO DE GOTAS DE AGUA PARA UNA TOBERA ATOMIZADORA 4.78 mm (0.190") DE DIAMETRO DE DESCARGA a 4.50 bar (65 psi) y 15.5°C (60°F)
("Distribución B")

DIAMETRO DE LA GOTA (micras)	% DE NUMERO DE GOTAS	NUMERO DE GOTAS POR C.C. DE LIQUIDO	% DE VOLUMEN	NUMERO DE GOTAS (en miles) PARA 0.085 $\frac{\text{lt de agua}}{\text{m}^3 \text{ aire}}$
25	48.48	97250	0.072	8266.25
50	25.40	51000	0.334	4335.00
100	10.49	21000	1.11	1785.
150	4.91	9850	1.75	837.25
200	2.93	5870	2.46	498.95
250	1.82	3650	3.00	310.25
300	1.21	2440	3.46	207.40
350	0.88	1770	3.97	150.45
400	0.72	1440	4.83	122.40
450	0.61	1220	5.84	103.7
500	0.55	1107	7.25	94.10
550	0.44	886	7.74	75.57
600	0.38	776	8.79	65.96
650	0.33	664	9.59	56.44
700	0.28	554	9.68	47.09
750	0.22	443	9.84	37.66
800	0.17	332	8.94	28.22
850	0.11	221	7.13	18.79
900	0.06	110	4.22	9.35
TOTALES	100	200583	100	

Diámetro medio de gota: $d_m = 81.46$ micras

TABLA 4.8

DISTRIBUCION HIPOTETICA DE TAMAÑO DE GOTAS DE AGUA
("Distribución A")

DIAMETRO DE LA GOTTA (micras)	% DE NUME RO DE GO TAS	NUMERO DE GOTAS POR C.C. DE - LIQUIDO	NUMERO DE GOTAS (en miles) PARA 0.085 $\frac{\text{lt de agua}}{\text{m}^3 \text{ aire}}$
15	48.48	448012	38081.02
30	25.40	234726	19951.71
60	10.45	96940	8239.90
90	4.914	45411	3859.94
120	2.93	27077	2301.55
150	1.82	16819	1429.62
180	1.21	11182	950.47
210	0.88	8132	691.22
240	0.72	6654	565.59
270	0.61	5637	479.15
300	0.55	5083	432.06
330	0.44	4066	345.61
360	0.38	3512	298.52
390	0.33	3050	259.25
420	0.28	2588	219.98
450	0.22	2033	172.81
480	0.17	1571	133.54
510	0.11	1017	86.45
540	0.06	554	47.09

Diámetro medio de gota $d_m = 47.23$ micras

TABLA 4.9

DISTRIBUCION HIPOTETICA DE TAMAÑO DE GOTAS DE AGUA
("Distribución C")

DIAMETRO DE LA GOTA (micras)	% DE NUME RO DE GO TAS	NUMERO DE GOTAS POR C.C. DE - LIQUIDO	NUMERO DE GOTAS PARA: 0.075 $\frac{\text{lt de agua}}{\text{m}^3 \text{ aire}}$
50	48.48	12096	1028.16
100	25.40	6338	538.73
200	10.49	2617	222.45
300	4.914	1225	104.13
400	2.93	731	62.14
500	1.82	454	38.59
600	1.21	302	25.67
700	0.88	220	18.70
800	0.72	180	15.30
900	0.61	152	12.92
1000	0.55	137	11.65
1100	0.44	110	9.35
1200	0.38	95	8.08
1300	0.33	82	6.97
1400	0.28	70	5.95
1500	0.22	55	4.68
1600	0.17	42	3.57
1700	0.11	27	2.30
1800	0.06	15	1.28

Diámetro medio de gota: $d_m = 162.91$ micras

Si utilizamos 0.595 lt/m^3 se obtiene una eficiencia de 48.15% (File EFIC-B), para partículas de polvo de 5.66 micras (que es el que se aproxima al tamaño medio de la muestra de polvo de 5.72 micras). Como se tiene un flujo de $24 \text{ m}^3/\text{s}$ de aire, el flujo de agua será 14.28 lt/s y debido a que cada tobera tiene un flujo de 1.287 lt/s , el número de toberas sería de 11 por cada etapa (considerándose como etapa cada reja de álabes directrices). Si se hace un arreglo de 3 etapas la eficiencia total de colección sería de:

$$\eta_t = \left[1 - (1 - 0.4815)^3 \right] = 0.86 \text{ ó } 86.06\%$$

y el flujo total de agua de $3 \times 14.28 = 42.84 \text{ lt/s}$.

Pero si decidimos utilizar a 0.850 lt/m^3 , el número de toberas sería de 16 por etapa y la eficiencia total:

$$\eta_t = \left[1 - (1 - 0.609)^2 \right] = 0.847$$

con sólo dos etapas, necesitándose:

$$2 \times (16 \times 1.287) = 41.184 \text{ lt/s}$$

en total.

Y si tomamos 0.90 lt/m^3 la eficiencia total sería 86% , (con 2 etapas) y el consumo total de agua de 43.20 lt/s . Esto es mejor que la primera alternativa, ya que prácticamente se obtiene la misma eficiencia con la misma cantidad de agua pero con una etapa menos, lo cual es grandemente significativo debido a que el colector se hace más pequeño longitudinalmente en aproximadamente un tercio.

Pero aún es mejor la segunda alternativa con el flujo de 0.85 lt/m^3 , debido a que se obtiene una eficiencia semejante con solo 2 etapas y con menor flujo de agua.

Concluyendo diremos que se hace un arreglo de 2 etapas y cada etapa tendrá 16 toberas SSM1606 Steinen a 4.5 bar, obteniéndose por tanto un flujo total de 41.184 lt/s.

A continuación se detalla el método de cálculo utilizado para hallar las eficiencias de colección, cuyos resultados se han analizado aquí.

4.3.4. Cálculo de la Eficiencia de Colección

Para este cálculo se ha elaborado tres programas en lenguaje Fortran. Estos programas son de gran ayuda, ya que se debe realizar un gran número de operaciones repetitivas combinando ciertos datos como tamaño de partículas de polvo, tamaño de gotas de agua, flujo de agua, velocidades de campos centrífugos, etc. Ver anexos.

La tabla 4.10 nos da la nomenclatura utilizada en los programas. Los programas han sido llamados: EFIC, PROG y TAB. El procedimiento de cálculo involucra las fórmulas deducidas en los acápite 1 y 2.

Los programas constan de subrutinas, los cuales tienen funciones específicas que son: el cálculo de las velocidades de partículas (sólidas o líquidas) para cada régimen y el cálculo de eficiencias por inercia e impacto.

Estas subrutinas se encuentran dentro de todos los programas principales desarrollados.

TAB. 4.10	Nomenclatura utilizada en los programas.
A,B,C,K,L	Resultado de agrupaciones de valores constantes.
OO	Diámetro del colector, (gota de agua) en micras.

D, DC, DP	Diámetro de partícula en general del colector y partícula de polvo, respectivamente, en m.
DRAD	Distancia radial de viaje de las partículas, relativa al colector (gota), en m.
EFICR, EFICT EFITOT	Eficiencia radial, tangencial y total, - respectivamente, adimensional.
ER	Espacio radial de viaje de las partículas, en m.
ET	Espacio tangencial de viaje de la partícula relativa al colector (gota), en m.
F	Función de aproximación de Newton, también velocidad radial de las partículas (sólidas o líquidas), en m/s.
FIR, FIT	Parámetro de impacto, ϕ , radial y tangencial, adimensional.
G	Densidad del gas (aire), en Kg/m^3 .
H	Densidad del líquido (agua), en Kg/m^3 .
M	Viscosidad dinámica del gas (aire), Kg/m-s .
N	Número de gotas de un determinado diámetro por metro cúbico de gas (aire), valores de las tablas 4.7, 4.8 y 4.9.
NRI, NRT	Eficiencia de colección radial por inercia y total, respectivamente, adimensional.
NTI, NTT	Eficiencia de colección tangencial por inercia y total, adimensional.
PA	Diámetro de la partícula de polvo, micras
R	Radio medio de giro del flujo de gas, m.
RE, RER, RET	Número de Reynolds, radial y tangencial.

RESUL	Velocidad resultante de la partícula (sólida o líquida) relativa al flujo de gas, m/s.
RP, RPE	Relación de intercepción, adimensional.
S	Densidad de la fase sólida (polvo), Kg/m^3
SFI, SFIR, SFIRE	Raíz cuadrada del parámetro de impacto radial y tangencial.
T	Velocidad radial de la partícula (líquida o sólida), m/s.
TIEMP	Tiempo de residencia de la partícula, s.
U	Velocidad tangencial del fluido (gas), m/s.
VCR, VRP	Velocidad radial del colector y la partícula, m/s.
VTC, VTP	Velocidad tangencial del colector y la partícula, m/s.
SUBROUTINAS:	
EFFIN	Para el cálculo de eficiencias por inercia y total.
LAMINA	Cálculo de velocidades en régimen laminar
TRANS	Cálculo de velocidades en régimen de transición ($0.2 < R_e \leq 20$).
TRASS 2	Cálculo de velocidades en régimen de transición ($20 < R_e < 500$).
TURBUL	Cálculo de velocidades para régimen turbulento.

4.3.4.1. Programa "EFIC"

Se inicia leyendo los datos que son R, M, S, G, U, N, ER, DC, DP y H que representan las condiciones de diseño. Calcula la velocidad radial y tangencial de las gotas de agua. Para esto se hace uso de las ecuaciones deducidas en el capítulo 1, para cada régimen de flujo, existiendo una subrutina para el cálculo en cada régimen. Con los datos iniciales calcula las velocidades asumiendo que la partícula se mueve en régimen laminar (con la subrutina LAMINA), el resultado se verifica calculando el número de Reynolds; de no pertenecer a este régimen, se hace el recálculo en el régimen de transición (con la subrutina TRANS 1) a continuación se vuelve a verificar si el movimiento está en este régimen, de no ser así se pasa al siguiente recálculo (con TRANS 2) y finalmente se puede llegar al régimen turbulento (TURBUL).

El proceso de cálculo finaliza al verificarse que el número de Reynolds corresponde al régimen utilizado para el cálculo. Este cálculo se hace para cada diámetro de partícula de polvo y gota de agua.

Una vez que se disponen de las velocidades de la partícula, sólida y líquida se pasa a calcular los parámetros de impacto. Como el mecanismo de impacto se realiza principalmente en dos direcciones: radial y tangencial, se hace el cálculo en estas dos direcciones, siempre teniendo en cuenta el régimen de flujo en el que se mueven las partículas (utilizando las ecuaciones del Capítulo 2).

Según las ecuaciones de las secciones 2.2.2.4 y 2.2.2.5 se

obtienen las eficiencias por impacto (los cuales se encuentran en la subrutina EFFIN) que están en función de la raíz cuadrada de los parámetros de impacto.

A continuación se calcula la eficiencia de colección, en cuyo cálculo interviene la cantidad de agua utilizada, la distribución de tamaño de gotas y el movimiento relativo de las partículas respecto a las gotas de agua.

Para poder analizar la variación de la eficiencia total de colección, se hace variar el flujo de agua de 0.085 a 1.020 lt/m^3 de aire con incremento de 0.085 lt/m^3 y se halla la eficiencia de colección total para estos valores.

Finalmente el programa consta de formatos de impresión.

Este programa se ha corrido con las tres distribuciones de gotas, obteniéndose los "File": EFIC-A, EFIC-B y EFIC-C (con distribución de gotas, fina, media y gruesa respectivamente) lo que nos permite analizar la variación de la eficiencia total con el tipo de tamaño de partículas.

También el programa se ha corrido con una distribución de gotas fijas, pero se ha hecho variar la velocidad tangencial del aire, con el fin de analizar su efecto en la eficiencia de colección. Los resultados se muestran en los "Files" EF-B15, EFIC-B y EF-B25, para los cuales la velocidad tang. de flujo es de 15, 20.2 y 25 m/s.

4.3.4.2. Programa "PROG"

Básicamente este programa es el mismo que el anterior, la diferencia está en la forma de presentar los resultados. Este programa imprime una tabla de resultado mucho

más detallada, de tal manera que se puede analizar el efecto de colección de cada gota de agua de un determinado diámetro, con cada partícula de polvo, también de un diámetro específico. Los resultados son para un solo flujo de agua (para nuestras condiciones calcula con un flujo de 0.858 lt de agua por m³ de aire).

4.3.4.3. Programa "TAB"

El programa TAB realiza los mismos cálculos que el programa PROG con la diferencia que nos da la eficiencia de colección total radial, total tangencial y total global para cada tamaño de partículas de polvo, captado por todas las gotas de agua (de todos los tamaños) además de los otros resultados del programa anterior.

Estas eficiencias totales se consiguen sumando los exponentes de la función exponencial de eficiencia, ecuación 2.61a.

4.3.4.4. Subrutina "LAMINA"

Esta subrutina se emplea para el cálculo de las velocidades radiales y tangenciales de las partículas (sólida o líquida) en régimen laminar.

Los valores constantes de la ecuación 1.11 que se encuentran en paréntesis se han designado por A, B y C, de tal manera que resulta una ecuación cúbica. Esta ecuación es resuelta por el método de Newton que sigue la siguiente función:

$$X_{i+1} = X_i - \frac{P(X_i)}{P'(X_i)} \quad (4.11)$$

Como la variable que se está hallando es la velocidad tangencial de la partícula, X_i , viene a ser "V" y al nuevo valor de dicha variable se le ha asignado la letra F (es decir $X_{i+1} = F$). así se tiene: $F = (2 \cdot A \cdot V^3 - C) / (3 \cdot A \cdot V^2 + B)$

La iteración se inicia asumiendo que la partícula tiene la misma velocidad tangencial que el gas ($V = U$); con la expresión F se calcula la velocidad "real" y se compara con el valor anterior, si la diferencia entre ellos es menor de 0.01 el proceso termina, de no cumplirse esto, la última velocidad es procesada ($V = F$) y así sucesivamente hasta que se cumpla la aproximación fijada.

Determinada la velocidad tangencial de la partícula, ésta se reemplaza en la ecuación 1.9 para el cálculo de la velocidad radial que en el programa se encuentra como:

$$T = ((F \cdot D)^2 \cdot S / (R \cdot 18 \cdot M)) \cdot (1 - G \cdot (U/F)^2 / S)$$

Finalmente la subrutina calcula la velocidad resultante relativa al fluido y el número de Reynolds. La subrutina envía los resultados de la velocidad tangencial, radial y el número de Reynolds para ser utilizados en el programa principal.

4.3.4.5. Subrutina "TRANS 1"

En esta subrutina se realiza el cálculo de la velocidad tangencial de la partícula en régimen de transición ($0.2 < R_e < 20$) con la ecuación 1.13 y las constantes K y L (ec. 1.13a y 1.13b). A la ecuación 1.13 se le ha asignado la letra P y a su derivada Q y haciendo uso de la

aproximación de Newton:

$$F = V - P/Q$$

y se vuelve a iterar igual que en la primera subrutina.

4.3.4.6. Subrutina "TRASS 2"

De forma análoga a las subrutinas anteriores a la ecuación 1.14 se le ha asignado la letra P y a su derivada la letra Q y se ha aplicado la aproximación de Newton. A y B son agrupaciones de valores constantes que intervienen en las funciones anteriores. Esta subrutina es válida para número de Reynolds entre 20 y 500.

4.3.4.7. Subrutina "TURBUL"

Para el régimen turbulento se disponen de las ecuaciones 1.16, 1.17 y 1.17a, los que son expresados en forma semejante a los casos procedentes y se usan los mismos procesos iterativos.

4.3.4.8. Subrutina "EFFIN"

Según el párrafo 2.2.2.4. el cálculo de la eficiencia se dividió en 4 zonas con el fin de ajustar la curva experimental a expresiones matemáticas simples. Estas zonas están divididas para 4 rangos de valores de la raíz cuadrada del parámetro de impacto (SFI) por lo cual la subrutina inicia analizando a que zona pertenece el dato y según esto utiliza las ecuaciones adecuadas.

Efectúe el cálculo de la eficiencia de impacto por inercia NI, y eficiencia total de impacto, NT, por separado y los

resultados los envía el programa principal.

4.3.4.9. Programas de Datos "DATO-A", "DATO-B" y "DATO C"

Cada uno de estos programas se diferencian en el tamaño y la distribución de tamaños de gotas de agua, (según los datos de las tablas 4.7, 4.8 y 4.9).

Los datos se dan en el siguiente orden:

R, M, S, G, U, N (19 valores), ER, DC (19 valores), DP (9 valores) y H. (Ver nomenclatura precedente).

4.3.4.10. Análisis de los Resultados Obtenidos

Haremos un análisis comparativo.

- 1º De las eficiencias en función de la cantidad del líquido lavador.
- 2º Eficiencia en función del tamaño de partículas colectoras (gotas de agua).
- 3º Variación de la eficiencia en función de la variación de la velocidad del flujo de aire.

Para hacer el primer análisis podemos usar cualquiera de las Tablas EFIC A, EFIC-B, EFIC-C, EF B15 ó EF-B25. Para cualquier diámetro de partículas de polvo observamos que la eficiencia aumenta al aumentar el flujo de agua. Esto era de esperarse, debido a que al haber mayor cantidad de líquido, existe un mayor número de gotas con los cuales podrá impactar las partículas de polvo.

En el segundo análisis se debe comparar las tablas denominadas con "File": EFIC-A, EFIC-B y EFIC-C, los cuales son resultados de cálculos con tamaño de gotas de agua fina, me

diana y gruesa respectivamente. Si fijamos nuestra atención para un flujo de agua y un tamaño de partícula de polvo cualquiera y lo comparamos con el resultado de cada una de las otras tablas, podremos ver que la eficiencia es mayor para la distribución de tamaño de gotas finas. (El análisis se hace claramente en la figura 4.7). Esto también se había previsto de la exposición del mecanismo de colección de intercepción. Como la intercepción es la colección del diámetro de la partícula al diámetro de la gota, éste será mayor cuando las gotas de agua sean más pequeños y entonces la curva de eficiencia (figura 2.9) será más elevada en valores de eficiencia.

Utilizaremos las tablas EF-B15, EFIC-B, EFI-B25, para cuyos cálculos se ha variado la velocidad tangencial del flujo de aire 15, 20.2 y 25 m/s, respectivamente. Si comparamos un valor de eficiencia con los correspondientes en las otras tablas, notaremos que la eficiencia aumenta con el incremento de velocidad. Esto es debido a que si las partículas de polvo viajan a baja velocidad, éstas podrían bordear a la gota de agua y no impactar en ella, lo que no ocurre a mayores velocidades. Además sabemos que cuanto mayor sea la velocidad del flujo de aire, mayor será la velocidad de las partículas. Sin embargo la influencia de la velocidad del flujo no es considerable debido a que, según los resultados, la velocidad ha variado en un 25%, mientras que las eficiencias en sólo 1%.

En el file PR-B podemos verificar lo expuesto en la teoría de la dinámica de partículas al analizar las columnas 3°,

4°, 5° y 6° en el que se dijo que las partículas pequeñas -
 tienden a ser arrastradas por el flujo del gas, teniendo por
 lo tanto, una velocidad tangencial semejante a la del flui-
 do y una velocidad radial pequeña, debido a su pequeña ma-
 sa, ocurriendo lo contrario con las partículas grandes (go-
 tas de agua). También aquí podemos analizar el efecto del
 tamaño relativo de las partículas (sólidos y líquidos) que
 afecte a la eficiencia de colección. Para un tamaño de par-
 tícula de polvo cualquiera, podemos determinar la eficien-
 cia por intercepción restando la eficiencia radial (o tan-
 gencial) por inercia de la eficiencia radial (o tangencial)
 total; siendo este valor mayor para pequeños diámetros de -
 gotas.

En el file TAB-B además de los valores que se tiene en el -
 file PR-B, se muestra la suma total de colección radial, -
 tangencial y total para cada diámetro de partículas de pol-
 vo.

4.3.4.11. Cantidad de Polvo atrapado en función del tamaño

Para las condiciones de diseño se tiene una con-
 centración de polvo de 11 g/m^3 . Según la tabla 4.1 y los -
 resultados de eficiencia del file EFIC-B se puede obtener -
 la siguiente tabla. En esta tabla (4.10) se aprecia que -
 las partículas mayores de 2.00 micras que conforman el 97%
 en peso del total de partículas de polvo, solo escapan a la
 atmósfera aproximadamente un 16%.

TABLA 4.10

CANTIDAD DE POLVO ATRAPADO EN FUNCION DE SU TAMAÑO

dp micras	% en peso	peso de polvo g/m ³	polvo g/s	fracción de colec ción 1 Etapa	fracción de colec ción 2 Etapas	Peso de polvo colectado g/s
0.71	0.02	0.0022	0.0528	0.1358	0.253	0.01
1.00	0.18	0.0198	0.4752	0.2969	0.506	0.24
1.41	1.50	0.165	3.96	0.4340	0.680	2.69
2.00	5.30	0.583	13.992	0.5125	0.762	10.66
2.83	13.00	1.43	34.32	0.5634	0.809	27.76
4.00	24.00	2.64	63.36	0.5940	0.835	52.91
5.66	22.00	2.42	58.08	0.6122	0.850	49.37
8.00	21.00	2.31	55.44	0.6232	0.858	47.57
11.31	13.00	1.43	34.32	0.6186	0.855	29.34

4.3.5. Ubicación de las Etapas y Toberas en el Colector

La distancia de una etapa (reja de álabes) a otra - debe ser lo suficiente alejada para que no altere el flujo del gas, creando cambios bruscos de dirección.

Por otro lado, no debe de ser tan alejado y haga que el colector sea muy grande innecesariamente. En la figura 4.8, que está a escala se ha determinado la distancia, entre las etapas, en 2 m. esta distancia representa el 66% del diámetro del colector, lo cual concuerda con los diseños comerciales (60%).

La altura libre luego de la segunda etapa debe ser lo suficientemente extensa para dar tiempo a las gotas más pequeñas lleguen a la superficie del colector y no salgan al am

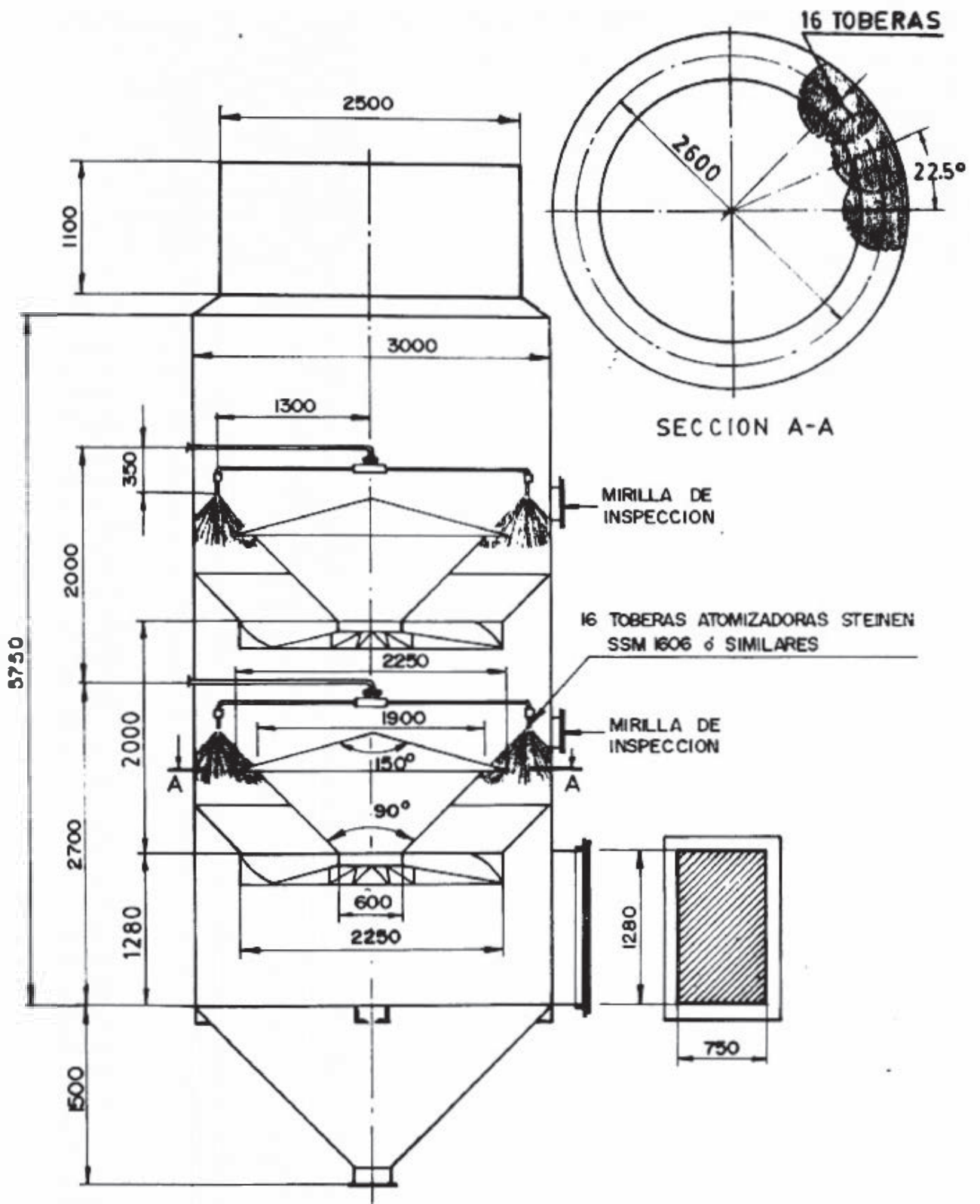


FIG. 4.8 UBICACION DE LAS TOBERAS Y ETAPAS EN EL COLECTOR

biente exterior.

Según la distribución de gotas que se decidió usar, los más pequeños son de 25 micras, las cuales tienen una velocidad de 0.514 m/s y 19.859 m/s de velocidad tangencial. Por otra parte la distancia radial media de viaje será de 0.2 m por lo tanto el tiempo de residencia será de $t = 0.2/0.514 = 0.39$ segundos y el espacio circunferencial recorrido de $19.859 \times 0.39 = 7.75$ m; entonces la gota viaja hacia arriba una distancia de $7.75 \times \operatorname{tg} 20 = 2.8$ m que viene a ser aproximadamente la altura entre las toberas de la segunda etapa y la salida a la atmósfera.

Las toberas han sido ubicadas de tal manera que el chorro atomizado cubra todo el espacio libre por donde circula el flujo de aire cargado de polvo, teniendo en cuenta el ángulo de atomizado de 90° que tienen las toberas seleccionadas.

4.3.6. Cálculo de la Caída de Presión Total en el Colector

Para este cálculo se hará una división del colector en las siguientes partes: base ciclónica del colector (zona por debajo de la reja de álabes inferior), reja de álabes y la zona del lecho de gotas de agua.

4.3.6.1. Caída de presión en la base del colector

El flujo en esta parte es ciclónico, de modo que la caída de presión puede calcularse según la ecuación 2.2.3

De los cálculos anteriores (sección 2.4.3) se tiene:

$$\begin{aligned} r_d &= 0.3 & r_a &= 1.125 \text{ m} \\ r_o &= 0.75 \text{ m} \end{aligned}$$

Por lo tanto:

$$F_{cv} = \frac{r_a}{\sqrt{r_o r_d}} = \frac{1.125}{\sqrt{0.75 \times 0.30}} = 2.37$$

El área de entrada al colector es:

$$A = a \times b = 1.28 \times 0.75 = 0.96 \text{ m}^2$$

y el área libre de la reja de álabes:

$$A_e = \frac{\pi}{4}(2.25^2 - 0.6^2) = 3.69 \text{ m}^2$$

Empleando la ecuación 2.9:

$$\Delta H_v = 2.37 + 0.033 - 1 + \left(\frac{0.96}{3.69}\right)^2 = 1.47$$

$$\text{entonces } \Delta H = \frac{25^2}{2g} \times 1.47 = 46.88 \text{ m de aire} \\ \cong 57 \text{ mm de agua}$$

4.3.6.2. Caída de presión en la reja de álabes

La caída de presión a través de la reja de álabes se calculará siguiendo 3 procedimientos distintos a modo de verificación del cálculo. Los procedimientos a seguir son:

- a) Considerando el espacio entre 2 álabes consecutivos como un canal. /27/.
 - b) Considerando que el espacio entre 2 álabes consecutivos está formado por varios canales adyacentes.
 - c) Considerando cada álabe como ala portante. /27/.
- a. Considerando el espacio comprendido entre 2 álabes consecutivos como un canal

En este caso el canal tendrá la forma que se muestra en la figura 4.9. Para el cálculo es necesario determinar el radio hidráulico equivalente por medio de:

$$r_h = \frac{A}{2P}$$

siendo A el área de la sección transversal media y P el perímetro mojado.

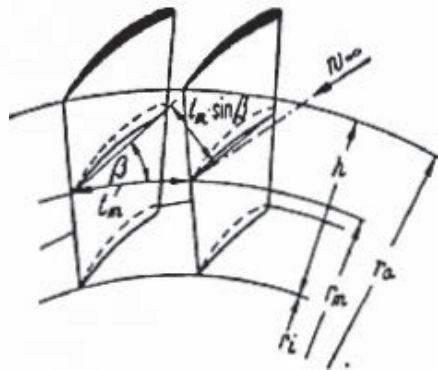


Figura 4.9 - CANAL FORMADO POR 2 ALABES CONSECUTIVOS /27/

En la figura 4.9 se obtiene:

$$A = h t_m \operatorname{sen} \alpha$$

$$P = 2 (h + t_m \operatorname{sen} \alpha)$$

Para el radio medio ($r = 700 \text{ mm}$) el ángulo $\alpha = (\alpha_5 + \alpha_4)/2$

de la tabla 4.5:

$$\alpha = \frac{24.424 + 18.62}{2} = 21.522^\circ$$

de la misma tabla: $t_m = 367 \text{ mm}$

y la longitud, h, del álabe es $h = 825 \text{ mm}$

Por lo tanto: $A = 0.825 \times 0.367 \operatorname{sen} 21.522^\circ = 0.111 \text{ m}^2$

$$P = 2(0.825 + 0.367 \operatorname{sen} 21.522^\circ) = 1.919 \text{ m}$$

$$r_h = \frac{2 \times 0.11}{1.919} = 0.116 \text{ m} \quad \text{y} \quad D_h = 2 r_h = 0.231 \text{ m}$$

La caída de presión se halla mediante:

$$\Delta H = f \frac{1}{2 r_h} \times \frac{w_p^2}{2g}$$

siendo la longitud media del canal:

$$l = 2 \pi r \frac{(\alpha_4 - \alpha_5)}{360} = 2 \pi \times 4.711 \times \frac{(24.424^\circ - 18.62^\circ)}{360^\circ}$$

$$l = 0.477 \text{ m}$$

donde ρ es el radio de curvatura del álabe calculado en la tabla 4.5.

La velocidad promedio, ω_p es el caudal que fluye por el canal ($Q = (24 \text{ m}^3/\text{s})/12 = 2 \text{ m}^3/\text{s}$) dividido entre el área de la sección transversal media. Por lo que $\omega_p = 18.02 \text{ m/s}$

Para determinar el coeficiente de rozamiento, f , debe calcularse el número de Reynolds y el valor de la rugosidad relativa:

$$R_e = \rho \frac{\omega_p \Delta h}{\mu} = \frac{1.2 \times 18.02 \times 0.231}{1.85 \times 10^{-5}} = 270.008$$

$$y \quad \frac{K}{\Delta h} = \frac{6 \times 10^{-5}}{0.231} = 2.6 \times 10^{-4}$$

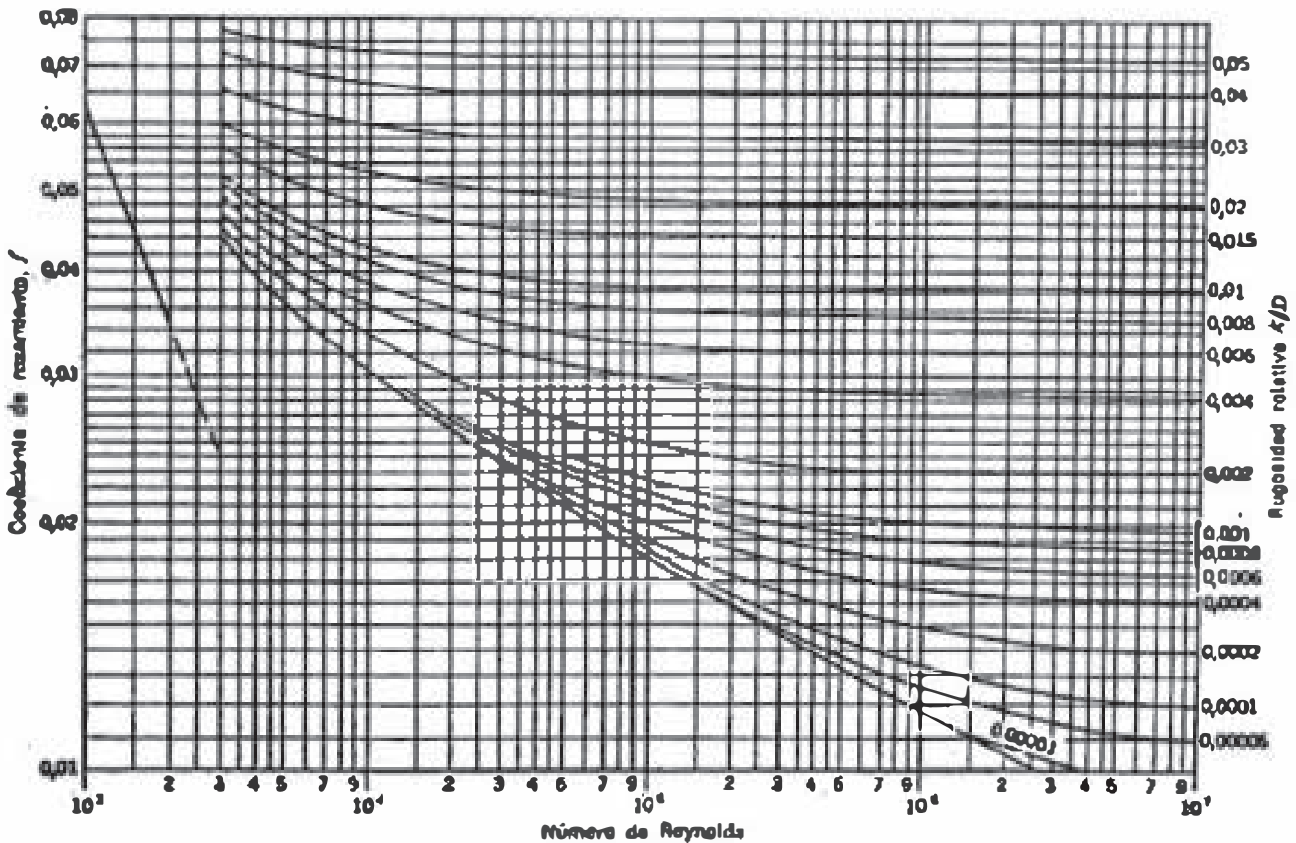


Figura 4.10 - COEFICIENTE DE ROZAMIENTO

(K es el valor promedio de diseño de la rugosidad para el acero).

de la figura 4.10 se obtiene: $f = 0.017$

Por lo que:

$$\Delta H = 0.017 \times \frac{0.477 \times (18.02)^2}{0.231 \times 2.98} = 0.582 \text{ m de aire}$$

b. Considerando que el espacio entre 2 álabes consecutivos está formado por varios canales adyacentes

El canal completo (limitado por 2 álabes consecutivos) lo dividiremos en 4 canales adyacentes como se muestra en la figura 4.11. De manera análoga al caso anterior para cada canal se halla el diámetro hidráulico equivalente.

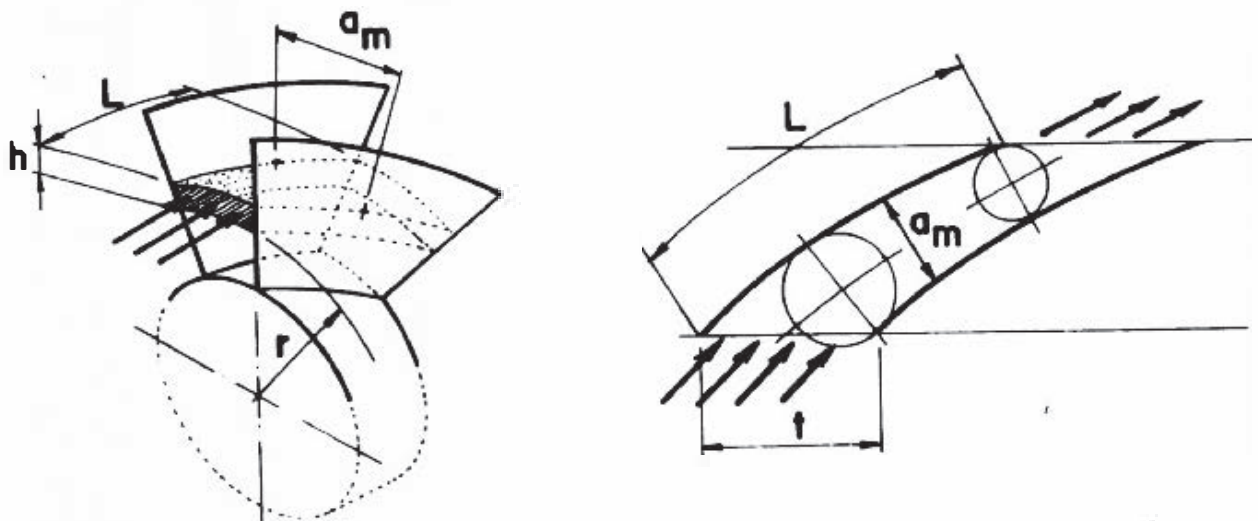


FIG. 4.11 ESQUEMA DEL FLUJO DE AIRE A TRAVÉS DE LA REJA DE ALABES

En la tabla 4.11 se ha tomado en cuenta la pared del cubo (para el canal de 300 a 500 mm de radio), así como el ca -

nal mayor (de 900 a 1100) la presencia del anillo que une los extremos de los álabes.

La última línea de la tabla 4.11 es la verificación del cociente del ancho a la longitud del canal, el cual debe ser menor que la unidad para poder considerarse como un canal.

TABLA 4.11 - Cálculo de la caída de presión a través de los álabes directrices, considerando que el espacio entre 2 álabes consecutivos está formado por cuatro canales adyacentes.

Radio r	mm	300-500	500-700	700-900	900-1100
a_{medio} (figura 4.12)	m	0.075	0.115	0.160	0.20
h (asumido)	m	0.20	0.20	0.20	0.20
t_m (Tabla 4.5)	m	0.210	0.315	0.419	0.524
$A = a_m \times h$	m ²	0.015	0.023	0.032	0.040
Perímetro mojado $P = 2h$	m	0.475*	0.40	0.40	0.60*
L = (Tabla 4.5)	m	0.33	0.425	0.51	0.58
$D_{\text{hidr}} = \frac{4A}{P}$	m	0.126	0.230	0.320	0.276
α_4° Prom (Tabla 4.5)		21.318	23.018	27.373	34.272
α_5° Prom (Tabla 4.5)		19.84	19.285	18.360	17.435
ω_4	m/s	20.190	18.771	15.964	13.034
ω_5	m/s	21.627	22.224	23.303	24.50
ω_{Prom}	m/s	20.91	20.50	19.63	18.77
$R_e = \frac{\omega_{\text{Prom}} \times D_{\text{hidr}} \rho}{\mu}$		170896	305837	407455	336033

Continuación de la Tabla 4.11 ...

K/Δ_{hdr} (K=0.0006 mm)		0.00048	0.00026	0.00019	0.00022
f (figura 4.10)		0.019	0.0165	0.0155	0.016
$\Delta H = f \frac{L}{\Delta_{hdr}} \times \frac{\omega_p^2}{2g}$	m de aire	1.110	0.654	0.486	0.604
a_m/L		0.227	0.271	0.314	0.345

$$\Delta H_{prom} = 0.714 \text{ m de aire}$$

* Se ha considerado la superficie del cubo y del anillo que une los extremos de los álabes.

c. Considerando cada álabe como ala portante

Determinando la fuerza de arrastre F_R , según la ecuación 1.1, se calcula la altura de la caída de presión con la siguiente expresión:

$$\Delta H_f = \frac{F_R \omega_p}{\rho_f \Delta Q}$$

Siendo ω_p el promedio de las velocidades de entrada y salida (ω_4 y ω_5 , calculado en la Tabla 4.11) del flujo y ΔQ el caudal del flujo que pasa entre 2 álabes consecutivos.

Como la longitud L del álabe es variable (ver figura 4.11 y 4.12) se hará el cálculo para cuatro tramos del álabe total, según se muestra en la figura 4.13.

Para determinar el coeficiente de arrastre se debe calcular el número de Reynolds con el valor de la rugosidad del álabe. La rugosidad promedio para el ace

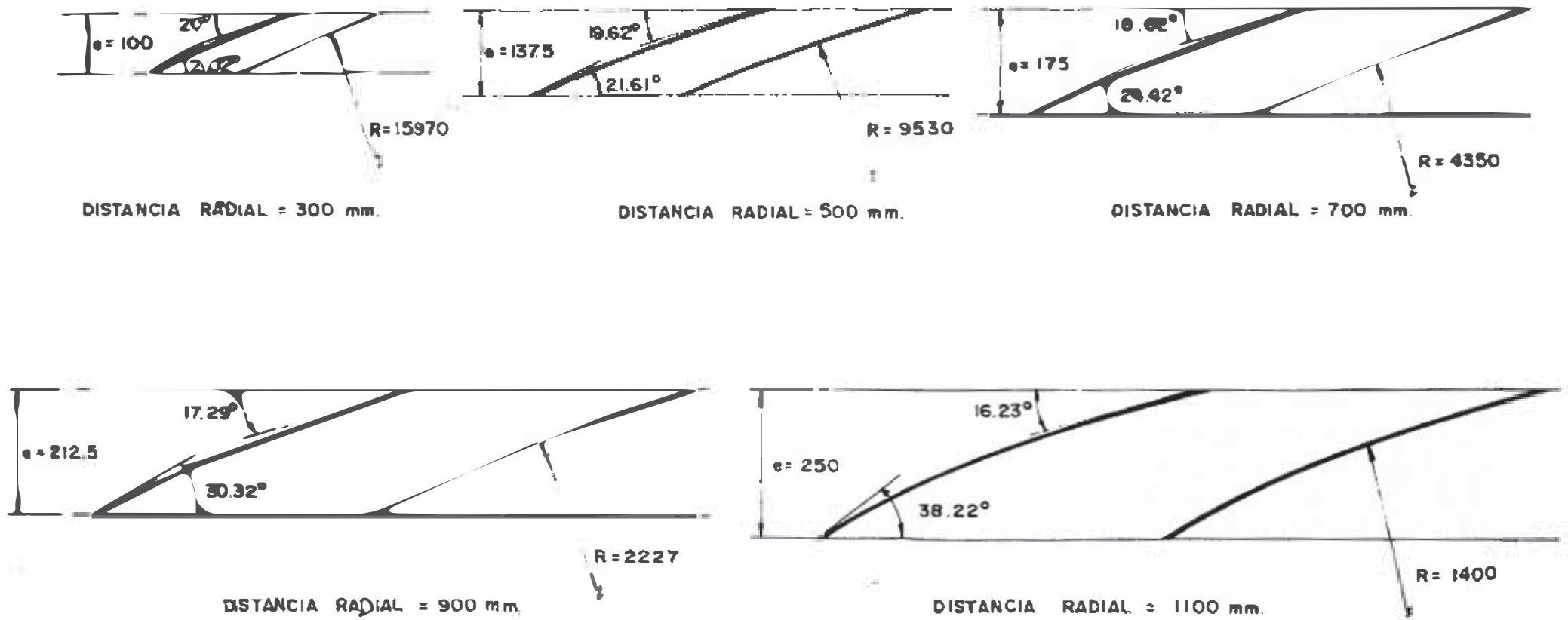


FIG. 4.12 PERFIL DE LOS ALABES A DISTINTOS
 RADIOS DE ALEJAMIENTO DEL CENTRO DEL
 COLECTOR
 ESCALA 1/10

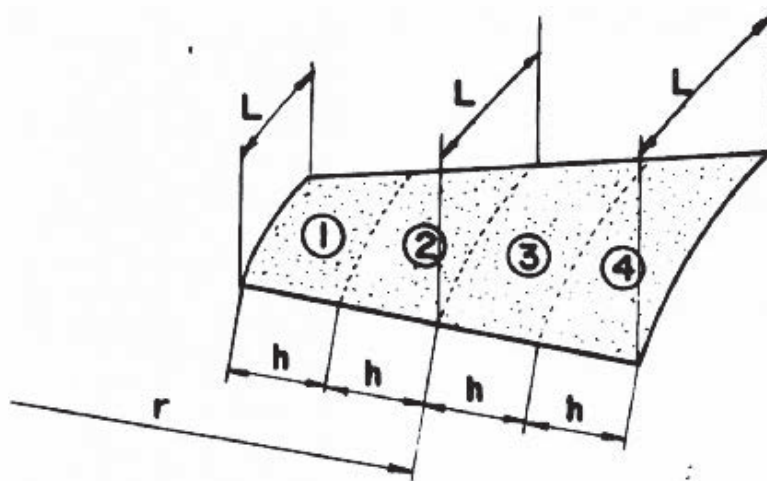


Figura 4.13 - ALABE DIRECTRIZ CONSIDERADO COMO ALA PORTANTE

ro es de 6×10^{-5} m. De la figura 4.14 con el número de Reynolds y la relación L/K se determina C_R .

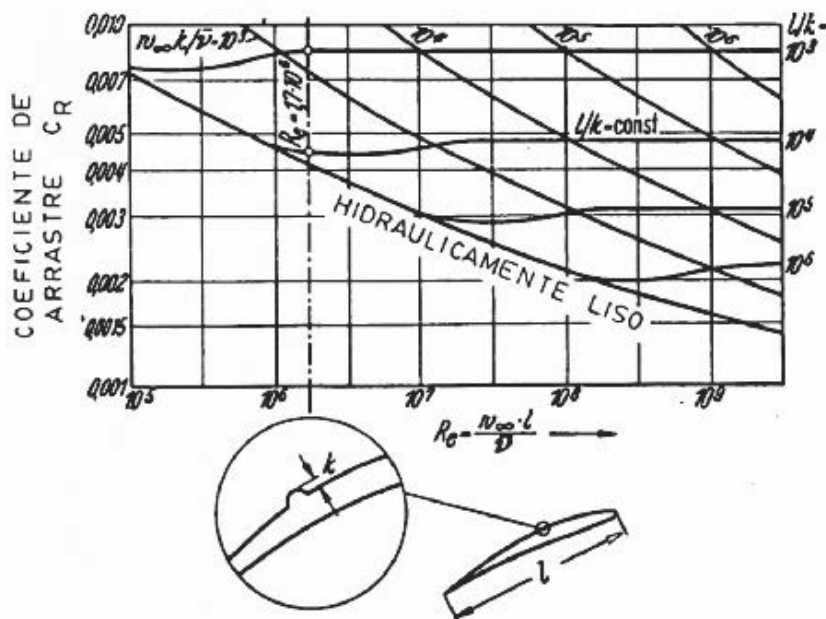


Figura 4.14 - COEFICIENTE DE RESISTENCIA EN FUNCION DEL NÚMERO DE REYNOLDS Y LA RUGOSIDAD RELATIVA (L/K)

La tabla 4.12 muestra los resultados de los cálculos. La última fila es el resultado de multiplicar $\Delta H \times 2$ debido a que debe considerarse rozamiento en los dos lados del álabe.

TABLA 4.12 - Caída de presión a través de los álabes considerados como alas portantes

TRAMOS		1	2	3	4
radio r (desde-hasta)	mm	300-500	500-700	700-900	900-1100
L (Tabla 4.5)	(m)	0.33	0.425	0.51	0.58
h (asumido)	m	0.20	0.20	0.20	0.20
A = h x L	m ²	0.066	0.085	0.102	0.116
ω_{prom} (Tabla 4.11)	m/s	20.91	20.50	19.63	18.77
$C_R = f/4$ (ó fig.4.14)		0.0048	0.0041	0.0039	0.004
$F_R = C_w \frac{\rho}{2} \omega_P^2 A$	N	0.083	0.088	0.092	0.098
ΔQ	m ³ /s	0.286	0.429	0.571	0.714
$\Delta H = \frac{F_R \times \rho}{\rho g \Delta Q}$	m de aire	0.516*	0.358	0.269	0.219**
$\Delta H_T = 2 \Delta H$	m de aire	1.032*	0.716	0.538	0.438**

$$\Delta H_{T \text{ PROMEDIO}} = 0.681 \text{ m de aire}$$

* Falta considerar la pared del cubo

** Falta considerar el anillo que une los extremos de los álabes.

El resultado del cálculo del método (c) nos da un valor promedio de 0.681 m de aire, pero falta considerar la pared del cubo y la pared interior del anillo que une los álabes lo cual elevaría un poco este promedio, posiblemente se debe acercar mucho al valor de 0.714 m de aire que es el resultado del método (b). El método (a) nos da un valor menor, pero no muy alejado de los otros: ésto se debe a que

este método no es de mucha precisión, porque toda la zona entre 2 álabes trata de reemplazarlo por un solo canal según las condiciones promedio de todo el álabe.

Por lo tanto la caída de presión de la reja de álabes se tomará como: $\Delta H = 0.714 \text{ m de aire} \approx 1 \text{ mm de agua}$

4.3.6.3. Caída de presión en el lecho de gotas de agua

El flujo de aire, luego de pasar por la reja de álabes tendrá que pasar por el lecho de gotas de agua, produciéndose una caída de presión que se calcula con la ecuación 2.29a.

De la figura 4.8 podemos apreciar que la sección transversal del lecho es de aproximadamente $A = 0.375 \text{ m}^2$ y el perímetro de 2.3 m, por lo que el diámetro hidráulico será:

$$D_h = \frac{4 \times 0.375}{2.3} = 0.65 \text{ m}$$

La velocidad total del aire es $v_G = 21.5 \text{ m/s}$ y el flujo de aire atravesará el lecho en una longitud aproximada de 2.5 m (la altura del lecho es aproximadamente 1 m en la dirección vertical y el flujo de aire sube con un ángulo de 20° con la horizontal).

El valor de R' es $0.715 \text{ Kg de líquido/Kg de aire}$ (0.85 lt/m^3 ver sección 4.3.3).

El número de Reynolds será:

$$R_e = \frac{1.2 \times 0.65 \times 21.5}{1.85 \times 10^{-5}} = 906486$$

y la rugosidad relativa:

$$\frac{K}{D_h} = \frac{0.006}{65} = 9.23 \times 10^{-5}$$

obteniéndose el factor de fricción (fig. 4.10) $f_G = 0.013$. El número de Reynolds de la partícula (diámetro medio de la distribución de tamaños de gotas de agua), será:

$$Re_p = \frac{1.2 \times (81.6 \times 10^{-6}) \times 19.5}{1.85 \times 10^{-5}} = 103.2$$

(el valor de la velocidad se obtiene de los listados de la computadora, mostrados en los anexos.

Del gráfico 1.8 se tiene: $C_R = 0.9$

Reemplazando los valores en la ecuación 2.29c:

$$u_p^* = 21.5 \left[1 - 2.01 (81.6 \times 10^{-6})^{0.3} \left(\frac{1000}{1000} \right)^{0.5} \right]$$

$$u_p^* = 18.93 \text{ m/s}$$

$$y, \quad f^* = \frac{3 \times 1.2 \times 0.9 \times 0.65}{2 \times 81.6 \times 10^{-6} \times 1000} \left(\frac{2.15 - 18.93}{18.93} \right)^2$$

$$f^* = 0.237$$

En la ecuación 2.29a:

$$\Delta P = \frac{0.013(2.15)^2 \times 1.2 \times 2.5}{2 \times 0.65} \left(1 + \frac{0.237 \times 18.93 \times 0.715}{0.013 \times 21.5} \right)$$

$$\Delta P = 173.59 P_a \cong 158 \text{ mm de agua}$$

Por lo tanto la caída total de presión en el colector será la suma de la caída de presión en la base, más de la primera reja de álabes, más la del lecho de gotas, más la segunda reja de álabes y más el lecho de gotas de agua a la salida de la segunda etapa.

La caída de presión del flujo con las paredes del casco del colector, por lo general se desprecia por ser pequeña, así como la del ducto de salida al ser de gran diámetro y pe-

queña longitud. Entonces:

$$\Delta H_T = 57 + 2 (1 \times 158) = 375 \text{ mm de agua}$$

es la caída de presión total en el colector.

4.3.7. Fuerzas sobre los álabes

Según la sección 2.3.1.3 calcularemos las fuerzas sobre los álabes. El cálculo también se desarrollará en una tabla para cuatro tramos de la longitud total del álabe.



Figura 4.15.- FUERZAS SOBRE LOS ALABES

TABLA 4.13 - CALCULO DE FUERZAS SOBRE LOS ALABES

radio	mm	300-500	500-700	700-900	900-1100
t medio	m	0.209	0.314	0.419	0.524
h	m	0.2	0.2	0.2	0.2
A	m ²	0.042	0.063	0.084	0.105
ΔQ	m ³ /s	0.273	0.410	0.546	0.683
ΔQ corregido	m ³ /s	0.286	0.429	0.571	0.714
$C_{3u} = C_{m_p} / \text{tg } \alpha_3$	m ³ /s	17.86	15.31	12.76	9.28
$C_{6u} = C_{m_p} / \text{tg } \alpha_6$	m ³ /s	17.86	17.86	20.00	20.62
E_u	N	0	1.31	4.96	9.72
E_m	N	0	3.19	11.93	19.74

En la tabla 4.13 se ha utilizado un valor promedio de velocidad meridiana, lo cual es:

$$C_{m_p} = \frac{24 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi}{4} (2.25^2 - 0.6^2)} = 6.5 \text{ m/s}$$

La fuerza axial en un álabe será:

$$\text{Fza. axial} = (1.31 + 4.96 + 9.72) = 15.99 \text{ N}$$

sobre 1 álabe

y la fuerza total sobre los 12 álabes será:

$$\text{Fza. axial total} = 12 \times 15.99 = 191.88 \text{ N}$$

(1 etapa)

El torque sobre un álabe será:

$$T = 3.19 \times 0.6 + 11.93 \times 0.8 + 19.74 \times 1.0 = 31.2 \text{ N-m}$$

y el torque total de 12 álabes:

$$T_{\text{TOTAL}} = 12 \times 31.2 = 374.4 \text{ N-m}$$

Como se puede apreciar las condiciones de esfuerzo no son apreciables, por lo que no será necesario hacer un cálculo de resistencia para el casco del colector y se tomará un espesor de plancha de 5 mm (3/16") para tener una adecuada esbeltez y resistencia a la corrosión.

CAPITULO 5

5. EVALUACION ECONOMICA

El aspecto económico se referirá al costo de fabricación del colector, para esto se determinará el peso total del colector debido a que el costo para trabajos de calderería como para el presente caso es de (aprox 2 dolares/Kg) 35.00 I/Kg, según costos del mes de Agosto de 1986; este costo incluye planchas, perfiles, tuberías, corte, soldadura, rolado, pernos, empaquetadura, etc.

5.1. Peso de las Planchas del casco del Colector

Las planchas que se usarán para todo el colector será de acero al carbono ASTM-A36 de 3/16" x 5' x 10' (4.8 mm x 1524 mm x 3048 mm).

El casco está formado por cuatro anillos, una base cónica y un ducto de salida (chimenea).

a) Peso de planchas para el casco, parte cilíndrica.

Según se muestra en el plano N° 4, existen 3 anillos de 1525 mm de alto (ancho completo de una plancha) y uno de 1175 mm de alto) cada anillo estará formado por:

$$\text{Número de planchas} = \frac{\pi \times 3000}{3048} = 3.092 \text{ planchas}$$

para los otros anillos será: $3 \times 3.092 = 9.276$ planchas y como cada plancha pesa 173 Kgs. el peso será de:

$$\text{Peso} = 173 \times 9.276 = 1,605 \text{ Kgs}$$

El anillo más pequeño tiene una superficie de:

$$\text{Superficie} = \pi \times 3 \times 1.175 = 11.07 \text{ m}^2$$

Como la superficie de cada plancha es de 4.65 m^2 el pe-

so de este anillo será:

$$\text{peso} = \frac{11.07}{4.65} \times 173 = 412 \text{ Kgs}$$

b) Peso de planchas para el casco, parte cónica.

El desarrollo de la base cónica se muestra en la figura 5.1.

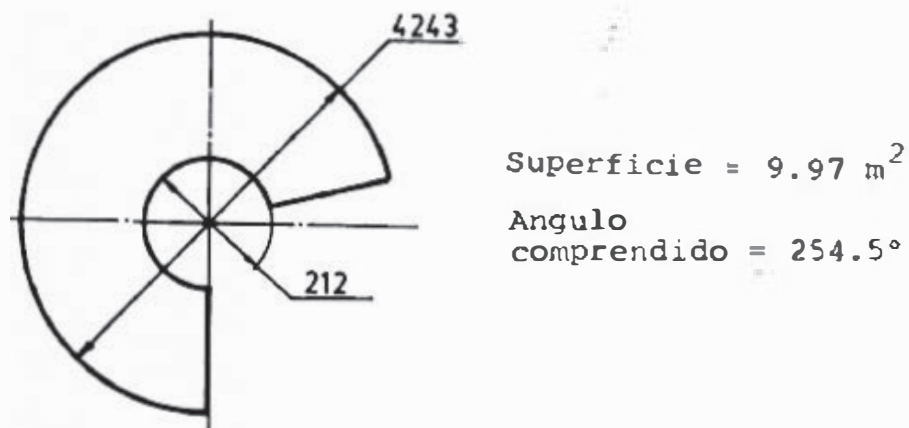


Figura 5.1 - DESARROLLO DE LA BASE CONICA

El peso será: $\left(\frac{9.97}{4.65}\right) \times 173 = 371 \text{ Kg}$

c) Peso de planchas para el ducto de salida.

La superficie de este ducto será de:

$$\text{Superficie} = \pi \times 2.5 \times 1.1 = 8.64 \text{ m}^2$$

por lo que el peso será:

$$\text{Peso} = \frac{8.64}{4.65} \times 173 = 322 \text{ Kgs}$$

El anillo cónico que une el casco cilíndrico al ducto de salida tiene el siguiente desarrollo (ángulo de conicidad 120°)

El peso de este desarrollo será:

$$\text{Peso} = \frac{2.5}{4.65} \times 173 = 93 \text{ Kg}$$

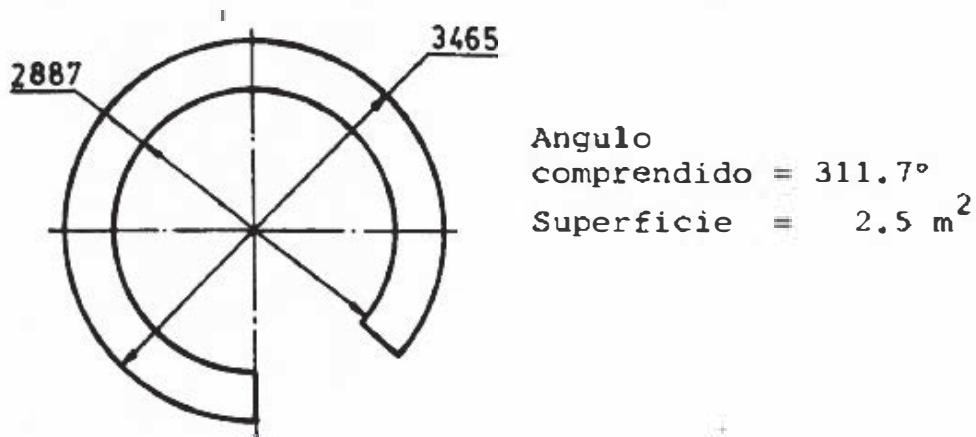


Figura 5.2 - DESARROLLO DEL ANILLO CONICO QUE UNE EL CASCO AL DUCTO DE SALIDA

Para los dos mirillas de inspección (ver plano N° 4) y la boca de entrada al colector se requiere aproximadamente media plancha, lo cual sería en peso igual a 87 Kg.

Por lo tanto el peso del casco será:

$$\text{Peso del casco} = 1605 + 412 + 371 + 322 + 93 + 87 = 2890 \text{ Kg.}$$

5.2. Peso de Planchas que forman los elementos internos del Colector.

a) Peso de planchas para el cono central de 90°

El desarrollo de este elemento es:

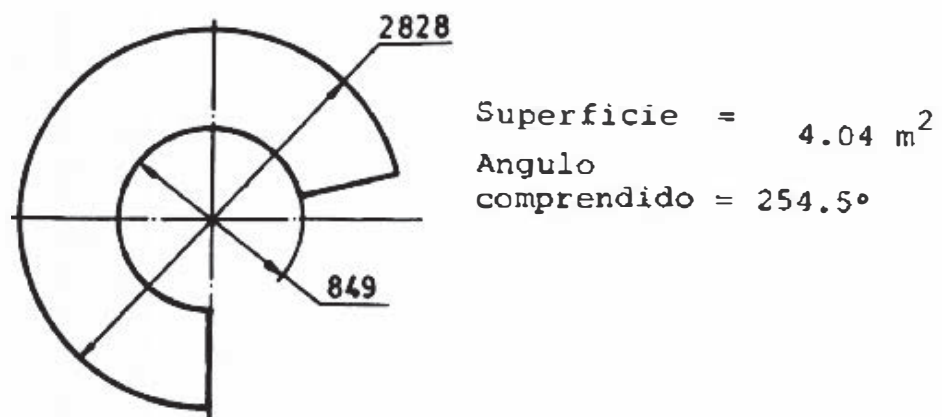


Figura 5.3 - DESARROLLO DEL CONO CENTRAL de 90°

Su peso será: $\frac{4.04}{4.65} \times 173 = 150$ Kgs

b) Peso de planchas para el cono central de 150° .

El desarrollo del cono es el siguiente:

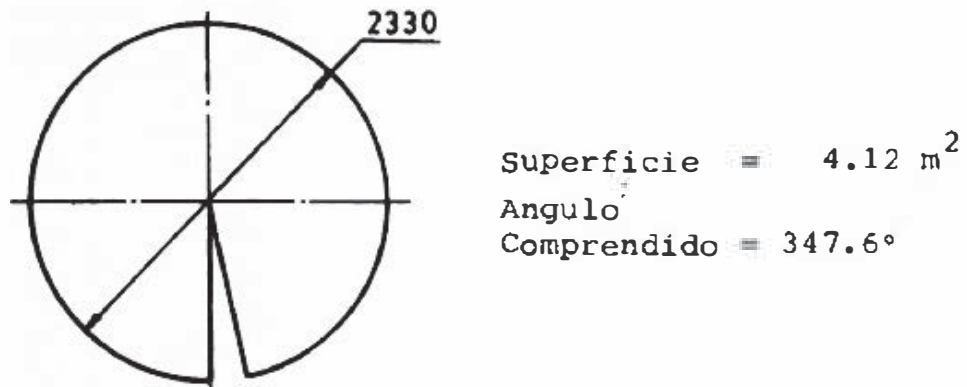


Figura 5.4 - DESARROLLO DEL CONO CENTRAL de 150°

Su peso será $\frac{4.12}{4.65} \times 173 = 153$ Kgs

c) Peso de planchas para el tronco de cono de 90° que une la reja de álabes al casco.

El desarrollo se muestra en la figura 5.5

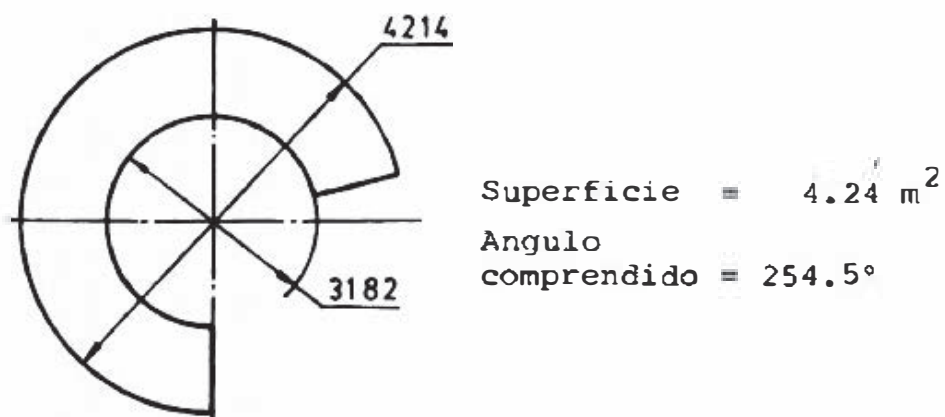


Figura 5.5 - DESARROLLO DEL TRONCO DE CONO QUE UNE LA REJA DE ALABES AL CASCO

El peso de este elemento será:

$$\text{peso} = \frac{4.24}{4.65} \times 173 = 158 \text{ Kgs}$$

d) Peso de los álabes y anillos de unión.

Los álabes antes de ser rolados tendrán la siguiente forma plana.

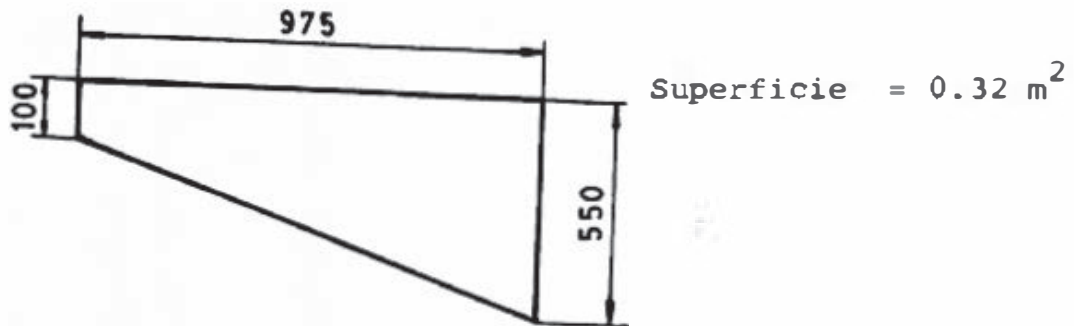


Figura 5.6 - DESARROLLO DE UN ALABE

Los 24 álabes pasarán $24 \times \left(\frac{0.32}{4.65} \right) \times 173 = 286$ Kgs.

Los 2 anillos que unene los extremos de los álabes se obtienen a partir de un listón de 7.07×0.25 m x m, por lo que el peso será:

$$2 \times \frac{1.77}{4.65} \times 173 = 132 \text{ Kgs}$$

El peso total de la parte interna será:

$$\text{peso} = 2(150 + 153 + 158) + 286 + 132 = 1340 \text{ Kgs}$$

5.3. Peso de Perfiles estructurales

Para unir los anillos del casco se utilizarán ángulos de $3" \times 3" \times 3/16"$ de acero ASTM-A36, requiriéndose:

$$\text{Longitud} = 6 \times (3 \times \pi) = 56.5 \text{ m}$$

El ducto de entrada tiene una brida fabricada de los mismos ángulos, necesitándose una longitud de:

$$2(1.38 + 0.85) = 4.46 \text{ m}$$

La longitud requerida será $56.5 + 4.5 = 61$ m, como el peso lineal es de 5.53 Kg/m, el peso total de los perfiles será

$$61 \times 5.53 = 337 \text{ Kgs.}$$

5.4. Peso de tuberías y otros

Con referencia al plano N° 4, se requerirá de:

- 3.5 m de tubería Ø4" SCH.40 ASTM-A53 con 2 codos de 90° y 2 bridas deslizantes, lo cual pesará 88 Kgs.
- 42 metros de tubería Ø 3/4" SCH.40 ASTM-A53 con 64 nipples y 32 codos de 90° roscados, lo cual pesará 95 Kgs.
- 2 distribuidores de agua, con un peso de 5 Kgs,

El peso total de estos elementos será: $88 + 95 + 5 = 188$ Kgs.

5.5. Costo Total del Colector

Por lo tanto el costo total será la suma de los pesos anteriormente calculados, multiplicado por el costo específico:

$$\text{Peso total} = 2890 + 1340 + 337 + 188 = 4755 \text{ Kgs}$$

Tomando el costo específico de 35 I/Kg, se tendrá:

$$\text{Costo} = 4755 \times 35 = \text{I/} 166.425$$

Más el costo de las 32 toberas SSM1606 (costo unitario I/. 85) igual a I/ 2720, será:

$$\text{Costo Total} = 166425 + 2720 = \text{I/} 169,145$$

En conclusión se puede decir que el costo estimado de fabricación del colector será de I/. 169,145.

RECOMENDACIONES Y CONCLUSIONES

1. En nuestro medio muy poco se trabaja en el diseño de sistemas de control de polvo y otros contaminantes (gases y vapores), debido a la falta de información técnica de los mecanismos de control, así como la falta de regulaciones legales de contaminación del ambiente. No obstante se conoce el peligro de estos contaminantes, principalmente a la salud humana, por lo que sería muy recomendable se trabaje en este campo.
2. Este trabajo de tesis trata del mecanismo de movimiento e impacto de la partícula en un campo centrífugo que es uno de los tipos de colectores de mayor uso, sin embargo con algunas pequeñas modificaciones se puede aplicar estos principios (y ecuaciones) a otros colectores como cámaras de sedimentación, ciclones, lavadores gravitatorios, etc. e incluso a otros colectores secos como filtros de mangas.
3. Prácticamente todas las publicaciones referentes a la dinámica de partículas trata solo del movimiento de los mismos en el régimen laminar; aquí debido a que se trabaja con partículas muy finas de polvo y gotas de agua que llegan a ser hasta 1000 veces el tamaño de las de polvo, se vió la necesidad de desarrollar ecuaciones para regímenes de transición y turbulento, los cuales son resueltos mediante iteraciones por la computadora. Esto

vehdría a ser una contribución al desarrollo del tema.

4. Como se vió en el Capítulo 3, los ventiladores usados en sistemas de colección de polvo (y transporte neumático) son del tipo centrífugo de álabes radiales, los cuales son de simple geometría para su fabricación, sin embargo se sabe muy poco acerca de su diseño, ya que no se rigen por las mismas ecuaciones de los ventiladores de álabes curvados e inclinados (debido a que por ejemplo, el caudal en un ventilador de álabes curvados se calcula en función de la tangente del ángulo de inclinación, pero en uno radial ésto sería infinito, lo cual no es lógico), por lo que también sería recomendable investigar en este tema.

5. El sistema de colección de polvo y el colector de polvo ha sido diseñado con aire a condiciones atmosféricas standard, pero si cambia la temperatura y/o la altitud, se debe aplicar un factor de corrección. La densidad del aire cambia con la temperatura y la altitud, sin embargo un ventilador conectado a un sistema siempre suministrará el mismo caudal volumétrico, sin importar la densidad del aire; pero el flujo másico si está en función de la densidad. Para que el cambio de densidad no afecte al sistema el flujo volumétrico debe incrementarse multiplicándose el caudal inicial por el recíproco del factor de densidad, para mantener el mismo flujo másico de aire que a condiciones standar

6. El cálculo de caída de presión de un flujo a través de un lecho por métodos analíticos dan resultados no muy certeros; algunos investigadores han comparado sus resultados experimentales encontrando desviaciones de los valores calculados analíticamente entre ± 30 a $\pm 50\%$. La desventaja es que los datos experimentales son resultados para condiciones particulares y por lo general aplicados a procesos químicos. Por lo que ve la necesidad de investigar en este campo aplicado a colectores de polvo.

7. Como se puede ver en el plano N° 4, el colector tiene una geometría simple, lo cual facilita la fabricación (así como otros colectores como ciclones, cámaras de sedimentación, etc), los que podrían ser de fabricación nacional, siendo el único impedimento el conocimiento del mecanismo de colección respaldado experimentalmente por lo que se debía de dar atención a este campo, experimentando un prototipo y determinando factores como eficiencia de colección, caída de presión, abrasión o desgaste de los elementos en contacto con el polvo, etc.

B I B L I O G R A F I A

- /1/ AMERICAN CONFERENCE OF GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS - "Industrial Ventilation" - Committee on Industrial Ventilation.
- /2/ ANDERSON 2000 INC. - "Venturi Scrubbers for fine - particulate emission control" - Bulletin N° 78-900 075 Revision B, Dec. 1982.
- /3/ BOOTHROYD R.G. "Flowing Gas-Solids suspensions" Chapman and Hall Ltd. 1971.
- /4/ CHEMICAL ENGINEERING - "Gas/Solids Separations" February 15, 1971.
- /5/ DUCON-MIKROPUL LTD. - "Multivane Gas Scrubbers Type L Model II" - Bulletin number W-1273.
- /6/ FISCHER, JOHN - "Practical Pneumatic Conveyor Design" - Chemical Engineering, June 2, 1958.
- /7/ FOUST, A.S.; WENZEL, L.A.; CLUMP, C.W. MAUS, L. y ANDERSON, L.B. - "Principios de Operaciones Unitarias" - Compañía Editora Continental S.A. Octava Impresión 1975.
- /8/ JOHNSTONE, H.F. y ROBERTS, M.H. - "Deposition of - Aerosol Particles from Moving Gas Streams" - Industrial and Engineering Chemistry, Nov. 1949.
- /9/ KALEN, B. y ZENZ, F.A. "Theoretical-Empirical Approach to Saltation Velocity in Cyclone Design" AIChE Symposium Series N° 137, Vol. 70.
- /10/ KLEINSCHMIDT, R.V. "Factors in Spray Scrubber Design" - Chemical and Metallurgical Engineering - Vol. 46, N° 8, August 1939.
- /11/ KLEINSCHMIDT, R.V.; ANTHONY, A.W. - "Recent Deve -

- lopments of the Pease - Anthony Gas Scrubber"
Transactions of A.S.M.E., May 1941.
- /12/ KOCH, W.H. y LICHT, W. "New design approach
boosts cyclone efficiency" - Chemical Engineering,
November 7, 1977.
- /13/ LAPPLE, C.E. y SHEPHERD, C.B. - "Calculation of -
Particle Trayectories" Industrial and Engineering
Chemistry, May 1940.
- /14/ LEWIS, H.C.; EDWARDS, D.G.; GOGLIA, M.J.; RICE, R.I.
y SMITH, L.W. "Atomization of liquids in High Ve
locity Gas Streams" - Industrial and Engineering
Chemistry, January 1948.
- /15/ MICHELL, J.J. "Fluid and Particle Mechanics"
The Commonwealth and International Library 1970.
- /16/ PERRY, JOHN H. - "Manual del Ingeniero Químico"
Unión Tipográfica Editorial Hispano-Americana 1976.
- /17/ PIAZZA, JOSE - "Ensayos de Precipitación de Aerosol
les" - Anales de la Sociedad Científica Argentina.
- /18/ PRING, R.T.; KNUDSEN, J.F. y DENNIS, R. - "Design
of Exhaust Ventilation for Solid Materials Handling"
Industrial and Engineering Chemistry, Nov. 1945.
- /19/ RANZ, W.E. y WONG, J.B. "Impactation of Dust and
Smoke Particles" - Industrial and Engineering Che-
mistry, June 1952.
- /20/ RIVIERA PLAZA, GIL - "Menearología Determinativa"
Curso dictado en la Escuela de Ingenieros 1940 - Li
ma - Perú.
- /21/ SHEPHERD, C.B. y LAPPLE, C.E. - "Flow Pattern and
Pressure Drop in Cyclone Dust Collectors" Indus
trial and Engineering Chemistry, August 1939.

- /22/ SOO, S.L., - "Fluid Dynamics of Multiphase Systems" Blaisdell Publishing Company.
- /23/ SPRAYING SYSTEM CO. - "Spray Nozzles and Accessories" - Industrial Catalog 27.
- /24/ Wm. STEINEN Mfg. Co. - "Spray Nozzles" - Catalog I-835.
- /25/ POLLAK, ROBERT - "Selecting Fans and Blowers" - Chemical Engineering, January 22, 1973.
- /26/ STREETER, VICTOR - "Handbook of fluid Dynamics" - Mc. Graw-Hill Book Company.
- /27/ ECKERT, B.; SCHNELL, E - "Axial - Und Radial Kompressoren" Springer-Verlag Berlin/Gottingen/Heidelberg - 1961.
- /28/ PFLEIDERER, CARL - "Bombas Centrifugas y Compresores" - Publicaciones Técnicas Labor.