

# Universidad Nacional de Ingenieria

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



## “Cálculo y Diseño de un Sistema de Secado Neumático para Fábricas de Cemento”

**T E S I S**

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

**INGENIERO MECANICO**

**TOMAS LEONCIO BERROCAL CALIXTRO**

PROMOCION: 1979 - I

**LIMA . PERU . 1991**

## INDICE GENERAL

	PAG
Simbología .....	7
Prólogo .....	13
 <b>INTRODUCCION.</b>	
1.1 Proceso productivo de cemento .....	15
1.2 Efecto de la materia prima húmeda en en proceso productivo del Cemento ...	26
 <b>2. VENTAJAS DEL SECADO NEUMATICO DE MATERIAL A GRANEL .</b>	
2.1 Teoría del secado a granel .....	32
- Algunos usos del secado .....	33
- Fases del Secado: Curvas de Secado.	36
- Coeficiente Especifico de humedad..	39
2.2 Equipos convencionales para secado a granel .....	43

2.2.1	Secadores de Tambor Rota ivo ..	45
2.2.2	Secadores por Transporte Neumático ..	49
2.2.3	Secador Rápido ..	53
2.3	Ventajas del Sistema de Secado Neumático	55
<b>3.</b>	<b>METODOLOGIA PARA CALCULAR Y DISEÑAR LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE SECADO NEUMATICO.</b>	
3.1	Método de calcular y diseñar la Columna secadora ..	58
	- Cálculo de la Transferencia de calor y masa ..	63
	- Cálculo de las pérdidas de presión.	67
	- Consideraciones practicas en el cálculo de la columna secadora.....	70
3.2	Método de calcular y diseñar el Generador de calor.	
	- Proceso de combustión.....	77
	- Criterios para seleccionar el quemador de petróleo y/o carbón.....	80
	- Cálculo de la transferencia de calor y masa ..	83
	- Dimensionamiento del generador de gases calientes.....	85
	- Cálculo de las pérdidas de calor.....	88
	Transferencia de calor.	
3.3	Método de calcular y diseñar el separador de partículas gruesas.	

sarias de combustible y aire.	177
- Cálculo de las dimensiones de la cámara de combustión y mezcla .....	178
- Cálculo de las pérdidas de calor .....	180
- Cálculo de la junta de dilatación.....	183
4.4.2 Cálculo del aislamiento del ducto o conductor de gases calientes.....	184
- Cálculo de la junta de expansión.....	186
4.4.3 Diseño estructural del generador de calor y ducto de gases	186
4.5 Cálculo y diseño del Ciclón Despolvorizador.	
4.5.1 Cálculo de la eficiencia de colección.....	191
4.5.2 Cálculo de las pérdidas de presión .....	196
4.5.3 Diseño estructural.....	198
4.6 Cálculo de las características principales del Ventilador de tiro inducido.	
4.6. Cálculo de la pérdida de presión en el sistema de secado .....	204

- Descripción del Separador de granos gruesos con sistema estático .....	92
- Diseño estructural del separador estático .....	97
- Cálculo de las pérdidas de presión.....	98
3.4 Método de calcular y diseñar el Ciclón despolvORIZADOR.....	100
3.4.1 Métodos de cálculo aproximado de Ciclones de alta eficiencia .....	103
3.4.2 Diseño estructural del Ciclón despolvORIZADOR.....	113
3.4.3 Cálculo de las pérdidas de presión .....	115
3.5 Características fundamentales del ventilador de tiro inducido .....	121
3.6 Método de diseñar los soportes en los equipos del sistema.....	129

**4. APLICACION DEL CALCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE SECADO NEUMÁTICO A UN CASO ESPECÍFICO.**

4.1 Características de la materia prima a secar.	
4.1.1 Estado natural de la materia prima .....	136
4.1.2 Características de Humedad: Curvas de secado .....	139
4.1.3 Características Granulométricas	139
4.1.4 Flujos gravimétricos de mate-	

rial en el circuito del seca-	
dor .....	143
4.2 Cálculo y diseño de la Columna Secadora..	145
4.2.1 Cálculo de la transferencia de	
calor y masa .....	147
4.2.2 Comprobación de magnitudes en	
el cálculo .....	153
4.2.3 Diseño estructural de la columna	
secadora.....	155
- Diseño de los soportes .....	156
- Diseño de la junta de expan-	
sión termica.....	161
4.2.4 Cálculo de las pérdidas de	
presión .....	162
4.3 Cálculo y diseño del Separador Estático.	
4.3.1 Diseño estructural del Separador	165
4.3.2 Regulación del Separador Está-	
tico. Nueva granulometría.....	173
4.3.3 Estimación de las pérdidas de	
presión .....	173
4.4 Cálculo y diseño del Generador de Calor	
y Ducto de Gases Calientes.	
4.4.1 Cálculo de la transferencia de	
calor y masa .....	174
- Relación gases/combustible...	174
- Contenido de CO <sub>2</sub> en los gases	175
- Temperatura de la llama.....	175
- Cálculo de las cantidades nece-	

4.6.2 Cálculo de la potencia requerida ..	206
<b>EVALUACION TECNICO-ECONOMICA.</b>	
5.1 Listado de equipos y materiales .....	212
5.2 Indices de costos	
5.2.1 Suministro nacional .....	213
5.2.2 Suministro importado .....	215
5.3 Listado de costos .....	216
5.4 Análisis de la inversión .....	217
<b>CONCLUSION S Y R OMENDACIONES .....</b>	<b>220</b>
<b>R F RENCIAS IBLIOGRAFICAS .....</b>	<b>223</b>
<b>APENDICE "A" : Método de calcular el punto de corte en Separadores estáticos.....</b>	<b>227</b>
<b>APENDICE "B" : PROGRAMA "FLAMTE" para calcular temperatura de la llama.....</b>	<b>235</b>
<b>PLANOS DE ENSAMBLE Y DESPIECE .</b>	

## SIMBOLOGIA

A	=	Area del ducto
A <sub>i</sub>	=	Area del ducto de ingreso al ciclón
A <sub>o</sub>	=	Area del ducto de salida del ciclón
a	=	Altura del ducto de ingreso al ciclón
b	=	Ancho del ducto de ingreso al ciclón
B	=	Diámetro de la boca de descarga del ciclón
Ca	=	Calor específico del agua
Cs	=	Calor específico del sólido
Cw	=	Coefficiente de resistencia
C <sub>pg</sub>	=	Calor específico del gas
D	=	Diámetro de la columna secadora
D <sub>c</sub>	=	Diámetro del ciclón
D <sub>e</sub>	=	Diámetro del tubo de inmersión del ciclón
D <sub>s</sub>	=	Diámetro del ducto de salida del ciclón (separador)
D <sub>c<sub>m</sub></sub>	=	Diámetro del ciclón mayor del separador
D <sub>c<sub>o</sub></sub>	=	Diámetro del ciclón menor del separador
D <sub>cam</sub>	=	Diámetro de la cámara del generador de gases
D <sub>des</sub>	=	Diámetro de la boca de descarga del ciclón
d	=	Altura del trompo del separador estático
d <sub>p</sub>	=	Diámetro de la partícula del material
E	=	Módulo de elasticidad

Exc.Air	=	Exceso de aire en la combustión
e	=	Radio hidráulico
e <sub>p</sub>	-	Espesor de la plancha
F	-	Carga debida al peso propio
F <sub>1</sub>	-	Factor de pérdidas por aceleración
F <sub>2</sub>	=	Coefficiente de pérdidas por fricción
f	=	Factor de la forma de la partícula
f <sub>t</sub>	=	Factor de corrección por temperatura
f <sub>d</sub>	=	Factor de corrección por densidad
G	=	Factor de configuración del ciclón
G <sub>a</sub>	=	Cantidad de material secado con humedad Z <sub>a</sub>
G <sub>d</sub>	-	Cantidad de agua evaporada en el secador
G <sub>e</sub>	=	Cantidad de material con humedad Z <sub>a</sub>
G <sub>p</sub>	-	Peso de una partícula de material
G <sub>s</sub>		Cantidad de materia sólida seca
G <sub>wa</sub>	=	Cantidad de agua remanente en el producto
G <sub>we</sub>	=	Cantidad total de agua en la materia prima
g	=	Aceleración de la gravedad
H	=	Altura del ciclón
H <sub>c<sub>m</sub></sub>	=	Altura del ciclón mayor del separador
H <sub>c<sub>s</sub></sub>	=	Altura del ciclón menor del separador
H <sub>fg</sub>		Calor latente de vaporización del agua
H <sub>p</sub>	=	Perdida de carga en la tubería ó ducto
h	=	Coefficiente global de transferencia de calor
h'	=	Altura recta del cuerpo del ciclón (separador)
I	=	Momento de inercia

$K$	=	Conductividad térmica del material
$K_a, K_b, K_c$	=	Relaciones geométricas en el ciclón
$k$	=	Coefficiente de expansión térmica
$L$	=	Longitud de la columna (secadora)
$L_g$	=	Cantidad de gases (en peso)
$L_s$	=	Longitud del cordón de soldadura
$l$	=	Longitud natural del ciclón
$M_{air}$	=	Peso de la molécula gramo de aire
$M_{bp}$	=	Peso de la molécula gramo de vapor de agua
$m_{air}$	=	Cantidad de aire en el quemador
$m$	=	Peso porcentual de material de igual granulometría
$m_{oil}$	=	Cantidad de petróleo en el quemador
$m_1$	=	Cantidad de aire frío en el generador de gases
$m_2$	=	Cantidad de gases calientes en el generador
$N_u$	=	Número de velocidad de ingreso al ciclón
$Nu$	=	Número de Nusselts
$N_{gs}$	=	Cociente entre las fuerzas centrífugas e inerciales
$n$	=	Exponente vorticial aplicado a ciclones
$p$	=	Presión total ó presión atmosférica
$P_e$	=	Presión estática en la entrada al ducto
$P_s$	=	Presión estática en la salida del ducto
$P_{pv}$	=	Presión parcial del vapor
$P_d$	=	Presión dinámica del fluido
$Q$	=	Caudal de gases

$Q_p$	=	Calor absorbido por la partícula
$Q_p$	=	Calor de evaporación necesario en la partícula
$Q_{ev}$	=	Calor latente de vaporización del agua
$Q_{sa}$	=	Calor sensible del agua
$Q_{ss}$	=	Calor sensible del sólido
$Q_{conv}$	=	Flujo de calor por convección
$Q_{per}$	=	Flujo de calor por convección
$Q_{rad}$	=	Flujo de calor por radiación
$Q_{tot}$	=	Carga calórica total
$Re$	=	Número de Reynolds
$R_{gas}$	=	Constante específica del gas
$R_{vp}$	=	Constante específica del vapor de agua
$r$	=	radio hidráulico
$S$	=	Longitud del tubo de inmersión del ciclón
$S_{\Delta}$	=	Constante de salto
$S_s$	=	Esfuerzo permisible de corte
$T^{\circ}$	=	Temperatura del fluido en unidades absolutas
$T_{gi}$	=	Temperatura de ingreso de los gases a la columna
$T_{gs}$	=	Temperatura de los gases que salen de la columna
$t_s$	=	Temperatura del material que sale de la columna
$t_e$	=	Temperatura del material que entra a la columna
$t_r$	=	Tiempo de relajación

$t_{po}$	=	Tiempo
$u$	=	Velocidad
$u_g$	=	Velocidad media del gas
$u_p$	=	Velocidad media de la partícula
$u_s$	=	Velocidad de suspensión de la partícula
$V_e$	=	Velocidad del gas que ingresa a la columna
$V_h$	=	Volumen inferior al ducto de inmersión del ciclón
$V_i$	=	Velocidad de ingreso de los gases al ciclón
$V_s$	=	Velocidad del gas que sale de la columna
$\dot{V}_s$	=	Velocidad de salto de la partícula
$V_a$	=	Volumen anular del ciclón
$V_{gi}$	=	Flujo de gases que ingresan a la columna
$V_{gs}$	=	Flujo de gases que salen de la columna
$V_{gm}$	=	Flujo medio de gases
$V_{mm}$	=	Flujo medio de material
$V_{nl}$	=	Volumen del ciclón en la longitud natural
$W$	=	Fuerza de resistencia del flujo
$W'$	=	Relación de velocidades (= $W_w/W_m$ )
$W_m$	=	Velocidad promedio de los gases en el generador
$W_w$	=	Velocidad promedio del combustible gasificado
$w$	=	Equivalente de la velocidad de sedimentación
$w_s$	=	Ancho del cordón de soldadura
$X_a$	=	Contenido final de humedad (en base seca)
$X_e$	=	Contenido inicial de humedad (en base seca)

$x$	=	Coeficiente específico de humedad
$Z_a$	=	Contenido final de humedad (en base húmeda)
$Z_e$	=	Contenido inicial de humedad (en base húmeda)
$\epsilon$	=	Emisividad
$\tau_{m,p,g}$	=	Peso específico del material partícula, gas
$\zeta$	=	Coeficiente de pérdidas de carga en ductos
$\nu$	=	Viscosidad cinemática del fluido
$\rho_g$	=	Densidad del gas
$\mu$	=	Viscosidad dinámica del fluido
$\eta_i$	=	Eficiencia fraccional del ciclón
$\eta_{tot}$	=	Eficiencia total del ciclón
$\psi$	=	Porosidad
$\Delta$	=	Coeficiente
$\Delta L$	=	Diferencia de longitud por efecto térmico
$\Delta p$	=	Pérdida de presión
$\Delta T_{log}$	=	Temperatura media logarítmica
$\Delta T$	=	Diferencia de temperaturas

## PROLOGO

El desarrollo de la presente Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico, obedece a la necesidad de calcular y diseñar un Sistema de Secado previo de la materia prima utilizada para elaborar cemento en la Fábrica de "Cemen o Andino S.A.", y es parte de un Proyecto Global denominado "Ampliación de la capacidad de la línea productiva del Horno III".

Se inicia el estudio con una descripción general y sucinta del proceso de elaboración de cemento, presentando principalmente la gama de equipos usados en la actualidad a nivel mundial y nacional. Se expone también las tendencias actuales al ahorro de energía y al reemplazo del petróleo como combustible.

El siguiente Capítulo, plantea la teoría específica del proceso de secado. Se hace presentación de los equipos para secar material a granel y que generalmente se emplean en la Industria del cemento, para proporcionar el criterio suficiente al escoger el Sistema más conveniente

Habiendo resultado conveniente el Sistema de secado por Transporte Neumático, el Capítulo siguiente plantea la Metodología de Cálculo de cada componente de dicho Sistema. Conjugando los aspectos teóricos con los prácticos, producto de la experiencia de diversos autores, y del mío propio.

El Capítulo siguiente es la aplicación cuantitativa de la Metodología de cálculo, basada en los datos característicos del caso particular en estudio.

En base a los resultados obtenidos, se desarrolla el cálculo de los costos para justificar tanto la inversión como la tecnología en su mayor parte en nuestro medio.

El desarrollo del presente estudio ha sido posible gracias al acceso a la información técnica habida en libros, revistas, catálogos y otros especializados en cemento, gracias también a los ensayos realizados en la planta y en el Laboratorio, pertenecientes en todos los casos a Cemento Andino S.A.. a la que quedo eternamente agradecido.

## IN RODUCCION

### 1.1 Proceso productivo de Cemento

Las plantas productoras de cemento , fundamentalmente se ubican en lugares cercanos a las canteras de materia prima y la disposición de los equipos ,guardan, casi, el mismo orden de la perspectiva de la instalación moderna mostrada en las Figuras 1.1 y 1.2 .

Incluyendo el combustible, aproximadamente se necesitan dos toneladas de materia prima para obtener una tonelada de cemento.

El transporte de la materia prima desde las canteras hasta la unidad de trituración lo consti- tuyen: volquetes, fajas transportadoras, excavadoras, e c., dependiendo de las distancias existentes.

Para la unidad de trituración, existen equipos tales como: Chancadoras de martillos , de conos, de mandíbulas, que en la actualidad son fabricados para producir hasta 2.000 ton/h, dependiendo de la materia prima y del grado de trituración requerida.

El material chancado, posteriormente es conducido a un Parque de Pre-Homogenización, que son almacenes donde se apila el material mediante mecanismos que homogenizan la mezcla, de preferencia por el Sistema Chevrón, de modo que el  $\text{CaCO}_3$  y la granulometría del material resulten más ó menos uniformes.

Del Parque de Pre-Homogenización, el material es conducido hacia la Unidad de Molienda de Crudo, debidamente dosificado en balanzas dinamométricas ó en fajas gravimétricas. De acuerdo a la humedad del material, existe la unidad de secado previo. La unidad de molienda de crudo la constituye el Molino de bolas, ó de barras, que son cilindros cargados interiormente con bolas de acero, de modo que al girar, produzcan el efecto de catarata que muele las partículas. Estos molinos vienen en diámetros de hasta 6 m. y longitudes de hasta 15 m. y pueden producir hasta 500 ton de material por hora.

La finura del producto molido debe ser tal que logre como máximo unos 16% de retenido en la malla 4.900 (88 micras de apertura) y una humedad residual de 0.5% como máximo, cuando el proceso es por vía seca. El proceso de la vía húmeda, ha quedado prácticamente desplazado por éste de vía seca que resulta mucho más económico en el ahorro energético.

La materia prima seca y molida se denomina "harina cruda" y es conducida a los silos de homogenización que lo constituyen grandes depósitos de concreto con capacidades de almacenaje de 15,000 ton. de material debidamente aireados y mezclados, con la aplicación de aire a presión en la parte inferior del silo.

Con la aplicación de aire a los silos de Homogenización, se logran altas eficiencias (Desviaciones standard de  $\text{CaCO}_3$  de 5 al ingreso a 1 en la salida), de modo que la calidad de la harina cruda se mantenga uniforme al alimentarse los hornos. El desarrollo de las técnicas neumáticas ha contribuido a desplazar el uso de pastas ó barro homogenizado propio del sistema por vía húmeda.

El Pre calentamiento de la harina cruda ocurre en

los Intercambiadores de calor en ciclones ó en parrillas (Sistemas Humboldt y Dopol) y permite gran ahorro de energía y avance del proceso de descarbonatación y calcinación del material.

En el Horno Rotativo, debe ocurrir ó completarse el proceso de descarbonatación, nodulización y sinterización del material, que en términos generales se denomina "clinkerización" y el producto resultante:Clinker.

Los hornos son fabricados de chapas roladas a diámetros de hasta 6.5 m. y de 45 a 100 m. de longitud, ligeramente inclinados, de modo que al ir girando ayude a evacuar el producto hacia la salida en un nivel más bajo. En la actualidad los hornos pueden desarrollar producciones de hasta cinco mil toneladas de Clinker por día de trabajo.

El Clinker producido a una alta temperatura (1,350 °C) deberá ser enfriado antes de continuar el proceso de fabricación. Los fabricantes han diseñado diversos sistemas de enfriamiento de clinker desde los tambores rotativos parrillas oscilantes hasta el enfriador por gravedad("G" Cooler) donde el aire enfriador nunca se pone en contacto con el clinker caliente evitándose así la contaminación y desgastes.

Los mejores sistemas de enfriamiento pueden reducir la temperatura del clinker hasta unos 50 °C encima de la temperatura atmosférica.

El clinker frío se recepciona en sistemas de placas transportadoras para ser depositado en las canchas o silos. Por un sistema de transporte, el clinker y el elemento retardador del fraguado (yeso) llega a las tolvas de alimentación de la unidad de molienda de cemento, constituida por molinos de bolas ó de rodillos, similares a los molinos de crudo, pero con una carga de molienda diferente y más exigente, asimismo con dos ó más cámaras en su interior, donde el clinker es molido finamente hasta cumplir en el peor de los casos con la mínima exigencia de calidad establecida por la A.S.T.M. ó el I.T.I.N.T.E.C. , de acuerdo al tipo de cemento que se está produciendo.

El cemento propiamente dicho, sale de la unidad de molienda hacia los silos de almacenamiento, de donde es evacuado y despachado debidamente pesado en forma de bolsas ó a granel, para su uso respectivo.

Conservación de la energía en la Industria del Cemento.

industria del cemento ha ganado con justicia una alta reputación entre las industrias manufactureras, por su actitud responsable frente a la conservación de la energía. Verdaderas reducciones aceleradas por la más reciente "crisis de energía de 1973" significan ahora que el requerimiento de energía es poco más de la cuarta parte comparada con la requerida al implantarse el horno rotatorio.

A pesar de estos logros, el combustible y la energía representan aún el 40% de los costos normales de fabricación. Los beneficios financieros ganados duramente y logrados a través de las mejoras operativas y tecnológicas se han desvanecido por los aumentos reales en los costos de toda forma de energía. No obstante el concreto de buen diseño y de alta calidad permanece como el material de construcción más competitivo. El boom de la post-guerra en la construcción permitió que las plantas antiguas pudieran ser reemplazadas por modernos procesos aumentando fuertemente los niveles de producción. No cabe duda que los hornos de gran tamaño, se desarrollaron más rápidamente debido a la oportunidad de explotar el gas ó el petróleo como combustibles. Es de preguntarse si esos avances se habrían producido tan fácilmente si el carbón hubiera

permanecido como combustible básico.

El casi universal retorno al carbón como combustible para hornos, a menudo se ha logrado con gran dificultad.

Por un lado la manipulación de retroequipos para carbón y la infraestructura para su almacenamiento han demandado ingenio en el diseño y por otro lado el desafío más grande ha sido establecer una eficiencia y consecuentemente altos rendimientos en la planta, que son ahora 4 veces más grande que cuando fueron accionados con carbón en la década de los años 50.

Finalmente, la crisis energética también ha detenido la construcción de nuevas plantas de proceso por vía húmeda y los aún existentes se encuentran en proceso de ser convertidos a operaciones más eficientes usando filtros-prensa o filtros de leche continua.

En sólo por incidentes especiales, es que aún se mantiene en operación algunos hornos por vía húmeda.

Los ahorros más grandes de energía han aumentado

ra'z de ingeniosos y sofisticados desarrollos  
produc o del precalentamiento en suspensión.

Avances tecnológicos importantes han sido  
precalcinadores que usan carbón y otros combustibles  
de bajo grado que van desde los exquisitos petrolíferos  
hasta las llantas de vehículos.

Los procesos modernos han acelerado también la  
necesidad de requerimientos de control de procesos  
con equipos más sofisticados, como microprocesadores  
de bajos costo y de rápida disponibilidad, que  
umentan los niveles de control.

Lamentablemente, mientras éste cambio ocurre en la  
etapa del horno, el requerimiento de electricidad ha  
ido en aumento, debido a controles ambientales más  
rigurosos, a la sustitución de la mano de obra por la  
maquinaria accionada con energía y al incremento de las  
exigencias de calidad del cemento. En casos extremos,  
la electricidad cuesta ahora tanto como el combustible  
del horno. La mayor parte de ésta electricidad se usa  
en la molienda de la materia prima y del cemento, y en  
éstos equipos la eficiencia ha permanecido virtualmente  
sin cambios durante años.

Por lo tanto, es aquí donde se deberán hacer los mayores esfuerzos, si la industria cementera desea contener el alto costo de la electricidad.

Se advierte mirando al pasado, que muchos cambios fundamentales se han presentado en la fabricación del cemento conduciendo a operaciones completas más eficientes. Debe admitirse que quizás éstos cambios no se habrían efectuado tan rápidamente si no se hubiera producido la crisis energética.

### Breve Referencia de la Industria del Cemento en e Perú

Las fábricas nacionales productoras de cemento, ejecutan el mismo proceso productivo, descrito a grandes rasgos, cada una acomodándose a su realidad, de acuerdo a su ubicación, mercado de consumo y capital de sus accionistas.

El sistema de vía húmeda, prácticamente ha sido sustituido por el proceso de vía seca (a excepción de Cementos Sur en Juliaca). El avance de la tecnología nivel mundial y la mayor demanda, han inducido a los fabricantes nacionales a ampliar y modernizar sus

fábricas y ponerse a tono con los adelantos. Es así, que en nuestro medio se observan ya sofisticados sistemas, desde equipos pesados hasta sistemas electrónicos empleados tanto para la producción como para el control de calidad y también para el mantenimiento en general.

Existen en nuestro medio; unidades como Chancadoras de martillos de doble eje, que procesan hasta 1000 ton/h sistemas de Pre-Homogenización con rastrillos del Tipo Chevron controlados electrónicamente, Molinos de bolas de 5 m. de diámetro y 15 m. de longitud, que procesan hasta 300ton/h (Cementos Lima S.A.) y que permiten trabajar menos de 24 horas diarias. Además existen en nuestro medio: intercambiadores de calor de ciclones de 4 etapas (Cemento Andino S.A., Cementos Yura) y de doble columna de intercambiadores (Cementos Pacasmayo) Hornos rotativos de 4 metros de diámetro y 50 m. de longitud con control de TV. en circuito cerrado, manejados 100% a distancia en Tableros de Control.

En materia de equipos de enfriamiento de clinker, el sistema de parrillas, está siendo usada por casi todas las fábricas del Perú, encontrándose también en funcionamiento el Enfriador de Gravedad en Cemento

Andino S.A.

Igu lmente se encuentr n inst l dos en nuestro medio, novedosos sistemas auxiliares como las máquinas de embolsar (dos mil bolsas por hora), balanzas electrónicas de gran exactitud y precisión, equipos de mant nimiento mecánico y electro-electrónico, que hace que la Industria Nacional del Cemento alcance niveles competitivos en el mercado Internacional, que se demues ran en los niveles de exportación logrados sobretodo de los Cementos Tipo I y V. El cemento tipo V es un cemento especial que en Sud-América sólo Cemento Andino lo elabora.

En la actualidad, los fabricantes de cemento en el Perú agrupados en la Asociación de Cementeros del Perú (ASOCEM) es án dando los primeros pasos definitivos para introducir el uso del carbón en nuestro medio, p ra re mpl z r total ó parcialmente el uso del petróleo a corto plazo y combatir así la crisis nergé ica existente.

## **1.2 Efecto de la materia prima húmeda en el proceso productivo .**

En la descripción del proceso productivo de cemento se menciono someramente, la existencia de unidades de secado, cuando la humedad del material así lo requeria.

En Cemento Andino, donde la materia prima alcanza altos niveles de humedad dada su ubicación en una zona de la Puna del Perú a 4 000 m.s.n.m. se hace necesario el secado previo al proceso de molienda, en el molino de bolas.

Cuando gira el molino de crudo, interiormente, los elementos de molienda (bolas) se levantan conjuntamente con el material por efecto de la aceleración centrífuga y a cierta altura, caen por efecto de la aceleración de la gravedad produciendose un continuo fenómeno de catarata y arrastre que se aprovecha. La fuerza de impacto en la caída de las bolas contra el material produce la molienda y éste impacto será más intenso cuando el colchón de material sea más compacto. La humedad presente en el material crea un colchón amortiguador de la fuerza de impacto, disminuyendo el efecto de molienda y llegando inclusive a formar bolas de material ó escarchas adheridas al cilindro interior del molino que para romperlas se debe paralizar la unidad de molienda.

Por ésta razón el molino de bolas producirá más cuando el material es é menos húmedo y por ésta razón se tiene que incorporar los equipos de secado al proceso de producción.

Como en Cemento Andino S.A. se ha proyectado el mejoramiento de la capacidad productiva del Horno de clinkerización de 820 a 1,400 ton.de clinker diario, vía un nuevo intercambiador de calor, y el empleo del Flash Calciner ó Pre-calcinador además de la adaptación de un nuevo enfriador de clinker del tipo de Gravedad, entonces, la producción de harina cruda debe satisfacer la mayor demanda producida con el mejoramiento. Esta asciende a 120 ton de harina cruda por hora. Por ésta razón el proyecto completo, ha contemplado también la modificación interna del molino-secado, empleando la mayor cantidad de gases calientes del escape del horno, y como parte fundamental en el área de la materia prima, se ha considerado la adaptación de un sistema de secado previo que ayude a aumentar la capacidad productiva del molino de crudo.

El propósito de ésta tesis. es calcular el sistema de secado adecuado. desarrollando toda la información teórica y práctica (experimental) que conduzcan

resultado técnicamente económicos y con miras a poder fabricar en nuestro medio, la mayor cantidad posible de equipos necesarios, que resulten calculados.

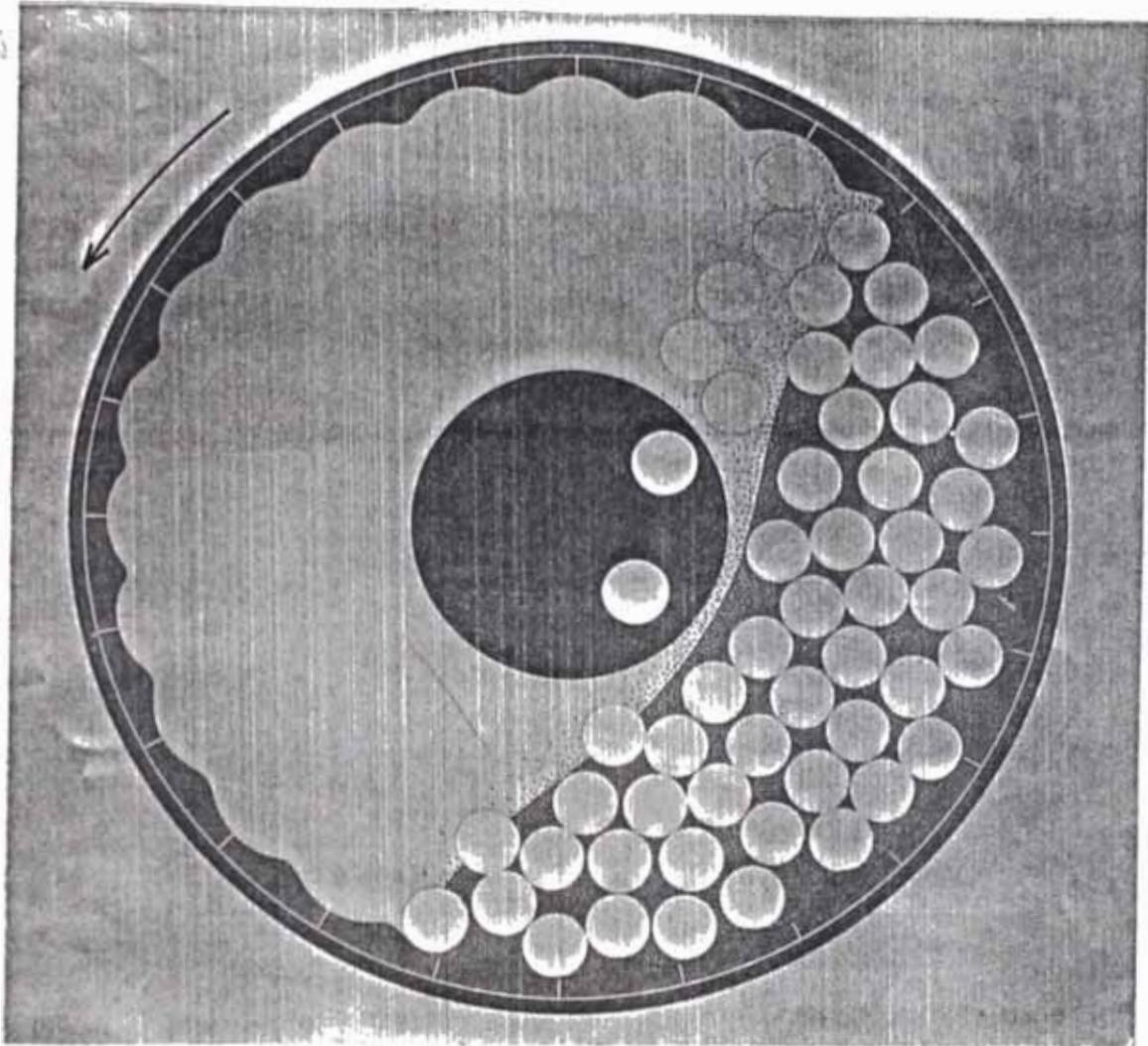


Fig. 3 Vista esquemática del efecto de catarata que ocurre en el interior del molino.

En el desarrollo de ésta tesis, se ha logrado calcular y diseñar complementemente, el equipo fundamental: el dispositivo secador y el equipo despolvORIZADOR, de modo que pueden ser fabricados en nuestro medio, quedando definidos los equipos auxiliares como: la unidad de ventilación y la unidad de generación de gases calientes, de modo que puedan ser adquiridos de los fabricantes especializados en éstas materias.

V\_AJA\_\_\_\_\_ S CA O \_UMA ICO MA ERIAL A GRANEL

## 2.1 Teoría de Secado a Granel

Se entiende por secado del material, a la operación de separar parcial ó totalmente el líquido que acompaña al material. En el secado el líquido es arrastrado por la corriente de gas, en forma de vapor a temperaturas generalmente inferiores a la ebullición, hecho que lo diferencia del proceso de "ebullición" ó "evaporación"

Las mezclas tratadas a ebullición, suelen ~~contener~~ má líquido que sólido, mientras que en el secado

ocurre lo contrario por lo que resulta aplicable la acción del calor en la reducción de la humedad. El proceso intermedio de la ebullición y el secado propiamente dicho, es el denominado "desaguar", y se efectúa por medios mecánicos.

Los métodos mecánicos de separar el líquido del sólido consumen menos energía que removerlos por evaporación y no causan daños térmicos al sólido tratado, por lo tanto, la separación mecánica se usa tan o como sea posible, en equipos como filtros centrífugos, tanques de decantado filtros de vacío, separadores de circulación, etc.

Sin embargo éstos métodos mecánicos raramente conducen a reducir la humedad al grado requerido, debiendo complementarse ó reemplazarse por el secado térmico.

La condición básica para el secado térmico, es la producción de un gradiente de presión de vapor entre la presión parcial del vapor de agua del gas secador y la presión de vapor saturado del líquido contenido en el material a ser secado. El proceso de secado se caracteriza por la transferencia de calor asociada a la transferencia de masa y que se lleva a cabo por :

Convección. Conducción y Radiación; ocurre que a menudo participan éstas tres formas, con un marcado dominio de una de ellas.

El proceso de secado de sólidos es de considerable importancia práctica y económica en todas las industrias. La operación varía muchísimo según el material a secar, desde unos pocos segundos a algunos días. En gran parte, su práctica es más un arte que una ciencia.

#### Algunos usos del secado

- Facilitar el manejo posterior del producto.
- Permitir el empleo satisfactorio del producto.
- Reducir costos de transporte.
- Aumentar la capacidad de los equipos.
- Preservar los productos durante el almacenamiento y transporte.
- Aumentar el valor ó utilidad de los productos residuales.
- etc.

#### Localización de la Humedad en el Material

Para el mejor entendimiento y ejecución del proceso

de secado es de gran significación conocer donde se localiza la humedad a ser evaporada, así podemos dis inquir: (5)

- Humedad Inherente:

Que se encuentra en las capilaridades de las partículas sólidas de la materia. Es llamada también líquido capilar. El líquido capilar es adquirido por absorción.

- Humedad Adherente :

Que es menos absorbente y menor también su fuerza de permanencia por cohesión. En ésta categoría se encuentra el líquido adherente que envuelve las partículas sólidas y es llamado también Humedad Superficial.

Para la eliminación de cada una de éstas formas de humedad se requiere un consumo específico de calor y un tipo de secador distintos que es preciso determinar por ensayos adecuados.

En una mezcla de gas-vapor, cada componente se comporta en forma independiente, es así que puede secarse con vapor sobrecalentado. Como la cantidad de v por va en aumento durante el secado, se deberá cuidar

d- no alcanzar el punto de rocío. Dado que en el proceso de secado están presentes altas temperaturas, es irónico pensar que el material a secarse, alcance temperaturas también elevadas. la explicación se encuentra en el concepto de presión parcial de vapor.

T A L A N° 0  
Cuadro de relaciones en re los parámetros  
utilizados en el proceso de cambio de  
humedad (Secado) (16)

	$G_s$	$G_e$ $G_e = G_s + G_{we}$	$G_a$ $G_a = G_s + G_{wa}$
$G_s$	$G_s$	$G_e \cdot (1 - Z_e)$	$G_a \cdot (1 - Z_a)$
$G_e$	$G_s \cdot (1 - X_e)$	$G_e$	$G_a \cdot \frac{1 - Z_a}{1 - Z_e}$
$G_a$	$G_s \cdot (1 + X_a)$	$G_e \cdot \frac{1 - Z_e}{1 + Z_a}$	$G_a$
$G_d$	$G_s \cdot (X_e - X_a)$	$G_e \cdot \frac{Z_e - Z_a}{1 - Z_a}$	$G_a \cdot \frac{Z_e - Z_a}{1 - Z_e}$
$G_{we}$	$G_s \cdot X_e$	$G_e \cdot Z_e$	$G_a \cdot Z_e \cdot \frac{1 - Z_a}{1 - Z_e}$
$G_{wa}$	$G_s \cdot X_a$	$G_e \cdot Z_a \cdot \frac{1 - Z_e}{1 - Z_a}$	$G_a \cdot Z_a$

### Las Fases del Proceso de Secado - Curvas de secado

Durante el secado es necesario separar tanto la humedad que existe sobre la superficie como la del interior del sólido. Cuando la humedad es suficientemente grande la evaporación ocurre sobre la superficie totalmente mojada y el líquido se renueva continuamente por efecto de difusión rápida desde el interior a través de ductos capilares; esto se manifiesta en una fase bien definida en que la velocidad de secado es constante ( Línea A-B-C de la Fig 2.1) despreciando el inicio en el cual la velocidad de secado comienza desde cero. Si el sólido no recibe calor por otros medios, la temperatura de la superficie permanecerá constante en un valor sensiblemente igual a la del vapor saturado equivalente a la presión parcial del vapor del gas caliente del medio.

En esta fase de velocidad constante la velocidad está totalmente controlada por las condiciones de secado que en el caso de convección pura son simplemente: la velocidad, temperatura y humedad del gas de secado. La velocidad de migración del líquido

desde el interior del sólido hacia la superficie en el cual ocurre la evaporación no es un fenómeno que limite el proceso.

El punto "C" es llamado de "humedad crítica" y representa el contenido de humedad a partir del cual la velocidad de secado comienza a disminuir, pero generalmente este cambio tiende a ocurrir en forma gradual dependiendo del material.

Aunque el agua continúa atravesando la superficie del material durante el proceso de secado, la capilaridad comienza a disminuir en número y en medida, teniendo como resultado que el flujo de líquido hacia la superficie de las partículas sólidas decrece permanentemente con una desacelerización más o menos constante de la velocidad de secado tal como se aprecia en la línea C - D de la Fig. 2.2.

En esta fase el punto de evaporación se retira más y más de la superficie al núcleo del material. Para materiales gruesos generalmente con sólo humedad superficial adherida; el contenido crítico de humedad se encuentra en el rango de la baja humedad, de modo que el material muestra una favorable performance de secado.

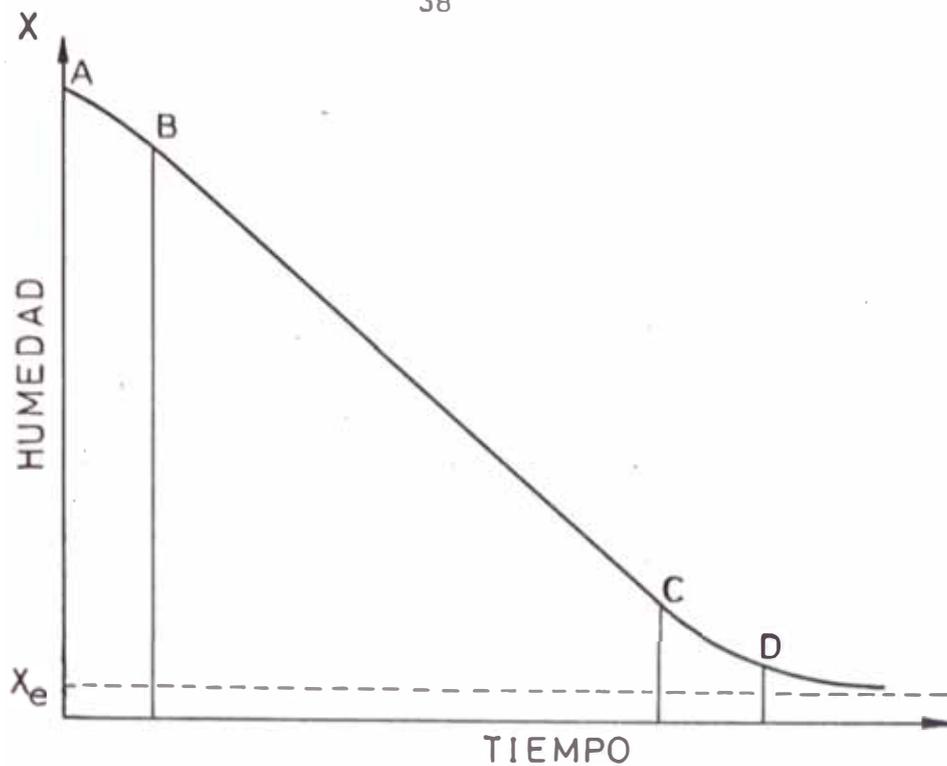


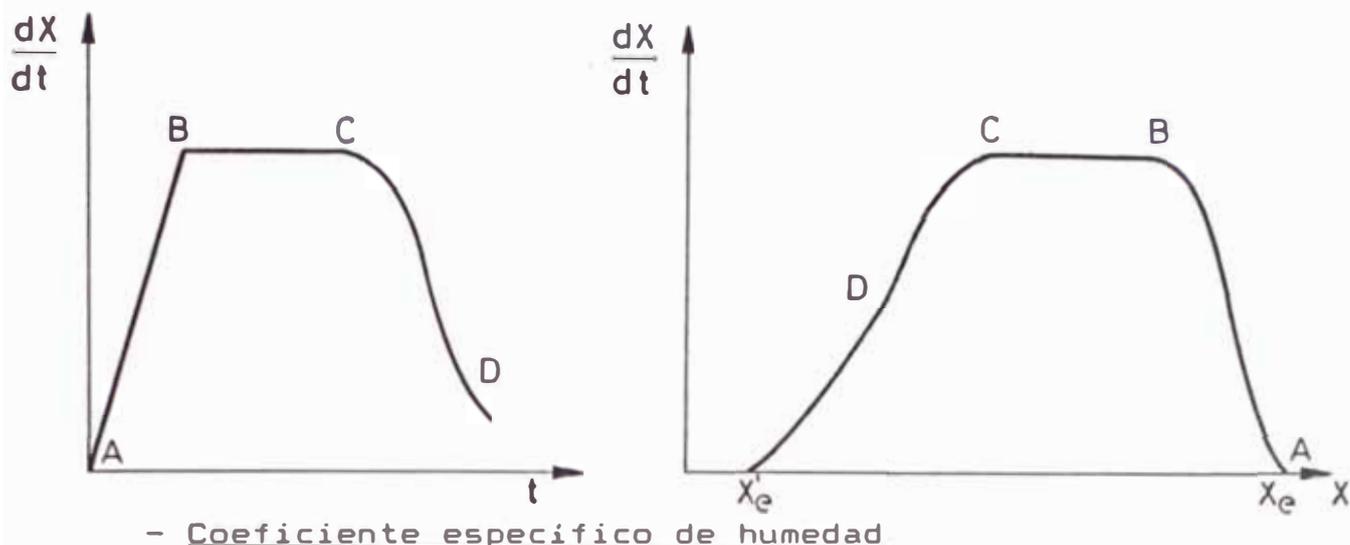
Fig.2.1 Típica curva de secado

En la fase de evaporación en el núcleo del material toda la evaporación tiene lugar procedente del núcleo del sólido.

La velocidad de secado disminuye muy rápidamente y la temperatura del material aumenta hasta equilibrarse con el contenido de humedad en equilibrio ( $X_e'$ ).

En " $X_e'$ " el material se encuentra en un estado más o menos higroscópico y si es secado a una humedad inferior a  $X_e'$ , volverá a tomar la misma cantidad de humedad proveniente de el medio ambiente.

Fig 2.2 Curvas de Secado



En las mezclas gas - vapor, resulta conveniente referir todos los valores característicos, no a la propia mezcla al aire seco. En efecto, la cantidad de aire seco que atraviesa la instalación de secado, permanece constante, mientras que la cantidad de vapor que contiene por consiguiente el volumen de la mezcla **varia.**

En la técnica de secado, se calcula por lo general el gas seco no con la relación molar, sino con la relación de masa que se denomina: "Coeficiente específico de humedad" :

$$x = \frac{\text{Masa de vapor contenida en el gas húmedo}}{\text{Masa de aire seco}} \quad (2.1)$$

Con el coeficiente "x", se podrá determinar la densidad del gas húmedo, con la relación deducida por KNEULE (11) :

$$\rho_g = \frac{P}{R_{vp} \cdot T} \cdot \frac{1 + x}{\frac{M_{vp}}{M_{air}} + x} \quad (2.2)$$

Con el coeficiente "x", también podemos calcular la presión parcial del vapor "Ppv", con la relación dada por FAIRES (6) :

$$P_{pv} = \frac{P \cdot x \cdot R_{vp}}{R_{gas} + R_{vp} \cdot x} \quad (2.3)$$

Donde "Rgas" es la constante específica del gas. Calculado "Ppv" ky con la TABLA N° 02, se obtiene la temperatura del vapor saturado.

No todo el material a ser secado y sujeto a las mismas condiciones suelta el agua adherida a la misma velocidad.

Antes de trazar la planta de secado es necesario entender r acerca de la conducta del secado del material. Y ésta información puede obtenerse de las Curvas de Secado.

Tabla 02 : Presión parcial del vapor

t °C	ps bar	s kg/m <sup>3</sup>	t °C	ps bar	s kg/m <sup>3</sup>
-20	0,001029	0,000001	26	0,03360	0,02436
-10	0,001247	0,001059	27	0,03564	0,02576
-16	0,001504	0,001267	28	0,03770	0,02722
-14	0,001809	0,001513	29	0,04004	0,02875
-12	0,002169	0,001800	30	0,04241	0,03036
-10	0,002594	0,002136	32	0,04753	0,03380
-8	0,003094	0,002529	34	0,05310	0,03750
-6	0,003601	0,002906	36	0,05939	0,04171
-4	0,004360	0,003517	38	0,06623	0,04622
-2	0,005172	0,004476	40	0,07374	0,05114
0	0,006107	0,004846	42	0,08197	0,05650
1	0,006566	0,005192	44	0,09099	0,06233
2	0,007056	0,005550	46	0,10004	0,06866
3	0,007577	0,005947	48	0,11161	0,07553
4	0,008131	0,006360	50	0,12334	0,08290
5	0,008722	0,006797	52	0,13611	0,09103
6	0,009349	0,007260	54	0,15001	0,09974
7	0,010016	0,007751	56	0,16509	0,1091
8	0,010725	0,008270	58	0,18146	0,1193
9	0,011477	0,008819	60	0,1992	0,1302
10	0,012275	0,009399	62	0,2184	0,1419
11	0,013122	0,01001	64	0,2391	0,1545
12	0,014020	0,01066	66	0,2615	0,1681
13	0,014971	0,01134	68	0,2856	0,1826
14	0,015979	0,01207	70	0,3116	0,1981
15	0,017045	0,01283	72	0,3396	0,2147
16	0,018174	0,01363	74	0,3696	0,2325
17	0,019367	0,01447	76	0,4019	0,2515
18	0,02063	0,01537	78	0,4365	0,2717
19	0,02196	0,01630	80	0,4736	0,2933
20	0,02337	0,01729	90	0,7011	0,4235
21	0,02486	0,01833	100	1,0132	0,5970
22	0,02643	0,01942			
23	0,02800	0,02057			
24	0,02982	0,02177			
25	0,03166	0,02304			

Las Curvas de Secado, se obtienen secando muestras de material, procesado bajo ciertas condiciones, aunque así obtenidas no proporcionan valores absolutos, sin embargo en la práctica a menudo ofrece variaciones menores que las que da la incertidumbre de su valor exacto.

La expresión de "período a velocidad constante" es a veces confusa, pues la velocidad sólo es constante si las condiciones externas lo son, y por ello algunos autores la denominan "Período de secado del Bulbo Húmedo", sin embargo la primera expresión es la más utilizada y su uso se mantiene.

En la fig 2.3, se aprecia una forma derivada de las curvas de secado, para el caso particular de secado de harina cruda de cemento. Tal como se observa, cuando el contenido de humedad es cada vez menor, la cantidad de calor necesario se torna mayor, por la dificultad que ofrece el secado en el periodo de velocidad decreciente. (26)

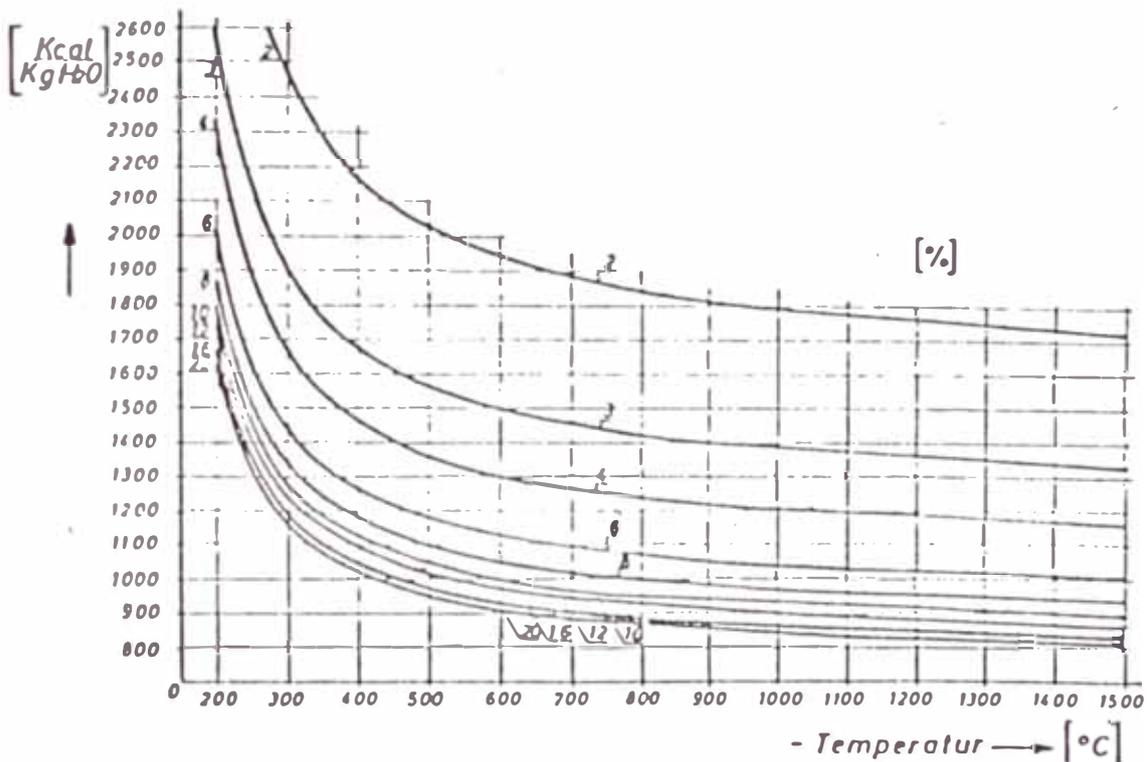


Fig 2.3 Consumo de calor para el secado de crudo en función de la temperatura del gas de secado y de la humedad del material, en kcal/kg de agua evaporada.

## 2.2 Equipos convencionales para secado a granel de cemento.

En el mercado de equipos para la industria química hay muchos tipos de secados cada uno diseñado para su propia especialidad y algunos lo suficientemente versátiles como para secar más de un tipo de material húmedo. Sin embargo la elección de un secador para un servicio particular se reduce a decidir entre no más de tres tipos teniendo en cuenta el rendimiento, la economía y su adaptabilidad de cada una de ellas.

El diseño y la instalación de una planta completa de seca incluye la consideración de elementos auxiliares de la unidad básica para transferencia de calor.

Antes de intentar la selección de un secador, se debe tener en cuenta la siguiente información  
lement 1:

- a. Cantidades en consideración: producciones requeridas en unidades de tiempo, fuente continua ó discontinua.
- b. Aspecto físicos y químicos del material a tratar: con d r ndo las etapas previas al secado granulometría de la materia,

- manioobrabilidad,abrasividad, etc.
- c. Aspectos químicos del material a tratar: para determinar que tipo de fuente de calor se puede usar, y a qué temperaturas, sin alterar peligrosamente su composición ni dañar el equipo por efectos corrosivos.
- d. Datos de secado disponibles: donde se puede apelar la experiencia previa de los fabricantes ó experiencias propias a nivel de laboratorio.
- e. Condiciones del lugar: respecto a las fuentes de para controlar los efectos de polución ó contaminación ambiental, mantenimiento, calidad etc.

La selección final será un compromiso entre el costo total de la operación, la calidad del producto, las consideraciones de seguridad y la facilidad de instalación.

- E uí os de secado de materia prima usados en las fábricas de cemento.

Junto al secado simultáneo con la molienda fina or ví se n l qu l m terial es secado durante el proceso de molienda fina, en la industria del

cemento la desecación también se efectúa en equipos tales como: secadores de tambor, secadores rápidos, secadores por choque, chancadoras-secadoras, molienda-desecación en tándem, ciclones, molienda autógena, secadores por transporte neumático, y algunos otros de uso muy extraordinario. En dichos equipos de secado el diseño contempla prioritariamente la exigencia desde el punto de vista económico en no pretender alcanzar humedades muy reducidas porque dicho propósito se logra en la siguiente etapa del proceso productivo del cemento.

En el caso específico de la selección de un equipo de secado de materia prima para la fabricación de Cemento Andino S.A. en la cual dicho equipo deberá incorporarse a los demás componentes instalados ya en producción tratando en lo posible de no alterarlos por el alto costo adicional que esto significaría la gama de equipos de secado factibles a ser seleccionados se reduce a los siguientes:

- a. Secadores de tipo Tambor Rotativo.
- b. Secadores por transporte Neumático
- c. Secadores Rápidos. Diseño Andreas.

#### 2.2.1.- Secadores del tipo Tambor Rotativo

El tambor rotativo es bien conocido consiste de un tubo de acero. La longitud del tambor alcanza los cincuenta metros, de diámetros de hasta cinco metros. El diámetro se escoge de este modo que la velocidad del gas al final del cilindro sea menor de cuatro metros por segundo para evitar el arrastre de partículas finas. La relación del diámetro a la longitud del tambor generalmente es de 4 a 6. La velocidad periférica está comprendida entre 0.2 a 0.3 m/s.

La mayoría de las veces se suministra como tambores giratorios apoyados en dos pares de rodadura cuyo movimiento se trasmite por medio de engranajes periféricos.

Las capacidades de secado alcanzan las 200 ton/h. Estos secadores se instalan con pendientes de 3 a 6 grados y el material puede recorrer el cilindro en un tiempo de 5 a 40 minutos siendo la descarga esencialmente por gravedad. El tambor rotativo requiere de una alimentación de granulometría fina y de fácil fluidez pues cuando el material es muy pastoso, se tienen que montar interiormente las cadenas

que en forma similar se usan en los hornos de  
c men o de proceso por vía húmeda.

Los tambores secadores pueden trabajar en  
corriente paralela ó en contracorriente.

En el tipo de tambores secadores a  
contracorriente: los gases ingresan al secador  
en el punto en que el material lo abandona.  
En este secador el material sufre un  
considerable recalentamiento puesto que los  
gases de más alta temperatura hacen contacto  
con el material que ya tiene una avanzada  
deseccación. Este tipo de tambor secador se usa  
en la mayoría de los casos ya que la  
evaporación del agua residual (intersticial)  
es más difícil y los gases a altas temperaturas  
actúan sobre el material en forma más enérgica.

En el tipo de tambor secador en corriente  
paralela: los gases calientes se enfrentan de  
modo inmediato con el material con toda su  
humedad y baja temperatura. Como  
consecuencia de el alto gradiente de  
temperatura, se puede eliminar la mayor parte  
del agua en el primer tramo del cilindro. En

éste tipo de secador se puede elevar la temperatura de los gases que ingresan sin perjudicar el material ó aplicarse a materiales que no toleran altas temperaturas (ejemplo: carbón)

El intercambio térmico por convección es el factor decisivo en el tambor y depende de : número de vueltas, temperaturas de ingreso, tipo y cuantía de dispositivos instalados interiormente como : levantadores, espirales, cadenas, etc.

Además de la construcción de tambores de un sólo paso, también se construye de dos y tres pasos.

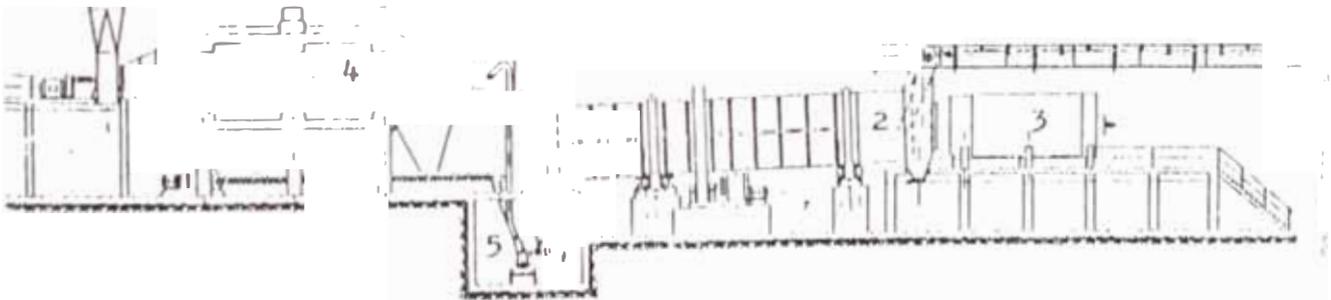


Fig 2.4 Secador tipo tambor rotativo

#### Ventajas del tambor rotativo

- Fácil de operar,
- Menos sensible a las variaciones de flujo de material.

#### Desventajas del tambor rotativo

- La forma del movimiento del material dentro del tambor, tiende a formar aglomeraciones o "bolas de material".
- El riesgo de descarbonatación de la caliza, aumenta si el material se adhiere a los dispositivos internos del tambor.
- Implica más equipos auxiliares, mayor disposición de espacio y mayor control de personal especializado.
- El ingreso del aire falso no deseado, requiere de un control y diseño de dispositivos que lo eviten.

#### 2.2.2. Secadores por Transporte Neumático

En estos equipos, el material a secar, se transporta y se seca en forma simultánea en la llamada Columna Secadora. Los gases calientes producidos en un quemador de combustión o un intercambiador de calor, se elevan en la

columna a una velocidad tal que permita acarrear el material.

Los subsiguientes ciclones separan el material secado. En estos equipos el secado ocurre en unos 0.5 a 3 segundos, debido a las grandes superficies que intervienen en la permeación del calor y masa por el hecho de estar suspendidos, de manera que sólo deben operar con materiales que se sequen fácilmente, presentando una granulometría esencialmente fina y un tipo de humedad que pueda ser eliminada en forma termo-económica.

Ventajas del secado por transporte neumático:

- Poco requerimiento de espacio horizontal,
- De uso preferencia, cuando la materia prima contiene un alto porcentaje de granos finos, factibles de ser transportados a niveles superiores por vía neumática.
- Posibilitan la captación de partículas finas que no necesitan de ser reducidas en la subsiguiente etapa del proceso aliviándose así el trabajo de molienda.
- Los materiales muy húmedos y que tienen

endencia aglomerarse, como la arcilla, de preferencia son secados en corriente paralela, porque inmediatamente se forma una superficie secada que evita las aglomeraciones.

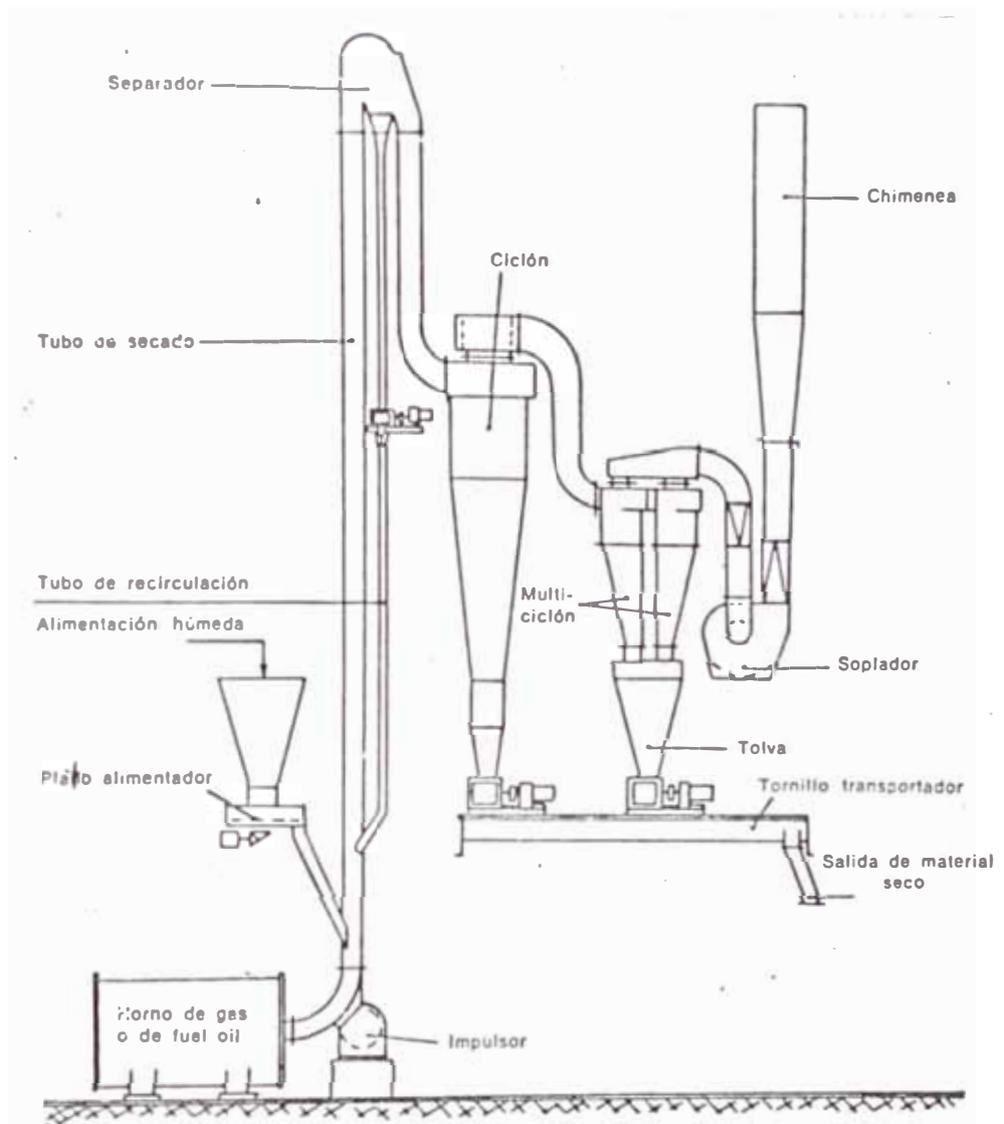


Fig 2.5 Secador Neumático

Desventajas del secador por transporte  
neumático:

- Desde que al material secado tiene que ser separado en ciclones, su humedad residual debe ser lo suficientemente baja, para evitar conglomeraciones y posteriormente atoros en las paredes de los ciclones.
- El material debe ofrecer libre disposición a fluir

Existen dos argumentos que usualmente aparecen en contra del uso de la columna secadora, y que pueden ser aclarados de la siguiente manera:

- No es verdad que sólo la humedad superficial se puede expulsar en la columna secadora. Porque hay casos en que materiales con humedad intersiticial coloidal son secados en forma económica, por ejemplo los materiales sintéticos
- El uso de gases calientes, no significa que la superficie del material sea altamente calentada, en la medida que aún se encuentre

presente la humedad del material. Este hecho descarta por completo el riesgo de descarbonatación de la materia prima de cemento (que es esencialmente  $C_2CO_3$  ).

### 2.2.3. Secador Rápido - Diseño Andreas

Consiste principalmente de un cilindro fijo de sección circular, construido de acero y estanco al aire. En la parte inferior de la armazón del secador, se ha dispuesto d uno o dos ejes rotatorios provistos de paletas de proyección. Los ejes giratorios dispersan el material que hay que secar, en el seno de la corriente de gases calientes. De éste modo queda expuesto a su acción, una gran superficie de material generando así un rápido intercambio de calor.

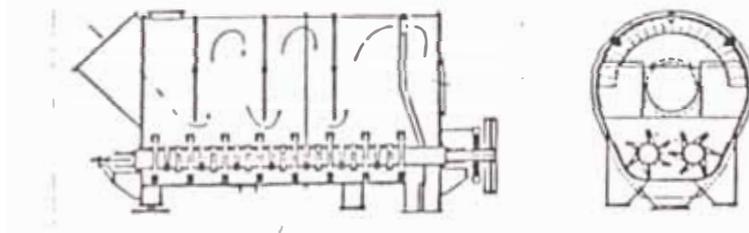


Fig 2.6 Secador rápido (Hazemag,diseño Andreas)

El giro de las paletas también sirve para conducir el material hacia la salida y puede ser regulado. Mediante un ventilador, se transportan los gases en el mismo sentido de avance del material. Las fuentes de calor, pueden ser los generadores de gases, gases de escape, etc. El secador rápido reúne las ventajas de los secadores de tambor y los secadores por transporte neumático.

#### Ventajas del secador rápido

- Diseño compacto
- Insensible a las fluctuaciones operativas,
- Se reduce al mínimo la admisión del aire falso
- Las paletas rotativas evitan la formación de conglomerados dentro del secador, que lo hace ideal para secar materiales arcillo-plásticos de alta humedad.

#### Desventajas del secador rápido

- No es aplicable cuando el material a ser secado no puede ser sometido a esfuerzos mecánicos.

- Los materiales muy abrasivos no se deben secar en este tipo de equipos.
- Significa altos costos, por el valor del equipo, por el costo de energía eléctrica y mantenimiento que requiere.

### 2.3 Ventajas del Sistema de Secado Neumático.

De los tres tipos de secadores más convenientes de ser escogidos he escogido el SECADOR POR TRANSPORTE NEUMÁTICO como el más apto de ser incorporado en el actual proceso productivo de la Fábrica Cemento Andino S.A. apreciación basada principalmente en los siguientes elementos de juicio:

- Por ser el sistema de menor costo de fabricación instalación y mantenimiento; al contar con dispositivos más sencillos y de menor envergadura que alivian las obras de cimentación.
- Por ocupar menos espacio y adaptarse al edificio existente (de ocho niveles superiores), evitándose así los trabajos de obra civil de mayor envergadura sin modificar la posición de los equipos existentes:
- Dada la granulometría del material, este sistema de secado permite captar las partículas de tamaño

inferior las noventa micras contenidas en la materia prima, separándolas antes que ingresen al molino de bolas, permitiendo de ese modo elevar los niveles de producción de harina cruda molida (fina) y evitar la remolienda; lo que trae consigo un considerable ahorro en los costos de operación principalmente por concepto de consumo de energía y desgaste específico de elementos de molienda.

- Porque la mayoría de sus componentes pueden ser fabricados en nuestro medio y las pequeñas modificaciones tendientes a mejorar su diseño también podrían ser ejecutados.

En la figura 2.7 se esquematiza la incorporación del Secador por transporte neumático al actual proceso.

METODOLOGIA PARA CALCULAR Y DISEÑAR LOS COMPONENTES  
DE UN SISTEMA DE SECADO NEUMATICO.

3. Método de Calcular y diseñar la Columna Secadora

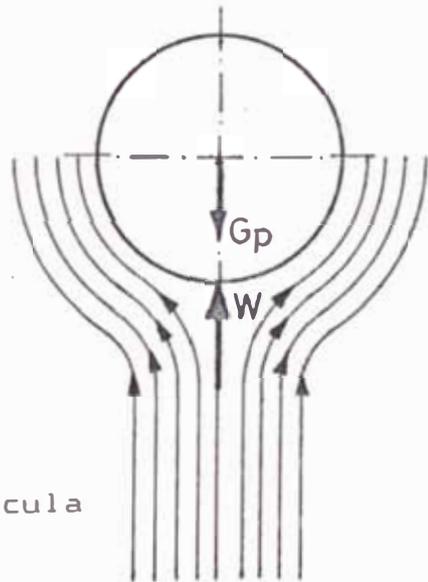
La columna secadora es el elemento fundamental en éstos sistemas de secado. El cálculo parte de la idea de secar el material en la corriente de gases y al mismo tiempo transportarlo. El método que nos permite calcular las principales dimensiones de la columna secadora (diámetro y largo), además de las velocidades del gas y las partículas, se desarrolla sobre la base teórica del fenómeno de flujo y del análisis de la

transferencia de calor y masa que ocurren en el interior de la columna secadora.

### Análisis del fenómeno de flujo en la columna secadora

Las fuerzas que actúan sobre una partícula que se encuentra en la columna secadora, son, por una parte la gravedad y por otra: la fuerza de resistencia ejercida por el fluido sobre la partícula en cuestión. Si se considera una partícula de forma esférica colocada en una corriente ascendente de gas a velocidad constante, y si designamos por:

- $G_p$  = Peso de la partícula
- $W$  = Fuerza de resistencia
- $d_p$  = Diámetro de la partícula
- $C_r$  = Coeficiente de resistencia
- $u_g$  = Velocidad del gas
- $u_p$  = Velocidad de la partícula
- $\tau_p$  = Peso específico de la partícula
- $\tau_g$  = Peso específico del gas



La fuerza ejercida por la gravedad, deducción hecha de las fuerzas de arrastre, se expresa por :

$$G_p = \frac{\pi}{6} \cdot d_p^3 \cdot (\tau_p - \tau_g) \quad (3.1)$$

Y, la fuerza de resistencia ofrecida por el fluido se da:

$$W = C_w \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot \frac{(u_g - u_s)^2}{2 \rho} \cdot \tau_g \quad (3.2)$$

La partícula, permanecerá inmóvil, cuando la velocidad del gas portador sea igual a la velocidad de descenso vertical de la misma, siendo ésta última denominada "velocidad de suspensión" ( $u_s$ ).

La velocidad de suspensión representa la velocidad relativa máxima de la partícula respecto al gas portador, y se expresa por :

$$u_s = u_g - u_p \quad (3.3)$$

La velocidad de suspensión, se deduce del equilibrio de fuerzas :

$$G_p = W \quad (3.4)$$

Dado que, " $u_p$ " en ésta circunstancia es cero, velocidad del gas " $u_g$ " es la velocidad de suspensión " $u_s$ ", reemplazando en las ecuaciones anteriores y despejando, resulta:

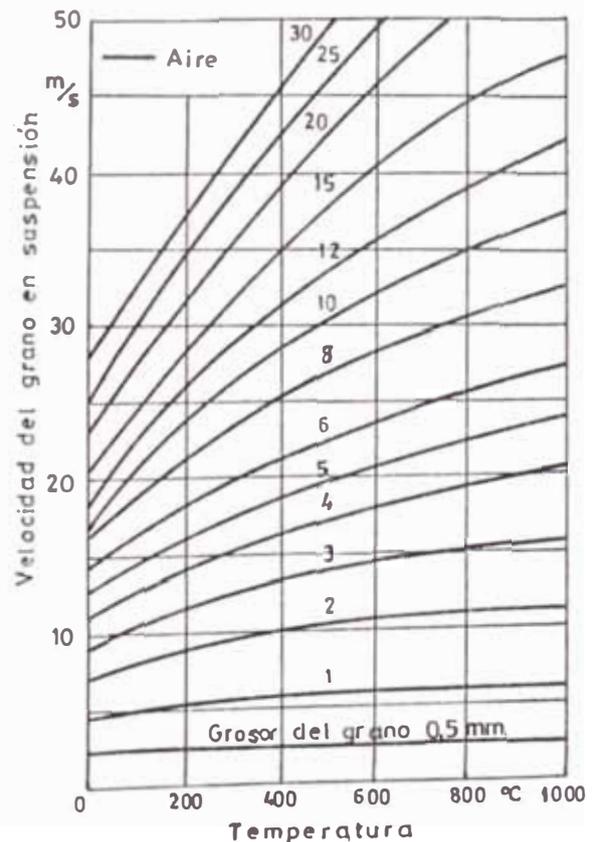
$$u_0 = \sqrt{\frac{4}{3} \cdot \frac{1}{C_w} \cdot \left( \frac{\tau_0}{\tau_0} - 1 \right) \cdot g \cdot d_0} \quad (3.5)$$

Debido que la velocidad del gas no es la misma en toda la sección de la columna secadora, debe añadirse un coeficiente o suplemento a la velocidad de suspensión de la partícula. KROLL, establece que la velocidad media del gas en la sección de la columna y la velocidad de suspensión del grano más grueso, pueden relacionarse en la forma:

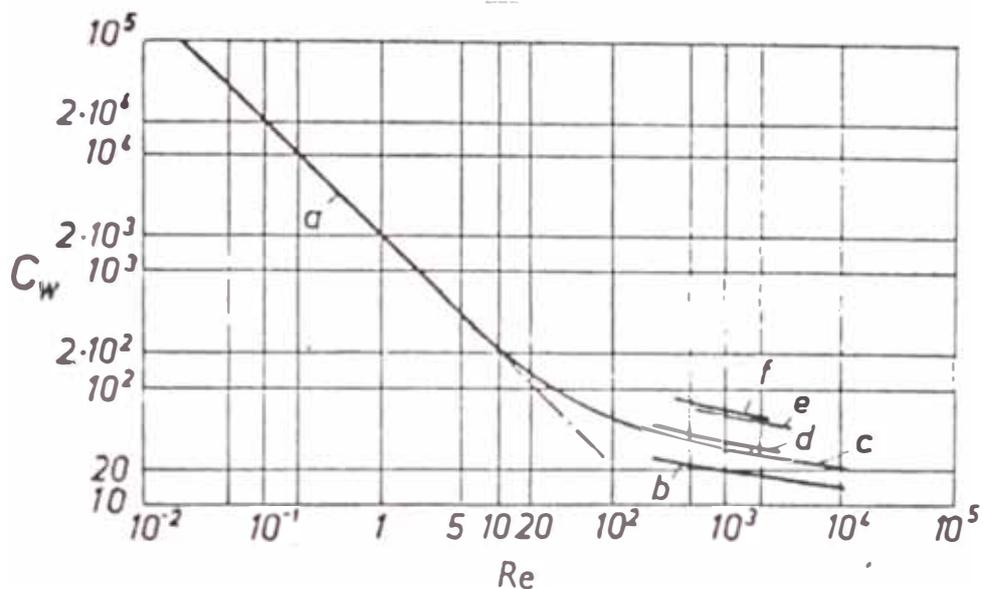
$$u_0 = C' \cdot (u_0)_{\dots} \quad (3.6)$$

Donde, frecuentemente  $C' = 2$ , garantiza su transporte. (19).

FIG. 3.1 Efecto de la temperatura en la velocidad de suspensión de las partículas.



El Coeficiente de resistencia " $C_w$ " es función del número de Reynolds y puede encontrarse en la fig. 3.2.



Coefficiente de resistencia  $C_w$  para columna de cuerpos compactos y productos en bruto, en función del número de Reynolds  $Re$ . a, esfera apiladas irregularmente, según KLING<sup>1</sup>; b, esferas apiladas regularmente, según LUDERSEN<sup>2</sup>; c, sillas de Berl  $25 \times 25$  mm; d, las mismas,  $15 \times 15$  mm; e, anillo de Raschig  $25 \times 25 \times 3$  mm; f, los mismos,  $15 \times 15 \times 2$  mm (de c a f, según MACR<sup>3</sup>). (E. traído de *Chem. Ing. Techn.*, 23 [1951], 291.)

Fig 3.2

Y para altos valores de  $Re$  (mayores de 300), los coeficientes de resistencia de cuerpos compactos de cualquier naturaleza pueden representarse por la forma:

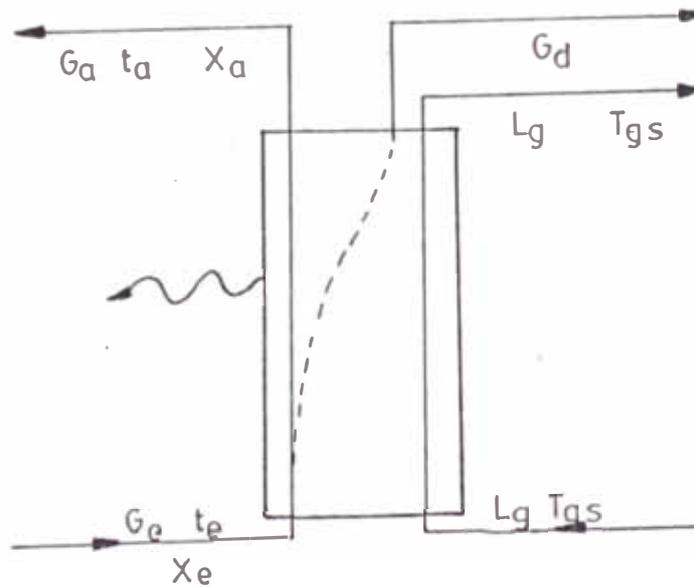
$$C_w = C / Re^n \quad (3.7)$$

TABLA N° 03. Valores de "n" y "n" de la ecuación

	C	n	Ran	io		Autores
Esferas apiladas irregularmente	94	0.16	300	Re $10^4$		King
Esferas apiladas regularmente	57.2	0.15	250	Re $10^4$		Ludersen
Minerales y Coke	210	0.16	500	Re 2000		Wagner

Cálculo de la Transferencia de Calor y Masa

El siguiente esquema, presenta los parámetros que intervienen en el proceso de transferencia de calor y masa, en el interior de la columna secadora.



$T_0$  : Temperatura de ingreso de los gases calientes  
provenientes de la cámara de combustión.

$T_g$  : Temperatura de salida de los gases.

$t_0$  : Temperatura del material en el ingreso al  
secador.

$t_1$  : Temperatura de salida del material

$X_0$  : Porcentaje de la humedad inicial de la materia  
prima

$X_1$  : Porcentaje de humedad final de la materia  
prima

La carga calórica total " $Q_{tot}$ ", en el secador,  
está dada por la siguiente ecuación:

$$Q_{tot} = Q_{ss} + Q_{ev} + Q_{sa} + Q_{per} \quad (3.8)$$

$Q_{ss}$  : es el calor sensible necesario para elevar la  
temperatura del sólido en el secador.

$$Q_{ss} = C_s \cdot (t_1 - t_0) \cdot G_s \quad (3.9)$$

Donde " $C_s$ " es el calor específico del sólido

$Q_{ev}$  : es el calor latente de vaporización del agua  
separado del material.

$$Q_{ev} = H_{fg} \cdot G_d \quad (3.10)$$

Donde " $H_{fg}$ " es el calor latente de  
vaporización del agua.

$Q_{sa}$  : Calor sensible necesario para elevar la  
temperatura del agua remanente en el sólido.

$$Q_{sa} = C_a \cdot (t_1 - t_0) \cdot G_{wa} \quad (3.11)$$

Donde "Ca" es el calor específico del agua.

Qper : Cantidad de calor perdido por efecto de la radiación y se puede estimar como:

$$Q_{per} = 10 \% (Q_{tot}) \quad \text{ó} \quad (3.12)$$

$$Q_{per} = 70 \text{ Kcal / Kg. de vapor}$$

La cantidad de gases requeridos en el secador "Lg", se determina sobre la base del siguiente balance calorífico:

$$Q_{tot} = L_g \cdot (T_{gi} - T_{gs}) \cdot C_{pg} \quad (3.13)$$

Donde "Cpg" es el calor específico de los gases.

El análisis de la transferencia de masa y calor, se aplica al grano aislado húmedo, considerado como una esfera que en su trayecto a través del secador se encuentra con gases a diferentes temperaturas y absorbe la siguiente cantidad de calor:

$$\dot{Q}_D = h \cdot (\pi d_o^2) \cdot \Delta T \log \quad (3.14)$$

Se supone también que la partícula no se contrae, es decir su diámetro se mantiene constante.

La cantidad de calor necesario para que se produzca la evaporación de la humedad superficial se da por:

$$Q_p = \frac{\pi d_o^3}{6} \cdot \tau_p \cdot (X_e - X_a) \cdot H_{fg} \quad (3.15)$$

De las ecuaciones, se deduce el tiempo necesario que tomará este proceso:

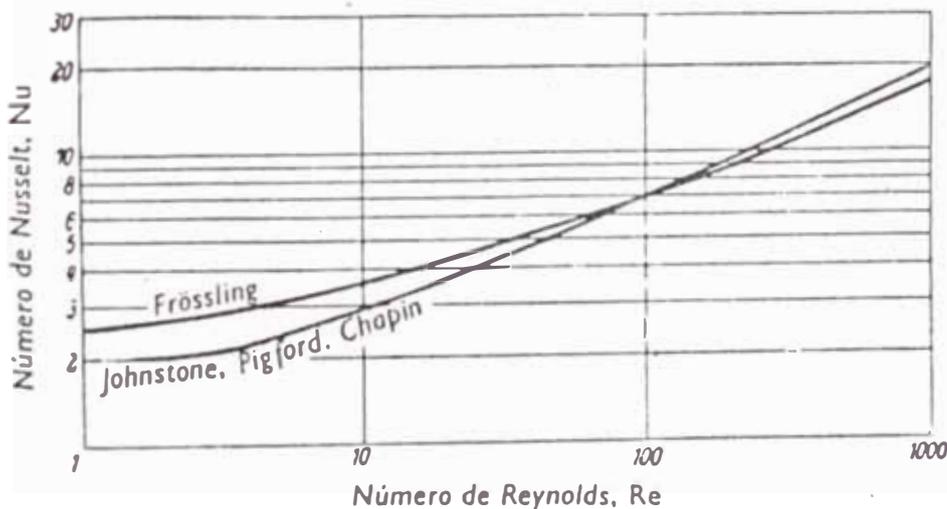
$$t_{po} = Q_p / Q_p \quad (3.16)$$

La longitud eficaz de la columna secadora "L" se calcula :

$$L = u_a \cdot t_{po} \quad (3.17)$$

Finalmente, el diámetro de la columna secadora se calcula de los valores del caudal y velocidad de los gases.

Para obtener el valor del Coeficiente global de transferencia de calor y masa se utilizan los valores del número de Nusselts resultantes de las medidas llevadas a cabo en cuerpos suspendidos y que se reproducen en la Fig 3.3



Transferencia de calor partículas féricas por convección forzada en el aire, de 0 a 100 °C (según Z. VDI, 94 [1952], pág. 361).  $Nu = \frac{ad_p}{\lambda}$ ,  $Re = \frac{u \cdot d_p}{\nu}$ , donde  $u$  = diferencia de velocidad entre el gas y la partículas. Según FRÖSSLING,  $Nu = 2 + 0,552 Pr^{1/3} Re^{1/2}$

Fig 3.3

Por otro lado para flujos de aire caliente en corriente paralela y ascendente con el material. G.M. CHOUDJAKOFF, determinó las siguientes relaciones :  
(11)

$$Nu = 2.0 \quad \text{Si } Re < 20 \quad (3.18)$$

$$Nu = 0.2 Re^{0.83} \quad 20 < Re < 400 \quad (3.19)$$

$$Nu = 0.15 Re^{0.83} + 0.26 Re^{0.5} \quad \text{Si } Re > 400 \quad (3.20)$$

### Cálculo de las pérdidas de Presión

A. Las fórmulas para calcular las pérdidas de presión, tienen en cuenta la similitud de la mecánica del movimiento de fluidos, basándose en la resistencia del cuerpo compacto aislado de donde se pasa al caso del amononamiento de esferas de la siguiente forma :

$$AP = C_w \cdot \frac{u^2}{2g} \cdot \frac{L}{d_p} \quad (3.21)$$

Según BARTH, parece adecuado relacionar el Número de Reynolds, no con el cuerpo compacto, sino con la longitud **característica** de los espacios intermedios cuya forma y dimensiones ejercen una acción decisiva en la caída de presión, alterando la ecuación anterior a la siguiente :

$$AP = Cw' \cdot \frac{16}{900} \cdot \frac{u^2}{2g} \cdot \tau_D \cdot \frac{L}{e \cdot \psi^2} \quad (3.22)$$

Donde:

$Cw'$  = Coeficiente de resistencia, función de  $Re'$

$Re'$  = N° Reynolds modificado =  $3.6 e \cdot u / \nu \cdot \psi$

$\psi$  = Porosidad, volumen de espacios intermedios, por unidad del volumen total del lecho.

$e$  = Radio hidráulico del espacio intermedio

$$e = \frac{d_p \cdot \psi}{(1 - \psi) \cdot 6 f} \quad (3.23)$$

$f$  = factor de forma

Con la definición de "e", obtenemos la siguiente ecuación :

$$AP = Cw' \cdot \frac{16}{150} \cdot \frac{u^2}{2g} \cdot \tau_D \cdot \frac{1 - \psi}{\psi^3} \cdot \frac{L \cdot f}{d_p} \quad (3.24)$$

Para las esferas, "Cw", puede calcularse de las relaciones :

$$Cw' = 2.000 / Re' \quad \text{Si } Re < 10 \quad (3.25)$$

$$Cw' = 94 / (Re')^{0.16} \quad \text{Si } Re > 300 \quad (3.26)$$

B. Las pérdidas de presión, por efecto del cambio de densidad ó peso específico del gas, se calculan a partir de la Ecuación de Bernoulli para el fluido real :

$$\frac{P_e}{\tau_1} + Z_e + \frac{V_e^2}{2g} + H_p = \frac{P_s}{\tau_2} + Z_s + \frac{V_s^2}{2g} \quad (3.27)$$

$P_e/\tau_1$  :  $P_s/\tau_2$  : Alturas de presión en la entrada y salida de la columna secadora respectivamente.

$V_e, V_s$  : Velocidades de entrada y salida del gas

$Z_e, Z_s$  : Alturas geodésicas

$H_p$  : Pérdidas de carga en la tubería. Calculada de acuerdo a las ecuaciones planteadas por EEUA:

$$H_p = F_2 \cdot L \cdot u_0^2 / (2g \cdot D) \quad (3.28)$$

$F_2$  : Es el coeficiente de pérdidas obtenido experimentalmente, según la Fig 3.4

$L, D$  : Longitud y Diámetro de la columna secadora

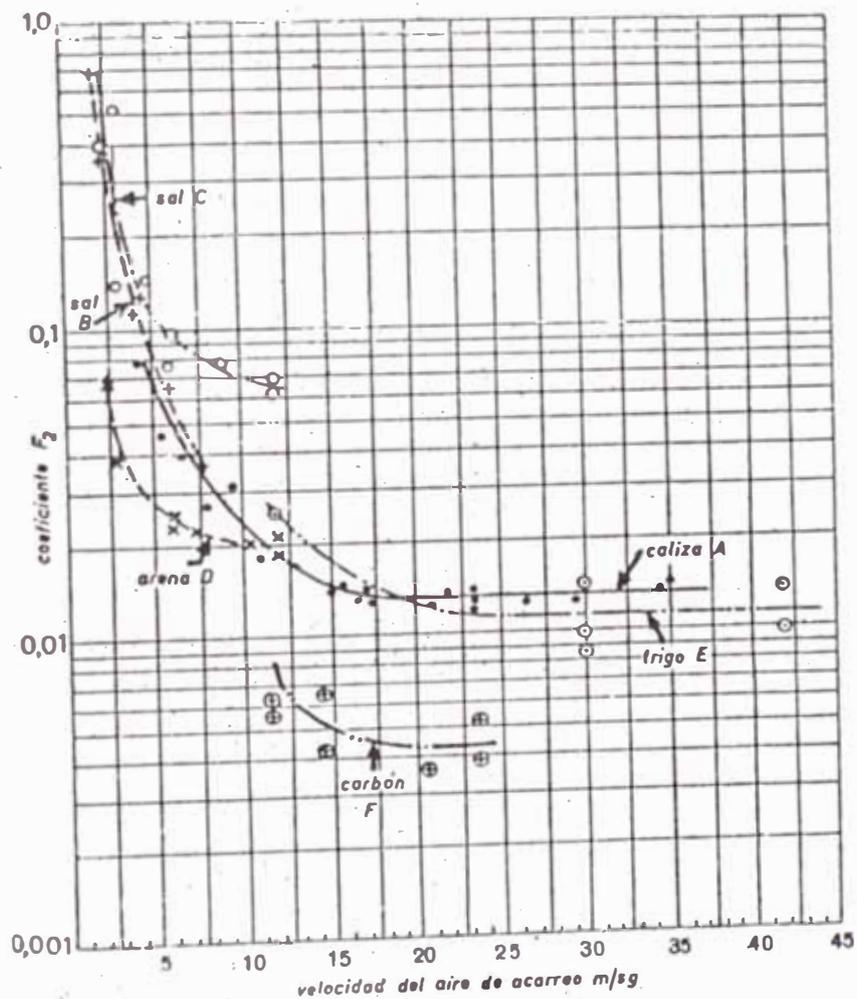


Fig. 3.4 COEFICIENTE  $F_2$

- C. La fuerza expresada en términos de altura de presión, para acelerar las partículas inicialmente en reposo, hasta su velocidad de transporte en la columna secadora se da:

$$H_p = F_1 \frac{V_s^2}{2g} \quad (3.29)$$

$F_1$  : Es un factor que considera las pérdidas en la zona de aceleración, debidas a la turbulencia, colisiones, etc. Del análisis de una cantidad de ensayos sugiere un valor entre 2 y 3

La velocidad de la partícula después de la aceleración inicial, no se mide fácilmente, y en ese punto puede usarse el valor de la velocidad del gas.

### Consideraciones prácticas en el cálculo de la columna secadora

#### 1. Velocidad de los gases :

Para evitar aglomeraciones de partículas en el interior de la columna secadora, la velocidad de los gases en todos los puntos deberá ser siempre superior a la velocidad de suspensión del grano más grueso. Pero por otro lado, no es aconsejable un importante aumento en la velocidad del gas, porque la velocidad

relativa entre el gas y el grano (velocidad de suspensión) no aumentaría con ello. Es notable el hecho de que para una misma temperatura de gas la velocidad de suspensión aumenta mucho con el grosor del grano, y este fenómeno es favorable en la columna, porque el grano grueso que se secará más lentamente, se encuentra en las mejores condiciones para el intercambio de calor y materia, por su mayor tiempo de permanencia en la columna.

En la práctica, la mayoría de los secadores por transporte neumático operan con velocidades de gases comprendidas entre 10 y 30 m/seg. si el tubo es vertical.

## 2. Temperatura de los gases de salida :

Su magnitud deberá asegurar que el gas pueda soportar una cantidad de agua en estado de vapor, apreciablemente superior a la evaporada en el sólido. Por lo tanto el gas no deberá estar próximo a su saturación.

Se inicia el cálculo asignándole un valor lo más bajo posible y posteriormente se confronta con el valor de la temperatura correspondiente a la presión parcial del vapor en el gas húmedo, debiendo coincidir en el mejor de los casos

### 3. Temperatura de la materia prima al salir del secador

Si el secado ocurre en el período de velocidad constante, la temperatura superficial del material es la temperatura del vapor saturado correspondiente a la presión parcial del vapor en el gas secador. Las partículas más pequeñas tienden a aproximarse a la temperatura del gas, cuando están secas, tal como se puede apreciar en la Fig 3.5 proporcionada por DUDA.

La experiencia en secadores similares, demuestran que la temperatura de los gases en la salida, superan en 10 a 30 °C a la temperatura del material secado; con ésta referencia se inicia el cálculo y luego deberá confrontarse.

### 4. Diámetro de la columna secadora

Se calcula en base a las condiciones de caudal y velocidad del flujo, en las condiciones medias de evaporación del 50 % del líquido contenido en el material. Posteriormente se chequea este resultado, hallando la velocidad de los gases en la salida de la columna, donde deberán superar la velocidad de suspensión de la partícula más grande en unos 2.5 a 3.0 m/seg.

5. El factor de forma.

Que, es la relación entre la superficie del cuerpo de forma cualquiera a la de una esfera del mismo volumen. En la práctica alcanza valores comprendidos entre 0.2 a 0.6. de acuerdo a la irregularidad de las partículas.

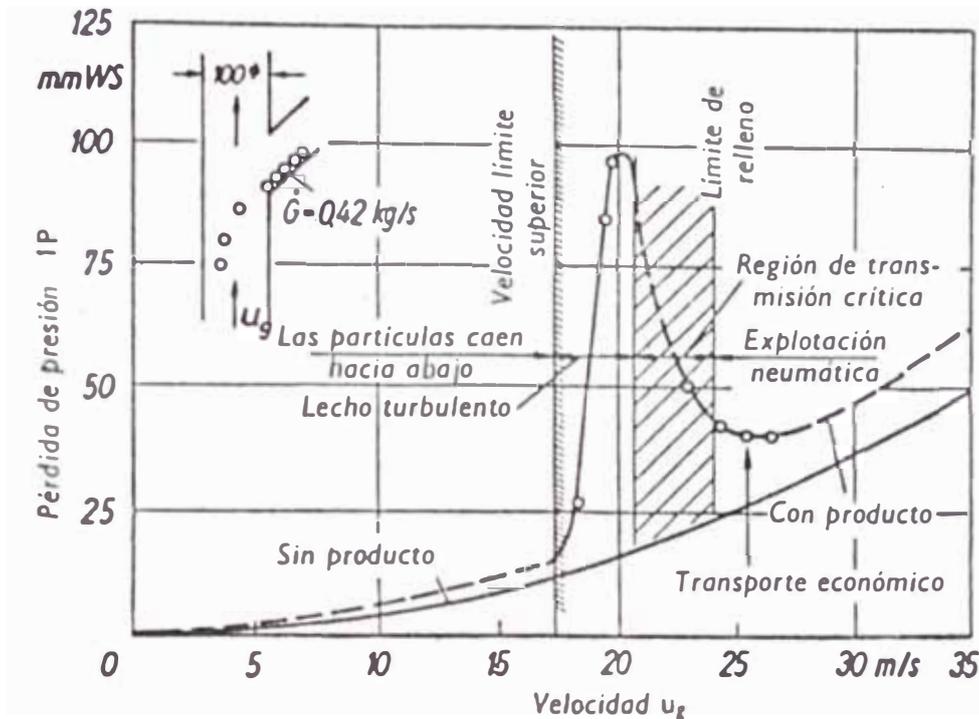
6. Pérdidas de presión

NONHEBEL. (op. cit. pg 278), estima conservadoramente, que en la práctica, las pérdidas de presión en el ducto secador, alcanzan valores de 2.5 mbar y en el resto del sistema incluyendo los separadores de polvo alcanzan los 25 mbar.

Otra apreciación teórica del gradiente de presión que debe mantenerse, para el secado del lecho fluidizado, es que al multiplicarse por su sección transversal, debe igualar o superar al peso de la columna de partículas.

Esto deberá tenerse en cuenta sobre el inicio del arrastre del producto, donde se eleva el gradiente de presión debido al hinchamiento del producto del ducto.

En la fig. 3.6 se aprecia este fenómeno



Pérdida de presión en un tubo corrido por una corriente con y sin carga del producto. Producto: bolas de 7.5 mm de diámetro. Lecho de turbulencia = lecho fluidizado (según Chem. Ign. Techn., 30 [1958], pág. 32).

Fig 3.6

## 7. Volúmenes de aire, necesarios, para el transporte neumático.

En general, los materiales de mayor peso a granel, superiores a  $961 \text{ Kg/m}^3$ , requieren menos aire por unidad de peso para su transporte neumático sin congestión.

La forma de alimentar el material de la columna secadora, debe ser empleando un sistema que

proporcione una carga continua y uniforme de material.

Esto permite bajar el volumen de aire por unidad de peso del material por transportar, en comparación a una carga intermitente, irregular o a mano.

Las publicaciones sobre cantidades mínimas de aire para el transporte neumático, son limitadas, de allí la importancia de recurrir a información experimental en sistemas existentes y de aceptable eficiencia.

Para que el transporte neumático se efectúe sin obstrucciones o congestiones, se deberán tomar en cuenta las relaciones prácticas que se dan en las copias del Ing. M.Alegre donde se recomienda:

a. Para aire a bajas velocidades :

Caudal (2 a 3) m<sup>3</sup> aire/kg material

b. Para aire a altas velocidades :

Caudal (0.9 a 1.3) m<sup>3</sup> aire/kg material

c. Los alimentadores mecánicos, continuos y

eficientes pueden reducir éstas relaciones al

50 % de su valor.

• Método de calcular y diseñar el Generador de Calor

Proceso de Combustión en el Generador de Gases Calientes.

Los combustibles utilizados en la generación de gases calientes, se pueden clasificar en tres grupos: (1) Combustibles gaseosos, (2) Combustibles líquidos y (3) Combustibles sólidos. Los elementos de combustión que caracterizan a éstos combustibles son: Carbón, Hidrógeno y en algunos casos el Azufre. Los cuales en combustión completa dan los siguientes productos ; Dioxido de carbono, Agua y Dioxido de Azufre. Los combustibles sólidos y líquidos son generalmente mencionados por su masa, mientras que los combustibles gaseosos se identifican por su volumen a condiciones normales.

El aire, que es el elemento comburente por excelencia, esta compuesto aproximadamente de 0.232 O<sub>2</sub> y 0.768 N<sub>2</sub> en peso ó 0.21 O<sub>2</sub> más 0.79 H<sub>2</sub> en proporción volumétrica. Para el valor más exacto quizás sea necesario considerar el vapor de agua mezclado con el aire, pero de ordinario esto puede ser omitido. Normalmente se suministra una cantidad mayor de aire que el que se requiere para la combustión es equiométrica a fin de asegurar la combustión

completa es a cantidad mayor es conocida como "exceso de aire" y se define como:

$$\% \text{ Exc. Aire} = \frac{\text{Volumen efectivo} - \text{Volumen mínimo}}{\text{Volumen mínimo}} \times 100$$

A partir de las ecuaciones de combustión del carbón, hidrógeno y azufre y de un simple balance de materias; donde el peso del combustible más el del aire, menos el de los gases inertes, son iguales al peso de los gases de la combustión, se obtienen la siguiente ecuación para la relación: (2).

$$\frac{\text{Kg gases}}{\text{Kg combust.}} = (\text{SO}_2) + (\text{CO}_2) + (\text{H}_2\text{O}) + \frac{(\text{mol O}_2 \text{ teor})(\text{mol N}_2)}{\text{kg combust mol O}_2 \text{ teor}} \times \frac{\text{kg N}_2}{\text{mol N}_2} + \frac{\text{mol air. Exc}}{\text{mol O}_2 \text{ teor}}$$

$$\frac{\text{kg gases}}{\text{kg combust}} = \frac{64.1 S}{32.1} + \frac{44.0 (C/H)(1-S-I)}{12.0 (C/H + 1)} + \frac{18.0 (1-S-I)}{2 (C/H + 1)} + \left( \frac{S}{32.1} \frac{C/H (1-S-I)}{12.0 (C/H + 1)} + \frac{1-S-I}{4 (C/H + 1)} \right)$$

$$\frac{(79 \times 28 + 29\% \text{ Exc Air})}{21 \quad 21} \tag{3.32}$$

Esta ecuación ha sido graficada en la Fig 3.7 como una función del exceso de aire (%), para varios gases de refineries y aceites combustibles.

De igual manera se obtiene la ecuación para hallar el contenido de  $\text{CO}_2$  en los gases de combustión, en la forma:

$$\% \text{CO}_2 = \frac{\frac{\text{C/H} \cdot (1 - \text{S} - \text{I}) \cdot 100}{12(\text{C/H} + 1) \cdot \left( \frac{\text{S}}{32.1} + \frac{\text{C/H}(1 - \text{S} - \text{I})}{12(\text{C/H} + 1)} + \frac{79 + \% \text{Exc Air}}{21} \right) \cdot \left( \frac{\text{S}}{32.1} + \frac{\text{C/H}(1 - \text{S} - \text{I})}{12(\text{C/H} + 1)} + \frac{1 - \text{S} - \text{I}}{4(\text{C/H} + 1)} \right)}}{12(\text{C/H} + 1) \cdot \left( \frac{\text{S}}{32.1} + \frac{\text{C/H}(1 - \text{S} - \text{I})}{12(\text{C/H} + 1)} + \frac{79 + \% \text{Exc Air}}{21} \right) \cdot \left( \frac{\text{S}}{32.1} + \frac{\text{C/H}(1 - \text{S} - \text{I})}{12(\text{C/H} + 1)} + \frac{1 - \text{S} - \text{I}}{4(\text{C/H} + 1)} \right)}$$

( 3.33 )

En estas ecuaciones, las constantes 79 y 21 representan el porcentaje molar volumétrico del Nitrógeno y Oxígeno contenidos en el aire, y 12.0, 44.0, 32.1, 64.1, 18.0, 28 y 29.0 ; representan los pesos moleculares del Carbono,  $\text{CO}_2$ , Azufre,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ , Nitrógeno y Aire respectivamente.

La figura 3.10 gráfica la ecuación 3.33 en función del % de exceso de aire. Si el  $\% \text{CO}_2$  es conocido, entonces con la ecuación se puede determinar el valor del exceso de aire.

Ambas figuras incurren en un error máximo del 1 %

#### - Criterios para seleccionar el quemador de petróleo y/o carbón

Los criterios fundamentales incluyen los siguientes:

1. Posibilidad de manejar combustibles que tengan una razonable variación de poder calorífico.

2. Buena atomización del combustible, fundamental para la combustión completa, de modo que se rompa la capa líquida y se incremente la relación área/masa, para conseguir el calentamiento extremadamente rápido y la vaporización del combustible.
3. Es necesario tener una llama turbulenta con un rápido mezclado. Para esto es necesario disponer de tiro forzado que en quemadores de baja presión, el aire a 75mbar también sirve para atomizar el combustible. Se logra un mejor nivel de atomización a mediana presión con el uso del aire suministrado por un ventilador a uno o dos bar de presión para la atomización, que significa el 2 % del total del aire de combustión.
4. Que pueda desarrollar la forma de la llama necesaria para los combustibles alternos y a varias proporciones.

Para una apropiada combustión del petróleo, se debe calentar el petróleo lo suficientemente alto para que su viscosidad no sea mayor que 150 a 200 Ssu. Y la presión del petróleo debe ser constante, generalmente mantenida a 75 PSIG.

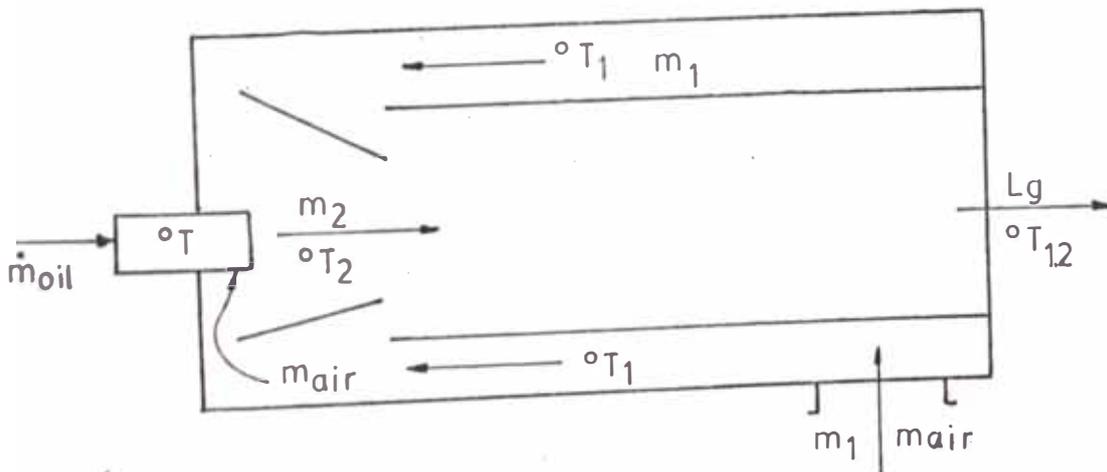
En la fig. 3.11, se muestra el tipo de quemador que cumple con las condiciones necesarias, y en el cual se puede conseguir la llama larga y angosta o la llama ancha y corta que se requiere. Este mismo tipo de quemador permite combustionar carbón y petróleo simultáneamente

El aire secundario de combustión puede estar suministrado por un ventilador, el cual también entrega el aire adicional en exceso requerido para limitar la temperatura de los gases, permite también conducir el polvo del carbón para la combustión.

Cálculo de la transferencia de calor y masa.

Dadas algunas de las condiciones de operación, podemos establecer el balance de materia y energía en el generador de gases calientes, para determinar las cantidades de aire y combustibles necesarios.

En la figura adjunta se muestran los diferentes parámetros que intervienen en el balance:



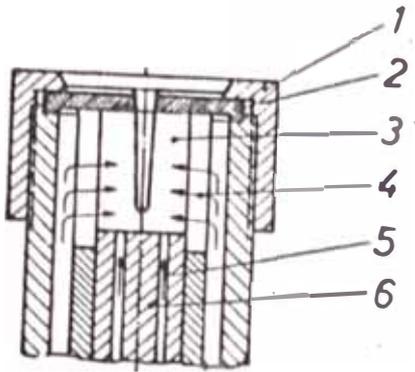
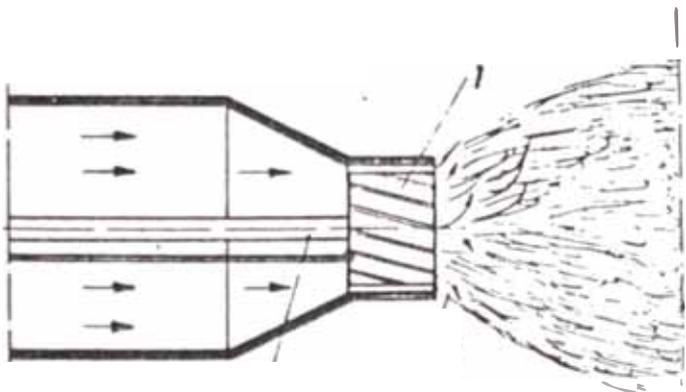
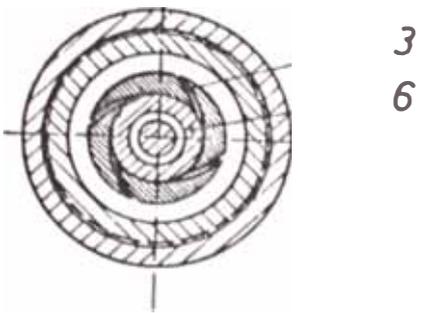
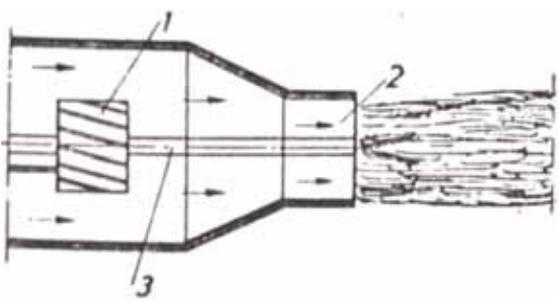


FIG 3.11 DIAGRAMA DE LA LANZA DE QUEMADOR (regulable)



a) REGULACION PARA LLAMA CORTA Y ANCHA



b) REGULACION PARA LLAMA LARGA Y ANGOSTA

La ecuación correspondiente al balance de materia y energía :

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot ^\circ T_1 + m_2 \cdot C_{p2} \cdot ^\circ T_2 = (m_1 + m_2) \cdot C_{p1,2} \cdot ^\circ T_{1,2} \quad (3.34)$$

### Dimensionado del generador de gases calientes

Los generadores de calor, son cámaras de sección circular por excelencia, y para llegar a determinar sus principales dimensiones de diámetro y largo, se emplean algunas relaciones prácticas. MARK, (op.cit. Pg. 942), establece la siguiente relación para encontrar la sección transversal necesaria del generador de gases que consume aceite combustible ( en litros/hor ) para generar gases a 1.000 °C. :

$$\text{Area Trans.} \quad 32.3 \text{ cm}^2 / (\text{lit/h}) \quad (3.35)$$

La cámara de combustión también servirá como cámara de mezcla, porque en ella ocurrirá la combinación del aire frío con el producto inmediato de la combustión, en una proporción tal que logre rebajar la temperatura de la llama a la temperatura de trabajo requerida en los gases.

TREIBER (23'), señala que para lograr la total y uniforme mezcla de gases a diferentes temperaturas, se debe diseñar el ducto de la cámara de combustión de

acuerdo a la relación:

$$\text{Longitud de cámara} \quad (3 \text{ a } 7) \cdot D_{\text{cam}} \quad (3.36)$$

De acuerdo a la longitud teórica de la llama, calculada con la ecuación de WOMOB EW (27), se decide el uso del re ractario de mejor calidad y además decide la longitud de la cámara de combustión. La ecuación es .

$$\text{Longitud} = 1.87 \frac{W' - 1}{W' + 1} \cdot D_{\text{cam}} + 0.45 W_m \text{ (en m)}$$

$$W' = W_w / W_m$$

$W_w$  = velocidad promedio del combustible gasificado saliendo del quemador. Es de 55 a 65 m/seg.

$W_m$  = Velocidad promedio de los gases de la cámara de combustión a través de toda la sección. En m/seg.

$D_{\text{cam}}$  = Diámetro interior de la cámara de combustión. En m.

### Consideraciones prácticas en el cálculo del generador de gases calientes

1. Exceso de aire : En generadores de calor utilizados con similar fin. en los hornos rotativos, el exceso de aire trabajable en la combustión de petróleo, generalmente es de 15 a 20 % a la altura del nivel del mar. De medidas hechas

en quemadores de hornos operando en la Fábrica de Cemento Andino, se encontró que el exceso de aire de 30% asegura la combustión completa y una adecuada forma de llama.

2. Temperatura de la llama : En el APENDICE B, se desarrolla el método de calcular la temperatura de la llama con ayuda del Programa Computarizado "FLAMTE" (25).

El Programa "FLAMTE". necesita la información de:

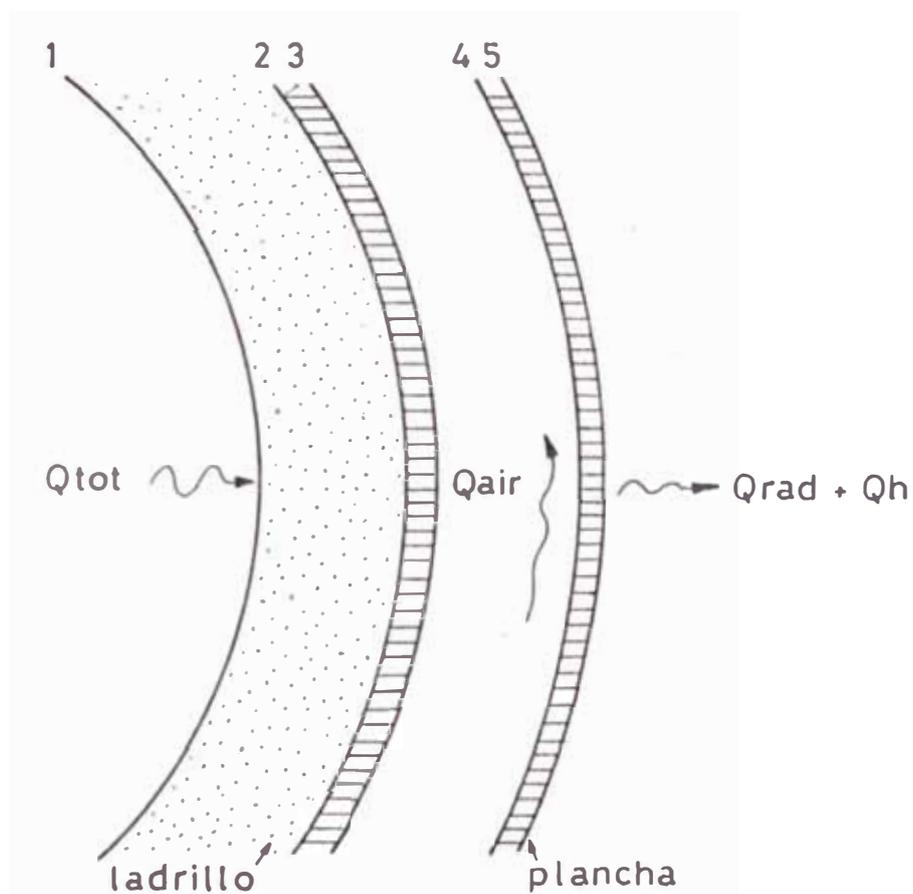
- 1) Composición química de los gases de combustión ( $N\%$ ,  $CO_2\%$ ,  $O_2\%$ ,  $H_2O\%$ ).
- 2) Relación de pesos gases/combustible.
- 3) % Pérdidas de calor por radiación.
- 4) Poder calorífico superior del combustible.
- 5) Temperatura de la mezcla aire-combustible en el quemador.

3. Temperatura en la cámara de combustión : Según MARKS, la temperatura de los gases en la cámara de combustión, es inferior a la temperatura de la llama en una cantidad mas o menos constante e igual a 170 °C, en un cierto número de pruebas hechas en hornos.

4. Pre calentamiento del petróleo : En el tanque de almacenamiento de petróleo la temperatura del petróleo se debe mantener de 40 a 60 °C. En los generadores que trabajan con combustibles pesados, el pre calentamiento del petróleo debe ser hasta

alcanzar la temperatura de  $110\text{ }^{\circ}\text{C}$  en la tobera, o quemador.

Procedimiento para calcular las pérdidas de calor en el generador de gases calientes. Transferencia de calor:



La cantidad total de calor perdido en el generador de gases, se conforma de las siguientes pérdidas :

$$Q_{tot} = Q_{air} + Q_{rad} + Q_h \quad (3.37)$$

La cantidad de calor invertido en calentar el

a re secundario . desde la temperatura ambiente, en realidad no es una pérdida, y se calcula:

$$Q_{air} = (m_1 + m_{air}) \cdot C_{pg} \cdot AT \quad (3.38)$$

El calor perdido en radiación de la superficie, puede ser calculado de la ecuación de Stefan Boltzman

$$Q_{rad} = 17.3 \cdot 10^{-18} (T_s^4 - T_{oo}^4) \cdot AREA \quad (3.39)$$

El calor perdido en la superficie, por efecto de la convección natural, cuando no existe una corriente de aire en el medio ambiente se puede calcular de la ecuación :

$$Q_h = 0.53 C (T_{prom})^{-0.18} (AT)^{1.27} \cdot AREA \quad (3.40)$$

En esta ecuación:

$$C = 1.39 \quad (\text{en paredes verticales})$$

$$C = 1.79 \quad (\text{en hornos curvos})$$

$T_{prom}$  = Promedio de la temperatura de la pared y la del aire circundante. (En °R).

$\Delta T$  = Diferencia entre las temperaturas de la superficie y la del medio ambiente. (En °F)

$Q_h$  = En unidades de BTU/h

AREA =  $\pi \cdot D \cdot \text{LARGO}$  ,en pie<sup>2</sup>

De las ecuaciones de conducción, se establece la siguiente ecuación, que permite calcular la temperatura superficial del cuerpo interior de la cámara de gases ( $T_3$ ) :

$$T_1 - T_3 = \frac{Q_{tot}}{2 \pi \text{ LARGO}} \frac{\text{Ln} (D_2/D_1)}{K_{1-2}} \frac{\text{Ln} (D_3/D_2)}{K_{2-3}} \quad (3.41)$$

aire secundario . desde la temperatura ambiente, en realidad no es una pérdida, y se calcula:

$$Q_{air} = (m_1 - m_{air}) \cdot C_{pg} \cdot \Delta T \quad (3.38)$$

El calor perdido en radiación de la superficie, puede ser calculado de la ecuación de Stefan Boltzman

$$Q_{rad} = 17.3 \cdot 10^{-18} (T_s^4 - T_{amb}^4) \cdot AREA \quad (3.39)$$

El calor perdido en la superficie, por efecto de la convección natural, cuando no existe una corriente de aire en el medio ambiente se puede calcular de la ecuación :

$$Q_h = 0.53 C (T_{prom})^{-0.18} (\Delta T)^{1.27} \cdot AREA \quad (3.40)$$

En esta ecuación:

$$C = 1.39 \quad (\text{en paredes verticales})$$

$$C = 1.79 \quad (\text{en hornos curvos})$$

$T_{prom}$  = Promedio de la temperatura de la pared y la del aire circundante. (En °R).

$\Delta T$  = Diferencia entre las temperaturas de la superficie y la del medio ambiente. (En °F)

$Q_h$  = En unidades de BTU/h

$AREA = \pi \cdot D \cdot LARGO$  ,en pie<sup>2</sup>

De las ecuaciones de conducción, se establece la siguiente ecuación, que permite calcular la temperatura superficial del cuerpo interior de la cámara de gases

(  $T_3$  ) :

$$T_1 - T_3 = \frac{Q_{tot}}{2 \pi LARGO} \left[ \frac{\ln(D_2/D_1)}{K_{1-2}} + \frac{\ln(D_3/D_2)}{K_{2-3}} \right] \quad (3.41)$$

En la chaqueta de aire, se precalienta el aire secundaria vía un proceso combinado de radiación y convección forzada, cuyo coeficiente global de transferencia de calor se puede expresar en función de la velocidad de los gases que ingresan a la chaqueta en pie/s. :

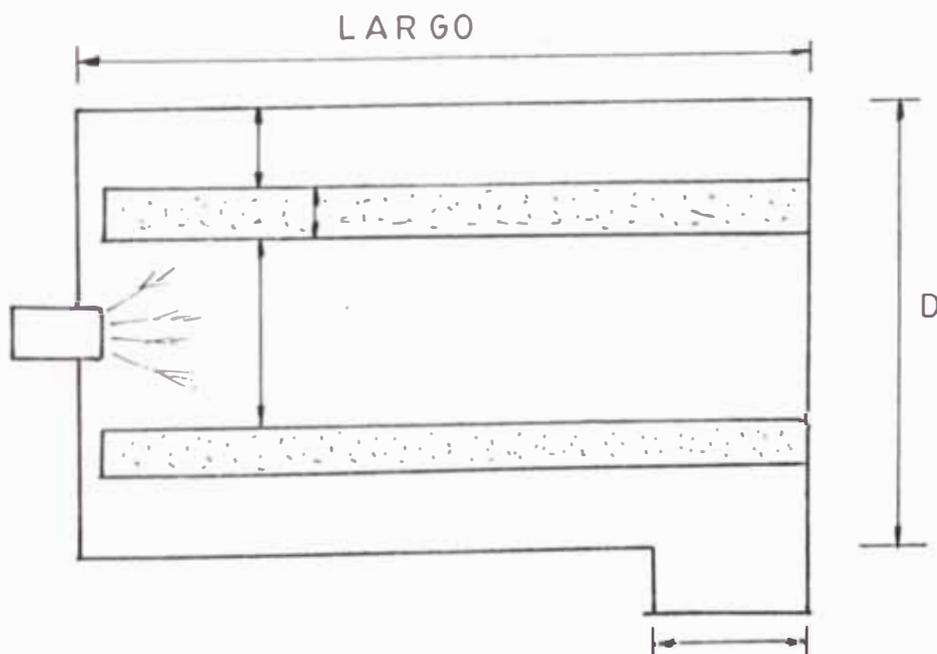
$$h = 1 + 0.255 u_g \quad (\text{BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}) \quad (3.42)$$

La cantidad de calor resultante de éste proceso de transmisión en la chaqueta, será :

$$Q_{\text{conv}} = h \cdot \text{AREA} \cdot \Delta T_{\text{log}} \quad (3.43)$$

Se deberá verificar, luego de un proceso de error y tanteo, asumiendo temperaturas y dando dimensiones compatibles con el proceso, que :

$$Q_{\text{air}} = Q_{\text{conv}} \quad (3.44)$$



Principales dimensiones en la cámara de combustión

### .3 Método de calcular y diseñar el separador de partículas gruesas.

#### Descripción del Separador de granos gruesos on Sistema Estático.

Los gases que salen de la columna secadora, arrastran el material secado de diferente granulometría, lógicamente hasta llegar al molino, pero cuando existe una buena proporción de granos finos en el contenido de la materia prima, es conveniente que éstos finos sean conducidos con los gases hacia los ciclones de despolvorización, sin tener que pasar por el molino. De ésta forma se evita la supermolienda y se alivia la carga de trabajo del molino, con las consecuencias favorables que esto trae consigo.

El separador estático, es el elemento que hace posible este proceso de selección. Su operación es á basada en la separación del material que fluye libremente y que por diferencia de velocidad de sedimentación de las partículas, se logra separar más pequeñas (o lentas) de las más grandes (o veloces). Esta velocidad de sedimentación de las partículas está controlada por su tamaño, gravedad específica y su forma. El Separador Estático o Clasificador de doble cono, es llamado así porque no tiene partes mecánicas móviles, es un equipo especialmente usado en l industria cementera y funciona principalmente con

mo inos barridos por aire.

En la FIGURA N° 3.12 se esquematiza las partes esenciales del separador estático de aire, y ayudan a describir su funcionamiento : los gases que arrastran las partículas, salen de la columna secadora y llegan al cono difusor, el cual le da el impulso tangencial hacia las paredes interiores del ciclón exterior. Como resultado del incremento de la sección transversal, se reduce la velocidad del aire y se precipitan las partículas más gruesas. Este efecto, sumado al movimiento de rotación por el efecto ciclón, origina la precipitación centrífuga de las partículas más gruesas y caen en el ducto que conduce al molino.

En la parte superior, el flujo ingresa al cono interior atravesando un anillo con paletas ajustables, donde las partículas son sometidas a una aceleración centrífuga cuya magnitud dependerá de la posición de las paletas.

En el cono interior se efectúa una segunda separación y el flujo en espiral es aspirado por el tubo de inmersión, acarreando solamente las partículas de grano fino hacia los ciclones de despolvorización

Material fino a los ciclones  
de despolvorización

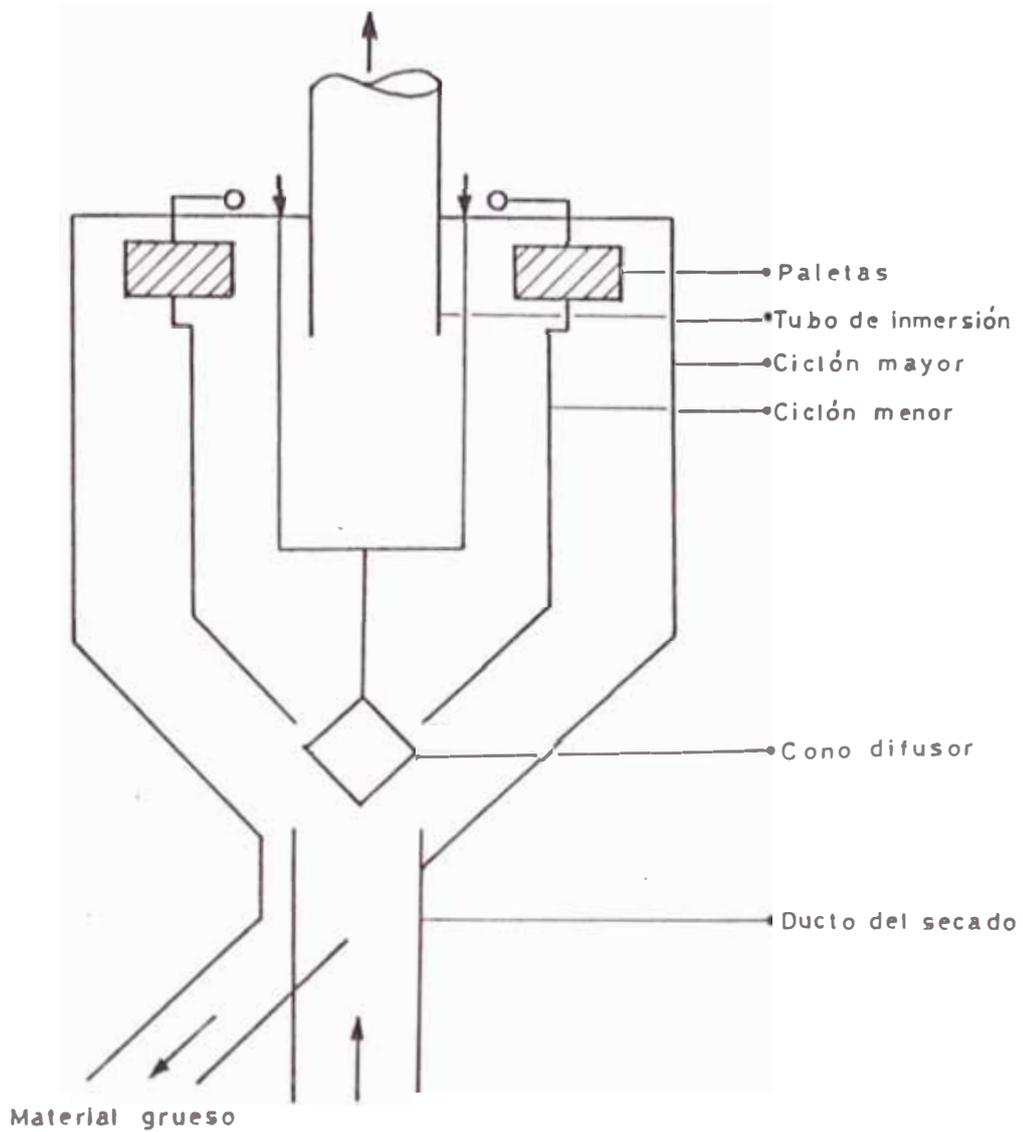


Fig 3.12. Separador Estático

Los parámetros que intervienen en el análisis particular del separador estático, son las fuerzas inerciales y gravitacionales. El resultado de éstas dos fuerzas y la fuerza de arrastre inducido por el separador, formarán el rumbo de las partículas sedimentadas

En la fig. 3.13, se esquematiza el rol de las

fuerzas aplicadas a cada partícula, donde :

- "Fg" : es la fuerza gravitacional, dependiente de la masa de la partícula y de las fuerzas viscosas del gas.
- "Fd" : es la fuerza de arrastre inducida en cada partícula al pasar por las paletas.
- "Fr" : es la fuerza resultante, que determina si la partícula toma el rumbo de las paletas (y representa la porción de productos finos) ó si queda, en el interior del separador y representa la porción de partículas gruesas.

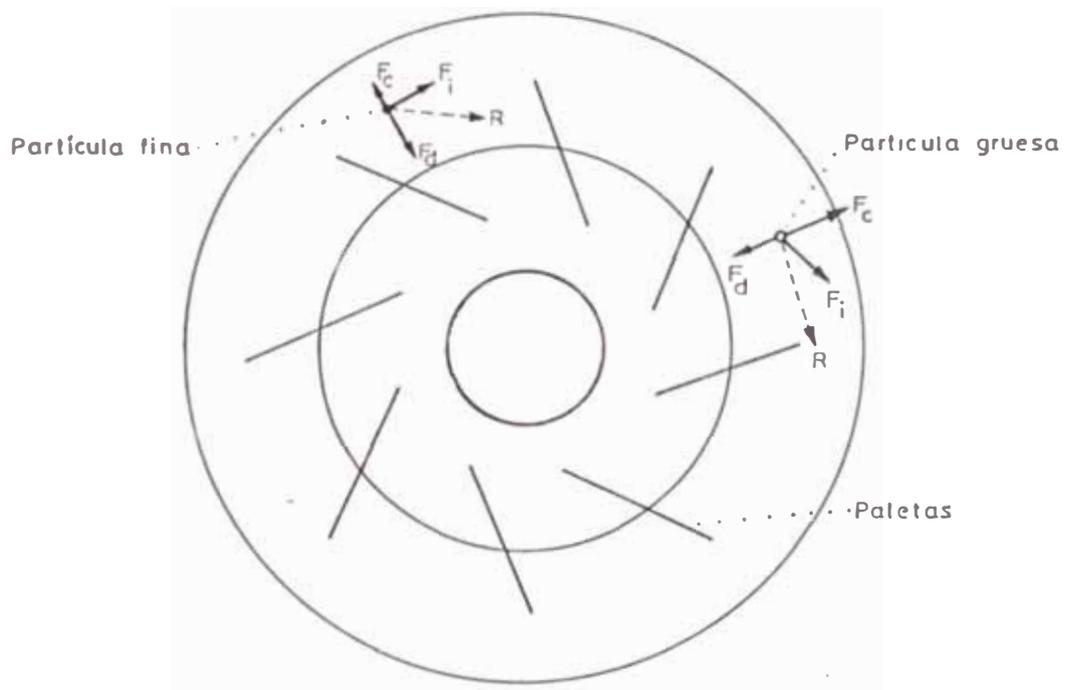


Fig 3.13

El requerimiento esencial, para una eficiente clasificación en éstos equipos, consiste de una adecuada dilución del material en el gas, para

asegurar que haya suficiente espacio entre partículas y permitir el libre movimiento. Asimismo se requiere una completa y uniforme distribución del material en la corriente de aire.

#### Posibilidades de Control en el Separador Estático

Las características de separación de éste equipo, pueden ser controladas de las siguientes formas:

1. Variando la velocidad del flujo, lo cual altera las fuerzas ejercidas por el aire e indirectamente también altera a la fuerza centrífuga.
2. Ajustando la posición del cono deflector, en el sentido vertical. Pues reduciendo la distancia entre el deflector y la boca del ducto de ingreso de la corriente gaseosa se intensifica la aceleración y se cambia la dirección del flujo. Las partículas, también chocan con las paredes interiores de los ciclones y caen a la descarga. Esta clasificación por desviación y choque de las partículas no es muy selectiva y por esta razón se utilizan menores distancias entre el cono difusor y la boca del ducto, cuando el separador tiene que actuar como precipitador

de polvo y no como clasificador de partículas por su tamaño.

3. Ajustando a la altura del tubo de inmersión en el sentido vertical, para ayudar a obtener el punto de corte de la separación deseada.

El punto de corte : es el tamaño de la partícula que establece el límite entre las partículas finas y las partículas gruesas. Incrementando la longitud del tubo de inmersión, dentro de cierto límite se cambia el punto de corte y se logra captar partículas más finas, y viceversa.

En el Apéndice A, se explica el método de hallar el punto de corte del separador estático, el cual, con las posibilidades de control ya mencionadas permiten llegar al punto de corte requerido en un caso particular.

#### Diseño estructural del Separador Estático.

No existe información pertinente al diseño de separadores estáticos. La aproximación más factible se basa en la semejanza que tienen con los ciclones, y de esa manera se puede estimar las principales dimensiones.

Sin embargo, se puede plantear una solución más práctica y segura para proceder al dimensionamiento de este tipo de equipos, basándose en el análisis de separadores estáticos que funcionan con relativo éxito y en la información que proporcionan los fabricantes. Con esta idea, se ha elaborado la Tabla N° 04, donde analizan las dimensiones y condiciones de trabajo de diferentes separadores estáticos que funcionan en los circuitos de molienda de harina cruda para cemento en la Fábrica de Cemento Andino S.A.

Este cuadro y los datos de un conocido fabricante de equipos nos proporcionarán el criterio suficiente para diseñar el separador estático que se necesita. El ajuste final de las dimensiones obtenidas, se dan en la operación, variando la longitud del tubo de inmersión, regulando las paletas y variando la posición del cono deflector. De modo que analizando la granulometría del producto fino, del producto grueso y de la alimentación, se llegue al punto de corte necesario.

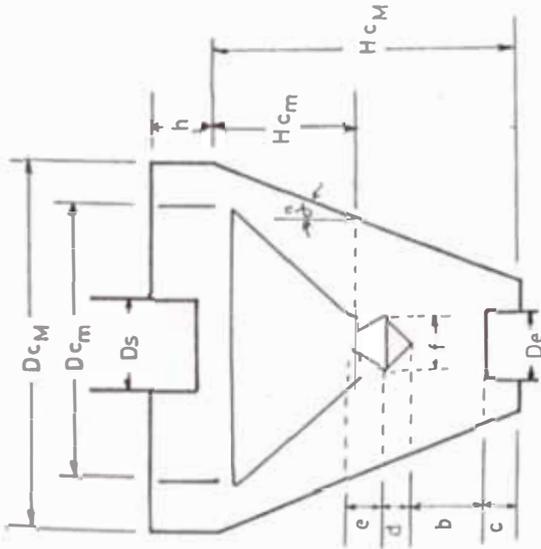
#### Cálculo de las Pérdidas de Presión en el Separador Estático

El cálculo de las pérdidas de presión en el separador estático, fundamentalmente se basarán en datos experimentales de separadores existentes en operación, consignados en la Tabla N° 04.

TABLA No. 04 . CONDICIONES OPERATIVAS Y DIMENSIONES DE SEPARADORES  
ESTATICOS EN CEMENTO ANDINO S.A.

A.- Condiciones de Operación

Separador:	"Q" Nm <sup>3</sup> /h	"AP" mm H <sub>2</sub> O	"G" T/h	a mm	b mm
(1) Molino I de crudo	39 490	90	90	500	400
(2) Molino II de crudo	60.000	100	140	500	400
(3) Torre de secado	34 026	120	60	480	500



B.- Dimensiones geométricas, valores en mm.  
(Relaciones geométricas respecto a "De")

De	Ds	DcM	$\alpha^\circ$	Dcm	h	HcM	Hcm	d	e	f	c	paletas
(1): 1,500	1,400	4,800	19°	3 700	900	4 500	3,000	750	800	1.200	200	36
(1)	(0.93)	(3.2)		(2.5)	(0.6)	(3)	(2)	(0.5)	(0.5)	(0.8)		
(2): 2,000	2,000	6,800	20°	5 200	1 200	6 000	3 000	1100	1.300	2 000	500	40
(1)	(1)	(3.4)		(2.6)	(0.6)	(3)	(1.5)	(0.5)	(0.6)	(1)		
(3): 1 030	1,100	3 600	21°	2,700	600	2 900	1 900	500	500	800	150	28
(1)	(1.06)	(3.5)		(2.6)	(0.6)	(2.2)	(1.8)	(0.4)	(0.5)	(0.7)		

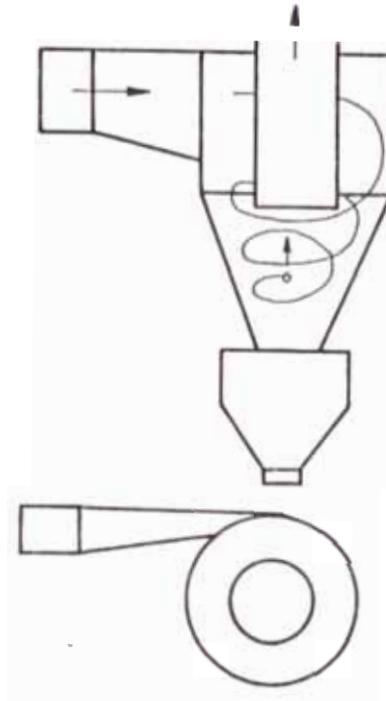
### 3.4 Método de calcular y diseñar el ciclón d spolvorizador.

Los ciclones son estructuras sin partes móviles que separan las partículas de material, transformando el flujo de gases en un vórtice. El mecanismo caracterizado de los ciclones es el continuo uso de la inercia para producir el movimiento tangencial en la partícula, hacia las paredes del colector, cualquier partícula para el cual la fuerza centrífuga es mayor que la fuerza de arrastre, alcanzará las paredes y será fácilmente separada.

Si el ciclón es diseñado con propiedad el vórtice cambiará de dirección justo al final de la sección cónica inferior. La repentina ausencia de paredes del ciclón, hace que las partículas caigan en la tolva de recepción. Dicha tolva deberá ser lo suficientemente profunda para evitar el "rearrastre" de las partículas ya separadas.

Un problema muy particular en los ciclones es el fenómeno de "contramezcla", originada por el torbellino en la parte superior de la unidad donde el gas es introducido, de tal modo que algo del gas sucio que ingresa al ciclón, se mezcla con el flujo de gas limpio que sale. Este efecto se minimiza, removiendo el flujo de gas que sale a un punto por

debaio de la zona de máxima turbulencia. Y ésto se logra agregando un tubo central o "tubo de inmersión".



El fenómeno de rearrastre, que ocurre en las partículas que ya han sido captadas, está motivado principalmente por las altas velocidades en el ciclón y por su geometría, que permiten reincorporar dichas partículas al flujo de gases y con ello disminuir la eficiencia de colección. Con un adecuado diseño de la olva de recepción y sistema de evacuación del polvo captado, se evita el rearrastre y el ingreso de aire falso.

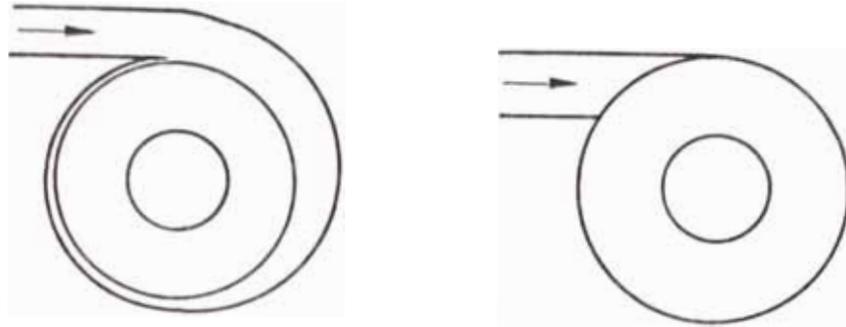
El campo de aplicación de los ciclones, dada sus características de fácil construcción e

insalación, bajos, costos de operación y mantenimiento, permiten que sean utilizados para separar partículas de diámetros superiores a las 5 micras.

Según el tipo de entrada, los ciclones pueden ser:

1. Ciclones de tipo Tangencial : cuya sección de entrada es de forma recta, resultan menos eficientes en la separación de partículas muy finas. Por otro lado resultan ser fáciles de construir.
2. Ciclones de tipo de Involuta : el gas es conducido paralelamente al eje exterior del ciclón, con mínima turbulencia y alrededor de la espiral de Archimedian de  $180^\circ$  . Por lo tanto son más eficientes y produce menos pérdidas de energía, son unos 5 a 10% más costosos que los anteriores en materia de construcción y mantenimiento.

Las ajustadas regulaciones para la emisión de polvo han impulsado a explotar al máximo, la capacidad de los ciclones.



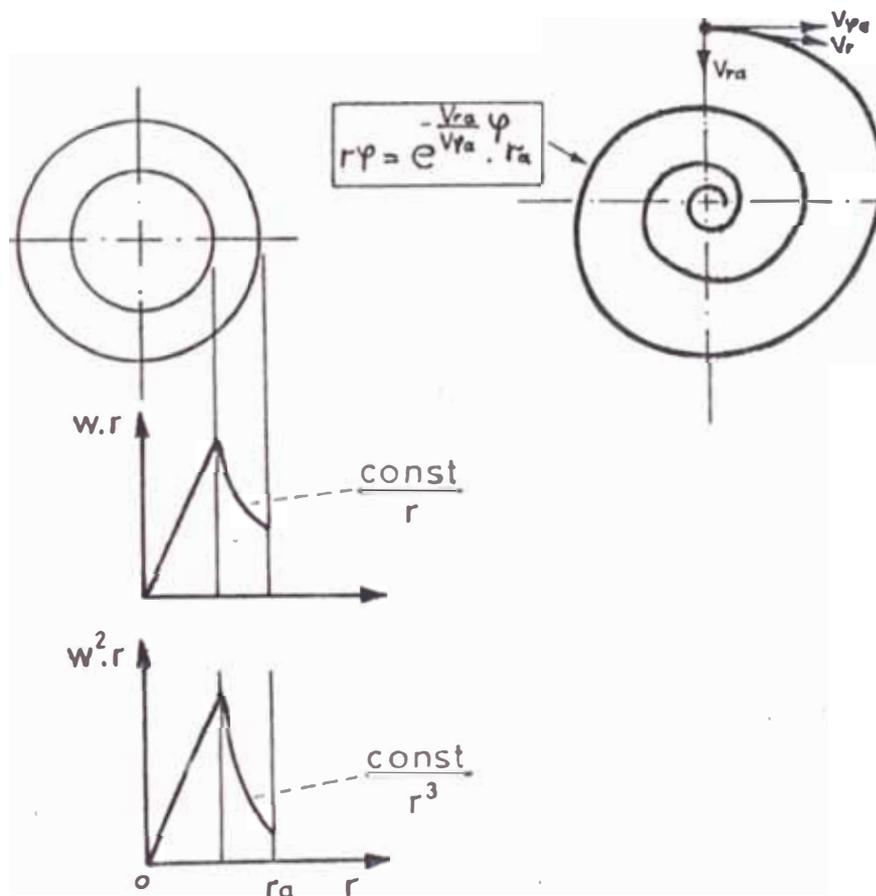
A mejores diseños, los ciclones podrían controlar la polución en forma más eficiente. Aún más, las mejoras en la performance de los ciclones podrían reducir grandemente las necesidades de complicados limpiadores secundarios.

#### 3.4.1 Metodo de Cálculo aproximado del Ciclón de alta eficiencia.

Los procesos de cálculo, basados en la teoría de ciclones de BARTH, han alcanzado en el transcurso de 30 años de actividad investigadora, y experiencia práctica, un nivel de desarrollo tal que permite utilizarlos hoy en día para dimensionado de los ciclones.

Una serie de modelos propuestos, han

coincido con la Teoría de ROSIN, RAMLER e INTELMAANN, que en 1932 hicieron su primera publicación. Un nuevo método teórico desarrollado por LEITH y LICHT, predice el grado de eficiencia de los ciclones, utilizando datos de propiedades físicas y de configuraciones geométricas. También pronostica curvas de eficiencia de colección que bien coinciden con los datos prácticos publicados.



Investigando la eficiencia de partículas en tuberías horizontales. ZENZ estableció un modelo

experimental para estudiar el "salto de la partícula", que aplicada al diseño de ciclones, permite predecir un valor óptimo para velocidades de ingreso y la velocidad en la cual el rearrastre se vuelva significativa.

El método que utilizaremos, combina el modelo teórico de la eficiencia de colección según LEITH y LIGHT, con la correlación de velocidad de salto, propuesta por KALEN y ZENZ (14).

De la combinación de éstos modelos, resulta un diseño de ciclones que converge al óptimo con un mínimo de pruebas y errores. Este modelo resulta más valioso para la estimación inicial del diseño y puede ser elaborado por alguien de poca experiencia en el diseño de ciclones y control de polución.

Aunque los expertos que continuamente ejecutan éstos diseños tienen acceso a programas en diseños simulados, una ocasional necesidad de diseñar ciclones no justificaría el trabajo necesario para desarrollar un laborioso programa.

### Cálculo de la eficiencia de colección

El procedimiento práctico ideal para evaluar la eficiencia de colección del ciclón, consiste en suspender una muestra de polvo en la corriente de aire del ciclón y luego recoger muestras representativas del polvo recuperado y lo que sale del ciclón. La distribución granulométrica de estas dos muestras se comparan con la de la alimentación y se determina la eficiencia para cada tamaño de partícula. Sin embargo para efectos de diseño, la eficiencia se estima en forma teórica.

El modelo teórico de cálculo de eficiencia, aumentando por LEITH y LICHT, está basado por el concepto de continuas contramezclas radiales de las partículas no colectadas, emparejadas con el cálculo del tiempo promedio de residencia del gas en un ciclón de ingreso tangencial.

Se predice una eficiencia de 100% cuando la velocidad de ingreso se aproxima al infinito, pero a altas velocidades las partículas son rearrastradas y la eficiencia decrece.

La eficiencia gradual o fraccional, puede ser calculada utilizando la siguiente ecuación :

$$\eta_1 = 1 - \exp \left\{ -2 \left[ \frac{G \cdot t_1 \cdot Q}{D_c^3} \cdot (n+1) \right]^{0.5/(n+1)} \right\} \quad (3.45)$$

Donde "t" es el tiempo de relajación o de esparcimiento del gas en el interior del ciclón, y se calcula :

$$t_1 = \tau_0 \cdot (dp_1)^2 / (18\mu) \quad (3.46)$$

El factor de configuración del ciclón "G", se calcula en función de la geometría del ciclón solamente, con la relación:

$$G = 8 K_c / K_a^2 \cdot K_b^2 \quad (3.47)$$

Siendo :

$$K_a = a / D_c \quad (3.48)$$

$$K_b = b / D_c \quad (3.49)$$

El exponente de vórtice "n", se calcula de la siguiente ecuación experimental, para "Dc" en pies y la temperatura del gas expresada en unidades absolutas °R:

$$n = 1 - (1 - (12 D_c / 2.5)^{0.14} \cdot (T^\circ / 530)^{0.3}) \quad (3.50)$$

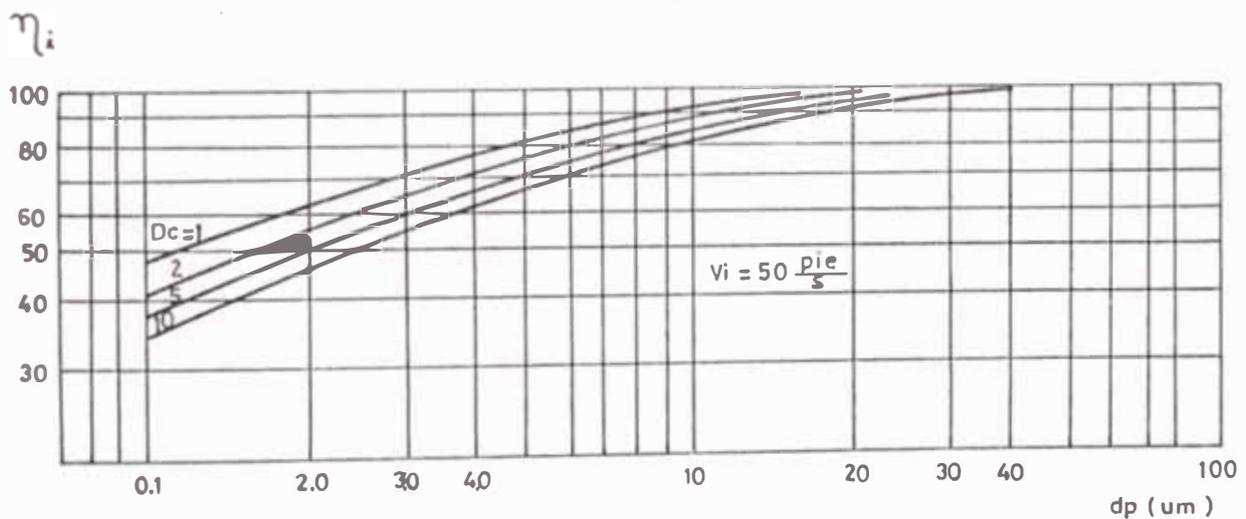
Como es conocido, la eficiencia de colección se incrementa cuando la carga de polvo es más granular; ~~este~~ **modelo no** toma en cuenta las variables adicionales, pero si es una performance en forma conserva-

dora, basado en una carga de granos finos y ligeros de peso.

El cálculo de la eficiencia total se logra con la ecuación :

$$\eta_{tot} = \sum m_i \cdot \eta_i \quad (3.51)$$

Las figuras siguientes, muestran las curvas experimentales que relaciona la eficiencia de colección con el tamaño y densidad de las partículas y con la temperatura del fluido, los cuales coinciden con la aplicación de la ecuación de la eficiencia fraccional y total.



Velocidad de salto de la partícula (Saltation velocity)

El concepto de salto, surge del estudio del transporte de sólidos en ductos horizontales. La velocidad de salto " $V_s$ ", puede definirse de varias maneras, dos de las cuales se aplican al diseño de ciclones :

1era. La mínima velocidad del fluido, necesaria para prevenir sedimentación de las partículas conducidas en el flujo.

2da . La velocidad necesaria para recoger las partículas sólidas depositadas en algún lugar del ciclón y reincorporarlas al flujo, sin que vuelvan a experimentar sedimentación.

Para éste estudio, se usará la 1era definición, aunque la segunda definición, también es necesaria para establecer el límite superior de la velocidad de ingreso a los ciclones.

ZENZ, demostró experimentalmente que la velocidad dada por la 2da definición, difiere de la primera, en un factor de 2 a 2.5 veces. ZENZ, también ha demostrado una correlación entre la velocidad de salto en tuberías y las propiedades de la partícula y del gas de la siguiente forma :

$$V_s / w = (\text{constante}) \cdot (d_p / \Delta)^{0.4} \quad (3.52)$$

En esta ecuación, la constante de salto " $S_\Delta$ " caracteriza la relativa facilidad de transporte y es función de la distribución del tamaño y la forma de las partículas. La velocidad de sedimentación " $w$ " y " $\Delta$ " son funciones de las propiedades del fluido y la partícula. Los datos experimentales, demuestran que la geometría de la partícula influye energicamente.

Para aplicar el concepto de salto y relacionarlo al diseño de ciclones, KALEN y ZENZ asumieron las siguientes condiciones:

- a. No existe resbalamiento entre la partícula y el fluido
- b. El ancho de ingreso del ciclón, es el diámetro efectivo de la tubería.
- c. La carga granular es menor que los 10 granos/pie<sup>3</sup>.
- d. El efecto del diámetro en la velocidad de asalto, es proporcional a la potencia 0.4 del ancho de ingreso.

En vista de los datos experimentales de ZENZ, la última condición asumida, representa una aproximación que se torna más exacta con el incremento de la esfericidad de las partículas.

Se puede incrementar la seguridad del modelo, expresando el tamaño de las partículas, como un equivalente aerodinámico del diámetro esférico.

Para aproximar el paso del fluido dentro del ciclón, vía un modelo de tubería enrollada, KALEN y ZENZ desarrollaron una relación empírica para la velocidad de salto:

$$\frac{V_s}{w \cdot (N \cdot g_s)^{1/3}} = R \cdot b^{0.4} \quad (3.53)$$

Siendo:

$$w = \frac{[4 \cdot g \cdot \mu \cdot (\tau_o - \tau_g)]^{1/3}}{3 \cdot \tau_g^2} \quad (3.54)$$

$$N \cdot g_s = (V_i^2) / (g \cdot r) = \frac{\text{Fuerzas centrífugas}}{\text{Fuerzas de inercia}} \quad (3.55)$$

$$r = \text{radio efectivo} = (D_c - b) / 2 \quad (3.56)$$

De las ecuaciones 3.54 y 3.55, empleando la relación "b/Dc" y con el valor de la constante de conversión de unidades "R" igual a 2.38, cuando se emplean unidades en pie y pie/s y pie/s<sup>2</sup>, obtenemos la siguiente ecuación para "Vs" :

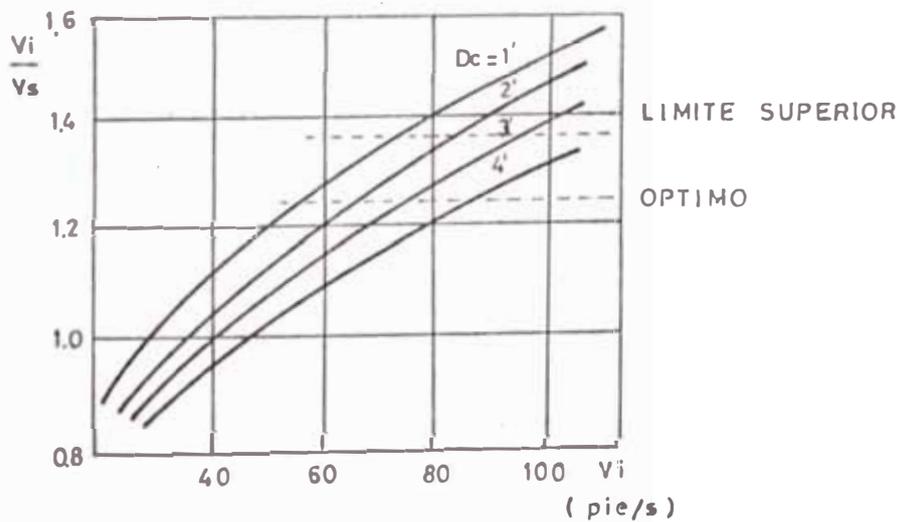
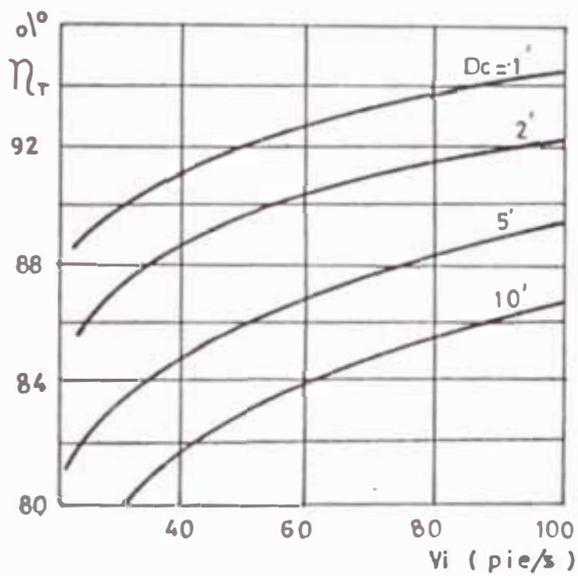
$$V_s = 2.38 \cdot w \cdot \left[ \frac{(b/D_c)^{0.4}}{(1-b/D_c)^{1/3}} \right] \cdot D_c^{2/30} \cdot \left[ \frac{2 \cdot V_i^2}{g} \right]^{1/3} \quad (3.57)$$

KALEN y ZENZ, también demostraron las siguientes relaciones:

$$V_i / V_s = 1.25 \text{ .La eficiencia es máxima} \quad (3.58)$$

$$v_i / \dot{V}_s = 1.36 \text{ . ocurre el rearrastre} \quad (3.59)$$

De las ecuaciones de eficiencia fraccional y de velocidad se observa que están en función de las propiedades de la partícula y del fluido y también de las dimensiones del ciclón.



### 3.4.2 Diseño estructural del ciclón despolvORIZADOR

Las siete relaciones geométricas que definen la forma del ciclón, deben ser especificadas en función del diámetro del ciclón a fin de obtener una adecuada descripción :

$$\frac{a}{D_c} \cdot \frac{b}{D_c} \cdot \frac{D_e}{D_c} \cdot \frac{S}{D_c} \cdot \frac{h}{D_c} \cdot \frac{H}{D_c} \cdot \frac{B}{D_c}$$

Para obtener un diseño manejable o trabajable, las relaciones geométricas del ciclón, no pueden escogerse arbitrariamente, se deben observar ciertos criterios o condiciones tales como las siguientes : ( ecuaciones 3.60)

1.  $a < S$  .(para prevenir cortos circuitos)
2.  $b < (D_c - D_e)/2$ , (para evitar contracciones violentas)
3.  $S+1 \leq H$  , (para lograr vórtice dentro del ciclón)
4.  $S < h$
5.  $h < H$  .
6.  $AP < 10" \text{ H}_2\text{O}$
7.  $V_i/V_s = 1.35$  ( para prevenir el rearrastre)
8.  $V_i/V_s = 1.25$  ( para optimizar eficiencias)

Cálculo del factor de configuración "G"

El valor de "G", está condicionado al valor de la longitud natural del ciclón "l" :

Cuando  $l < (H-S)$ , se debe calcular el volumen del ciclón en la longitud natural  $l$ , " $V_{n1}$ " :

$$V_{n1} = \frac{\pi D_c^2}{4} (h-S) + \left( \frac{\pi D_c^2}{4} \right) \cdot \left( \frac{1+S-h}{3} \right) \cdot \left( \frac{1+d}{D_c} + \frac{d^2}{D_c^2} \right) - \frac{\pi D_e^2 \cdot l}{4} \quad (3.62)$$

En la ecuación (3.62) :

$$d = D_c - (D_c - B) (S+1-h) / (H-h)$$

Cuando  $l > (H-S)$ , se calcula el volumen del ciclón, debajo del extremo inferior del ducto de inmersión, " $V_h$ " :

$$V_h = \frac{\pi D_c^2}{4} (h-S) + \left( \frac{\pi D_c^2}{4} \right) \left( \frac{H-h}{3} \right) \left( 1 + \frac{B}{D_c} + \frac{B^2}{D_c^2} \right) - \frac{\pi D_e^2}{4} (H-S) \quad (3.63)$$

Por otro lado, la constante volumétrica del ciclón " $K_c$ ", se calcula en función de " $V_{n1}$ " o " $V_h$ ", según el caso.

$$K_c = ( 2 V_0 + V_{n1} \cdot h ) / ( 2 \cdot D_c^3 ) \quad (3.64)$$

Donde " $V_0$ " , el volumen anular entre el techo del ciclón y la mitad del ducto de entrada, se calcula:

$$V_0 = \pi (S-a/2) ( D_c^2 - D_e^2 ) / 4 \quad (3.65)$$

Estando definidos :  $K_a$ ,  $K_b$ , y  $K_c$ , se puede calcular "G":

$$G = 8 K_c^2 / K_a^2 \cdot K_b^2 \text{ , de la ecuación (3.47)}$$

Muy raros son los casos donde  $1 > (H-S)$

### 3 4.3 Cálculo de las pérdidas de presión.

Las diversas hipótesis aceptadas para el cálculo de las pérdidas de presión en ciclones , no han dado resultados muy satisfactorios, porque no consideran el efecto de la compresión en la entrada, el rozamiento en las paredes ni la contracción a la salida, las cuales si ejercen considerable efecto. Las correlaciones para predecir las pérdidas de presión en ciclones, han sido sumamente empíricos.

Revisando la teoría de LEITH y MEHTA, se encuentra que el modelo de SHEPHERD y LAPPLE, es el más simple, comparado a los más complejos y de la misma exactitud, y obedece a la siguiente ecuación :

$$AP = \frac{\tau_w \cdot V_i^2}{2 g} \cdot N_w \quad (3.66)$$

Siendo:

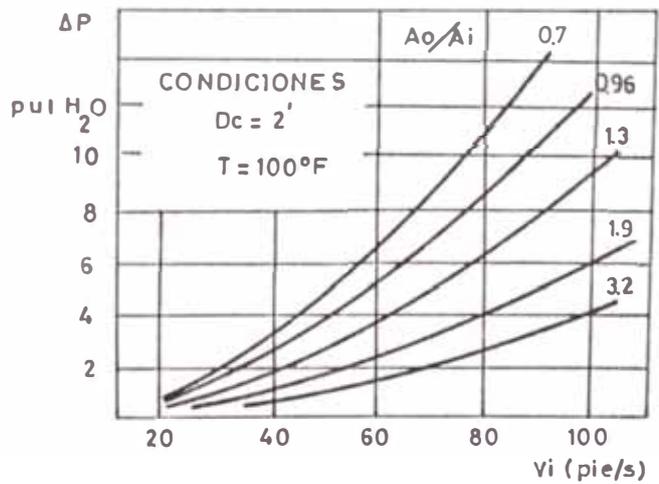
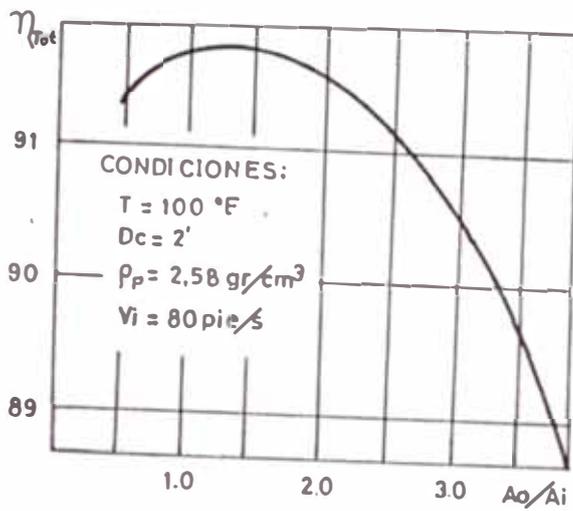
$$N_w = K \left( \frac{a \cdot b}{De^2} \right) \quad (3.67)$$

El número de Velocidad ingreso " $N_w$ " , es una

relación entre las áreas de entrada y salida del ciclón ( $A_o/A_i$ ).

$K = 16$  o

$K = 7.5$  cuando existen paletas o alabes direccionales.



### Consideraciones prácticas en el cálculo del ciclón

1. La eficiencia fraccional del ciclón : La ecuación presentada para el cálculo de la eficiencia fraccional, es consistente con lo observado, experimentalmente y predice:

- Aumentos de eficiencia: con incrementos de la densidad de la partícula, velocidad de ingreso del ciclón, y altura del cuerpo del ciclón.
- Disminución de la eficiencia: con incrementos de la viscosidad del fluido, diámetro del cuerpo del ciclón, diámetro del ducto de salida del ciclón y ancho del ducto de ingreso.
- Al aumentar la temperatura del gas, aumenta también su viscosidad, lo cual baja la magnitud del tiempo de relajación y a su vez disminuye el exponente vorticial, y el resultado neto es una disminución de la eficiencia de captación.
- El efecto, de la densidad de la partícula es directamente proporcional al cambio de la eficiencia. Este efecto es más intenso que el de la temperatura.

2. Los factores de corrección de la relación " $V_i/V_s$ " óptimo.

La FIGURA adjunta, muestra las curvas para los factores de corrección cuando varían las partículas y la temperatura del fluido difieren de

las habidas al establecerse la relación " $V_i/V_s$ " que proporciona la máxima eficiencia.

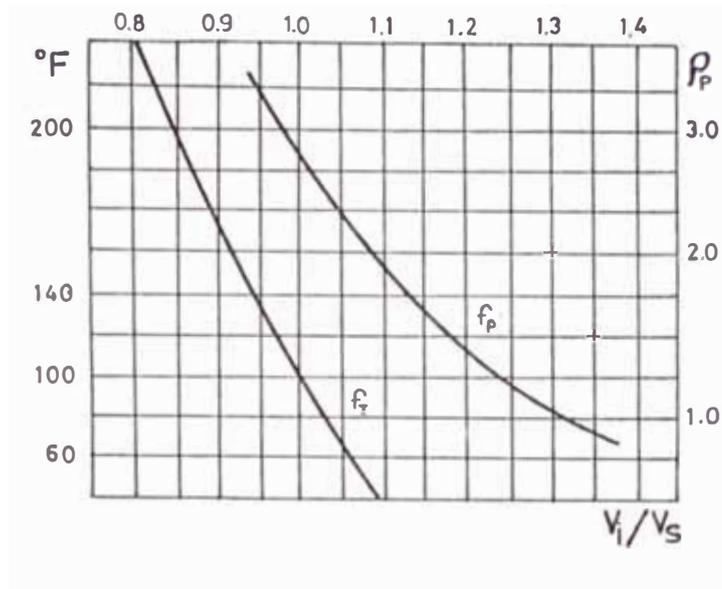


FIG. 3.14

3. Velocidad de ingreso al ciclón : El rango trabajable de la velocidad de ingreso, en el que casi todos los autores coinciden es de 15 a 27 m/seg. En la industria del cemento se distinguen dos tipos de ciclones : los de despolvorización y los de proceso. Los ciclones para despolvorización son los empleados para una amplia gama de tamaños de partículas (de 20 a 200 micras) y la velocidad de ingreso es del orden de 17 a 20 m/seg. En los ciclones de proceso usados en los Hornos, las partículas de material pueden ser de 18 a 22 micras de tamaño y la velocidad de ingreso es del orden de 21 a 27 m/s.

4. Pérdidas de presión en el ciclón: Las pérdidas de presión ocurridas en el cuerpo del ciclón representan aproximadamente el 77 % del total, las pérdidas al ingreso del ciclón representan el 12.5 % y a la salida del ciclón unos 10 % del total. Por lo general, los ciclones sencillos o de uso general, ofrecen menos pérdidas (de 2 a 4 pulgadas de columna de agua) y los ciclones de alta eficiencia tienen pérdidas de presión del orden de 8 a 10 pulg. de columna de agua .

Tanto como 50 % de ahorro en pérdidas de presión se pueden lograr con la presencia de alabes direccionales y grandes diámetros del tubo de inmersión: lo que deberá ser compatible con la reducción de la eficiencia del ciclón por efecto de la contramezcla

5. Configuración geométrica de ciclones diseñados para óptimas eficiencias: la TABLA 06, recopila varios diseños de ciclones de diferente configuración geométrica, en los cuales se ha aplicado la teoría de eficiencia fraccional y velocidad de salto, que ha permitido identificarlos como de : Alta Eficiencia o de Uso General.

En la TABLA 06, se presentan los valores del factor de configuración y el Número de velocidad de ingreso, que muchas veces suelen ser de cálculo engorroso.

### 3.5 Características fundamentales del Ventilador de Tiro Inducido.

La transferencia de calor y masa en los secadores, tiene lugar entre el gas caliente y el material a ser secado y sólo funciona si existe un flujo de gas en circulación, de esto se encarga el Ventilador de Tiro Inducido.

Se diferencian dos tipos de construcción de ventiladores :

1. Ventilador Radial o Centrífugo, y
2. Ventilador Axial, de muy baja presión de trabajo, que en consecuencia, no será mayormente tratado.

Los gases sólo pueden fluir de áreas de altas presiones a las áreas de bajas presiones. El gas fluyendo en un ducto, sufre pérdidas de energía, la cual se evidencia en pérdidas de presión. Esa es la razón porque el ventilador trabajando en un sistema de tuberías tiene que producir y mantener una presión de succión, en su sección de ingreso que sea mucho más pequeña por la pérdida en el ducto de succión. En el lado de descarga del gas, la presión producida deberá ser mayor para absorber las pérdidas en el ducto de salida y en la chimenea.

En plantas de secado para materia prima a granel,

el ventilador ( definido para producir presiones menores a los  $1,000 \text{ Kg/m}^2$ ), es suficiente para los requerimientos en general.

El ventilador se define por el rodete de alabes y el cual está ubicado en una carcasa apropiadamente construida.

#### Funcionamiento y Propiedades del Ventilador de Tiro

Por medio del rotor provisto de álabes, se transmite sobre la masa gaseosa, energía estática y dinámica. La carcasa recoge las corrientes parciales que salen a gran velocidad de los diversos conductos formados por los alabes para conducirlos reduciendo su velocidad y aumentando la presión estática transmitida al gas hacia el racor de salida. La energía dinámica y estática transmitida al gas, corresponde al aumento de presión total obtenido entre los racores de entrada y salida.

Para el rendimiento y grado de eficiencia del ventilador es en primer lugar, determinante, el diseño del rotor y sus alabes, los cuales se diseñan para cada caso particular.

De la fig. 3.16, se puede estudiar la operación

del ventilador, en diferentes condiciones de servicio.

- a. Cuando la compuerta está cerrada, el ventilador produce solamente presión estática, " $P_s$ ".
- b. Cuando la compuerta está parcialmente abierta, una parcial cantidad de aire es succionado y la presión estática decrece y se crea la presión dinámica " $P_d$ ".
- c. Cuando la compuerta se abre completamente, la presión estática desaparece y todo se transforma en presión dinámica. La pequeña altura de presión estática, justo a la entrada del ventilador, corresponde a las pérdidas de presión en el ducto de succión. Se oabtiene así el máximo flujo.

La Figura 3.16, muestra las condiciones de presión del ventilador en las secciones de ingreso y salida de gases.

En la práctica no se usan las presiones estáticas absolutas, pero sí, las presiones estáticas diferenciales:

$$P_{d1} = P_{sta} - P_1 \quad \text{y} \quad P_{d2} = P_2 - P_{sta}$$

Aplicando Bernoulli, para  $P_{d1} = \rho C_1^2/2$ , obtenemos:

$$AP_{tot} = P_2 - P_1 + \rho (C_2^2 - C_1^2), \text{ sólo que es igual :}$$

$$AP_{tot} = AP_{s1} + P_{d2} - P_{d1}$$

La pérdida total de presión " $AP_{tot}$ " consiste en el incremento de la presión estática y la diferencia de presión dinámica.

Las áreas de los ductos de salida ( $A_2$ ) y el de ingreso ( $A_1$ ) implican tres posibilidades :

1.  $A_2 < A_1$  , entonces;  $C_2 > C_1$  , y ;  $AP_{s1,2} < AP_{tot}$
2.  $A_2 = A_1$  ,  $C_2 = C_1$  ,  $AP_d = C$  ;  $AP_{s1,2} = AP_{tot}$
3.  $A_2 > A_1$  ,  $C_2 < C_1$  ,  $AP_d < 0$  ;  $AP_{s1,2} > AP_{tot}$

Generalmente,  $A_2 = A_1$  ocasionalmente difieren hasta en 10 %.

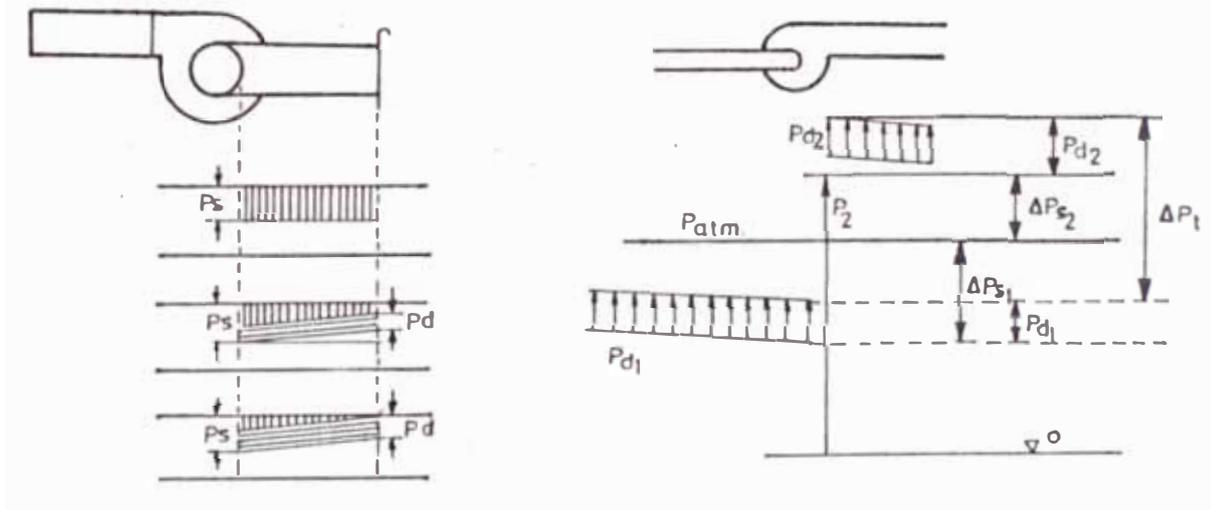


FIG. 3.16

### Criterios de Selección del Ventilador

La elección del tipo de construcción del ventilador, se determina por la aplicación prevista. Par los sectores de trabajo que incluyen el secado industrial se emplean preferentemente ventiladores radiales, donde la corriente de aire a transportar entra axialmente al rotor, para abandonarlo radialmente, o sea que el flujo sufre un cambio de dirección de  $90^\circ$ . Una considerable participación para el aumento de presión se consigue en este tipo de construcción para el aprovechamiento de la fuerza centrífuga, de lo que resulta también la denominación Ventilador Centrifugo.

Usualmente se clasifican los ventiladores radiales de acuerdo con la diferencia de presión generada entre el racor de aspiración y el de impulsión.

Presión en mm.col.agua, referida a la densidad:  
1.2 Kg/m<sup>3</sup> sobre el nivel del mar.

Ventilador de baja presión	100
Ventilador de media presión	100 - 300
Ventilador de alta presión	300 - 1,500

Presiones superiores a la indicada, se pueden.

lograr, con la yuxta-posición de dos ventiladores sobre una placa común (máquinas de dos carcasas) ó colocando varios rotores uno tras otro, sobre un árbol de accionamiento común.

Estos tipos de construcciones para presiones hasta unos tres mil mm. col. H<sub>2</sub>O, ya suponen el paso hacia los compresores propiamente dichos.

Los datos importantes para seleccionar el ventilador, son por ejemplo: el número de revoluciones, el incremento total de presión, la demanda de la eficiencia para la energía, que pueden ser obtenidos de la familia de curvas características como se muestra en la fig 3.15. De ésta figura, se aprecia que las curvas de AP, son semejantes geométricamente, lo que permite establecer ciertas leyes básicas en ventiladores, para diferentes regímenes de velocidades:

$$\frac{Q_2 \text{ (m}^3\text{/h)}}{Q_1 \text{ (m}^3\text{/h)}} = \frac{RPM_2}{RPM_1} \quad \frac{AP_2}{AP_1} = \frac{(RPM_2)^2}{RPM_1^2} \quad \frac{Pot_2}{Pot_1} = \frac{(RPM_2)^3}{RPM_1^3}$$

El punto de intersección de la característica de la tubería con la característica del ventilador (A), indica el estado de equilibrio entre la presión generada por el ventilador y la resistencia opuesta por el ducto siendo éste el punto de trabajo de la

totalidad del sistema. Ver Fig. 3.17 . Si el ventilador se opera con gas de otra densidad, resulta que el flujo volumétrico permanece inalterable, pero la presión total y la potencia, varían de forma directamente proporcional a la variación de la densidad.

Un desplazamiento del punto de trabajo respecto al punto calculado puede producirse por la modificación de la resistencia en el interior de la tubería en el curso del trabajo (aplastamiento o sedimentación internas) o por cálculos inexactos en la determinación de la resistencia. En este caso se tendrá igualmente que modificar la característica del ventilador al tenerse que mantener en pie, al volumen de gas exigido.

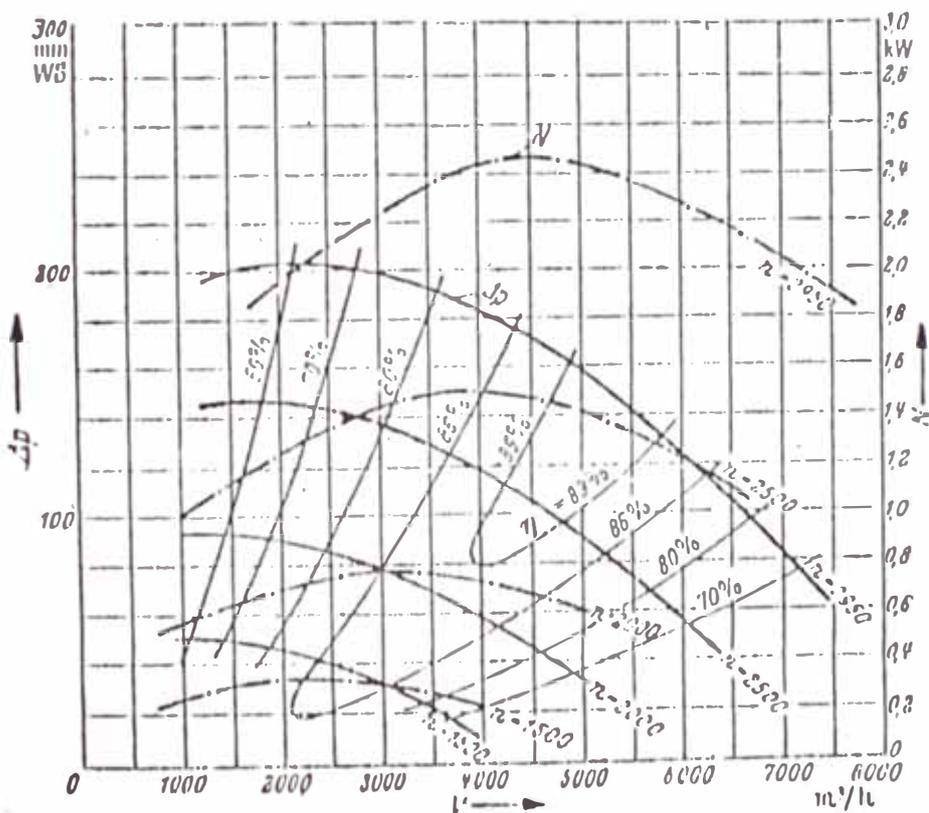


FIG 3.15

Vease la fig. 3.18 , un desplazamiento de la característica del ventilador, se puede conseguir, modificando las RPM, y previamente se tendrá que chequear si la potencia del motor del ventilador, podrá absorber la modificación.

La segunda posibilidad se consigue regulando la admisión de gases.

El sobredimensionamiento de los ventiladores, trae consigo un buen factor de seguridad adicional, pero que también acarrea un decremento en la eficiencia, pero esto es preferible para una mejor adaptabilidad y una cierta reserva de eficiencia.

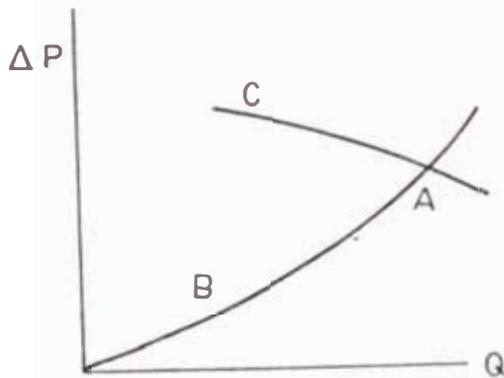


FIG. 3.17

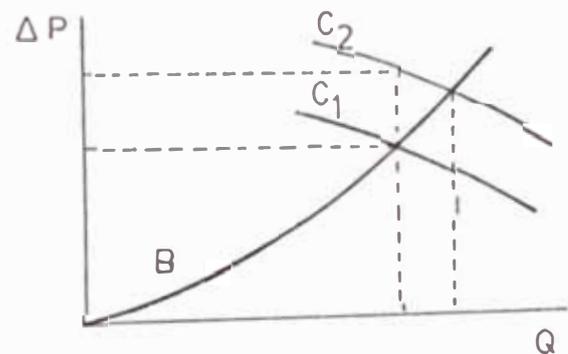


FIG. 3.18

### 3.6 METODO DE CALCULO LOS SOPORTES DE LOS EQUIPOS DEL SISTEMA.

La columna secadora, el ducto de gases, el ciclón despolvorizador y el separador estático, serán diseñados para auto soportarse. Los esfuerzos que se van a considerar son esencialmente :

- Esfuerzos de compresión, resultante de las cargas muertas que involucran : el peso propio del equipo; calculado del material con que son fabricados y sus dimensiones, y el peso del material aislante.
- Esfuerzos resultantes del momento flector causado por la acción de los vientos.
- Esfuerzos causados por fuerzas sísmicas.

#### 3.6. Esfuerzos de tensión y compresión causadas por la acción del viento sobre recipientes autosoportados.

- El viento genera una presión que se calcula de:

$$P_w = 10^{-9} \cdot P \cdot V_w \cdot F_s \quad (3.68)$$

$P$  = Presión atmosférica (mm.Hg)

$V_w$  = Velocidad del viento (km/h)

$F_s$  = factor de forma en recipientes cilíndricos (0.6 - 0.85)

En la zona de 4,000 m.sn.m.  $P = 460$  mm Hg y la

velocidad del viento alcanza promedios  
 sos enidos de 160 km/h.

Entonces  $P_w = 10^{-9} \times 460 \times 160^2 \times 0.85 = 0.01 \text{ kg/cm}^2$

- La presión del viento ocasiona un momento  
 flector  $M_v$ .

$$M_v = \frac{1}{2} P_w \cdot L \cdot D. \quad (3.69)$$

$L$  = Longitud del recipiente

$D$  = Diámetro del recipiente

- Brownell (29), ha desarrollado el cálculo de  
 los pernos de anclaje y la placa de soporte  
 (zapata) para prevenir el volteo por efecto  
 del momento flector inducido por vientos y  
 sismos.

La relación entre los módulos de elasticidad  
 del acero y del concreto es :

$$n = E_s/E_c - f_s/f_c$$

La tabla 6.1 proporciona los valores de  
 "n" como una función de la mezcla usada para  
 el concreto.

- Para efecto de este estudio, los cálculos se  
 condicionarán a un concreto con las siguien-  
 características :

- Módulo de elasticidad =  $E_c = 211,000 \text{ kg/cm}^2$  .

- Máxima resistencia a la compresión =  $f_{cmax} =$   
 $210 \text{ Kg/cm}^2$ .

- Resistencia a la compresión, permisible =  $f_c$   
 $= 85 \text{ kg/cm}^2$

El factor geométrico "K" generado por la posición del eje neutro se calcula por la ecuación :

$$K = \frac{1}{1 + (fs/n.fc)} \quad (3.70)$$

Del equilibrio de fuerzas presentadas en el soporte se deduce la carga tensora resultante en los pernos de anclaje:

$$F_t = \frac{M_v - F.z.D_{pa}}{D_{pa}.j} \quad (3.71)$$

Los valores  $C_c$ ,  $C_t$ ,  $z$  y  $j$  son constantes relacionados geometría del soporte y la relación de esfuerzos presentes, en resumen son función de "K", y la tabla 6.2 nos indica los valores.

El esfuerzo inducido en el acero, por acción de la carga  $F_t$  es calculado por :

$$f_s = \frac{2.F_t}{t . D_{pa} . C_t} \quad (3.72)$$

La carga total de compresión  $F_c$ , es la sumatoria de todas las fuerzas verticales y también se calcula la por la ecuación:

$$F_c = (t_2 + n.t_1) D_{pa} . f_c . C_c \quad (3.73)$$

$$\text{Donde } t_2 = t_3 - t_1 \quad (3.74)$$

Despejando, el esfuerzo de compresión inducido en el concreto vía el círculo de pernos de anclaje, es :

$$f_c = \frac{2 F_c}{(t_2 + n.t_1) D_{pa}.C_c} \quad (3.75)$$

Para chequear el esfuerzo de compresión entre los pernos de anclaje y el concreto, se utiliza la relación entre el máximo esfuerzo de compresión inducido en el soporte y el correspondiente esfuerzo en los pernos de anclaje.

$$f_{cmax} = f_c (\text{pernos}) \frac{(2 K.D_{pa} + t_3)}{2 K.D_{pa}} \quad (3.76)$$

El espesor de la plancha ( $t_4$ ) para el soporte sin esquinales de refuerzo (cartelas) se calcula de :

$$t_4 = t_2 \sqrt{3 \cdot f_{cmax}/f_{smax}} \quad (3.77)$$

Como se utilizan "cartelas" para reducir el espesor del soporte, Timoshenko ha tabulado las nuevas deflecciones y momentos flectores ( tabla 6.3) en función de espaciamiento entre cartelas : "b" y el ancho de los soportes "t3".

Entonces el espesor  $t_4$  se calculará así :

$$t_4 = \frac{6 M_{max}}{f_{smax} (t_3 - \phi h)} \quad (3.78)$$

Siendo  $\phi h$  = el diámetro del agujero en la zapata, para el perno de anclaje.

### 3.6.2. Esfuerzo resultan de arg s sísmicas en recipientes autosoportados.

El período de vibración por efecto de sismos calculado a partir del trabajo de deformación de recipientes verticales, es :

$$T = 2.65 \times 10^{-3} \left( \frac{L}{D} \right)^2 \left( \frac{F \cdot D}{L \cdot e_p} \right)^{1/2} \quad (3.79)$$

T = Período de vibración (seg)

L D = Altura diametro del recipiente

F = Carga muerta del recipiente (Lb)

$e_p$  = Espesor ( pul )

C = Es el coeficiente sísmico, dependiente del período de vibración. En la tabla 6.4 se presentan recomendaciones para varios coeficientes.

La zona de la Puna peruana a 4,000 m.s.n.m está considerada como zona sísmica N° 2 (ver tabla 6.4)

El máximo momento de corte y flexión, ocasionado por sismos, se localiza en la base del recipiente y se evalúa con la ecuación :

$$M_{smax} = 8.C.F.L. \quad 3.80$$

Conocidas las fuerzas del viento y de sismos, se escoge la que mayor momento produce en la base y a partir de estos valores se

TABLA 6.1: VALORES PROMEDIO DE LAS PROPIEDADES DEL CONCRETO MEZCLADO

CO TENIDO DE AGUA POR 94 lb	$f_c^1$ RESISTENCIA A LA COMPRESION LUEGO DE 28 DIAS	$n$ $30 \times 10^6$ $E_c$	$E$ RESISTENCIA A LA COMPRESION PERMISIBLE
7 1/2	2000 PSI	15	800 PSI
6 1/4	2500	12	1000
6	3000	10	1200
5	3750	8	1400

TABLA 6.2: VALORES DE LAS CONSTANTES EN FUNCION DE K

K	$C_c$	C	$\alpha$	$\beta$
0.050	0.600	3.000	0.90	0.760
0.100	0.852	2.807	0.480	0.766
0.150	1.049	2.772	0.469	0.771
0.200	1.210	2.661	0.459	0.776
0.250	1.370	2.551	0.448	0.779
0.300	1.510	2.442	0.438	0.781
0.350	1.600	2.333	0.427	0.783
0.400	1.765	2.224	0.416	0.784
0.50	1.884	2.113	0.404	0.785
0.500	2.000	2.000	0.393	0.786
0.50	2.113	1.884	0.381	0.785
0.600	2.224	1.765	0.369	0.784

TABLA 6.3: MAXIMO MOMENTO FLECTOR EN SOPORTES CON "CARTELAS"

l/r	$x = l/2$	$x = b/2$
	$M_x (Y = l)$	$M_y (Y = l)$
0	0	$-0.500 f_c l^2$
1/3	$0.0078 f_c b^2$	$-0.420 f_c l^2$
1/2	$0.0293 f_c b^2$	$-0.319 f_c l^2$
2/3	$0.0558 f_c b^2$	$-0.227 f_c l^2$
	$0.0972 f_c b^2$	$-0.119 f_c l^2$
3/2	$0.123 f_c b^2$	$-0.124 f_c l^2$
	$0.131 f_c b^2$	$-0.125 f_c l^2$
0	$0.133 f_c b^2$	$-0.125 f_c l^2$
	$0.133 f_c b^2$	$-0.125 f_c l^2$

$b$  = espaciamiento de las cartelas (pulq.)(x direccion)  
 $l$  = radio exterior del soporte menos el radio exterior del tubo (direccion y en pulg.)

TABLA 6.4: COEFICIENTE SISMICO "C" RECOMENDADO PARA VARIAS ZONAS

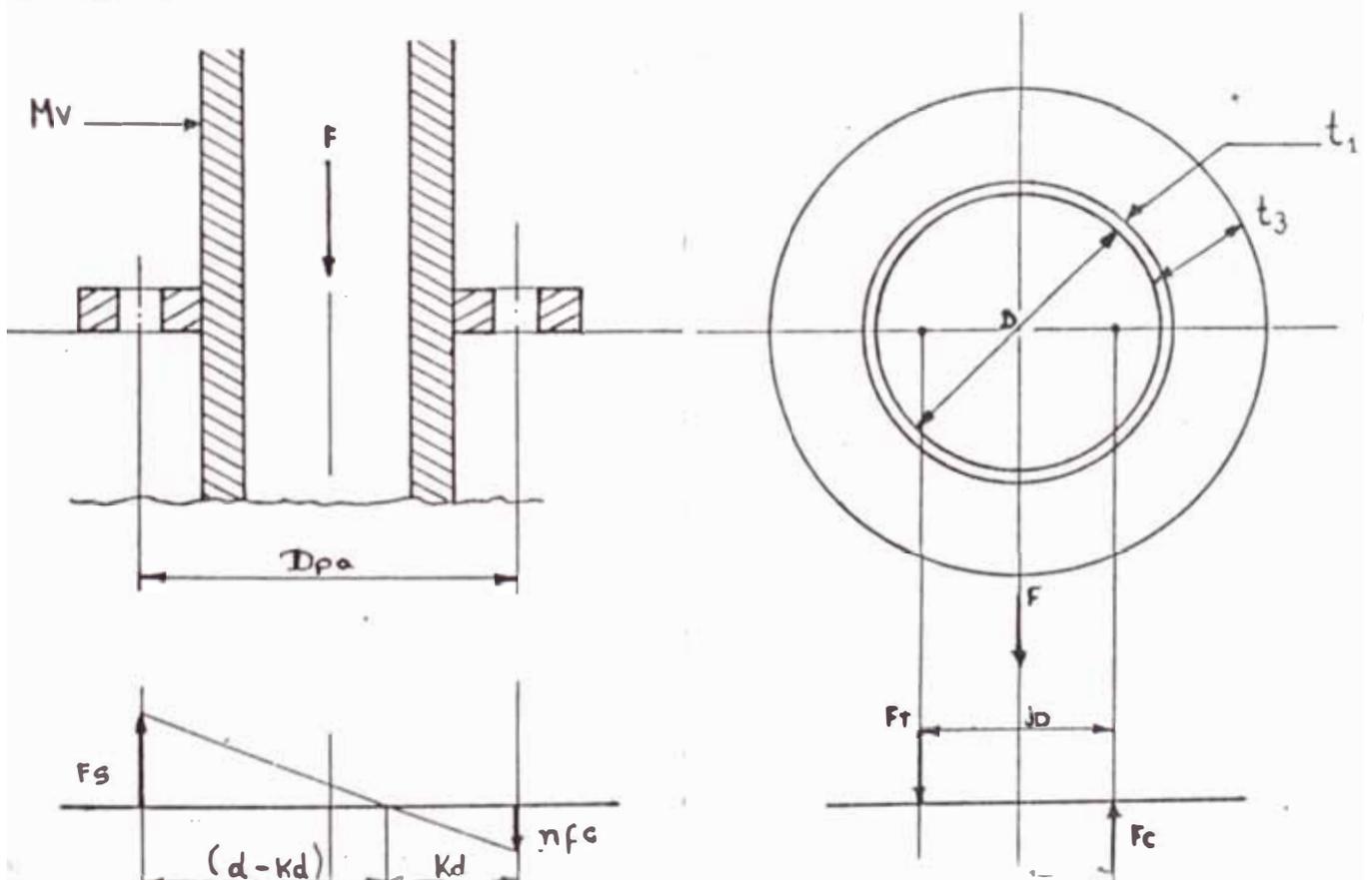
Zona Sismica	Periodo < 0.4 sec	Periodo 0.4-1 sec.	Periodo > 1.0 sec
1	0.05	0.02/T	0.02
2	0.10	0.04/T	0.04
3	0.20	0.08/T	0.08

diseña la base; las cartelas y pernos de anclaje.

El proceso implica cálculos sucesivos de aproximación y se inicia asumiendo los valores de  $f_s$  y  $f_c$  correspondientes al acero y el concreto empleado.

La mínima longitud del cordón de soldadura, requerida para soportar el cizallamiento producido por el peso muerto del equipo ( $F$ ) es función de la resistencia del depósito de soldadura ( $S_s$ ) y el ancho efectivo de soldadura ( $E_s$ )

$$L_{sol} = \frac{2.F}{S_s.E_s}$$



APLICACION DEL CALCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE  
SECADO NEUMATICO EN UN CASO ESPECIFICO

4.1 Características de la materia prima a secar .

4.1.1 Estado natural de la materia prima

La fábrica se encuentra ubicada en la localidad de Condorcocha, provincia de Tarma en el Departamento de Junin, a una altura de 3,850 metros sobre el nivel del mar, donde la presión atmosférica es de 460 mm. de Hg (0.625 kg/cm<sup>2</sup>) y la temperatura promedio del medio ambiente es de 10° C.

La materia prima que se emplea en ésta fábrica se encuentra en las canteras aledañas a las instalaciones y se compone de los siguientes materiales:

- CALIZA : Como principal componente presente en promedio del 94 % del peso total. Básicamente es carbonato de calcio.
- ARCILLA : Son aluminio-silicatos acuosos, de estructura laminar, muestran una gran variación en sus propiedades físico químicas, debido a su origen por alteración de rocas. Su composición es aproximada a la **Caolinita:  $Al_2Si_2O_5(OH)_4$** .
- OXIDO DE FIERRO : Que conjuntamente con la arcilla no superan el 6 % del peso total de la materia prima.

Debido a que éstos tres componentes son extraídos de sus respectivas canteras explotadas a tajo abierto, el material absorbe altos contenidos de agua, provenientes de las intensas precipitaciones pluviales propias de la región.

La presencia de agua en la materia prima origina humedades de hasta 16 % en invierno. De acuerdo a datos estadísticos, de diferentes épocas del año, la humedad promedio de la materia prima es de 12 %.

TABLA 07  
RESULTADO DEL ANALISIS QUIMICO DE LA MATERIA  
PRIMA DE LAS CANTERAS

Análisis de :	Caliza Alta	Caliza Baja	Oxido de Fierro	Mezcla Arcilla Homogenea	
Perdida por					
Ignición	40.59	29.78	12.85	15.33	35.12
SiO <sub>2</sub>	6.26	25.52	42.18	40.58	13.67
Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	1.04	1.88	24.20	6.60	1.92
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	2.00	5.84	11.10	24.75	3.75
CaO	49.40	36.04	7.00	9.65	44.05
MgO	0.3	0.40	0.86	0.26	0.36
SO <sub>3</sub>	0.7	0.32	1.08	0.64	0.96
CaCO <sub>3</sub>	85.7	61.20			74.00

Para efectos de éste estudio, se necesitan conocer los resultados de los análisis granulométricos, prueba de humedad y medidas de los pesos volumétricos del material, los mismos que han sido llevados a cabo en el Laboratorio de la fábrica de Cemento Andino S.A. con muestras de la Chancadora y del Molino de harina cruda.

#### 4.1.2 Características de la humedad de la materia prima-Curvas de secado.

Las muestras representativas de materia prima, fueron procesadas en la Balanza-Secadora, marca SAUTHER , de donde se obtuvo los datos suficientes para elaborar las Curvas del Secado de la Arcilla, Oxido de Hierro, y de la Caliza, tal como se muestran en las figuras.

De la curva de secado mostrada en la figura 4.1 se observa, que el contenido crítico de humedad (Punto "C"), está comprendido entre los valores de 5.8 y 4.5 % .

Este valor es importante, porque, establece el límite de ocurrencia del período de secado a velocidad constante.

#### 4.1.3 Características granulométricas de la materia prima.

La regulación de las parrillas de la chancadora primaria aseguran que las parrillas de materia prima CHANCADA NO SUPEREN LOS 20 mm. en sus dimensiones .

Los resultados del Análisis Granulométrico se muestran en la TABLA N°8 :

TABLA No 8

RESULTADO DEL ANALISIS GRANULOMETRICO DE LA MATERIA  
PRIMA PARA ELABORAR CEMENTO

% en peso del retenido en cada malla:      Abertura de las mallas USA Serie  
ASTM Especificación E-11-70

6	de 20	mm.	(+)
12	de 10	mm.	(+)
10	de 4	mm.	
10	de 1.4	mm.	
2	de 1.0	mm.	
6	de 0.5	mm	
9	de 210	micras	(++)
10	de 150	micras	
8	de 125	micras	
6	de 106	micras	
8	de 88	micras	
8	de 74	micras	
5	menores		

(+) : Malla Standard Alemana, Especificación DIN 4188

(++) : Malla Standard Canadiense, Serie 8 GP 1b.

Por ensayos con materia prima a la humedad de 12% se obtiene que en promedio; 1,655 gramos de material ligeramente asentado, ocupan el volumen de un litro.

Como la humedad contenida en el material, básicamente es del tipo superficial ó capilar, al haber sido adquirida por absorción; al ir secándose, el peso del material se reducirá en la misma cantidad correspondiente al agua que se está evaporando, manteniéndose más ó menos constante el volumen que ocupa. Es así que se obtuvo la curva de la Fig 4.3, en forma experimental

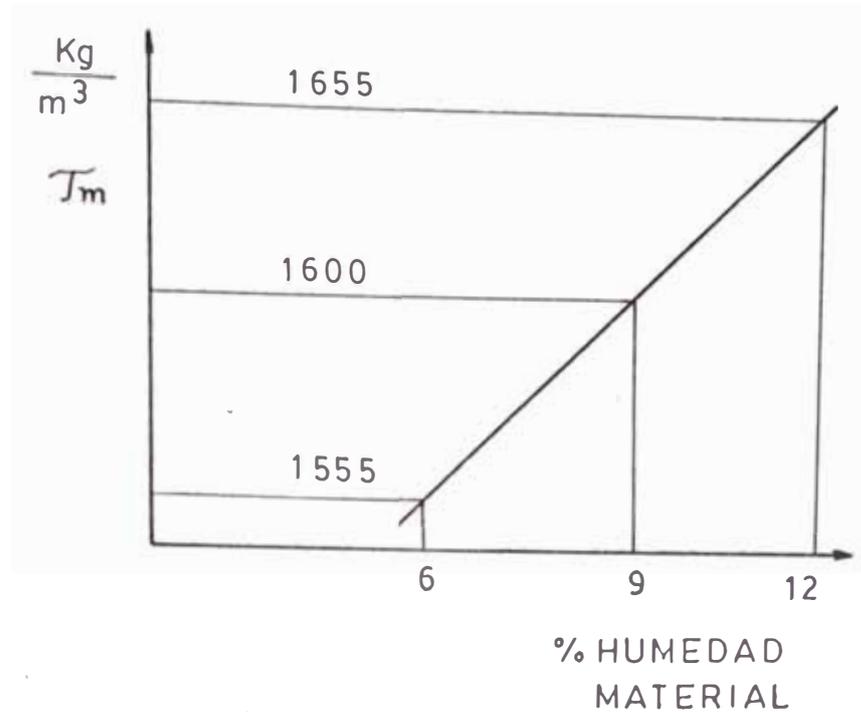


FIG.4.3

El peso específico del mismo material, pero con una granulometría más fina y homogénea y en estado esponjado, llega a valer  $1,100 \text{ kg/m}^3$ . El mismo material en un estado asentado pesa  $1,300 \text{ kg/m}^3$ , en ambos casos la humedad residual del material es de  $0.5 \%$  (13).

Conductividad térmica del material :

Por lo general, no se dispone de datos de conductividad térmica para materiales granulares; estos valores difieren de las conductividades térmicas de los sólidos, ya que obviamente la conducción de calor se afecta por la granulación D.KERN.(12), reporta para la

ilmenita y arena de Ottawa, valores de 0.141 y 0.155 BTU / h.pie<sup>2</sup>. F/pie respectivamente, para flujos de bastones en tubos verticales.

Dada la semejanza, estimaremos conservadoramente que para la caliza, la conductividad térmica se aproxima al valor de 0.141 BTU/h.pie<sup>2</sup> . F/pie (0.21 Kcal / h.m<sup>2</sup> . °C/m).

#### 4.1.4 Flujos Gravimétricos de material para el proceso de Secado.

Como se sabe, la ampliación del Horno de calcinación aumentará su capacidad productiva y requerirá de 120 ton/hora de materia prima cruda y molida (Ga') con una humedad residual máxima de 0.5 % (Za').

Con éstos dos valores, se pueden deducir los flujos gravimétricos en el circuito de la unidad de molienda y en la unidad de secado, teniendo en cuenta que los valores de humedad inicial del material es de 12 % (Ze) y que el Secador deberá reducir la humedad hasta 6 % (Za).

Con la ayuda de las fórmulas presentadas

en la Tabla 01 calcularemos:

1.  $G_e$  = Cantidad de material con 12 % de humedad

$$G_e = G_{a'} \cdot \frac{1 - Z_{a'}}{1 - Z_e} = 120,000 \frac{1 - 0,005}{1 - 0,12} =$$

$$135,681 \text{ kg/h}$$

2.  $G_s$  = Cantidad de materia prima libre de humedad

$$G_s = G_{a'} \cdot (1 - Z_{a'}) = 120,000 (1 - 0,005) =$$

$$119,400 \text{ kg/h}$$

3.  $G_d$  =  $G_e \cdot \frac{Z_e - Z_a}{1 - Z_a} = 135,681 \frac{0,12 - 0,06}{1 - 0,06} =$

$$8,660 \text{ kg/h}$$

4.  $G_{wa}$  = Cantidad de agua remanente en el producto secado.

$$G_{wa} = G_e \cdot Z_a \cdot \frac{1 - Z_e}{1 - Z_a} = 135,681 \times 0,06 \frac{1 - 0,12}{1 - 0,06} =$$

$$7,621 \text{ kg/h}$$

5.  $G_a$  = Cantidad de material con 6% de humedad

$$G_a = G_e \cdot \frac{1 - Z_e}{1 - Z_a} = 135,681 \frac{1 - 0,12}{1 - 0,06} = 127,020 \text{ kg/h}$$

6.  $G_{d'}$  = Cantidad de agua que se evapora en el molino

$$G_{d'} = G_{a'} \cdot Z_e - Z_{a'} = 120,000 (0,06 - 0,005) =$$

$$7,021 \text{ kg/h}$$

7.  $G_{we}$  = Cantidad total de agua que contiene el material

$$G_{we} = G_e \cdot Z_e = 135,681 (0,12) = 16,281 \text{ kg/h}$$

#### 4.2 Cálculo y diseño de la Columna Secadora

La Tabla N° 09 muestra los resultados de varios cálculos de las dimensiones principales de la columna secadora, empleándose la metodología expuesta en el Cap. 3.1

De ésta Tabla, se ha escogido las dimensiones correspondientes a las mejores condiciones de operación. Es decir, las condiciones compatibles con la disponibilidad de espacio y el transporte neumático, su desarrollo es el siguiente:

$T_{gi} = 900 \text{ } ^\circ\text{C}$ , Valor regulado en la cámara de combustión y mezcla.

$T_{gs} = 90 \text{ } ^\circ\text{C}$  Lo suficientemente alto para evitar alcanzar el punto de rocío. Su valor se chequeará.

$t_a = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$  El mismo valor de la temperatura ambiente.

$t_s = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$ , Inicialmente aproximado a:  $(T_{gs} - 30 \text{ } ^\circ\text{C})$   
Posteriormente se chequea ésta aproximación

$z_e = 0.12$  , Promedio de la humedad inicial del material.

$z_a = 0.06$  Humedad del material al abandonar el secador.

TABLA 09. DIMENSIONES DE LA COLUMNA SECADORA PARA DIFERENTES TEMPERATURAS "T<sub>g<sub>i</sub></sub>"  
(RESTO DE CONDICIONES - CONSTANTES).

T <sub>g<sub>i</sub></sub> °C	ΔT <sub>log</sub> °C	L <sub>g</sub> Kg/h	x	γ <sub>g</sub> Kg/m <sup>3</sup>	V m <sup>2</sup> /s	Re · u <sub>s</sub>	u <sub>s</sub> m/s	Re	Nu	t <sub>po</sub> seg	L m	D m	γ <sub>g</sub> seco kg/m <sup>3</sup>
1.000	275	32,267	0.114	0.364	75.5x10 <sup>-6</sup>	265	6.61	1751	84.7	2.7	18.0	1.59	0.168
900	254	36,251	0.120	0.381	71 x10 <sup>-6</sup>	281	6.50	1830	87.6	2.9	18.9	1.70	0.186
800	232	41,527	0.100	0.401	64.8x10 <sup>-6</sup>	309	6.10	1883	89.6	3.0	18.9	1.78	0.20
700	210	48,534	0.090	0.422	59.2x10 <sup>-6</sup>	338	5.98	2020	94.8	3.2	19.1	1.89	0.22
600	188	58,292	0.070	0.446	53.8x10 <sup>-6</sup>	372	5.84	2171	100	3.3	19.5	1.99	0.24
500	165	72,811	0.60	0.472	48.7x10 <sup>-6</sup>	411	5.72	2349	107	3.6	20.3	2.19	0.27
400	140	96,299	0.045	0.505	44.5x10 <sup>-6</sup>	449	5.55	2494	112	3.9	22.2	2.47	0.31
300	115	142,155	0.030	0.541	39.7x10 <sup>-6</sup>	503	5.40	2720	120	4.5	24.5	2.94	0.37

Su magnitud ligeramente superior a la humedad crítica, asegura que el proceso de secado se efectuará en el periodo de velocidad constante.

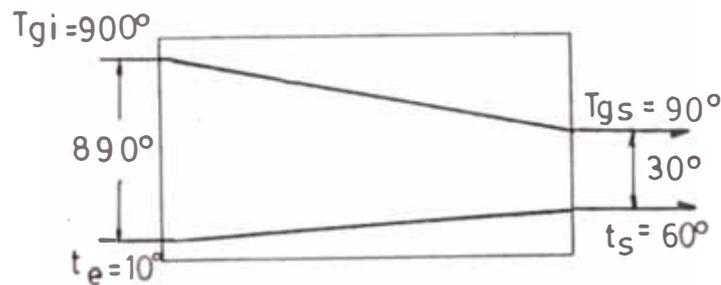
En el capítulo 4.1 se calcularon los valores de :

$$G_e = 135,681 \text{ kg/h}$$

$$G_s = 119,400 \text{ kg/h}$$

$$G_d = 8,660 \text{ kg/h}$$

$$G_{wa} = 7,621 \text{ kg/h}$$



$$\Delta T L_{og} = \frac{890 - 30}{\ln 890/30} = 254$$

#### 4.2.1 Cálculo de la transferencia de calor y masa.

a. De la fig 4.6 para  $\text{CaCO}_3$ ,  $C_s = 0.205 \text{ Kcal/kg.}^\circ\text{C}$

$$Q_{ss} = 0.205(60-10)119,400 = 1'223,850 \text{ Kcal/h}$$

b. Para el agua a  $47^\circ\text{C}$  (temperatura correspondiente a la presión parcial promedio del agua contenida en el material cuya temperatura cambia de  $10$  a  $60^\circ\text{C}$ ).  $H_{fg} = 572 \text{ kcal/kg}$ .

$$Q_{ev} = 572 \times 8.660 = 4'953.520 \text{ Kcal/h}$$

c. Para el agua a la temperatura de hasta 100°C.

$$C_a = 1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

$$Q_{sa} = 1 (60-10) 7,621 = 381,050 \text{ Kcal/h}$$

d. Las pérdidas se estiman de 70 Kcal/kg de vapor, luego:

$$Q_{per} = 70 \times 8.660 = 660,200 \text{ Kcal/h}$$

e. Luego, sumando obtenemos la carga calórica total:

$$Q_{tot} = 7'164.620 \text{ Kcal/h}$$

(Se observa que las pérdidas k de calor son aproximadamente el 10 % de la carga calórica total).

La cantidad de gases calientes :

Lg, la calculamos de la Ecuación 3.13, para  $C_{pg} = 0.244 \text{ Kcal/kg } ^\circ\text{C}$  (de la figura 4.7)

$$L_g = \frac{7'164.620}{0.244 (900 - 90)} = 36,251 \text{ kg/h}$$

De la ecuación 2.1 calculamos "x", al lograrse el 50 % de la evaporación requerida.

$$x = 0.5 \frac{8,660}{36,251} = 0.12 \text{ kg/kg}$$

De la ecuación 2.2, para  $R_{vp} = 47.06 \text{ kg.m/kg.}^\circ\text{C}$  :

$$f_0 = \frac{0.625 \times 10^4}{47.06 (254 + 273)} \times \frac{1 + 0.12}{\frac{18}{29} + 0.12} = 0.381 \text{ kg/m}^3$$

partícula de mayor tamaño resulta ser,

$$d_p = 0.02 \text{ m.}$$

Para calcular la velocidad de suspensión, asumiremos que  $Re$  es mayor de 300. Y el coeficiente de arrastre se calcula de los coeficientes indicados en la Tabla 03.

$$C_w = 94 / Re^{0.16}$$

con éstos valores y la ecuación 3.5, resulta:

$$u_s = \sqrt{\frac{4}{3} \cdot \frac{Re^{0.16}}{94} \cdot \frac{(1,600 - 1)}{0.381} \cdot (9.81) \cdot 0.02} \quad (4.1)$$

Cuando la partícula está suspendida, su velocidad es nula, luego, la velocidad del gas es la velocidad de suspensión.

$$Re = u_s \cdot d_p / \nu$$

$$\nu = 0.027 \times 10^{-3} \text{ kg/m.s.} / 0.381 \text{ kg/m}^3 = 71 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Reemplazando valores, resulta } Re = 281.7 u_s \quad (4.3)$$

Aplicando la ecuación 4.3 en 4.1 resulta:

$$u_s = 6.5 \text{ m/s}$$

De acuerdo a la recomendación planteada en la ecuación 3.6

$$u_g = 2 \cdot u_s = 2 \times 6.5 = 13 \text{ m/s}$$

$$\text{Entonces: } u_r = u_g - u_s = 6.5 \text{ m/s}$$

$$\text{Luego, } Re = 605 (0.02) / (71 \times 10^{-6}) = 1,830$$

Como  $Re$  es mayor que 300, lo asumido es conforme

Ya que  $Re$  es mayor de 400, utilizaremos la

ecuación 3.20 :

$$Nu = 0.15 \times 1830^{0.63} + 0.26 \times 1830^{0.5} = 87.6$$

Ya que  $h = Nu \cdot K / dp$ , y el valor de la conductividad térmica es  $0.21 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot \text{°C/m.}$ , calculamos :

$$h = 87.6 \times 0.21 / 0.02 = 919 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot \text{°C}$$

De las ecuaciones 3.14 y 3.15, calculamos los calores particulares :

$$Q_p = 919 \pi (0.02)^2 \times 254 = 293 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_p = \frac{\pi}{6} (0.02)^3 \times 1,600 (0.12 - 0.06) 572 = 0.23 \text{ Kcal}$$

Por lo tanto, el tiempo de secado de la partícula, será :

$$t_{po} = \frac{0.23}{293} \text{ h} = 2.9 \text{ seg}$$

Y la longitud eficaz de la columna secadora se calcula de:

$$L = u_p \cdot t_{po} = 6.5 \times 2.9 = 18.9 \text{ m}$$

El diámetro de la columna, lo calcularemos a partir de las condiciones medias de operación y en función del volumen de gases :

- El flujo volumétrico de los gases húmedos a  $254 \text{ °C}$  es:

$$\frac{V_{gm}}{\tau_o} = \frac{L_g + G_d}{2} = \frac{36,251 + 8,660}{2} = 106,512 \text{ m}^3/\text{h}$$

- El flujo volumétrico de material cuando se ha secado 50% del agua total por eliminar, es :

$$\frac{V_{gm}}{\tau_p} = \frac{G_e - G_d}{2} = \frac{135,681 + 8,660}{2} = 82.1 \text{ m}^3/\text{h}$$

La sección transversal que atravesarán los gases y el material a sus respectivas velocidades medias, se calcula con la relación :

$$\text{Area} = \frac{106,512 \text{ m}^3/\text{h}}{13 \text{ m/s} \times 3,600 \text{ s/h}} + \frac{82.1 \text{ m}^3/\text{h}}{6.5 \text{ m/s} \times 3.600 \text{ s/h}} = 2,276 \text{ m}^2$$

A ésta sección transversal, le corresponde el diámetro de la columna, de :

$$D = \frac{4 \cdot \text{Area}}{\pi} = 1.7 \text{ m.}$$

#### 4.2.2 Comprobación de magnitudes en el cálculo de la columna Secadora :

- a. La presión parcial del vapor de agua en el gas húmedo y que abandona la columna secadora, se calcula de la ecuación 2.3, donde  $R_{\text{gas}} = 29.3 \text{ kg.m/kg } ^\circ\text{K}$  y  $x = 0.24$

$$P_{\text{pv}} = \frac{0.625 \times 0.24 \times 47.06}{29.3 + 0.24 \times 47.06} = 0.1739 \text{ kg/cm}^2$$

A la presión parcial de  $0.1739 \text{ kg/cm}^2$  ( $0.1705 \text{ bar}$ ), le corresponde la temperatura de saturación de  $57 \text{ }^\circ\text{C}$ , que también es la misma temperatura de la superficie del material cuando abandona el secador, al haberse aproximado :  $t = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ , el error de tres grados es insignificante.

- b. Como la temperatura de  $57^\circ\text{C}$ , es la temperatura del punto de rocío del gas, que estando

a 90 °C, tiene un margen de 33 °C, para continuar con el proceso sin rocío.

- c. Los gases a 900 °C tienen una densidad de 0.1863 kg/m<sup>3</sup> luego, el flujo volumétrico de gases que ingresan será:

$$V_{gi} = \frac{L_g}{\tau_g} = \frac{36,251}{0.1863} = 198,744 \text{ m}^3/\text{h}$$

Por lo tanto, la velocidad de los gases ingresantes será:

$$(u_g)_i = \frac{V_{gi}}{\text{Area}} = \frac{198,744}{\pi \frac{1.7^2}{4} \times 3,600} = 24.3 \text{ m/s}$$

Asimismo, la velocidad de los gases al momento de abandonar la columna secadora, a 90 °C, su densidad es 0.527 kg/m<sup>3</sup>, se calcula a partir del flujo volumétrico en esa zona:

$$V_{gs} = \frac{L_g + G_d}{\tau_g} = \frac{36,251 + 8,660}{0.527} = 85,220 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$(u_g)_s = \frac{V_{gs}}{\text{Area}} = 10.5 \text{ m/s.}$$

Se observa que en la zona más crítica (salida) la velocidad de los gases supera en 4 m/s a la velocidad de suspensión de la partícula más grande, cumpliendo las consideraciones prácticas recomendadas.

- d. Calculando los volúmenes de aire respecto a la cantidad de material que contienen, encontramos las relaciones:

$$V_{gi} / G_e = 198,744 / 135,681 = 1.5 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_{gs} / G_a = 85,520 / 127,020 = 0.7 \text{ m}^3/\text{kg}$$

El promedio de éstas relaciones, es 1.1 m<sup>3</sup>/kg se halla comprendido en el 50% del rango recomendado (2 a 3 m<sup>3</sup>/kg), teniendo en consideración; que el material es de alta densidad y la alimentación al secador se efectúa con balanzas dosificadoras electromagnéticas, de alta precisión y regularidad, la cantidad de gases empleados, serán suficientes para transportar neumáticamente la cantidad de material necesario, sin que ocurra congestiónamiento

#### 4.2.3 Diseño estructural de la Columna Secadora

El análisis de las cargas y las temperaturas extremas en la columna secadora, nos permitirán diseñar:

- 1) Las chapas ó soportes, y
- 2) Las juntas de expansión

Para la fabricación de la columna se empleará planchas de acero "Cor-ten" (ASTM A.242), dada sus características de alta resistencia al desgaste, comparable a un acero con 0.35 % de contenido de carbón.

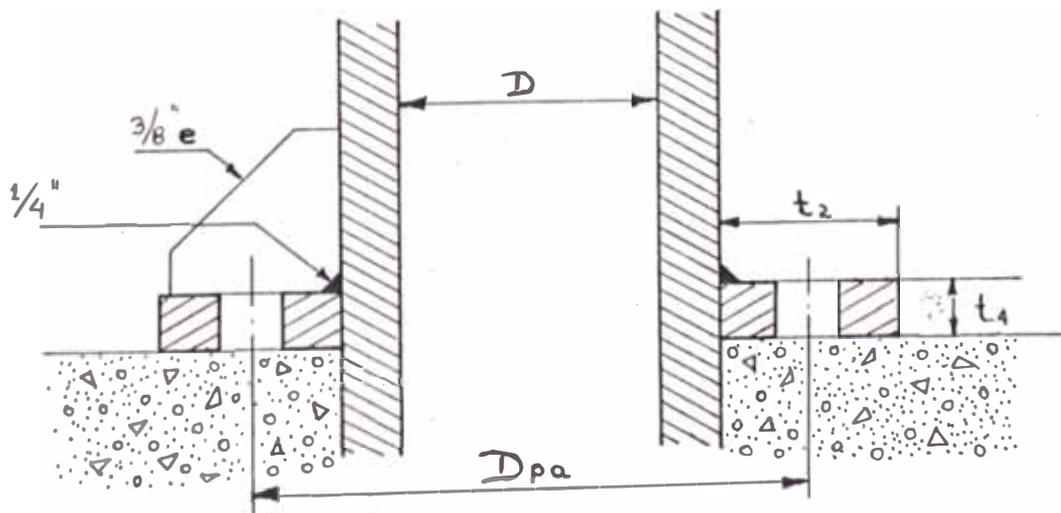
Seleccionaremos planchas de  $3/16''$  de espesor, que en la práctica nos aseguren unos 600 días de trabajo ininterrumpido, plazo cuando se estima probable cambio por efecto del desgaste por abrasión.

**a. Diseño de los soportes del cuerpo de la columna secadora.**

La columna secadora, se fabricará rolando planchas de acero corte de  $3/16''$  de espesor ( $38 \text{ kg/m}^2$ ) y módulo de elasticidad  $E_s = 2'110,000 \text{ kg/cm}^2$  y resistencia máxima a la tensión =  $f_s = 2.960 \text{ kg/cm}^2$

Entonces la carga muerta

$$F = \pi \cdot D \cdot L \cdot (38 \text{ kg/m}^2) = 3840 \text{ kg.}$$



La presión del viento se calcula de (3.68)

$$P_w = 10^{-9} (460)(160)(0.85) = 0.01 \text{ kg/cm}^2$$

- El viento ocasiona un momento flector calculado de (3.69)

$$M_v = \frac{1}{2} (0.01)(1890)^2 \quad (1.7)$$

$$M_v = 30,360 \text{ kg-m}$$

El periodo de oscilación kpor efecto de sismos se calcula de (3.79)

$$T = 2.65 \times 10^{-3} \frac{(18.9)^2}{1.7} \frac{(3.840 \times 2.2 \text{ lb} \times 1.7 \text{ m})^4}{18.9 \text{ m} \times 3/16}$$

$$T = 0.21 \text{ Seg. y de la tabla 9.3 ; } C = 0.10$$

- El momento máximo ocasionado por sismos se calcula de la ecuación (3.80)

$$M_{SMAX} = 8 \times 0.10 \times (3,840 \text{ kg}) \times (18.9 \text{ m})$$

$$M_{SMAX} = 58,060 \text{ kg-m}$$

Entonces el diseño del soporte se evaluará en función del momento ocasionado por sismos, por ser el mayor.

Varias aproximaciones condujeron a asumir :

$$f_s = 520 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{y} \quad f_c = 10.5 \text{ kg/cm}^2$$

Se propone una base soporte de ancho =  $t_2 = 0.30 \text{ m}$ .

$$n = E_{sc}/E_c = 10$$

De la ecuación (3.70) calculamos "k"

$$k = \frac{1}{1 + \frac{520}{10 \times 10.5}} = 0.17$$

De la tabla 6.2 para  $k = 0.17$  se obtienen :

$$C_c = 1.14 \quad z = 0.46$$

$$C_t = 2.70 \quad j = 0.774$$

Los pernos de anclaje estarán dispuestos en un diámetro:

$$D_{pa} = D + t_2 = 1.7 + 0.36 = 2.0 \text{ m.}$$

Se proyecta utilizar 8 pernos de 2 1/4"  $\phi$   
(19.5 cm<sup>2</sup>)

La carga tensora resultante se calcula de (3.71)

$$F_t = \frac{58,060 - 3,840 \times 0.46 \times 2.0}{0.774 \times 2.0} = 35,224 \text{ kg}$$

El espesor equivalente al área de pernos de anclaje es:

$$t_1 = \frac{8 \times 19.5}{\pi \times D_{pa}}$$

El esfuerzo inducido en el acero, se calcula de (3.72):

$$f_s = \frac{2 \times 35,224 \text{ kg}}{0.25 \text{ cm} \times 200 \text{ cm} \times 2.70}$$

$$f_s = 521 \text{ kg/cm}^2 \text{ (igual al valor asumido) OK}$$

La carga de compresión  $F_c$  es la sumatoria de las fuerzas verticales :

$$F_c = F_t + F = 35,224 + 3,840 = 39,064 \text{ kg}$$

De la ecuación (3.75) :

$$F_c = \frac{2 \times 39,064}{(30 + 10(0.25)) 200 \times 1.14}$$

$$F_c = 10.6 \text{ kg/cm}^2 \text{ (igual al valor asumido) OK}$$

Se chequea el esfuerzo de compresión entre soporte y concreto por la ecuación (3.76)

$$t_3 = t_2 + t_1 = 30 + 0.25 = 30.25$$

$$f_{cmax} = 10.6 \left( \frac{2 \times 0.17 \times 200 + 30.25}{2 \times 0.17 \times 200} \right)$$

$$f_{cmax} = 15.3 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Factor de seguridad} = F_c \text{ permisible} / f_{cmax} = 5$$

El espesor de la plancha de soporte ( $t_4$ ) se calcula de la ecuación (3.77)

$$t_4 = 30.25 \sqrt{3 \times 15.3 / 2,960} = 3.8 \text{ cm}$$

Como este espesor es grande utilizaremos 16 cartelas

$$\text{Espaciamiento } b = \frac{\pi \times 2.0}{16} = 0.39$$

$$\frac{t_3}{b} = \frac{0.3025}{0.3900} = 0.77 \quad \text{seleccionamos:}$$

$$M_{MAX} = M_4 = -0.227 F_c t_3^2$$

$$M_{MAX} = -0.227 (15.3 \times 14.2 \text{ PSI}) \cdot (30.25 / 2.54 \text{ PUL})^2$$

$$m_{max} = -7,000 \text{ lb-pul} = 81 \text{ kg-m}$$

Entonces  $t_4$  con cartelas se calcula de

Ecuación (3.78) conocido.

$$\phi \text{ agujero para perno} = 2 \frac{1}{4} + \frac{1}{16} = \frac{25}{16}$$

$$= 0.059 \text{ m.}$$

$$t_4 = \frac{6 \times 81 \text{ kg-m}}{2960 \text{ kg/cm}^2 (0.30025 - 0.059)} = 0.82$$

Escogemos  $t_4 = 1/2"$

Como se ha diseñado cartelas, que irán soldadas en la periferie del ciclón, la junta soldada est r sometida a cis llamien o y por lo t nto, la mínima longitud de cordón de soldadura de

3/16" de ancho efectivo, tendrá que ser:

$$L_{sol} = \frac{2 \times 3,840 \text{ kg}}{6.7 \text{ kg/mm}^2 \times 3/16" \times 25.4 \text{ mm}} = 241 \text{ mm.}$$

$$6.7 \text{ kg/mm}^2 \times 3/16" \times 25.4 \text{ mm}$$

## b. Diseño de la junta de expansión térmica

La(s) junta(s) de dilatación para la columna secadora, se diseñara para absorber los cambios de longitud originados en las condiciones extremas de cambio de temperatura.

Las condiciones extremas se dan:

- Cuando el equipo se encuentra sin funcionar y expuesto a la temperatura ambiente.
- Cuando por algún motivo falla la alimentación y el control del generador de gases, de modo que los gases atraviesen la columna a 900°C.

Por lo tanto el cambio de longitud, será:

$$\Delta L = L \cdot K \cdot \Delta T$$

Para planchas de acero Corten, el coeficiente de expansión térmica, "k" es de 0.000014 °C<sup>-1</sup>.

$$\Delta L = 18.9 \cdot (0.000014) \cdot (900-10) = 0.235 \text{ m.}$$

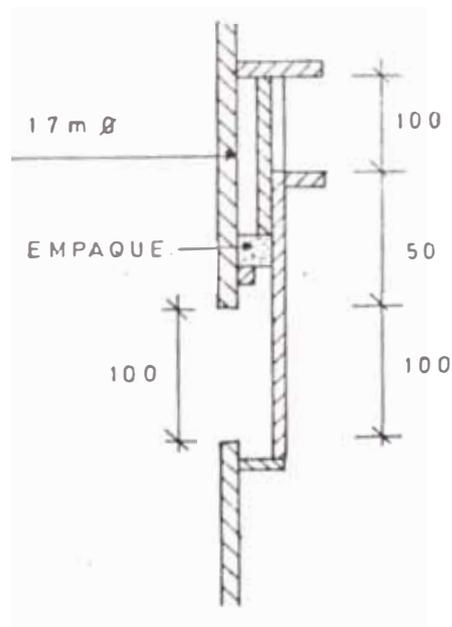
El cambio de longitud, en condiciones medias de operación se calcula, en función de la temperatura media logarítmica:

$$\Delta L = 18.9 \times 0.000014 \times (254 - 10) = 0.065 \text{ m.}$$

Con éstos valores de referencia, decidimos localizar, tres juntas de expansión. Dos de ellas

en el cuerpo de la columna, que permitan un desplazamiento de 100 mm. Y la tercera ubicada en la conexión con el separador estático, de modo que permita un desplazamiento superior a los 35 mm. agregado al valor de la dilatación del separador, que se calculara más adelante.

En el esquema inferior, se muestra el detalle de la junta de expansión, los valores indicados, están referidos a la temperatura ambiente.



#### 4.2.4 Cálculo de la pérdida de Presión en la columna Secadora

Calculamos la porosidad del lecho fluido :

$$\psi = \frac{\text{Volumen del espacio vacío} = \pi D^2 \cdot L/4 - V_{\text{mm.t.}}}{\text{Volumen del lecho} \quad \pi D^2 \cdot L/4}$$

$$\psi = \frac{\pi \times 1.7^2 \times 19/4 - 82.1 \times 2.9/3,600}{\pi \cdot 1.7^2 \times 19/4} = 0.999984$$

El factor de forma "f" = (0.75 a 0.85) = 0.80  
 calcularemos las pérdidas, en función del diámetro de las partículas de mayor tamaño ( $d_p = 20 \times 10^{-3}$  m.).

De las ecuaciones 3.22 y 3.23, resulta :

$$Re' = \frac{0.6 d_p \cdot u_0}{f \cdot v \cdot (1-\psi)}$$

$$Re' = \frac{0.6 \times 20 \times 10^{-3} \times 13}{0.8 \times 71 \times 10^{-6} \times (1-0.999984)} = 1.716 \times 10^8$$

$$C_w' = 94(1.716 \times 10)^{-0.16} = 4.52$$

- a. De la Ecuación 3.24 calculamos las pérdidas de presión por el arrastre en el lecho fluido:

$$AP_1 = 4.52 \times \frac{16}{150} \times \frac{13^2}{2 \times 9.81} \times \frac{1600 \times (1-0.999984) 19 \times 0.8}{0.999984^3 \cdot 20 \times 10^3}$$

$$AP_1 = 80.8 \text{ kg/m}^2 = 80.8 \text{ mm H}_2\text{O}$$

- b. Por otro lado, el coeficiente de pérdidas, por efecto de rozamiento con las paredes del ducto, es:

$$F_2 = 0.018 \text{ (De la Fig. 3.4, para caliza y 13 m/s)}$$

Luego de la Ecuación (3.28) :

$$H_p = 0.018 \times 19 \times 13^2 / 13.7 \times 2 \times 9.81$$

$$H_p = 1.733, \text{ de altura de flujo}$$

La gravedad específica media del flujo es  $\tau_{1,2}$

y se calcula:

$$\tau_{1,2} = \frac{Lg + Ge}{V_{gm} + V_{mm}}$$

$$\tau_{1,2} = \frac{36,251 + 135,681}{106,512 + 82.1} = 1.613 \text{ kg/m}^3$$

De la Ecuación 3.27, se calcula el efecto Bernoulli

$$\begin{aligned} P_e - P_s &= \frac{(V_s^2 - V_e^2)}{2g} + Z_s - Z_e + H_p) \cdot \tau_{1,2} \\ &= \frac{(10.5^2 - 24.3^2)}{2 \times 9.81} + 19 + 1.733) \times 1.613 \end{aligned}$$

$$P_e - P_s = -6.04 \text{ kg/m}^2$$

Por el efecto Bernoulli, se incrementa la presión estática en la columna secadora, en una magnitud tal que compensa y supera la diferencia de niveles entre la entrada y salida de la columna y también absorbe las pérdidas por efecto del rozamiento con las paredes de la columna.

- c. Por otro lado, las pérdidas por aceleración del polvo, partiendo desde el estado, se calculan de la Ecuación 3.29 y para  $F_1$  igual a 2.5

$$P = 2.5(10.5)^2 \times 1.613 / (2 \times 9.81)$$

$$P = 22.66 \text{ kg/m}^2$$

Por lo tanto, la pérdida de presión total será:

$$AP_{tot} = 80.8 + (-6.04) + 22.66$$

$$AP_{tot} = 97.42 \text{ kg/m}^2 = 97042 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Calculemos, el peso del material y del gas, con enidos en la columna, en un momento dado igual a 2.9 seg.

- Cantidad de gases:  $L_g = 36,251 \text{ kg/h}$
- Cantidad de material:  $G_e = 135,681 \text{ kg/h}$
- Peso total en 2.9 seg:  $(36,251 + 135,681) \times 2.9/3,600 = 138.5$

Estos 138.5 kg aplicados en el área de la sección transversal de la columna, significan una presión equivalente a:

- Presión  $= (138.5) / (\pi 1.7^2/4) = 61.02 \text{ kg/m}^2$

Observemos que la presión ejercida por el peso del material es mucho menor que la pérdida de presión total calculada. Y esto demuestra que el cálculo mantiene un margen conservador, que va ser necesario emplearlo en el arranque del proceso y el ventilador pueda absorber la inercia, hasta estabilizarse el circuito del lecho fluidificado.

### 4.3 Cálculo y diseño del Separador Estático

#### 4.3.1 Diseño estructural del Separador Estático

En la tabla 04, se muestran las proporciones geométricas que guardan ésta clase de equipos y que serán empleados para dimensionar el separador estático que

necesitamos

El valor conocido de "D", es la principal referencia para calcular las demás dimensiones:

a. Diámetro del ducto de salida:  $D_s = 0.9 D$

$$= 1,530 \text{ mm}$$

b. Diámetro del ciclón mayor:  $D_{cM} = 3.29 D$

$$= 5,600 \text{ mm}$$

c. Diámetro del ciclón menor:  $D_{cm} = 2.5 D$

$$= 4,200 \text{ mm}$$

d. Altura cilíndrica :  $h = 0.6 D = 1,020 \text{ mm}$

e. Altura del ciclón mayor:  $H_{cM} = 3.0 D$

$$= 5,100 \text{ mm}$$

f. Altura del ciclón menor:  $H_{cm} = 1.76 D$

$$= 3,000 \text{ mm}$$

g. Diámetro de la boca de descarga :

$$D_{des} = 1.4 D = 2,400 \text{ mm}$$

h. Número de alabes direccionales: 40 paletas

i. Dimensiones del trompo:  $d = 0.47 D = 800 \text{ mm}$

$$e = 0.53 D = 900 \text{ mm}$$

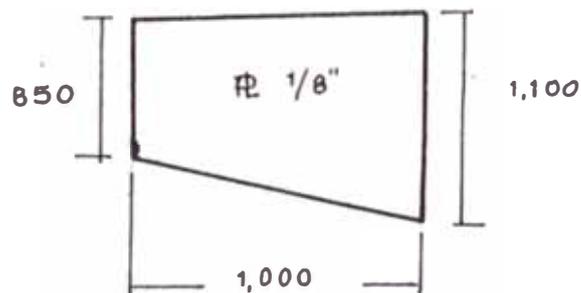
$$f = 0.80 D = 1,350 \text{ mm}$$

#### Diseño de los soportes del cuerpo del separador:

El separador estático se fabricará de planchas de acero Corten, además se instalarán forros de desgaste en la zona sometida a mayor efecto de erosión. De ésta manera se pueden cambiar solamente los forros cuando el desgaste ocurra.

La carga que deberá soportar el soporte (s), se debe únicamente al peso del separador, el cual se compone de:

- La parte cilíndrica (superior) del ciclón mayor, tiene un área de  $17.95 \text{ m}^2$ , al emplearse planchas de  $1/8''$  el peso correspondiente es :  
 $17.95 \times 26.26 \text{ kg/m}^2 = 471 \text{ kg}$
- Los cuerpos cónicos, suman un área de  $95.68 \text{ m}^2$  al emplearse planchas de  $1/8''$ , el peso correspondiente es  $95.68 \times 26.26 = 2,512 \text{ kg}$ .
- Las paletas se confeccionarán de planchas de  $1/8''$  de modo que las 40 unidades, de las dimensiones mostradas, pesarán en total :  
 $0.975 \times 26.26 \times 40 = 1,024 \text{ kg}$



- La tapa ó techo del separador, fabricada con plancha de 3/16" le da un peso de:  
 $24.6 \times 38 \text{ kg/m}^2 \quad 936 \text{ kg}$
- El trompo, confeccionado de planchas de 5/16", pesará 391 kg.
- El ducto de gases, a la salida del separador, también se apoyará en la base del separador. El ducto tiene un diámetro de 1,530 mm, y 15 m de longitud, al fabricarse de plancha de 1/8", le corresponde un peso de 725 kg.

Luego la carga total, debida al peso de las planchas, será:

$$F = 471 + 2,512 + 1024 + 936 + 391 + 725 = 6,059 \text{ kg.}$$

Para efectos del viento y sismos, consideraremos al separador como un recipiente de  $D = DCM = 5.60 \text{ m.}$  y altura  $L = h + H_{cm} = 1.02 + 5.10 = 6.12 \text{ m.}$

La presión del viento ocasiona un momento, dado por (3.69)

$$M_v = \frac{1}{2} (0.01) \times 612 \times 5.6 = 10,487 \text{ kg-m}$$

El período de oscilación por sismos se calcula de Ec. (3.79)

$$T = 2.65 \times 10^{-5} \frac{(612)^2 (6,059 \times 2.2 \text{ Lb} \times 560)^{0.5}}{560 \quad 612 \times 1/8''}$$

$T = 0.01 \text{ seg}$  y de la tabla 6.4, seleccionamos el coeficiente sísmico :  $C = 0.10$  ( zona 2)

Luego el momento ocasionado por sismos se calcula de la ecuación (3.80)

$$M_{smax} = 8 \times 0.1 \times 6,059 \text{ kg} \times 6.12 \text{ m} = 29,664 \text{ kg-m}$$

Entonces el diseño del soporte se evaluará en función del momento ocasionado por sismos, por ser el mayor.

Luego de sucesivas aproximaciones, se consiguió asumiendo

$$f_s = 255 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{y} \quad f_c = 1.6 \text{ kg/cm}^2$$

Por razones de disponibilidad del edificio, en la fábrica, se proyecta instalar las zapatas de soporte, en la parte superior del separador con zapatas de ancho  $t_2 = 0.30 \text{ m}$ . y pernos de anclaje dispuestos en un diámetro  $D_{pa}$ .

$$D_{pa} = D + t_2 = 5.6 + 0.3 = 5.9 \text{ m.}$$

$$n = E_s / E_c = 2'110,000 / 211,000 = 10$$

$$K = \frac{1}{1 + \frac{255}{10 \times 1.6}} = 0.06$$

Para  $K = 0.06$  y de la tabla 6.2 obtenemos:

$$C_c = 0.63, \quad C_t = 3.000, \quad z = 0.488 \quad \text{y} \quad j = 0.761$$

La carga tensora de la Ec. (3.71) es :

$$F_t = \frac{29,664 - 6,059 \times 0.488 \times 5.90}{0.761 \times 5.90} = 2,721 \text{ kg}$$

Si proyectamos usar 4 pernos de  $1\frac{1}{4}'' \phi$  ( $5.68 \text{ cm}^2$ ) El espesor equivalente al área de pernos de anclaje será:

$$t_1 = \frac{4 \times 5.68}{\pi \times 590} = 0.012 \text{ cm.}$$

El esfuerzo  $f_s$  se calcula de Ec. (3.72)

$$f_s = \frac{2 \times 2,721 \text{ kg}}{0.012 \text{ cm} \times 590 \text{ cm} \times 3.00} = 256 \text{ kg.}$$

$f_s = 265$  ( igual al valor asumido) OK!

La carga de compresión  $F_c = F_t + F$

$$F_c = 2,721 + 6,059 = 8,780 \text{ kg}$$

$$t_3 = t_2 + t_1 = 30 + 0.012 = 30.012 \text{ cm.}$$

El esfuerzo de compresión se calcula de (3.75)

$$f_c = \frac{2 \times 8,780 \text{ kg}}{(30 + 10 \times 0.012) \times \pi \times 590 \text{ cm} \times 0.63}$$

$f_c = 1.57 \text{ kg/cm}^2$  (igual al valor asumido) OK!

El máximo esfuerzo a la compresión se calcula de (3.76).

$$f_{cmax} = 1.57 \left( \frac{2 \times 0.06 \times 590 + 30.012}{2 \times 0.06 \times 590} \right)$$

$f_{cmax} = 2.3 \text{ kg/cm}^2$        $85 \text{ kg/cm}_2$  OK.

El espesor de la plancha para el soporte ( $t_4$ ) se calcula de Ec. (3.77) considerando para el acero  $f_s = 2,960 \text{ kg/cm}^2$

$$t_4 = 30 \quad 3 \times 2.3 / 2,960$$

$$t_4 = 1.18 \text{ cm ( Aprox/ 1/2" )}$$

Sin embargo, para mayor seguridad utilizaremos una cartela para cada perno de anclaje.

Como se proyecta que las cartelas va a ser soldadas en la periferia del separador, la

La junta a soldada estará sometida a cizallamiento, y por lo tanto de la mínima longitud del cordón de soldadura de 3/16 de ancho efectivo será:

$$L_{sol} = \frac{2.F}{S_s \times (3/16 \times 2.54 \text{ cm})} = 380 \text{ mm.}$$

Diseño de la junta de expansión térmica :

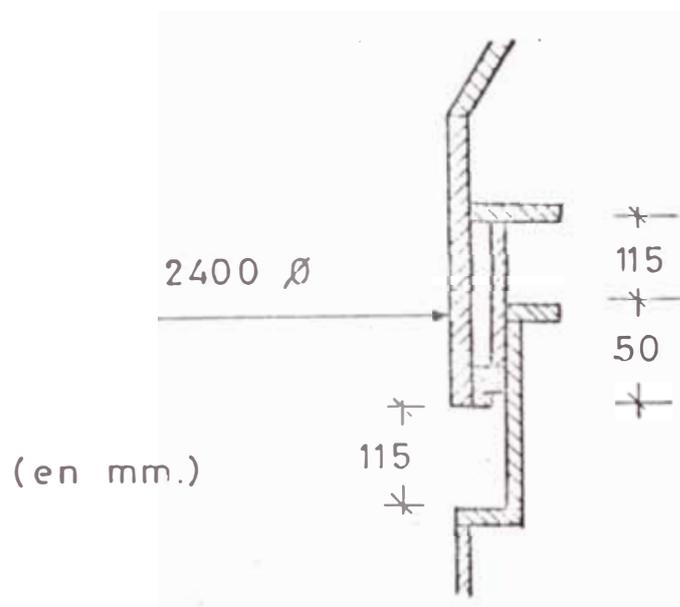
La longitud total del cuerpo del separador, tomada en el sentido vertical, es de  $5,100 + 1,020 = 6,120 \text{ mm.}$

En condiciones extremas de temperatura, se producirá una dilatación en ese sentido, igual a :

$$L = 6\ 120 \times 0.000014 \times (900-10) = 76 \text{ mm}$$

La junta de expansión, para el separador estático, deberá permitirle desplazarse los 76 mm. que agregado a los 35 mm., correspondientes a la porción de la columna secadora, totaliza 111 mm de desplazamiento, entonces el diseño de la junta de expansión tendrá la siguiente proporción indicada en el esquema:

Con la finalidad de proporcionar mayor estabilidad a la columna secadora, y para compensar alguna carga ajena al proceso, que se presente en forma imprevista, dispondremos de un soporte adicional ubicado en casi la mitad de columna, constituido de chapas con las mismas dimensiones del soporte inferior.



4.3.2 Regulación del separador es á co Nueva Granulome

La regulación de: 1) Las paletas direccionales, 2) La altura del trompo y 3) La altura del tubo de inmersión, conducirán a que el flujo de gases salientes arrastren una cantidad de polvo, que a lo máximo alcance un 18 % de retenido en la malla de 4.900 (88 micras de abertura). Por lo tanto la distribución granulométrica se alterará a la siguiente forma: (considerando que en estos equipos las partículas superiores al tamaño de 210 micras, se captan con seguridad).

dp <sub>i</sub> micras	Composición original %	Regulación en el separador	Nueva Composición
210	9		0.62
150	10		0.70
125	8	18%	0.56
106	6		0.41
88	8	---	0.56
74	8	82%	8.00
resto(63)	5		5.00
TOTAL	54%	100%	15.85%
			100%

Con la nueva distribución granulométrica los gases se dirigen a los ciclones de despolvorización.

4.3.3 Estimación de las pérdidas de presión

Las pérdidas de presión en el Separador Estático se estimarán por semejanza geométrica y operativa con ayuda de la Tabla No 04. En el capítulo 4.6.1 se completa este cálculo.

#### 4.4 Cálculo y diseño del Generador de Calor y ducto de Gases Calientes

##### 4.4.1 Cálculo de la transferencia de calor y masa.

- Combustible a emplear : Se empleará petróleo Diesel Nro 6 cuyas características, unas medidas en el laboratorio y otras obtenidas del Manual de API, son las siguientes:

- Gravedad Específica : 0.96

- Poder Calorífico Superior =

$$10,347 \text{ Kcal/kg} = 18,600 \text{ BTU/lb}$$

- Relación en peso del

$$\text{Carbono/Hidrógeno :C/H} = \frac{86.55}{11.25} = 7.69$$

- Peso del azufre: S = 1.35%

- Peso de los elementos inertes

$$(\text{N}_2, \text{O}_2, \text{cenizas}) = I = 0.85 \%$$

- Gravedad API =  $\frac{141.5}{131.5} - 15 = 15$   
(0.96)

- Cálculo de la relación Gases/combustible:  
Empleando la ecuación 3.32, y con los datos de la composición del petróleo Diesel No 6 y para un exceso de aire de 30 %, resulta la relación : 19 kilos de gases por kilo de combustible. El mismo resultado se obtiene de la figura.

gases de combustión :

Empleando la ecuación 3.33 y con los valores de la composición química del petróleo Diesel No 6, y para un exceso de aire de 30%, obtenemos que el contenido de  $\text{CO}_2$  en los gases de combustión es 12.2%. Se llega al mismo resultado utilizando la figura

Para completar la composición química de los gases de combustión, se estimarán las proporciones de CO y  $\text{O}_2$  encontradas en generadores de calor similares.

En resumen tendremos:

$$\% \text{CO}_2 = 12.2 \quad \% \text{CO} = 0.5$$

$$\% \text{O}_2 = 4.0 \quad \% \text{N}_2 = 100 - \text{CO}_2 - \text{CO} - \text{O}_2 = 83.3$$

- Cálculo de la temperatura de la llama: Para el cálculo de la temperatura de la llama utilizaremos el Programa "FLAMTE", explicado en el APENDICE "B".

En la calculadora Hewlett Packard 97 introducimos los siguientes valores al banco de memorias:

$$\text{ST01} = \% \text{N}_2 = 83.3$$

$$\text{T02} = \% \text{CO}_2 = 12.2$$

$$\text{ST03} = \% \text{O}_2 = 4.0$$

$$\text{ST04} = \% \text{H}_2\text{O} = 0.0$$

ST06 = Relación gases/combustible = 19

ST07 = Pérdidas de calor por radiación=2%

ST0E = Poder calorífico alto=18.600BTU/lb

ST0A= $\frac{1}{19} \left( \frac{18(273+20)}{1(273+110)} \right) = 16^{\circ}\text{C} = 60^{\circ}\text{F}$

Luego de 31 segundos, la calculadora da los siguientes resultados:

RCL 5 = Temperatura de la llama  
=  $3.183^{\circ}\text{F} = 1.750^{\circ}\text{C}$

RCL = Peso Molecular del gas = 30.48

RCL A = a = 0.2349

RCL B = b/2 =  $1.8269 \times 10^{-5}$

RCL C = c/3 =  $-1.8311 \times 10^{-9}$

RCL D = d/4 =  $6.3713 \times 10^{-13}$

Por tanto, la ecuación para estimar el poder calorífico de los gases, en función de la temperatura es:

$$C_{pg} = 0.2349 + 1.8269 \times 10^{-5}(T) - 1.8311 \times 10^{-9}(T^2) + 6.3713 \times 10^{-13}(T^3).$$

En esta ecuación  $C_{pg}$  se da en BTU/lb<sup>o</sup>F, calculado sobre la base de 50 °F.

La temperatura de los gases en la cámara de combustión será, según MARKS (15) :

$$1750 - 170 = 1.580^{\circ}\text{C}$$

### Cálculo de las cantidades de combustible y re

El aire frío del medio ambiente a 10 °C, calien a ligeramente al atravesar la chaqueta de la cámara de combustión y se estima que alcance la temperatura de 60°C (Cpg = 0.236 Kcal/Kg °C), del cual una porción se utiliza para atomizar el petróleo otra parte interviene en la combustión y otra porción conforma el aire secundario para enfriar los gases calientes que acaban de combustionar y que se encuentran a la temperatura de 1.580 °C (Cpg = 0.2862 Kcal/kg °C).

Las cantidades de aire y combustible para lograr generar los 36.251 kg/h de gases a 900°C ( Cpg = 0.244 Kcal/kg°C) , se calculan del balance de materia y energía:

$$m_1 + m_2 = Lg = 36,251 \text{ kg/h}$$

$$m_1(0.236)(60 - 273) + m_2(0.2862)(1,580 + 273) =$$

$$Lg(0.244) (900 + 273)$$

Resolviendo éstas dos ecuaciones, obtenemos:

$$m_1 = 16.661 \text{ kg/h (29.375 Bm}^3\text{/h a 10}^\circ\text{C)}$$

$$m_2 = 19.590 \text{ kg/h (143.963 Bm}^3\text{/h a 1.580}^\circ\text{C)}$$

Asimismo:

$$m_{oil} = m_2/19 = 1.031 \text{ kg/h}$$

$$m_{air} = (19-1) \cdot m_{oil} = 18.559 \text{ kg/h}$$

$$= (23.085 \text{ Bm}^3\text{/h a 10}^\circ\text{C)}$$

### Cálculo de la Densidad de los Gases

La densidad de los gases considerados secos, se calcula en función de su composición química y de la densidad de cada componente a condiciones standard de temperatura y presión STP(0 °C y 760 mmHg).

Composición del gas	Aire frío atmosférico		Composición de la mezcla		Densidad STP		Densidad Parcial	
	%	kg/h	%	kg/h	%	g/m <sup>3</sup>		
CO <sub>2</sub>	12.2	2083	---	---	2083	5.76	1.9768	0.1138
O <sub>2</sub>	4.0	683	23.2	4449	5132	14.17	1.4289	0.2024
CO	0.5	85	--	--	85	0.20	1.25	0.0025
N <sub>2</sub>	83.3	14223	76.8	14728	28951	79.87	1.2567	1.0037
Tot	100%	17074	100%	19177	36251	100%		1.3224
		m <sub>2</sub>		m <sub>1</sub>		Lg		τ <sub>g</sub>

$$\tau_g = 1.3224 \text{ kg/m}^3 \text{ (a STP)}$$

### Cálculo de las Dimensiones de la Cámara de Combustión y mezcla.

El área de la sección transversal de la cámara, se calcula de la relación:

$$\text{Area} = \frac{32.3 \text{ cm}^3}{(\text{lit/h})} \times \frac{(1.031 \text{ kg/h})}{0.96 \text{ kg/lit}} = 3.4 \text{ m}^2$$

El área de 3.4 m<sup>2</sup>. le corresponde al

diámetro de la cámara de combustión y

mezcla igual a 2.0 m.

La longitud de la cámara de combustión,

según TREIBER, tendrá la magnitud de : (3 a 7)  $D_{cam} = 6$  a  $14$  m.

La longitud teórica de la llama, según

WOMOBEW, se calcula de la relación:

$$W_w = 60 \text{ m/seg}$$

$$W_w = \frac{L_g}{\tau_o \cdot \pi \cdot D_{cam}^2 / 4} = \frac{36251}{\pi \cdot 0.1863 \times 2^2 / 4} = 17.2 \text{ m/seg}$$

$$W' = 60 / 17.2 = 3.49$$

$$\text{Longitud} = 1.87 \frac{3.49 - 1}{3.49 + 1} \times 2.0 + 0.45 \times 17.2 = 9.8$$

A lo largo de los 9.8 m. se emplearán ladrillos refractarios de la mejor calidad para soportar altas temperaturas.

Capacidades de Energía en el generador de Gases

1. Capacidad del Generador de Gases:

La cantidad de energía que debe desarrollar el generador de gases se da por :

$$\text{CAPACIDAD} = m_2 \cdot C_{pg} \cdot \Delta T$$

$$= 19.590 \times 0.2862 (1750 - 20)$$

$$= 9'692.740 \text{ Kcal/h} = 11 \text{ MW}$$

2. Capacidad del ventilador del generador:

El ventilador debe proporcionar la cantidad **total de** aire necesario a la presión de 6 a 20 pulgadas de columna de agua ( 150 510  $Kg/cm^2$ ), de acuerdo con el diseño del quemador.

La potencia, se calcula con la ecuación:

$$\begin{aligned} \text{Potencia} &= (m_1 + m_{air}) \cdot AP / \tau_g \\ &= (16.661 + 18.559) \times 500 / 0.772 \\ &= 6.360 \text{ kg.m/s} = 62.5 \text{ kW} \end{aligned}$$

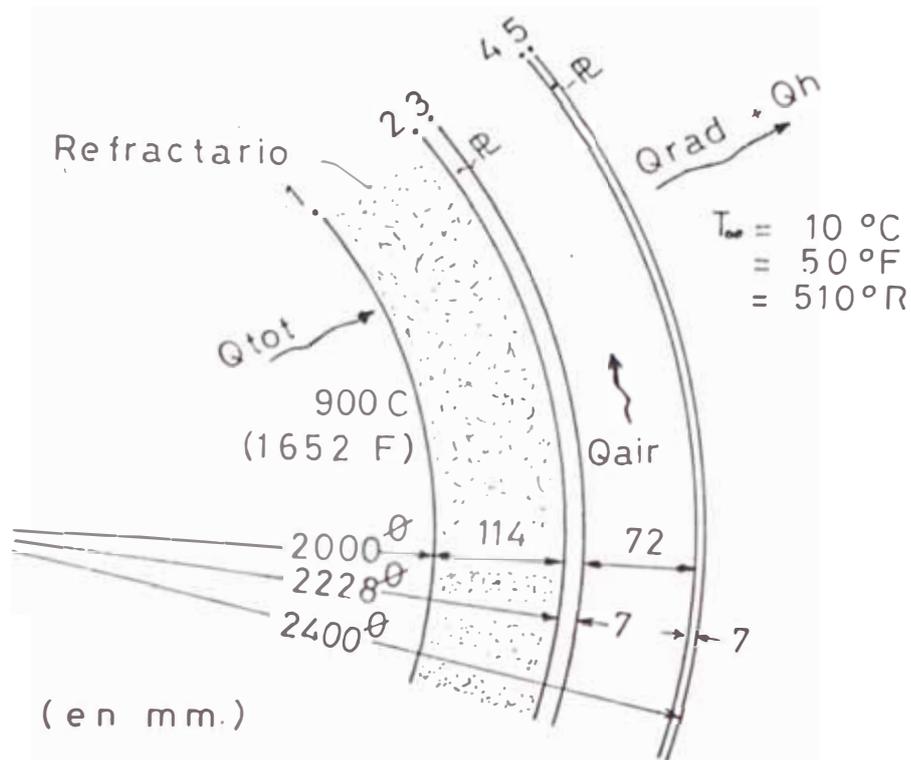
#### Selección del Generador de Gases

De la Tabla 05, para la capacidad de 11 MW y para el diámetro interior de la cámara de combustión igual a 2.0 m y para la capacidad del ventilador igual a 63 kW, el generador de gases que corresponde es el de tipo HFO, 160 con motor de 75 kW corregido por efecto de la altura s.n.m.

#### Cálculo de las Pérdidas de Calor y del

#### Refractario en el Generador de Calor

Luego de ensayar, con diferentes medidas, tanto del ladrillo refractario, de la chaqueta de aire y valores de temperaturas, se llegó a las dimensiones que a continuación se indican:



Para la zona expuesta a la llama, se empleará ladrillo refractario básico, tipo NUCON-60 de REPSA, donde:

$$K = 25 \text{ BTU} / \text{h pie}^2 \text{ }^{\circ}\text{F}/\text{pie}$$

El casco fabricado de planchas de acero de 7 mm. de espesor, tiene las siguientes características:

$$K = 26 \text{ BTU} / \text{h pie}^2 \text{ }^{\circ}\text{F}/\text{pie}$$

$$\Sigma = 0.95$$

La longitud efectiva de la chaqueta de aire, se diseñara de 3.40 m.

Asumiremos un valor para la temperatura de precalentamiento del aire:

$$T_{\text{aire}} = 60^{\circ}\text{C} = 140^{\circ}\text{F} = 600^{\circ}\text{R}$$

Entonces:

$$Q_{\text{aire}} = (16.661 + 18.559) \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 0.236 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg} \cdot \text{C}} (60 - 10) \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$= 415.596 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 1'649,190 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Dado que la plancha de acero ofrece poca resistencia al calor por conducción, no se incurre en error haciendo:

$$T_{\text{aire}} = T_a = T_s$$

Luego de la Ecuación 3.39:

$$Q_{\text{rad}} = 17.3 \times 10^{-18} \times 0.95 \times (600^4 - 510^4) \times 2.4 \times \frac{3.4}{0.3048^2}$$

$$Q_{\text{rad}} = 28.088 \text{ BTU/h}$$

Para las pérdidas de calor por convección, tenemos:

$$C = 1.79$$

$$T_{\text{prom}} = \frac{(140 + 50 + 460)}{2} = 555 \text{ } ^\circ\text{R}$$

2

$$\Delta T = 140 - 50 = 90 \text{ } ^\circ\text{F}$$

De la ecuación 3.40:

$$Q_{\text{h}} = 0.53 \times 1.79 \times 555^{0.18} \times 90^{1.27} \times \pi \frac{2.4 \times 3.4}{0.3048^2}$$

$$0.3048^2$$

$$= 25,460 \text{ BTU/h}$$

De la ecuación 3.37

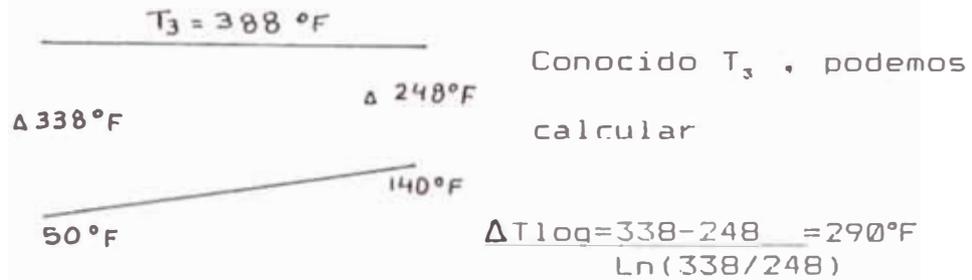
$$Q_{\text{tot}} = 1'702,738 \text{ BTU/h}$$

De la ecuación 3.41 :

$$T_1 - T_3 = \frac{1.702.738}{2\pi \cdot 3.4 / 0.3048} \left( \frac{\ln \frac{2228}{2000}}{25/12} + \frac{\ln \frac{(2242)}{2228}}{26} \right)$$

$$T_1 - T_3 = 1.264 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_3 = 1.652 - 1.264 = 388 \text{ } ^\circ\text{F}$$



El ducto de ingreso de aire a la chaqueta de

precalentamiento, tendrá las dimensiones :

600 x 700 mm. luego:

$$u_0 = \frac{(m_{i,1} + m_{a,i,r}) \cdot \tau_0}{0.6 \times 0.7 \text{ m}^2} = \frac{11.791 \text{ m}^3/\text{s}}{0.42 \text{ m}^2} = 28 \text{ m/s} = 93 \text{ pie/s}$$

De Ecuación (3.42) :

$$h = 1 + 0.255 \times 93 = 22 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

De Ecuación (3.43) :

$$Q_{\text{conv}} = \frac{22(\pi \times 2.242 \times 3.4)}{0.3048^2} \cdot 290$$

$$Q_{\text{conv}} = 1.650.000 \text{ BTU/h}$$

Como "Q<sub>conv</sub>" es bastante aproximado a "Q<sub>a,i,r</sub>" significa que los valores asumidos son los correctos.

#### Diseño de la junta de dilatación

Para calcular la magnitud del desplazamiento permitido en la junta de expansión, calcularemos la dilatación que ocurre en el cuerpo del

generador cuando se calienta desde la temperatura ambiente hasta los 900 °C . Entonces:

$$\Delta L = 3.400 \times 0.000014 \times (900 - 10) = 42 \text{ mm.}$$

Los rodillos deslizantes, acero macizo, permitirán el libre desplazamiento del cuerpo del generador en el sentido horizontal, y a la vez, soportarán gran parte de la carga motivada por el peso de éste equipo.

#### 4.4.2 Cálculo del Aislamiento del Ducto Conductor de Gases Calientes.

El ducto de gases calientes, está constituido por varios tramos de plancha rolada, é interiormente forrado con ladrillos refractarios y exteriormente aislado con mantas de fibra de vidrio.

Se utilizará el ladrillo refractario Tipo Normal de REPSA en forma de arco, caracterizado por :

$$K = 8 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/pul}$$

Los colchones de fibra de vidrio, tienen las siguientes características

$$K = 0.26 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/pul}$$

$$\Sigma = 0.90$$

Asumiendo que :

$$T_a = 45 \text{ }^\circ\text{C} = 113 \text{ }^\circ\text{F} = 573 \text{ }^\circ\text{R}$$

$$Q_{rad} = 17.3 \times 10^{-10} \times 0.9 \times (573^4 - 510^4) \times \pi \times 2.395 / 0.3048$$

$$Q_{rad} = 1.543 \text{ BTU/h pie}$$

$$T_{orom} = \frac{113 + 50}{2} + 460 = 541 \text{ }^\circ\text{R}$$

$$\Delta T = 113 - 50 = 63 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_h = 0.53 \times 1.79 \times 541^{-0.19} \times 63^{1.27} \times \pi \times 2.395 / 0.3048$$

$$Q_h = 1.455 \text{ BTU/h pie}$$

Sumando se obtiene:

$$Q_{tot} = 2.998 \text{ BTU/h pie}$$

Planteando las ecuaciones de conducción en cilindros compuestos, se llega a la ecuación:

$$T_1 - T_a = \frac{2998}{2} \left( \frac{\ln \frac{2228}{2000}}{8/12} + \frac{\ln \frac{2242}{2228}}{26} + \frac{\ln \frac{2395}{2242}}{0.26/12} \right)$$

$$T_1 - T_a = 1.535 \text{ }^\circ\text{F}$$

Esta diferencia de temperatura, coincide con los valores asumidos para  $T_a$ , ya que :

$$T_1 - T_a = 1.652 - 113 = 1.539 \text{ }^\circ\text{F}$$

Por lo tanto, la temperatura de la superficie del aislamiento asumido igual a  $133^\circ\text{F}$  ( $45^\circ\text{C}$ ), es correcta.

### Diseño de la Junta de Expansión del Ducto de Gases Calientes

De la Ecuación 3.41 obtenemos:

$$T_1 - T_3 = 2,998 \left( \frac{\ln 2228}{2\pi} \left( \frac{2000}{8/12} + \frac{\ln 2242}{2228} \right) \right) = 78 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_3 = 1,652 - 78 = 1,574 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (856 \text{ } ^\circ\text{C})$$

La máxima dilatación térmica en el sentido horizontal es:

$$L_h = 11,500 \times 0,000014 \times (859 - 10) = 136 \text{ mm}$$

La máxima dilatación en el sentido vertical, es:

$$L_v = 8,300 \times 0,000014 \times (856 - 10) = 98 \text{ mm.}$$

La junta de dilatación ubicada en el Generador de gases, absorberá también la dilatación del ducto en el sentido horizontal. Luego dicha junta de expansión deberá permitir un deslizamiento superior a  $136 + 42 = 178 \text{ mm.}$

#### 4.4.3 Diseño estructural del generador de calor y el ducto de gases

La longitud efectiva y total del ducto de gases, es de 15.5 m. y con éste valor se han calculado las siguientes cantidades de materiales a emplear:

- Ladrillos refractarios : 25,230 kg
- Mantas de fibra de vidrio: 109 m<sup>2</sup> (145 kg)
- Ducto rolado a 2.228 m : 5,489 kg

El ducto tiene un diámetro exterior de  $D = 2.395$  m y una longitud  $L = 15.50$  m.

Se usará plancha de espesor  $1/4$ " rolada al diámetro de  $2.228$  m. El peso muerto incluido el aislamiento es  $F = 30.874$  kg.

El soporte entre el ducto y la base de concreto consistirá de un casco cilíndrico de acero, el cual descansará sobre los patines que se diseñen.

El momento flector causado por la presión del viento, será: de ecuación (3.69)

$$M_v = \frac{1}{2} = (0.01) \times 1550^2 \times 2.395 = 28.770 \text{ kg-m}$$

El periodo de oscilación por sismos se calcula de (3.79)

$$T = 2.65 \times 10^{-4} \frac{(15.5)^3 (30.874 \times 2.21 \times 2.395)^{1/4}}{2.395 \times 15.5 \times 1/4}$$

$T = 0.23$  seg y de la tabla 6.4 seleccionamos coeficiente sísmico  $C = 0.1$  (zona 2)

De la ecuación (3.80) calculamos el momento sísmico

$$M_{smax} = 8 \times 0.1 \times 30.874 \times 15.5 = 382.837 \text{ kg-m}$$

Entonces el diseño del soporte se evaluará en función del momento ocasionado por sismos, por ser el mayor.

Luego de sucesivas aproximaciones, se consiguió asumiendo:

$$f_s = 1.093 \text{ kg/cm}^2, \quad f_c = 34 \text{ kg/cm}^2$$

Proyectando un soporte de diámetro interior 2.0 m y diámetro exterior 2.80 m., entonces el ancho de la zapata es

$$t_2 = \frac{1}{2}(2.8 - 2.0) = 0.4 \text{ m.}$$

Los pernos de anclaje, estarán dispuestos en un diámetro:  $D_{pa} = 2.0 + 0.4 = 2.4 \text{ m}$

$$n = E_s / E_c = 2'110.000/211.000 = 10$$

$$k = \frac{1}{1 + \frac{1093}{10 \times 34}} = 0.24$$

Para  $k = 0.25$ , y de tabla 6.2 obtenemos:

$$C_c = 1.372 \quad C_t = 2.555 \quad z = 0.450 \quad j = 0.778$$

La carga tensora se calcula de Ec. 3.71 :

$$F_t = \frac{382,837 - 30.874 \times 0.45 \times 2.395}{0.778 \times 2.395} = 187.600 \text{ kg}$$

Se proyecta usar 32 pernos de 17/8" (13.22 cm<sup>2</sup>). El espesor equivalente al área de pernos de anclaje es:

$$t_1 = \frac{32 \times 13.22}{\pi \times 240} = 0.56 \text{ cm}$$

El esfuerzo inducido en el acero, se calcula de la ecuación 3.72 :

$$f_s = \frac{2 \times 187.600 \text{ kg}}{0.56 \text{ cm} \times 240 \text{ cm} \times 2.551}$$

$$f_s = 1.094 \text{ kg/cm}^2 \text{ (igual al valor asumido) OK}$$

$$F_c = 187.600 + 30.874 = 218.474 \text{ kg}$$

$$t_3 = t_2 \div t_1 = 40 - 0.56 = 39.44 \text{ cm}$$

El esfuerzo de compresión se calcula de 3.75

$$f_c = \frac{2 \times 218.474}{39.44 \text{ cm} \times 24 \text{ cm} \times 1.372}$$

$$f_c = 34 \text{ kg/cm}^2 \text{ ( igual al asumido) OK}$$

Se chequea el esfuerzo de compresión entre el soporte y el concreto, por ecuación (3.76)

$$f_{cmax} = 34 \left( \frac{2 \times 0.24 \times 240 + 39.44}{2 \times 0.24 \times 240} \right)$$

$$f_{cmax} = 45 \text{ kg/cm}^2$$

Para reducir el espesor del soporte, utilizaremos 8 cartelas, con un espaciamento : "b"

$$b = \frac{\pi \cdot D_{pa}}{8} = \frac{\pi \times 240}{8} = 94 \text{ cm.}$$

$$t_3 = \frac{39.44 \text{ cm}}{94 \text{ cm}} = 0.42$$

De la tabla 6.3 seleccionamos la fórmula para el máximo momento flector en el soporte

$$M_{max} = - 0.319 f_c t^2$$

$$M_{max} = - 0.319 (45 \times 14.2 \text{ PSI}) (40/2.54")^2$$

$$M_{max} = - 50.550 \text{ Lb-pul} = 583 \text{ kg/cm}^2$$

El diámetro del agujero para el perno de anclaje será

$$1 \frac{7}{8}" + \frac{1}{8}" = 2" = 5.1 \text{ cm}$$

Entonces el espesor del soporte, con 8 cartelas, se calcula de la ecuación (3.78)

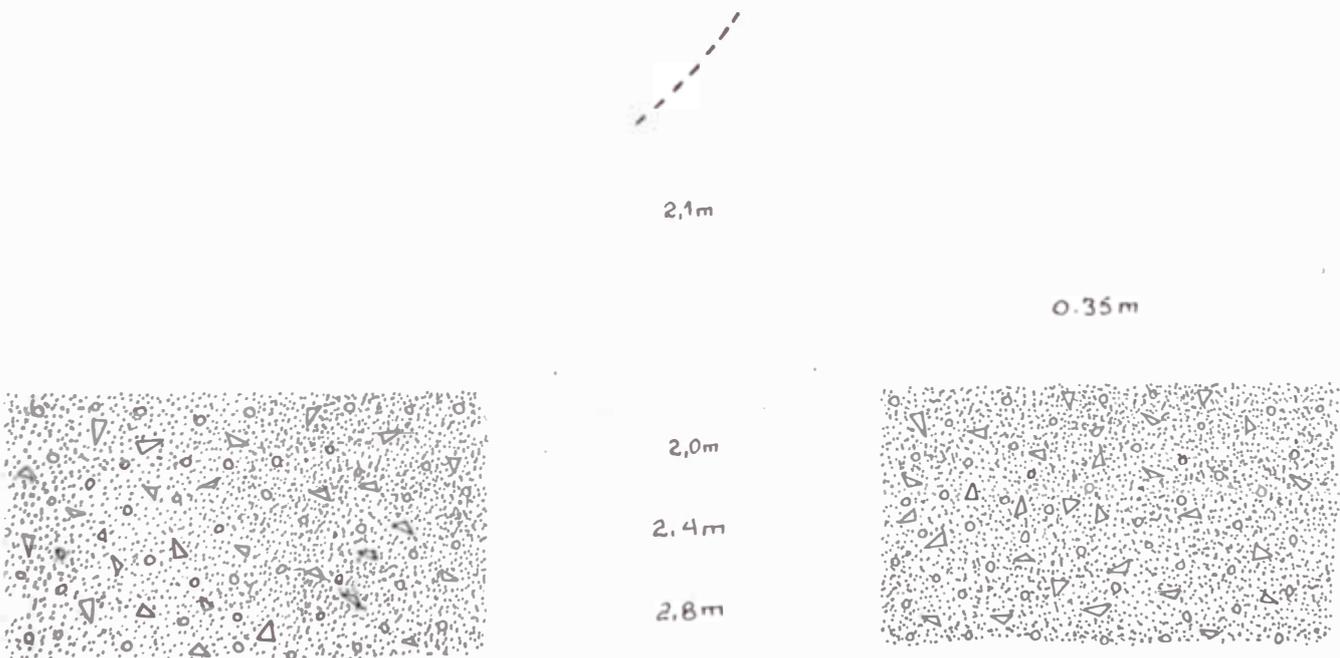
$$4 = \frac{6 \times 583}{2.960 (0.40 - 0.051)}$$

4 1.84 cm. (Aproximamos a 3/4")

Como se ha proyectado cartelas que irán soldadas en la periferie del casco-soporte, la junta soldada estará sometida a cizallamiento, y por lo tanto, la minima longitud del cordón de soldadura de 3/16" de ancho efectivo, endrá que ser:

$$L_{sol} = \frac{2 \times 30.874 \text{ kg}}{6.7 \text{ kg/mm}^2 \times 3/16" \times 25.4 \text{ mm}} = 1.935 \text{ mm}$$

Por lo tanto en cada cartela se deberá depositar  $1395/8 = 242 \text{ mm}$  de soldadura como minimo.



#### 4.5 Cálculo y diseño del Ciclón Despolvorizado

##### 4. Cálculo de la Eficiencia del Ciclón

Los gases que salen de la columna secadora, a  $90^{\circ}\text{C}$ , deben conducirse por el separador es ático y el ducto de salida hasta llegar al ciclón, y en su trayectoria expuesta al medio ambiente, se producira una caída de temperatura estimada en  $10^{\circ}\text{C}$  como máximo. En la caída de temperatura influye también el ingreso de aire frío a través de las bridas, empaquetaduras ó perforaciones ocurridas por desgaste.

El aire falso no deberá superar el 3 % del flujo volumétrico en el circuito, y se recalculará con ésa consideración a la temperatura de  $(90 - 10 = 80^{\circ}\text{C})$ , donde la densidad del gas es igual a  $0.542 \text{ kg/m}^3$ , luego, el nuevo flujo es:

$$V_{\text{gas}} = \frac{36.251 + 8.660}{0.542} = 82.862 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (a } 80^{\circ}\text{C)}$$

Considerando 3 % de ingreso de aire falso:

$$V_{\text{gas}} = 1.03 \times 82.862 = 85.350 \text{ m}^3/\text{h} = 23.71 \text{ m}^3/\text{s}$$

De la fig. 3.21 tomamos los factores de corrección  $f_v$  y  $f_o$ .

$$f_v = 0.90 \text{ ( a } 80^{\circ}\text{C)}$$

$$f_p = 1.35 \text{ ( a } 1.100 \text{ kg/m}^3$$

Por lo tanto el rango óptimo de velocidades se corrige a :

$$\underline{V_i} = 0.9 \times 1.35 \text{ ( } 1.25 \text{ a } 1.36 \text{ ) } = \text{ ( } 1.52 \text{ a } 1.66 \text{ )}$$

$V_s$

En la tabla 10. se sintetizan los cálculos efectuados en diferentes modelos de ciclones, resultando diferentes relaciones de velocidad ( $V_i/V_s$ ), para diferentes configuraciones geométricas tomadas de la referencia dada en la Tabla 06.

De ésta tabla el diseño propuesto por LAPPLE, es el que mejor cumple las condiciones principalmente de velocidad recomendada y valor óptimo de  $V_i/V_s$ .

- Velocidad de ingreso recomendada para ciclón tangencial :

$$V_i = 17 \text{ m/s} = 55.8 \text{ pie/s}$$

- El flujo volumétrico por ciclón es:

$$Q = 0.5 D_c \times 0.25 D_c \times V_i$$

- Cuando se trata de un solo ciclón, "Q" corresponde a "V<sub>gs</sub>". De esta igualdad resulta el valor del diametro del ciclón :

$$D_c = 3.34 \text{ m} = 11 \text{ pie}$$

ABLA 10. RESULTADOS OBTENIDOS N EL CALCULO DEL CICLON

Vi m/s (pie/s)	Modelo según:	b/Dc	a.b	Dc m (pie)	Vs m/s	Vi/Vs
14 (45)	SWIFT	0.25	0.125	3.68 (12.07)	9.08	1.54
14.5 (47.6)	SWIFT	0.25	0.125	3.61 (11.86)	9.30	1.56
14.8 (48.5)	LAPPLE	0.25	0.125	3.58 (11.74)	9.40	1.57
15 (49.2)	LAPPLE	0.25	0.125	3.55 (11.66)	9.48	1.60
16 (52.5)	LAPPLE	0.25	0.125	3.44 (11.29)	9.39	1.62
17 (55.8)	STAIR- MAD	0.20	0.100	3.73 (12.24)	8.10	2.10
	SWIFT	0.21	0.090	3.88 (12.73)	8.22	2.07
	LAPPLE	0.25	0.125	3.34	10.27	1.65
	PETER- SON Y W	0.208	0.121	3.39 (11.12)	8.40	2.03
18.5	STAIR- MAND	0.20	0.100	3.58 (11.74)	8.54	2.17
	SWIFT	0.21	0.090	3.77 (12.37)	9.03	2.05
	LAPPLE	0.25	0.125	3.20 (11.29)	10.82	1.71

- El equivalente de la velocidad de sedimentación, en circuito espiral, es calcula de la Ecuación 3.54, para la viscosidad dinámica de  $22 \times 10^{-6}$  kg/m.s ( a

80 oC)

$$w = \frac{4 \times 9.81 (22 \times 10^{-6})(1.100 - 0.542)^{1/3}}{3 \times 0.542^2}$$

$$w = 1.02 \text{ m/s}$$

La velocidad de salto, la calculamos de la Ecuación 3.57

$$V_s = \frac{2.38 \times 1.02 [0.25^{0.4} (11)^{2/30} (2 \times 55.8^2)]}{(1 - 0.25)^{1/3} \times 32.2}$$

$$V_s = 10.3 \text{ m/s}$$

Luego:

$$\frac{V_i}{V_s} = \frac{17}{10.3} = 1.65 \text{ (en el rango óptimo)}$$

Revisando las condiciones de diseño trabajables, dados en las Ecuaciones 3.60, observamos que el modelo propuesto por LAPPLE, cumple las condiciones. Las dimensiones fundamentales del ciclón se indican en la siguiente Figura 4.8

#### Cálculo de la Eficiencia Fraccional y Total del Ciclón.

La eficiencia fraccional, se calculara empleando la Ecuación 3.45, aplicada a cada tamaño de partícula.

Por ejemplo, para las partículas de 88 micras de diámetro, el cálculo de la eficiencia fraccional es el siguiente:

- Tiempo de relajación de la partícula en el fluido, calculada de la Ecuación 3.46

$$t_1 = \frac{(1,100 \text{ kg/m}^3)(88 \times 10^{-6} \text{ m})^2}{18 (22 \times 10^{-6} \text{ kg/m.s})} = 0.02 \text{ seg}$$

- El factor de configuración geométrica del ciclón, en éste caso, ya ha sido calculado e incluido en la Tabla 06, para el modelo de LAPPLE de ciclones de uso general:

$$G = 402.9$$

- el exponente de vórtice, se calcula de la Ecuación 3.50. en ésta ecuación, Dc se dá en pies y la temperatura en °F.

$$n = 1 - \left[ 1 - \frac{(12 \times 11)^{0.141}}{2.5} \right] \frac{[194 + 460]^{0.3}}{530} = 0.78$$

Reemplazando valores en la Ecuación 3.45, obtenemos:

$$= 1 - \exp\left(-2 \cdot \frac{402.9 \times 0.02 \times 23.71 \times (1 + 0.78)}{3.34^3} \cdot \frac{1}{2(0.78 + 1)}\right)$$

$$= 0.975$$

De la misma manera se procede para los demás tamaños de partículas. Los resultados se muestran a continuación:

Tabla 4.5.2: Eficiencias fraccionarias del Ciclón

$d_{p_i}$ (micras)	$t_i$ (segundos)	$m_i$ (%)	$m_i \cdot \eta_i$ (%)
210	0.107	0.990	3.92
150	0.055	0.994	4.43
125	0.038	0.989	3.53
106	0.027	0.983	2.59
88	0.019	0.975	3.53
74	0.013	0.964	50.48
63	0.009	0.950	31.52
45	0.005	0.920	
38	0.003	0.887	
19	0.001	0.799	
10		0.670	
5		0.530	
4		0.490	
2		0.360	
<b>Total</b>			<b>100% 96.36%</b>

Por lo tanto, la eficiencia total de separación en el ciclón es:

$$\eta_{\text{tot}} = \sum m_i \cdot \eta_i = 96.36\%$$

#### 4.5.2 Cálculo de las pérdidas de Presión en el Ciclón

La Ecuación 3.66, para calcular las pérdidas de presión encierra las consideraciones por efecto de velocidad y forma del ciclón, por lo que puede ser empleado con cierta seguridad. El valor de  $N_w=8.0$  se obtiene de la Tabla 06

$$AP = \{0.542 \text{ kg/m}^3\} \{17 \text{ m/s}\} \{8.0\} = 64 \text{ mm}$$

$$2 \times 9.81 \text{ m/s}^2 \times 1,000 \text{ kg/m}^3$$

$$AP = 64 \text{ mm} = 2.5" \text{ de columna de agua}$$

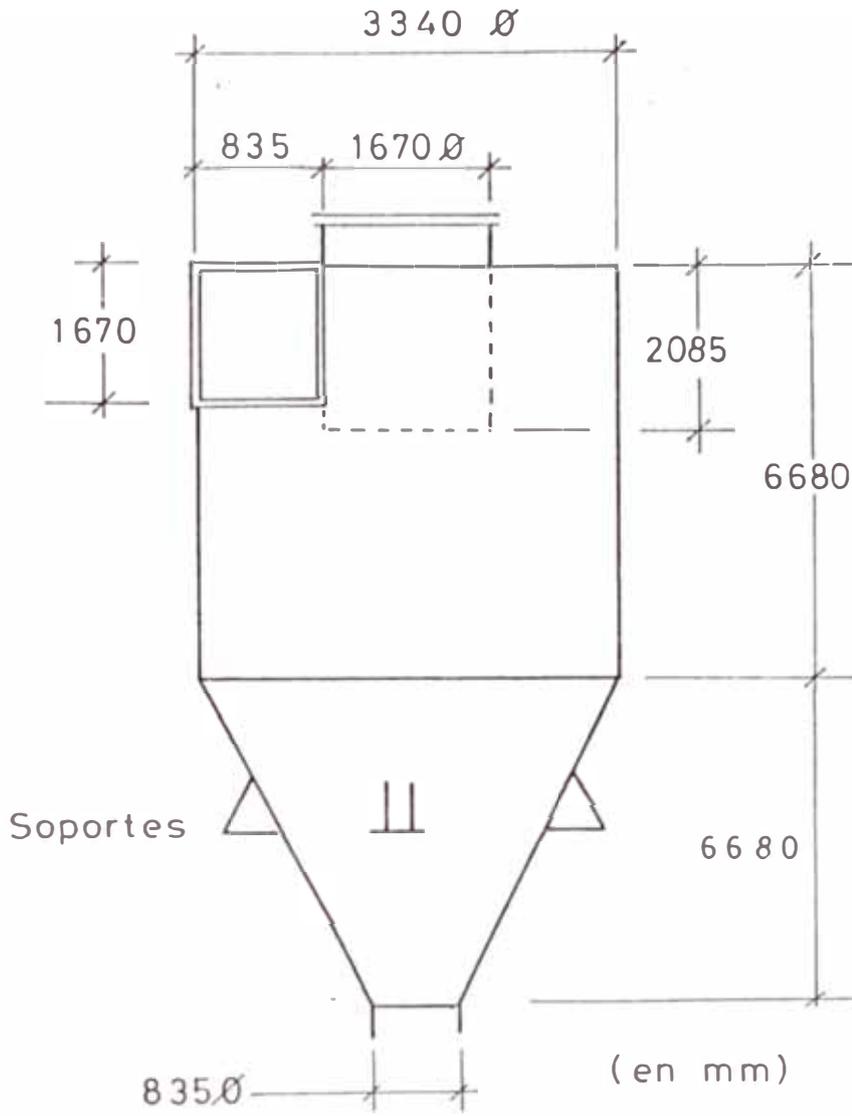
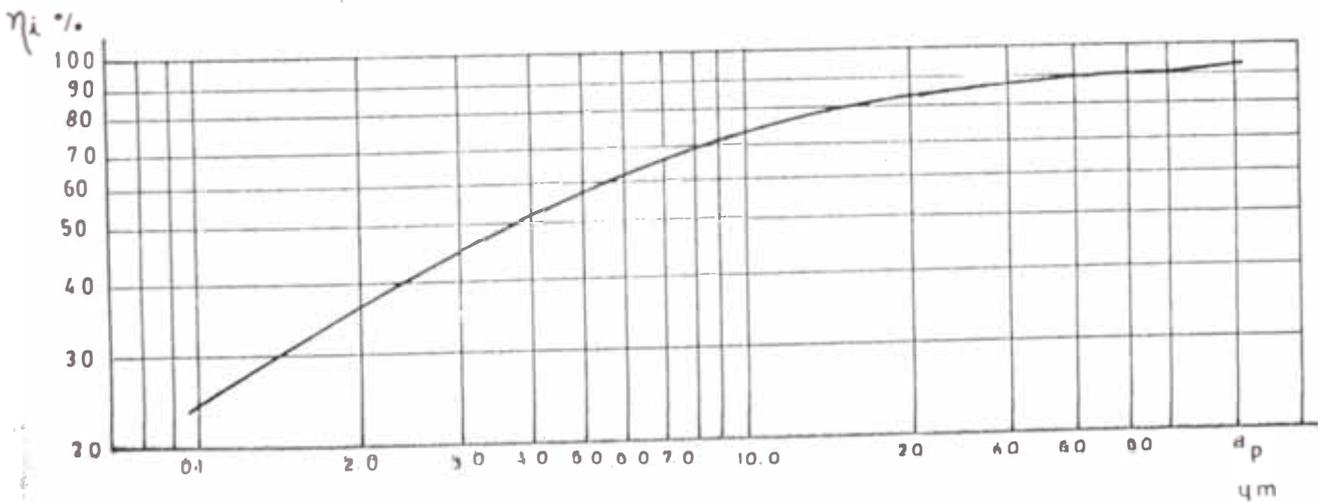


FIG. 4.8

CICLON Y SU CURVA DE EFICIENCIA



#### 4.5.3 Diseño estructural del Ciclón DespolvORIZADOR.

##### a. Cálculo de las cargas:

Las cargas presentes en el ciclón son fundamentalmente originadas por el peso de las planchas que conforman el cuerpo del ciclón.

El ciclón se fabricará de planchas de Acero "Cor-ten" de 3/16" de espesor. El desgaste por abrasión es inevitable, y seguramente, se tendrán que cambiar algunos tramos del cuerpo al cabo de unos 800 días de trabajo.

- La parte cilíndrica superior del ciclón, que se fabricará de planchas de 3/16" de espesor, tiene una área de 70.1 m<sup>2</sup> y pesará:  $70.1 \text{ m}^2 \times 38 \text{ kg/m}^2 = 2,664 \text{ kg}$

- La parte cónica del ciclón tiene un área de 44.6 m<sup>2</sup> y su peso será:  $44.6 \times 38 = 1,695 \text{ kg}$

- El tubo de inmersión, considerado inicialmente de una longitud de 3.5 m, tiene un área de 18.36 m<sup>2</sup> le corresponde el peso de :  $18.36 \times 38 = 698 \text{ kg}$ .

- La tapa ó echo del ciclón tiene un área de 8.76 m<sup>2</sup> y pesara :  $8.76 \times 38 = 333$  kg

- El peso de las bridas soldaduras, soportes y otras cargas pequeñas incalculables pueden alcanzar los 500 kg.

- La porción de ducto de gases, apoyado en el ciclón será de 10 m de longitud, por lo que pesara 500 kg.

Luego la carga total será la suma de éstas cargas:

$$F = 2664 + 1695 + 698 + 333 + 500 + 500 = 6,390 \text{ kg}$$

#### b. Diseño de los soportes.

Para efectos del viento y sismos consideraremos al ciclón como un recipiente de  $D = D_c = 3.34$  m y altura  $L = H = 13.36$

La presión del viento ocasiona un momento dado por (3.69)

$$M_v = 1(0.01) \times (13/36)^2 \times 3.34 + 29,800 \text{ kg-m.}$$

El período de oscilación por sismos se calcula de (3.79)

$$T = 2.65 \times 10^{-5} \frac{(13.36)^2}{3.34} \frac{(6390 \times 2.2 \text{ Lb} \times 3.34 \text{ m})^4}{13.36 \text{ m} \times 3/16''}$$

$T = 0.06$  y de la tabla 6.4 , seleccionamos

Coeficiente sísmico  $C = 0.10$  ( zona 2 )

De la ecuación ( 3.80) calculamos el momento:

$$M_{smax} = 8 \times 0.1 \times 6.390 \times 13.36 = 68,296 \text{ kg-m}$$

Entonces, el diseño del soporte se evaluará considerando la acción del momento ocasionado por sismos, por ser la mayor.

Luego de aproximaciones sucesivas, se consiguió: asumiendo

$$f_s = 412 \text{ kg/cm}^2 \text{ y } f_c = 2.3 \text{ kg/cm}^2$$

Por razones de espacio en el edificio de la fábrica, se proyecta instalar las zapatas de soporte a una altura cuyo diámetro correspondiente es 2.74 m, el ancho proyectado para la zapata es  $t_2 = 0.48$  m. Los pernos de anclaje estarán dispuestos en un diámetro:

$$D_{pa} = 2.74 + 2(0.48 - 0.122) = 3.578 \text{ m.}$$

$$n = E_s/E_c = 2,110,000/211,000 = 10$$

$$K = \frac{1}{1 + \frac{412}{10 \times 2.3}} = 0.05$$

Para  $K = 0.05$  y, de tabla 6.2 obtenemos:

$$C_c = 0.600, C_t = 3.008, z = 0.490, j = 0.760$$

La carga tensora; de la ecuación 3.71 :

$$F_t = 68,296 - 6.390 \times 0.49 \times 3,578 = 5,305 \text{ kg}$$

$$3.008 \times 3.578$$

Se proyecta usar 4 pernos de 1<sup>3</sup>/<sub>8</sub>" (6.8cm<sup>2</sup>)

El espesor equivalente al área de pernos de anclaje es:

$$t_1 = \frac{4 \times 6.8 \text{ cm}^2}{\pi \times 357.8 \text{ cm}} = 0.024 \text{ cm}$$

El esfuerzo inducido en el acero, se calcula de ecuación 3.72

$$f_s = \frac{2 \times 5.305}{0.024 \times 357.8 \times 3.008}$$

$f_s = 411 \text{ kg/cm}^2$  (igual al valor asumido)

$$F_c = t_2 - t_1 = 48 - 0.024 = 47.976 \text{ cm}$$

El esfuerzo de compresión se calcula de (3.75)

$$f_c = \frac{2 \times 11.695 \text{ kg}}{(48 + 10 \times 0.024) \text{ cm} \times 357.8 \text{ cm} \times 0.6}$$

$f_c = 2.3 \text{ kg/cm}^2$  (igual al asumido) OK

Se chequea el esfuerzo de compresión entre el soporte y el concreto, por ecuación 3.76

$$f_{cmax} = 2.3 \times \left( \frac{2 \times 0.05 \times 357.8 + 48}{6.7 \text{ kg/mm}^2 \times 3/16" \times 25.4 \text{ mm}} \right)$$

5.4 kg/cm<sup>2</sup>                      85 kg/cm<sup>2</sup>      OK!

Para reducir el espesor del soporte, utilizaremos Ø4 cartelas en la zona de cada perno de anclaje espaciados la distancia "b"

$$b = \frac{\pi \cdot D_{pa}}{4} = \frac{\pi \times 3.578}{4} = 2.81 \text{ m}$$

$z = 0.48 = 0.17$  y de la tabla 6.3 :

$b = 2.81$

Seleccionamos la fórmula para el máximo momento flector en el soporte

$$M_{\max} = - 0.428 f_c \times t^2$$

$$= - 0.428(5.4 \times 14.2) \times (48/2.54)^2$$

$$M_{\max} = - 11.720 \text{ Lb} - \text{pul} = -135 \text{ kg-m}$$

El diámetro del agujero para el perno de anclaje será  $1\frac{3}{8}'' + 1/16'' = 3.6 \text{ cm}$

Entonces el espesor del soporte, con cartelas, se calcula de ecuación ( 3.78)

$$t^4 = \frac{6 \times 135 \text{ k-m}}{2.960 \text{ kg/cm}^2 \times (0.48 - 0.036) \text{ m}}$$

$$t^4 = 0.8 \text{ cm} \quad \text{Escogemos } 5/8''$$

Como se ha proyectado cartelas, que irán soldadas en la periferie del ciclón, la junta soldada estará sometida a cizallamiento y por lo tanto, la mínima longitud de cordón de soldadura de  $3/16''$

de ancho efectivo, tendrá que ser:

$$L_{\text{sol}} = \frac{2 \times 6,390 \text{ kg}}{6.7 \text{ kg/mm}^2 \times 3/16'' \times 25.4 \text{ mm}} = 400 \text{ mm}$$

En cada chapa se deberá depositar un cordón de soldadura de una longitud superior a los  $401/6 = 70 \text{ mm}$

La ubicación exacta de las chapas, se dan en el montaje, pero deberá estar comprendida entre las medidas indicadas en el esquema anterior

#### Diseño de la Junta de Expansión Térmica

La longitud total del cuerpo del ciclón tomada en el sentido vertical es de 13,360 mm. y en condiciones extremas de temperatura, se producirá una dilatación en ese sentido, igual a :

$$\Delta L = 13.360 \times 0.000014 \times (800 - 10) = 147 \text{ mm}$$

Entonces, dos juntas de expansión, que permitan un desplazamiento de 73.5 mm. cada una, se instalarán en la prolongación del tubo de inmersión y en la conexión al recuperador de polvo respectivamente.

#### 4.6 Cálculo de las características principales del Ventilador de Tiro Inducido

##### 4.6.1 Cálculo de las Pérdidas de Presión en el Sistema del Secador por Transporte Neumático .

###### a. Caída de presión en el Generador de gases

El impulso que el ventilador del generador de gases imprime al fluido , absorbe las pérdidas que se presentan en éste equipo. Además se cuenta con el Damper de el Molino de Crudo que actuará en casos de sobrepresión ó atoros accidentales.

###### b. Pérdidas en el ducto de gases calientes

En ésta parte ocurren pérdidas por

- Fricción en el ducto
- Cambios de sección transversal del ducto y
- Pérdidas por cambios de dirección

Estas pérdidas se calculan con la Ecuación:

$$AP = \frac{u^*}{2.g} \cdot \tau g \left( \frac{\xi L}{D} + \xi_2 + \xi_3 \right)$$

En éste caso:

$\xi_1$	0.075	( Del Diagrama MOODY)
$\xi_2$	1.0	( De la Fig. 4.20)
$\xi_3$	0.24	( De la Fig. 4.19)

$$AP = \frac{17.2^2}{2 \times 9.81} 0.1863 \left( 0.075 \frac{40}{2} + 1.0 + 0.24 \right)$$

$$= 7.7 \text{ kg/m}^2$$

c. Pérdidas en la Columna secadora = 97.42 Kg/m<sup>2</sup>

d. Pérdidas en el Separador Estático+ 140 kg/m<sup>2</sup>

e. Pérdidas en el ducto del Separador al Ciclón.

$$F_1 = 0.018 \text{ ( De la Fig 3.4 y 12.9 m/s)}$$

$$\zeta_2 = 0.05 \text{ ( De la Tabla 12)}$$

$$\zeta_3 = 0.40 \text{ ( De la Fig. 4.21)}$$

$$AP = \frac{12.9^2}{2 \times 9.81} 0.542 \left( 0.018 \frac{20}{1.53} + 0.05 + 0.4 \right)$$

$$= 3.2 \text{ kg/m}^2$$

f. Pérdidas de presión en el ciclón = 64.01 kg/m<sup>2</sup>

g. Pérdidas de presión en el ducto del ciclón al ventilador de tiro.

$$F_1 = 0.02 \text{ (De la Fig 3.4 y 10.8 m/s)}$$

$$\zeta_3 = 0.40 \text{ ( De la Fig. 4.21)}$$

$$AP = \frac{10.8^2}{2 \times 9.81} 0.542 \left( 0.02 \frac{15}{1.67} + 0.4 \right) = 1.9 \text{ kg/m}^2$$

h. Presión estática a la salida del ventilador

En el ducto de salida del ventilador, estimamos suficiente mantener una presión estática de 30 kg/ m<sup>2</sup>

En conclusión, el ventilador deberá absorber la siguiente pérdida de presión total:

$$(AP)_{tot} = 7.7 + 97.42 + 140 + 3.2 + 64.01 + 1.9 + 30 = 345 \text{ kg/m}^2$$

El Punto de trabajo del ventilador está dado por la caída total de presión y el caudal de gases que debe impulsar:

$$(AP)_{tot} = 345 \text{ kg/m}^2$$

$$(Q)_{tot} = 23.71 \text{ Bm}^3/\text{seg} \text{ (28, k235 Nm}^3/\text{hor)}$$

#### 4.6.2 Cálculo de la potencia requerida.

La Potencia que desarrollará el motor en su punto de trabajo nominal sera:

$$POT = 345 \text{ kg/m}^2 \times 23.71 \text{ m}^3/ = \underline{8,180 \text{ kg-m}}$$

$$= 81 \text{ KW}$$

Por lo tanto se requiere de un motor eléctrico que ha de funcionar a 4,000 metros sobre el nivel del mar, donde la eficiencia alcanza valores de 82% .

$$POT = 81 / 0.82 = 99 \text{ KW}$$

Para las diferentes condiciones de caída de presión y temperaturas, previas al punto de trabajo del ventilador, el motor electrico

requiere funcionar con un arrancador tipo electrolítico y un sistema de compuertas a la salida del ducto del ventilador para que regule el caudal hasta que se alcance las condiciones nominales de operación en el sistema de secado. De modo que la carga se incrementara gradualmente conforme se vaya alcanzando la velocidad nominal y posteriormente a medida que aumenta el flujo de gases cuando se abren paulatinamente las compuertas a la salida del ducto del ventilador.

Fig. 4.18 Contracción brusca y suave

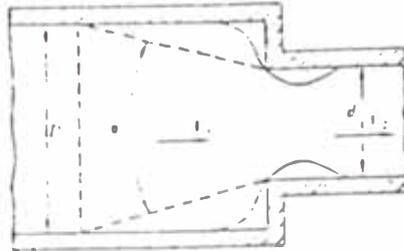
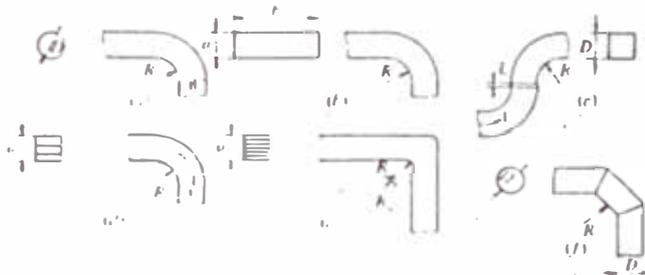


Fig. 4.19 Valores del Coeficiente de pérdidas de carga ( $\zeta$ ) para contracciones bruscas y suaves . (22)



Coeficientes  $\zeta$  de pérdidas en codos diversos:

(a)	$\frac{R}{D} = 0$	0.25	0.5	1.0	
	$\zeta = 0.8$	0.4	0.25	0.16	
(b)	$\frac{R}{a}$	$\frac{b}{a} = 1$	$\frac{b}{a} = 2$	$\frac{b}{a} = 3$	$\frac{b}{a} = 4$
	0	$\zeta = 1.0$	$\zeta = 0.9$	$\zeta = 0.8$	$\zeta = 0.73$
	0.25	0.4	0.4	0.39	0.32
	0.5	0.2	0.2	0.19	0.16
	1.0	0.13	0.13	0.13	0.10
(c)	$L = 0$	$\frac{D}{0.6R}$			
	$\zeta = 0.62$	$\zeta = 0.68$			
(d)	N.º de álabes =	1	2	3	
	$\frac{R}{a}$	0.25	0.2	0.15	
	$\zeta$	0.15	0.12	0.10	
(e)	$R_1 = \frac{R_2}{2} = a$	$\zeta = 0.1$			
(f)	$\frac{R}{D} = 0.25$	0.5	1		
	$\zeta$ (codo de 3 piezas)	0.8	0.4	0.3	
	$\zeta$ (codo de 5 piezas)	0.5	0.3	0.2	

## EVALUACION TECNICO ECONOMICA

### 5 Listado de Equipos y materiales

Para la evaluación de costos del Sistema de secado por Transporte Neumático, se tendrá en cuenta los equipos que actualmente existen en la Fábrica y que son susceptibles de reacondicionarse hasta alcanzar las especificaciones técnicas calculadas en los Capítulos anteriores. Es así, como se puede disponer de los siguientes equipos: El Generador de gases, el sistema de precalentamiento y bombeo de petróleo al generador, tablero de control eléctrico, doble compuerta y motores eléctricos.

En lo posible se ha mantenido el objetivo de adquirir y/o ejecutar la mayor parte de equipos y/o

servicios necesarios para el funcionamiento del sistema secado. elevando al máximo el Suministro Nacional.

En la tabla No 13, se muestra el listado de los equipos y materiales resultantes del cálculo del sistema de secado

**Tabla 13**  
**Listado de equipos y materiales del Sistema de Secado por Transporte Neumático**

it	Descripción del equipo	Peso o Area	Observación
1.	Generador de gases		Existente
1.1	Sistema de precalentamiento y bombeo de petróleo		Existente
1.2	Ladrillo refractario	6,100 kg	Sumin. Nac.
2.	Ducto de gases calientes (incluye junta de expansión térmica)	5,489 kg	Sumin. Nac
2.1	Ladrillos refractarios	25,239 kg	Sumin.Nac.
2.2	Aislamiento de fibra de vidrio	109 m <sup>2</sup>	Sumin Nac.
3.	Columna secadora(incluye junta de expansión	4,800 kg	Sumin. Nac
4.	Separador estático	5,400 kg	Sumin. Nac
5.	Ducto del separador al ciclón(5m.longx1.53 m. Ø)	920 kg	Sumin. Nac.
6.	Ciclón despolvorizador	5,890 kg	Sumin. Nac.
7.	Ducto del ciclón al ventilador(5m.long.x1.67 m. Ø)	1,000 kg	Sumin. Nac.
8.	Ventilador (carcasa, rodetes, eje, chumaceras, amortiguadores)	1,900 kg	Sumin. Imp.
8.1	Motor eléctrico (150 KW)	1,500 kg	Sumin. Imp.
8.2	Arrancador electrolítico	500 kg	Sumin. Imp.
9.	Ductor del ventilador al electrofiltro(5mx1.67m. Ø)	1,000 kg	Sumin. Nac

## 5.2 Índice de costos

### 5.2.1 Suministro Nacional

En nuestro medio existen empresas que

B. Costos de montaje

Tipos de equipos	Costo
- Ductos	0.25 US\$/kg
- Ciclones, elevadores, rodetes carcasas, etc	0.36 US\$/kg
- Estructuras metálicas	0.20 US\$/kg
- Fajas de alimentación	40.00 US\$/metro

Estos índices incluyen los costos por los siguientes conceptos:

- Transporte	: 20%
- Materiales consumibles	: 7%
- Mano de obra	: 17%
- Supervisión	: 8%
- Equipos	: 8%
- Gastos Generales	: 15%
- Utilidad	: 15%
- Imprevistos	: 10%

5.2.2 Suministro Importado

El ventilador de tiro, es el único equipo que necesariamente tendrá que importarse, ya que en nuestro medio, los fabricantes no garantizan el suministro del ventilador de las características requeridas para trabajar a 3,860 m.d.n.m.

La firma "HUMBOLDT" de Alemani,

regularmente prestan servicios a las fábricas de cemento del país, y pueden fabricar e instalar los equipos y materiales señalados en la TABLA 13 identificados como "suministro nacional"

Una de estas empresas ( Instalaciones y Mantenimiento S.A.), gentilmente ha proporcionado los siguientes índices de costos que emplean en la elaboración de sus presupuestos:

#### A. Costos de Fabricación

Tipos de equipos	Costo
- Ductos, ciclones, carcasas en planchas de acero comercial	1.42 US\$/kg-
- Ejes	3.8 US\$/kg
- Estructuras metálicas	2.13 US\$/kg
- Rodetes de plancha de acero corten	2.25 US\$/kg

Estos índices incluyen los costos por los siguientes conceptos:

- Materiales principales	: 48 %
- Materiales consumibles	: 5 %
- Mano de obra	: 10 %
- Equipos	: 5 %
- Gastos Generales	: 15 %
- Utilidad	: 12 %
- Imprevistos	5 %

especializada en fabricación de ventiladores del tipo requerido, cotiza lo siguiente: U.S \$ 20,558

### 5.3 Listado de Costos

Aplicando los índices de costos al listado de equipos y materiales requeridos, se ha obtenido el listado de costos de fabricación y montaje indicados en la Tabla 14

Tabla 14 : Listado de Costos y equipos y materiales requeridos en el Sistema de Secado por transporte Neumático de 13 ton/h de materia prima húmeda

it.	Descripción	Costo (US\$)		Ejecutado por:
		Fabric	Mont.	
1.	Acondicionamiento del generador de gases y equipo de calefacción de mantenimiento de petróleo.	7,000		Personal mantenimiento
2.	Ducto de gases calientes	7,800	1,400	Contratista
2.1	Ladrillos refractarios (US\$ 930/ton) y (257 \$/ton)	12,160		Montado por personal de obra civil
2.2	Aislamiento térmico (US\$ 1.65 /m <sup>2</sup> )	2,500	180	
3.	Columna secadora	6 850	1,200	Contratista
4.	Separador estático	7,700	1,400	Contratista
5.	Ducto del separador al ciclón	1,400	300	Contratista
6.	Ciclón	8,500	1,500	Contratista
7.	Ducto del ciclón del ventilador	1,500	300	Contratista
8	Ventilador	20,558	690	Contratista
8.1	Motor eléctrico del ventilador	13,200	1,000	Montado y probado por personal de taller elec.
8.2	Arrancador electro-lítico	8,900		Contratista
9.	Ducto del ventilador al electrofiltro	1,500	500	

10.	Dispositivos de control y mando	3.000	500	Mantenim.
11.	Trabajos estructurales	2.500	500	Contratista
12.	Obras civiles	4.500		Personal de Obra Civil
13.	Acondicionamiento del sistema de alimentación por faja a la columna de secado	3.500		Contratista

TOTAL \$ 122,538

Para el cálculo de los costos que significan el empleo de personal registrado en la planilla de Cemento Andino S.A. en las diferentes áreas de : Mantenimiento, Taller Eléctrico, Obra Civil, etc., se ha tomado en cuenta primordialmente el número de horas-hombre necesarios para la ejecución de los diferentes trabajos, señalados en la Tabla 14.

#### 5.4 Análisis de la Inversión

5.4.1 Metas trazadas con el Proyecto "Ampliación de la Capacidad de la línea productiva del Horno III"

- Incremento de producción del Molino de Crudo II ..... 960 ton/día
- Incremento de la producción del Horno III ..... 600 ton/día
- Incremento de la producción de cemento .....150.000ton/año

5.4.2 Costos de Inversión

- Sistemas de secado previo .US\$ 122.538
- Proyecto completo(\*) .... US\$ 6'000,000

#### 5.4.3 Análisis de la inversión:

De los valores anteriores resulta que la inversión total es de US\$ 40.0/Ton de clinker. valor que resulta muy inferior a la inversión que se realiza en otras fábricas de similar dimensionamiento donde se supera los US\$ 100/Ton clinker o los 183 DM/Ton anual de cemento, que cuesta una planta nueva.

(\*) Esta cifra ha sido obtenida por el equipo encargado de los aspectos Financieros, Administrativos, contables del Proyecto.

Este mismo equipo de especialistas ha elaborado el "Estado de Ganancias y Pérdidas proyectado con la ejecución del Proyecto Global" y que se reproduce en la Tabla 14.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. Ya que el mecanismo de descarbonatación del  $\text{CaCO}_3$  de la caliza, se inicia a partir de los  $560^\circ\text{C}$ , cuando el material está completamente seco, se deduce que éste indeseable no llegará a ocurrir en el interior de la columna de secado, lo que induciría a utilizar gases a temperaturas lo más altas posibles, pero esto se ve restringido por el hecho de que a mayores temperaturas se necesitarían menor cantidad de gases cada vez, imposibilitando el transporte neumático por alcanzar el límite de congestión. Esta es la razón de adicionar gases fríos al generador de gases.
2. Del listado de Costos en el Sistema Secador, resulta ínfima la cantidad correspondiente al rubro de Obras Civiles y además son totalmente ejecutables por personal propio de la empresa, dada las

características del edificio.

3. Se sabe que el costo de una planta completa de secado por Transporte Neumático es de aproximadamente 1 millón de D.M. (US\$ 510,000) con el sistema de "llave en mano" el cual comparado al costo del Sistema calculado, resulta obvia la gran diferencia.

Y dentro del costo global de la inversión, al sistema de secado propuesto le corresponderá sólo el 2.1 % de la inversión total.

4. La instalación del Sistema de Secado por Transporte Neumático, sólo interrumpirá la producción normal del Molino en unas 50 horas, en el momento de acondicionar el Sistema de alimentación por faja a la columna de secado.
5. La Metodología de cálculo de la Columna Secadora, se puede utilizar para secar material a granel en otras aplicaciones, propias del plan de descentralización proyectado por los últimos gobernantes del país.  
Considerando que el clima de la zona de la sierra y selva del Perú propician altas unidades en las materias primas.
6. La puesta en marcha del Sistema Secador, se ejecutará con la participación del personal propio de la

empresa, ejecutando las siguientes principales actividades:

- Regulación del Separador Estático al punto de corte deseada. Aquí se decidirá la conveniencia o necesidad de recircular el material, en la columna secadora:
- Balanceo dinámico del rodete del ventilador.
- Análisis de las muestras de material en todo el circuito de secado.

7. Se cumple con el objetivo de máxima utilización de recursos nacionales e inclusive los recursos propios de la empresa.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) ALEGRE, M "Fundamentos del Transporte Neumático de Materiales", Seminario en el Colegio de Ingenieros del Perú, Lima 1979, pág 29.
- (2) AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, Technical Data Book, New York, 1964, pág 14-2
- (3) BLOMFIELD, W., Air Pollution control" Mc Graw Hill Tercera Edición
- (4) DITTMAN F., "How to classify a drying process", Chemical Engineering, Enero de 1977, pag 106-108.
- (5) DUDA W., "Manual tecnológico del cemento", Editores Técnicos Asociados S.A., Barcelona 1974, pag.57.
- (6) FAIRES, V., "Termodinámica", UTEHA, México, 1980, pag. 552
- (7) F.L. SMIDTH, Heat Generator, Basic Data for Project Planning, Publication No 36-A-80
- (8) HORNENBERG, R., "Air Classification and Evaluations" Rock Products, Abril de 1972, pág 70-72
- (9) HUMBOLDT, Catálogo General de Ventiladores, U.S.A 1970
- (10) HOLDERBANK, Asesores, Seminario de Cemento, Lima 1979.

- (11) KNEWLE. . . "El Secado", Ediciones URMO. Bilbao  
1966, pág. (127-131),(49-50)
- (12) KERN. D.. "Procesos de Transferencia de Calor",  
Compañía Editorial Continental. México,  
1977, pág. 853
- (13) LABAHN. O.. "Prontuario del Cemento", Editores  
Técnicos asociados. 3era Edición,  
Barcelona. 1968, pág. 268,942.
- (14) LICHT.w.. "New Design approach boosts cyclone  
efficiency" Chemical Enginerering,  
Noviembre 1977, pág.80-88
- (15) MARKS.L.. "Manual del Ingeniero Mecánico", Mac Graw  
Hill. 5ta Edición.
- (16) MOTEK. OVERING. H.. "Los elementos de una ins-  
instalación de secado Industrial de  
materia a granel, I parte". Aufbereitung  
Technick. Junio de 1980,pag 303-313
- (17) MOTEK. OVERING. H.. "Los elementos de una  
instalación de secado Industrial de  
materia a granel,II Parte".Aufbereitungs  
Technik. Setiembre 1980, pág 441-449
- (18) MOTEK. OVERING. H.. "Los elementos de una  
instalación de secado Industrial de  
materia a granel. III Parte".  
Aufbereintungs Technick. Diciem 1980.  
pág 497-506
- (19) NONHEBEL. G.. "El secado de sólidos en la Industria

- Química" Editorial REVERTE, Barcelona, 1979, pág. 259-285
- (20) PERAY, K., "Cement Manufacturer's Handbook", Chemical Publishing Co., New York, 1979 pág 139-140.
- (21) PERRY, J., "Manual del Ingeniero Químico", Unión Tipográfica Editorial, México, 1974, pág 1599, 317,333
- (22) MATAIX C., "Mecánica de fluidos y Máquinas Hidráulicas" Ediciones del Castillo S.A., Madrid, 1970, pág 229.
- (23) TAGGART, A., "Handbook of mineral dressing. Ores and Industrial mineral", John Wiley and Sons, New York, 1954, pág 9-36
- (23) TREIBER, H., "The methods of firing and heat treatment in plants for the production of expanded clay", Aufbereitungs Technick, setiembre 1968, pag. 442-447
- (24) UNION DIVISION-MILES LABORATORIES Inc., High Efficiency ciclone design, U.S., 1969
- (25) VACINI, C., "Program Calculates Flame Temperature", Chemical Engineering, Marzo 1982, pág 132-136
- (26) WEBER, P., "Aprovechamiento del calor perdido de los hornos rotatorios por vía seca" , Zement-Kalk-gips, Mayo 1967, pág 214-221

- (27) WOMOBEW. Ch., "Teplotechnic oskise processy i apparatty silikatnich proisvasn" ZEMENT-KALK and GIPS, Diciembre 1980, pag 611.
- (28) ZISSELMKAR, R., "El Separador de ciclón, Bases de cálculo y ensayos en un tipo de construcción con nueva geometría de entrada y salida". Aufbereitungs Technick, Junio 1984, páq 341-351
- (29) BROWNELL, E., "Process equipment Design", Wiley-USA, 1959. Capitulo: "Design of tall vertical Vessels".