

DISEÑO, CONSTRUCCION Y MONTAJE DE UN EQUIPO
EXTRACTOR DE PITILLOS POR ABSORCION PARA
INDUSTRIAS ROMAN S.A.

WALDYR FONG SILVA COD. 9003405
ALEXIS MARRUGO BERMEJO COD. 8803009

CARTAGENA DE INDIAS D.T.C.
CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR
1995

DISEÑO, CONSTRUCCION Y MONTAJE DE UN EQUIPO
EXTRACTOR DE PITILLOS POR ABSORCION PARA
INDUSTRIAS ROMAN S.A.

WALDYR FONG SILVA COD. 9003405

ALEXIS MARRUGO BERMEJO COD. 8803009

Trabajo de proyecto de grado presentado como requisito
parcial para optar el título de Ingeniero Mecánico

Director: Ing. MECANICO JUSTO R. RAMOS M.

CARTAGENA DE INDIAS D.T.C.
CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR
1995

Artículo 105. La Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar se reserva el derecho de propiedad intelectual de todos los trabajos de grado aprobados y no pueden ser explotados comercialmente sin su autorización.

Cartagena de Indias D.T.C., 20 de Octubre de 1995

Señores:

**COMITE DE PROYECTO DE GRADO
Facultad de Ingeniería Mecánica
CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR
Ciudad.**

Apreciados señores:

Atentamente nos permitimos presentar nuestro proyecto de grado titulado "**DISEÑO, CONSTRUCCION Y MONTAJE DE UN EQUIPO EXTRACTOR DE PITILLOS POR ABSORCION PARA INDUSTRIAS ROMAN S.A.**", como requisito parcial para optar el título de **INGENIERO MECANICO**.

Cordialmente,

WALDYR FONG SILVA
Cod. 9003405

ALEXIS MARRUGO BERMEJO
Cod. 8803009

Cartagena de Indias D.T.C., 20 de Octubre de 1995

Señores:

COMITE DE PROYECTO DE GRADO

Facultad de Ingeniería Mecánica

CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR

Ciudad.

Estimados Señores:

La presente tiene por objeto comunicarles que he aceptado la designación que me han hecho los estudiantes WALDYR FONG SILVA Y ALEXIS MARRUGO BERMEJO, con respecto a la dirección del proyecto de grado titulado "**DISEÑO, CONSTRUCCION Y MONTAJE DE UN EQUIPO EXTRACTOR DE PITILLOS POR ABSORCION PARA INDUSTRIAS ROMAN S.A.**"

Conciente de la responsabilidad que esto implica, he aceptado esta designación y daré todo lo que esté a mi alcance para lograr el buen desarrollo de este proyecto.

Cordialmente,

**Ing. MECANICO JUSTO R. RAMOS M.
DIRECTOR**

DEDICATORIA

A Dios.

A mis padres WILLIAM FONG PATIGNO y CARMEN SILVA DE FONG.

A mi esposa CARMEN LUZ AMARIS SALAS

A mi amada hija WENDY MARCELA FONG AMARIS

A mis hermanos RAFAEL, EDWIN y WILLIAN FONG SILVA

A mis sobrinas LESLIE, LAURA

A mi sobrino ANDRES

A la familia AMARIS SALAS.

A todas las demás personas que de una u otra forma contribuyeron para alcanzar este objetivo.

Dios Creador les de larga vida, amor, y mucha felicidad a todos ellos.

WALDYR FONG SILVA

DEDICATORIA

A Dios.

A mis padres **ADAN ALFONSO MARRUGO y LIGIA ISABEL BERMEJO**

A mis hermanos **GILMAR, MURIEL Y NAYITH MARRUGO BERMEJO**

A mi (Amiga especial) **CLAUDIA VASQUEZ**

A mi ahijado **CARLOS LEAÑO**

A todas las demás personas que de una u otra forma contribuyeron para alcanzar este objetivo.

Dios los proteja y los bendiga por siempre.

ALEXIS MARRUGO BERMEJO

AGRADECIMIENTO

A Taller FUNDICIONES SAN JUDAS por su valiosa colaboración.

Al Ingeniero JUSTO R. RAMOS M. por su valiosa colaboración.

Al Ingeniero CAMILO GONINA.

A La Empresa CHICAGO BLOWER CORP U.S.A., por facilitarnos valiosa información.

A La Empresa COIN LTDA, por facilitarnos valiosa información.

A La Empresa INDUSTRIAS MEGA LTDA, por su valiosa colaboración en la culminación del presente proyecto.

A La Empresa Ermis Ltda.

A Todas aquellas personas y entidades que de una u otra forma, brindaron su desinteresado apoyo, ayuda y colaboración para la culminación de este valioso proyecto.

NOTA DE ACEPTACION

Presidente del Jurado.

Jurado.

Jurado.

CARTAGENA, 20 DE OCTUBRE DE 1995

**DISEÑO, CONSTRUCCION Y MONTAJE DE UN EQUIPO EXTRACTO DE
PITILLOS POR ABSORCION PARA INDUSTRIAS ROMAN S. A.**

RESUMEN

El diseño, construcción y montaje de este equipo se fundamenta en el hecho de cubrir una necesidad industrial para Industrial Román S. A., con el objeto de mejorar su proceso productivo.

El equipo se diseñó, teniendo en cuenta los siguientes parámetros:

- a) Densidad del pitillo.
- b) Cantidad de pitillos a succionar en la unidad de tiempo.
- c) Velocidad recomendada para el transporte de los pitillos

(Anexo No.).

d) Volumen de aire por unidad de masa a transportar.

e) Fuerza de tensión superficial existente entre el líquido y el pitillo.

f) Fuerza de arrastre necesario para vencer el rozamiento del pitillo con el aire.

g) Peso del pitillo.

El equipo está constituido por los siguientes elementos:

a) Ventilador Centrífugo, encargado de suministrar el flujo de aire, presión estática y velocidad de descarga necesarias para el proceso.

b) Ductos de succión y descarga del Ventilador Centrífugo, diseñados según recomendaciones para detener mínimas pérdidas y alta eficiencia.

c) Eyector de aire, encargado de crear la depresión (vacío) requerida para succionar los pitillos proporcionando alta velocidad al aire.

d) Ducto de succión y transporte de los pitillos, encargados de transportar los pitillos donde las boquillas de succión hasta el colector.

e) Boquillas de succión, diseñadas con base en ensayos experimentales con aspiradora.

f) Colector de pitillos, encargado de recibir los pitillos provenientes del ducto de transporte.

A lo largo del ducto de descarga del Ventilador se encuentran los siguientes instrumentos de medida:

a) Manómetro piesométrico: Utilizado para medir presión estática del fluido.

b) Tubo de Prandtl: Utilizado para medir la presión dinámica del fluido.

c) Acople flexible: Utilizado para acoplar el ducto de descarga

y el área de salida del Ventilador con el objeto de disminuir las vibraciones transmitidas por la máquina

En el sistema la presión total disminuye, debido a la pérdida por fricción, originando una caída de la presión estática.

La presión de velocidad permanece constante en los tramos de sección transversal constante y presenta alteraciones en los cambios de sección.

Para el diseño general del sistema extractor de pitillos se emplearon normas y parámetros establecidos para el funcionamiento del mismo.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág
INTRODUCCION	1
1. VENTILADORES	4
1.1 DEFINICION	4
1.2 CONCEPTOS BASICOS	6
1.2.1 Fluido	6
1.2.2 Densidad Específica o Absoluta	6
1.2.3 Peso Específico	6
1.2.4 Volumen Específico	6
1.2.5 Viscosidad Absoluta o Dinámica	6
1.2.6 Viscosidad Cinemática	6
1.2.7 Fluido Ideal	7
1.2.8 Tensión superficial	7
1.2.9 Capilaridad de Levante y Depresión	7
1.2.10 Caudal	7
1.2.11 Presión Dinámica	8
1.2.12 Presión total o de Estancamiento	8
1.2.13 Presión Total o de Estancamiento	8

	Pág
1.2.14 Temperatura atmosférica Local	8
1.2.15 Presión atmosférica Local	8
1.2.16 Zona de Inestabilidad	8
1.2.17 Resistencia del Sistema	9
1.2.18 Venturi	9
1.2.19 Punto de Funcionamiento	10
1.2.20 Potencia al aire AHP	10
1.2.21 B.H.P.	10
1.3 PERDIDAS DE CARGA EN REGIMEN LAMINAR Y TURBULENTO	11
1.4 ECUACION DE DARCY-WEISBACH PARA LAS PERDIDAS PRIMARIAS	11
1.4.1 El Diagrama de Moody	12
1.5 TEOREMA DEL IMPULSO O CANTIDAD DE MOVIMIENTO	14
1.6 ECUACION FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMAQUINAS O ECUACION DE EULER	16
1.6.1 Primera forma de la Ecuación de Euler	16
1.6.1.1 Expresión Energética	16
1.6.1.2 Expresión en alturas	17
1.6.2 Triángulos de Velocidades: notación internacional	17
1.6.3 Segunda forma de la Ecuación de Euler	20
1.6.3.1 Expresión Energética	20
1.6.3.2 Expresión en alturas	20

	Pág
2. TRANSPORTADORES NEUMATICOS	21
2.1 TIPOS DE SISTEMAS	21
2.1.1 Sistemas de Presión	21
2.1.2 Sistemas de Vacío	22
2.1.3 Sistemas de Presión-Vacío	23
2.1.4 Sistemas de Fluidización	23
2.1.5 Sistema de Tanque Ventilador	25
3. CLASIFICACION DE VENTILADORES Y SOPLADORES	26
3.1 VENTILADORES AXIALES	26
3.1.1 Ventiladores Tuboaxiales	26
3.1.2 Ventiladores con Aletas de Guía	27
3.2 VENTILADORES CENTRIFUGOS	29
3.2.1 Ventiladores de Aspas Radiales	29
3.2.2 Ventiladores de Aspas con curvatura al frente	31
3.2.3 Ventiladores de Aspas con curvatura inversa o inclinadas hacia atrás	31
3.2.4 Ventiladores con Aspas Aerodinámicas	32
3.2.5 Ventiladores Tubulares	33
3.3 COMPARACION ENTRE LOS VENTILADORES AXIALES Y LOS CENTRIFUGOS	35
3.4 ESTRUCTURA DE LOS VENTILADORES	40
3.4.1 Rotor	46

3.4.2 Difusor	63
3.4.2.1 Principio de la recuperación	63
	Pág
3.4.2.2 Funcionamiento de la Voluta	65
3.4.3 Juntas Estancas	65
3.4.3.1 Juntas Estancas de Laberinto	66
3.4.3.2 Juntas Estancas de Contacto	67
3.4.3.2.1 Prensaestopas	67
3.4.3.2.2 Juntas de Grafito	68
3.4.3.3 Juntas Hidráulicas	69
3.4.4 Empujes y Equilibrado de los Rotores	69
3.4.4.1 Empuje Radial	70
3.4.4.1.1 Dinámico	70
3.4.4.1.2 Mecánico	70
3.4.4.1.3 Aeráulica	70
3.4.4.2 Empuje Axial	72
3.4.4.2.1 Rotor con doble Aspiración	72
3.4.4.2.2 Dispositivo Rateau y Similares	72
3.4.4.2.3 Cámara de Equilibrado y Agujeros de Compensación	72
3.4.4.2.4 Equilibrado Mecánico	73
3.4.5 Influjo de la variación de la Densidad del gas en el comportamiento de los Ventiladores	73
3.4.6 Fórmulas de los Ventiladores	78
3.4.7 Características de los Ventiladores	79

3.4.7.1 Variación de la altura Teórica en función del Caudal	79
	Pág
3.4.7.2 Variación de la altura Real en función del Caudal Util	82
3.4.7.3 Variación de la potencia absorbida en función del Caudal Util	83
3.4.7.4 Variación del Rendimiento en función del Caudal Util	84
3.4.7.5 Velocidad Crítica	84
3.4.7.6 Bombeo	91
4. PERDIDAS DE POTENCIA	98
4.1 PERDIDAS HIDRAULICAS	98
4.1.1 Pérdidas de Superficie	98
4.1.2 Pérdidas de Forma	98
4.2 PERDIDAS VOLUMETRICAS O INTERSTICIALES	99
4.2.1 Pérdidas Volumétricas Exteriores	99
4.2.2 Pérdidas Volumétricas Interiores	100
4.3 PERDIDAS MECANICAS (P_m^T)	100
4.3.1 Rozamiento del Eje con los Cojinetes	100
4.3.2 Accionamiento de elementos Auxiliares (bomba de engranajes para Lubricación,	

cuentarevoluciones, etc)	100
4.3.3 Rozamiento de Disco	100
5. POTENCIA	105
5.1 POTENCIA DE ACCIONAMIENTO (Pa)	105
	Pág
5.2 POTENCIA INTERNA (Pi)	106
5.3 POTENCIA UTIL (P)	106
6. RENDIMIENTO	110
6.1 RENDIMIENTO HIDRAULICO (nh)	110
6.2 RENDIMIENTO VOLUMETRICO (nv)	110
6.3 RENDIMIENTO INTERNO (ni)	111
6.4 RENDIMIENTO MECANICO (nm)	112
6.5 RENDIMIENTO TOTAL (ntot)	112
6.6 RELACION ENTRE LOS RENDIMIENTOS	113
7. VARIACION DE LA VELOCIDAD, LEYES DE SIMILITUD	
COEFICIENTE DE RATEAU	114
7.1 COEFICIENTE MANOMETRICOS	115
7.2 COEFICIENTE DE CAUDAL	117
7.3 COEFICIENTE DE POTENCIA	119
7.4 REGLAS DE SIMILITUD	119
7.5 VELOCIDAD ESPECIFICA	123
7.6 EFECTO DE ESCALA	124

7.7 COEFICIENTE DE RATEAU PARA DIFERENTES FORMAS DE LA VENA AERAUICA	127
8. ENSAYO DE VENTILADORES	131
	Pág
9. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE UN VENTILADOR CENTRIGUGO	138
9.1 ELEMENTOS BASICOS	138
9.2 DESCRIPCION DE ELEMENTOS BASICOS	138
9.2.1 Rodete	138
9.2.2 Carcasa	138
9.2.3 Cono de Entrada	139
9.2.4 Soportes	139
9.2.5 Area de Succión	139
9.2.6 Area de Descarga	139
9.3 FUNCIONAMIENTO	139
10. MATERIALES DE CONSTRUCCION	141
11. INSTALACION DE VENTILADORES	146
11.1 MONTAJE	146
11.1.1 Ruido de los Ventiladores	150

11.2 ACCIONAMIENTO	150
11.2.1 Acoplamiento	150
11.2.1.1 Acoplamiento con bridas de Metal	151
11.2.1.2 Acoplamiento con disco de fibra o de caucho	151
11.2.1.3 Acoplamiento Flexible	151
11.2.2 Motores Eléctricos	154
11.2.2.1 Motores de Velocidad constante	155
	Pág
11.2.2.2 Motor de velocidad variables	155
11.2.3 Motores de Vapor	155
11.2.4 Motores de Combustión interno	157
11.3 DISPOSICION EN EL CIRCUITO	157
11.3.1 Diferentes posiciones posibles	157
11.3.2 Ventiladores Unicos	158
11.3.3 Varios Ventiladores funcionando en Paralelo	159
11.3.4 Varios Ventiladores funcionando en Serie	161
11.3.5 Aplicaciones a la estructura de Ventiladores	161
12. REGULACION	163
12.1 REGULACION MODIFICANDO LA CURVA CARACTERISTICA DEL CIRCUITO	163
12.2 REGULACION MODIFICANDO LA CURVA DE FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR	164
12.3 REGULACION QUE MODIFICAN LA INCIDENCIA DE LOS	

ALABES DEL ROTOR	167
12.4 REGULACION POR VARIACION DE LA VELOCIDAD DE ARRASTRE	167
12.5 COMPARACION DE LOS DIFERENTES METODOS DE REGULACION	175
13. PARAMETROS PARA LA RELECCION DE UN VENTILADOR	177
13.1 RENDIMIENTO DEL SISTEMA DE LOS VENTILADORES	178
13.2 CLASE DEL VENTILADOR	183
	Pág
13.3 COMPOSICION DE LA CORRIENTE DE AIRE	184
13.4 RESTRICCIONES DE TAMAÑO Y ESPACIO	187
13.5 TEMPERATURA	190
13.6 RUIDO	191
13.6.1 Atenuación deñ Ruido	192
13.6.2 Vibración	194
13.7 EFICIENCIA Y FACTORES ECONOMICOS	195
13.8 CUALIDAD DE PRESION	196
14. FLUJO EXCENTRICO	204
15. FLUJO ARREMOLINADO	208
16. CORRECCION DE CONDICIONES DEFICIENTES EN LA ENTRADA	211

17. DUCTOS DE DESCARGA	214
18. OBSTRUCCIONES EN LA ENTRADA Y EN LA SALIDA	217
19. CURVAS CARACTERISTICAS	219
19.1 CURVA CARACTERISTICA DEL SISTEMA	219
19.2 CURVA CARACTERISTICA DEL VENTILADOR	220
19.3 INTERACCION ENTRE LA CURVA DEL SISTEMA Y LA CURVA DEL VENTILADOR	222
19.4 EFECTOS POR CAMBIOS EN LA VELOCIDAD DEL VENTILADOR	224
20. APLICACIONES	226
20.1 VENTILACION PARA CALDERAS	226
20.2 VENTILADORES DE TRANSPORTE	237
20.3 VENTILADORES PARA AIREACION DE MINAS	239
20.4 OTRAS APLICACIONES	240
21. CONSIDERACIONES PRELIMINARES	242
21.1 CALCULO DEL ARRASTRE SOBRE LOS PITILLOS	243
21.2 CALCULO DE LA FUERZA DE TENSION SUPERFICIAL QUE ACTUA SOBRE UN PITILLO	244
21.3 ANALISIS DINAMICO	246

21.4 DISEÑO DE BOQUILLAS SUCCIONADORAS	248
21.4.1 Ubicación de las Boquillas en la Sección transversal del Ducto de Succión	251
21.5 DISEÑO DEL CODO DE SUCCION	252
21.6 DISEÑO DEL DUCTO DE TRANSPORTE DE PITILLOS	253
21.7 CALCULO DE LA PRESION EN LA SECCION TRANSVERSAL A LA SALIDA DEL CODO	255
21.7.1 Bernoulli entre 3 y 4	255
21.8 CALCULO DE LA PRESION EN LA SALIDA DE LA TOBERA DEL EYECTOR	256
21.8.1 Bernoulli entre 2 y 5	256
	Pág
21.9 CALCULO DEL DIAMETRO A LA SALIDA DE LA TOBERA DEL EYECTOR	258
21.10 VELOCIDAD SONIDO N	259
21.11 CALCULO DE LA PRESION ESTATICA EN EL DIAMETRO MAYOR DE LA TOBERA DEL EYECTOR	260
21.12 DISEÑO DEL VENTILADOR	260
21.12.1 Ducto de Descarga	261
21.12.2 Ventilador	261
21.12.3 Ducto de succión	261
21.12.4 Bernoulli entre 6 y 7	262
21.12.5 Bernoulli entre la Succión del Ventilador (Pto. 8) y la descarga (Pto. 7)	263
21.13 PERDIDAS TOTALES EN EL SISTEMA	264

21.13.1	Parámetros para Seleccionar el Ventilador	266
21.14	CALCULO DE LAS ESTRUCTURAS DE SOPORTE DE LOS DUCTOS DE SUCCION Y DESCARGA	267
21.14.1	Estructura Ducto de Succión	267
21.14.1.1	Análisis de las Columnas	268
21.14.1.1.1	Consideraciones	268
21.14.1.1.2	Cálculos	269
21.14.2	Estructuras Ducto de Descarga	271
21.14.2.1	Análisis de las Columnas	272
21.14.2.1.1	Consideraciones	272
21.14.2.2	Cálculos	272
		Pág
21.14.3	Estructuras de soporte Codo de Succión y Ducto de transporte de Pitillos	274
21.14.4	Instrumentos de Medidas	274
21.14.4.1	Ducto de Succión	274
21.14.4.2	Ducto de Descarga	275
21.14.4.3	Codo de Succión y Ducto de transporte de Pitillos	276
	CONCLUSION	277
	BIBLIOGRAFIA	278

INTRODUCCION

Pocos equipos tienen una gama tan amplia de aplicaciones en la Industria como los Ventiladores y los Sopladores. Si se tiene en cuenta que tienen usos tan variados como extraer o introducir aire u otros gases en reactores de proceso, secadores, torres de enfriamiento y hornos rotatorios; ayudar a la combustión en los hornos, para la transportación neumática o, simplemente, ventilar para seguridad y comodidad, se pueden considerar como equipos básicos.

En los últimos años, los intercambiadores de calor, enfriados por aire con auxilio de un ventilador, se han incrementado mucho en la industria, porque los ingenieros han tratado de resolver los problemas de contaminación térmica del agua.

Por la creciente demanda de Ventiladores y Sopladores más pequeños y confiables y las exigencias de los reglamentos de seguridad industrial, cada vez se presta más atención a su diseño. A la vez que las necesidades de los usuarios han obligado a los fabricantes a construir Ventiladores para presiones más

altas (con las velocidades más altas consecuentes), los reglamentos referentes al medio ambiente exigen menor intensidad de ruido y menor tiempo de exposición al mismo.

Como los fabricantes suministran Ventiladores con mayores relaciones (razones) de compresión y caudales mayores y menores que los que proporcionaban antes, se justifica una evaluación detallada de ingeniería antes de seleccionar un Ventilador o un Soplador. Para ello, es esencial el conocimiento de lo que pueden y no pueden hacer.

Los ventiladores y sus componentes pueden representar una parte considerable del costo total de la planta, y este puede aumentar mucho, si no se aplican los fundamentos establecidos de selección, aplicación, operación y mantenimiento. Así mismo, el alto costo de la energía exige amplia atención a la eficiencia de los Ventiladores.

El ingeniero debe conocer los tipos principales de Ventiladores y sus empleos recomendados, y cómo seleccionarlos para servicios desde el suministro de aire limpio hasta el manejo de gases

corrosivos, explosivos y con abrasivos. Además la persona que prepara las especificaciones debe conocer los principios de diseño de sistemas de Ventiladores; es decir, cómo tener la seguridad de lograr el funcionamiento esperado.

En este tratado trabajaremos con los principios de la transportación neumática y para ello se hace necesario el conocimiento de los conceptos básicos de la mecánica de los fluidos.

1. VENTILADORES

1.1 DEFINICION

Un ventilador es una turbomáquina hidráulica generadora para gases y ocupa un puesto intermedio entre los compresores y las bombas.

Su órgano transmisor de energía (rodete) se mueve siempre con movimiento rotativo, restituyendo energía al fluido y trasladándolo de un lugar a otro, venciendo determinada presión.

Un ventilador es una máquina que crea una presión estática positiva sobre el lado de las aspas que impulsa el aire hacia adelante y una presión estática negativa sobre el lado contrario de las aspas que aspira el aire.

Si el gas a manejar por la máquina puede considerarse incomprensible, entonces ésta se llama Ventilador, y si el gas ha de considerarse comprensible, la máquina se llama Turbocompresor.

La línea de separación entre el Ventilador y Compresor es convencional.

Antiguamente se decía que si la diferencia de presiones era menor o igual a 1.000 mm de columna de agua, el efecto de la compresibilidad podría despreciarse y la máquina era un Ventilador. Este límite sigue siendo válido para los ventiladores industriales de poca calidad, en que no se busca un rendimiento grande, sino un precio reducido; pero al crecer las potencias de los Ventiladores con el desarrollo de las técnicas de ventilación, refrigeración y aire acondicionado, en los ventiladores de calidad dicho límite hay que establecerlo más bajo. Convencionalmente podemos establecer:

Máquinas de poca calidad: $p \leq 100$ mbar, ventilador
 $p > 100$ mbar, turbocompresor

Máquinas de alta calidad: $p \leq 30$ mbar, ventilador
 $p > 30$ mbar, turbocompresor.

En un sistema de extracción localizado el ventilador es el elemento encargado de comunicar al aire, la energía necesaria para arrastrarlo hasta el punto de captación y hacerlo circular por los ductos y elementos antes de devolverlo de nuevo a la atmósfera.

1.2 CONCEPTOS BASICOS

1.2.1 Fluido. Sustancia que, debido a su poca cohesión intermolecular, carece de forma propia y adopta la forma del recipiente que lo contiene.

1.2.2 Densidad Específica o Absoluta. Se define como la masa por unidad de volumen, es función de la temperatura y presión.

1.2.3 Peso Específico. Se define como el peso por unidad de volumen, es función de la temperatura y presión.

1.2.4 Volumen Específico. Es el recíproco de la densidad absoluta, o sea, volumen ocupado por la unidad de masa de la sustancia.

1.2.5 Viscosidad Absoluta o Dinámica. Propiedad de un fluido por virtud de la cual ofrece resistencia al corte. La viscosidad de un gas aumenta con la temperatura, mientras que la de un líquido disminuye con la temperatura.

1.2.6 Viscosidad Cinemática. Se define como la relación de la viscosidad dinámica a la densidad del fluido.

1.2.7 Fluido Ideal. Fluido cuya viscosidad es nula.

1.2.8 Tensión Superficial. Es una fuerza que produce efectos de tensión en la superficie de los líquidos, allí donde el fluido entra en contacto con otro fluido no miscible, particularmente un líquido con un gas o con un contorno sólido (vasija, tubo, etc).

1.2.9 Capilaridad de Levante y Depresión. Fenómeno que se forma al introducir un capilar (tubo), dentro de un líquido. Dicho fenómeno se manifiesta por la elevación de una columna líquida en el interior del capilar.

1.2.10 Caudal (Q). Es el volumen de fluido por unidad de tiempo que pasa a través de una sección transversal a la corriente, es decir, $Q = A \cdot V$. donde:

A = Area de la sección transversal.

V = Velocidad media del fluido.

1.2.11 Presión Estática (P_e). Este valor identifica la fuerza o empuje necesario para vencer la resistencia del sistema al flujo, la define el valor de la presión P en el sistema, expresada en Pascal o en pulgadas de agua.

1.2.12 Presión Dinámica (P_d). Este valor identifica la presión del aire o gas, debido a la variación de su velocidad, proporcional al valor de la velocidad del flujo, expresada en Pascal o en pulgadas de agua.

1.2.13 Presión total o de Estancamiento (P_t). Este valor corresponde a la suma de la presión estática y de la presión dinámica. Expresada en Pascal o en pulgadas de agua.

1.2.14 Temperatura Atmosférica Local (T_a). Es la medida de la intensidad de calor del medio ambiente, expresada en Kelvin (K) o en grados centígrados.

1.2.15 Presión Atmosférica Local (P_{at}). Es la presión atmosférica reinante en un lugar y tiempo determinado, expresada en Pascal o en pulgadas de agua.

1.2.16 Zona de Inestabilidad. Rango de valores de flujo (CFM) comprendidos a la izquierda de la presión pico, por lo cual hay que operarlos a la derecha de este rango; ya que de lo contrario producirán pulsaciones que pueden dañar el ventilador, el sistema o ambos.

1.2.17 Resistencia del Sistema. Fuerza de oposición que trata

de impedir el flujo del aire a través de los ductos y elementos que conforman el sistema; ocasiona pérdidas de presión estática.

1.2.18 Venturi. Es usado por lo general para medir tasa de flujo en una tubería. Por lo general es una pieza fundida formada por (1) una porción corriente arriba del mismo tamaño que la tubería, forrada de bronce y provista de un anillo piezométrico para medir la presión estática; (2) una región cónica convergente; (3) una garganta cilíndrica forrada de bronce y provista de otro anillo piezométrico; y (4) una sección cónica gradualmente divergente forrada de bronce, la cual desemboca en una sección cilíndrica del tamaño de la tubería. Un manómetro diferencial está conectado a los dos anillos piezométricos. El tamaño del medidor de Venturi se da con el diámetro de la tubería y la garganta; por ejemplo, un medidor Venturi de seis (6) x cuatro (4) pulgadas, puede ser instalado en una tubería de 6" y tiene una garganta de 4". Para obtener resultados adecuados el Venturi debe ser precedido al menos por una longitud de diez (10) diámetros de tubería recta. En el flujo de la tubería a la garganta la velocidad aumenta mucho y la presión disminuye en forma correspondiente. Se demuestra que la magnitud de la descarga para flujo incomprensible es función de la lectura del manómetro.

1.2.19 Punto de Funcionamiento o de Operación (P_0).

Intersección de la presión estática del ventilador y la presión estática del sistema.

En ocasiones, los ventiladores que no funcionan en el punto de operación (P_o) de diseño son inestables y producen pulsaciones, que pueden dañar el ventilador o el sistema. Para evitar el problema, se debe seleccionar el ventilador de modo que su punto de operación P_o siempre esté dentro de los límites estables, es decir, en la parte descendente de la curva de flujo contra aumento de presión y, de preferencia, con algún flujo que corresponda sólo a un punto de aumento de presión.

1.2.20 AHP o Potencia al Aire (AHP). Se refiere a la cantidad mínima de potencia para mover un volumen de aire contra la presión total del ventilador.

1.1.21 B.H.P. o Potencia al freno o B.H.P. Se refiere a la potencia real requerida para operar el Ventilador en forma que realice completamente su tarea de mover el caudal (Q) especificado contra la presión total (p_t) del Ventilador dada. Esta potencia tiene en cuenta las ineficiencias del ventilador, las pérdidas en el eje y el cojinete, etc. La potencia al freno es la potencia al aire dividida por un factor de eficiencia mecánica (η); éste factor lo determina experimentalmente el

fabricante del Ventilador. Si no puede ser determinada para un Ventilador existente, un valor de $n = 0.60$ permitirá efectuar un cálculo aproximado.

1.3. PERDIDA DE CARGA EN REGIMEN LAMINAR Y TURBULENTO

En el cálculo de las pérdidas de carga en tuberías juegan un papel discriminante dos factores: el que la tubería sea lisa o rugosa y el que el régimen de corriente sea laminar o turbulento.

Si la velocidad del fluido en la tubería es pequeña, el régimen es el laminar. Entonces, la pérdida de carga es proporcional a la primera potencia de la velocidad. Como se ve en régimen turbulento, la pérdida de carga es mucho mayor, siendo ésta proporcional a la segunda potencia de la velocidad. Advertamos una vez más que en realidad no es la velocidad la que condiciona este fenómeno, sino como siempre el número de Reynolds.

1.4 ECUACION DE DARCY-WEISBACK PARA LAS PERDIDAS PRIMARIAS

$$H_{rp} = \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$

donde:

H_{rp} : pérdida de carga primaria.

: coeficiente de pérdida de carga primaria

L : longitud de la tubería.

D : diámetro de la tubería.

v : velocidad media del fluido.

1.4.1 El Diagrama de Moody. La ecuación de Poseuille:

$$h = \frac{64}{Re},$$

h : coeficiente de pérdida de carga primaria.

Re : Número de Reynolds.

Junto con la ecuación de Colebrook-White,

$$\frac{1}{h^{.5}} = -2 \log_{10} \left(\frac{K/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re h^{.5}} \right)$$

Coefficiente de la pérdida primaria, zona de transición
 $h = f(\text{Re}, K/D)$].

Permiten el cálculo de coeficiente h en todos los casos que pueden presentarse en la práctica. Dichas ecuaciones pueden programarse para la resolución de los problemas pertinentes con ordenador. Las mismas ecuaciones se representan gráficamente en el ábaco conocido con el nombre de diagrama de Moody.

El diagrama de Moody:

- Está construido en papel doblemente logarítmico.
- Es la representación gráfica de dos ecuaciones:
 - * La ecuación de Poseuille.
 - * La ecuación de Colebrook-White.

Figura 1. La ecuación de Colebrook-White, es asintótica a la 1a y 2a ecuación de Karman-Prandtl.

- Es un diagrama adimensional, utilizable con cualquier sistema coherente de unidades.

- Incorpora una curva de trazos, que separa la zona de transición de la zona de completa turbulencia.

1.5 TEOREMA DEL IMPULSO O CANTIDAD DE MOVIMIENTO

El teorema de impulso o de la cantidad de movimiento junto con la ecuación de continuidad y el teorema de Bernoulli, son las tres ecuaciones básicas en la resolución de problemas de Mecánica de Fluidos.

Sea una partícula de fluido de masa m sometida a una fuerza F durante un intervalo de tiempo $t_2 - t_1$. Según la 2a. ley de Newton:

$$F = m \frac{dv}{dt}$$

Multiplicando los dos miembros de la ecuación por dt e

integrando tendremos:

$$\int F dt = \int m dv$$

y siendo m constante

$$\int F dt = m(v_2 - v_1)$$

(impulso sobre una partícula de fluido)

La ecuación es el teorema del impulso aplicado a una partícula de fluido.

El llamado teorema del impulso en mecánica de fluidos se obtiene:

- Integrando entre dos secciones de un tubo de corriente.
- Expresando la ecuación en función del caudal Q y de la densidad, ρ .

En casos particulares se puede conocer la fuerza, y el teorema del impulso nos sirve para calcular la variación de la cantidad de movimiento. En otros casos se puede conocer esta variación y el mismo teorema nos permite calcular la fuerza.

Entre las aplicaciones de este teorema citaremos dos muy importantes:

a) En él se basa el cálculo de la fuerza que el fluido ejerce sobre un conducto en un cambio de dirección (codo, por ejemplo) necesaria para el cálculo de los anclajes de una tubería forzada.

b) Este teorema es el fundamento para la deducción de la ecuación de Euler, ecuación fundamental de las turbomáquinas.

1.6 ECUACION FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMAQUINAS O ECUACION DE EULER

La ecuación de Euler es la ecuación fundamental para el estudio de las turbomáquinas, tanto de las turbomáquinas hidráulicas, como de las turbomáquinas térmicas. Constituye, pues, la ecuación básica tanto para el estudio de las bombas, ventiladores, turbinas hidráulicas (turbomáquinas hidráulicas), como para el estudio de los turbocompresores, turbinas de vapor y turbinas de gas (turbomáquinas térmicas). Es la ecuación que expresa la energía intercambiada en el rodete de todas estas máquinas.

1.6.1 Primera forma de la Ecuación de Euler.

1.6.1.1. Expresión Energética. (Ecuación de Euler, primera forma: bombas, ventiladores, turbocompresores, turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas: signo + máquinas motoras y signo - máquinas generadoras;

unidades $\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$ SI)

$$Y = \pm (u_1 \cdot c_1 - u_2 \cdot c_2)$$

1.6.1.2 Expresión en Alturas.

$$H_u = \pm \frac{u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}}{g}$$

(Ecuación de Euler, primera forma: bombas, ventiladores, turbocompresores, turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas: signo + máquinas motoras y signo - máquinas generadoras; unidades m, SI).

1.6.2 Triángulos de Velocidades. Notación Internacional. Las ecuaciones vectoriales:

$$C_1 = u_1 + w_1$$

$$C_2 = u_2 + w_2$$

se representa mediante dos triángulos, que se llaman triángulo de entrada y triángulo de salida, respectivamente.

En estos triángulos se utiliza en la figura 2 , la notación que llamamos internacional por ser la más utilizada en casi todos los países (Alemania, Estados Unidos, Francia, Rusia, España, etc). En dichos triángulos

u_1 = Velocidad absoluta del álabe a la entrada o velocidad periférica a la entrada.

c_1 = Velocidad absoluta del fluido a la entrada.

w_1 = Velocidad relativa a la entrada (del fluido con respecto al álabe).

c_{1m} = Componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la entrada.

c_{1u} = Componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la entrada.

α_1 = Angulo que forman las dos velocidades c_1 y u_1 .

β_1 = Angulo que forma w_1 con $(-u_1)$. Nótese que el ángulo que forma x_1 con $+u_1$ es el β'_1 suplementario del β_1 ; y lo mismo en el triángulo de salida, sustituyendo el subíndice 1 por el 2.

Figura 2 . Triángulos de velocidad de entrada y salida de los álabes de un rodete de una bomba o ventilador con la notación internacional para ángulos, velocidades y componentes de velocidades, corrientemente empleada en el estudio de todas las turbomáquinas hidráulicas y térmicas.

1.6.3 Segunda forma de la Ecuación Euler.

1.6.3.1 Expresión Energética.

(Signo +: Máquinas motoras: turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas.

Signo - : Máquinas generadoras: bombas, ventiladores y compresores;

unidades: $\frac{m^2}{s^2}$, SI)

$$Y = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + c_1^2 - c_2^2}{2} \right)$$

1.6.3.2 Expresión en Alturas.

(Signo +: Máquinas motoras: turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas.

Signo -: Máquinas generadoras: bombas, ventiladores y compresores;

unidades: m, SI).

$$H = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + c_1^2 - c_2^2}{2g} \right)$$

2. TRANSPORTADORES NEUMATICOS

2.1 TIPOS DE SISTEMAS

En general, los transportadores neumáticos se clasifican según cinco tipos básicos: de presión, de vacío, de combinación de presión y vacío, de fluidización y de tanque ventilador.

2.1.1 En los Sistemas de Presión. La velocidad de la corriente mantiene al material a granel en suspensión hasta que llega al recipiente receptor, donde se separa del aire mediante un filtro o un separador de ciclón.

Se usan sistemas de presión para materiales de flujo libre de casi todos los tamaños de partículas, hasta las píldoras de $\frac{1}{4}$ de pulgada, cuando se necesitan índices de flujo de más de 20.000 lb/hora y cuando las pérdidas de presión en el sistema sean de aproximadamente 12 pulgadas de Hg. Esos sistemas son convenientes donde se deba aplicar una fuente a varios receptores. El aire de transporte se proporciona por lo común mediante ventiladores de desplazamiento positivo.

2.1.2 Los Sistemas de Vacío. Se caracteriza por el desplazamiento de materiales en una corriente de aire de presión menor que la ambiental. Las ventajas de este tipo son las de que toda la energía de bombeo se usa para mover el producto y se puede absorber material en la línea del transportador sin necesidad de un alimentador giratorio o un sello similar entre el recipiente de almacenamiento y el transportador. El material permanece suspendido en la corriente de aire hasta que llega a un receptor. Ahí, un filtro o un separador de ciclón separa al material del aire, haciendo pasar este último por el separador y al lado de la succión del ventilador de desplazamiento positivo o alguna otra fuente de potencia.

Los sistemas al vacío se suelen usar cuando los flujos no sobrepasan 15.000 lb/h, la longitud equivalente del transportador es de menos de 1.000 pies (unos 300 metros) y se deben alimentar varios puntos distintos desde una sola fuente. Se usan mucho para materiales divididos finamente. Tienen un interés especial los sistemas al vacío diseñados para flujos menores de 1.000 lb/h, que se utilizan para transferir materiales a distancias cortas a partir de depósitos o tolvas de almacenamiento a granel hasta unidades de elaboración. Este tipo de transportador tiene aplicaciones amplias en los materiales plásticos y otras operaciones de elaboración, donde

La variedad de condiciones requiere de flexibilidad al escoger dispositivos de recolección, fuentes de potencia y receptores. Las inversiones de capital se pueden mantener bajas, con frecuencia en la gama de 1.000 a 3.000 dólares.

2.1.3 Los Sistemas de Presión-vacío. Combinan lo mejor de los métodos de presión y vacío. Se usa el vacío para inducir al material a entrar al transportador y desplazarse a una corta distancia hasta un separador. El aire pasa por un filtro al lado de succión de un ventilador de desplazamiento positivo. A continuación, se alimenta el material a la corriente de aire de presión positiva del transportador mediante un alimentador giratorio, que procede del lado de descarga del ventilador. La aplicación puede ser muy flexible y va de una estación central de control, con todas las actividades de interconexión controladas y secuenciadas eléctricamente, a otra en la que las actividades se manejan mediante el cambio manual de las conexiones del transportador. La aplicación más típica es la del vehículo combinado a granel con descarga y transferencia al almacén de productos.

2.1.4 Los Sistemas de Fludización. Transportan con frecuencia materiales que no fluyen con libertad, prefludizados y divididos finalmente, a distancias cortas, como por ejemplo, desde las tolvas de almacenamiento o vehículos de transporte a la entrada

de un sistema principal de transporte. Una de las ventajas más importantes en las aplicaciones de tolvas de almacenamiento es que el fondo de las tolvas puede ser casi horizontal. La fluidización se logra por medio de una cámara en la que se hace pasar aire por una membrana porosa que se forma en el fondo del transportador, sobre el que reposa el material desplazado. Conforme pasa aire por la membrana, cada partícula se ve rodeada por una película de aire. En el punto de fluidización incipiente, el material toma las características del flujo libre. A continuación, puede pasar a una corriente de aire del transportador mediante un alimentador giratorio.

La prefluidización tiene la ventaja de reducir el volumen del aire de transporte que se necesita: en consecuencia, se requiere menos potencia. Las características del resto de este sistema son similares a las de los transportadores comunes del tipo de presión o el de vacío. Tiene un interés especial la tendencia del material a adherirse y acumularse en la superficie de los componentes del sistema. La aplicación más común de este tipo de transportador es en los conocidos vagones tolva cubiertos "Airslide" de los ferrocarriles.

Tabla 1 . Velocidades del aire que se requieren para transportar sólidos de varias densidades de masa.

Densidad de masa, lb/pie	Velocidad del aire, pies/min	Densidad de masa lb/pie	Densidad del aire, pies/min
10	2.900	70	7.700
15	3.590	75	8.000

20	4.120	80	8.250
25	4.600	85	8.500
30	5.050	90	8.700
35	5.500	95	9.000
40	5.840	100	9.200
45	6.175	105	9.450
50	6.500	110	9.700
55	6.800	115	9.900
60	7.150	120	10.500
65	7.450		

2.1.5 Sistema de Tanque Ventilador. En la actualidad se usa poco y funciona mediante la introducción de aire a presión a la parte superior de un recipiente a presión que contiene carga de material. Si el material es de flujo libre, fluirá a través de una válvula al fondo de la cámara y se desplazará por una línea corta de transporte, que se limita por lo común a un máximo de 25 pies, dependiendo del producto. Al utilizar este sistema, las elevaciones de la presión del aire resultan problemáticas y aseen provocadas por el vaciado del tanque o por el aire que se abre paso a través del producto.

3. CLASIFICACION DE VENTILADORES Y SOPLADORES

Por lo común la denominación de ventilador se utiliza cuando la presión se eleva hasta unas dos (2) psig; entre esta presión y unas diez (10) psig, la máquina recibe del nombre de soplador. Para presiones de descarga más altas, el término que se usa es el de compresor.

3.1 VENTILADORES AXIALES

Los ventiladores normalmente se clasifican como axiales, en los que el aire o el gas se mueve paralelo al eje de rotación.

3.1.1 Ventiladores Tuboaxiales. Están diseñados para una amplia gama (rango) de volúmenes a presiones medias; constan principalmente de una hélice alojada en un cilindro, en la cual se recibe y dirige el flujo de aire. El movimiento típico del aire de descarga es en espiral o helicoidal (Figura 3).

Figura 3. La descarga del ventilador tuboaxial es en espiral.

3.1.2 Ventiladores con Aletas de Guía. Tienen aletas de guía del aire en el lado de descarga, que los diferencia de los tuboaxiales. Al combinar la rueda del ventilador tuboaxial con las aletas de guía, el flujo de aire es rectilíneo (Figura 4). Con ello se reduce la turbulencia, lo cual mejora la eficiencia y las características de presión.

Los ventiladores con aletas de guía pueden producir presiones hasta de 20 in de agua, y más altas, con ciertas modificaciones. Por lo general, son del tipo que no se sobrecarga; es decir, se pueden mover con una unidad motriz del caballaje deseado.

También los hay con aspas de paso ajustable, que permiten variar su rendimiento. En algunos casos, esta característica de diseño permite la conexión directa de la rueda del ventilador con el árbol del motor, lo cual elimina algunas de las desventajas de las transmisiones con bandas en V.

Figura 4 . La descarga del ventilador axial con aletas de guía es rectilínea.

3.2 VENTILADORES CENTRIFUGOS

En los que el aire o el gas se mueve perpendicular al eje. La National Association of Fan Manufacturers ha establecido de categorías generales para flujo axial (FA); tuboaxiales y con aletas de guía.

Los ventiladores FA se utilizan en aplicaciones con baja resistencia, porque pueden mover grandes cantidades de aire a baja presión.

Los ventiladores centrífugos (FC) son para trabajos que requieren una carga más alta, al mover aire cuando hay alta resistencia de fricción. De acuerdo con la configuración de las aspas se clasifican como: radiales, de curvatura al frente, de curvatura inversa o inclinados y aerodinámicos.

3.2.1 Ventiladores de Aspas Radiales. Tienen buen rendimiento en muchas aplicaciones, que pueden ser desde transportación neumática hasta extracción de aire o gas del proceso en sistemas de alta resistencia. Su principal característica es la flexibilidad en la construcción de anchura proporcional, que permite lograr alta presión estática con una capacidad más o menos baja.

Cuando se necesitan motores de alto caballaje, se suelen

conectar a la velocidad síncrona (sincrónica) del motor. Por lo general, ofrecen servicio estable, sin que importe el porcentaje de capacidad con apertura amplia.

Este ventilador puede producir altas presiones a altas velocidades. Las aspas tienden a ser de autolimpieza y pueden ser de alta resistencia estructural. En la figura 5 se ilustran los impulsores típicos. No se suelen utilizar para ventilación.

Figura 5. Tipos de impulsores: a) abierto, para uso general, de autolimpieza, b) cerrado en un lado para materiales fibrosos, c) tipo de aro para trabajo severo, d) el de placa trasera produce buen tiro, pero no es adecuado para materiales en trozos o

fibrosos.

3.2.2 Ventiladores de Aspas con curvatura al frente. Este ventilador imprime al aire que sale de las aspas una velocidad mayor que el de aspas con inclinación inversa, que posean la misma velocidad en la punta. Aunque descarga aire a alta velocidad, funciona a menor velocidad que otros tipos, con lo cual es adecuado para un equipo de proceso en donde se requieren árboles largos. Es bastante silencioso y requiere poco espacio (Figura 6).

Figura 6. La rueda con curvatura al frente tiene capacidad para mucho volumen a baja velocidad y es bastante silenciosa.

3.2.3 Ventiladores de Aspas con curvatura inversa o inclinados

hacia atrás. Tienen aspas inclinadas o con curvatura hacia atrás al ángulo óptimo para convertir gran parte de la energía directamente a presión (Figura 7); por ello, son muy eficientes para ventilación.

Figura 7. La rueda con inclinación hacia atrás entrega gran parte de su energía directamente como presión.

Estos ventiladores funcionan a velocidad media, tienen amplia capacidad de presión y volumen y producen menos carga de velocidad que los del mismo tamaño con curvatura al frente. Otra ventaja es que las pequeñas variaciones en el volumen del sistema suelen ocasionar pequeñas variaciones en la presión del aire, lo cual facilita su control.

3.2.4 Ventiladores con Aspas Aerodinámicas. Tienen aspas de

curvatura inversa y sección transversal aerodinámica para aumentar su estabilidad, rendimiento y eficiencia. Estos ventiladores suelen ser más silenciosos y no tienen pulsaciones dentro de sus límites de operación, porque el aire puede pasar por las ruedas con menos turbulencia (Figura 8).

Figura 8. Las aspas aerodinámicas tienen inclinación hacia atrás para producir menor turbulencia del aire.

3.2.5 Ventiladores Tubulares. Se instalan en un ducto, y el aire entra y sale en sentido axial y todos los cambios en la dirección del flujo ocurren dentro del ventilador (Figura 9). Su diseño produce un aumento pronunciado en la presión, en una amplia gama (rango) de capacidades (Figura 10. Dado que no se sobrecargan, son adecuados para ventilación y acondicionamiento del aire en edificios, así como para extracción de humos, humidificación,

secado, enfriamiento de motores y suministro de aire para combustión.

Figura 9 . El ventilador centrífugo tubular está alojado en un ducto para la entrada y salida axiales del aire.

Figura 10. El ventilador centrífugo tubular produce un fuerte aumento en la presión, dentro de amplios límites (rango) de

capacidad.

3.3 COMPARACION ENTRE VENTILADORES AXIALES Y LOS CENTRIFUGOS

En general, los ventiladores centrífugos son más fáciles de controlar, más fuerte y menos ruidosos que los de flujo axial. Su eficiencia no cae con tanta rapidez cuando funcionan en condiciones que no son de diseño.

A veces se pueden utilizar cajas de entrada, que desvían el aire 90° en la entrada al ventilador, en un espacio de más o menos un diámetro en la dirección axial, sin menoscabar la presión o eficiencia del ventilador centrífugo, pero no se recomiendan para los de flujo axial. Si es posible, los de flujo axial deben tener alrededor de los diámetros de distancia axial, corriente arriba y corriente abajo, sin obstrucciones ni cambios de dirección.

Los codos en ángulo en la entrada afectan menos a los ventiladores centrífugos que a los axiales, pero pueden esperarse pérdidas de eficiencia hasta del 15% cuando ocurren cambios bruscos en la dirección de flujo del aire en la entrada al ventilador.

Las aletas de guía a la entrada suelen producir un control suave

e incluso con menos del 30% del flujo normal, pero han ocurrido problemas de vibración en ventiladores grandes, de tiro inducido y de tiro forzado cuando esas aletas se han cerrado entre 30 y 60%.

Cuando hay altas velocidades en los ductos con un ventilador equipado con aletas de guía de entrada, se debe tener cuidado adicional para obtener formas suaves de flujo del aire en los ductos de entrada y salida y, además, que éstos sean tan fuertes como se necesite para evitar daños por vibración; ésta se agrava con la turbulencia y con la graduación incorrecta de las aletas de guía de entrada.

Los ventiladores axiales tienen límites (rango) estrechos de operación a su máxima eficiencia (Figura 11), lo cual los hace menos atractivos cuando se esperan variaciones en el flujo. La joroba en la curva de rendimiento del ventilador axial (Figura 12); con alrededor del 75% de

Figura 11 . Curvas de eficiencia para ventiladores centrífugos y axiales.

flujo, corresponde al punto de ahogo. No es deseable la operación de los ventiladores axiales entre este punto o aquel en el cual no hay flujo; es difícil predecir el rendimiento.

Figura 12. Comparación de rendimientos: presión total y caballaje al freno de los ventiladores axial en comparación con los centrífugos.

En la figura 11 se indica también la curva de eficiencia de los ventiladores centrífugos (FC). Hay que tener en cuenta que estas curvas son generales y no implican que los de flujo axial sean

menos eficientes.

En las aplicaciones en procesos, por lo general, es mejor que se utilicen ventiladores centrífugos, aunque se tiene un traslape considerable en el rendimiento entre los centrífugos y los axiales en el extremo inferior del intervalo (rango) flujo y presión. En la figura 12 se presenta una comparación del rendimiento de los ventiladores centrífugos contra los axiales.

En la figura 13 se ilustran los límites (rangos) de operación de los ventiladores centrífugos y axiales, y están basados en los datos nominales de los catálogos. Los ventiladores centrífugos estándar para ventilación funcionan hasta alrededor de 22 in de agua; más allá de este punto, se pueden fabricar ventiladores de este tipo para trabajo pesado, con relaciones de mayor compresión en ciertos flujos, de acuerdo con las especificaciones requeridas. No suele haber ningún ventilador disponible para más de 100 in de agua, con flujos de aire muy reducidos.

Cuando una aplicación queda fuera de los límites estándar, es aconsejable consultar con el fabricante para ver si puede construir uno especial para trabajo pesado. Cuando las presiones son más altas, puede ser difícil la decisión inicial de si el proceso necesita un ventilador o un compresor. En este caso,

puede ser necesario detener precios aproximados de ambos antes de hacer la selección.

Figura 13. Guía para selección de ventiladores, basada en aumento de presión contra flujo de aire, según valores nominales de catálogos.

3.4 ESTRUCTURA DE LOS VENTILADORES

Los diferentes órganos de un ventilador pueden dividirse en dos partes principales: equipo móvil o rotor y estator. El equipo móvil se compone de un árbol acoplado al motor por medio de un dispositivo rígido o por medio de una correa y en el que se encuentra enchavetada una rueda (o rotor, propiamente dicho) dotada de álabes (o aletas). El árbol se apoya sobre el estator por medio de cojinetes, cuya función es la de reducir las pérdidas mecánicas debidas al rozamiento. Otros dispositivos dan carácter estanco a los intersticios entre el árbol y el estator.

Figura 14 . Corte esquemático de un ventilador: 1. Recuperador; 2. Rotor; 3. Boca de aspiración; 4. Boca de impulsión; 5. Arbol; 6. Cojinetes.

El estator comprende los orificios (o bocas) de aspiración y de caudal y eventualmente un recuperador (o un amortiguador). El estator, o caja, sirve para la fijación del ventilador, soporta los cojinetes y sirve de habitáculo del equipo móvil. La figura permite identificar los diferentes órganos descritos.

En el proyecto o en la elección de un ventilador, lo primero a considerar, desde el punto de vista constructivo, es la velocidad de arrastre. Para aplicaciones generales, los ventiladores son generalmente accionados por motores asíncronos de corriente trifásica, de donde, para una frecuencia de la red de 50 Hz , las velocidades de giro más corrientes serán: 720, 960, 1.450 y 2.900 r.p.m. La elección de dichas velocidades nos permitirá un acoplamiento directo entre motor y ventilador, aunque dicha disposición se adopta solamente en casos especiales; por el contrario, es muy frecuente el accionamiento por medio de correa trapezoidal.

Los ventiladores de hélice para presiones bajas de hasta 80 mm H₂O, están dotados de rotores constituidos con metales ligeros (figura . Los rotores para pequeños caudales contienen alrededor de seis (6) álabes fijos; los rotores de mayor diámetro están provistos de 2,4 u 8 álabes fijos o móviles, en este último caso, su inclinación puede regularse cuando el ventilador está parado. Los ventiladores de hélice son apropiados para la impulsión de grandes volúmenes de aire a poca presión. Por ejemplo, para la ventilación de talleres o fábricas, para introducir aire fresco o mantener la circulación de aire en las instalaciones de calefacción; también para secar, humedecer, enfriar y aspirar el aire y expulsar los vapores nocivos.

Figura 15. Ventilador de hélice con rotor directamente acoplado al motor eléctrico de accionamiento (Sulzer).

Figura 16. Ventilador de baja presión para instalaciones de ventilación (Sulzer).

Los ventiladores centrífugos de baja presión están generalmente provistos de un reducido número de elementos (carcasa difusora, rotor, eje, soporte y cojinetes), que pueden ser montados, según el principio de la caja de construcción, en todas las disposiciones y posiciones deseadas; en muchos casos, incluso

pueden ser montados a pie de obra. Están provistos de cajas en espiral de chapa de acero y los rotores se construyen generalmente con discos de chapa de acero dulce y álabes de acero estampado (figura 15). Según sea su potencia menor o mayor, poseen una o dos bocas de aspiración. Los tipos accionados por correa trapezoidal están provistos de un soporte de cojinete con rodamientos de bolas lubricadas con grasa, o también de cojinetes lisos lubricados en aceite.

Formas aerodinámicas adecuadas de la tobera de aspiración y de la sección de entrada libre y exenta de aletas directrices permitirán una marcha silenciosa a las presiones habituales para las instalaciones de ventilación.

Los ventiladores centrífugos de presión media son de construcción semejante a los de baja presión. Se utilizan principalmente en las instalaciones de impulsión de aire por debajo del emparrillado (figura 17) o de tiro por succión, en los hogares de las calderas de vapor, hornos de cal y otras clases de hornos industriales, para la ventilación de pozos y galerías de minas, etc.

Los ventiladores centrífugos de alta presión de construcción normal están constituidos por una caja de fundición o de chapa y un rotor propulsor construido igualmente con chapa de acero

directamente fijado en el extremo libre del eje del motor. El espacio ocupado por estos ventiladores es muy reducido. Para casos especiales, se construyen también con soportes propios, para su acoplamiento directo con un electromotor o para ser accionados mediante correa transmisora.

Figura 17. Rotor de doble entrada de un ventilador centrífugo de impulsión por debajo del emparrillado del hogar de una caldera de vapor. Caudal: 28 m³/s (Sulzer).

Estos ventiladores se emplean en los hornos de cubilote,

fraguas, hornos de crisol, gasógenos, quemadores de gas o de aceite, etc., así como para ventilación de galerías o túneles en curso de construcción y para impulsar aire a través de materias dispuestas en pilas, etc. Algunos se construyen con materiales especiales (cobre, aluminio, plomo duro, madera, aceros al cromo-níquel, etc.), destinados al transporte de productos químicos en forma de gases o vapores (figura 18).

Figura 18. Ventilador de alta presión, de construcción estanca para incrementar la presión del gas de alumbrado (Sulzer).

3.4.1 Rotor. En cada punto del rotor, la velocidad absoluta C del fluido es la resultante de la velocidad relativa W de la rueda y de la velocidad de arrastre $u = wr$, siendo w la velocidad angular y r el radio en el punto considerado (figuras 19 y 20).

Figura 19 . Ventilador centrífugo dotado de difusor.

Sabemos que, por deducción del teorema del momento de la cantidad de movimiento, el par motor interno (par motor en el eje,

deducción hecha del par correspondiente a los rozamientos externos), vale:

$$C = \frac{Q_p}{g} (r_2 c_2 \cos a_2 - r_1 c_1 \cos a_1)$$

y la potencia interna,

$$P_1 = \frac{Q_p}{75g} (u_2 c_2 \cos a_2 - u_1 c_1 \cos a_1) = \frac{Q_p}{75q} H$$

teniendo en cuenta que el gas con variación despreciable de peso específico, podemos establecer la siguiente relación

entre la carga H y las velocidades de entrada y de salida:

$$H = \frac{q}{g} (u_2 c_2 \cos a_2 - u_1 c_1 \cos a_1)$$

q = rendimiento interno.

Figura 20 . Ventilador axial dotado de difusor.

Aplicando las ecuaciones de conservación de la energía al sistema constituido únicamente por el rotor, la velocidad del fluido será la relativa W , pero hay que tener en cuenta el trabajo ejercido por la fuerza centrífuga sobre sus moléculas.

Hemos visto anteriormente que este trabajo es igual al incremento de carga estática y dinámica, aumentada por las pérdidas por rozamiento en el interior del rotor.

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{p_2 - p_1}{w} + bp$$

El cociente del incremento de carga estática en el rotor al incremento total de carga, se designa por "grado de reacción". El grado de reacción depende de la variación de la velocidad relativa, la cual depende de la variación de la sección en los álabes del rotor. Si $p_2 = p_1$, el grado de reacción será nulo; la máquina es del tipo llamado de "acción": el incremento de presión se produce solamente en el difusor.

Si los radios de entrada y de salida son los mismos ($u_2 = u_1$), el primer término de la ecuación se anula y, por aproximación, habrá conservación de carga en el interior del rotor. (Es el caso de ventiladores helicoidales).

Para determinar las dimensiones principales del rotor, podemos partir de la ecuación:

$$H = \mu \frac{u_2^2}{g} \quad u_2 = \frac{g H}{\mu} \quad (\mu = 0,5 \text{ a } 0,7)$$

la cual nos permite determinar el radio de salida o la velocidad angular.

$$u_2 = w r_2$$

La elección de la relación r_2/r_1 depende del valor de D_p

NOTA: En la ecuación anterior se reemplaza el Delta de p por D_p .

Según Wiesmann,

D_p (mm H_2O)	r_2/r_1
100	1.4
100 - 300	1.6
≥ 300	2.2

La velocidad de entrada c_1 , será dada en función de h.

$$h = \frac{D_p}{w}$$

Según Hütte,

$$c_1 = 0,25 \dots\dots 0,5 (2 g h)^{-0,5}$$

El diámetro de la boca de entrada al rotor.

$$Q = c_1 \cdot \frac{D_1^2}{4} \pi D_1 = \left(\frac{4Q}{c_1} \right)^{.5}$$

NOTA: En las ecuaciones anteriores se reemplaza el Delta de p por D_p

La anchura del rotor viene dada por las dos fórmulas siguientes:

$$Q = c \cdot b (\pi - n e)$$

$$b_1 = \frac{Q}{c_1 (\pi D_1 - n e_1)} \quad b_2 = \frac{Q}{c_2 r (\pi D_2 - n e_2)}$$

b_1 = anchura del álabe a la entrada del rotor

b_2 = anchura del álabe a la salida del rotor

e_1 = espesor del álabe a la entrada del rotor

e_2 = espesor del álabe a la salida del rotor

n = número de álabes

c_1 = velocidad a la entrada del rotor (radial)

$c_2 r$ = componente radial de la velocidad de salida del rotor

Q = caudal

Frecuentemente se elige $b_1 = b_2 = b_2$ por economía de construcción.

El ángulo β_1 , formado por la tangente al álabe en la entrada y la tangente al círculo de entrada, vale:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} \quad u_1 = w r_1$$

El ángulo β_2 entre la tangente al álabe en la salida y la tangente al círculo de salida del rotor se determina atendiendo las consideraciones siguientes:

Teniendo en cuenta que la masa volumétrica de un fluido gaseoso es mucho menor que la de los líquidos, pueden admitirse cambios de dirección mucho más importantes que para estos últimos. Así, pueden adoptarse para β_2 ángulos de 90° (álabes radiales) e incluso superiores.

En un compresor volumétrico, el caudal puede considerarse independiente de la presión de expulsión; en un ventilador, o

en un turbo-compresor, el caudal depende esencialmente de esa presión.

En un ventilador, si despreciamos las velocidades de entrada y consideramos la proyección $c_2 \cos \alpha_2$, de c_2 sobre u_2 como la suma de u_2 y la proyección $w_2 \cos \beta_2$ de la velocidad relativa w_2 sobre u_2 , tendremos:

$$H = \frac{q}{g} u_2 a_2 = \frac{q}{g} u_2 (u_2 - w_2 \cos \beta_2)$$

A velocidad de rotación constante, u_2 es constante y w_2 proporcional al caudal. Si consideramos el rendimiento interno η igual a la unidad:

- La carga será constantemente igual a u_2^2/g con álabes radiales,
- Será creciente a partir de u_2^2/g , con álabes inclinados en el sentido de giro, y
- Será decreciente a partir de u_2^2/g , con álabes inclinados en sentido contrario al de giro (figura 21).

El rendimiento es máximo para el caudal nominal, que corresponde a los ángulos de composición de las velocidades para los cuales

los álabes del rotor, y eventualmente los del difusor, han sido trazados. En consecuencia, las curvas características presión-caudal tienen, según la inclinación de los álabes, el trazado de la figura 21.

Figura 21. Perfil de velocidades.

Cuando el caudal es nulo, la presión viene dada por la fuerza

centrífuga y vale $u_2^2/2g$, es decir, un medio de la presión teórica máxima. De donde, un ventilador arranca muy fácilmente.

Un incremento del ángulo β_2 tiende a incrementar la componente tangencial c_{2u} de la velocidad absoluta de salida y, por consecuencia, la carga manométrica engendrada.

$$H = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$$

Figura 22. Velocidades periféricas.

El empleo de álabes inclinados hacia adelante permite obtener con un rotor de dimensiones dadas, una carga más elevada. No obstante, el aumento de carga viene dado en energía cinética y su reconversión en energía de presión se efectúa con grandes pérdidas.

Ventiladores a equipresión.- Puede presentarse la particularidad de que la componente c_2 u tenga un valor doble del de la velocidad periférica u_2 . En este caso, y a condición de que la velocidad de entrada sea

$$c_1 = c_2 r$$

la presión estática a la salida tendrá el mismo valor que a la entrada. El incremento de presión estática vale:

$$\frac{p_2 - p_1}{w} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$$

$$w_2^2 = c_2^2 r^2 + u_2^2$$

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2$$

$$\frac{p_2 - p_1}{w} = \frac{1}{2g} (u_2^2 - u_1^2 - c_2^2 r^2 + c_1^2 - u_2^2 + u_1^2) = 0$$

La figura 23 muestra las curvas características de un ventilador con álabes inclinados hacia atrás ($\beta_2 < 90^\circ$), comparando un perfil llamado aerodinámico o de ala de avión y otro puramente plano. La primera disposición permite un mayor rendimiento, una gran estabilidad de funcionamiento y una marcha extremadamente silenciosa incluso a grandes velocidades. El segundo tipo proporciona un precio de coste mucho más bajo ya que los álabes están constituidos por simple plancha soldada entre los discos; debe señalarse que este segundo perfil es el generalmente adoptado para las aplicaciones corrientes.

Figura 23. Curvas características de un ventilador con álabes inclinados hacia atrás (en trazo continuo para álabes con perfil

de ala de avión y, en línea de trazos, para álabes planos).

La figura 24 muestra las curvas características, netamente diferentes de las de la figura 23, de un ventilador con gran cantidad de álabes inclinados en el sentido de rotación. La concepción del rotor permite obtener grandes volúmenes de fluido a baja velocidad, lo cual implica un funcionamiento silencioso. Este tipo es adecuado para las instalaciones de aire acondicionado en que no se sobrepase una presión del orden de 60 mm H₂O.

Figura 24. Curvas características de un ventilador con gran número de álabes inclinados hacia delante.

Ejemplo: Cálculo de las dimensiones principales de un ventilador de baja presión, conociendo:

Caudal. 140 m³ por minuto

Presión diferencial. 90 mm H₂O.

Peso específico del fluido (aire). . 1,2 kg/m³ a 20°C y 760 mm Hg.

- velocidad periférica:

$$H = \frac{D_p}{w} = \frac{90}{1,2} = 75 \text{ m de aire}$$

se elige $\beta_2 = 90^\circ$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\text{tg } a_2}{\text{tg } \beta_2}} = 1 \quad n = 0,65$$

$$\mu = n \cdot _ = 0,65$$

$$H = \mu \frac{u_2^2}{\mu} \quad u_2 = \left(\frac{g H}{\mu} \right)^{.5} = \left(\frac{9,81 \times 75}{0,65} \right)^{.5} = 33,6 \text{ m/s}$$

- diámetro del rotor, D_2 (figura 25)

$$u_2 = \frac{D_2 n}{60}$$

$n = 750 \text{ r.p.m.} \dots \dots \dots D_2 = 0,855 \text{ m}$

$n = 1.000 \text{ r.p.m.} \dots \dots \dots D_2 = 0,640 \text{ m}$

$n = 1.500 \text{ r.p.m.} \dots \dots \dots \text{ etc.}$

- velocidad de entrada del aire, V_1 :

La velocidad de entrada del aire nos permitirá determinar el diámetro de la canalización de aspiración

Según Hüttem $V_1 = 0,25 \dots \dots \dots 0,5 \quad 2 g h$
 $= 9,5 \dots \dots \dots 19 \text{ m/s.}$

Figura 25. Rotor. Vista frontal

Se adopta $V_1 = 15 \text{ m/s}$.

- diámetro canalización de aspiración:

$$\frac{D_a^2}{4} = \frac{Q}{V_1} \quad D_a = 0,585 \text{ m}$$

- diámetro de entrada del rotor, D_1 :

$$D_1 > D_a$$

Se adopta $D_1 = 600 \text{ mm}$.

Wiesmann recomienda, en el caso de $D_p \leq 100 \text{ mm H}_2\text{O}$.

$$\frac{D_2}{D_1} = 1,25 \text{ a } 1,5$$

con $n = 750 \text{ r.p.m.}$

$$D_2 = 855 \text{ mm} \quad D_1 = 600 \text{ mm}$$

$$\frac{D_2}{D_1} = 1,4$$

- anchura de los álabes:

Teniendo en cuenta que en construcción de ventiladores se adoptan secciones de álabe mucho más sencillas que en el caso de bombas hidráulicas y, en el ejemplo que nos ocupa, esa sección desde el punto de vista de la mecánica de los fluidos es un codo de 90° con cambio brusco de dirección (figura 26), la resistencia ofrecida al paso del fluido es elevada.

$$\begin{aligned} c_r &< V_1 \\ c_r &= 10 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$b_1 = \frac{Q}{\pi D_1 c_1} = \frac{60}{\pi 0,6 \cdot 10} = 0,21 \text{ m}$$

Figura 26. Ventilador, vista en planta flujo de aire.

Figura 27. Triángulo de velocidades.

Por razones de economía de construcción, adoptamos

$$b_2 = b_1$$

- Triángulo de velocidades (figura 27):

$$c_{2r} = \frac{Q}{\pi D_2 c_2} = \frac{4}{\pi 0,6 \cdot 10} = 7 \text{ m/s}$$

$$\frac{\pi D_2}{4} \cdot b_2 = \pi \cdot 0,855 \cdot 0,21$$

$$c_2 = (a_2^2 + w_2^2)^{.5} = 34,4 \text{ m/s}$$

$$u_1 = \frac{600}{855} \quad u_2 = 23,6 \text{ m/s}$$

$$c_1 = 10 \text{ m/s}$$

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{10}{23,6} \quad \beta_1 = 22^\circ \quad w_1 = 25,5 \text{ m/s}$$

3.4.2 Difusor

3.4.2.1 Principio de la Recuperación. El fluido arrastrado por el rotor, adquiere una cierta velocidad relativa; esta velocidad relativa se transforma en parte en un incremento de presión en el interior mismo del rotor y en parte se combina con la velocidad de arrastre para formar la velocidad absoluta de salida, la cual se "recupera" en el difusor, dando un nuevo incremento de presión.

En la práctica, generalmente, la parte correspondiente a la energía cinética es netamente preponderante sobre la energía potencial de presión. De ahí que sea indispensable reducir la velocidad de salida a un valor aceptable y transformar, de esta forma, la energía cinética en energía potencial.

La recuperación de la energía cinética se obtiene por difusión. La difusión se efectúa en un canal de sección progresivamente creciente (figura 28)

Figura 28. Voluta del ventilador.

3.4.2.2 Funcionamiento de la Voluta. A la salida del rotor, la circulación del líquido se efectúa a presión constante; en esas condiciones, el momento de la velocidad es una constante.

En otros términos, llamaremos M un punto cualquiera del campo del fluido, V la velocidad en este punto, V_u su componente tangencial y, R su distancia al eje:

$$R V_u = \text{Cte.}$$

Supongamos la voluta dividida en m sectores por m planos radiales angularmente equidistantes; llámenos $S_1, \dots, S_n, S_{n+1} \dots, S_m$ sus secciones correspondientes y consideremos la sección S_n

3.4.3 Juntas estancas. Para su buen funcionamiento mecánico, todo ventilador necesita un ligero juego entre sus partes móviles y fijas. Su objeto es evitar el atasco entre dichas piezas y reducir la potencia mecánica consumida en vencer los rozamientos. Por otro lado, este juego da lugar fugas que, sin una protección especial, afectarían de forma inadmisiblemente el rendimiento aerúlico del aparato. Las fugas se producen: entre partes de alta y baja presión, entre partes de alta presión y el exterior y entre el exterior y partes de baja presión.

En la mayoría de los casos, no es posible evitar por completo dichas pérdidas de fluido y sólo se las podrá reducir a un valor aceptable. Para ello se utilizan juntas estancas de diferentes tipos: de laberinto, de contacto e hidráulicas.

3.4.3.1 Juntas estancas de Laberinto. Las juntas de laberinto se emplean para el paso del árbol por la voluta y entre el rotor y la boca de aspiración. El principio del laberinto consiste en crear durante su recorrido una fuga con gran pérdida de carga gracias a la multiplicidad de los accidentes del circuito (figura 29). Estas juntas están dotadas de anillos (segmentos) de metal blanco, que son los que crean las pérdidas de carga, insertos en una corona que se encaja en el estator.

Figura 29. Junta estanca de laberinto.

En el caso de su empleo para dar carácter estanco al juego rotor-boca de aspiración y que ésta sea a depresión (en que toda entrada de aire debe evitarse), se utilizarán del tipo con cámara anular conectada a la boca de impulsión.

3.4.3.2 Juntas de estancas de Contacto.

3.4.3.2.1 Prensaestopas. El prensaestopas se emplea poco en ventiladores, debido al calentamiento producido por rozamiento (en algunos casos se prevé una refrigeración del mismo con agua). Se compone de fondo, cabeza y junta.

En ventiladores pequeños, el fondo del prensaestopas está constituido por una pieza amovible y, en los grandes, forma parte integrante del estator (figura 30).

La cabeza permite el apriete de la junta. Esta última puede estar constituida por un relleno de materias plásticas o por discos de fibra trenzada, en los que se ha efectuado un corte de 1 mm de espesor aproximadamente (estos cortes se yuxtaponen diametralmente opuestos y no en hélice). El relleno o los discos están constituidos generalmente por amianto, algodón o lino (a veces, los dos últimos se impregnan de grafito, sebo o aceite). Algunas juntas se refuerzan por medio de hilos metálicos.

Figura 30. Prensa-estopa.

3.4.3.2.2 Juntas de Grafito. Las juntas de grafito se utilizan raramente en comparación a los prensaestopas propiamente dichos. El grafito es muy untuoso y se calienta mucho menos, por rozamiento, que el trenzado o el relleno y se desgasta menos rápidamente. Los discos de trenza se reemplazan por anillos de grafito divididos en varios segmentos, alojados en anillos de hierro con perfil en U, y apretados suavemente contra el árbol por medio de resortes. Las uniones entre segmentos se yuxtaponen.

3.4.3.3 Juntas Hidráulicas. Las juntas descritas hasta aquí no son rigurosamente estancas; en aquellos casos en que se desee una estanqueidad absoluta (por ejemplo, ventiladores para el transporte de gases nocivos o corrosivos), se deberán emplear

las del tipo hidráulico. Su principio es muy sencillo: consiste en hacer circular agua a presión en sentido contrario al de la posible fuga de gas.

Existen diferentes dispositivos del género entre los que podemos citar: anillos girando sobre el árbol y dentro de cámaras rellenas de agua, dispositivos de apriete gobernados con manecilla permitiendo la estanqueidad mecánica durante los períodos en que el ventilador esté parado, sistemas empleando gas neutro a presión en lugar del agua, etc.

3.4.4 Empujes y equilibrado de los Rotores. Sobre las diferentes partes de un ventilador (en servicio o no) actúan varias fuerzas que pueden agruparse en: peso del dispositivo rotórico, empuje radial y empuje axial.

El peso del sistema móvil se ejerce sobre los cojinetes y su reacción (o la del apoyo) lo equilibra. El peso no presenta problemas particulares, lo cual no es el caso de los empujes radial y axial.

3.4.4.1 Empuje Radial. Puede ser de diferentes naturalezas: dinámica, mecánica y aeráulica.

3.4.4.1.1 Dinámica. El rotor puede desequilibrarse a causa de

un desgaste irregular o por excentricidad. En estas condiciones, la acción de la fuerza centrífuga crea un empuje transversal. El rotor se equilibra dinámicamente si las diferentes fuerzas centrífugas resultantes de la rotación se equilibran mutuamente (un tal rotor gira sin dar lugar a vibraciones). Se dice que un rotor está equilibrado estáticamente si, colocado horizontalmente sobre dos soportes, queda inmóvil en no importa qué posición.

3.4.4.1.2 Mecánica. Esta fuerza puede ser originada por las correas de accionamiento o por un mal alineamiento del eje del motor con respecto al del ventilador.

3.4.4.1.3 Aerúlica. Este empuje se origina generalmente en el recuperador. Cuando el ventilador está en servicio la presión del fluido se ejerce sobre las paredes del recuperador y sobre el rotor; de ello que éste último está sometido a una serie de fuerzas siempre dirigidas según el radio. El conjunto de estas fuerzas da una componente que tiene su punto de aplicación sobre el eje de rotación. Este empuje radial puede dar lugar a fenómenos extremadamente importantes, pudiendo llegar a la rotura del árbol.

En la construcción de ventiladores modernos se busca que dicha componente sea nula en las condiciones óptimas de funcionamiento

(por lo que para caudales diferentes del nominal, ello ya no se cumple). Otro método de compensación consiste en utilizar un difusor de doble voluta (figura 31) en que cada una de ellas colecta el caudal de una mitad del rotor (las fuerzas radiales se equilibran de una forma muy grosera y se ha comprobado que, para un rotor dado, la dirección de la resultante de las fuerzas transversales es sensiblemente la misma que en un ventilador de voluta sencilla). El rendimiento de un ventilador de doble voluta es del mismo orden que el de voluta única; no obstante, para grandes caudales el primero absorbe mayor cantidad de energía que el segundo, su limpieza es mucho más complicada

Figura 31. Caja de ventilador con doble voluta.

y su curva rendimiento-caudal es mucho más aplanada que la de los ventiladores corrientes (en ventiladores de doble voluta, el rotor vierte con presión más uniforme que en los normales).

3.4.4.2 Empuje Axial. Este empuje es de origen dinámico. El conjunto de reacciones del fluido sobre el rotor da una componente horizontal que tiende a hacer deslizar el rotor sobre su eje. Esta fuerza puede alcanzar valores considerables, por lo que es necesario prever un dispositivo de compensación cuidadosamente estudiado y, como ejemplos descriptivos, podemos citar los siguientes:

3.4.4.2.1 Rotor con doble aspiración. Los dos discos del rotor son simétricos y en consecuencia el empuje sólo es posible por asimetría del caudal de las dos bocas y pudiendo compensarse fácilmente con un tope o con un rodamiento.

3.4.4.2.2 Dispositivo Rateau y similares. El principio de estos dispositivos consiste en dar a los dos discos del rotor diámetros diferentes.

3.4.4.2.3 Cámara de equilibrado y agujeros de compensación. El disco de la cara opuesta a la aspiración está dotado de un anillo estanco que divide el espacio comprendido entre el rotor y el estator en dos cámaras concéntricas (figura 32). La cámara exterior está sometida a la presión de impulsión en la salida y la central está comunicada con la aspiración por medio de una serie de agujeros.

Figura 32. Cámara de equilibrado y agujeros de compensación.

3.4.4.2.4 Equilibrado mecánico. En el caso de ventiladores de poca potencia generalmente es suficiente el empleo de topes ordinarios o con un rodamiento.

3.4.5 Influjo de la variación de la densidad del gas en el comportamiento de los ventiladores. No siendo el ventilador más que una bomba de gas, todas las fórmulas desarrolladas, para las bombas son también aplicables a los ventiladores.

Hay, sin embargo, una excepción: el fenómeno de la cavitación, estudiado, ya que dicho fenómeno se produce al entrar el líquido en ebullición y es exclusivo, por tanto, de los líquidos.

La densidad del aire y la de cualquier gas varía mucho con la presión, aunque luego no varíe sensiblemente en su paso por el ventilador y la temperatura, no así la de los líquidos; tanto la presión que da un ventilador como la potencia de accionamiento del mismo son influenciadas grandemente por las variaciones de densidad en el aire o gas impulsado.

Un ensayo de un ventilador es inadmisibile si no se conoce la densidad del gas con la cual se ha verificado el ensayo, o no se ha reducido el ensayo mediante las leyes de semejanza a las condiciones normales.

Afortunadamente, el aire y prácticamente todos los gases impulsados por los ventiladores obedecen con suficiente aproximación para los problemas prácticos a la ecuación de los gases perfectos. Esta ecuación sencilla permite determinar la densidad del gas en cada problema, a partir de la presión y de la temperatura. En efecto:

de
$$pv = R_a T$$

se deduce

$$\frac{p}{\rho} = R_a T$$

@

y

$$@ = \frac{p}{R_a T}$$

Figura 33. Ventilador de baja presión de rodete de tambor de 500 mm de diámetro construido por la casa Sulzer para

8.000 m³/h.

Figura 34. Ventilador de alta presión construido por la casa Sulzer para 2.950 rpm con un caudal de 16.000 m³/h y una presión de 70 mbar con un diámetro exterior del rodete de 700 mm.

Figura 35. Ventilador axial de aire construido por la casa Siemens para ventilación de minas para 2.900 rpm y elevado rendimiento (80%).

donde p - presión absoluta, N/m^2 , SI.

R_a - constante particular del gas, $\text{J/kg} \cdot \text{K}$

T = temperatura absoluta, K, SI.

$@$ = densidad del aire (kg/m^3)

Para el aire

$$R_a = 286,9 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Por tanto, si el ventilador aspira y/o impulsa de una atmósfera a la presión barométrica p_{amb} y temperatura T_{amb} se tendrá:

$$@ = \frac{p_{\text{amb}}}{286,9 T_{\text{amb}}}$$

Por el contrario, una bomba es prácticamente insensible a la variación de la densidad con la presión barométrica y mucho menos sensible que el ventilador a la variación de la densidad con la temperatura.

El estado normal de un gas es el estado termodinámico que corresponde a una presión de 760 Torr y a una temperatura de 0°C. Aplicando la ecuación, la densidad normal del aire será:

$$\rho_n = \frac{0,760 \cdot 13.600 \cdot 9,81}{286,9 \cdot 273,15} = 1,294 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

3.4.6 Fórmulas de los ventiladores. Aunque, como ya hemos dicho, todas las fórmulas de las bombas aducidas, son aplicables a los ventiladores, en la práctica en lugar de dichas fórmulas se emplean otras que sólo se diferencian de aquéllas en que en lugar de venir expresadas en alturas vienen expresadas en presiones. Por tanto, para pasar de las fórmulas, para las bombas a las fórmulas de los ventiladores basta tener en cuenta que para una altura cualquiera h se verifica:

$$h = \frac{p}{\rho g}$$

Con ayuda de esta ecuación es inmediata la construcción de del anexo A.

3.4.7 Características de los ventiladores.

3.4.7.1 Variación de la altura teórica en función del caudal.

El ángulo β_2 considerado hasta aquí en el triángulo de velocidades del rotor, corresponde al ángulo formado, a la salida del canal, por el álabe y la tangente al círculo de salida. Si el número de álabes fuera indefinido, la velocidad w_2 sería exactamente tangente al álabe. Pero como el número de álabes es limitado, la velocidad w_2 forma con la tangente del álabe, a la salida del rotor, un ángulo β'_2 inferior al β_2 en una cantidad que puede determinarse experimentalmente.

Sabemos que

$$H_t = \frac{c_{u2} \cdot n_2}{g}$$

$$c_{u2} = u_2 - \frac{c_{r2}}{\operatorname{tg}\beta'_2}$$

de donde

Q

$$C_{r2} = \frac{Q}{2 \pi r_2 l}$$

l = anchura del rotor

$$H_t = \frac{u_2^2}{g} - \frac{Q \cdot u_2}{2 \pi r_2 l g \operatorname{tg} \beta'_2}$$

en esta ecuación: u_2 es constante si la velocidad de rotación también lo es; r_2 es un dato constructivo, o sea, constante; β'_2 , ligado a β_2 representa otro dato constructivo y varía, de hecho, muy poco.

O sea, la variación de la altura teórica en función del caudal sigue una ley lineal (figura 36)

Figura 36. Características caudal-altura: H_t = altura teórica, H = altura real, h_p = pérdidas de carga, q = pérdidas de caudal, Q = caudal en el rotor, Q_r = caudal real (a la salida del ventilador).

La pendiente de la recta característica es

- negativa para $\beta'_2 < 90^\circ$
- nula para $\beta' = 90^\circ$
- positiva para $\beta'_2 > 90^\circ$

Por razones expuestas, los modernos ventiladores industriales se construyen, salvo casos especiales, con ángulos β_2 y por aproximación β'_2 inferiores a 90° .

3.4.7.2 Variación de la altura real en función del caudal útil.

La altura teórica y la altura real están relacionadas por la

ecuación

$$H = H_t - h_p$$

El caudal en el rotor y el caudal útil por:

$$Q_r = Q - q$$

Conociendo las curvas de la figura 36

$$g_p = f(Q) \quad \text{y} \quad q = f(H)$$

se puede deducir la curva $H = f(Q_r)$ y, por aplicación de la presión manométrica total $P_{mt} = w H$, obtenemos la curva

$$P_{mt} = f(Q_r) \quad \text{de la figura 37}$$

Figura 37 . Curvas características de un ventilador: n = rendimiento, PMT = presión manométrica total, HMT = altura manométrica total, P = potencia en el eje, P_t = potencia interna (transmitida al fluido), p = pérdidas mecánicas, Q_r = caudal útil.

3.4.7.3 Variación de la potencia absorbida en función del caudal útil. En cada punto de la curva $H = f(Q_r)$ pueden deducirse los valores de H_t , de Q y de P_i por medio de la ecuación

$$P_i = w Q H_t$$

Las pérdidas mecánicas sólo dependen de la velocidad de rotación y no del caudal.

La ecuación $P = P_i + p$ nos permitirá trazar la curva $P = f(Q_r)$.

3.4.7.4 Variación del rendimiento en función del caudal útil.

La ecuación

$$n = \frac{H Q_r}{P} = (Q - q) \frac{H - b_p}{P_i + p}$$

nos permitirá partiendo de las curvas $H = f(Q_r)$ y $P = f(Q_r)$, trazar la curva $n = f(Q_r)$.

3.4.7.5 Velocidad Crítica. El árbol de un ventilador debe soportar el rotor y debe transmitirle la potencia desarrollada por el motor. Su construcción se efectúa normalmente con acero dulce y en casos especiales, de ventiladores transportando gases corrosivos, se emplean los aceros especiales. Independientemente de la corrosión existen otros factores que influyen la permanencia en servicio, como son las vibraciones. Estos fenómenos tienen su origen en las flexiones dinámicas del árbol y alcanzar su máximo a una velocidad dada llamada crítica.

Por muy bien equilibrado que esté un rotor siempre existe un cierto desequilibrio que desarrolla una fuerza centrífuga. Esta fuerza crea una flexión debida al peso del rotor y a la velocidad crítica puede dar lugar a la rotura del árbol.

Consideremos un disco de peso P y masa $m = P/g$ situado sobre un eje vertical sin peso (figura 38). Sea G el centro de gravedad del disco que suponemos situado a una distancia d del eje del árbol y sea f la distancia del centro geométrico del disco al eje de rotación.

Figura 38. Análisis dinámico, disco del rotor.

En estas condiciones, el centro de gravedad G se encuentra a una distancia $f + d$ del eje de rotación y la fuerza centrífuga desarrollada en dicho punto, vale:

$$F = m (f + d) \omega^2$$

w = velocidad angular en radianes por segundo.

Existe una proporcionalidad entre la fuerza F y la flexión f que se expresa por:

$$F = K f$$

en la que K es una constante dependiente de las características geométricas y másicas del aparato.

$$m (f + d) w^2 = K \cdot f$$

$$f = \frac{md}{K - m w^2} \quad (a)$$

Esta fórmula nos indica que si la velocidad aumenta progresivamente, pasará por un valor crítico

$$w_c = \left(\frac{K}{m}\right)^{.5} \text{ tal que } K - m w^2 = 0$$

y en el que el valor de la flexión f es infinito. En este instante dado, en teoría el árbol se rompe y en la práctica el fenómeno se limita a una vibración violenta.

La fórmula (a) puede escribirse bajo la forma:

$$\frac{f}{d} = \frac{m (w/w_c)^2}{K/w_c^2 - m (w/w_c)^2}$$

Podemos representarla gráficamente según la figura 39, y constatar que para valores muy cercanos de w_c :

- Si aumentamos progresivamente la velocidad de rotación se alcanza la velocidad crítica en un tiempo extremadamente corto.
- El árbol no alcanza instantáneamente su flecha máxima.
- Los rozamientos mecánicos amortiguan el fenómeno.

La velocidad crítica definida hasta aquí es una velocidad angular, como velocidad de rotación su expresión será:

$$n_c = \frac{30 \times w_c}{\pi} = \frac{30}{\pi} \left(\frac{K}{m} \right)^{.5} \text{ r.p.m.}$$

$$n_c = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{K}{m} \right)^{.5} \text{ r.p.s.}$$

bajo esta forma podemos constatar que a la velocidad crítica las flexiones del árbol están en sincronismo con su período de vibración. Ello nos permite determinar la velocidad crítica de un árbol midiendo su período de vibración transversal.

Figura 39. Variación de f/d en función de w/w_c

Consideremos el caso de un árbol en posición horizontal. (El peso del disco interviene, pues, en la flexión). La flexión en reposo será f y, en moviendo el centro de gravedad G del disco describirá un círculo de centro O' situado a una distancia f_0 de la línea que une los dos soportes del árbol. El radio de este círculo valdrá siempre $f + d$, de donde el resultado de los cálculos precedentes queda invariable. (La velocidad crítica de un árbol

dado es la misma si trabaja horizontalmente, verticalmente o en no importa qué ángulo.) La flexión dinámica debida a la fuerza centrífuga se suma a la flexión estática del árbol.

En la práctica existen diferentes factores que influyen dicha velocidad crítica, entre los que podemos citar: el fluido y las juntas estancas (hasta aquí se consideró que el ventilador giraba en vacío). Las juntas estancas modernas actúan como verdaderos cojinetes, disminuyendo así el vano del árbol (un ventilador equipado con estas juntas posee una velocidad crítica equivalente a la de un árbol cuyos extremos se situarían en el campo de las juntas).

El problema estudiado hasta aquí se limita a ventiladores monorrotóricos (una rueda entre dos soportes); en el caso de ventiladores de varias secciones (varios rotores o ruedas sobre un mismo eje), habrá tantas velocidades críticas y coeficientes K como secciones posear. No obstante, en la práctica la única que nos interesa es la más baja de ellas, ya que las otras siempre serán superiores a las velocidades de servicio del ventilador. Además, esto es frecuentemente cierto para la primera velocidad crítica, salvo en los ventiladores centrífugos que pueden operar a velocidades superiores si la de utilización es suficientemente elevada.

Algunas veces se da el caso de que el árbol está soportado por tres cojinetes (casos en que el ventilador y el motor tienen un mismo árbol común). La figura 40 muestra sus

Figura 40. Velocidades críticas de un árbol con tres cojinetes.

curvas de flexión correspondiente a las tres primeras velocidades críticas. La primera es la misma que para un árbol con dos apoyos de longitud mitad. Llamemos esta velocidad w_{c1} ; la segunda valdrá $w_{c2} = 1,6 w_{c1}$ y la tercera $w_{c3} = 4 w_{c1}$.

3.4.7.6 Bombeo. Se llama bombeo al fenómeno que aparece durante el período comprendido en el funcionamiento entre caudal mínimo y caudal máximo.

Figura 41.

Este período de funcionamiento es inestable (figura 41). Si disminuimos el caudal de Q_c a Q_b , podemos constatar que la presión aumenta de (c') a (b). Por otro lado si disminuimos el caudal de Q_b a Q_a , la presión decrece de (b) a (c') tomando el valor (a). En este momento, la fuerte presión reinante en el sistema circulatorio hace entrar el fluido en el ventilador, en sentido inverso al normal. A causa de este retorno, la presión de la red disminuye hasta igualar la del ventilador y, en este momento, este último pasa instantáneamente del caudal 0 al caudal Q_c , cuya

presión (c) es la misma que en (a).

Este fenómeno adquiere una ley periódica e influye en el equilibrio axial del ventilador creando choques que hacen vibrar de forma inquietante la máquina. Para que el régimen sea estable es necesario que el funcionamiento del ventilador se efectúe según las condiciones de la rama descendente de la curva presión-caudal.

El fenómeno de bombeo es el que nos conduce a elegir el tipo de inclinación de los álabes:

Se preferirán los álabes inclinados en sentido contrario al de rotación ($\beta_2 < 90^\circ$) o radiales en el caso de máquinas sometidas a régimen variable. (Es el caso de ventiladores accionados por un motor de potencia limitada o que funcionan en condiciones variables o mal definidas de caudal y de presión, figura 42).

Figura 42. Alabes curvado hacia atrás. Rendimiento.

Los álabes inclinados en el sentido de giro ($\beta_2 > 90^\circ$) se emplean para aquellas máquinas en las que no es de temer un régimen inestable debido a variaciones de caudal o de presión. En este caso la curva característica toma un sentido ascendente y el rendimiento máximo se sitúa en dicha zona de la curva (figura 43). Es decir estos ventiladores son susceptibles de proporcionar grandes sobrecargas (caudal) más allá del rendimiento máximo (son ventiladores con gran reserva de caudal, capaces de una sobrecarga pasajera con la condición de que el motor que los arrastra esté holgadamente proporcionado).

Figura 43. Alabes curvados hacia atrás. Rendimiento

Con el fin de dar una idea sobre el rendimiento de los ventiladores, partiendo del concepto de orificio equivalente, a continuación se indican una serie de relaciones deducidas del diagrama experimental de ventiladores para aire normal, en la zona de funcionamiento óptimo y según los tipos a), b) y c) indicados en la figura 44.

Figura 44. Diagrama experimental de ventiladores para aire

normal en la zona de funcionamiento óptimo.

Tabla 2. Relaciones geométricas de diseño.

Figura	a)	b)	c)
0	= 0,0125 - 1,25 m ² =	0,00125 - 0,0125 m ² 0,0125 - 0,25 m ²	0,01 - 0,1 m ² 0,125 - 1,25 m ²
0 --- D ₂ ²	0,2 - 0,315	0,01 - 0,04 0,04 - 0,08	0,05 - 0,1 0,2 - 0,25
en el triángulo de salida			
H --- u ₂ ²	0,1 - 0,125	0,071 - 0,08	0,04 - 0,05
β ₂	110° - 160°	90°	40° - 70°
c _{u2} ----- u ₂	1,7 - 1,9	1	0,8 - 0,9
c _{r2} ----- c _{u2}	0,16 - 0,18	0,1 - 0,125	0,2 - 0,25
en el triángulo de entrada			
D ₁ ----- D ₂	0,71 - 0,8	0,315 - 0,4 0,5 - 0,63	0,4 - 0,63 0,71 - 0,8
β ₁	25° - 35°	25° - 35°	25° - 35°
c _{r1} --- c _{r2}	1,1 - 1,25	2 - 1,6	1,6 - 1,25 1
N.º de ála- bes (entre pequeños y grandes diámetros para D ₂)	30 - 90	8 - 16	12 - 16

Tabla 3. Tipo de ventilador (caudal, altura y revoluciones)

Ventilador tipo	Q (m ³ /s)	H (mm)	n (r.p.m)
a	<50-60	<125-160	bajo
b	<12,5-16	200-800	medio elevado
c	<4-5	630-800 1250	bajo medio

Los caudales indicados en la tabla 3 de la figura 44 pueden aumentarse al doble empleando los mismos tipos con doble aspiración y disponiendo simétricamente dos (2) rotores con respecto al disco central.

El difusor en espiral (voluta) representado en la figura tiene una anchura b constante, es decir, la trayectoria de los hilos fluidos en la voluta corresponde a una espiral logarítmica (generalmente se sustituye por una espiral de Arquímedes) y

$$R_{\max} = \frac{1}{2} D_2^c \cdot \frac{c_{r2}}{c_{u2}} \cdot \frac{1}{b}$$

1 = anchura del rotor b = anchura de la voluta

y para los valores usuales ($1/b = 0,4 - 0,6$), se adopta generalmente

$$\text{a) } R_{\max} = (1 \div 1,12) D_2$$

$$\text{b) } R_{\max} = (0,71 \div 0,8) D_2$$

$$\text{c) } R_{\max} = (0,9 \div 1) D_2$$

La boca de salida de la voluta tendrá una sección cuadrada igual a b^2 o sección rectangular igual a $1,25 b^2$.

En el caso del ventilador de la figura 44c se intercala entre la voluta y el rotor un difusor con álabes directrices.

Figura 44c. Diagrama experimental de ventiladores para aire normal en la zona de funcionamiento óptimo.

4. PERDIDAS DE POTENCIA

4.1 PERDIDAS HIDRAULICAS (P_h^r)

Disminuyen la energía específica útil que el ventilador comunica al fluido. Son de dos clases:

4.1.1 Pérdidas de Superficie (P_{h1}^r). Producidos por el rozamiento del fluido con las paredes del ventilador (rodete, corona directriz, etc.); o de las partículas del fluido entre sí.

4.1.2 Pérdidas de forma (P_{h2}^r). Producidas por el desprendimiento de la capa límite en los cambios de dirección y en toda forma difícil al flujo, en particular a la entrada del rodete si la tangente del álabe no coincide con la dirección de la velocidad relativa a la entrada, o a la salida del rodete si la tangente del álabe de la corona directriz no coincide exactamente con la velocidad absoluta a la salida.

Es decir, $P_h^r = P_{h1}^r + P_{h2}^r$, expresadas en Watt.

4.2 PERDIDAS VOLUMETRICAS q O INTERSTICIALES (P_h^r)

Son pérdidas de caudal y se dividen en dos clases:

4.2.1 Pérdidas Volumétricas exteriores (q_e o P_{v1}^r). Constituyen una salpicadura de fluido al exterior que se escapa por el juego entre la carcasa y el eje del ventilador.

Figura 45. Pérdidas volumétricas en una bomba (y en un ventilador): El caudal útil es Q ; pero el rodete bombea $Q + q_e + q_i$; q_e sale por prensaestopas al exterior (goteo de la bomba); q_i retrocede por el intersticio; por la tubería de aspiración circula un caudal $Q + q_e$ menor que por el rodete.

4.2.2 Pérdidas Volumétricas interiores (q_i o P_2^r). Son los más importantes. A la salida del rodete de un ventilador hay mas presión que a la entrada. Luego parte del fluido en vez de seguir

a la caja, el espiral retrocederá por el conducto que forma el juego del rodete con la carcasa, a la entrada del rodete, para volver a ser impulsado por el ventilador. Este caudal, llamado caudal de cortocircuito, absorbe energía del rodete.

Es decir, $P_v^r = P_{v1}^r + P_{v2}^r$, expresadas en Watt.

4.3 PERDIDAS MECANICAS (P_m^r). Incluyen las pérdidas por:

4.3.1 Rozamiento del Eje con los cojinetes.

4.3.2 Accionamiento de Elementos auxiliares (bomba de engranajes para lubricación, cuentarevoluciones, etc).

4.3.3 Rozamiento de Disco. Se llama así el rozamiento de la pared exterior del rodete con la atmósfera de fluido que le rodea, debido al juego existente entre el rodete y la carcasa, originándose de esta forma el giro del disco (rotor) en una atmósfera viscosa.

Figura 46. El rodete esquemáticamente es un disco que gira en el interior de una caja en la que no hay vacío. El fluido que llena esta caja absorbe la potencia perdida por rozamiento de disco.

Figura 47. El rodete esquemáticamente es un disco que gira en el interior de una caja en la que no hay vacío. El fluido que llena esta caja absorbe la potencia perdida por rozamiento de disco.

Figura 48. Esquema de bomba radial con cojinete de bolas para contrarrestar el empuje axial. Se han indicado los lugares donde

tienen lugar las pérdidas de potencia mecánica P_{m1}^r , P_{m2}^r y P_{m3}^r (prensaestopas, cojinetes y disco, respectivamente).

Es decir $P_m^r = P_{m1}^r$ (Pérdidas por rozamiento en los cojinetes y accionamiento auxiliares) + P_{m2}^r (Pérdidas por rozamiento de disco).

5. POTENCIA

5.1 POTENCIA DE ACCIONAMIENTO (Pa)

La potencia de accionamiento es lo mismo que la potencia absorbida, potencia al freno y potencia en el eje. Los cuatro nombres se usan en la práctica.

Esta potencia no es la absorbida de la red, sino la potencia libre en el eje, es decir, la potencia absorbida de la red multiplicada por el rendimiento del motor eléctrico (potencia mecánica que el ventilador absorbe). Está dada por la siguiente expresión:

$$P_a = MW = \frac{2}{60} n M, \text{ expresada en W (Watt en el sistema internacional SI)}$$

o

$$P_a = 0,1047 n M$$

n = Revoluciones por minuto desarrollados por el eje (rpm).

M = Torque generado en el eje (N. m).

5.2 POTENCIA INTERNA (P_i)

Es la potencia total transmitida al fluido por el rodete, o sea la potencia de accionamiento, descontando las pérdidas mecánicas:

$$P_i = P_a - P_m \text{ (W)}$$

donde:

P_a = Potencia de accionamiento (Watt).

P_m = Pérdidas mecánicas (Watt).

Las pérdidas mecánicas representan por lo general un 5 o 6% de la potencia de accionamiento.

5.3 POTENCIA UTIL (P)

Es la potencia de accionamiento descontando todas las pérdidas producidas en el ventilador o equivalentemente la potencia

interna descontando todas y sólo las pérdidas internas (hidráulicas y volumétricas).

En otras palabras es el incremento de potencia real que experimenta el fluido en el ventilador.

Luego:

$$P = P_a - P_m^r - P_v^r - P_h^r = P_i - P_v^r - P_h^r,$$

donde:

P_i = Potencia interna (Watt).

P_v^r = Pérdidas volumétricas (Watt).

P_h^r = Pérdidas hidráulicas (Watt).

Expresión hidráulica de la potencia útil:

$$P = p_{\text{tot}}$$

que es la potencia invertida en impulsar el caudal útil a través del ventilador

Figura 49. Esquema de potencia en una bomba (o ventilador). La potencia comunicada a la bomba es P_a ; por rozamientos mecánicos se pierden las potencias P_{m1}^r , P_{m2}^r y P_{m3}^r ; por rozamientos

hidráulicos se pierden las potencias P_{h1}^r y P_{h2}^r ; por fugas de caudal se pierden las potencias P_{v1}^r , P_{v2}^r y el incremento de potencia que experimenta el fluido en la máquina es P .

donde:

P = Potencia útil (Watt).

Q = Caudal útil (m³/seg).

Δp_{tot} = Diferencia de presiones estáticas y dinámicas a la entrada y salida del ventilador.

6. RENDIMIENTOS

6.1 RENDIMIENTO HIDRAULICO (η_h)

Es la relación que existe entre la presión total útil del ventilador y la presión teórica o de Euler.

$$\eta_h = \frac{p_{tot}}{p_u},$$

expresado en porcentaje.

p_{tot} = Presión total útil del ventilador.

p_u = Presión teórica o de Euler.

6.2 RENDIMIENTO VOLUMETRICO (η_v)

Es la relación que existe entre el caudal útil o caudal efectivo impulsado por el ventilador y el caudal teórico o caudal bombeado

por el rodete. Tiene en cuenta todas y sólo las pérdidas volumétricas.

$$\eta_v = \frac{q_v}{q_v + q_e + q_i}$$

expresado en porcentaje,

donde:

q_v : Caudal útil o caudal efectivo impulsado por el ventilador.

$q_v + q_e + q_i$: Caudal teórico o caudal bombeado por el rodete.

6.3 RENDIMIENTO INTERNO, (η_i)

Tiene en cuenta todas y sólo las pérdidas internas, o sea las hidráulicas y volumétricas. Se define como la relación entre la potencia útil y la potencia interna.

$$\eta_i = \frac{P}{P_i},$$

expresado en porcentaje.

P : Potencia útil

P_i: Potencia interna.

6.4 RENDIMIENTO MECANICO (η_m)

Es la relación de la potencia interna y la potencia de accionamiento, tiene en cuenta todos y sólo las pérdidas mecánicas.

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_a},$$

expresado en porcentaje.

P_i: Potencia interna.

P_a : Potencia de accionamiento.

6.5 RENDIMIENTO TOTAL (n_{tot})

Es la relación de la potencia útil y la potencia de accionamiento, tiene en cuenta todas las pérdidas en el ventilador.

$$n_{tot} = \frac{P}{P_a},$$

expresado en porcentaje.

P : Potencia útil.

P_a : Potencia de accionamiento.

6.6 RELACION ENTRE LOS RENDIMIENTOS

Todos los rendimientos se relacionan por la siguiente ecuación:

$$N_{tot} = \frac{P}{P_a} = \frac{P}{P_i} n_i n_m = n_v n_h n_m,$$

$$P_a = P_i P_a$$

por tanto

$$\eta_{\text{tot}} = \eta_i \eta_m = \eta_h \eta_v \eta_m,$$

es decir el rendimiento total de una bomba es el producto del rendimiento interno por el rendimiento mecánico, o también el producto de los tres rendimientos hidráulicos, volumétrico y mecánico.

7. VARIACION DE LA VELOCIDAD. LEYES DE SIMILITUD COEFICIENTE DE RATEAU

Las curvas características para ventiladores dadas hasta aquí son curvas trazadas con velocidad constante. Si la velocidad de rotación varía.

$$w' = k w$$

es necesario que, para poder conservar las condiciones del régimen óptimo, el paralelogramo de composición de las velocidades se deforme de modo tan que sea semejante a sí mismo; de este modo los ángulos seguirán siendo correctos.

Teniendo en cuenta que las velocidades de arrastre, relativa y absoluta, son proporcionales a la velocidad de rotación, tenemos:

$$u' = k u \quad w' = k w \quad c' = k c$$

Si consideramos una familia de ventiladores, todos geoméricamente semejantes y girando a una velocidad cualquiera, sus triángulos de velocidades de entrada y de salida serán semejantes. En estos triángulos, ciertas relaciones entre las dimensiones serán constantes y, por ello, serán características de la familia considerada.

7.1 COEFICIENTE MANOMETRICOS

En el triángulo de velocidades a la salida del rotor, la relación

$$\mu = \frac{c_2 u}{u_2}$$

es una de las relaciones características de la familia. De la ecuación

$$H_t = \frac{c_2 u u_2}{g}$$

obtenemos

$$\mu_t = \frac{g H_t}{u_2^2}$$

El coeficiente μ_t es puramente característico de la familia de ventiladores considerada; su conocimiento permite

calcular la altura teórica de cualquiera de esos

ventiladores a una velocidad determinada.

Se define por analogía el coeficiente de altura real

(normalmente conocido por coeficiente de presión), el cual

viene dado por:

$$\mu = \frac{g H}{u_2^2} = \frac{g H M T}{u_2^2} \quad \mu = \frac{g Pmt}{w u_2^2}$$

Este coeficiente μ sería también perfectamente característico de la familia de ventiladores si esta relación fuera común a toda la familia.

$$\frac{H}{H_t} = 1 - \frac{b_p}{H_t}$$

Pero en el apartado 1-6-7 veremos que $\frac{b_p}{H_t}$ depende ligeramente de las dimensiones y de las velocidades de los diferentes ventiladores.

Es decir, solamente en primera aproximación se podrá considerar el coeficiente μ como independiente de esos elementos y únicamente función de la geometría de los ventiladores de la misma familia.

7.2 COEFICIENTE DE CAUDAL

En el triángulo de velocidades de salida, la relación

$$k_1 = \frac{c_2 r}{u_2}$$

es otro coeficiente característico.

Si llamamos l la anchura del rotor.

$$c_{r2} = \frac{Q}{2 r_2 l}$$

$$k_1 = \frac{Q}{2 r_2 l u_2}$$

Además, en ventiladores geoméricamente semejantes, el cociente de la anchura del rotor y el radio exterior es constante.

$$\frac{l}{r_2} = K_2 = \frac{l}{k_2}$$

De donde,

$$k_1 k_2 = \frac{Q}{2 r_2^2 u_2}$$

$$2 k_1 k_2 = \frac{Q}{u_2 r_2^2}$$

El producto $2 k_1 k_2$, característico de la familia de ventiladores, se denomina coeficiente de caudal del rotor y es designado con el símbolo σ .

$$\sigma = \frac{Q}{u_2 r_2^2}$$

Y por analogía, el coeficiente de caudal es

$$\sigma = \frac{Q}{u_2 r_2^2}$$

El cociente

$$\frac{Q_r}{Q} = 1 - \frac{q}{Q}$$

puede considerarse como prácticamente independiente de la dimensión y de la velocidad de los ventiladores y, por consecuencia también lo será.

7.3 COEFICIENTE DE POTENCIA

Para una misma familia de ventiladores, se define el coeficiente de potencia en la forma siguiente:

$$= \mu \frac{P}{r_1}$$

$$= \frac{g H Q}{r_1 u_2^3 r_2^2} = \frac{g P}{u_2^2 r_2^2} \quad (P = \frac{Q H}{r_1})$$

7.4 REGLAS DE SIMILITUD

De las consideraciones anteriores podemos resumir:

Si la velocidad de rotación varía en la forma $w' = kw$, es necesario que, para conservar las condiciones del régimen óptimo, el paralelogramo de composición de velocidades se deforme de manera tal que quede semejante al primitivo.

Teniendo en cuenta que las velocidades de arrastre relativa y absoluta son proporcionales a la velocidad de rotación, el caudal es función de la velocidad relativa, la carga varía con el cuadrado de las velocidades y la potencia es el producto del caudal por la carga, o sea varía con el cubo de la velocidad: de donde:

$$Q' = k Q \quad H' = k^2 H \quad P' = k^3 P$$

En estas condiciones el rendimiento interno se conserva invariable y la variación relativa del caudal y de la carga corresponde a una abertura, u orificio equivalente, de:

$$p' = p \quad 0 = \frac{Q}{2 H} = \frac{Q}{2 H'} = 0'$$

Si consideramos dos ventiladores geoméricamente semejantes según la relación λ y girando a la misma velocidad, es necesario que las velocidades relativa y absoluta estén relacionadas de la forma siguiente:

$$u' = \lambda u \quad w' = \lambda w \quad c' = \lambda c$$

sin cuya condición los paralelogramos de velocidades no serían semejantes.

El caudal es proporcional a la sección de los canales del rotor y a la velocidad relativa, por lo que varía con el cubo de las dimensiones. La carga varía con el cuadrado de las velocidades y la potencia varía con su quinta potencia, ya que es producto del caudal por la carga.

$$Q' = \lambda^3 Q \quad H' = \lambda^2 H \quad P' = \lambda^5 P$$

En estas condiciones el rendimiento interno permanece constante y la variación relativa del caudal y de la carga corresponde a un orificio equivalente que varía como su segunda potencia:

$$= 0' = 0$$

Pero la fatiga mecánica del rotor impone un límite a la velocidad circunferencial u , lo cual nos obliga a disminuir la velocidad de rotación a medida que las dimensiones aumentan.

En estas condiciones, conviene poder comparar los resultados obtenidos con diferentes ventiladores, extrapolar estos resultados y experimentar con modelos reducidos. Para ello se emplean los coeficientes de similitud de Rateau, descritos anteriormente y resumidos a continuación.

$$\text{Coeficiente de caudal} = \frac{Q}{u r^2}$$

$$\text{Coeficiente manométrico } \mu = \frac{g H}{u^2}$$

$$\text{Coeficiente de potencia} = \frac{g P_1}{w u^3 r^2}$$

$$\text{Orificio equivalente} = \frac{Q}{r^2}$$

La relación entre estos coeficientes y el rendimiento interno es:

$$= \frac{\mu}{2 \mu}$$

La similitud no es rigurosa si el peso específico del fluido varía durante su evolución.

Las reglas de similitud pueden enumerarse de la forma siguiente:

- En un ventilador dado girando a velocidad variable, el caudal varía proporcionalmente a la velocidad, la altura menométrica varía proporcionalmente al cuadrado de esa velocidad y la potencia con el cubo de ella.
- En ventiladores de dimensiones diferentes y girando a la misma velocidad el caudal varía proporcionalmente al cubo del radio del rotor, la altura con el cuadrado de ese radio y la potencia con la quinta potencia de este último.

7.5 VELOCIDAD ESPECIFICA

Para comparar ventiladores con diferentes disposiciones de la vena aeráulica, es decir, con diferentes coeficientes de presión y de caudal, se utiliza el concepto de velocidad específica.

Consideremos un ventilador con caudal Q , altura diferencial H , velocidad de rotación n y radio del rotor R ; la velocidad específica n_2 de este ventilador corresponde a la velocidad a que debería girar un ventilador geoméricamente semejante al primero y que proporcionara un caudal-unidad con una altura manométrica diferencial-unidad.

Llamemos R' el radio rotórico de este segundo ventilador.

El enunciado de las anteriores reglas de similitud nos permite escribir:

$$\frac{Q}{1} = \frac{n}{n_s} \frac{R}{R'}$$

$$H \quad n \quad R$$

$$\frac{1}{n_s} = \frac{R^1}{R^1}$$

de donde

$$n = n \frac{Q}{H} \quad u_s = n \frac{Q}{\frac{Pmt}{w}}$$

Podemos constatar que, contrariamente a los coeficientes de Rateau, la velocidad específica n_s no es un coeficiente sin dimensiones: depende de las unidades utilizadas, lo cual hace que su empleo sea delicado.

7.6 EFECTO DE ESCALA

Según lo explicado en el apartado 1-6-1, podría decirse que todos los ventiladores geoméricamente semejantes de una misma familia tendrían el mismo rendimiento.

En realidad, con una buena aproximación puede considerarse q/Q constante; pero esto no puede hacerse con el cociente h_p/H_t .

En efecto, las pérdidas por rozamientos y remolinos de un ventilador dependen del número de Reynolds de circulación del

fluido en los canales del rotor.

Recordemos que en una canalización de radio hidráulico r_h recorrida a una velocidad v por un fluido de viscosidad cinemática ν y, siendo z la pérdida de carga de la canalización por unidad de longitud, tenemos:

$$\text{Número de Reynolds } R_t = \frac{v r_h}{\nu}$$

$$\text{Coeficiente de pérdida de carga} = z \frac{v^2}{2g}$$

Los canales del rotor, recorridos por el fluido no presentan una forma suficientemente sencilla para poder definir un número de Reynolds en valores absolutos. No obstante, podemos decir que el coeficiente variará si:

- r_h aumenta, es decir, si las dimensiones del ventilador aumentan;
- v aumenta (si la velocidad de rotación aumenta);
- ν disminuye.

Con lo cual podemos enunciar la regla siguiente, que la experiencia ha corroborado suficientemente:

"En una misma familia de ventiladores geoméricamente semejantes y girando a diferentes velocidades, el rendimiento crece con las dimensiones y con la velocidad de rotación".

Existen numerosas fórmulas que permiten calcular el rendimiento de un ventilador de la familia considerada y girando a una velocidad determinada conociendo el rendimiento de otro de la misma familia girando a otra velocidad.

Citaremos la fórmula de Ackeret, la cual ha sido confirmada por la experiencia.

Llamemos η_1 el rendimiento que se desea hallar de un ventilador girando a la velocidad n_1 , cuyo radio rotórico es R_1 y transportando un fluido de viscosidad cinemática ν_1 . Sabemos que en los ensayos efectuados sobre un ventilador semejante, con radio R_2 , velocidad n_2 y transportando un fluido de viscosidad cinemática ν_2 , se ha hallado un rendimiento de η_2

$$\eta_1 = 1 - \frac{1 - \eta_2}{2} \left(1 + \frac{n_2 R_2 \nu_1}{n_1 R_1 \nu_2} \right)$$

7.7 COEFICIENTES DE RATEAU PARA DIFERENTES FORMAS DE LA VENA AEREAULICA

Para facilitar los razonamientos, hasta aquí siempre se han considerado ventiladores del tipo puramente centrífugo en los que el transporte de fluido se efectúa perpendicularmente al eje de rotación.

En realidad por razones de rendimiento, espacio disponible, o velocidad de rotación del motor de arrastre, nos vemos frecuentemente obligados a adoptar rotores en los cuales el transporte del fluido no se efectúa precisamente de forma perpendicular al eje de rotación, sino de forma oblicua y hasta paralela a ese eje. Es decir, el tipo de rotor que deberemos emplear será de alguno de los tres tipos siguientes: centrífugos (transporte radial), hélico-centrífugos (transporte oblicuo) y helicoidales (transporte axial).

Evidentemente, si deseamos obtener un buen rendimiento, no podemos elegir arbitrariamente uno de los tres tipos de rotor con valores cualesquiera de las características de empleo.

Fig 50. a) Ventilador con rotor centrífugo y voluta, b) Ventilador con rotor hélico-centrífugo y voluta, c) Ventilador con rotor helicoidal y rectificador.

Los límites prácticos de los tres tipos de rotores están definidos por los correspondientes coeficientes de Rateau y son los siguientes:

Figura 51.

Rotores centrífugos:

. 0 a 0,5
 μ 0,60 a 0,30

Rotores hélico-centrífugos:

. 0,30 a 0,60

μ 0,40 a 0,20

Rotores helicoidales:

. 0,40 a 1

μ 0,30 a 0,10

8. ENSAYO DE VENTILADORES

Para determinar el punto de funcionamiento de un ventilador es necesario efectuar las tres medidas siguientes:

- Medida de la presión manométrica total.
- Medida del caudal.
- Medida de la potencia absorbida. Su resultado, junto con los dos anteriores nos permitirá calcular el rendimiento.

Medida de la presión manométrica total y del caudal. - La altura manométrica total, HMT, se mide por medio de dos tubos de Pitot conectados a un manómetro diferencial (tubo en U) lleno de agua.

La relación de Bernoulli

$$b + \frac{P}{w} + \frac{c^2}{2g} = \text{Cte.}$$

Figura 52.

expresa la transformación recíproca de las energías potenciales (de posición, de presión y de velocidad) de un fluido circulando de forma continua en un conducto continuo. Una de las aplicaciones de este principio es el tubo de Pitot.

I. Toma de presión estática.

II. Tubo de Pitot. La velocidad del fluido se anula y la energía cinética se transforma en energía de presión.

$$\frac{c^2}{2g} = \frac{p_{\text{dim}}}{w} \quad p_{\text{dim}} = \frac{c^2}{2g} w \text{ kg/m}^2$$

La diferencia de niveles indicará una presión de

$$p = p_{\text{dim}} + p_{\text{est}}$$

III. Toma de presión dinámica.

$$p - p_{\text{est}} = p_{\text{dim}}$$

Estas diferentes tomas de presión pueden disponerse en un solo conjunto o disposición de Prandtl. El orificio a colocado frente al sentido de circulación del líquido y en la línea de velocidad media () permite la medida de la h_{tot} . El orificio anular b, paralelo al sentido de circulación mide la h_{est} . Conectando a y b a un manómetro diferencial en U, obtendremos directamente la h_{dim}

No obstante, las medidas de presión y caudal son delicadas y deben emplearse métodos especialmente adaptados para ventiladores. Los caudales proporcionados por estas máquinas

son, de hecho, elevados y por razones económicas generalmente no es posible realizar ensayos a la escala correspondiente con los métodos normalizados de medida del caudal por diafragma, tobera o tubo Venturi. Por otro lado, las presiones son generalmente débiles, lo cual dificulta la obtención de resultados de gran precisión.

Figura 53. a) Principio del método con cajón, b) Principio del método de sondeo de la vena. 1. Presión estática; 2 Presión

total; 3. Tranquilizador de la vena fluida; 4. Tubo de Prandtl.

La figura muestra dos métodos diferentes para medir de forma relativamente sencilla las presiones y los caudales de ventiladores.

Método con cajón.- El ventilador a ensayar aspira o impulsa, a través de un divergente, en un cajón generalmente cilíndrico cerrado en su extremo por una placa provista de un orificio central. El diámetro del cajón es suficientemente grande como para que la velocidad del fluido sea suficientemente baja. Si el cajón está colocado en la aspiración el ventilador impulsará al aire libre y viceversa si se encuentra del lado de impulsión. La única medida a efectuar es la de presión estática en la proximidad inmediata de la placa de obturación.

Se conoce el coeficiente de contracción del orificio de la placa, de lo que puede deducirse la velocidad de circulación (caudal) con ayuda de la medida de presión estática.

Además, se conoce la pérdida de carga del divergente entre ventilador y cajón de ensayo; por tanto, la presión manométrica total es igual a la suma de la presión estática medida más la pérdida de carga del divergente calculada para el caudal determinada anteriormente.

Método de sondeo de la vena de fluido.- El ventilador sometido a ensayo aspira o impulsa en un conducto de sección constante y de longitud igual a 10 veces su diámetro como mínimo.

Si el conducto de medidas se coloca en el lado de aspiración, el ventilador impulsará al aire libre y viceversa. El conducto de medidas está parcialmente obturado en su extremo por un órgano de revolución.

A los $2/3$ de la longitud total del conducto, partiendo del ventilador, se disponen unos tubos de Prandtl móviles que permiten determinar la presión estática y la presión total, o sea, la presión dinámica y la velocidad de circulación en diferentes puntos de la sección de ensayo.

La integración de los caudales correspondientes a los pequeños elementos de la sección (en los cuales ha sido medida la velocidad) permite calcular el caudal total.

La presión manométrica total es el valor medio de las presiones totales determinadas anteriormente más la pérdida de carga entre ventilador y sección de ensayos, calculada para el caudal correspondiente.

Medida de la potencia absorbida.- La medida de la potencia absorbida puede efectuarse según las técnicas habituales, tales como:

- Un cuentarrevoluciones y un torsiómetro colocado entre el motor de arrastre y el ventilador permitiendo la lectura directa del par.

- Un cuentarrevoluciones y un motor-balanza que permita, igualmente, la lectura directa del par.

- Medida, por el método de las pérdidas separadas, del rendimiento del motor eléctrico de arrastre.

9. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE UN VENTILADOR CENTRIFUGO

9.1 ELEMENTOS BASICOS

9.2 DESCRIPCION DE ELEMENTOS BASICOS

9.2.1 Rodete. Dispositivo que gira solidario con el eje del ventilador y posee un cierto número de álabes que entregan energía al fluido en forma de energía cinética y energía de presión.

9.2.2 Carcasa. Dispositivo que transforma la energía dinámica en energía de presión y recoge además con mínimas pérdidas de

energía el fluido que sale del rodete, conduciéndolo hasta el sistema de descarga.

9.2.3 Cono de Entrada. Elemento que se encarga de minimizar las pérdidas de energía y las turbulencias del aire en la succión del ventilador.

9.2.4 Soportes. Es la estructura que soporta al ventilador y las cargas estáticas y dinámicas generadas por él.

9.2.5 Area de Succión. Area por el cual entra al ventilador el flujo de aire.

9.2.6 Area de Descarga. Area por el cual sale del ventilador el flujo de aire de trabajo.

9.3 FUNCIONAMIENTO

Este nombre se refiere a la forma en la cual comunica el ventilador la energía al fluido. El fluido entra en el ventilador

a través de una abertura concéntrica con el eje de una pieza que gira a gran velocidad, llamado rotor. El rotor está provisto de álabes radiales solidarios con el mismo. El fluido circula entre los álabes hacia el exterior a causa de la fuerza centrífuga y abandona el rotor con una velocidad mayor que a la entrada. La salida del fluido se recoge en una carcasa en espiral llamada voluta y sale del ventilador a través de una conducción tangencial a la voluta.

Toda la energía recibida por el fluido procede del rotor que a su vez la recibe mediante el par de un eje giratorio arrastrado por un motor.

RANGOS TIPICOS DE OPERACION

TIPO	CFM	PE
Aletas rectas industriales	500-70000	0.5-20 pul.agua
Aletas curvadas hacia adelante	400-300000	0.25-10 pul.agua
Aletas curvadas hacia atrás	300-300000	0.25-10 pul.agua
Aletas o álabes aerodinámicos	500-300000	0.25-15 pul.agua
Turbosopladores	140-15000	7-70 pul.agua

Con base en la información descrita anteriormente, nuestro trabajo empleará un Ventilador Centrífugo.

10. MATERIALES DE CONSTRUCCION

Los materiales de construcción y los tipos de sellos dependen de la composición del gas que se maneje. Los materiales estándar incluyen hierro fundido y acero al carbono para carcasas; aluminio y acero al carbono en los impulsores y acero al carbono para los árboles. En algunos casos se pueden requerir otros materiales. Por ejemplo, si el ventilador tiene que mover una mezcla húmeda de amoníaco, dióxido de carbono y aire, puede ser necesario el acero inoxidable (304 o 316) para todas las piezas que hacen contacto con el gas.

Se utilizan también los plásticos reforzados con fibra de vidrio (FRP), aunque tienen limitaciones en la presión. Por ejemplo, se construyó un ventilador de 7.5 in de diámetro para 120.000 ft³estándar/min para una presión estática máxima de sólo dos (2) in de agua.

Los de FRP, con aspas, de inclinación hacia atrás, pueden manejar flujos de 65.000 ft³/min a una presión estática de tres (3) in y velocidad de 8.200 ft/min en la punta. Con soportes y refuerzos especiales, los ventiladores de FRP con aspas radiales pueden manejar presiones hasta de 20 in de agua, con caudal hasta de 45.000 ft³/min y velocidad de 16/500 ft/min en las puntas de las aspas.

La resistencia a la corrosión se puede aumentar con materiales especiales de revestimiento, a menudo obtenibles con los fabricantes y a menor costo que los materiales especiales. Sin embargo, la buena aplicación del revestimiento depende mucho de la experiencia en aplicaciones anteriores, en un servicio similar.

Los revestimientos por lo general se clasifican como de secado al aire, como las pinturas especiales, asfalto resinas epoxi, fenólicas de secado al aire, vinilo, siliconas o zinc inorgánico, y de secado en horno, como el poliéster, con refuerzo de fibra de vario o sin él, el cloruro de polivinilo, las epoxi

y las fenólicas secados en horno.

Cuando se especifique un revestimiento, hay que indicar la zona y el espesor de la aplicación. La preparación de la superficie y el método de aplicación deben ser los indicados por su fabricante. Por lo general, en las propuestas del fabricante del ventilador se suelen incluir las superficies tratadas con chorro de arena o de perdigones, pero no las preparaciones especiales.

Puede ser imposible aplicar revestimiento de secado en horno en las superficies internas y externas completas; en algunos casos, es posible que resulte satisfactorio sólo en las superficies para la corriente de aire y mucho menos costoso. Por ejemplo, en un soplador para comprimir 100 ft³ reales/min de amoníaco y sulfuro de hidrógeno desde 18 hasta 21 psia, su fabricante recomendó revestir sólo las partes internas con Heresite (Heresite and Chemical Co., Manitowoc, WI) a un costo de alrededor de 1.000 dólares por soplador.

Las temperaturas permisibles para los revestimientos deben ser mayores, por un amplio margen que las esperadas de funcionamiento. El caucho, que se utiliza a veces, está limitado a unos 180°F. La velocidad en las puntas de ruedas revestidas con caucho es de unos 13.000 ft/min (o menor para capas gruesas).

Como regla general, el límite superior de la velocidad en las puntas de los ventiladores industriales modernos grandes es de unos 40.000 ft/min; a esa velocidad se pueden lograr aumentos de presión del 25% con aire. Si la rueda tiene cualquier revestimiento, debe funcionar a velocidad más baja, con lo cual se limita la relación de presiones.

Los revestimientos con resinas epoxi, como la Coroline o las poliéster, como la Flakeline (fabricadas por Ceilcote Co., Berea, Ohio), sirven también para proteger las superficies del ventilador contra los gases corrosivos. Estos revestimientos y los similares se pueden utilizar para velocidades en las puntas hasta de 20.000 a 28.000 ft/min. Sin embargo, si hay partículas abrasivas, polvo o gotitas de líquido en la corriente de gas, puede fallar el revestimiento y hay que fabricar el ventilador con materiales adecuados.

Para reducir costos, algún fabricante puede recomendar aplicar un recubrimiento en el árbol y algunos componentes de baja velocidad y utilizar superficies metálicas adicionales atornilladas, remachadas o aplicadas con pistola en las piezas de alta velocidad. Pueden ser satisfactorias la aleaciones Colmonoy 5 (Wall Colmonoy Corp., Detroit, Mich.), Stellite 3 y 5 (Stellite Div., Cabot Corp., Kokomo, Ind.) e Inconel X (Internacional Nickel Co., Huntington, W.Va.) en medios sujetos

a corrosión por esfuerzo por el sulfuro de hidrógeno. Si la construcción del ventilador lo permite, se pueden emplear placas de Inconel X, de Hastelloy (Stellite Div., Cabot Corp.) u otros materiales, atornilladas o remachadas para minimizar la erosión.

Cada fracción tiene sus propios métodos de construcción de los ventiladores. Las carcasas e impulsores pueden ser remachados, soldados, moldeados o atornillados. Los cojinetes pueden ser del tipo de manguito (chumacera) o antifricción y, según sean la velocidad, carga y temperatura, pueden ser autolubricados o necesitar sistema de lubricación. La duración mínima y la temperatura máxima para cojinetes antifricción, se deben especificar de acuerdo con las normas ANSI. Por lo general, se acepta una duración mínima de 30.000 horas; pero, en ventiladores de trabajo pesado, 50.000 horas es una cifra conservadora. Las temperaturas de los cojinetes, medidas en el interior, no deben exceder los 180°F.

11. INSTALACION DE VENTILADORES

11.1 MONTAJE

El grupo motor-ventilador puede fijarse con pernos a los herrajes empotrados al efecto en un bloque de hormigón suficientemente robusto para evitar cualquier deformación. El nivel superior del bloque de hormigón sobrepasará como mínimo 10 cm el del suelo.

Este sistema de fijación rígida puede dar completa satisfacción desde el punto de vista de solidez, pero no desde el punto de vista de la insonorización. Un ventilador de gran potencia no puede nunca estar perfectamente equilibrado por muy cuidada que haya sido su construcción; cuando una máquina de este tipo está en funcionamiento, existen diferentes fuerzas que tienden a hacerla oscilar simultáneamente de modo horizontal y vertical. Dichas oscilaciones se transmiten íntegramente al edificio que alberga las máquinas a través del suelo, sobre el que están fijadas de una forma rígida.

Figura 55. Amortiguamiento de las vibraciones en función del tiempo.

En cambio, si se interpone un material resiliente entre la máquina y su soporte, aquella podrá moverse libremente de forma que la inercia del sistema impida la transmisión de las fuerzas de vibración en su totalidad. Si el dispositivo de montaje está bien diseñado, las vibraciones transmitidas al soporte pueden ser muy reducidas en comparación con la amplitud de oscilación

del grupo.

La protección contra la transmisión de las vibraciones puede efectuarse por alguno de los procedimientos siguientes:

- a) Construcción del bloque de fijación dentro de una fosa rellena de material resiliente (caucho o corcho expandido).
- b) Interposición de discos troncocónicos de caucho entre el soporte del grupo y el bloque de hormigón.
- c) Interposición de resortes entre el soporte y su bloque de fijación.

Cada uno de dichos métodos puede dar resultados excelentes a condición de tener en cuenta ciertas consideraciones.

El mecanismo de las vibraciones es extremadamente complejo; para simplificar el problema sólo se tendrá en cuenta el caso de un ventilador de eje horizontal, considerándolo montado según uno de los tres procedimientos descritos. Hagámosle abandonar su posición de equilibrio desplazándolo hacia abajo y, a continuación, abandonémosle: el conjunto se pondrá a vibrar en sentido vertical oscilando alrededor de su posición de equilibrio con amplitud decreciente en el tiempo. Este fenómeno

puede representarse, en forma sencilla, por la sinusoide amortiguada de la figura . El número de oscilaciones completas por segundo, f , se llama frecuencia de resonancia. Un montaje antivibrante no será eficaz mientras f no sea al menos dos veces menor que la frecuencia de vibración F del aparato. Cuanto menor sea f en comparación con F , mejor será el aislamiento acústico.

La relación entre la fuerza transmitida al suelo a través de un montaje antivibrante y la que sería transmitida si la fijación fuera rígida, se denomina coeficiente de transmisión T y se puede calcular aproximadamente por medio de la fórmula:

$$T = \frac{1}{\left(\frac{F}{f}\right)^2 - 1}$$

El tanto por ciento de reducción de la vibración R , de un montaje puede expresarse por la ecuación:

$$R = 100(1-T)$$

Existen diagramas que permiten calcular R en función de la frecuencia de vibración del grupo F y de la frecuencia de resonancia f o de la amplitud de desplazamiento estático del sistema expresado en mm.

11.1.1 Ruido de los Ventiladores. Independientemente del ruido ocasionado por las vibraciones del aparato, en todo ventilador se originan otros ruidos de origen puramente aeráulico.

El nivel del ruido de un ventilador axial es del mismo orden que el ocasionado por un aparato centrífugo y en ambos el nivel más bajo corresponde al rendimiento máximo (de donde el gran interés en elegir siempre un ventilador con gran cuidado con el fin de que pueda trabajar en condiciones óptimas). Si el caudal es tan bajo que el fluido no puede recorrer completamente la forma del álabe, el nivel de ruido alcanza valores considerables (muchas veces se cree que un ventilador axial es ruidoso, pero esto no es cierto y lo que en realidad sucede es que estos ventiladores se suelen escoger mal).

En los casos en que se desee un funcionamiento absolutamente silencioso, debe consignarse esto en la nota de pedido del ventilador con el fin de que se haga un estudio especial adecuado al caso.

11.2 ACCIONAMIENTO

11.2.1 Acoplamientos. El accionamiento del ventilador por medio de un motor eléctrico puede realizarse con acoplamiento directo

o con correas trapezoidales.

En el caso de acoplamiento directo éste puede efectuarse por:

11.2.1.1 Acoplamiento con bridas de Metal. Tiene el inconveniente de ser excesivamente rígido (las vibraciones del motor se transmiten al ventilador y de él a las canalizaciones). Este método se emplea cada vez menos, teniendo en cuenta que en las instalaciones modernas se tiende a evitar ruidos y vibraciones.

11.2.1.2 Acoplamiento con disco de Fibra o de Caucho. Consiste en interponer un disco de fibra o de caucho entre las dos bridas antes del apriete. Su eficacia no es absoluta pero representa una mejora sensible con relación al método antes descrito.

11.2.1.3 Acoplamiento Flexible. El acoplamiento se efectúa a través de una banda de caucho (figura), presentando la gran ventaja de evitar totalmente la unión metal-metal. La transmisión de las vibraciones es prácticamente imposible y las sacudidas en el arranque son amortiguadas.

En todo montaje con acoplamiento directo deben tomarse algunas precauciones elementales pero extremadamente importantes, como son el perfecto paralelismo de las bridas y el buen alineamiento

de los árboles; de lo contrario se llegaría a un rápido deterioro de estos últimos y a un desgaste anormal de los cojinetes.

El arrastre con correa trapezoidal es el medio radical para eliminar la transmisión de las vibraciones. La tensión de la correa puede variarse deslizando el motor sobre unos carriles, o bien podrá utilizarse una correa extensible permitiendo montar el motor y el ventilador sobre soportes elásticos. De evitarse el tensar excesivamente la correa y el empleo de grapas metálicas de unión que producen ruido y choques. La distancia entre los ejes de las poleas debe ser, como mínimo, tres veces el diámetro de la mayor, sin sobrepasar 1,50 m como máximo.

Otros métodos de acoplamiento, aunque de empleo muy limitado, son los de cadena y de engranajes.

Los ventiladores de poca potencia se construyen en forma de grupos ya dotados con su motor (eléctrico o de explosión). Al contrario, los ventiladores de mediana y de gran potencia deberán acoplarse a motores independientes a elegir por el mismo utilizador. En este último caso, el instalador deberá determinar las características del motor, procurando que su potencia sea sensiblemente más elevada

que la absorbida por el ventilador con el fin de precaver un

apriete anormal de las juntas estancas o un error en el cálculo de las pérdidas de carga.

Figura 56. Acoplamiento flexible.

Una vez determinada la potencia, debe hacerse la elección del tipo de motor: eléctrico, de vapor, de combustión interna, turbina de aire comprimido o de gas.

Los motores eléctricos son los de uso más corriente en razón de

su gran facilidad de utilización; los de vapor se reservan para aquellas instalaciones que se encuentren en la proximidad de un central de vapor; los de combustión interna para la realización de equipos móviles de socorro o donde no exista otra fuente de energía.

Las turbinas de aire comprimido, aunque de empleo poco corriente, se utilizan para el accionamiento de pequeños ventiladores portátiles en lugares donde exista una red de distribución del mismo. Las turbinas de gas se utilizan, a veces, para el accionamiento de ventiladores de gran potencia, especialmente en instalaciones mineras donde existan gasógenos que proporcionen un combustible apropiado (teniendo en cuenta la elevada velocidad de rotación de las turbinas, éstas se acoplan a los ventiladores por medio de dispositivos reductores de velocidad).

11.2.2 Motores Eléctricos. Uno de los primeros factores a tener en cuenta en la elección del motor es la velocidad de rotación. Normalmente, siempre puede encontrarse una velocidad de giro que corresponda a la del ventilador, de no ser así se deberá prever un acoplamiento con correa cuidadosamente calculado.

Los diferentes motores eléctricos utilizables para el arrastre de ventiladores pueden clasificarse en:

11.2.2.1 Motores de Velocidad Constante.

c.c. Shunt, compound.

c.a. Monofásica: inducción, de doble alimentación.

c.a. Trifásica: rotor en cortocircuito, rotor bobinado, sincros de gran velocidad.

11.2.2.2 Motores de Velocidad Variable.

c.c. Shunt con campo variable, con resistencia variable, con tensión variable.

c.a. Monofásica: repulsión.

c.a. Trifásica: rotor en cortocircuito, rotor bobinado.

11.2.3 Motores de Vapor. El accionamiento de ventiladores con motores de vapor sólo es interesante en aquellos casos en que se quiera aprovechar el vapor (o el calor) producido en las cercanías de la instalación de ventilación. El motor de vapor típico para el arrastre de ventiladores es la turbina acoplada directamente o por el intermedio de una caja de velocidades; una

instalación de este tipo proporciona gran seguridad de funcionamiento teniendo en cuenta que las averías de estas máquinas son excepcionales y que el sistema es independiente de la red de suministro de energía eléctrica. Además, permite el empleo de presiones elevadas y diámetros mínimos para las canalizaciones. Su inconveniente estriba en el elevado precio de compra de la turbina.

Las máquinas corrientemente empleadas son las turbinas axiales o radiales con uno o varios rotores Curtis.

Las curvas características dadas por el fabricante nos permiten calcular el rendimiento termodinámico en función de la velocidad periférica, para una velocidad de vapor dada, según el número de ruedas o rotores de la turbina y el consumo específico a diferentes velocidades de rotación en función de la presión de vapor saturado en el inyector.

La regulación se efectúa en la entrada de vapor por medio de una válvula o bien, en grandes máquinas, regulando el inyector. Toda turbina de vapor está equipada con cuentarrevoluciones, válvula de seguridad, manómetro, termómetro y regulador de velocidad actuando sobre la de vapor. Este último accesorio es de primordial importancia y debe conservarse cuidadosamente en buen estado.

(Si por cualquier razón de explotación, la potencia absorbida por el ventilador disminuye y el regulador no funciona, la turbina se acelera con grave riesgo de deterioro e incluso de desintegración bajo la acción de la fuerza centrífuga).

11.2.4 Motores de Combustión Interna. El motor de combustión interna puede ser del tipo Diesel o de gasolina. Los motores Diesel se utilizan para el arrastre de ventiladores de gran potencia. Su entretenimiento es bastante económico. El arranque se efectúa con aire comprimido o por medio de un motor auxiliar de poca potencia, aunque suficiente para arrastrar el motor principal hasta su velocidad de encendido a pesar del par resistente del ventilador.

Los motores de gasolina sólo se emplean para ventiladores de media y baja potencia y sólo en casos justificados, debido al precio elevado del carburante que utilizan.

11.3 DISPOSICION EN EL CIRCUITO

11.3.1 Diferentes Posiciones Posibles. La presión total que debe engendrar un ventilador instalado en un circuito es igual a la suma de las tres presiones siguientes:

p_u = presión o depresión útil.

p_d = presión dinámica $\frac{v^2}{2g}$ w en kg/m²

p_r = presión correspondiente a las pérdidas de carga en el circuito.

11.3.2 Ventilador Unico. Generalmente, el objeto de un ventilador es transportar un cierto caudal de fluido entre dos zonas en las cuales existe una misma presión; en este caso la curva característica del circuito (figura), es una curva de pérdida de carga, es decir, una parábola que pasa por el origen de coordenadas.

A veces, la zona de aspiración y la de impulsión se encuentran a presiones diferentes. La curva característica del circuito seguirá siendo una parábola de pérdida de carga, pero, en lugar de pasar por el origen de coordenadas, pasará por un punto del eje de presiones cuya distancia al origen representa la diferencia de presiones existentes en los dos ambientes.

En todos los casos, el punto de funcionamiento del ventilador se encuentra en la intersección de la curva característica del ventilador y de la característica del circuito.

11.3.3 Varios Ventiladores funcionando en Paralelo. Cuando varios ventiladores funcionan en paralelo en un mismo circuito, el conjunto de esos ventiladores equivale a uno sólo cuya curva característica de funcionamiento se deduce de las de cada uno de aquellos, efectuando la adición de abcisas para una misma ordenada (figura).

Figura 57 a). Ventilador impulsado en un circuito que vierte a

una cámara bajo presión; b) Ventilador aspirando en una cámara a depresión; c) Ventilador aspirando e impulsando.

La puesta en paralelo de varios ventiladores puede provocar ciertas dificultades si no conseguimos (por medio del trazado de las curvas características y de la curva resultante) que para la marcha en paralelo, el punto de funcionamiento posible de cada uno de los ventiladores sea único. Es decir, ventiladores que posean una curva característica pasando por un máximo, deben conectarse en paralelo solamente para un punto de funcionamiento cuya presión sea netamente inferior a la correspondiente para caudal nulo.

Figura 58.

11.3.4 Varios Ventiladores funcionando en Serie. Cuando varios ventiladores funcionan en serie en un mismo circuito, el conjunto de ellos equivale a un ventilador único cuya curva de funcionamiento se deduce de las correspondientes a cada ventilador adicionando las ordenadas para una misma abscisa (figura)

Figura 59.

11.3.5 Aplicaciones a la estructura de Ventiladores. Las posibilidades de puesta en paralelo o en serie se utilizan en

la estructura propia de ciertos ventiladores.

- Ventiladores con rotor de doble entrada que equivalen a dos ventiladores de rotor simple, puestos en paralelo.

- Ventiladores multicelulares que equivalen a varios ventiladores funcionando en serie.

12. REGULACION

Sabemos que el punto de funcionamiento de un ventilador, transportando un fluido en un circuito dado, es un punto único.

Frecuentemente, una instalación debe funcionar con régimen variable y, en consecuencia, es necesario poder variar el caudal transportado por el ventilador dentro de su circuito. Ello nos será posible utilizando un dispositivo de regulación que modifique la curva característica del circuito, o bien la curva de funcionamiento del ventilador.

12.1 REGULACION MODIFICANDO LA CURVA CARACTERISTICA DEL CIRCUITO

Esta regulación consiste en obturar parcialmente el conducto de aspiración o el de impulsión de un ventilador, de modo que se aumente la pérdida de carga del circuito; es decir, el punto de funcionamiento se desplazará hacia los caudales menores, siguiendo la curva característica.

Diferentes dispositivos, tales como válvulas, registros, persianas, etc., permiten obtener una variación continua del caudal.

12.2 REGULACIONES MODIFICANDO LA CURVA DE FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR

Este tipo de regulación actúa sobre los triángulos de velocidades del ventilador o sea sobre sus características y pueden clasificarse según tres métodos.

- Regulación con álabes móviles colocados a la entrada del rotor.

Estos álabes crean una pre-rotación del fluido antes de su entrada al rotor, lo cual provoca la deformación del triángulo de velocidades de entrada (en esas condiciones, la velocidad absoluta deja de ser normal a la velocidad de arrastre) (*).

(*) Pre-rotación. Para poder estudiar el efecto del conducto de aspiración sobre el funcionamiento del rotor, es preferible tener en cuenta una parte del tubo de aspiración, ya que la reacción ejercida por el rotor sobre el fluido circulante puede hacerse patente a distancias considerables antes de la entrada al ventilador. La circulación de fluido antes, en y después del rotor es posible gracias a la reducción de la línea de carga por

debajo de su nivel con caudal nulo.

Debe tenerse en cuenta que los fluidos no pueden transmitir una tensión, es decir, no pueden ser "succionados", sólo son "empujados" por el exceso de presión. Todo dispositivo que aspire un fluido da lugar a una reducción de presión local provocando con ello una reducción de la línea de carga necesaria para la circulación de dicho fluido.

Para llegar al rotor, atravesarlo y salir del ventilador, el fluido sigue el trayecto de menor resistencia, según la línea de carga. Para entrar en los canales rotóricos, con un mínimo de perturbación, el fluido adquiere una cierta pre-rotación; su sentido de giro depende del ángulo de entrada al rotor del caudal y de la velocidad periférica, los cuales determinan como sabemos, el triángulo de velocidades de entrada.

El principio de menor resistencia es completamente general para todo intercambio de energía; de hecho, es una forma más de presentar la segunda ley de la Termodinámica.

Es evidente que si el fluido entra en el rotor con un ángulo parecido al ángulo de entrada β_2 , la resistencia que se opone a la circulación del fluido será mínima. Para una velocidad de rotación dada, habrá un caudal bien determinado para el cual el

fluido entrará en el rotor sin pre-rotación (figura).

Para un caudal considerablemente inferior al nominal y con el fin de que el fluido entre con un ángulo parecido al de entrada, dicho fluido adquirirá una pre-rotación de mismo sentido que el de rotación del rotor (figura). Para un caudal superior al nominal, la pre-rotación se efectúa con sentido opuesto al de rotación (figura). Debe aclararse que la rotación del fluido a su llegada al rotor, no es debida a la rotación de este último ya que, evidentemente, un rotor no puede provocar la rotación en sentido contrario del fluido (lo cual es frecuente en el caso de caudales superiores al nominal).

Si el fluido, en su avance hacia el rotor, adquiere una cierta pre-rotación con mismo sentido de giro que el de rotación de los álabes, dicho rotor no podrá imprimir al fluido circulante la porción de velocidad tangencial y la entrada de los álabes será inactiva (no absorberá ninguna potencia en el eje). Poco importa que la pre-rotación sea debida a la forma del conducto de aspiración o a un excesivo ángulo de entrada al rotor, el resultado es que la altura interna será menor y el término sustractivo de la ecuación de Euler no será nulo.

Con lo cual, si consideramos la ecuación de Euler, vemos que según el sentido de pre-rotación (sentido de la proyección de

la velocidad absoluta sobre la velocidad de arrastre), la altura teórica es mayor o menor que la nominal para un caudal determinado.

12.3 REGULACION QUE MODIFICA LA INCIDENCIA DE LOS ALABES DEL ROTOR

Por razones de orden mecánico. Esta regulación sólo es posible con ventiladores helicoidales. Consiste en hacer girar simultáneamente los álabes alrededor de sus ejes respectivos; esto modifica la dirección de la velocidad relativa de entrada y la dirección de la velocidad relativa de salida. (Es decir, se modifica el valor de las velocidades absolutas de entrada y de salida, o sea el caudal para una presión dada).

12.4 REGULACION POR VARIACION DE LA VELOCIDAD DE ARRASTRE

Los ventiladores están sometidos, como todas las turbomáquinas a las leyes de afinidad y que, en un ventilador, son:

- 1) El caudal varía proporcionalmente a la velocidad.
- 2) La presión varía proporcionalmente al cuadrado de la velocidad.

3) La potencia varía proporcionalmente al cubo de la velocidad.

Estas leyes nos muestran el interés incontestable de la variación de la velocidad para modificar las características del ventilador. Dicha variación de velocidad puede efectuarse de dos formas diferentes:

a) Con motores de velocidad variable.

b) Con acomplamientos de demultiplicación variable.

c) Motores de velocidad variable. - Podemos distinguir la turbina de vapor, el motor de combustión interna y el motor eléctrico de velocidad variable.

Los motores de velocidad variable más corrientemente utilizados son los eléctricos y, de ellos los del tipo asíncrono. La velocidad de carga N de un motor de este tipo viene dada por la fórmula:

$$N = \frac{120f}{2p}(1 - g)$$

f = frecuencia de la red de distribución eléctrica en Hz
 = par de polos.

2 = número de polos.

g = deslizamiento.

De donde, la velocidad podrá modificarse variando g, p o f.

La regulación de la velocidad variando la frecuencia de la red de distribución eléctrica consiste en alimentar el motor bajo frecuencia y tensión variables (variando la tensión proporcionalmente a la frecuencia). En estas condiciones, la variación de velocidad se efectúa prácticamente sin pérdidas y de forma sensiblemente proporcionalmente a la frecuencia, sin que deje de mantenerse constante el par motor.

La modificación del número de polos sólo permite variaciones de velocidades en forma discontinua pero ofrece la ventaja de hacerlo con rendimiento muy elevado. Los motores de dos polaridades permiten el funcionamiento a dos velocidades según la relación de 1 a 2. Pueden realizarse motores con 2, 3 o 4 velocidades (en este último caso, el motor está dotado de dos arrollamientos estáticos, cada uno de los cuales puede

conectarse en simple o en doble polaridad.

Para un par motor dado, el deslizamiento puede ser modificado insertando resistencias en el arrollamiento secundario. El deslizamiento viene dado por la fórmula:

$$g = \frac{R_1 + R_2}{R_2} g_0$$

R_1 = resistencia conectada al secundario.

R_2 = resistencia del arrollamiento secundario.

g_0 = deslizamiento con rotor en cortocircuito para un par motor dado C.

g = deslizamiento con resistencia $R_1 + R_2$ en el rotor para el mismo par motor C.

La modificación del deslizamiento permite una variación de la velocidad dentro de márgenes bastante amplios, pero tiene el inconveniente de dar un rendimiento mediocre para velocidades muy distintas de la de funcionamiento (prácticamente, el rendimiento se reduce según la relación $N: N_0$, en la que N representa la velocidad de servicio y N_0 la velocidad normal

de funcionamiento con rotor en cortocircuito).

b) Acoplamiento indirecto. - Podemos distinguir: acoplamiento con correa, caja de velocidades de engranajes y electromagnética, convertidor de corriente hidrodinámica.

El primer sistema (ya descrito anteriormente) tiene la ventaja de ser muy sencillo y poder obtener cualquier velocidad, con un motor de velocidad constante, cambiando sólo la relación entre los diámetros de las poleas.

La caja de velocidades con engranajes se utiliza frecuentemente para la regulación de ventiladores de gran potencia. Este mecanismo es de gran robustez y de funcionamiento muy sencillo. El engrase de estos variadores se realiza por medio de un bomba de aceite. Su rendimiento es excelente, no bajando nunca del 90%.

La caja de velocidades electromagnéticas es una combinación de trenes de engranajes planetarios con electroimanes. Pueden ser de 2, 4, 8 y 12 velocidades.

Figura . Curva característica del ventilador centrífugo. La zona útil que es la circundante del punto de rendimiento óptimo, queda reflejada por la sección de trazo grueso.

Los convertidores de par hidrodinámico consisten en bombear un líquido con una bomba centrífuga directamente a los álabes de una turbina (todo ello formando un solo conjunto o grupo). La bomba constituye el primario y, al girar, comunica una cierta velocidad al fluido situado entre sus álabes radiales (y por tanto, una cierta energía cinética). A su salida del primario, el líquido ataca oblicuamente los álabes del secundario al que comunica una parte de su

Figura . Curva característica del ventilador axial en distintas posiciones de los álabes móviles.

energía cinética. La velocidad del secundario es inferior a la del primario (precisamente esta diferencia de velocidades es la que crea la circulación del fluido). O la que produce un cierto deslizamiento de los álabes secundarios con relación a los primarios. Durante el funcionamiento del reductor, una bomba permite variar la cantidad de líquido contenido en el mismo recipiente recoge su excedente cuando el aparato no funciona con deslizamiento mínimo. Este dispositivo tiene la ventaja de no emplear un acoplamiento mecánico entre el ventilador y su motor,

lo cual permite reducir en grandes proporciones la transmisión de las vibraciones del grupo; la pérdida de energía, funcionando con gran deslizamiento, es relativamente débil a pesar del rendimiento mediocre, ya que en esas condiciones la potencia absorbida (varía con el cubo de la velocidad) es muy baja.

Figura . Rotor de un ventilador axial para caudal regulable de 45 a 93 m³/s, dotado de dispositivo de regulación álabes orientables durante el funcionamiento. Diámetro 1.820 mm; presión: 150-440 mm H₂O; velocidad de rotación: 1.480 r p m.

12.5 COMPARACION DE LOS DIFERENTES METODOS DE REGULACION

La regulación por obturación parcial de la canalización es, evidentemente, el menos favorable de todos los sistemas posibles, sobre todo desde el punto de vista del rendimiento con carga reducida, ya que la pérdida de carga introducida por el órgano de regulación representa una potencia inútil.

Las regulaciones basadas en la variación del triángulo de velocidades son mucho más favorables. La regulación con álabes orientables en la aspiración es particularmente adecuada para ventiladores de gran velocidad específica. En efecto el segundo término de la ecuación Euler es tanto más importante con relación al primer cuanto menos se diferencie el diámetro de entrada del rotor del de salida, es decir, cuanto más crezca la velocidad específica, más tendrá el ventilador hacia el tipo helicoidal.

Como se sabe, en los ventiladores centrífugos los álabes están unidos al rotor de forma fija y rígida, por ello poseen por sí mismos, una curva característica única e invariable (figura). Por razones de construcción y de fabricación, los álabes de los ventiladores axiales se fijan al cubo, esto permite que con ventilador parado, dichos álabes puedan orientarse en una posición conveniente para la potencia de salida y proporcionen una curva característica del tipo de la figura . La figura muestra el rotor de un ventilador de álabes orientables con el ventilador en funcionamiento, este tipo de regulación

proporciona resultados muy satisfactorios, pero representa una gran complicación de tipo mecánico.

Tal como se ha indicado uno de los mejores métodos consiste en emplear una regulación por variación de la velocidad de arrastre, ya que no da lugar a pérdidas de carga ni a costosos dispositivos mecánicos, todo y conservando un buen rendimiento.

13. PARAMETROS PARA LA SELECCION DE UN VENTILADOR

Los ingenieros, a menudo, admiten que el equipo de ventiladores en una planta de procesos químicos a veces es algo que se da por sentado. Los ventiladores tienden a ocasionar menos problemas que otras máquinas y componentes de sistemas. Es cierto que los ventiladores son máquinas más bien sencillas, pero la confiabilidad depende de la selección y aplicación correctas.

La selección depende, primero, del rendimiento del flujo y presión requeridos para la aplicación. Otros factores, que pueden eliminar ciertos ventiladores o tipos de ventiladores, son las partículas y los productos químicos en la corriente de aire, restricciones en el tamaño y en el espacio, temperatura de la corriente de aire y el ruido. Por último, la evaluación de los costos de capital y de operación definirá cuál es el ventilador más económico.

13.1 RENDIMIENTO DEL SISTEMA DE LOS VENTILADORES

Rendimiento es el volumen del flujo de aire (ft^3/min) y la presión estática (in de agua manométricas), requeridos para vencer la resistencia al flujo. La elección del ventilador que cumpla esos requisitos o los supere, parece ser cosa fácil, pero hay que tener en cuenta ciertos obstáculos.

Primero ¿qué tan exacto y confiable es el cálculo de la resistencia del sistema?. Un ventilador con curva de presión estática con mucha pendiente, entregaría el volumen de aire especificado, a pesar de cambios o errores pequeños; mientras que en uno con curva plana habría un cambio grande en el flujo de aire. Además, un ventilador con curvatura hacia atrás no se sobrecargaría a pesar de los cambios en la resistencia del sistema, por lo cual podría elegirse con más confianza el tamaño del motor correspondiente.

Otro factor es que las capacidades nominales de los ventiladores no corresponden todas a las mismas condiciones. Lo normal es que los ventiladores de hélice y para techo funcionan a su capacidad nominal sin necesidad de ductos; la mayor parte de los otros dependen de ductos de entrada y de salida o de ambos para el funcionamiento a su capacidad. Hay la ventaja de que los detalles para determinar la capacidad nominal por lo común aparecen junto con las tablas de sus valores en los catálogos del fabricante,

y los ventiladores tienden a ser clasificados en configuraciones similares a las de empleo más común.

Figura . Los ventiladores para aire limpio, a veces tienen conos de entrada con forma de venturi.

Los ventiladores para aire limpio en edificios o sistemas de proceso pocas veces tienen ductos de entrada. Los ventiladores con inclinación hacia atrás, con curvatura al frente y centrífugos en línea para esas aplicaciones tienen un cono de

entrada liso en forma de venturi que minimiza las pérdidas. Los ventiladores de puntas radiales suelen tener esos conos. (Figura).

Los ventiladores con conos de entrada pueden o no tener ductos de entrada cuando se determina su capacidad nominal, pero se acostumbra que tengan ductos de salida. Los ventiladores sin esos conos deben tener ductos de entrada o entradas con venturi externo.

Los ventiladores axiales se suelen instalar dentro de un ducto y lo normal es que se los especifique para trabajar con ductos de entrada y salida. Sin embargo,, algunos fabricantes establecen la capacidad nominal con transiciones divergentes en la salida que convierten la presión de velocidad (energía cinética) en presión estática; esto se puede prestar a confusiones, en especial cuando se compara el ventilador de un fabricante con el de otro. La clasificación para ventiladores centrífugos grandes, de alto caballaje, se puede hacer con diferentes condiciones en la salida. Una transición, conocida como ensanchamiento, aumenta el área en la salida, con lo cual se logra más presión estática.

La conversión de energía cinética en presión estática es de rutina en el diseño de sistemas de ventiladores. Cuando el flujo

de aire entra en un ensanchamiento del ducto, aumentará la presión estática porque se reduce la velocidad y, por tanto, la energía cinética. La presión total permanece constante, excepto que hay una ligera pérdida de eficiencia por lo abrupto del ensanchamiento del ducto.

En la figura se presenta un ejemplo. Hay un ejemplo. Hay una diferencia de 1 in manométrica de agua en la presión de velocidad en el ensanchamiento del ducto, entre los puntos B y C. Un ensanchamiento de esa configuración (razón de áreas de 1.4:1 y ángulo de 7°) podría tener hasta un 94% de eficiencia al convertir la energía cinética en presión estática. En otras palabras, la resistencia total A-B-C-D es de sólo unas 14 in manométricas de agua, en vez de las 15 in que sería sin la recuperación de presión estática.

Este mismo principio se aplica en el caso de ensanchamiento o de salidas con cono de recuperación del ventilador. Sin embargo, su eficiencia no es tan elevada, debido a la turbulencia.

Dado que las conexiones están implícitas en las capacidades nominales de los ventiladores, hay que cerciorarse de que éstas sean las de la aplicación. Si no, se pueden corregir de acuerdo con las conexiones reales que se utilizarán. También es importante dejar espacio para todas las conexiones requeridas

y tener en cuenta que las conexiones de recuperación de presión pueden reducir la velocidad a menos de la mínima necesaria para evitar que se depositen las partículas que pueda llevar el aire.

Figura La transición en el ducto permite una conversión de presión de velocidad en presión estática con un 94% de eficiencia.

13.2 CLASE DEL VENTILADOR

La clase del ventilador es otra forma de describir su rendimiento. La Air Movement and Control Assn. (AMCA) en su Norma 2408-69 especifica el rendimiento respecto a la presión estática y velocidad mínimas para ventiladores clase I, II y III. Hay normas separadas para ventiladores con inclinación hacia atrás de anchura sencilla y doble, con curvatura al frente de anchura sencilla y doble y en línea con inclinación hacia atrás. Por ejemplo, la norma de clase para ventiladores con inclinación hacia atrás y anchura sencilla es:

Clase I: Presión estática de 5 in manométricas de agua a 2.300 ft/min hasta presión estática de 2.5 in a 3.200 ft/min.

Clase II: Presión estática de 8.5 in a 3.000 ft/min hasta presión estática de 4.25 in a 4.175 ft/min.

Clase III: Presión estática de 13.5 in a 3.780 ft/min hasta presión estática de 6.75 in a 5.260 ft/min.

Clase IV: Por arriba de los mínimos de la clase III. Hay la creencia de que la clase de ventiladores también indica los requisitos de construcción, como el calibre del metal que se utilizará, pero no es así. Un ventilador destinado a servicio de clase I puede cumplir con los requisitos de la clase II (cosa

que les conviene a algunos fabricantes), pero su construcción no es mejor de necesidad. Para lograr una construcción no es mejor de necesidad. Para lograr una construcción de calidad, se debe especificar un calibre mínimo del metal, no la clase del ventilador.

13.3 COMPOSICION DE LA CORRIENTE DE AIRE

El factor más importante para la selección del ventilador, después del rendimiento, es la composición de la corriente de aire. La humedad, los productos químicos corrosivos, los vapores o gases inflamables o explosivos y las partículas arrastradas por el aire imponen, cada uno, límites en la elección de ventiladores. En muchos casos, la composición de la corriente de aire requiere materiales de construcción incompatibles con ciertos diseños de ventiladores, y el aire cargado de partículas hace que la elección se reduzca sólo a los ventiladores radiales o de puntas radiales de construcción más resistente.

La carga de partículas se puede definir por el contenido máximo, medido en gr/pce (granos por pie cúbico estándar de aire) y el tamaño máximo (no el promedio) de las partículas. La mayor parte de los ventiladores para aire limpio pueden manejar hasta 0.02 gr/pce y tamaños hasta de 0.05 micra sin obstruirse. Más allá de estos valores, hay posibilidad de que se acumulen la humedad

o las partículas en las aspas de ventiladores con inclinación hacia atrás, con curvatura al frente o axiales o ocasionen desbalances, erosión y mal funcionamiento.

Figura Disposiciones de motores y cojinetes definidos por AMCA.

La corrosión se puede combatir en muchas formas. Casi todos los ventiladores se pueden proteger con pintura o revestimientos diversos, casi todos los centrífugos se construyen con aluminio

o acero inoxidable. En los últimos años, se han perfeccionado los ventiladores de plástico reforzado con fibra de vidrio (PRF), como opción económica razonable en servicio corrosivo, y se describirán en detalle más adelante.

Los vapores inflamables o explosivos requieren un estudio cuidadoso de todos los componentes del sistema. Hay normas para motores eléctricos a prueba de explosión, pero no para ventiladores. Los fabricantes ofrecen diversas formas de construcción resistente al chisporroteo, en la cual algunas piezas son de aleaciones no ferrosas para minimizar las posibilidades de generación de chispas entre dos componentes que tengan rozamiento o choquen entre sí. Sin embargo, no se elimina la posibilidad de producción de chispas por influencias externas, como partículas arrastradas en el aire, ni constituye garantía de seguridad.

La abrasión es un problema grave y un costo importante en el manejo de materiales. Pero no hay métodos confiables para predecir la abrasividad de un material o una corriente de aire en especial y, por tanto, no se puede predecir con exactitud la duración de un ventilador expuesto a la abrasión. Hay modificaciones en la construcción y componentes especiales que pueden prolongar la duración en servicio con la presencia de abrasivos, pero es mejor hacer la determinación individual del

tipo y características de cada ventilador.

Para cualquier corriente de aire contaminada, se deben suministrar ciertas características básicas. Un sello o cierre en el árbol contendrá los contaminantes y protegerá los cojinetes externos y las piezas contiguas. Las conexiones de entrada y salida con brida ayudan a sellar para evitar fugas, aunque los ventiladores de PRF a menudo tienen conexiones deslizables que se pueden adherir a ductos del mismo material para sellamiento positivo. Un drenaje en la parte más baja de la cubierta del ventilador impide la acumulación de humedad y permite el lavado periódico para eliminar las sustancias corrosivas o contaminantes que se pudieran adherir. Los ventiladores suelen tener una puerta de acceso para limpieza e inspección.

13.4 RESTRICCIONES DE TAMAÑO Y ESPACIO

Las limitaciones en el espacio físico disponible para una instalación, pueden imponer límites en la selección del ventilador. Hay formas de resolver esas limitaciones, muchas veces con el sacrificio de otra característica. Siempre que sea posible y en especial para instalaciones a la intemperie, hay que eliminar esas restricciones, a fin de poder cumplir con otras especificaciones que pueden ser más importantes.

El ahorro de espacio es una de las razones clave para escoger un ventilador axial o un centrífugo en línea. Cuando se instalan en los ductos, en los cielos rasos (plafones) o azoteas, estos ventiladores no requieren cuartos separados para el equipo y ahorran mucho espacio de piso. Por supuesto, también pueden ser la elección más económica en aplicaciones para baja presión y volumen mediano y alto.

Cuando la aplicación requiere un ventilador centrífugo, la disposición de la transmisión y de los cojinetes influye en las necesidades de espacio. En la figura se ilustran las disposiciones o arreglos más comunes definidos en las normas AMCA.

Los ventiladores con transmisión con bandas V por lo general se encuentran en las disposiciones uno, tres, nueve y diez (1, 3, 9 y 10). En la uno (1), ambos cojinetes están sobre un pedestal, y el motor puede montarse en el piso o en una base común. La disposición tres (3) requiere menor espacio que la uno (1), porque tiene un cojinete en cada lado del ventilador, pero tiene limitaciones porque uno de los cojinetes está frente a la entrada del aire. La disposición nueve (9), es similar a la número uno (1), excepto que el motor es de montaje lateral para ahorrar espacio; en el número diez (10) se ahorra espacio con el motor

montado dentro del pedestal de los cojinetes; pero, tanto la nueve (9) como la diez (10) tienen limitaciones para el tamaño del motor.

Los ventiladores con motor de acoplamiento directo suelen ser los de las disposiciones cuatro, siete y ocho (4, 7 y 8). La rueda del ventilador, en la número cuatro (4), se monta directamente al árbol del motor; por tanto su aplicación queda restringida por los límites de temperatura del motor. La disposición siete (7) es similar a la tres (3), pero con pedestal para el motor. La disposición ocho (8), similar a la uno (1), tiene pedestal para el motor y es adecuada para temperaturas altas o aire contaminado, porque el motor está lejos del ventilador.

Las disposiciones tres (3) y siete (7) suelen encontrarse en diseños de doble anchura y doble entrada (DADE) y en los comunes de anchura sencilla y una entrada (ASUE). Las disposiciones tres (3) y siete (7) ASUE no se recomiendan para ruedas de menos de 30 in porque los cojinetes obstruyen la entrada; los tipos DADE se utilizan para todos los tamaños. Por lo general, un ventilador DADE es aproximadamente un 75% más alto que uno ASUE, pero también necesita más espacio en el piso, como se ilustra en la figura.

13.5 TEMPERATURA

Los límites mínimo y máximo de temperatura dependen del tipo de ventilador y de la disposición de la transmisión. La temperatura de la corriente de aire está limitada en ventiladores que tienen el motor, la transmisión y cojinetes en la corriente de aire.

Las disposiciones uno, ocho, nueve y diez (1, 8, 9 y 10) no tienen estos componentes en la trayectoria del aire, pero pueden necesitar un enfriador o "arrojador del calor" del árbol entre la cubierta del ventilador y el cojinete interno, para impedir el paso de aire caliente por la abertura del árbol hacia el cojinete. En la figura se ilustra un enfriador, que básicamente es un conjunto de aspas de ventilador con un protector de seguridad.

La temperatura de la corriente de aire también influye en la velocidad segura de funcionamiento de un ventilador, y ésta depende de los materiales de construcción. Por lo general, los aceros pierden resistencia al aumentar la temperatura, y se vuelven quebradizos si la temperatura es muy inferior a 0°F, entonces, en ambos casos hay que reducir la velocidad. La mayor parte de los ventiladores funcionan dentro de los límites de -25°F a 1.000°F o más y en cualquier caso en el que la temperatura no sea de 70°F, es posible que se requiera corregir los límites estándar de velocidad de operación.

13.6 RUIDO

En general, los ventiladores más eficientes producen el mínimo ruido llevado por el aire; pero el ruido por vibración de las estructuras circundantes y el ruido mecánico ocasionado por la transmisión y el motor pueden ser más importantes en algunas situaciones. Además, un ventilador de tamaño inadecuado puede no estar funcionando dentro de sus límites (rango) de eficiencia pico. Aunque, por lo general, un ventilador con aspas aerodinámicas en la eficiencia pico, será menos ruidoso que uno radial en el mismo servicio, un radial en su eficiencia pico puede ser más silencioso que uno aerodinámico cuando se hace funcionar a éste fuera de sus límites de eficiencia pico.

Por ello, los aspectos del ruido se deben considerar para cada caso como parte del problema global de la selección del ventilador y no en una forma general. Al comparar las intensidades relativas del ruido, también es importante utilizar la medida uniforme de la potencia sonora nominal del ventilador (en watts o en dB), en vez de hacerlo con una medida no uniforme, como el nivel de presión del sonido en algún punto de referencia.

13.6.1 Atenuación del Ruido. Se debe instalar equipo para

tenuación de ruido en ventiladores que sobrepasen los límites establecidos. Sin embargo, es muy difícil especificar el nivel máximo del ruido de un ventilador.

La potencia del sonido generada por un ventilador depende del flujo, nivel de presión, tipo y configuración del impulsor. No es posible diseñar un ventilador silencioso para altos valores de presión; en los de dos (2) a tres (3) psi, no es raro que el nivel de potencia del ruido sea de 110 a 130 dB. Por supuesto, este tipo de ventiladores se debe instalar en un lugar alejado o modificarse con atenuadores de sonido para hacer que el nivel de ruido quede dentro de límites aceptables. En la Walsh-Healey Act y la Occupational Safety and Health Act (OSHA) se especifican los niveles sonoros permisibles en las zonas de trabajo.

Para disminuir la intensidad del ruido, se pueden utilizar silenciadores, aislamiento alrededor de los ductos y revestimiento en los muros o una caseta acústica. Las pérdidas de presión del ventilador en los atenuadores cilíndricos por lo general son de dos (2) in de agua o menos.

El equipo silenciador se puede instalar en los ductos de entrada o salida, cerca del ventilador o alrededor de la carcasa. Los fabricantes darán los datos del nivel de ruido generado por determinado ventilador; estos se suelen tomar de pruebas en la

fábrica en instalaciones típicas de campo de ventiladores similares.

Si los silenciadores de admisión y descarga están calculadora para las condiciones nominales de funcionamiento, darán la atenuación requerida. Se fabrican para colocarlos en ductos redondo o rectangulares, con materiales estándar o especiales y con relleno acústico especial para atmósferas corrosivas.

En ocasiones, cuando una aplicación necesita más bien un compresor, el costo de un ventilador y los accesorios asociados para atenuación del ruido puede ser menor que el de un compresor cuyo ruido máximo esté dentro de los límites permitidos.

13.6.2 Vibración. Los límites de vibración dependen de la velocidad. Una amplitud máxima pico a pico, media en las tapas de los cojinetes, se clasificaría como "buena" según la tabla siguiente. Las vibraciones 2.5 veces mayores que esos valores, se considerarían "ligeramente fuertes", pero todavía aceptables después de cierto tiempo de trabajo.

Rpm	Amplitud de vibración "buena", in
400	0.003
800	0.002
1.200	0.0013

1.800	0.0008
3.600	0.0005

A velocidades más bajas, digamos menores de 800 rpm, los valores de la amplitud aceptable de la vibración, tomados de tablas pueden no ser un buen criterio. Entonces es preferible limitar la velocidad de vibración del árbol a 0.01 in.

Hay que considerar el monitoreo de las vibraciones en ventiladores en servicio crítico, para dar alarma automática cuando llegan a un valor peligroso. Si se pide al fabricante balancear el conjunto rotatorio (ventilador y árbol) pueden minimizarse las vibraciones por esa causa. En los ventiladores grandes es posible que el impulsor se envíe desmontado al usuario. El fabricante debe ser el responsable de balancearlo hasta el punto convenido con el usuario.

13.7 EFICIENCIA Y FACTORES ECONOMICOS

Lo mismo que la selección de cualquier equipo, la de los ventiladores se basa en los aspectos económicos, una vez que se ha reducido el número de tipos y fabricantes probables. Por supuesto, el análisis debe incluir, además del costo inicial, los de operación, mantenimiento y servicio.

Debido al alto costo actual de la energía, los tipos más eficientes de ventiladores pueden ser la mejor elección, a pesar de tener un precio más alto. Por ejemplo, se dispone de dos tipos de ventiladores para manejar 3.000 ft³/min con una presión estática de doce (12) in manométricas de agua. El primero necesita 9.2 caballos al freno; el segundo necesita 8.2, pero cuesta 80 dólares más. Si se hace un cálculo conservador del valor de la energía en 250 dólares por caballo de potencia-año, el segundo ventilador se amortizará en cinco (5) meses. La eficiencia y el factor de potencia del motor pueden alterar ese tiempo de amortización; pero, no obstante, hay un ahorro potencial.

La mejor forma de comparar los costos de la energía para ventiladores de varios fabricantes es observar el caballaje nominal al freno para el rendimiento requerido; por supuesto, todos estos valores deben tener la misma base: volumen, presión, densidad y velocidad de descarga. Una forma de especificar los criterios para el consumo de energía es estipular una eficiencia mecánica (EM) o una eficiencia estática (EE) mínimas, que se calculan como sigue:

$$EM = \frac{(\text{Flujo}) (PT)}{(\text{BHP}) (6,356)} \times 100\%$$

$$(\text{Flujo}) (PE)$$

$$ES = \frac{\text{-----}}{(\text{BHP}) (6356)} \times 100\%$$

en donde PT es la presión total (estática y de velocidad), in de agua, PE es la presión estática, in manométricas de agua, y BHP el caballaje al freno; el flujo es en ft³/min.

13.8 CUALIDAD DE PRESION

Para determinar la altura necesaria de un ventilador, podemos considerar los siguientes casos:

1) Ventilador a sobrepresión.

Se admite que la presión a la entrada del ventilador corresponde a la presión atmosférica.

$$p_1 = 0 \quad V_2 =)$$

a la salida $p_2 > p_1$

el incremento de presión necesario será de

$$p = p_2 + w \frac{V_2^2}{2g} \quad (\text{en kg/m}^2)$$

o bien,

$$H = \frac{p}{w} = \frac{p_2}{w} + \frac{V_2^2}{2g}$$

Un ventilador impulsando, bajo una presión efectiva de 60 mm de columna de agua, un caudal de 100 m³/s de aire, con un rendimiento global del 70%, deberá tener una potencia en el eje de:

$$P = \frac{Q}{75\eta} (p_2 - p_1) = \frac{100}{75 \times 0,7} \times 60 = 114 \text{ CV}$$

2) Ventilador a depresión (aspirante).

En este caso, la presión estática a la salida del ventilador será nula (presión atmosférica).

$$H = \frac{p_2 = 0}{w} - \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} - \frac{p_1}{w} \quad p_1 < p_{at} \quad H = \frac{p}{w}$$

$$p = H w = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} w - p_1$$

3) Caso general.

$$H = \frac{p_2 - p_1}{w} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$$

$$p = (p_2 - p_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} w$$

La figura muestra las curvas características correspondientes, en los tres casos, a las presiones estática y total.

En un ventilador aspirando directamente de la atmósfera e impulsando en una canalización unida a la brida de salida del ventilador, la diferencia de presión, $p_2 - p_1$, se mide entre la atmósfera y dicha brida. En este caso, la variación de carga dinámica entre el flujo en reposo y el fluido saliendo del ventilador a la velocidad V_2 no es nula

sino igual a $\frac{V_2^2}{2g}$, de donde, en las expresiones de la carga y de la potencia en el eje, tendremos:

$$H = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2 - p_1}{w} \quad P = \frac{Q_p}{75n} H$$

Es más fácil transformar la carga estática en carga dinámica que,

inversamente, la dinámica es estática; en efecto, para obtener un cierto incremento de la presión gracias a una pérdida de velocidad, es necesario disponer un difusor de débil conicidad (menos de 7° a 8°).

En un ventilador aspirando aire libre, podremos denominar como "cualidad de presión" la relación existente entre la

carga estática $\frac{p_2 - p_1}{w}$ y la carga total H.

Así, un ventilador aspirando aire libre a 20°C y 760 mm de Hg (peso específico de 1,2 kg/m³) e impulsándolo a la brida de salida bajo una presión efectiva de 60 mm de H₂O (60 kg/m²) con una velocidad de 20 m/s, trabaja:

bajo una carga estática de $\frac{p_2 - p_1}{w} = \frac{60}{1,2} = 50$ m.

bajo una carga dinámica de $\frac{V_2^2}{2g} = \frac{20^2}{2 \times 9,81} = 20,4$ m.

bajo una carga total de $50 + 20,4 = 70,4$ m.

Su cualidad de presión será de $\frac{50}{70,4} = 71 \%$

4) Caso particular.

Si el ventilador forma parte de un circuito cerrado,

$$V_1 = V_2 \quad H = \frac{p_2 - p_1}{w}$$

p_2 = presión útil + presión absorbida por los rozamientos, p_r

$$p_2 = p_u + p_r$$

en general, la presión útil p_u es conocida. En cambio, es necesario calcular la presión de pérdida por rozamiento en las canalizaciones, p_r

p_r = pérdidas de carga repartidas + pérdidas de carga locales.

$$p_r = p' + p_1$$

a) Pérdidas de carga repartidas, p' .

$$p' = \frac{\quad}{4} \cdot \frac{P}{s} L \cdot w \frac{V^2}{2g}$$

L = Longitud de la canalización.

P = Perímetro (perímetro mojado).

s = Sección.

= Coeficiente teniendo en cuenta la naturaleza de las paredes (composición, rugosidad, etc.)

en el caso de una canalización de sección circular:

$$P = D \quad s = \frac{D^2}{4}$$

$$p' = \frac{\quad}{4} \times \frac{D}{\frac{D^2}{4}} \cdot L \cdot w \frac{V^2}{2g} = \frac{L \cdot V^2}{D \cdot 2g}$$

canalización con sección rectangular:

Se emplea la noción de diámetro hidráulico que corresponde al diámetro de un conducto ficticio que tenga la misma relación

$$\frac{P}{s} = \frac{4}{D_h}$$

$$\frac{P}{s} = \frac{2(a+b)}{a \cdot b} = \frac{4}{D_h} \quad D_h = \frac{2ab}{a+b}$$

$$p' = \frac{L}{D_h} w \frac{V^2}{2g}$$

El valor del coeficiente ha sido determinado experimentalmente teniendo en cuenta la naturaleza del fluido, el material de la canalización y el estado de la superficie de esta última. Las tablas establecidas al efecto, dan el valor de correspondiente a cada caso particular (varía generalmente entre 0,011 y 0,030).

b) Pérdidas de carga locales, p_1 .

$$p_1 = \frac{V^2}{2g}$$

el coeficiente diferente para cada tipo de pérdida local, determina la pérdida de carga en válvulas, codos, estrangulaciones, expansiones, etc. Existen tablas dando el coeficiente aproximado correspondiente a cada uno de esos obstáculos singulares, pero para obtener la suficiente exactitud en el cálculo es necesario disponer del valor de dado por el fabricante de cada una de las diferentes piezas de la canalización.

14. FLUJO EXCENTRICO

Un ventilador sólo puede funcionar en forma correcta si el aire fluye en línea recta hacia la entrada con un perfil uniforme de velocidad. Como se ilustra en la figura, con esto se distribuye la carga del aire con uniformidad sobre la rueda. En la figura hay un codo en la entrada. Esto produce turbulencia y mala distribución del aire sobre la rueda y disminuye el rendimiento.

La severidad del efecto depende de la configuración del codo; un codo con juntas es peor que uno liso; una curvatura grande es mejor que una pequeña. Es todavía más importante la longitud del tramo recto del ducto entre el codo y la entrada, que se suele expresar en diámetros del ducto o de la entrada del ventilador. Cuanto mayor sea la longitud recta, es más fácil que la corriente de aire se enderece y llene el ducto, y se reduzca la pérdida de presión estática. Esta pérdida se vuelve insignificante si la longitud del tramo recto es mayor de cinco (5) a siete (7) diámetros de ducto, pero varía según la velocidad del aire.

Figura . La distribución de aire en el ventilador depende de los ductos de entrada.

En la tabla se indican las pérdidas de presión inducidas por el sistema con codos redondos y cuadrados que tengan una relación dada (R/D) entre el radio de curvatura y el diámetro o la anchura. Desde luego, estas pérdidas se deben sumar a la resistencia calculada del sistema a fin de determinar la presión correcta para la selección del ventilador.

Por ejemplo, la resistencia de un sistema es de tres (3) in manométricas de agua a 4.000 ft/min. Si se coloca un codo angular de piezas múltiples, con un radio de curvatura igual a dos (2) diámetros, en la entrada del ventilador, ocasionará una pérdida de un (1) in, manométrica de agua por efecto del sistema.

Por lo tanto, el ventilador se debe seleccionar y dimensionar para una presión estática de cuatro (4) in manométricas de agua. Si el codo estuviera a cinco (5) diámetros de ducto, la pérdida sería de sólo 0.3 in manométricas de agua.

Una caja de entrada mal diseñadas también puede producir flujo no uniforme en la entrada. Dado que el aire tiene cierto peso, cuando se lo obliga a pasar por la entrada del ventilador como se ilustra, se producirá turbulencia.

Hay muchas configuraciones posibles para la caja de entrada. Puede ser de poco fondo y ancha para colocarla en un espacio estrecho; puede ser un codo cuadrado que desvía el aire 90° a la entrada del ventilador, y puede estar equipada con aletas de guía que enderezan el flujo. No resulta práctico presentar tablas de esas pérdidas por efecto del sistema, debidas a las cajas, en este artículo, pero los fabricantes por lo general predicen las pérdidas para sus diseños estándar de cajas de entrada.

Figura . El flujo se vuelve excéntrico cuando se desvía 90° en la caja de entrada.

15. FLUJO ARREMOLINADO

Si el aire que entra forma remolinos en el mismo sentido de rotación de la rueda, el ventilador produce menos "sustentación" que si el aire no la formara. Esto es análogo a tratar de elevar un avión a favor del viento en vez de hacerlo contra del viento, con lo que también hay menos sustentación y mal rendimiento.

Si el aire forma remolinos en sentido contrario a la rotación de la rueda, aumentarán el caballaje necesario y el ruido. Se tiene cierto incremento en la presión estática, pero mucho menor del que se creería posible con el aumento en el consumo de potencia.

El flujo con remolino previo es más difícil de evaluar que el flujo excéntrico, debido a la diversidad de sus causas probables. El remolino previo puede ocurrir junto con el flujo excéntrico, como en la caja de entrada de la figura. O bien, lo puede ocasionar un limpiador tipo ciclón que hace describir círculos a la corriente de aire para eliminar los contaminantes que arrastra. El ciclón de la figura es un ejemplo e incluye un enderezador del flujo tipo "jaula" que elimina la mayor parte

del efecto de remolino.

Figura . La caja de entrada de doble vuelta puede ocasionar flujo con arremolinado.

En general, los ventiladores más eficientes, como los inclinados hacia atrás, son los más sensibles al remolino previo, pero éste puede ocasionar una importante reducción en el rendimiento de cualquier tipo de ventilador. La única forma de obtener un rendimiento predecible cuando pueda existir remolino previo, es probar el sistema instalado o un modelo piloto y determinar las correcciones necesarias en la velocidad y en caballaje.

Figura . El divisor de flujo tipo jaula anula el remolino provocado por el venturi.

16. CORRECCION DE CONDICIONES DEFICIENTES EN LA ENTRADA

La entrada ideal a un ventilador no produce remolino ni flujo excéntrico. Si no hay ducto de entrada, el sistema debe tener una entrada suave del tipo venturi o un venturi adicional para anular las pérdidas en la entrada. Si se requiere ducto de entrada, lo mejor es uno largo y recto hacia el ventilador.

Si no se puede utilizar ese ducto por razones de espacio, hay dos opciones: instalar aparatos correctores, como los divisores de flujo tipo jaula (figura) o aletas de guía (figura) en el ducto; o aumentar la velocidad y la potencia del ventilador para compensar las pérdidas esperadas. Esto último suele ser más fácil de lograr y puede ser necesario, además de los aparatos correctores, en casos extremos cuando éstos agregan una resistencia importante.

Si se aumenta la velocidad del ventilador, la presión estática aumentará en proporción al cuadrado de ella, y el caballaje al freno lo hará, en proporción al cubo de este aumento. Ese desperdicio de potencia indica que, primero, hay que eliminar

las deficiencias relacionadas con el sistema.

Figura . Las aletas de guía hacen que el flujo pase con suavidad en la caja de entrada.

Cuando hay un problema y el rendimiento se debe corregir en la instalación, puede ser posible cambiar la velocidad sin emplear ventilador y motor nuevos. Por ejemplo, supóngase que la caja de entrada de la figura produce una pérdida inesperada de 10% en el sistema. Si el ventilador se impulsa con bandas V, puede haber suficiente reserva para lograr el aumento requerido de un 10% en la velocidad y de un 33% en la potencia. Por otra parte, si el ventilador tiene acoplamiento directo con un motor de velocidad fija, las soluciones son más limitadas y casi siempre más costosas.

Los efectos inesperados del sistema pueden hacer que el funcionamiento del ventilador sea inestable. Si el ventilador y el sistema tienen la concordancia correcta, el punto de operación debe estar dentro de los límites (rango) estables. Pero una pérdida en el sistema puede desplazar el punto de operación hacia la izquierda, a la zona inestable. Si ocurre, hay que alterar el sistema para producir más flujo en el ventilador sin aumentar la resistencia, por ejemplo, con la instalación de ductos más grandes, de modo que el punto de operación vuelva a los límites estables. La opción es reemplazar el ventilador por otro que tenga estabilidad inherente o sea más pequeño.

Se debe recordar que una pérdida por efecto del sistema no se

puede observar en pruebas de éste; la pérdida ocurre dentro del ventilador; pero se debe tener en cuenta en la selección y dimensionamiento.

17. DUCTOS DE DESCARGA

El aire descargado de un ventilador tiene un perfil de velocidad que no es uniforme (figura), en vez de ser uniforme. Esto se debe a que la aceleración centrífuga en el ventilador fuerza al aire hacia el exterior del caracol o voluta. Dado que la presión de velocidad (energía cinética) es proporcional al cuadrado de la velocidad, es mayor en la salida del ventilador que corriente abajo, en donde ya se uniformó la velocidad. Dado que la presión total es más o menos constante, la presión estática no se produce por completo hasta llegar a cierto punto corriente abajo.

Por lo general, se requiere una longitud de ducto de 2.5 a 6 diámetros en la salida para que el ventilador produzca su presión nominal total. Si no hay ducto de salida, ocurrirá una pérdida de presión estática igual a la mitad de la presión de velocidad en la salida. Esto se debe considerar como parte de la resistencia del sistema, al especificar el rendimiento del ventilador.

Figura . La descarga del ventilador centrífugo tiene perfil de velocidad que no es uniforme.

La velocidad de salida determina la longitud del ducto necesaria para que la pérdida de presión estática sea despreciable. Para velocidades de 2.500 ft/min o menos, son suficientes 2.5 diámetros de ducto. A más de 2.500 ft/min, se requiere un diámetro adicional por cada 1.000 ft/min de aumento.

Figura . Hay que evitar los codos colocados contra la rotación de la rueda del ventilador.

Hay que evitar los codos en la salida y en la entrada. Si se necesitan por las limitaciones de espacio, la vuelta debe ser en el mismo sentido que la rotación de la rueda. Una vuelta en sentido contrario, (figura) provocará pérdida de presión

estática, y la severidad de ésta depende de la distancia entre la salida y la vuelta.

18. OBSTRUCCIONES EN LA ENTRADA Y EN LA SALIDA

Las obstrucciones que aumentan las pérdidas en el sistema pueden ser tan notorias como un sombrero cónico en la chimenea, que puede producir una pérdida igual a la presión de velocidad. O pueden ser menos notorias, como una transmisión con banda montada directamente frente a la entrada, como ocurre en el ventilador de doble anchura y doble entrada.

Tabla 4. Pérdidas de presión por efecto del sistema con obstrucciones en la entrada.

Distancia desde la entrada hasta la obstrucción	Pérdida de presión in manométricas de agua		
	3.000 ft/min	4.000 ft/min	5.000 ft/min
3/4 del diám. de entrada	0.12	0.22	0.34
1/2 del diám. de entrada	0.23	0.40	0.62
1/3 del diám. de entrada	0.38	0.68	1.07
1.4 del diám. de entrada	0.58	1.05	1.55

Cuando el ventilador está instalado en un pleno o hay una obstrucción cercana, tienen que considerarse los efectos sobre el flujo de entrada. En la figura se ilustra la forma en que

el pleno puede producir un flujo no uniforme, que se refleja en pérdidas en el sistema.

En la tabla II se presentan las pérdidas típicas por efecto del sistema a causa de las obstrucciones en la entrada. Las pérdidas aumentan con la velocidad y disminuyen con la distancia entre el ventilador y la obstrucción. Al igual que las otras pérdidas por efecto del sistema, se deben sumar a la resistencia en éste al especificar o dimensionar el ventilador.

Figura . La obstrucción en la entrada del ventilador altera el rendimiento.

19. CURVAS CARACTERISTICAS

19.1 CURVA CARACTERISTICA DEL SISTEMA

La figura presenta un sistema de ventilación. Supóngase que se puede medir la presión estática a la entrada del

Figura . Curva del Sistema.
ventilador. Para desarrollar una curva del sistema, el

ventilador se hace girar a diferentes revoluciones por minuto y se grafican el flujo y los valores absolutos de la presión estática. A cero revoluciones por minuto (RPM) no hay flujo ni presión estática. A medida que se aumenta la velocidad del ventilador, se produce más flujo y se mide más presión estática. La curva resultante es parecida a la de una ecuación cuadrática debido a que el cambio en la PE es aproximadamente igual al cuadrado del cambio en el flujo.

19.2 CURVA CARACTERISTICA DEL VENTILADOR

La curva de un ventilador puede desarrollarse instalando un ducto de corta longitud en el lado de entrada del ventilador y una válvula de mariposa a la entrada del ducto; con un manómetro se mide la presión estática. Figura

El ventilador se hace girar a una sola velocidad específica. La válvula se cierra completamente para que no fluya el aire. La válvula de mariposa se abre lentamente y cada vez se deja pasar más aire a través del ducto. Eventualmente la válvula se abre totalmente, resultando el flujo máximo y esencialmente no hay pérdidas de presión estática.

Figura . Curva del ventilador.

Se pueden generar curvas adicionales girando el ventilador a diferentes RPM. Así se puede obtener una familia de curvas para cualquier ventilador. También se pueden medir otros parámetros y graficarse, por ejemplo, potencia consumida (HP), eficiencia, niveles de ruido, etc. Generalmente lo que interesa es el rango de operación más eficiente de la curva.

19.3 INTERACION ENTRE LA CURVA DEL SISTEMA Y LA CURVA DEL

VENTILADOR

Si la curva característica del sistema ha sido determinada minuciosamente, entonces el ventilador seleccionado desarrollará la presión equivalente y necesaria para satisfacer los requerimientos del sistema y suministrará el caudal necesario al acoplarse al sistema.

Figura .

El punto de intersección de la curva del sistema y la curva característica del ventilador determina el punto de funcionamiento. Si la resistencia del sistema ha sido determinada correctamente y el ventilador ha sido seleccionado correctamente, sus correspondientes curvas deberán intersertarse en el caudal de diseño.

En la figura , la curva del sistema A ha sido graficada junto con la curva del ventilador típico. El 100% del caudal de diseño del sistema ha sido seleccionado arbitrariamente para intersertar el 60% del caudal del ventilador.

El caudal que circula a través del sistema en una instalación determinada puede variarse cambiando la resistencia del sistema comúnmente, mediante el uso de "dampers" en el ventilador, ductería, ramales, etc.

Refiriéndose a la figura , puede variarse donde el 100% del caudal de diseño (punto uno (1) curva A), hasta aproximadamente el 80% del mismo, incrementando la resistencia al flujo, con el cambio de la curva característica del sistema a la curva B. Esto ocasiona que el ventilador operando en el punto dos (2) (intersección de la curva del ventilador y la curva del nuevo sistema B). Igualmente, el caudal puede ser aumentado hasta

aproximadamente un 120% del caudal de diseño disminuyendo la resistencia al flujo, con el cambio de la curva característica a la curva C. Esto origina que el ventilador opere en el punto tres (3) (intersección de la curva del ventilador y la curva del nuevo sistema C).

19.4 EFECTOS POR CAMBIO EN LA VELOCIDAD DEL VENTILADOR

Los aumentos o las disminuciones en la velocidad del ventilador alterarán el caudal a través del sistema.

Figura .

En la figura , se muestra el incremento del caudal cuando la velocidad del ventilador se aumenta en un 10% al punto dos (2). Sin embargo, ese 10% de aumento del caudal origina un serio aumento del B.H.P.

De acuerdo a las leyes de los ventiladores, el consumo de potencia aumentó en un 33%, este hecho es comúnmente notado por el proyectista del sistema, quien encuentra que está corto de aire. El solo necesita un 10% más de aire, pero descubre que el motor conectado no es capaz de aumentar un aumento de carga de un 33% (tome en cuenta que el aumento en los requerimientos de potencia es el aumento en el trabajo realizado. Mientras mayor sea el caudal de aire o gas movido por el ventilador contra una mayor resistencia resultante del sistema, mayor es el trabajo realizado). En el mismo sistema, el B.H.P. aumenta con la tercera potencia de la relación de velocidades y la eficiencia del ventilador se mantiene en todos los puntos de la curva del mismo sistema.

20 APLICACIONES

La variedad de problemas que presentan las diversas instalaciones imposibilitará dar una solución de carácter general, pero si se examinan a fondo las condiciones particulares de cada caso, se encontrará siempre una solución favorable para cualquier cuestión que atañe a la economía o al servicio de la explotación. Como ejemplos confirmativos de ello, a continuación se describen algunas aplicaciones industriales típicas.

20.1 VENTILADORES PARA CALDERAS

Las modernas calderas industriales están generalmente dotadas de ventiladores que permiten la circulación forzada de los gases a través del circuito constituido principalmente por la rejilla o los quemadores, los haces tubulares y eventualmente, el recalentador de aire y el separador de polvos.

Según los casos, será suficiente el empleo de ventiladores impulsando aire a la caldera, en otros será suficiente el empleo

de ventiladores impulsando aire a la caldera; en otros será necesario disponer, además ventiladores aspirando los humos de la caldera y evacuándolos al exterior por la chimenea.

Las características de los primeros exceden, generalmente, los 100 m³/s con 500 mm H₂O. Pueden ser, indistintamente, del tipo centrífugo, hélico-centrífugo o axial. Teniendo en cuenta que el flujo transportado es aire frío, no es necesario prever ninguna disposición protectora contra la corrosión o la erosión. Para su construcción se emplea generalmente plancha de acero dulce y, eventualmente, en el caso de los álabes rotóricos de los ventiladores axiales, se utilizará una aleación ligera a base de aluminio.

Los segundos son, generalmente del tipo centrífugo (a veces hélico-centrífugos y axiales) y sus características sobrepasan los 130 m³/s con 500 mm H₂O. Existen ciertas precauciones especiales a tener en cuenta en razón de las consideraciones siguientes:

- Los humos son calientes (150°C).
- En el caso de calderas con carbón, los humos contienen partículas susceptibles de depositarse sobre los álabes, reducir la sección de los canales, desequilibrar la máquina y, en algunos casos erosionar el metal.
- En el caso de calderas con combustible líquido y según la calidad de este último, la proporción de azufre en los humos puede alcanzar valores peligrosos y provocar corrosiones.

En el caso de calderas con carbón, pueden obtenerse buenos resultados observando ciertas reglas sencillas tales como revestimiento interior de cemento del cuerpo del ventilador, cuidando de reconstituirlo después de usado pero antes que haya lugar a una erosión del metal y construcción de los rotores con aceros al cromo-molibdeno.

En el caso de calderas con combustibles, pueden seguirse las anteriores reglas siempre y cuando el tanto por ciento de azufre sea bajo. Por el contrario si este porcentaje es elevado, el problema de la corrosión presenta un difícil solución, pudiendo llegar a exigir la construcción del rotor con metales de precio muy elevado tales como el Monel.

Comparadas con las de las antiguas calderas de pequeño tamaño, las reducidas dimensiones específicas - o sea una carga más elevada - de los generadores de vapor modernos conducen a velocidades más altas de los gases y, por consiguiente, a pérdidas de presión que el efecto de tiraje de la chimenea no llega a compensar. Otras pérdidas debidas a los aparatos auxiliares tales como los economizadores, separadores de cenizas y de polvos, etc., son aun más sensibles si los gases salen a temperaturas bajas, con lo que incluso la acción de tiro de chimenea resulta menos intensa.

Mientras que antaño bastaba con el tiro natural o todo lo más se le reforzaba por medio de inyectores de vapor, hoy encontramos el ventilador en casi todas las modernas instalaciones de calderas, bien sea para impulsión debajo de la parrilla del hogar, la inyección de aire primario o secundario o bien para el tiro forzado. En consecuencia, los generadores de vapor no solamente son específicamente menores y más conocidos, sino que su funcionamiento se ha independizado de las influencias atmosféricas.

Según las condiciones de servicio, se escoge entre el ventilador centrífugo o el axial, con arreglo a las propiedades particulares o el campo de aplicación de estos dos tipos. Las condiciones locales, por ejemplo, el trazado de los canales

conductores del aire de combustión y de los gases de humo, pueden determinar la elección de uno y otro tipo constructivo.

En el caso de las modernas centrales térmicas para la producción de energía eléctrica, en las que las mayores proporciones de la instalación comporta mayores potencias de accionamiento, el rendimiento de las máquinas auxiliares de dichas centrales, es hoy día objeto de la mayor atención. La energía necesaria en las mismas se convierte más y más en un factor que influye sobre las condiciones económicas del conjunto de la instalación. No obstante, el gran rendimiento de una máquina auxiliar no evidenciará plenamente sus ventajas si no puede ser adaptada exactamente a las condiciones de servicio de generador de vapor. Colaborando muy estrechamente con el constructor de la caldera, deben incluirse en los cálculos teóricos de rendimiento los márgenes de seguridad que graban el presupuesto de energía e influyen desfavorablemente sobre las condiciones económicas de la central. De dichas consideraciones podemos deducir que el ventilador axial es notablemente superior, en los aspectos considerados y en las grandes instalaciones, al ventilador centrífugo, el cual es en cambio de fácil construcción y conviene excelentemente para las instalaciones de calderas de mediana y pequeña potencia.

Ventiladores Axiales. Los ventiladores axiales o de hélice se

prestan ventajosamente a la impulsión debajo de la parrilla y a la inyección de aire secundario. Han de impeler solamente un agente puro de temperatura suficientemente baja y a presiones medias, con motor y cojinete dispuestos dentro del medio fluido. Este tipo de ventilador no se presta para presiones altas, debido al ruido inmenso originado por el rotor girando a grandes velocidades.

El ventilador de hélice para la evacuación de humos (figura) es de una construcción bastante más complicada. Es preciso proteger sus cojinetes y apoyos contra el calor y el polvo y montarlos, siempre que sea posible, fuera de la corriente de gas y procurar que su acceso sea fácil. Teniendo en cuenta que la energía de velocidad ha de ser transformada en energía de presión, es indispensable el empleo de un difusor, el cual da lugar a ciertas complicaciones constructivas.

En el caso de que los gases contengan polvos, se produce la erosión de los álabes (figura), debido a que en los ventiladores axiales las velocidades relativas en la periferia del rotor son mayores que en los ventiladores del tipo centrífugo.

El desgaste por abrasión de los perfiles del rotor y del difusor es, por consiguiente, más rápido en el ventilador axial que en

el ventilador centrífugo. Esta es una de las razones por las cuales los ventiladores axiales de tiro forzado deben construirse de forma que sus piezas sean fácilmente recambiables.

Figura . Vista media de los rotores de ventiladores destinados a la evacuación o transporte de humos abrasivos

(curvas cualitativas en función del espesor de los álabes y de la velocidad relativa).

Ventiladores Centrífugos. El dominio del tiro forzado está casi exclusivamente reservado al ventilador centrífugo, el cual por lo general se adapta más fácilmente a la instalación y cuyos cojinetes son siempre bien accesibles. Lo mismo puede decirse para las altas presiones de inyección debajo de parrilla y de aire secundario. Incluso en el caso de que los gases de combustión sean fuertemente corrosivos, el desgaste de los álabes no es exagerado (figura). Según la construcción del rotor, los distintos tipos pueden caracterizarse por dos curvas generales, representadas en las figuras

Al igual presión, los ventiladores caracterizados por el diagrama de la figura trabajan con una velocidad periférica mucho menor que los de la segunda serie; sin embargo, su curva característica no es estable, circunstancia que no obstante impone medidas especiales sólo si varias unidades funcionan en paralelo. A capacidad reducida, la potencia disminuye notablemente; por otra parte, los motores de arrastre deben calcularse de potencia suficiente, en previsión de una eventual sobrecarga. Teniendo en cuenta que giran a velocidades bajas, estos ventiladores no requieren fundaciones excesivamente importantes.

Los ventiladores caracterizados por el diagrama de la figura , giran a mayor velocidad y permiten ser accionados por motores de velocidades normales. Ello, sin

Figura . Ventiladores centrífugos de tiro forzado para la evacuación de humos (Sulzer).

embargo, impone ciertas exigencias en la construcción del rotor, cojinetes apoyos y fundaciones. Gracias a que la curva

característica es más estable, pueden ser dispuestos fácilmente en paralelo en una misma red. al verificarse la estrangulación de la vena fluida, su potencia absorbida no disminuye de forma tan sensible como en los primeros; en cambio, los motores de arrastre no están expuestos a sobre cargas. Los rotores de estos ventiladores son semejantes a los de las turbinas Francis y permiten obtener elevados rendimientos.

Figura . Ventilador centrífugo de característica inestables.

El proyecto de ventiladores para calderas exige, muy especialmente, que la velocidad crítica sea notablemente superior la de servicio, ello obliga a adoptar árboles de gran robustez, particularmente para los pesados rotores de los ventiladores de doble entrada. Con el fin de aminorar el peso, se emplean frecuentemente árboles huecos de dos piezas con platillos circulares entre los que se fija el rotor. Con el fin de obtener una duración de servicio satisfactoria, es necesario equilibrar dinámicamente cada rotor aisladamente, como el cojinete correspondiente.

Figura . Ventilador centrífugo de característica estable.

Al impeler gases polvorientos el desgaste de los álabes y de las paredes de la caja, aumenta con la velocidad o sea con la diferencia de presión que provoca el ventilador. Dicho inconveniente puede evitarse en parte reforzando aquella zona que estén más expuestos a los ataque por erosión. En condiciones de servicio particularmente desfavorables, la caja puede protegerse interiormente con un recubrimiento de material resistente al desgaste. Los álabes erosionados pueden repararse por soldadura de piezas o cuñas postizas. Del mismo modo que los canales de gases calientes, el ventilador para calderas debe revestirse exteriormente con un aislamiento térmico, para prevenir la corrosión a temperatura interior al punto de rocío.

20.2 VENTILADORES DE TRANSPORTE

Ciertas aplicaciones, tales como la aireación de túneles de carretera o la circulación forzada de los refrigerantes de agua, exigen desplazar grandes caudales con presiones muy bajas (por ejemplo: 400 m³/s y 20 mm H₂O).

Para esos casos son utilizados los ventiladores axiales de muy

alta velocidad específica y muy pocos álabes (frecuentemente, 3 álabes). Su diámetro puede sobre pasar 10 m y pueden construirse con fundición ligera, no obstante, los recientes progresos en materia de soldadura permiten el empleo de planchas de hierro de diferentes composiciones (aceros inoxidable en el caso de aire húmedo), evitando el delicado proceso de la fundición, proporcionando un excelente comportamiento mecánico y permitiendo la obtención de ciertos perfiles aerodinámicos especiales muy aptos para las características consideradas.

Ventiladores para el transporte de gases combustibles.
-Actualmente se presentan numerosos casos en que el aprovechamiento de gases combustibles y subproductos de una fabricación determinada representa una operación rentable.

Es el caso del gas de altos hornos de centrales térmicas de producción de energía eléctrica, cuya carga no cesa de aumentar; ello ha conducido a desarrollar un tipo de ventiladores especialmente adaptados al transporte de estos gases que, desde el punto de vista de su composición, son tóxicos, tienen cualidad de combustible y contienen un gran porcentaje de materias en suspensión.

Su toxicidad y sus cualidades como combustible obligan a emplear juntas muy estancas en extremo del eje.

El elevado tanto por ciento de materias sólidas en suspensión exigen el empleo de rodamientos capaces de soportar los grandes esfuerzos debidos al depósito de materias en los canales del rotor, y una construcción particularmente sólida de este último con el fin de evitar la erosión.

Estos ventiladores son generalmente del tipo de alta presión (25 m³/s y 1.500 mm H₂O).

20.3 VENTILADORES PARA AIREACION DE MINAS

La aireación de minas se efectúa generalmente por medio de grandes ventiladores, situados en superficie y asegurando la circulación global de aire en la mina, o por medio de pequeños ventiladores instalados en el fondo de mina e impulsando aire fresco hacia las zonas de trabajo.

Ventiladores en Superficie. La circulación de aire puede llevarse a cabo, a priori, por dos métodos diferentes: impulsión de aire fresco al pozo principal, lo cual provoca una ligera sobrepresión en la mina o, aspiración del aire viciado por un pozo secundario, provocando una ligera depresión en la mina.

Esta última solución tiene el inconveniente de no poder evacuar

satisfactoriamente una bolsa de gas grisú. No obstante, es la solución generalmente elegida ya que no obstruye la entrada del pozo principal.

Los grandes ventiladores instalados en superficie, cuyas características sobrepasan los 100 m³/s a 100 mm H₂O, son generalmente del tipo axial formando cuerpo con una chimenea de evacuación del aire viciado frecuentemente están dotados de un sistema de regulación, ya que la resistencia del circuito varía en el transcurso del tiempo. En el caso de ventiladores axiales, esta regulación consiste en una variación de la posición de los álabes del rotor, la cual puede efectuarse con el ventilador parado (la variación de resistencia es muy lenta).

El aire transportado es relativamente frío y poco cargado de materias abrasivas, lo cual permite construir el cuerpo del ventilador con plancha de acero dulce y los álabes rotóricos con aleación ligera (en el caso de ventiladores axiales).

Ventiladores en fondo de mina. Son generalmente, ventiladores axiales de poca potencia; el cuerpo de ventilador se construye con plancha y el rotor con aleación ligera.

20.4 OTRAS APLICACIONES

Los ventiladores, ya sean axiales o centrífugos, se emplean en:

- Ventilación industrial: cocina, sótano, oficinas, tiendas y lavanderías.
- Aire acondicionado para industria y comercio.
- Sistemas de extracción.
- Sistemas manejadores de polvo, humos y gases a temperaturas altas hasta los 500°C.
- Sistemas recirculadores de aire y gases para la industria.
- Servicios de tiro inducido y forzado.

21. CONSIDERACIONES PRELIMINARES

Densidad del pitillo = $9.5 \text{ lbm/pt}^3 = 151.88 \text{ Kgm/m}^3$

Masa del pitillo = 0.8 gm

Volumen del pitillo = 4790.8 mm^3 (considerándolo macizo)

(Por anexo No.) encontramos las recomendaciones para transportación neumática de materiales.

Según anexo la densidad más próxima de material es la del aserrín seco.

Recomendaciones :

a. Velocidad promedio para transportar el material en :
pies/min = 3500

$v = 3500 \text{ pies/min} = 17.8 \text{ m/seg}$

Por recomendación del libro ENGINEERING EQUIPMENTS USER ASSOCIATION pag 63, es usual incrementar esta velocidad hasta en un 25%, lo cual nos da

$v = 4375 \text{ pies/min} = 22.24 \text{ m/seg}$

b. Pies³ de aire/Lb material = 65

c. Coeficiente de rozamiento = 0,7

El diseño se hará para extraer 6 pit/seg, de donde :

$$6\text{pit/seg} * 0.001764 \text{ lbm/pit} = 0.010584 \text{ lbm/seg}$$

$$\text{pies}^3/\text{min (CFM)} = 65 \text{ pie}^3/\text{lbmat} * 0.010584 \text{ lbm/seg} * 60\text{seg}/1\text{min}$$

$$= 41.3$$

$$\text{Caudal} = 41.3 \text{ pies}^3/\text{min} = 0.02 \text{ m}^3/\text{seg}$$

21.1 CALCULO DEL ARRASTRE SOBRE LOS PITILLOS

$$\text{Densidad del aire} = 1.2 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{Viscosidad cinemática del aire } \nu = 1.6 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg}$$

$$\text{Arrastre } D = 2 (C_f \frac{1}{2} \rho V^2 A) = C_f (\rho V^2 A)$$

Donde :

C_f = Coeficiente de rozamiento entre el aire y el pitillo (ver anexo No.)

ρ = Densidad del aire

V = Velocidad del pitillo

A = Area del pitillo en contacto con el aire

a. $C_f = 0.7$

b. $A = \text{Diámetro del pitillo} * \text{Longitud del pitillo}$

$$A = (5/1000 \text{ m}) * 0.254\text{m}$$

$$A = 3.99 \times 10^{-3}\text{m}^2$$

$$c. V = V_f = Y_0 + at$$

$$h = V_0t + \frac{1}{2} at^2$$

V_0 = velocidad inicial, parte del reposo = 0

h = altura a recorrer por el pitillo = 0.32 cm + 4.5 cm + 17 cm
= 21.82 cm. Suponemos que el recorrido se llevará a cabo en un segundo, entonces :

$$a = 2h/t^2 = 0.43\text{m}/\text{seg}^2$$

$$V_f = at = 0.44\text{m}/\text{seg}^2 * 1 \text{ seg}$$

$$V_f = 0.44 \text{ m}/\text{seg}$$

Reemplazando valores hallaremos el arrastre sobre un pitillo

$$D = C_f (V^2 A) = 0.7 [1.2\text{Kg}/\text{m}^3 * (0.44\text{m}/\text{seg})^2 * 3.99 \times 10^{-3}\text{m}^2]$$

$$D = 0.00065 \text{ N (arrastre sobre un pitillo)}$$

Sobre los seis pitillos será de :

$$D = 6 * 0.00065 \text{ N}$$

$$D = 0.0039\text{N}$$

Arrastre total :

$$D_t = 0.0039 \text{ N}$$

21.2 CALCULO DE LA FUERZA DE TENSION SUPERFICIAL QUE ACTUA SOBRE UN PITILLO

Diámetro del pitillo = 5mm = $5 \times 10^{-3} \text{m}$

Temperatura = T = 68°F agua destilada. Por anexo No.

Elevación, depresión capilar :

$h = 0.19 \text{ Pulg.} = 0.483 \text{ cm} = 0.00483 \text{ m}$

Fts = Fuerza de tensión superficial

Peso de la columna de líquido $W = mg = \quad \text{vg};$

donde :

$\rho =$ Densidad del líquido (gaseosa)

V = Volumen de la columna de líquido

g = aceleración de la gravedad

La fuerza de tensión superficial actúa a lo largo de todo el perímetro mojado del pitillo, entonces la condición de equilibrio es :

$$+\uparrow F_y = 0$$

$$F_{ts} - W = 0$$

$$\text{pero } F_{ts} = 2 \pi r$$

donde

r = radio del pitillo

σ = tensión superficial del líquido con el pitillo

$$F_{ts} = W = \rho V g = \left(\frac{\pi D^2 h}{4} \right) \rho g$$

$$F_{ts} = 1000 \text{kg/m}^3 \left[\frac{\pi}{4} (0.005 \text{m})^2 \cdot 0.00486 \text{m} \right] \cdot 9.81 \text{m/seg}^2$$

$$F_{ts} = 0.00093 \text{ N (sobre un pitillo)}$$

Sobre los seis pitillos será de :

$$F_{ts} \text{ total} = 6 * 0.00093 \text{N} = 0.0056 \text{ N}$$

21.3 ANALISIS DINAMICO

Succión del pitillo con líquido

El pitillo se acelera hasta alcanzar la velocidad constante en la entrada del ducto de succión.

$$+| \quad F_y = ma$$

$$F_{\text{succión mínima}} - W - F_{\text{sup}} - D = ma$$

$$a = 0.44 \text{ m/seg}^2$$

$$F_{\text{succión mínima}} = W + F_{\text{sup}} + D + ma$$

$$F_{\text{succión mínima}} = 0.0078\text{N} + 0.00093\text{N} + 0.00065\text{N} + (0.0008\text{Kg} \cdot 0.44\text{m/seg}^2 \cdot 1)$$

$$F_{\text{succión mínima}} (\text{un pitillo}) = 0.0098 \text{ N}$$

$$F_{\text{succión mínima}} (\text{seis pitillos}) = 6 \cdot 0.0098\text{N}$$

$$F_{\text{succión mínima}} (\text{seis pitillos}) = 0.059\text{N}$$

$$\begin{aligned} \text{aire a } 147\text{Psi } 70^\circ\text{F nivel del mar} &= 0.0751\text{lb/pie}^3 \quad * \\ 0.4536\text{Kgm/lb} & \quad * \\ 1\text{pie}/(0.305\text{m})^3 & \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{aire a } 147\text{Psi } 70^\circ\text{F nivel del mar} &= 1.2\text{Kg/m}^3 \\ F_{\text{succión total para 1 pit}} &= (0.0098\text{N}) \cdot 1.3 \end{aligned}$$

$$F_{\text{succión total para 1 pit}} = 0.01274 \text{ N}$$

Como la $F_{\text{suc. total}} \gg F_{\text{suc. mín.}}$

$$F_{\text{succión total}} = 1.3(0.059\text{N}) = 0.0768\text{N} \quad 0.077\text{N}$$

$$F_{\text{succión total}} = (P_4 - P_2)A_{\text{succión total}}$$

$$P_2 = -0.077\text{N}/66.7854 \times 10^{-4}\text{m}^2$$

$$P_2 = -163.4\text{Pa} \quad -164\text{Pa}$$

$$A_{\text{succión}} = 16\text{cm} \times 10\text{cm} = 160 \text{ cm}^2 = 0.016\text{m}^2$$

Con seis boquillas de succión de $d = 1\text{cm}$

$$P_2 = -164\text{Pa} = 0.01673\text{mH}_2\text{O} \quad A_{\text{succión}}$$

$$P_2 = (\text{área 1 boquilla})(1) = \frac{D^2}{4} \cdot 1$$

$$P_2 = \frac{1}{4} (1/100)^2 \cdot 1$$

$$P_2 = 0.7854 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

$$P_2 = 0.7856 \text{cm}^2$$

$$P_2 = 1.673 \text{cmH}_2\text{O} = 16.73 \text{mmH}_2\text{O}$$

Asegurándolo de esta forma que la fuerza de succión se mantenga igual en cada boquilla.

21.4 DISEÑO DE BOQUILLAS SUCCIONADORAS

Por ensayo hecho con aspiradora el diámetro mínimo de cada boquilla debe ser de :

$$d = 1 \text{ cm} = 0.01 \text{ m sección circular.}$$

Longitud de boquillas : $L = 4.5 \text{ cm} = 0.045\text{m}$

$$A_{\text{boq}} = 7.854 \times 10^{-5} \text{m}^2$$

21.4.1 Bernoulli entre 1 y 2.

$$(1) P_1/\rho g + V_1^2/2g - h_f + Z_1 = P_2/\rho g + V_2^2/2g + Z_2$$

Tomando referencia en (1) tenemos

$$* Z_1 = 0$$

$$* P_1 = 0 \text{ (presión atmosférica o cero manométrico)}$$

$$* V_1 = 0 \text{ (por tratarse de un depósito grande)}$$

$$* \text{ Fuerza de succión para cada pitillo es de } = -0.01274\text{N}$$

$$* h_f = 0 \text{ (despreciables para hallar una velocidad aproximada)}$$

$$* F_{\text{succión}} = (P_1 - P_2)A$$

$$P_2 = -F_{\text{succión}} / A$$

$$P_2 = -0.01274\text{N}/7.854 \times 10^{-5}\text{m}^2 = -164 \text{ Pa Manométrico}$$

$$= 99836 \text{ Pa absoluto}$$

* Para calcular la presión máxima absoluta (mínimo vacío manométrico) para que sea posible la elevación del aire, lo hallamos de la siguiente manera :

$$P_1 = P_2 + \rho_{\text{aire}}gh$$

$$\text{pero } P_1 = P_{\text{atm}} = 0 \text{ (cero manométrico)}$$

$$P_2 = -\rho_{\text{aire}}gh = -1.2\text{Kg/m}^3 * 9.81\text{m/seg}^2 * 0.045\text{m}$$

$$P_2 = -0.53 \text{ Pa}$$

$P_2 = -0.53 \text{ Pa}$ manométrico (mínimo vacío) = 99999.47 Pa absoluto
(máxima presión)

Esta presión garantiza la succión de aire.

* Para calcular la presión máxima absoluta (mínimo vacío manométrico) para que sea posible la elevación del pitillo, lo hallaremos de la siguiente manera :

$$P_1 = P_2 + W_h = P_2 + \rho_{\text{pit}} g h$$

pero $P_1 = P_{\text{atm}} = 0$ (cero manométrico)

$$P_2 = - \rho_{\text{pit}} g h = -151.88 \text{ Kg/m}^3 * 9.81 \text{ m/seg}^2 * 0.045 \text{ m}$$

$$P_2 = -67.1 \text{ Pa}$$

$P_2 = -67.1 \text{ Pa}$ manométrico (mínimo vacío) = 99932.9 Pa absoluto
(máxima presión)

Esta presión garantiza la succión del pitillo.

* Sumando las presiones para succionar aire y pitillo tenemos :

$$P = -0.53 \text{ Pa} + (-67.1) \text{ Pa}$$

$$P = -67.63 \text{ Pa manométrico}$$

$$P = 99932.37 \text{ Pa absoluto.}$$

Al comparar esta presión -67.63 Pa con la presión mínima para succión del pitillo que es de -164 Pa , nos damos cuenta que la presión de -164 Pa nos garantiza la succión del aire y los

pitillos por cada una de las boquillas.

* Reemplazando en la ecuación (1) hallamos la velocidad a través de la boquilla de succión, entonces :

$$P1/sg + V1^2/2g - hf + Z1 = P2/sg + V2^2/2g + Z2$$

$$V2^2/2g = -P2/sg - Z2 = +164Pa/(1.2Kg/m^3 * 9.81m/seg^2) - 0.045m$$

$$V2^2/2g = 13.9$$

$$V2^2 = 272.72m^2/g^2$$

$$V2 = 16.51m/seg$$

$$v2 = 16.5m/seg$$

* El caudal por cada boquilla será :

$$\begin{aligned} \text{cada boquilla} &= AV = 7.854 \times 10^{-5} m^2 * 16.5 m/seg = & \text{cada boquilla} \\ &= 0.001296 m^3/seg \end{aligned}$$

El caudal total, que circulará por el ducto de succión será:

$$\text{ducto succión} = 0.001296 m^3/seg \times 6$$

$$\text{ducto succión} = 0.007776 m^3/seg$$

21.4.2 Ubicación de las boquillas en la sección transversal del ducto de succión.

Dimensiones en centímetros.

boquilla = 1cm

Las boquillas están unidas a la lámina del ducto de succión y su fabricación en lámina galvanizada.

La distancia mínima entre la boquilla y la botella de gaseosa se halló por ensayo y es de 3mm aproximadamente.

21.5 DISEÑO DEL CODO DE SUCCION

El codo se diseñará para mínimas pérdidas, y teniendo en cuenta la trayectoria a seguir por el pitillo.

Por ensayo hecho con aspiradora el ángulo aproximado del codo es de 160° y la sección transversal dependerá del área necesaria para succionar 6 pitillos desde la canasta de gaseosas.

El área medida de succión es de $A = 0.16m * 0.1m = 0.016m^2$

$$h_{2-5} = 17\text{cm} = 0.17\text{m}$$

Velocidad en el ducto de succión :

$$V_{\text{ducto}} = \frac{Q_{\text{ducto}}}{A_{\text{ducto}}} = 0.007776\text{m}^3/\text{seg} / 0.16 \times 0.10\text{m}^2$$

$$V_{\text{ducto}} = 0.486 \text{ m/seg}$$

$$V_{\text{ducto}} = 0.49 \text{ m/seg}$$

El codo se fabricará en lámina galvanizada

21.6 DISEÑO DEL DUCTO DE TRANSPORTE DE PITILLOS

Para su diseño se tendrá en cuenta el caudal de aire recomendado por cada libra de material a transportar y la velocidad recomendada para el transporte.

Estas consideraciones son :

Pies²aire/Lbmaterial = 65 (ver tablas de COIN LTDA. Anexo No.)

Velocidad promedio para transportar el material = 3500fPm (ver anexo No.)

El diseño se hará para extraer 6 pitillos/seg.

Masa de cada pitillo = 0.8grm = 0.001761bm

m³aire/seg Necesarios para transportar 6 pitillos =

65Pie³aire/Lbmaterial * 6Pit/seg * 0.0017641bm/1pit *

(0.305)³m³aire/1pie³aire

= 0.02 m³aire/seg

Se recomienda que la velocidad promedio para transportar el material esté por encima de 3500fPm = 17.8m/seg. Por recomendación se toma el 25% por encima y llegamos a una velocidad de 22.24 m/seg, la cual será la velocidad en el ducto de transporte.

El área adecuada para transportar los pitillos será de :

$A = Q/V = 0.02\text{m}^3/\text{seg} / 22.24\text{m}/\text{seg} = 0.000988\text{m}^2 = 8.99\text{cm}^2$; esta área no será la real, ya que el área real estará afectada por un posible atascamiento de los pitillos y por el ducto de succión. Por lo tanto el área de transporte será de :

$A = 0.16 \times 0.1 = 0.016\text{m}^2$

El caudal real será = $AV = 0.016 \text{ m}^2 \times 22.24\text{m}/\text{seg} = 0.356\text{m}^3/\text{seg}$

$$\text{ducto de trans.} = 0.356 \text{ m}^3/\text{seg}$$

Condiciones en el ducto de transporte de pitillos :

$$A = 0.016 \text{ m}^2$$

$$\text{Caudal} = 0.356 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$v = 22.24 \text{ m}/\text{seg}$$

$$\text{Longitud} = 10 \text{ cm} = 0.1 \text{ m}$$

21.7 CALCULO DE LA PRESION EN LA SECCION TRANSVERSAL A LA SALIDA DEL CODO

21.7.1 Bernoulli entre 3 y 4. (Asumiendo flujo estable y gas (aire) incomprensible)

$$P_4/\rho + V_4^2/2g - h_{3-4} + Z_4 = P_3/\rho + V_3^2/2g + Z_3$$

$$\text{Pero } Z_3 = Z_4$$

$$P_4 = (\text{cero manométrico})$$

$$V_3 = V_4$$

$$(1) P_3/\rho = -h_{3-4} = -f L/D_h v^2/2g$$

$$* L = 0,1 \text{ m}$$

$$* v = 22.24 \text{ m}/\text{seg}$$

$$* g = 9.81 \text{ m/seg}^2$$

$$* D_h = 2ab/(a+b);$$

donde a y b son los lados de la sección transversal del ducto, es decir

$$a = 0.16\text{m}$$

$$b = 0.1 \text{ m}$$

$$D_h = (2*0.16*0.1)/(0.16+0.1) = 0.123\text{m}$$

$$D_h = 0.123\text{m}$$

$$* K/D = 0.2/123 = 0.00162$$

$$Re = VD_h/\nu = (22.24\text{m/seg}*0.123\text{m})/1.6*10^{-5}\text{m}^2/\text{seg}$$

$$Re = 1.71*10^5$$

$$f = 0.023 \text{ (haciendo uso del diagrama de Moody)}$$

Reemplazando en (1) tenemos:

$$P3/ g = -0.023*0.1\text{m}/0.123\text{m}*(22.24\text{m/seg})^2/(2*9.81\text{m/seg}^2)$$

$$P3/ g = -0.47\text{m}_{\text{aire}}$$

$$P3 = -0.47\text{m}*1.2\text{Kg/m}^3*9.81\text{m/seg}^2$$

$$P3 = -5.53\text{Pa manométrico}$$

$$P3 = 99994.47 \text{ Pa absoluto}$$

21.8 CALCULO DE LA PRESION EN LA SALIDA DE LA TOBERA DEL EYECTOR

21.8.1 Bernoulli entre 2 y 5.

$$(A) \quad P_2 / \rho + V_2^2 / 2g - h_{2-5} + Z_2 = P_5 / \rho + V_5^2 / 2g + Z_5$$

(Con referencia en 2 $Z_2 = 0$)

$$* \quad hf_{2-5} = nV^2 / 2g = 0.09(0.49 \text{ mseg})^2 / 2(9.81 \text{ mseg}^2)$$

$$hf_{2-5} = 1.1 \times 10^{-3} \text{ m (pérdida en el codo de succión ver anexo No.)}$$

* Para calcular la presión máxima absoluta (mínimo vacío manométrico) para que sea posible la elevación del pitillo desde el punto 2 hasta el punto 5, la hallamos de la siguiente manera :

$$P_2 = P_5 + W_{\text{pit}} h = P_5 + \rho_{\text{pit}} \cdot gh; \text{ pero } P_2 = -1.64 \text{ Pa}$$

$$-164 \text{ Pa} = P_5 + (151.88 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/seg}^2 \cdot 0.17 \text{ m})$$

$$P_5 = -164 \text{ Pa} - 253.3 \text{ Pa}$$

$$P_5 = -417.3 \text{ Pa}$$

* Para calcular la presión máxima absoluta (mínimo vacío macrométrico) para que sea posible la elevación del aire desde el punto 2 al 5 lo hallamos de la siguiente manera :

$$P_2 = P_5 + W_{\text{aire}} h = P_5 + \rho_{\text{aire}} g h; \text{ pero } P_2 = -164 \text{ Pa}$$

$$-164 \text{ Pa} = P_5 + (1.2 \text{ Kg/m}^3 * 9.81 \text{ m/seg}^2 * 0.17 \text{ m})$$

$$P_5 = -166 \text{ Pa}$$

* Haciendo las comparaciones del caso nos damos cuenta que el mínimo vacío que se necesita y que provocaría la elevación tanto del aire como del pitillo es de :

$$P_5 = -417.3 \text{ Pa} + (-166 \text{ Pa})$$

$$P_5 = -583.3 \text{ Pa}$$

Reemplazando en (A) tenemos :

$$V_5^2/2g = \frac{-164 \text{ N/m}^2}{(1.2 \text{ Kg/m}^3 * 9.81 \text{ m/seg}^2)} +$$

$$\frac{(0.49 \text{ m/seg})^2}{(2 * 9.81 \text{ m/seg}^2)} - 0.0011 \text{ m} +$$

$$\frac{583.3 \text{ N/m}^2}{1.2 \text{ Kg/m}^3 * 9.81 \text{ m/seg}^2} - 0.17 \text{ m}$$

$$V_5^2/2g = -13.9 \text{ m} + 0.012 \text{ m} - 0.0011 \text{ m} + 49.55 \text{ m} - 0.17$$

$$V_5^2/2g = 35.5 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$V_5 = 26.4 \text{ m/seg (antes del punto 5)}$$

Asumimos por lo tanto que la velocidad en el punto 5 es :

$$V_5 = 1.5(26.4) = 39.6 \text{ m/seg (ver anexo No.)}$$

$$V_5 = 40 \text{ m/seg}$$

21.9 CALCULO DEL DIAMETRO A LA SALIDA DE LA TOBERA DEL EYECTOR

$$= A \times V$$

Caudal a través de la tobera + Caudal a través del codo de succión

= Caudal a través del ducto de transporte de pitillos

$$Q_{\text{tobera}} = 0.007776 \text{ m}^3/\text{seg} = 0.356 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$Q_{\text{tobera}} = 0.348 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$A_{\text{tobera}} = \frac{Q_{\text{tobera}}}{V_{\text{tobera}}} = 0.348 \text{ m}^3/\text{seg} / 40 \text{ m}/\text{seg}$$

$$A_{\text{tobera}} = 0.087 \text{ m}^2 = 87 \text{ cm}^2$$

$$A_{\text{tobera}} = \frac{d^2}{4}$$

donde :

$$d = 10.5 \text{ cm} = 0.105 \text{ m} = 4.1 \text{ Pulg}$$

21.10 VELOCIDAD SONIDO N.

$$c = \sqrt{KRT}$$

T : temperatura absoluta

R : Constante de los gases

K : razón de calores específicos = C_p/C_v

Para el aire a 27°C $K = 0.24/0.171 = 1.4$

$$R = (K-1/K)C_p = (1.4-1/1.4)0.24 = 0.0686 \text{ Btu/Lbm}^\circ\text{R} \quad *$$

$$778 \text{ lbf.ft/Btu} = 53.3 \text{ lbf.ft/lbm}^\circ\text{R}$$

$$C = 1141.07 \text{ Pies/seg} = 348.03 \text{ m/seg}$$

Aire atmosférico, nivel del mar $T = 28^\circ\text{C} = 82.4^\circ\text{F}$

$$M_s = V_3/C = 40/348.03 = 0.115 \text{ L}$$

El flujo a través de la tobera del eyector es flujo subsónico

$$A/A^* = 1/M(5+M^2/6)^3 = 5.072$$

$$A_e = 5.072 * 0.0087 \text{ m}^2 = 0.04413 \text{ m}^2 = 441.3 \text{ cm}^2$$

$$A_{e \text{ tobera}} = D^2/4 = 441.3 \text{ cm}^2$$

$$D = 24 \text{ cm} = 9.4 \text{ pul}$$

$$M = \rho_{\text{aire}} A v = 1.15 \text{ Kg/m}^3 * 0.0087 \text{ m}^2 * 40 \text{ m/seg}$$

$$M = 0.4 \text{ Kg aire/seg}$$

$$\rho_{\text{aire}} = P_{\text{salida tobera}} / RT_{\text{salida tobera}}$$

$$\rho_{\text{aire}} = 99416.7 \text{ N/m}^2 / [287 \text{ N.m/Kg}^\circ\text{K} * (273+28^\circ\text{C})^\circ\text{K}]$$

$$\rho_{\text{aire}} = 1.15 \text{ Kg/m}^3 = 1.2 \text{ Kg/m}^3$$

21.11 CALCULO DE LA PRESION ESTATICA EN EL DIAMETRO MAYOR DE LA TOBERA DEL EYECTOR

$$a. \quad P_5/\rho + V_5^2/2g + Z_5 = P_6/\rho + V_6^2/2g - h_{f \text{ 6-5}} + Z_6$$

$$* \quad Z_5 = Z_6$$

$$* \quad P_5/\rho = -49.55 \text{ m}$$

$$* \quad V_5^2/2g = 81.5 \text{ m}$$

$$* \quad V_6 = \sqrt{A_6} = 0.348 \text{ m}^3/\text{s} / 0.04413 \text{ m}^2$$

$$V_6 = 7.9 \text{ m/s}$$

$$* \quad h_{f \text{ 6-5}} = n V_6^2/2g = 0.075(81.5) = 6.11 \text{ m}$$

Reemplazando en a. hallamos P6, entonces :

$$P_6/\rho = -49.55 + 81.5 - 3.18 + 6.11 = 34.9 \text{ m}$$

$$P_6 = 410.84 \text{ Pa}$$

21.12 DISEÑO DEL VENTILADOR

$$\text{Descarga } L_{\min} = 10D = 10 (24) \text{ cm} = 2,4 \text{ m}$$

21.12.1 Ducto de descarga. Por lo general, requiere de una longitud de 2,5 a 6 diámetros en la salida para que genere en su presión normal total en el ventilador y el perfil de velocidad sea uniforme. (Ver anexo No.).

Para efectos de tomar mediciones de caudal bastante exactos se recomienda una longitud mínima de ducto de 10 veces el diámetro. (ver anexo No.).

Siguiendo estas consideraciones asumimos una longitud de ducto mínima de :

$$L_{\min} = 10D = 10(24) = 240 = 2,4\text{m}$$

21.12.2 Ventilador. Centrífugo, aspas aerodinámicas con

curvatura hacia atrás, ya que alcanza eficiencias hasta del 90% y es el más silencioso.

21.12.3 Ducto de succión. La longitud ideal para un ventilador es que no se produzca en su entrada flujo arremolinado ni excéntrico, pérdidas que se vuelven despreciables si la longitud del ducto de entrada es mayor de 5 a 7 diámetros de ducto.

Siguiendo esta consideración asumimos una longitud de ducto en la succión de $7.5D$:

$$L_{\text{ducto succión}} = 7.1D = 7.1(24) = 170,4\text{cm} = 1,7\text{m}$$

21.12.4 Bernoulli entre 6 y 7.

$$P_7/\rho + V_7^2/2g - h_{f,7-6} + Z_7 = P_6/\rho + V_6^2/2g + Z_6$$

$$* Z_6 = Z_7$$

$$* P_6/\rho = 34.9\text{m}$$

$$* h_{f,7-6} = f L/D V^2/2g = f (240)/(240) (7.9\text{m/s})^2/2(9.81\text{m/s}^2)$$

$$h_{f,7-6} = 31.8 f \text{ (m)}$$

$$* K/D = 0.2\text{mm}/240\text{mm} = 0.00083$$

$$\text{Re} = VD/\nu = (7.9\text{m/s} * 0.24\text{m})/1.6 \times 10^{-5}\text{m}^2/\text{s}^2$$

$$\text{Re} = 1.2 \times 10^5$$

Por el diagrama de Moed y $f = 0.0022$; $h_{f,7-6} = 0.022(31.8) = 0.7\text{m}$.

Reemplazando tenemos :

$$P7/\rho g = P6/\rho g + h_{f\ 7-6} = 34.9 + 0.7 = 35.6\text{m}$$

$P7 = 419.1\text{ Pa}$ (Presión estática en la descarga del ventilador)

21.12.5 Bernoulli entre la succión del ventilador (Pto. 8) y la descarga (Pto. 7).

$$a. \quad P8/\rho g + V8^2/2g - h_{f8-7} + Z8 + H = P7/\rho g + V7^2/2g + Z7 \quad (\text{Con referencia en 8})$$

$$Z8 = 0$$

$$* \quad P8 = 0 \text{ manométrico (presión atmosférica)}$$

$$* \quad V8 = 0$$

$$* \quad K/D = 0.2/240 = 0.00083$$

$$* \quad h_{f\ 8-7} = f L/D V^2/2g = f (170.4)/(24)(7.9\text{m/s})^2/2(9.81\text{m/s}^2)$$

$$h_{f\ 7-6} = 22.6 f \text{ (m)}$$

$$f = 0.022$$

$$h_{f\ 8-7} = 0.497\text{m}$$

$$* \quad P7/\rho g = 35.6\text{m}$$

$$* \quad V7/2g = 3.18$$

$$* Z7 = 40\text{cm} = 0.04\text{m}$$

Reemplazando tenemos :

$$H = 35.6 + 3.18 + 0.04 + 0.497$$

$$H = 39.3 \text{ M aire}$$

$$H = 462.6\text{Pa} = 47.2 \text{ mm Ca.}$$

$H = 462.6 \text{ Pa} = 1.86 \text{ Pul C.a}$ (Presión en el ventilador para llevar el aire desde la succión a la descarga).

21.13 PERDIDAS TOTALES EN EL SISTEMA

a. Pérdida en la entrada del ducto de succión del ventilador :

$$\text{Pérdidas} = 0.93P_v$$

P_v : Presión dinámica en la entrada del ducto

$$P_v = V^2/2g = (0.49\text{m/s})^2/2(9.81\text{m/s}^2) = 0.01224 \text{ M aire}$$

$$P_v = 0.144 \text{ Pa} = 0.015 \text{ mm c.a.}$$

b. Pérdida en el ducto de descarga del ventilador :

$$H_f = f L/D V^2/2g = f (240/240) (7.9\text{m/s})^2/2(9.81\text{m/s}^2) = 31.8f \text{ m}$$

$$N \text{ Re} = VD/V = (7.9\text{m/s} * 0.24\text{m}) / 1.6 \times 10^{-5} \text{m}^2/\text{s} = 1.2 \times 10^{-5}$$

$$K/D = 0.2/240 = 0.00083$$

$$f = 0.022 \text{ (Por diagrama de Moody)}$$

$$H_f = 0.022 * 31.8 = 0.7$$

c. Pérdidas en el ducto de función del ventilador

$$H_f = f L/D V^2/2g = f (17/12.3) (0.49\text{m/s})^2/2(9.81\text{m/s}^2)$$

$$H_f = 0.017f \text{ m}$$

d. Pérdidas por turbulencia en el codo : 1% pérdidas totales.

e. Pérdidas en el codo de succión. (ver anexo No.) (pag. 64 libro Ventilación Industrial).

$$H_f = n V^2/2g = 0.09 (0.49\text{m/s})^2/2(9.81\text{m/s}^2) = 0.0011\text{m}$$

f. Pérdida en el ducto de transporte de pitillos (después del codo de succión)

$$H_f = 0.47\text{m}$$

g. Pérdidas en el entrada de la boquilla de succión :

$$H_f = 0.93 PV = 0.93(16.5\text{m/s})^2/2(9.81\text{m/s}^2)$$

$$H_f = 12.9 \text{ M aire}$$

h. Pérdida del final del ducto de transporte de pitillos :

$$H_f = V^2/2g = (22.24\text{m/s})^2/2(9.81\text{m/s}^2) = 25.2\text{m}$$

i. Pérdidas en la expansión que se presenta entre las boquillas de succión y el ducto de succión :

$$H_f = V^2/2g[1-A_1/A_2]^2 = (16.5\text{m/s})^2/2(9.81\text{m/s}^2)[1-(0.7854/160)]^2$$

$$H_f = 13.74\text{m}$$

$$H_f \text{ totales} = 6(13.74) = 82.44\text{m}$$

j. Sumatoria de Pérdidas :

$$0.01224 + 0.7 + 0.0007 + 1.22 + 0.0011 + 0.17 + 12.9 + 25.2 + 82.44 = 122.93 \text{ M aire}$$

Pérdidas que intervienen en la relación del ventilador :

pérdidas a, d, g, h, i

$$\text{Pérdidas} = 0.01224 + 1.22 + 12.9 + 25.2 + 82.44$$

$$\text{Pérdidas} = 121.77 \text{ M aire} = 1433,5 \text{ Pa} = 146.12 \text{ mm c.a.} = 5.75 \text{ Pul c.a}$$

21.13.1 Parámetros para seleccionar el ventilador. En vista de que la presión a la salida del eyector así como también del caudal, esto puede verse al aplicar Bernoulli entre 5 y 6 y

resolviendo en función de ρ , D y d , entonces:

$$P5/\rho g = P6/\rho G - 8 \rho^2/g^2 [(D^4-d^4)/(D^4*d^4)]$$

Por lo anterior al aumentar ρ disminuye $P5$.

El ventilador lo seleccionaremos con un caudal por encima del hallado para poderlo regular y comparar el funcionamiento óptimo real del sistema con el funcionamiento óptimo de diseño.

Por lo tanto, parámetros de selección :

$$= 0.348 \text{ m}^3/\text{s} + 20\% \text{ (por recomendación)}$$

$$= 0.4176 \text{ aprox.} = 0.42 \text{ m}^3/\text{s}$$

$P_e = 5.75 \text{ Pul c.a} + 1.86 \text{ Pul c.a} = 7.6 \text{ Pul c.a}$ (recomendación Manual Práctico Cálculos de Ingeniería Tyler G. Hicks)

$$P_e = 7.6 \text{ Pul c.a}$$

21.14 CALCULO DE LAS ESTRUCTURAS DE SOPORTE DE LOS DUCTOS DE SUCCION Y DESCARGA

21.14.1 Estructura ducto de succión.

Material ducto de succión : Lámina galvanizada calibre 22.

Peso de la lámina : 5.88 Kgf/m²

Area de la lámina con la que se construyó el ducto :

$$A = D * L$$

$$A = (0.24) * 1.7$$

$$a = 1.28\text{m}^2$$

Peso del ducto de succión :

$$W_s = 5.88 \text{ Kgf/m}^2 * 1.28\text{m}^2$$

$$W_s = 7.53\text{Kgf}$$

$$W_s = 73.83 \text{ N}$$

La carga será soportada equitativamente por ambas columnas por lo tanto, la carga sobre cada columna : $W_{col} = 73.83/2 \text{ N} = 36.92$

New

21.14.1.1 Análisis de las Columnas. El análisis se hará para una sola columna con el fin de seleccionar el perfil más adecuado.

21.14.1.1.1 Consideraciones.

- a. La columna está empotrada en ambos extremos (caso real)
- b. El cálculo se hará por unidad de longitud del elemento, ya que su longitud se definirá por el montaje del equipo.
- c. El perfil se seleccionará en acero comercial ASTM - A36.

21.14.1.1.2 Cálculos.

$$a. C_c^2 = 2 \pi^2 E / \gamma$$

Donde :

E : Módulo de elasticidad del acero

$$E = 200 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

$$\gamma = \text{Esfuerzo de fluencia} = 250 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$b. C_c^2 = 2 \pi^2 (200 \times 10^9) / (250 \times 10^6) = 15791.4$$

$$C_c = 125.7$$

Suponemos que $L/r \leq C_c$ (columna corta)

$$c. \quad = cr/F.S = y/F.S[1-(1/2)(L/r/Cc)^2]$$

$$d. \quad = P/A = Wcol/A = 36.92N / 1.483 \times 10^{-4} m^2 \\ = 24.89 \times 10^{-4} Pa$$

Elegimos un perfil L 1x1x1/8

$$A = 1.483 \times 10^{-4} m^2$$

$$r = 0.762 cm$$

e. Asumimos un F.S = 1,5

$$f. \quad F.S = 5/3 + 8/3 (L/r)/Cc - 1/8(L/r/Cc)^3$$

$$1.5 = 5/3 + 3/8(L/r/125.7) - 1/8(L/r/125.7)^3$$

Resolviendo para L/r = 73, esto significa que la suposición es correcta.

$$L = 73 * r = 73 * 0.00762 = 0.55m \text{ aprox. } 0.6m$$

$$Le = 0.5L$$

$$0.6 = 0.5Lreal$$

$$L = 1.2m \text{ (longitud con el del material que es de } 250 \times 10^{-6} N/m^2)$$

Si $< 250 \times 10^{-6} N/m^2$ el diseño es seguro.

$$y = \frac{adm \times F.S}{[1 - 1/2[(L/r)/Cc]^2]}$$

$$y = \frac{24.89 \times 10^4 \text{ Pa} * 1,5}{[1 - 1/2(73/125.7)^2]}$$

$$y = \frac{37.33 \times 10^{-4} \text{ Pa}}{0.8314}$$

$$y = 44.9 \times 10^{-4} \text{ Pa}$$

Que comparado da menor. Significa que el diseño será seguro para un F.S = 1.5 y una longitud máxima real de 1,2m (L=1,2m).

Columnas de soporte ducto de succión : Dos perfiles en L 1*1*1/8 (pulgadas)

21.14.2 Estructura ducto de descarga.

Material ducto de descarga : Lámina galvanizada calibre 22.

Peso de la lámina = 5.88 Kgf/m²

Area de la lámina con la que se construyó el ducto :

$$A = D * L$$

$$A = (0.24) * 2.4$$

$$a = 1.81\text{m}^2$$

Peso ducto de descarga :

$$W_d = 5.88 \text{ Kgf/m}^2 * 1.8\text{m}^2$$

$$W_d = 10.64\text{Kgf}$$

$$W_d = 104.4 \text{ New}$$

La carga será soportada equitativamente por las cuatro columnas, por tanto carga sobre cada columna

$$W_{col} = 104.4\text{N}/4 = 26.1\text{N}$$

21.14.2.1 Análisis de las Columnas.

21.14.2.1.1 Consideraciones.

a. La columna está empotrada en ambos extremos.

- b. Se calculará la longitud máxima a partir de la cual fallará la columna.
- c. El perfil se seleccionará en acero comercial ASTM - A36.

21.14.2.2 Cálculos.

a. $C_c = 125.7$

b. Suponemos que $L/r \leq C_c$

c. $\sigma_{adm} = W_{col}/A = 26.1N/1.483 \times 10^{-4} m^2 = 17.6 \times 10^4 \text{ Pa}$

Elegimos un perfil L 1*1*1/8

$A = 1.483 \text{ cm}^2$

$r = 0.762 \text{ cm}$

d. Asumimos un F.S = 1,5

e. Al despejar L/r de

$$F.S = 5/3 + 3/8 (L/r)/C_c - 1/8(L/r/C_c)^3$$

Hallamos $L/r = 73$, esto significa que la suposición es correcta.

$L = 73 * r = 73 * 0.0762 = 0.5562m \text{ aprox. } 0.56m$

$L_e = 0.5L$

$$0.56 = 0.5L\text{real}$$

$L = 1.12\text{m}$ (longitud máxima para que no halla pandeo).

f.

$$y = \frac{\text{adm} \times F.S}{[1 - 1/2[(L/r)/C_c]^2]}$$

$$y = \frac{17.6 \times 10^4 \text{Pa} * 1,5}{[1 - 1/2(73/125.7)^2]}$$

$$y = 31.75 \times 10^4 \text{ Pa}$$

Que comparado con $250 \times 10^6 \text{N/m}^2$ (esfuerzo de fluencia del material) nos damos cuenta que es menor, siendo por lo tanto seguro el diseño.

21.14.3 Estructura de soporte codo de succión y ducto de transporte de pitillos. Al comparar las áreas de lámina galvanizada entre el ducto de descarga del ventilador con el área de lámina galvanizada en el codo y ducto de transporte de pitillos, nos damos cuenta que un perfil L 1*1*1/8 pul será suficiente y seguro para éstos dos.

21.14.4 Instrumentos de medidas.

21.14.4.1 Ducto de succión.

Con el tubo Prondtl medimos la presión dinámica que se calcula por la siguiente ecuación :

$$V_t^2/2 = (\rho - \rho_m)gL$$

Donde :

ρ : Densidad del aire Kg/m³

V_t : Velocidad teórica del aire en m/seg

ρ_m : Densidad del líquido manométrico en Kg/m³

g : Aceleración de la gravedad

L : Diferencia de nivel en el tubo

Lo anterior se hace con el objeto de conocer el caudal en la succión del ventilador, ya que se conoce el área de succión y la velocidad del aire en la succión, por lo tanto

$$= A \times V_t$$

21.14.4.2 Ducto de Descarga.

Con el manómetro diferencial en B, estaremos detectando cualquier inconveniente con respecto a una caída de presión estática indeseable en la descarga del ventilador.

Con el manómetro diferencial en C, medimos presión estática.

Con el tubo Pitot medimos presión dinámica, con el objeto de controlar el caudal en la entrada del eyector, así como también medir la presión total del sistema en dicho punto.

21.14.4.3 Codo de succión y ducto de transporte de pitillos.

Con el manómetro diferencial en D y E medimos las presiones estáticas y las comparamos con las de diseño.

CONCLUSIONES

Terminado este proyecto concluimos que el equipo extractor de pitillos cumple con todos los objetivos trazados en el anteproyecto, además de contribuir con el mejoramiento de un proceso productivo a nivel industrial.

Este sistema, novedoso, representa la creatividad e inventiva de los integrantes de éste proyecto, los cuales lograron solucionar una necesidad del mercado.

BIBLIOGRAFIA

ACAIRE. Ventilación Industrial. Colombia (1991)

AMCA, Fried. Performance Measurement of fan Systems (EE.UU.)
1990.

BATURIN V. Fundamentos de Ventilación Industrial (Barcelona).
Editorial Labor, 1976.

CRANE. Flow of Fluids: Through Valves, Fittings and pipe New
York, 1977.

Engineering Equipment Users Association. Transporte Neumático
de Materiales Pulverulentos EE.UU. (Barcelona). Editorial
Labor, 1974.

GREENE W., Richard. Compresores y Ventiladores selección uso y
mantenimiento. (México) McGraw-Hill, 1990.

HERNING F. Transporte de Fluidos por tuberías. (Barcelona). Editorial Labor, 1975.

JOSEPH, Edward Shigley; MISCHKE, Charles R. Diseño de Ingeniería Mecánica. 5a. Edición (México) McGraw-Hill, 1990.

MARKS. Manual del Ingeniero Mecánico. 2a. Edición. (México). Editorial McGraw-Hill, 1984.

MATAIX, Claudio. Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. (Madrid). Editorial del Castillo S. A., 1990.

OHLSEN, Edward. Mecánica Aplicada a la Resistencia de Materiales. (México). Editorial Continental, 1971.

QUINCHIAH. Rigoberto. Ventilación Industrial. (Medellín), 1988.

Refrigeración y Aire Acondicionado. Air-conditioning and refrigeration institute. 1a. Edición (México). Prentice Hall International 1987.

STREETER L, Victor E. Benjamin Wylie. Mecánica de los fluidos. 8a. Edición. (México) McGraw-Hill, 1987.

TARDA, MASANA, José. Ventiladores y Turbocompresores. España Marcombo S. A. Ediciones Técnicas.

TARGHETTA ARRIOLA, Luis. Transporte y Almacenamiento de Materias Primas en la Industria Básica. Barcelona. Editorial Blume, 1970.

TIMOSEHENKO S. Elementos de Resistencias de Materiales. (México). Editorial Uthea, 1991.

WOODS, Colchester. Guía de la Ventilación. Barcelona. Editorial Blume, 1970.