

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



“ Diseño de un Ventilador Axial de una Etapa para Ventilación de Minas ”

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECANICO

JAIME E. CJAHUA HUANACHI

PROMOCION: 1982 - 2

LIMA • PERU • 1986

INDICE

	<u>Pág.</u>
SIMBOLOGIA	X
PROLOGO	1
CAPTULO I	
INTRODUCCION	4
1.1 Ventilación en minas.	4
1.2 Consideraciones de mecánica de fluidos.	6
1.2.1 Teoría del Equilibrio Radial .	6
1.2.2 Teoría del Disco Actuante.	10
1.3 Grado de reacción y triángulos de velocidad.	11
1.4 Perfiles aerodinámicos.	16
1.4.1 Características aerodinámicas.	16
1.4.2 Criterios para la selección del perfil .	17
1.4.3 Perfiles aerodinámicos recomendados para ventiladores axiales.	18
1.5 Clasificación de los ventiladores.	19
1.6 Semejanza de ventiladores.	21
CAPTULO II	
OPTIMIZACION AERODINAMICA DE UNA ETAPA AXIAL .	22
2.1 Ecuaciones fundamentales para una eficiencia óptima .	24
2.1.1 Teoría del Ala Portante aplicada al rotor - axial .	24
2.1.2 Pérdidas en una sección de radio arbitrario.	26
2.1.2.1 Pérdidas en el rotor.	26
2.1.2.2 Pérdidas en el estator.	28
2.1.2.3 Pérdidas en la etapa.	28
2.2 Optimización de la etapa : método de Vórtice Libre	29
2.2.1 Pérdidas relativas en la etapa .	31

	<u>Pág.</u>
2.2.2 Optimización simple de la etapa .	32
2.2.3 Doble optimización de la etapa .	34
2.2.4 Análisis de la doble optimización .	35
2.2.5 Pérdidas en la etapa .	36
2.2.5.1 Coeficiente de pérdidas .	37
2.2.5.2 Pérdidas en la etapa .	39
2.3 Optimización de la etapa : método de Reacción - Constante.	40
2.3.1 Pérdidas relativas en la etapa .	40
2.3.2 Optimización simple de la etapa .	41
2.3.3 Doble optimización de la etapa .	42
2.3.4 Análisis de la doble optimización .	44
2.3.5 Pérdidas en la etapa .	44
CAPITULO III	
CALCULO AERODINAMICO DE UN VENTILADOR AXIAL DE UNA ETAPA MEDIANTE EL METODO DE VORTICE LIBRE	45
3.1 Parámetros condicionantes .	46
3.1.1 Condiciones ambientales .	47
3.1.2 Altura efectiva , caudal y potencia .	48
3.1.3 Diámetro del ventilador .	49
3.1.4 Cifras adimensionales .	51
3.1.5 Eficiencia hidráulica	53
3.1.6 Comprobación del diámetro del ventilador .	53
3.2 Cálculos generales .	55
3.2.1 Primer cálculo .	55
3.2.1.1 Relación de diámetros para una e- ficiencia óptima .	56
3.2.1.2 Número de álabes y eficiencia de la etapa .	57
3.2.2 Segundo cálculo .	61
3.2.2.1 Relación de diámetros para una e- ficiencia óptima .	61
3.2.2.2 Número de álabes y eficiencia de la etapa .	62
3.2.3 Análisis de las pérdidas , eficiencia total .	64

	<u>Pág</u>
3.2.3.1 Análisis de las pérdidas .	64
3.2.3.2 Eficiencia total .	66
3.2.4 Triángulos de velocidad.	66
3.2.4.1 Del rotor.	67
3.2.4.2 Del estator.	70
CAPITULO IV	
CALCULO AERODINAMICO DE LOS ALABES.	72
4.1 Geometría de los álabes.	72
4.1.1 Del rotor.	72
4.1.2 Del estator.	77
4.2 Trazado del álabes.	80
4.2.1 Del rotor.	80
4.2.2 Del estator.	81
CAPITULO V	
CALCULO Y DISEÑO MECANICO DEL VENTILADOR.	83
5.1 Rotor.	84
5.1.1 Alabes.	84
5.1.2 Cubo.	87
5.1.3 Sujeción de los álabes.	89
5.1.3.1 Pernos de sujeción.	89
5.1.3.2 Placa de sujeción.	91
5.1.4 Tapa y peso del rotor.	91
5.2 Motor el éctrico .	93
5.2.1 Selección del motor.	93
5.2.2 Cuña del eje.	98
5.3 Estator.	98
5.3.1 Alabes.	99
5.3.2 Cubo.	100
5.3.3 Sujeción del estator.	104
5.3.4 Peso del estator.	105

	<u>Páq.</u>
5.4 Ductos.	106
5.4.1 Ducto.	106
5.4.2 Cono de entrada.	106
5.4.3 Cono de salida.	107
5.4.4 Peso.	107
5.5 Soporte .	109
5.6 Peso del ventilador.	110
CAPITULO VI	
ANALISIS DE COSTOS.	112
6.1 Generalidades.	112
6.2 Materia prima directa.	113
6.3 Mano de obra directa y costos indirectos de - fabricación	116
6.4 Gastos administrativos.	119
6.5 Costo de producción.	119
6.6 Precio de venta y precio total .	119
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.	121
BIBLIOGRAFIA.	124
FIGURAS Y TABLAS.	126
PLANOS.	166
ANEXOS.	170

SIMBOLOGIA

Dimensionales

A	área de la sección transversal .
C	velocidad absoluta .
C_m	velocidad media (axial) .
C_u	componente tangencial de C .
ΔC_u	componente del vórtice .
D	diámetro
E	módulo Joung .
F	fuerza resultante .
F_c	fuerza centrífuga .
F_R, F_s	fuerzas de resistencia y sustentación , respectivamente
H	altura de presión afectiva .
H_{est}	altura de presión estática .
H_R	altura de presión de Euler .
ΔH	pérdida de altura de presión .
I	momento de inercia .
J_w	momento de inercia polar de línea (en torsión) .
L	cuerda del perfil del álabe .
M	momento flector .
M_s	módulo de sección .
N	revoluciones por minuto .
P	potencia .
P_{eje}	potencia al eje .

ΔP	pérdida de potencia .
S_y	esfuerzo de fluencia .
T	momento torsor .
U	velocidad tangencial .
V, V	volumen y caudal respectivamente .
W	velocidad relativa .
W	peso .
Y_o, Y_u	ordenadas del extradós e intradós del perfil , respectivamente .
Z	número de álabes .
Z_w	módulo de sección de línea (en flexión) .
a	ancho del canal de álabes del estator .
d	diámetro del eje .
d'	espesor del perfil .
e	separación entre rotor y estator .
e'	espesor del anillo cubo-rotor que sujeta al álabe .
g	aceleración de la gravedad .
h	altura del álabe .
h	entalpía específica .
h_o	entalpía específica de estancamiento .
m	masa .
p	presión
P_{est}, P_o	presiones estática y de estancamiento , respectivamente .
r	radio .

s	entropía específica.
s	espesor del álabe del estator.
t	paso entre álabes.
δ	intersticio radial.
ρ	densidad.
γ	peso específico.
σ	esfuerzo de tensión.
τ	esfuerzo cortante.
ν	viscosidad cinemática.
α, β	ángulos de las velocidades absoluta y relativa.
θ	ángulo de desviación.
δ°, λ	ángulos de ataque y de planeo.

Adimensionales

A	pérdidas en la etapa.
$\left(\frac{A}{\epsilon}\right)_{ET}$	pérdidas relativas en la etapa.
$\frac{A}{\epsilon}$	pérdidas relativas en la etapa, integradas sobre la longitud de los álabes.
D_s	diámetro específico.
$D'_s \cdot D_s$	referido a la altura de presión estática.
C_R	coeficiente de resistencia.
C_s	coeficiente de sustentación.
K_{esp}	coeficiente de estrechamiento, estator.
N_q	cifra de velocidad referida al caudal.

N'_q	N_q	basada en la altura de presión estática.
R		grado de reacción.
R_e		R en la punta del álabe.
Re		número de Reynolds.
δ		cifra de diámetro.
ϵ		coeficiente de pérdidas en la etapa.
η		eficiencia de la etapa.
η_{et}	η	para un cubo-estator finito.
η_h		eficiencia hidráulica.
η_{est}		eficiencia estática.
η_m, η_v		eficiencias mecánica y volumétrica.
η_t		eficiencia total de ventilador.
μ		coeficiente de Poison.
ν		relación de diámetros, del cubo a la punta.
σ		cifra de velocidad.
ϕ		cifra de caudal.
ϕ'		cifra de volumen.
ψ		cifra de presión.
ψ_R		cifra de presión de Euler.
K_q, K_h, K_p, K_P		son constantes numéricas de \dot{V} , H, p y P respectivamente.
K_λ		factor de la cifra de carga

A, B, a, cte, n, π son cantidades numéricas.

Sub - índices

E	en el estator.
R	en el rotor.
ET	en la etapa.
a	componente en la dirección axial .
e	en la punta del álabe, exterior.
i	en el cubo, interior.
m	en el radio medio.
máx	máximo.
mín	mínimo.
opt	óptimo.
optopt	dobl emente óptimo.
p	de planeo, del perfil .
r	componente en la dirección radial .
u	componente en la dirección tangencial .
I,II	secciones de aspiración y de expulsión, respectivamente.
0,1,2,3,4,5,6	ubican en la entrada/ salida/ de los álabes en la - dirección axial .
p,a,s,t	referidos a las pérdidas a través de la etapa.

PROLOGO

Los ventiladores tienen la función de renovar el aire de los lugares o ambientes donde se realizan actividades o procesos , - con la finalidad que se desarrollen en las condiciones previamente establecidas.

Se fabrican en varios modelos y tamaños para el suministro o extracción de aire en minas , túneles , motores , vehículos , plantas industriales , casas de fuerza , edificios , etc.

En nuestro país los ventiladores de minas se fabrican con patentes extranjeras , se conocen los fundamentos básicos para estimar sus características pero no los métodos completos para un buen diseño

El presente trabajo es un modelo del procedimiento y análisis de diseño de un ventilador axial de una etapa , sus objetivos son: obtener una metodología de optimización aerodinámica de la etapa axial , exponer las complicadas relaciones entre los parámetros que intervienen y aplicarlos al diseño mencionado en la forma más simple y clara posible.

La materia se divide en capítulos que abarcan áreas bien defi

nidas de teoría , ejemplo de cálculo y costos . La exposición - del material está ordenada de acuerdo al aumento de complejidad de los procesos examinados , secuencia que se visualiza fácilmente en los diagramas de flujo ubicados en la sección Anexos.

Se emplea la teoría del Equilibrio Radial con la cual se desarrollan fórmulas de cálculo de una simple y doble optimización aerodinámica de la etapa axial en los métodos de Vórtice Libre y Reacción Constante

El diseño de ventiladores y otras máquinas implica la mejor eficiencia sólo cuando los valores de los parámetros son los mismos del punto de diseño.

En nuestro caso la capacidad y la altura de presión en el punto de diseño son $23 \text{ m}^3/\text{s}$ y $150 \text{ mm. H}_2\text{O}$ respectivamente y no se tiene en cuenta la densidad del aire porque no afecta a su mejor eficiencia ; esto se comprueba al hacer la selección de un ventilador en que sólo se requieren conocer la capacidad y la altura de presión , en cambio para seleccionar la potencia del motor que lo accionará si debe conocerse además el valor de la densidad del aire del lugar donde se instalará .

La teoría , criterios y procedimientos empleados , tengo la -
seguridad , serán una guía efectiva en el estudio de las turbomá-
quinas axiales .

Finalmente , deseo expresar mi agradecimiento al Ingeniero -
Andrés F. Coz P. por su continuo y valioso asesoramiento.

CAPITULO I

INTRODUCCION

Principalmente aquí se mencionan las teorías básicas en el diseño de turbomáquinas axiales, el concepto exacto y la influencia del grado de reacción, y así también fundamentos de los perfiles aerodinámicos.

1.1 Ventilación en minas

La ventilación se entiende como el suministro de aire por medios naturales, mecánicos o efectos combinados a/de un espacio determinado.

El principal objetivo de la ventilación en minas es la distribución racional de corrientes de aire puro a fin de :

- a. Suministrar a los trabajadores aire fresco y limpio en cantidad suficiente para conservar su salud.
- b. Reducir por dilución las concentraciones de los contaminantes del ambiente a niveles tolerables.
- c. Regular las condiciones termoambientales para obtener un ambiente confortable y un buen rendimiento en el trabajo.

La cantidad de aire necesario en el interior de la mina se calcula teniendo en cuenta :

- a. El número de personas : 3 a 9 m³/min-persona .
- b. Para remover contaminantes:
más del 1.5 m³/min-pie² de sección
- c. Para funcionamiento de máquinas : 2 a 5 m³/min-HP.
- d. Las condiciones termoambientales es.

El aire que circula por mina debe contener por lo menos 19.5% de O₂ y no más de 0.5% de CO₂, así como ninguna cantidad de gases nocivos o tóxicos.

Los ventiladores en la mina se clasifican de acuerdo a su función en :

- a. Principales : suministran aire a la boca de la mina.
- b. Elevadores : incrementan el aire en las galerías.
- c. Auxiliares : utilizan ductos y producen generalmente alturas de presión de 1 a 17" H₂O (21 a 360 m.Aire) siendo la relación de la sección de la galería a la sección del ducto un valor entre 40 y 100 .

La ventilación le corresponde a la División de Seguridad y es vital tanto en la mina como en la planta de fundición. Si se cuenta con una ventilación adecuada en todas las labores de la mina, las horas -hombre perdidas en esperar la ventilación de las galerías ya no serán tan grandes y además el trabajador estará protegido de las enfermedades ocupacionales.

1.2 Consideraciones de Mecánica de Fluidos

En esta sección se presentarán las dos teorías básicas que existen para desarrollar métodos de diseño de turbomáquinas axiales.

La ecuación que se toma como punto de partida en ausencia de fuerzas viscosas y externas y tratándose de flujo permanente y compresible es (Fig.1) :

$$p_o = p_{est} + \frac{\rho}{2} C^2 \quad (1)$$

$$C^2 = C_u^2 + C_m^2 + C_r^2 \quad (2)$$

donde :

p_o es la presión de estancamiento ó total .

p_{est} es la presión estática .

ρ la densidad del fluido .

C_u , C_m , C_r son las velocidades tangencial , media y radial respectivamente .

1.2.1 Teoría del Equilibrio Radial

En el flujo axial , para anular el efecto de las fuerzas centrífugas , es decir , para obtener equilibrio en la dirección radial , básicamente se asume que la velocidad radial a la entrada y salida de los álabes de la turbomáquina

na es cero (Fig. 2), entonces :

$$C^2 = C_u^2 + C_m^2 \quad (2.1)$$

La variación de la presión estática en la dirección radial en coordenadas cilíndricas es :

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p_{est}}{\partial r} = \frac{C_u^2}{r} \quad (3)$$

y la presión total es :

$$p_o = p_{est} + \frac{\rho}{2} (C_u^2 + C_m^2) \quad (3.1)$$

derivándola respecto al radio :

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp_o}{dr} = \frac{1}{\rho} \frac{dp_{est}}{dr} + C_u \frac{dC_u}{dr} + C_m \frac{dC_m}{dr} \quad (4)$$

reemplazando la ecuación(3) en (4) :

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp_o}{dr} = \frac{C_u^2}{r} + C_u \frac{dC_u}{dr} + C_m \frac{dC_m}{dr}$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp_o}{dr} = \frac{1}{r^2} \frac{d(r \cdot C_u)^2}{dr} + \frac{d(C_m)^2}{dr}$$

y como la presión total no varía al variar el radio, se tiene la ecuación fundamental del equilibrio radial :

$$\frac{1}{r^2} \cdot \frac{d(r \cdot C_u)^2}{dr} + \frac{d(C_m)^2}{dr} = 0 \quad (5)$$

Esta ecuación se usa para determinar la variación de

las velocidades axial y tangencial , lo que a su vez contribuye a clasificar características en métodos de diseño

Se tiene en forma general (Ref.2) :

$$C_{u_A} = ar^n - \frac{b}{r} \quad (\text{después del estator}) \quad (6)$$

$$C_{u_B} = ar^n + \frac{b}{r} \quad (\text{después del rotor})$$

el grado de reacción (definido más adelante en la sección

3) es :

$$R = 1 - \frac{\Delta C_u}{2U} = 1 - \frac{C_{u_B} + C_{u_A}}{2U}$$

$$R = 1 - \frac{ar^n}{U} \quad (7)$$

y variando el valor de "n" :

a) si $n = 0$

$$R = 1 - \frac{a}{U} \quad (7.1)$$

como $U \propto r$ entonces $R \propto r$

y es el caso denominado Vórtice Libre.

b) si $n = 1$

$$R = 1 - \frac{a \cdot r}{U} = 1 - k \quad (7.2)$$

el grado de reacción no varía , por lo cual este caso se denomina de Reacción Constante.

Luego , los métodos de diseño del Vórtice (C_u) más usua

les son :

a) Vórtice Libre.

Está limitado por la gran deflexión en la raíz de los alabes móviles, y la deflexión en el estator es constante.

Sus características respecto al radio son : (Fig.3)

$$r \cdot C_u = \text{cte}$$

$$H = \text{cte}$$

$$C_m = \text{cte}$$

$$R \propto r$$

b) Reacción Constante.

Sus características respecto al radio son :

$$C_u = a \cdot r + \frac{b}{r}$$

$$H = \text{cte}$$

$$C_m = \text{cte}$$

$$R = \text{cte}$$

c) Vórtice Forzado

Es un método raramente usado. Sus características son:

$$C_u \propto r$$

$$H \propto r^2$$

$$C_m = \text{cte}$$

$$R = f(r)$$

d) Exponencial

Sus características son :

$$C_u = a + \frac{b}{r}$$

$$H = \text{cte.}$$

$$C_m \propto \frac{1}{r}$$

$$R = f(r)$$

$\alpha = \text{cte}$, siendo α el ángulo de entrada al estator.

La teoría del Equilibrio Radial se cumple aproximadamente para el disco rotor en que : $\frac{h}{a} < 2$

siendo : "h" la altura de álabe ; y "a" cuerda axial del álabe.

1.2.2 Teoría del Disco Actuante

Observaciones experimentales sugieren que el equilibrio radial no se obtiene en el borde de salida de cada disco de álabes cuando la relación de diámetros \mathcal{V} es grande.

Para una \mathcal{V} grande y un número elevado de álabes, se asume que el disco rotor puede ser remplazado hipotéticamente por un "disco actuante" de espesor axial infinitamente pequeño de modo que la deflexión del flujo se alcance a una pequeña distancia axial y que a través del disco se cumplan la velocidad tangencial y la vorticidad (Ref.2).

De las ecuaciones de movimiento de una partícula en coordenadas cilíndricas, las variaciones en la dirección tangencial pueden obviarse para un gran número de álabes y se tiene:

$$C_m \frac{\partial C_r}{\partial x} + C_r \frac{\partial C_r}{\partial r} - \frac{C_u^2}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_{est}}{\partial r} \quad (8)$$

y de la Segunda Ley de Termodinámica :

$$dh - T.ds = \frac{1}{\rho} . dp \quad (9)$$

$$dh_o - T.ds = \frac{1}{\rho} dp + \frac{1}{2} d (C_u^2 + C_m^2 + C_r^2) \quad (9.1)$$

además, de la ecuación de continuidad, la función de corriente es :

$$r.C_r = \frac{\partial \psi}{\partial X} \quad , \quad r.C_m = - \frac{\partial \psi}{\partial r} \quad (10)$$

y la siguiente relación, deducida de las ecuaciones (8), (9.1), (10), es la que gobierna el flujo :

$$\frac{dh_o}{d\psi} - T \frac{ds}{d\psi} = \frac{1}{r^2} \left[\zeta r + r.C_u \cdot \frac{d(r.C_u)}{d\psi} \right] \quad (11)$$

donde ζ es una componente de vorticidad.

1.3 Grado de reacción y triángulos de velocidad

El grado de reacción es indicador del incremento de la presión estática en el rotor respecto a la total en la etapa; asimismo nos insinúa la forma de los álabes.

De la figura 1 :

$$R \approx \frac{\frac{p_3 - p_o}{\gamma}}{\frac{p_6 - p_o}{\gamma} + \frac{C_6^2 - C_o^2}{2g}} = \frac{H_{est R}}{H_{ET}} \quad (12)$$

Si la velocidad de salida y la de entrada en la etapa tienen el mismo valor ($H_{dinET} = 0$) se tendrá :

$$H_{ET} = H_{est_{ET}} = \frac{P_6 - P_0}{\gamma}$$

$$H_{est_E} = \frac{C_3^2 - C_6^2}{2g} = \frac{C_3^2 - C_0^2}{2g} = H_{din_R} \quad (13)$$

y en el rotor :

$$H_R = H_{est_R} + H_{din_R} = H_{est_R} + H_{est_E}$$

$$H_R = H_{est_{ET}} = H_{ET} \quad (14)$$

El grado de reacción será :

$$R \approx \frac{H_{est_R}}{H_{ET}} = \frac{H_{est_R}}{H_{est_{ET}}} = \frac{H_{est_R}}{H_R} \quad (15)$$

Para flujo axial y sin considerar pérdidas en el rotor, - de la Figura 2 y la ecuación de Euler, se deduce la expresión simplificada del grado de reacción :

$$H_{est_R} = \frac{W_0^2 - W_3^2}{2g} \quad (16)$$

$$H_R = \frac{U(C_{3u} - C_{0u})}{g} \quad (17)$$

luego ,

$$R \approx \frac{W_{0u}}{U} \quad (18)$$

De acuerdo al valor del grado de reacción, se tiene la siguiente clasificación :

CASO I : $R = 0$

Las máquinas se denominan "de acción"; pero las bombas de acción no suelen construirse.

CASO II : $R = 1/2$

Muy usado en compresores de varias etapas, siendo el flujo entre etapas no axial. Requiere de post-estator y los triángulos de velocidad de entrada y salida son semejantes.

CASO III : $1/2 < R < 1$

Solo debe conseguirse ausencia del componente del vórtice en la sección de entrada ($C_{ou} = 0$).

Muy usado en bombas y ventiladores de una etapa, aunque también puede emplearse en compresores de varias etapas, siendo axial el flujo entre etapas. La etapa comprende rotor y post-estator.

La variación de los parámetros característicos de este caso se muestran en la Figura 3.

CASO IV : $R = 1$

Se precisa que el ángulo de entrada sea mayor de 90° y

y que $C_{0u} = C_{3u}$ en valor absoluto. La velocidad cambia la dirección, mas no de valor ($C_0 = C_3$), viene a ser un caso inverso al caso I también por la forma de los álabes.

CASO V : $R > 1$

El ángulo de entrada es mucho mayor de 90° y $C_{3u} = 0$, el flujo se acelera en el pre - estator y es axial entre etapas. La forma del álabes también se observa por el ángulo de desviación.

$$\theta = \beta_3 - \beta_0$$

A continuación se presentan otras expresiones del grado de reacción fundamentadas en la ecuación de Euler y la cifra de presión :

$$H_R = \frac{U \cdot \Delta C_u}{g} = \frac{H}{\eta_h} \quad (17.1)$$

$$\psi = \frac{2g H}{U^2} \quad (19)$$

y también la denominada cifra de presión del Rotor :

$$\psi_R = \frac{2g H_R}{U^2} = \frac{\psi}{\eta_h} \quad (19.1)$$

por tanto :

$$\frac{\Delta C_u}{U} = \frac{gH}{\eta_h U^2} = \frac{\psi}{2 \eta_h} = \frac{\psi_R}{2} \quad (20)$$

en el caso III :

$$W_{\infty u} = U - \frac{\Delta C_u}{2}$$

entonces:

$$R \approx 1 - \frac{\Delta C_u}{2U} \quad (21)$$

también

$$R \approx 1 - \frac{\psi}{4 \eta_h} = 1 - \frac{\psi_R}{4} \quad (21.1)$$

y en el caso V :

$$R \approx 1 + \frac{\psi}{4 \eta_h} = 1 + \frac{\psi_R}{4} \quad (21.2)$$

La Figura 4 muestra los triángulos de velocidad y la forma de los álabes cuando en los casos mencionados se tiene el mismo valor de $\Delta C_u/U$; se observa que el ángulo de desviación (θ) disminuye a medida que aumenta el grado de reacción, así mismo disminuye el ángulo β_{∞} y en consecuencia el álabe se va aplanando, las velocidades relativas aumentan su valor y las absolutas disminuyen .

En el caso III, si $\psi < 0.15$ la función del estator como difusor ya no es significativa porque el grado de reacción para

$\eta_h = 0.60$ a 0.75 (Ref. 4) es en la punta del álabe :

$$R \approx 1 - \frac{\psi}{4 \eta_h} = 1 - \frac{0.15}{4(0.60)} = 0.94$$

entonces si

$$0.94 \leq R < 1 \quad \text{no usará estator.}$$

1.4 Perfiles aerodinámicos

Los álabes perfilados se prefieren en vez de los de espesor constante cuando se tienen bajos coeficientes de planeo (ξ_p), esto ocurre si su número de Reynolds es mayor de 80,000 (Fig.5) ya que la capa límite deja de ser laminar :

$$Re = \frac{W_{\infty} L}{\nu} \quad (22)$$

siendo :

W_{∞} , la velocidad del fluido.

L , la cuerda de la sección del álabe

ν , la viscosidad cinemática del fluido.

El coeficiente de planeo viene a ser la eficiencia del álabe y su valor tiene gran influencia sobre la eficiencia de la etapa como se verá más adelante.

1.4.1 Características aerodinámicas.

Están referidas a la geometría del perfil (Figura 6) y son :

- a. La forma de su línea de curvatura media.
- b. La curvatura relativa : f/L
- c. La posición del punto de curvatura máxima: x_f
- d. El espesor relativo : d'/L
- e. La posición del espesor máximo: x_d
- f. Las curvaturas del extradós y del intradós.
- g. La forma y radio del borde de ataque.
- h. La forma y radio del borde de salida.

1.4.2 Criterios para la selección de un perfil

Los factores más importantes en la selección de un perfil aerodinámico son :

- a. Condiciones estructurales
- b. Coeficiente de sustentación, máximo : $C_{s\text{máx}}$
- c. Coeficiente de resistencia, mínimo : $C_{R\text{mín}}$
- d. Rendimiento aerodinámico máximo :

$$\beta_{\text{máx}} = \left(\frac{C_s}{C_R} \right)_{\text{máx}} = \frac{1}{\epsilon_{p\text{mín}}}$$

- e. Calidad sustentadora, máxima :

$$b_{\text{máx}} = \left(\frac{C_s^{3/2}}{C_R} \right)_{\text{máx}}$$

- f. Número de Mach crítico.

1.4.3 Perfiles aerodinámicos recomendados para ventiladores axiales

Actualmente los perfiles aerodinámicos más utilizados son los procedentes de :

- a. Estados Unidos : NACA
- b. Alemania Occidental : Göttingen
- c. Unión de R.S. Soviéticas : Atlas de Deich
- d. Francia

En el presente trabajo emplearemos los perfiles del Laboratorio de Aerodinámica de Göttingen recomendados para ventiladores axiales (Ref. 8) N^{os} 622, 623, 624, 625 y 682 cuyas características se muestran en la Figura 7 y la Tabla 1, y cuyos coeficientes de sustentación están regidos por las ecuaciones de la Tabla 2 de la forma :

$$C_s = A \left(\frac{Y_{\text{máx}}}{L} \right) + B \delta^{\circ} \quad (23)$$

Estas expresiones permiten variar el espesor del perfil, multiplicando sus ordenadas Y_o y Y_u por una constante, sin alterar la cuerda L . Por esto casi siempre se utiliza el mismo perfil (con diferentes tamaños) para diferentes secciones de un álabe, teniendo en cuenta que d/L ó $Y_{\text{máx}}/L$ sean menores de 20% .

El coeficiente de sustentación también puede graficar-

se en función del coeficiente de resistencia a través de los diagramas polares (Figura 8).

1.5 Clasificación de los ventiladores

Los ventiladores se clasifican de acuerdo a sus cifras adimensionales.

En la Figura 9 se hallan la cifra de presión ψ y la eficiencia total en función de la cifra de velocidad σ para ventiladores axiales.

Conociendo el valor de la cifra de velocidad referida al caudal N_q se puede entonces estimar los parámetros adimensionales y el diámetro del ventilador :

$$N_q = \frac{N \dot{V}^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (24)$$

$$\sigma = \frac{1}{157.8} N_q \quad (24.1)$$

de la Figura 9 se obtiene ψ y con la fórmula(19)se calcula el diámetro. Los otros parámetros son :

$$\text{Cifra de caudal } \varphi = \frac{\dot{V}}{\pi/4 D^2 U} \quad (25)$$

$$\varphi = (\sigma \cdot \psi^{3/4})^2 \quad (25.1)$$

$$\text{Cifra del diámetro : } \delta = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} \quad (26)$$

$$\text{Diámetro específico } D_s = \frac{1}{1.8652} \varphi \quad (27)$$

$$\text{Cifra de volumen } \varphi' = \frac{\dot{V}}{\pi/4 D^2 (1-\nu^2) U} \quad (28)$$

$$\varphi' = \frac{C_m}{U} = \frac{\varphi}{1-\nu^2} \quad (28.1)$$

donde ν es la relación de diámetros.

La tabla 3 contiene la relación de cifras adimensionales.

En la selección previa de cualquier ventilador, centrífugo o axial, es de gran utilidad la Figura 10 donde se relacionan: la cifra de velocidad referida al caudal, el diámetro específico y la eficiencia estática, todas en función de la altura de presión estática H_{est} :

$$N'_q = \frac{N \dot{V}^{1/2}}{H_{est}^{3/4}} \quad (29)$$

$$D'_s = D \frac{H_{est}^{1/4}}{\dot{V}^{1/2}} \quad (30)$$

$$\eta_{est} = \eta_t \left(1 - \frac{C_{II}^2}{2gH}\right) = \eta_t \frac{H_{est}}{H} \quad (31)$$

$$\eta_{est} = \frac{\gamma \dot{V} H_{est}}{P_{eje}} \quad (31.1)$$

A este gráfico 10 se lleva N'_q y se despejan η_{est} y

D'_s ; luego de la fórmula se obtiene D que debe resultar similar al deducido de la figura 9 en el caso de ventiladores axiales

1.6 Semejanza de ventiladores

El empleo de las leyes de semejanza nos permite:

- a. Predecir el comportamiento de una máquina de distinto tamaño pero geométricamente semejante a otra que - trabaja a las mismas condiciones y cuyo comportamiento (caudal y altura) se conoce.
- b. Predecir el comportamiento de una misma máquina u otra igual , cuando varía alguna de sus características.

Del análisis dimensional y del número de Reynolds se obtienen las siguientes relaciones del caudal , la altura de presión, la presión y la potencia :

$$\dot{V} = K_q N D^3 \qquad K_q = \frac{\pi^2}{240} \psi \qquad (32)$$

$$H = K_h N^2 D^2 \qquad K_h = \frac{\pi^2}{7200 g} \psi \qquad (33)$$

$$p = K_p \delta N^2 D^2 \qquad K_p = K_h \qquad (34)$$

$$P = K_p \delta N^3 D^5 \qquad K_p = K_q \cdot K_h \qquad (35)$$

En conclusión el caudal y la altura de presión no dependen de la densidad ; pero la presión y la potencia sí.

CAPITULO II

OPTIMIZACION AERODINAMICA DE UNA ETAPA AXIAL

El desarrollo de este estudio , que fue realizado por W. - Gut (Ref. 11), en la teoria del Equilibrio Radial , permite obtener la mejor eficiencia de la etapa en función del grado - de reacción, la cifra de volumen, el coeficiente de pérdidas y la relación de diámetros, siendo este último el que más influye en los triángulos de velocidad y en parte en la geometría de los álabes. Tiene el siguiente procedimiento :

- Asume que el ángulo de planeo del perfil aerodinámico (λ) es casi cero para obtener una expresión simplificada de la cifra de carga (43.1).
- Toma como coeficiente de pérdidas (ϵ) la media aritmética de los correspondientes al rotor y al estator.
- Deduce la fórmula de las pérdidas relativas válidas para un radio arbitrario (53).

Vórtice Libre

- Se establecen las condiciones de este método y al integrar

la ecuación (53) sobre la longitud de los álabes se consigue una que representa a toda la etapa (59).

- Derivando la ecuación (59) respecto a la cifra de volumen φ' se consigue la simple optimización de la etapa : - (62.1) y (63) .
- Derivando la ecuación (59) respecto al grado de reacción R se consigue la doble optimización de la etapa : (64) , (65) y (66) .

Reacción Constante

- Se establecen las condiciones de este método y al integrar la ecuación (53) sobre la longitud de los álabes se obtiene una que representa a toda la etapa (73) .
- Derivando la ecuación (73) respecto a la cifra de volumen se obtiene la simple optimización de la etapa : (76.1) y (77) .
- Derivando la ecuación (73) respecto al grado de reacción R se obtiene la doble optimización de la etapa : (78) , - (79) y (80) .

2.1 Ecuaciones Fundamentales para una Eficiencia Optima

2.1.1 Teoría del Ala Portante aplicada al rodete axial

El diagrama de cuerpo libre de un perfil aerodinámico (figura 11) ayuda a obtener una expresión de la cifra de carga cuyo valor en el cubo, según la teoría del Ala Portante, debe ser de 0.9 a 1.2 (Ref. 6).

a. Fuerza de accionamiento.

La fuerza resultante que actúa en el perfil , es la suma vectorial de la fuerza de rozamiento y la fuerza de sustentación :

$$F_R = C_R \cdot \rho \cdot \frac{W_\infty^2}{2} \cdot L \cdot h \quad (36)$$

$$F_S = C_S \cdot \rho \cdot \frac{W_\infty^2}{2} \cdot L \cdot h \quad (37)$$

entonces puede expresarse en función del ángulo de plano:

$$\Gamma = \frac{F_S}{\cos \lambda} \quad (38)$$

y también descomponerse en las direcciones axial (F_x) y tangencial (F_u):

$$F_x = F \cdot \cos (\beta_\infty + \lambda) \quad (39)$$

$$F_u = F \cdot \sin (\beta_\infty + \lambda) \quad (40)$$

siendo F_u la fuerza de accionamiento del rodete.

b. Potencia total transmitida por los álabes.

$$P = z \cdot (F_u \cdot U) \quad (41)$$

$$P = z \cdot \frac{F_S}{\cos \lambda} \cdot \sin (\beta_\infty + \lambda) \cdot U$$

$$P = z \cdot (C_S \cdot \rho \cdot \frac{W_\infty^2}{2} \cdot L \cdot h) \cdot \frac{\sin (\beta_\infty + \lambda)}{\cos \lambda} \cdot U \quad (41.1)$$

c. Potencia total recibida por el fluido.

$$P = \gamma \dot{V} H_R \quad (42)$$

$$P = \gamma (C_m \cdot z \cdot t \cdot h) \left(\frac{U \cdot \Delta C_u}{g} \right) \quad (42.1)$$

d. Cifra de carga.

Ya que la potencia transmitida por los álabes es la que

recibe el fluido, igualando las ecuaciones (41.1) y (42.1) se consigue la expresión exacta de la cifra de carga aplicable para cada radio arbitrario :

$$C_s \cdot \frac{L}{t} = 2 \frac{\Delta C_u}{W_\infty} \cdot \frac{\text{sen } \beta_\infty \cos \lambda}{\text{sen } (\beta_\infty + \lambda)} \quad (43)$$

Para facilitar su uso se asume que el ángulo de planeo es nulo al compararlo con el ángulo β_∞ :

$$C_s \cdot \frac{L}{t} \approx \frac{2 \Delta C_u}{W_\infty} = \frac{2 \Delta W_u}{W_\infty} \quad (43.1)$$

2.1.2 Pérdidas en una sección de radio arbitrario.

Se calcularán las pérdidas de altura de presión en el rotor y el estator, para obtener las pérdidas relativas en la etapa $\left(\frac{A}{\varepsilon}\right)_{ET}$.

2.1.2.1 Pérdidas en el rotor.

La potencia que no logra aprovechar el fluido de la potencia que recibe, es :

$$\begin{aligned} \Delta P &= \delta \cdot \Delta H_R \cdot \dot{V} \\ &= \delta \cdot \Delta H_R \cdot (C_m \cdot Z \cdot t \cdot h) \end{aligned} \quad (44)$$

La potencia que no logran transmitir los álabes debido a la resistencia del fluido, es :

$$\Delta P = Z \cdot (W_\infty \cdot F_R)_R$$

$$= W_{\infty} \cdot Z \cdot (C_R \cdot \rho \cdot \frac{W_{\infty}^2}{2} \cdot L \cdot h) \quad (45)$$

Como estas pérdidas son las mismas, igualando las ecuaciones(44)y(45), se obtiene :

$$\Delta H_R = \frac{W_{\infty}^3}{2g C_m} \cdot C_R \frac{L}{t} \quad (46)$$

De las ecuaciones(17)y(43.1) obtenemos :

$$H_R \approx \frac{U}{g} \left(\frac{W_{\infty}}{2} \cdot C_s \frac{L}{t} \right) \quad (47)$$

Dividiendo la ecuación(46)entre la(47):

$$\frac{\Delta H_R}{H_R} = \frac{W_{\infty}^3 C_R \frac{L}{t}}{2g C_m} \cdot \frac{2g}{U W_{\infty} C_s \frac{L}{t}}$$

$$\frac{\Delta H_R}{H_R} = \frac{W_{\infty}^2}{U C_m} \cdot \epsilon_R \quad (48)$$

de los triángulos de velocidad (Figura 2) :

$$W_{\infty}^2 = C_m^2 + (RU)^2$$

$$W_{\infty}^2 = U^2 (\varphi'^2 + R^2)$$

reemplazando en (48) :

$$\frac{\Delta H_R}{H_R} = \frac{\varphi'^2 + R^2}{\varphi'} \cdot \epsilon_R \quad (49)$$

2.1.2.2 Pérdidas en el estator.

En forma análoga al desarrollo anterior :

$$\frac{\Delta H_E}{H_R} = \frac{C_{\infty}^2}{U \cdot C_m} \cdot \xi_E \quad (50)$$

de los triángulos de velocidad :

$$C_{\infty}^2 = C_m^2 + (U - RU)^2$$

$$C_{\infty}^2 = U^2 (\varphi'^2 + 1 - 2R + R^2)$$

reemplazando en (50) :

$$\frac{\Delta H_E}{H_R} = \frac{\varphi'^2 + 1 - 2R + R^2}{\varphi'} \cdot \xi_E \quad (51)$$

2.1.2.3 Pérdidas en la etapa.

Sumando las pérdidas relativas del estator y del rotor, se tendrán las de la etapa :

$$\frac{\Delta H_{ET}}{H_R} = \frac{\Delta H_R + \Delta H_E}{H_R} = A \quad (52)$$

Tomando para el coeficiente de pérdidas un valor promedio en la etapa (ξ), se tendrán las pérdidas relativas para cada radio arbitrario :

$$\left(\frac{A}{\varepsilon}\right)_{ET} = \frac{1}{\varphi'} \left[\varphi'^2 + R^2 + \varphi'^2 + 1 - 2R + R^2 \right]$$

$$\left(\frac{A}{\varepsilon}\right)_{ET} = 2\varphi' + \frac{1}{\varphi'} \left[R^2 + (1 - R)^2 \right] \quad (53)$$

Podemos notar que las pérdidas relativas en la etapa sólo dependen de :

- a. Grado de reacción : R
- b. Coeficiente de volumen : φ'
- c. Coeficiente de pérdidas : ε

Luego, las pérdidas y la eficiencia son :

$$A = \frac{A}{\varepsilon} \cdot \varepsilon \quad (54)$$

$$\eta = 1 - A \quad (55)$$

2.2 Optimización de la etapa : método del Vórtice Libre.

La presente sección contiene dos casos de optimización : simple optimización y doble optimización. Sólo el primero es aplicable al diseño de ventiladores axiales, y el segundo se adapta al diseño de compresores axiales.

Las condiciones de éste método son :

- a. Vórtice constante : $r.C_u$

- b. Altura de presión constante : H_R
 c. Velocidad axial constante : C_m
 d. Coeficiente de pérdidas constante : ϵ

En los dos casos se hace necesario una expresión de las pérdidas relativas válidas para toda la etapa $\frac{A}{\epsilon}$, que se consigue mediante la integración de la ecuación (53).

Relaciones previas

Grado de reacción para un radio r es :

$$R \approx \frac{W_{\infty u}}{U} \quad (18)$$

$$1 - R \approx \frac{U - W_{\infty u}}{U} = \frac{\Delta C_u}{2U}$$

$$(1 - R)U^2 = \frac{U \cdot \Delta C_u}{2} = \frac{UC_u}{2} = \pi \frac{N}{60} (r \cdot C_u) = \text{cte}$$

y tomando los subíndices : " e " para la punta del álabe e

" i " para la superficie del cubo :

$$r^2 \cdot (1 - R) = (1 - R_e) \cdot r_e^2$$

$$R = 1 - (1 - R_e) \left(\frac{r_e}{r} \right)^2 \quad (56)$$

y en el cubo :

$$R_i = 1 - (1 - R_e) \left(\frac{1}{\gamma} \right)^2 \quad (56.1)$$

ecuación que nos muestra que :

si $R_e < 1$ entonces $R_e > R_i$
 si $R_e = 1$ " $R_e = R_i$
 si $R_e > 1$ " $R_e < R_i$

Coeficiente de volumen para un radio r .

$$\varphi' = \frac{C_m}{U} = \frac{C_m}{2 \pi \frac{N}{60} \cdot r} \quad (28.1)$$

$$\varphi' \cdot r = \text{cte.}$$

entonces :

$$\varphi = \varphi'_e \cdot \left(\frac{r_e}{r} \right) \quad (57)$$

2.2.1 Pérdidas relativas en la etapa.

Integrando la ecuación (53) sobre la longitud de los álabes se logrará una que represente a toda la etapa.

$$\frac{A}{\varepsilon} = \frac{\int_{r_i}^{r_e} 2 \cdot \pi \cdot r \left(\frac{A}{\varepsilon} \right)_{ET} \cdot dr}{\pi (r_e^2 - r_i^2)} \quad (58)$$

$$\frac{A}{\varepsilon} = \frac{2}{r_e^2 (1 - \nu^2)} \int_{r_i}^{r_e} r \cdot dr \left\{ 2\varphi' + \frac{1}{\varphi'} \left[R^2 + (1-R)^2 \right] \right\}$$

haciendo uso de las ecuaciones (56) y (57) :

$$\frac{A}{\varepsilon} = \frac{2}{1 + \nu} \left\{ 2\varphi'_e + \frac{1}{\varphi'_e} \left[\frac{1 + \nu + \nu^2}{3} - 2(1 - R_e) \left(1 - \frac{1 - R_e}{\nu} \right) \right] \right\} \quad (59)$$

haciendo :

$$X_1 = f (\mathcal{V}, R_e)$$

$$X_1 = \frac{1 + \mathcal{V} + \mathcal{V}^2}{3} - 2 (1 - R_e) \left(1 - \frac{1 - R_e}{\mathcal{V}}\right)$$

(60)

y reemplazando :

$$\frac{A}{\varepsilon} = \frac{2}{1 + \mathcal{V}} \left\{ 2 \varphi'_e + \frac{1}{\varphi'_e} [X_1] \right\}$$

(61)

Ahora podemos afirmar que las pérdidas en la etapa (A) depende de :

- a. Grado de reacción en la punta : R_e
- b. Coeficiente de volumen, en la punta : φ'_e
- c. Coeficiente de pérdidas en la etapa : ε
- d. Relación de diámetros del cubo y la punta : \mathcal{V}

La expresión(59), para un valor fijo de \mathcal{V} , tendrá una-gráfica para cada valor de R_e , según se aprecia en la figura 12.

2.2.2 Optimización simple de la etapa.

De las gráficas de la ecuación(59), los valores mínimos $\left(\frac{A}{\varepsilon}\right)_{\hat{\text{opt}}}$ nos permiten obtener una simple optimización de la etapa, es decir, una eficiencia óptima en función de

R_e y ν .

Coefficiente de volumen, óptimo.

Derivando la ecuación(61) respecto a φ'_e :

$$\frac{d \left(\frac{A}{\varepsilon} \right)}{d \varphi'_e} = \frac{2}{1+\nu} \left\{ \varphi'_e - \frac{1}{\varphi'^2_e} \left[X_1 \right] \right\} = 0$$

$$\varphi'_{e\text{ópt}} = \sqrt{\frac{X_1}{2}} \quad (62)$$

$$\varphi'_{e\text{ópt}} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[\frac{1+\nu+\nu^2}{3} - 2(1-R_e)\left(1 - \frac{1-R_e}{\nu}\right) \right]} \quad (62\downarrow)$$

Pérdidas relativas, óptimas.

Reemplazando la ecuación(62)en la ecuación(61) :

$$\left(\frac{A}{\varepsilon} \right)_{\text{ópt}} = \frac{2}{1+\nu} \left\{ 2 \varphi'_{e\text{ópt}} + \frac{1}{\varphi'^2_{e\text{ópt}}} \left[2 \varphi'^2_{e\text{ópt}} \right] \right\}$$

$$\left(\frac{A}{\varepsilon} \right)_{\text{ópt}} = \frac{8}{1+\nu} \varphi'_{e\text{ópt}} \quad (63)$$

En la figura 12 se podrá apreciar el desarrollo de la ecuación(59)para $\nu = 0.60$, cuyas gráficas (para cada R_e) tiene valores mínimos denominados $\left(\frac{A}{\varepsilon} \right)_{\text{ópt}}$.

2.2.3 Doble optimización de la etapa.

Se basan pérdidas relativas doblemente óptimas $(\frac{A}{\varepsilon})_{\text{optopt}}$ que vienen a ser el valor mínimo de la ecuación(59) cuando el grado de reacción en la punta es óptimo.

Grado de reacción, óptimo.

Derivando la ecuación(59):

$$\frac{d(\frac{A}{\varepsilon})}{dR_e} = -\frac{4}{(1+\mathcal{V})\varphi'_e} \cdot \left[-1 + \frac{2(1-R_e)}{\mathcal{V}} \right] = 0$$

$$R_{e\text{opt}} = 1 - \frac{\mathcal{V}}{2} \quad (64)$$

Coefficiente de volumen, doblemente óptimo.

Reemplazando (64) en (62.1) :

$$\varphi'_{e\text{optopt}} = \sqrt{\frac{2 - \mathcal{V} + 2\mathcal{V}^2}{12}} \quad (65)$$

Pérdidas relativas, doblemente óptimas.

Reemplazando (65) en (63) :

$$\left(\frac{A}{\varepsilon}\right)_{\text{optopt}} = \frac{8}{1+\mathcal{V}} \sqrt{\frac{2 - \mathcal{V} + 2\mathcal{V}^2}{12}} \quad (66)$$

El caso de doble optimización está representado en la -
 Figura 13 en función de la relación de diámetros \mathcal{V} , don
 de teóricamente $(\frac{A}{\epsilon})_{\text{óptópt}} = 2$ cuando $\mathcal{V} = 1$ y $R_e = 0.5$.

El desarrollo de los dos casos de optimización se mues-
 tra en la Figura 14, en función de :

$$R_e, \mathcal{V} \text{ y } \varphi'_{e_{\text{ópt}}}$$

2.2.4 Análisis de la doble optimización .

Este análisis nos permitirá conocer el campo de aplica -
 ción del caso doblemente óptimo.

$$\text{Sabemos : } R \approx 1 - \frac{\psi}{4 \eta_h} \quad (21.1)$$

$$\text{Luego : } R_e \approx 1 - \frac{\psi_e}{4 \eta_h} \quad (67)$$

$$\text{además : } R_{e_{\text{ópt}}} \approx 1 - \frac{\mathcal{V}}{2} \quad (64)$$

igualando R_e y $R_{e_{\text{ópt}}}$ resulta :

$$\eta_h = \frac{\psi_e}{2 \mathcal{V}} \quad (68)$$

$$\eta_h = \frac{gH}{(\pi \cdot D_e \cdot \frac{N}{60})^2} \cdot \frac{1}{\mathcal{V}} = K \frac{H}{D_e^2} \cdot \frac{1}{\mathcal{V}} \quad (68.1)$$

Para una altura efectiva (H) fijada, la eficiencia hidráulica dependerá de D_e y \mathcal{V} ; función que se ha graficado en la Figura 15 para $N = 1760$ rpm y cuando $H = 125$ y 300 m Aire.

En conclusión el caso doblemente óptimo puede aplicarse a compresores axiales de D_e pequeño y muchos álabes; también a hélices de D_e grande y muy pocos álabes para grandes caudales.

En el diseño de ventiladores axiales no se usará el $R_{e_{\text{ópt}}}$ sino simplemente :

$$R_e \approx 1 - \frac{\psi_e}{4 \eta_h} \quad (67)$$

2.2.5 Pérdidas en la etapa

En la sección 1 se dió al coeficiente de pérdidas de la etapa un valor promedio que se define así :

$$\epsilon = \frac{1}{2} (\epsilon_R + \epsilon_E) = \frac{C_R}{C_S} \quad (69)$$

$$C_R = C_{R_p} + C_{R_a} + C_{R_s} + C_{R_t} \quad (70)$$

$$\varepsilon = \frac{l}{C_s} (C_{R_p} + C_{R_a} + C_{R_s} + C_{R_t})$$

$$\varepsilon = \varepsilon_p + \varepsilon_a + \varepsilon_s + \varepsilon_t \quad (71)$$

el valor de este coeficiente es imprescindible en el cálculo de las pérdidas de la etapa.

2.2.5.1 Coeficiente de pérdidas.

Previamente se obtendrán expresiones para los coeficientes de resistencia y de sustentación.

a. Coeficiente de resistencia.

Comprende todas las pérdidas que sufre el fluido a su paso por la etapa del ventilador (Ref. 6) :

C_{R_p} es el coeficiente de resistencia del perfil .

C_{R_a} es el coeficiente de resistencia debido al rozamiento del fluido con las paredes del cubo y ducto.

C_{R_s} incluye las pérdidas secundarias como choque de igual a lo largo de los álabes, circulación no homogénea al rededor del álabe, pérdidas en la sección de aspiración.

C_{R_t} es el coeficiente de resistencia debido al intersticio radial entre los álabes y el ducto.

El valor de cada coeficiente se determina así :

C_{R_p} depende del perfil seleccionado y de su ángulo de ataque.

$$C_{R_a} = 0.020 \frac{t}{h}$$

$$C_{R_s} = 0.018 C_s^2$$

$$C_{R_t} = 0.029 \frac{\delta}{h} C_s^{3/2}$$

y reemplazando en (70) :

$$C_R = C_{R_p} + 0.020 \frac{t}{h} + 0.018 C_s^2 + 0.029 \frac{\delta}{h} C_s^{3/2}$$

(70.1)

donde " t " es el paso entre álabes, " h " es la altura del álabes, C_s es el coeficiente de sustentación y " δ " es el intersticio radial .

Esta fórmula se refiere a todo el canal de los álabes, de modo que debe aplicarse a la sección media de los álabes y nos dará un valor medio val edero (Refs. 5,6,12).

b. Coeficiente de sustentación.

El coeficiente de sustentación va del cubo a la punta desde 1.00 hasta en un diseño preliminar (Refs. 6,11,13), lo cual va relacionado al perfil que se selecciona.

Para el radio medio puede estimarse :

$$C_s \approx 0.80 \text{ a } 0.90$$

c. Coeficiente de pérdidas.

$$\varepsilon = \varepsilon_p + \varepsilon_a + \varepsilon_s + \varepsilon_t \quad (71)$$

entonces la expresión general del coeficiente de pérdidas es :

$$\varepsilon = \varepsilon_p + 0.020 \frac{t}{h.C_s} + 0.018 C_s + 0.029 \frac{d}{h} C_s^{1/2} \quad (71.1)$$

2.2.5.2 Pérdidas en la etapa.

De acuerdo a las expresiones (54) y (71.1) :

$$A = \left(\frac{A}{\varepsilon} \right) (\varepsilon_p + \varepsilon_a + \varepsilon_s + \varepsilon_t) \quad (72)$$

es decir , que las pérdidas en la etapa son la suma de las cuatro expresiones cuya procedencia se definió al tratar el coeficiente de resistencia :

$$A = A_p + A_a + A_s + A_t \quad (72.1)$$

2.3 Optimización de la Etapa : Método de Reacción Constante

En forma análoga a la sección 2.2, se presenta un caso de simple optimización y otro de doble optimización. También se hace necesario una expresión de las pérdidas relativas válidas para toda la etapa $\frac{A}{\epsilon}$ la cual se determinará como paso previo.

Las condiciones de éste método son;

- a. Grado de reacción constante : R
- b. Altura de presión constante : H_R
- c. Velocidad axial constante : C_m
- d. Coeficiente de pérdidas constante : ϵ

2.3.1 Pérdidas relativas en la etapa.

Se integrará la ecuación (53) de acuerdo a las condiciones mencionadas :

$$\left(\frac{A}{\epsilon}\right)_{ET} = 2 \varphi' + \frac{1}{\varphi'} \left[R^2 + (1 - R^2) \right] \quad (53)$$

$$\frac{A}{\epsilon} = \frac{\int_{r_1}^{r_e} 2 \pi r \left(\frac{A}{\epsilon}\right)_{ET} dr}{\pi (r_e^2 - r_1^2)} \quad (58)$$

Las pérdidas relativas válidas para toda la etapa tienen la siguiente expresión :

$$\frac{A}{\varepsilon} = \frac{2}{1 + \nu} \left\{ 2 \varphi'_e + \frac{1}{\varphi'_e} \left[\frac{1 + \nu + \nu^2}{3} \cdot (R^2 + [1 - R]^2) \right] \right\} \quad (73)$$

haciendo $X_2 = f(\nu, R)$

$$X_2 = \frac{1 + \nu + \nu^2}{3} \cdot (R^2 + [1 - R]^2) \quad (74)$$

y reemplazando :

$$\frac{A}{\varepsilon} = \frac{2}{1 + \nu} \left\{ 2 \varphi'_e + \frac{1}{\varphi'_e} [X_2] \right\} \quad (75)$$

Las pérdidas en la etapa (A) dependerán de los mismos parámetros que en el caso de Vórtice Libre.

2.3.2 Optimización simple de la etapa.

Esta optimización se consigue mediante los valores mínimos de la ecuación(73) : $\left(\frac{A}{\varepsilon}\right)_{\text{ópt}}$

Coefficiente de volumen, óptimo.

Derivando la ecuación (75) respecto a φ'_e :

$$\frac{d\left(\frac{A}{\varepsilon}\right)}{d\varphi'_e} = \frac{2}{1+\nu} \left\{ 2 - \frac{1}{\varphi_e'^2} [X_2] \right\} = 0$$

$$\varphi'_{e_{\text{opt}}} = \sqrt{\frac{X_2}{2}} \quad (76)$$

$$\varphi'_{e_{\text{opt}}} = \sqrt{\frac{1}{6} (1 + \nu + \nu^2) (R^2 + [1 - R]^2)} \quad (76\text{A})$$

Pérdidas relativas óptimas.

Reemplazando la ecuación (76) en la ecuación (75) :

$$\left(\frac{A}{\varepsilon}\right)_{\text{opt}} = \frac{2}{1+\nu} \left\{ 2 \varphi'_{e_{\text{opt}}} + \frac{1}{\varphi'_{e_{\text{opt}}}} \left[2 \varphi_{e_{\text{opt}}}'^2 \right] \right\}$$

$$\left(\frac{A}{\varepsilon}\right)_{\text{opt}} = \frac{8}{1+\nu} \cdot \varphi'_{e_{\text{opt}}} \quad (77)$$

2.3.3 Doble optimización de la etapa.

El caso se fundamenta en un grado de reacción óptimo que conducirá a pérdidas relativas doblemente óptimas.

Grado de reacción, óptimo.

Derivando la ecuación (73) :

$$\frac{d\left(\frac{A}{\varepsilon}\right)}{dR} = \frac{2}{1+\nu} \left\{ \frac{1}{\varphi'_e} \left[\frac{1+\nu+\nu^2}{3} \times (2R+2[1-R](-1)) \right] \right\} = 0$$

$$R_{\text{opt}} = 0.5 \quad (78)$$

Coefficiente de volumen, doblemente óptimo.

Reemplazando (78) en (76.1) :

$$\varphi'_{e_{\text{optopt}}} = \sqrt{\frac{1+\nu+\nu^2}{12}} \quad (79)$$

Pérdidas relativas, doblemente óptimas.

Reemplazando (79) en (77) :

$$\left(\frac{A}{\varepsilon}\right)_{\text{optopt}} = \frac{8}{1+\nu} \cdot \varphi'_{e_{\text{optopt}}} \quad (80)$$

Los casos de optimización cuando el grado de reacción es constante, están representados en la Figura 16 en función de

R , ν y $\varphi'_{e_{\text{opt}}}$, donde

teóricamente $\left(\frac{A}{\varepsilon}\right)_{\text{óptópt}} = 2$ si $\mathcal{V} = 1$.

2.3.4 Análisis de la doble optimización.

En el método de Reacción Constante se localizan tres casos mencionados en el capítulo anterior : caso I : $R = 0$

caso II : $R = 0.5$

caso IV : $R = 1$

de los que el caso II representa la etapa doblemente óptima.

El grado de reacción no varía respecto a ningún parámetro, por lo tanto la doble optimización se cumplirá sin ninguna restricción, podrá aplicarse para cualquier valor del diámetro, del caudal, de la altura de presión, etc., por todo esto es que en el diseño de compresores axiales se usa $R = 0.5$ para una máxima eficiencia.

2.3.5 Pérdidas en la etapa.

Las pérdidas en la etapa se determinan con el mismo criterio que en el método de Vórtice Libre, lo cual significa emplear las ecuaciones (71.1), (72) y (72.1).

CAPITULO III

CALCULO AERODINAMICO DE UN VENTILADOR AXIAL

DE UNA ETAPA MEDIANTE EL METODO DEL VORTICE

LIBRE

Los cálculos se fundamentan en el método de Vórtice Libre de la teoría del Equilibrio Radial aplicado en la optimización simple de una etapa axial, caso apropiado para el diseño de ventiladores axiales post - estator.

Los parámetros condicionantes de los cálculos aerodinámicos se obtienen según el siguiente procedimiento :

- Establecer el valor de la densidad de diseño.
- Establecer las características de diseño : altura de presión y volumen.
- Estimar la potencia del motor eléctrico.
- Seleccionar la velocidad de rotación.
- Calcular el diámetro del ventilador
- Calcular cifras adimensionales en función del diámetro.

- Estimar la eficiencia hidráulica.
- Calcular la eficiencia estática.
- Comprobar el valor del diámetro del ventilador.

En los cálculos generales para la eficiencia óptima, el procedimiento iterativo que se emplea permite obtener en forma conjunta los valores de las siguientes variables :

- La relación de diámetros.
- El coeficiente de sustentación
- El coeficiente de planeo
- El número de álabes.
- La eficiencia de la etapa .

En la sección Anexos se ubica el diagrama de flujo de los cálculos a realizar.

3.1 Parámetros Condicionantes

Los parámetros condicionantes son la altura de presión y el caudal requeridos, la velocidad del rotor, el diámetro del ventilador y sus cifras adimensionales que nos permiten inicialmente asumir un valor de la eficiencia hidráulica.

3.1.1 Condiciones ambientales.

Los centros mineros se hallan hasta miles - de metros sobre el nivel del mar donde la densidad es menor que la estandar ($\rho = 1.2 \text{ Kg/m}^3$ a $p_{\text{atm}} = 10.3 \text{ m.H}_2\text{O}$ y $T = 20^\circ\text{C}$), lo que implica que el caudal de aire debe ser incrementado para conseguir la masa de aire requerida a condiciones normales; por ejemplo :

$$\text{si } Q_0 = 13.4 \text{ m}^3/\text{s} \quad \text{aire estandar.}$$

$$\text{y } H = 125 \text{ m Aire } (150 \text{ m.m. H}_2\text{O})$$

Entonces la masa de aire estandar requerida es:

$$\dot{m} = \rho Q_0 = 1.2 (13.4) = 16.1 \text{ Kg/s}$$

y el caudal de aire a las condiciones ambientales de la mina será :

$$\text{si } \rho = 0.7 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{a aprox. } 3,500 \text{ m.s.n.m.})$$

$$\text{entonces } Q = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{16.1}{0.7} = 23 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{tambi\u00e9n } Q = \frac{1.2}{0.7} Q_0$$

La variación de la densidad no afecta a la eficiencia del ventilador, sino a la selección del ventilador (sección 1.6).

3.1.2 Altura efectiva, caudal y potencia.

Los parámetros fundamentales para iniciar los cálculos son la altura de presión y el caudal del aire requeridos en la ventilación .

Consideremos que los valores de estos parámetros son :

$$H = 125 \text{ m. Aire } (150 \text{ mm. H}_2\text{O})$$

$$\dot{V} = 23 \text{ m}^3/\text{s}$$

La potencia se calcula aproximadamente y sólo con la finalidad de determinar la velocidad del rotor en rpm a base de la velocidad de motores eléctricos de potencias similares. Para esto la densidad en el diseño se considera a condiciones estandar :

$$\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$$

luego de la ecuación (42) :

$$P = \rho \cdot \dot{V} \cdot H_R = \rho \cdot \dot{V} \cdot \frac{H}{\eta_h}$$

y si $\eta_h = 0.85$ resulta :

$$P = 1.2 (23) \cdot \frac{125}{0.85} \times \frac{1}{76} = 53.4 \text{ HP}$$

valor que varía de acuerdo al valor final de la e
ficiencia hidráulica η_h .

3.1.3 Diámetro del ventilador

Para determinar la velocidad de rotación del ventilador haremos uso de los catálogos de motores eléctricos de DELCROSA de potencias de 48 a 70 HP y de la figura 9 ($\eta_{\hat{a}l}$ vs. σ) :

p (polos)	2	4	6	8
N (rpm)	3540	1760	1165	875
N _q	454	226	150	112
σ	2.88	1.43	0.95	0.71
η _{álabe}	0.71	0.83	-	-

El motor eléctrico a usar será marca DELCROSA, tipo NV, de 4 polos, 60 Hz y 1,760 rpm; y estará acoplado directamente al rotor, entonces :

$$N_q = \frac{1760 (23)^{1/2}}{(125)^{3/4}} = 225.8$$

$$\sigma = \frac{1}{157.78} (225.8) = 1.431$$

con este valor en la figura 9 se tiene :

$$\psi = 0.288$$

y de la ecuación (19) se calcula U :

$$U_e = 92.28 \text{ m/s}$$

$$D_e = \frac{60 U}{\pi N} \quad \text{entonces } D_e = 1.001 \text{ m.}$$

redondeando a $D_e = 1 \text{ m.}$

haciendo a continuación el recálculo respectivo.

3.1.4 Cifras adimensionales.

Las cifras a usar posteriormente las cal -

cularemos mediante las ecuaciones(19),(25.1),(25),(26) y(28.1) :

Cífra de presión :

$$U_e = \pi (1) \frac{1760}{60} = 92.15 \text{ m/s}$$

$$\psi = \frac{2(9.81)(125)}{(92.15)^2} = 0.289$$

Cífra de caudal :

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi}{4} D_e^2 U_e} = \frac{23}{\frac{\pi}{4} (1)^2 (92.15)} = 0.318$$

Cífra de velocidad :

$$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} = \frac{(0.318)^{1/2}}{(0.289)^{3/4}} = 1.431$$

Cífra referida al diámetro :

$$\delta = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} = \frac{(0.289)^{1/4}}{(0.318)^{1/2}} = 1.300$$

Cifra de volumen :

$$\varphi' = \frac{\varphi}{1 - \nu^2} = \frac{(0.318)}{1 - \nu^2}$$

3.1.5 Eficiencia hidráulica.

Los valores de la tabla 4 pueden servir como guía para valores iniciales de ciertos parámetros, en nuestro caso el ventilador a diseñar lleva post-estator ($1/2 < R < 1$) asumimos $\eta_h = 0.85$ valor que se reajustará según el cálculo numérico.

3.1.6 Comprobación del diámetro del ventilador.

Se comprueba el diámetro cuando la relación entre N'_q D'_s y η_{est} mostrada en la Figura 10 se cumple aproximadamente.

La altura estática y la velocidad de descarga son :

$$H_{est} = H - \frac{C_{II}^2}{2g} \quad (81)$$

$$C_{II} = \frac{\dot{V}}{\pi/4 D^2} \quad (82)$$

$$C_{II} = \frac{4(23)}{\pi(1)^2} = 29.3 \text{ m/s}$$

luego :

$$H_{\text{est}} = 125 - \frac{(29.3)^2}{2(9.81)} = 81.3 \text{ m.Aire}$$

y de las ecuaciones (29) y (30) :

$$N'_q = \frac{1760 (23)^{1/2}}{(81.3)^{3/4}} = 311.8$$

$$D'_s = (1) \frac{(81.3)^{1/4}}{(23)^{1/2}} = 0.626$$

La eficiencia estática y la total son :

$$\eta_{\text{est}} = \eta_t \left(1 - \frac{C_{II}^2}{2gH} \right) \quad (31)$$

$$\eta_t = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (83)$$

por ser pequeño el intersticio radial : $\eta_v \approx 0.99$

por acoplamiento directo : $\eta_m \approx 1.00$

entonces : $\eta_t = 0.85 (1) (0.99) = 0.842$

y $\eta_{\text{est}} = 0.842 \left(1 - \frac{(29.3)^2}{2(9.81)(125)} \right) = 0.548$

En la Figura 10, para $N'_q = 311.8$ le corresponden $D'_s = 0.65$ y $\eta_{est} = 0.59$ lo que acredita que el diámetro calculado es adecuado.

3.2 Cálculos Generales.

Ahora estamos en condiciones de determinar los valores óptimos de las siguientes características del ventilador :

- La relación de diámetros : ν
- El coeficiente de sustentación , para el diámetro medio : C_s
- La selección adecuada del perfil aerodinámico.
- El número de álabes : Z
- La eficiencia de la etapa : η

lo cual se hace mediante la optimización de las pérdidas relativas $\frac{A}{\epsilon}$ y del coeficiente de pérdidas ϵ , haciendo uso de la teoría demostrada en el capítulo II .

Como es imprescindible realizar tanteos, se ha preferido hacer los cálculos en dos partes (Primer y Segundo Cálculo) y en dos subpartes cada una (cuatro tanteos).

3.2.1 PRIMER CALCULO.

En base a la eficiencia hidráulica se calcula la relación de diámetros y seguidamente el número de álabes y la eficiencia de la etapa.

3.2.1.1 Relación de diámetros para una eficiencia óptima.

Emplearemos de la teoría del Cap. II la que se refiere a la Etapa Simplemente Optimizada de la teoría de Vórtice Libre ($0.5 < R < 1$).

Además se asumirá el valor de la eficiencia hidráulica (de la tabla 4: $\eta_h = 0.85$) y para el cálculo del coeficiente de pérdidas ϵ y por ende de las pérdidas de la etapa A será preciso seleccionar el perfil aerodinámico de la sección media de los álabes.

Grado de reacción, en la punta.

$$R_e = 1 - \frac{\psi_e}{4 \eta_h} \quad (67)$$

$$R_e = 1 - \frac{0.289}{4 (0.85)} = 0.915$$

Coficiente de volumen, en la punta.

$$\varphi'_e = \frac{\varphi_e}{1 - \nu^2} \quad (28.1)$$

$$\varphi'_e = \frac{0.31778}{1 - (\nu)^2}$$

Relación de diámetros.

Será aquella que permita $\varphi'_e = \varphi'_{e_{\text{opt}}}$

$$\varphi'_{e_{\text{opt}}} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[\frac{1 + \nu + \nu^2}{3} - 2(1 - R_e) \left(1 - \frac{1 - R_e}{\nu} \right) \right]}$$

(62)

$$\left(\frac{A}{\varepsilon} \right)_{\text{opt}} = \frac{8}{1 + \nu} \cdot \varphi'_{e_{\text{opt}}}$$

(63)

Los resultados se hallan en la tabla 5, por tanto $\nu = 0.612$, pero tomaremos $\nu = 0.61$ que es todavía un valor óptimo, y de la ecuación (59) las pérdidas relativas son:

$$\frac{A}{\varepsilon} = 2.5202$$

3.2.1.2 Número de álabes y eficiencia de la etapa.

La ecuación del coeficiente total de pérdidas permitirá determinar simultáneamente : el coeficiente de sustentación (al seleccionar el perfil), el número de álabes, los coeficientes de pérdidas (ε y A) y la eficiencia de la etapa para un valor fijo de ν :

$$\varepsilon = \varepsilon_p + 0.020 \frac{t}{h} \cdot \frac{1}{C_s} + 0.018 C_s + 0.029 C_s^{1/2} \cdot \frac{d}{h} \quad (71)$$

esta ecuación se aplica a la sección media de los álabes-
y es válida para toda la etapa.

Las fórmulas del diámetro del cubo, del diámetro medio
la altura de álabes, el paso medio y el número de álabes,
son :

$$D_1 = D_e \cdot \mathcal{V} \quad (84)$$

$$D_m = \frac{D_e + D_1}{2} \quad (85)$$

$$h = \frac{D_e - D_1}{2} \quad (86)$$

$$t = \frac{\pi \cdot D}{Z} \quad (87)$$

$$Z = K_z \cdot \frac{\mathcal{V}}{1 - \mathcal{V}} \quad \text{donde } K_z : 6 \text{ a } 10 \quad (88)$$

Como el diámetro de punta es 1 m. y la relación de diá-
metros es 0.61 se obtendrán :

$$D_1 = 0.61 \text{ m.} \quad D_m = 0.805 \text{ m.} \quad h = 0.195 \text{ m.}$$

Además : $\delta = 0.005$ m. es usual para ventiladores -
de tamaño similar y cumple con la tabla 7 .

$C_s = 0.80$ a 0.90 es recomendable en la sección me-
dia .

En cuanto a la selección del perfil aerodinámico, del
Cap. I sección 4, el perfil Göttingen 682 presenta las mejo
res cualidades las cuales están resumidas en la Tabla 6 :
el coeficiente de planeo ξ_p es muy pequeño y casi cons
tante para ángulos de ataque que varían de 0° a 5° .

Por tanto, asumimos para un primer tanteo :

$$C_s = 0.88$$

$$\xi_p = 0.0120$$

La ecuación de la eficiencia de la etapa es :

$$\eta = 1 - A \quad (55)$$

$$A = \left(\frac{A}{\xi} \right) \cdot \quad (54)$$

Primer Tanteo : con $\eta_h = 0.85$ y $C_s = 0.88$

Se emplean las ecuaciones (88),(87),(71.1),(54),(55) y los re
sultados se hallan en la Tabla 8.

En este caso :

$$\varepsilon = 0.02784 + \frac{1}{0.195} \left(\frac{t}{44} + 1.36022 \times 10^{-4} \right)$$

$$\frac{A}{\varepsilon} = 2.5202 \text{ según el acápite anterior.}$$

De la tabla 8 observamos valores aceptables cuando $Z : 10, 11, 12$ pero es necesario variar el valor del C_s para conseguir $\eta = \eta_h$, ya que se trata de la misma eficiencia al ser las pérdidas :

$$A = \frac{\Delta H_{ET}}{H_R} \quad (52)$$

$$\begin{aligned} \text{y la eficiencia : } \eta = 1 - A &= 1 - \frac{\Delta H_{ET}}{H_R} = \frac{H_R - \Delta H_{ET}}{H_R} \\ &= \frac{H}{H_R} = \eta_h \end{aligned}$$

Segundo Tanteo : con $\eta_h = 0.85$ y $C_s = 0.87$

En este caso :

$$\varepsilon = 0.02766 + \frac{1}{0.195} \left(\frac{t}{43.5} + 1.35246 \times 10^{-4} \right)$$

Los resultados se hallan en la tabla 9, de donde notamos que al disminuir C_s en 0.01 la eficiencia ha dismi-

nuido en 0.00040, 0.00040, 0.00020 cuando Z : 10,11, 12 respectivamente. La eficiencia continúa siendo mayor que 0.85, entonces es conveniente realizar cálculos con $\eta_h = 0.86$.

3.2.2 SEGUNDO CALCULO .

Se procederá de la misma forma del Primer Cálculo, pero ahora la eficiencia hidráulica es 0.86, valor que es una consecuencia de los primeros cálculos.

3.2.2.1 Relación de diámetros para una eficiencia óptima.

De las ecuaciones (67) y (28.1) se tiene :

$$R_e = 1 - \frac{0.289}{4 (0.86)} = 0.916 \quad (\text{ha aumentado})$$

$$\varphi'_e = \frac{0.31778}{1 - (\mathcal{V})^2}$$

Se pretende que $\varphi'_e = \varphi'_{e\text{ópt}}$ y utilizando las ecuaciones (62.1) y (63) se obtienen los resultados de la Tabla 10, que dan $\mathcal{V} = 0.614$

Tomaremos $\mathcal{V} = 0.61$ que sigue siendo un valor óptimo -

porque de la ecuación 59 resulta :

$$\frac{A}{\varepsilon} = 2.5237 \quad \text{muy próximo a} \quad \left(\frac{A}{\varepsilon}\right)_{\text{opt}}$$

3.2.2.2 Número de álabes y eficiencia de la etapa.

Debido a que la relación de diámetros no ha variado (0.61), continúa siendo :

$$D_1 = 0.61 \text{ m.} \quad D_m = 0.805 \text{ m.} \quad h = 0.195 \text{ m.}$$

$$\text{y} \quad \delta = 0.005 \text{ m.} \quad \xi_p = 0.0120$$

Tercer Tanteo; corr $\eta_h = 0.86$ y $C_s = 0.87$

Se mantiene el coeficiente de sustentación y se aumenta la eficiencia hidráulica en forma tentativa, entonces la ecuación (71.1) es :

$$\varepsilon = 0.02766 + \frac{1}{0.195} \left(\frac{t_m}{43.5} + 1.35246 \times 10^{-4} \right)$$

se nota que el coeficiente ε no depende de η_h .

Recordemos que ahora $\frac{A}{\varepsilon} = 2.5237$

De los resultados de la tabla 11 notamos que al aumen

tar η_h en 0.01 se produce una disminución de la eficiencia en 0.00020, 0.00006, 0.00020 cuando Z : 10,11,12 respectivamente, acercandose más notoriamente a 0.86 lo que indica muy buenos resultados.

Cuarto Tanteo : con $\eta_h = 0.86$ y $C_s = 0.90$

Se mantiene la eficiencia hidráulica y se aumenta exageradamente el coeficiente de sustentación para forzar un mejoramiento de la eficiencia.

$$\text{Ahora : } \mathcal{E} = 0.02820 + \frac{1}{0.195} \left(\frac{t}{m} + 1.37559 \times 10^{-4} \right)$$

De la tabla 12 notamos que al aumentar C_s en 0.03 se provoca un aumento de la eficiencia en 0.00110, 0.00090, 0.00075 cuando Z : 10,11,12 respectivamente.

Analizando todos los cálculos ya realizados, con mucha razón afirmamos que la variación de la eficiencia hidráulica ó del coeficiente de sustentación sólo originan insignificantes variaciones de la eficiencia de la etapa; y que este análisis nos conduce a un resultado definitivo :

$$\eta_h = 0.86$$

$$R_e = 0.916$$

$$\mathcal{V} = 0.61$$

$$\frac{A}{\varepsilon} = 2.5237$$

$$Z = 11 \text{ álabes}$$

$$C_s = 0.87 \text{ (sección media)}$$

$$\varepsilon = 0.0554$$

$$A = 0.140$$

$$\eta = 0.86$$

3.2.3 Análisis de la pérdidas , eficiencia total .

En la solución ya calculada, se determinarán las pérdidas de acuerdo a su origen en porcentajes.

También se determinará la eficiencia real de la etapa y la eficiencia total del ventilador.

3.2.3.1 Análisis de las pérdidas .

La solución óptima de la etapa nos dió :

$$\varepsilon = 0.0554$$

$$A = 0.140$$

$$\eta = 0.86$$

$$\text{siendo } \frac{A}{\varepsilon} = 2.5237$$

Las pérdidas son :

$$A = \left(\frac{A}{\varepsilon} \right) (\varepsilon_p + \varepsilon_a + \varepsilon_s + \varepsilon_t) \quad (72)$$

$$A = A_p + A_a + A_s + A_t \quad (72.1)$$

El coeficiente de planeo ó coeficiente de pérdidas debido a la resistencia del perfil es :

$$\xi_p = 0.012 \quad y$$

$$A_p = 2.5237 (0.012) = 0.0303 \quad \hat{=} 3.0\%$$

El coeficiente de pérdidas debido al rozamiento del fluido con las paredes del cubo y del ducto es :

$$\xi_a = 0.020 \frac{0.2299}{0.195} \cdot \frac{1}{0.87} = 0.0271 \quad y$$

$$A_a = 2.5237 (0.0271) = 0.0684 \quad \hat{=} 6.8\%$$

El coeficiente de pérdidas secundarias es :

$$\xi_s = 0.018 (0.87) = 0.01566 \quad y$$

$$A_s = 2.5237 (0.0156) = 0.0395 \quad \hat{=} 3.9\%$$

El coeficiente de pérdidas debido al intersticio radial es :

$$\xi_t = 0.029 \frac{0.005}{0.195} (0.87)^{1/2} = 6.936 \times 10^{-4} \quad y$$

$$A_t = 2.5237 (6.9 \times 10^{-4}) = 0.0017 \quad \hat{=} 0.2\%$$

Entonces las mayores pérdidas se deben al rozamiento en las paredes del cubo y del ducto; y el intersticio radial influye poco en las pérdidas (Tabla 13).

3.2.3.2 Eficiencia total .

La eficiencia calculada hasta ahora se refiere a una etapa con un cubo infinitamente largo; mas como el cubo es finito existen pérdidas muy significativas debidas al ensanchamiento brusco del canal que provoca una expansión brusca del fluido al salir de la sección anular.

Todo esto puede estimarse (Ref. 8) en un 10 % de la eficiencia máxima de la etapa, entonces :

$$\eta_h = 0.86$$

$$\eta_{et.} = 0.90 (0.86) = 0.774 \quad \text{ó} \quad 77.4 \%$$

y la eficiencia total del ventilador será :

$$\eta_t = (0.774)(1) (0.99) = 0.766 \quad \text{ó} \quad 76.6 \%$$

3.2.4 Triángulos de velocidad.

Teniendo como referencia la Figura 3-III se calcularán los triángulos de velocidad en nueve secciones del álabe, aunque sólo se mostrará el procedimiento para la punta D_e ; los resultados se hallan en las Tablas 14,15 y 16.

Los parámetros de entrada son :

$$H = 125 \text{ m Aire}$$

$$\dot{V} = 23 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$N = 1760 \text{ rpm}$$

$$D_e = 1 \text{ m}$$

$$\psi = 0.61$$

$$\eta_h = 0.86$$

$$C_m = \frac{\dot{V}}{\pi/4 D_e^2 (1 - \psi^2)} = 46.6 \text{ m/s}$$

$$H_R = \frac{H}{\eta_h} = \frac{125}{0.86} = 145.3 \text{ m Aire}$$

3.2.4.1 Del rotor .

a) El grado de reacción varía conforme :

$$R = 1 - (1 - R_e) \left(\frac{D_e}{D} \right)^2 \quad (56)$$

$$\text{donde } R_e = 0.916$$

b) Las cifras adimensionales , de las fórmulas(19),(25), y(28.1), varían así :

$$\psi = \psi_e \left(\frac{D_e}{D} \right)^2 \quad (89)$$

$$\varphi = \varphi_e \left(\frac{D_e}{D} \right) \quad (90)$$

$$\varphi' = \varphi'_e \left(\frac{D_e}{D} \right) \quad (57)$$

siendo : $\varphi_e = 0.289$

$$\varphi_e = 0.318$$

$$\varphi'_e = 0.506$$

c) Las alturas de presión en la punta son :

$$H_{\text{est}_R} = H_R (R) = 145.3 (0.916) = 133.1 \text{ mAire}$$

$$H_{\text{din}_R} = H_R (1-R) = 145.3 (0.084) = 12.2 \text{ mAire}$$

d) La velocidad tangencial :

$$U = \pi D \frac{N}{60}$$

$$U_e = \pi (1) \frac{1760}{60} = 92.1 \text{ m/s}$$

e) El componente del vórtice en la salida :

$$\Delta C_u = \frac{gH_R}{U}$$

$$\Delta C_u = \frac{9.81 (145.3)}{92.15} = 15.5 \text{ m/s}$$

f) La velocidad W :

$$W_\infty = \sqrt{(U - \Delta C_u/2)^2 + C_m^2}$$

$$W_\infty = \sqrt{(92.1 - 15.5/2)^2 + 46.6^2} = 96.4 \text{ m/s}$$

g) Los ángulos de entrada y salida :

$$\beta_0 = \text{arc tg } \frac{C_m}{U} \quad \beta_0 = 28^\circ$$

$$\beta_\infty = \text{arc sen } \frac{C_m}{W_\infty} \quad \beta_\infty = 28.9^\circ$$

$$\beta_3 = \text{arc tg } \frac{C_m}{U - \Delta C_u} \quad \beta_3 = 32.5^\circ$$

$$\alpha_\infty = \text{arc tg } \frac{C_m}{\Delta C_u/2} \quad \alpha_\infty = 80.6^\circ$$

$$\alpha_3 = \text{arc tg } \frac{C_m}{\Delta C_u} \quad \alpha_3 = 72.4^\circ$$

h) Las velocidades relativas :

$$W_o = \frac{C_m}{\text{sen } \beta_o} \quad W_o = 104.3 \text{ m/s}$$

$$W_3 = \frac{C_m}{\text{sen } \beta_3} \quad W_3 = 90.9 \text{ m/s}$$

i) Las velocidades absolutas :

$$C_\infty = \frac{C_m}{\text{sen } \alpha_\infty} \quad C_\infty = 47.3 \text{ m/s}$$

$$C_3 = \frac{C_m}{\text{sen } \alpha_3} \quad C_3 = 48.9 \text{ m/s}$$

Los resultados se hallan en la Tabla 15 y la Figura 18 .

3.2.4.2 Del estator.

a) La reacción es : $1 - R_e = 0.084$

b) La altura de presión estática es :

$$H_{\text{est}_E} = H_R (1 - R)$$

$$H_{\text{est}_E} = 145.3 (0.084) = 12.2 \text{ m Aire.}$$

c) El componente de vórtice en la entrada :

$$\Delta C_u = \frac{g H_R}{U} \quad \Delta C_u = 15.5 \text{ m/s}$$

d) La velocidad relativa es la velocidad absoluta de salida del rotor :

$$W = C_3 = 48.9 \text{ m/s}$$

$$\text{y su ángulo : } \beta = \alpha_3 = 72.4^\circ$$

Los resultados para el estator se hallan en la Tabla 16 y se han graficado en la Fig. 19.

CAPITULO IV

CALCULO AERODINAMICO DE LOS ALABES

En el cálculo de álabes perfilados del rotor se empleará la fórmula exacta de la cifra de carga, de la teoría del Ala Portante; mientras que para los álabes de plancha del estator será adecuado el procedimiento de la " corriente congruente " (Ref. 5).

En la sección Anexos se muestra el diagrama del flujo del cálculo de la geometría de los álabes.

4.1 Geometría de los Alabes,

La forma de los álabes del rotor ya ha sido predeterminada : perfil de ala de avión ; en tanto que ahora se calculará la forma curvada axial y radialmente del álabe de plancha del estator.

4.1.1 Del rotor.

Los álabes tendrán el perfil Göttingen 682, entonces sólo es necesario determinar la variación de la cuerda a lo largo del álabe, para lo cual consideraremos nueve secciones transversales.

La ecuación exacta de la cifra de carga que considera la

existencia del ángulo de planeo λ , es :

$$C_s \frac{L}{t} = 2 \frac{\Delta C_u}{W_\infty} \cdot \frac{\text{sen } \beta_\infty \cdot \cos \lambda}{\text{sen} (\beta_\infty + \lambda)} \quad (43)$$

llamemos :

$$K_\lambda = \frac{\text{sen } \beta_\infty \cdot \cos \lambda}{\text{sen} (\beta_\infty + \lambda)} \quad (91)$$

entonces :

$$C_s \frac{L}{t} = 2 \frac{\Delta C_u}{W_\infty} \cdot K_\lambda \quad (92)$$

En el procedimiento, el coeficiente de sustentación es el parámetro de inicio, con él se obtiene el coeficiente de planeo (Figura 7) y entonces λ , luego es posible calcular K_λ para obtener $C_s \frac{L}{t}$ y seguidamente puede determinarse la solidez ($\frac{L}{t}$) y la cuerda L .

$$\lambda = \text{arc tg } \epsilon_p \quad (93)$$

Las componentes de la cuerda (L_a y L_u) se calcu -

lan mediante el ángulo de cuerda β_c :

$$\beta_c = \beta_\infty + \delta^\circ \quad (94)$$

siendo δ° el ángulo de ataque.

Los siguientes criterios ayudan a obtener resultados - aceptables :

a. Las gráficas de C_s , $C_s \frac{L}{t}$ y $\frac{t}{L}$ en función - del radio deben ser líneas continuas.

b. En la sección del cubo (Ref. 6) :

$$\frac{t}{L} > 0.9$$

$$C_s \approx 1.00 \text{ y } \varepsilon_p < 0.0167 \text{ para } \delta^\circ < 6^\circ$$

inicialmente, pero el valor definitivo de C_s puede llegar a 1.15 ,

$$\frac{\Delta C_u}{W_\infty} \leq 0.5 \text{ a } 0.6$$

c. La solidez $\frac{L}{t}$ se reducirá del cubo hacia la punta, por razones mecánicas (Ref. 6) y por tanto la cuerda L tenderá a permanecer constante ó a disminuir algo hacia la

punta del álabe : forma trapezoidal .

En la optimización de la etapa se usó la ecuación 71.1 aplicable a la sección media y válida para toda la etapa, motivo por el cual los cálculos del álabe se harán primero en la sección media. Teniendo de referencia la cuerda en la sección media, se calculan varios valores de la cuerda en el cubo y la punta para seleccionar aquellos que den forma trapezoidal al álabe. De manera similar se procede con las restantes seis secciones (Fig.23)

Cálculos para la sección media

El diámetro y el paso valen :

$$D = 0.805 \text{ m.} \quad t = 0.230 \text{ m.}$$

de la Tabla 15 :

$$2 \frac{\Delta C_u}{W_\infty} = 2 \left(\frac{19.22}{79.65} \right) = 0.483 \quad \text{y} \quad \beta_\infty = 35.8^\circ$$

el coeficiente de planeo se obtiene de la Fig. 7 :

$$C_s = 0.87 \quad \text{entonces} \quad \varepsilon_p = 0.0109$$

el ángulo λ y la variable K_λ :

$$\lambda = \text{arc tg } \varepsilon_p = \text{arc tg } 0.0109 = 0.624^\circ$$

$$K_\lambda = \frac{\text{sen } \beta_\infty \cdot \text{cos } \lambda}{\text{sen } (\beta_\infty + \lambda)} = \frac{\text{sen } 35.84^\circ \text{cos } 0.624^\circ}{\text{sen}(35.84^\circ + 0.624^\circ)} = 0.9851$$

la cifra de carga, de la ecuación 92 :

$$C_s \frac{L}{t} = (0.483) (0.9851) = 0.4754$$

y la solidez

$$\frac{t}{L} = \frac{C_s}{C_s \frac{L}{t}} = \frac{0.87}{0.4754} = 1.83$$

La cuerda de la sección media servirá para el cálculo de las cuerdas de las otras secciones :

$$L = \frac{t}{\frac{t}{L}} = \frac{0.23}{1.83} = 0.125\text{m.}$$

el ángulo de ataque, de la Tabla 2 :

$$0.87 = 4.8 (0.1120) + 0.092 \delta^\circ$$

$$\delta^\circ = 3.61^\circ$$

el ángulo de cuerda, de la expresión 94 :

$$\beta_c = \beta_\infty + \delta^\circ = 35.84 + 3.61 = 39.45^\circ$$

y las componentes axial y tangencial de la cuerda :

$$\begin{aligned} L_a &= L \cdot \text{sen } \beta_c & (95) \\ &= 0.1256 \text{ sen } 39.45^\circ = 0.0798 \text{ m.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L_u &= L \cdot \text{cos } \beta_c & (96) \\ &= 0.1256 \text{ cos } 39.45^\circ = 0.0970 \text{ m.} \end{aligned}$$

Los resultados se hallan en la Tabla 17 y en la Fig.

20 se han graficado : C_s , $C_s \frac{L}{t}$, $\frac{t}{L}$ que como se

advirtió debben ser líneas continuas.

4.1.2 Del estator.

El estator es el elemento difusor del ventilador axial que entra en consideración cuando existe una componente- C_{3u} considerable en la entrada del estator :

$$\psi \leq 0.15 \quad (\text{sección 1.3})$$

El álabe tiene la desventaja que la capa límite está en reposo y por consiguiente falta el efecto aspirante de las fuerzas centrífugas sobre la acumulación de las capas límites ; por ello la distancia entre el rotor y el estator puede ser de $L/6$ hasta L (Ref. 5).

Por consideraciones de costo los álabes serán de espesor constante y por tanto el cálculo se cenirá al procedimiento de la " corriente congruente " .

Observando la Fig. 21 se tiene las siguientes relaciones :

$$\operatorname{tg} \alpha_4 = \operatorname{tg} \alpha_3 \cdot K_{\text{esp}} \quad (97)$$

$$K_{\text{esp}} = \frac{t_4}{s_4} \cdot \frac{1}{\operatorname{sen} \alpha_4} \quad (98)$$

siendo "s" el espesor del álabe y K_{esp} el coeficiente de

estrechamiento ; entonces la componente axial de la cuerda es :

$$L_{aE} = 2.5 t . \text{ctg } \alpha_4 \quad (99)$$

ô también :

$$L_{aE} = (2 \text{ a } 3) L_a \quad (99.1)$$

en cuanto al ángulo de salida que se supone es recto debe incrementarse para evitar turbulencia por diferencia de presiones a la salida del estator :

$$\alpha_5 = 90^\circ + (6^\circ \text{ a } 7^\circ) \quad (100)$$

Cálculos para la sección media.

El número de álabes (Refs. 4,6) es :

$$\begin{aligned} Z_E &= Z \mp 1 \\ &= 11 - 1 = 10 \text{ álabes .} \end{aligned} \quad (101)$$

el paso será , de la expresión 87 :

$$t_4 = \frac{\pi}{Z_E} D = \frac{\pi}{10} (0.805) = 0.253 \text{ m.}$$

el coeficiente de estrechamiento debido al espesor del -

álabe K_{esp} y el ángulo α_4 se calculan simultáneamente para valores de "s" y α_3 :

$$s = 1/8'' = 0.003 \text{ m.}$$

$$\alpha_3 = 68.55^\circ$$

supongamos $K_{\text{esp}} \approx 1.016$, luego se obtiene α_4 que se reemplaza en la ecuación 98 y así se continúa con la iteración :

$$\text{tg } \alpha_4 = \text{tg } 68.5^\circ (1.016) \quad \text{y} \quad \alpha_4 = 68.8^\circ$$

$$K_{\text{esp}} = \frac{0.253}{0.253 - \frac{0.003}{\text{sen } 68.8^\circ}} = 1.0136$$

$$\text{tg } \alpha_4 = \text{tg } 68.5^\circ (1.0136) \quad \text{y} \quad \alpha_4 = 68.8^\circ$$

por tanto la cuerda axial es :

$$\begin{aligned} L_{a_E} &= 2.5 \text{ t. ctg } \alpha_4 & (99) \\ &= 2.5 (0.253) \cdot \text{ctg } 68.8^\circ = 0.245 \text{ m.} \end{aligned}$$

valor que al variarse de acuerdo a los de las demás secciones para conseguir una variación lineal respecto al radio , queda en :

$$L_{a_E} = 0.250 \text{ m.}$$

Los resultados se hallan en la Tabla 18 y mediante el trazo del canal de álabes se determinará la forma del álabe .

4.2 Trazado del álabe.

Se presentarán las vistas necesarias para la construcción del álabe , por ahora la geometría no considera criterios del cálculo mecánico por esto la geometría definitiva se obtendrá en el siguiente capítulo .

4.2.1 Del rotor.

La característica del álabe del rotor es que sus secciones transversales serán del mismo perfil Göttingen - 682 y al haber sido determinadas en la sección anterior las cuerdas y los ángulos de cuerda , se cuenta entonces con los requisitos para el trazado de diferentes vistas del álabe

La figura 22 muestra la forma trapezoidal del álabe - en el supuesto caso que esté extendido en un plano , y la figura 23 muestra las secciones transversales (I, III, V, VII, IX) que se han obtenido de los pares coordenados del perfil en la Tabla 1 y de los valores de la cuerda en la Tabla 17

4.2.2 Del estator.

El trazado del canal de álabes que es un difusor del ventilador donde se recupera cierta cantidad de presión, determina la forma del álabe de espesor constante.

Contamos con los valores de los ángulos de entrada y salida, el espesor y la cuerda axial para trazar varias soluciones posibles y elegir entre ellas aquella que tenga un ensanchamiento gradual que implica una variación continua de la velocidad, teniendo presente que el ángulo de ensanchamiento del canal no debe exceder de 10° :

$$C = \frac{\frac{v}{Z}}{a \cdot h} \quad (102)$$

$$a_s \leq a_e + 2L_{a_E} \cdot \text{tg } 10^\circ \quad (103)$$

siendo :

C : la velocidad del fluido en el canal .

a : el ancho del canal .

a_s y a_e : ancho del canal en la salida y la entrada del canal , respectivamente .

La forma del canal de álabes variará a lo alto del -

álabe conforme al ángulo α_4 , por consiguiente es necesario trazar el álabe en : el cubo , el medio y la punta , dicho trazo se ha logrado manteniendo un ensanchamiento gradual , ver la figura 24 y la Tabla 19. También se ha cumplido con la relación 103 para a_s :

$$\text{cubo} : \quad 1838 < 167 + 2 (250) . \text{tg } 10^\circ = 2552 \text{ mm.}$$

$$\text{medio} : \quad 2490 < 233 + 2 (250) . \text{tg } 10^\circ = 321.2 \text{ mm.}$$

$$\text{punta} : \quad 311.5 < 297 + 2 (250) . \text{tg } 10^\circ = 385.2 \text{ mm.}$$

CAPITULO V

CALCULO Y DISEÑO MECANICO DEL VENTILADOR

El diseño y montaje de las partes del ventilador se harán teniendo como objetivos : no incrementar las pérdidas por choque y expansión brusca, y que la unidad sea compacta y de fácil desmontaje para el caso de su reparación. El ventilador consta de un conjunto de ductos, un rotor, un estator y un motor eléctrico.

Los ductos son la campana de entrada, el ducto y el cono de salida (opcional); todos de plancha de acero comercial y empernados entre sí. Dentro del ducto de 1 m. de diámetro interior están el rotor y el post - estator.

El rotor tiene un diámetro de 990 mm., dista del ducto una distancia radial de 5 mm., tiene un cubo de 610 mm. de diámetro y once álabes perfilados (Göttingen 682), y su giro es antihorario visto desde la entrada del aire. La cuerda del álabe - rotor - varía de 137 mm. en su base hasta 120 mm. en la punta, su altura libre es de 190 mm. y su centro de gravedad es una línea recta radial al cubo.

El post - estator, dos funciones : como difusor y como soporte

del motor que va acoplado directamente al rotor. Está conformado por diez álabes de espesor constante y por el cubo hechos de planchas de acero comercial .

La distancia axial entre los cubos es de 10 mm. mientras que entre los álabes del rotor y del estator es de 55 mm. en promedio.

Entre la campana de entrada y el ducto se ubica una malla para proteger al rotor de cualquier objeto de tamaño considerable (3 cm)

Toda la unidad estará sujeta mediante el ducto a un par de soportes de plancha de acero que a su vez van empernados al piso.

5.1 Rotor

El material de los álabes y del cubo será de fundición de aluminio, material ligero de las siguientes propiedades :

peso específico	γ	= 2600 Kg/m ³
esfuerzo de tensión, máximo	$\sigma_{\text{máx}}$	= 1250 Kg/cm ²
esfuerzo de corte, máximo	$\tau_{\text{máx}}$	= 840 Kg/cm ²
módulo de elasticidad	E	= 0.71 x 10 ⁶ Kg/cm ² = 30 x 10 ⁶ psi

En su cálculo emplearemos fórmulas prácticas (Ref. 13).

5.1.1 Alabes.

Los esfuerzos en los álabes se deben principalmente a la fuerza de sustentación y a la fuerza centrífuga.

a. Esfuerzos debidos a la fuerza de sustentación :

$$\tau_s = F_s \frac{h}{2M_s} \quad (104)$$

$$M_s = \frac{I}{c} \quad (105)$$

M_s es el módulo de sección e I el momento de inercia del perfil en la base :

$$I = 2.075 \text{ cm}^4$$

$$\text{C.G.} = (\bar{X}, \bar{Y}) = (5.51, 0.68) \text{ cm.}$$

$$c = Y_{\text{máx}} - \bar{Y} = 1.57 - 0.68 = 0.89 \text{ cm.}$$

$$\text{entonces } M_s = 2.332 \text{ cm}^3$$

y la fuerza de sustentación que alcanza su mayor valor - en la punta del álabe (expresión 37) es :

$$F_s = 0.75 (1.2) \frac{96.4^2}{2(9.8)} (0.12 \times 0.195) = 9.98 \text{ Kg}$$

Remplazando en (104) :

$$\tau_s = 9.98 \text{ Kg} \frac{19.5 \text{ cm}}{2(2.332 \text{ cm}^3)} = 41.7 \text{ Kg/cm}^2$$

b. Esfuerzos debidos a la fuerza centrífuga σ_c :

$$\sigma_c = \frac{U_e^2}{g} \frac{4 W_{\hat{a}1}}{(D_1 + D_e) A_r} \quad (106)$$

A_r es el área de la intersección del perfil A_1 con su base circular de 9 cm de diámetro :

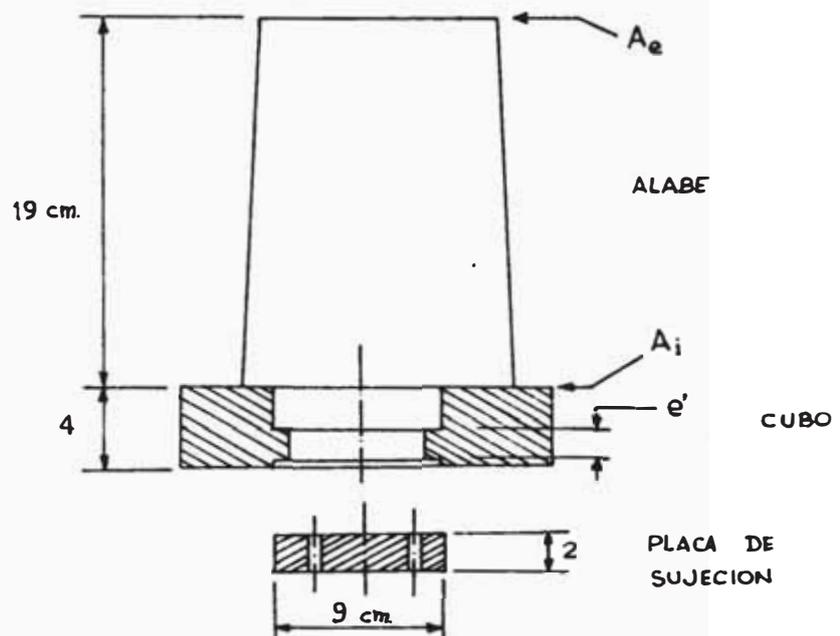
$$A_r = 11.2 \text{ cm}^2$$

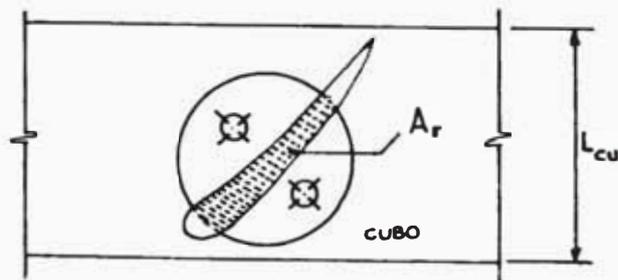
$$W_{\hat{a}1} = 2600 \text{ Kg/m}^3 (454 \times 10^{-6} \text{ m}^3) = 1.18 \text{ Kg.}$$

$$\sigma_c = \frac{92.15^2}{9.81} \cdot \frac{4 \times 1.18}{(0.61 + 1) 11.2} = 227 \text{ Kg/cm}^2$$

y el esfuerzo resultante es :

$$\sigma = 41.7 + 227 = 268.7 \text{ Kg/cm}^2 < 1250 \text{ Kg/cm}^2$$





5.1.2 Cubo

Los esfuerzos en el cubo se deben a la fuerza centrífuga de los álabes y del cubo que puede considerarse - como la intersección de un anillo y una volante :

a. Efecto de los álabes :

$$\sigma_{\text{ál}} = \frac{U_e^2}{g} \cdot \frac{Z \cdot W_{\text{ál}}}{\frac{\pi}{4} (D_i + D_e) L_{\text{cu}} \cdot e'} \quad (107)$$

$$\sigma_{\text{ál}} = \frac{92.15^2}{9.81} \cdot \frac{11 \times 1.18 \times 10^{-4}}{\frac{\pi}{4} (0.61 + 1) 0.16 \times 0.015} = 371 \text{ Kg/cm}^2$$

b. Efecto de la masa anular del cubo .

$$\sigma_{\text{cu}} = \gamma \frac{U_i^2}{g} \quad (108)$$

$$\sigma_{cu} = 2600 \times \frac{56.2^2}{9.81} \times 10^{-4} = 84 \text{ Kg/cm}^2$$

c. Efecto de la masa volante del cubo .

Los esfuerzos tangencial y radial máximos (Ref. 13)

son:

$$\sigma_{t \text{ máx}} = \gamma \frac{U_i^2}{g} \left(\frac{\mu + 3}{4} \right) \left[1 + \frac{1 - \mu}{3 + \mu} \left(\frac{d}{D_1} \right)^2 \right] \quad (109)$$

$\mu = 0.34$, $d = 0.06 \text{ m}$, luego

$$\sigma_{t \text{ máx}} = 70 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{r \text{ máx}} = \gamma \frac{U_i^2}{g} \left(\frac{\mu + 3}{8} \right) \left[1 - \frac{d}{D_1} \right]^2 \quad (110)$$

$$\sigma_{r \text{ máx}} = 28.4 \text{ Kg/cm}^2$$

Los esfuerzos tangencial y radial resultantes son :

$$\sigma_t = 371 + 84 + 70 = 525 \text{ Kg/cm}^2 < 1250 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\tau_r = 28.4 \text{ Kg/cm}^2 < 840 \text{ Kg/cm}^2$$

5.1.3 Sujeción de los álabes.

Por la base circular de cada álabe pasan dos pernos que lo fijarán al cubo al empernarse a una placa de sujeción .

5.1.3.1 Pernos de sujeción .

Las fuerzas que actúan sobre un álabe son las de sustentación y las centrífugas :

$$F_s = 9.98 \bar{\text{Kg}}.$$

$$F_c = m \cdot \frac{U_e^2}{D_e/2} \cdot \frac{1}{g} \quad (111)$$

$$F_c = 1.18 \frac{92.15^2}{0.50} \cdot \frac{1}{9.81} = 2,043 \bar{\text{Kg}}.$$

Las cargas de tracción y de corte son :

$$f'_t = \frac{F_c}{n} = \frac{2043}{2} = 1021 \bar{\text{Kg}}.$$

$$f'_t = \frac{M c_1}{\sum c_1^2} = \frac{(9.9 \times 0.195) 0.023}{2 \times 0.023^2} = 42 \bar{K}g$$

$$f'_s = \frac{F_s}{2} = \frac{9.98}{2} = 5 \bar{K}g.$$

y aplicando el criterio del máximo esfuerzo - cortante :

$$F_e = \sqrt{f_t^2 + 4f_s^2} \quad (112)$$

$$F_e = \sqrt{1063^2 + 4 \times 5^2} = 1063 \bar{K}g = 2338 \bar{L}b$$

$$A_s = \left(\frac{6 F_e}{S_y} \right)^{2/3} \quad \text{si } d_b < 1 \frac{3}{4} \text{ " } \varnothing \quad (113)$$

en pernos SAE grado 3 :

$$S_y = 5630 \text{ Kg/cm}^2 = 79,910 \text{ psi} , \text{ luego}$$

$$A_s = 0.313 \text{ pulg}^2$$

por tanto los pernos serán (Ref. 14) de 16 -

hilos/pulg , 3/4" de diámetro . La longitud-roscada mínima es :

$$l = \frac{d_b}{2} = \frac{3}{8}''$$

y la designación es : 3/4" \varnothing x 70 mm, 16 UNF, cabeza hueca hexagonal

5.1.3.2 Placa de sujeción .

En esta placa de empernan los pernos de sujeción , sus dimensiones son :

$$e = 2 \text{ cm} = 3/4'' , \quad d = 9 \text{ cm.} \quad \text{y pa-}$$

ra facilitar su montaje es recortada según se observa en el plano 2

5.1.4 Tapa y peso del rotor .

La tapa del cubo del rotor tiene un diámetro de 596 mm , es de plancha de fierro de 1/8" con 6 orificios en el borde de 1/4" \varnothing para fijarse al cubo mediante pernos-3/16" \varnothing .

El peso del rotor es la suma de los pesos del cubo , álabes , placas y pernos de sujeción , tapa y pernos

El cubo puede considerarse como masa anular y volante (ver Plano 2) :

$$V_{cu} = \left[\pi \times 570 \times (40 \times 120) + \frac{\pi}{4} 610^2 \times 40 \right] 10^{-9} = 0.0204 \text{ m}^3$$

$$W_{cu} = 2600 \times 0.0204 = 53 \text{ Kg.}$$

El peso de los álabes incluyendo su base circular es:

$$W_{\text{álabes}} = 11 \times 1.18 = 13 \text{ Kg.}$$

El peso de las placas de sujeción y sus pernos $3/4''$ \emptyset son :

$$W_{\text{placas}} = 2600 \left(\frac{\pi}{4} \times 90^2 \times 20 \times 10^{-9} \right) 11 = 3.64 \text{ Kg.}$$

$$W_{\text{pernos}} = 22 \times 0.16 \text{ Kg} = 3.4 \text{ Kg.}$$

El peso de la tapa $\approx 1/8''$ y sus pernos $3/16'' \emptyset$ x $3/4''$ son :

$$W_{\text{tapa}} = 7700 \left(\frac{\pi}{4} \times 596^2 \times 3.2 \times 10^{-9} \right) = 6.9 \text{ Kg}$$

$$W_{\text{pernos tapa}} = 6 \times 0.005 = 0.03 \text{ Kg.}$$

Sumando se tendrá el peso del rotor :

$$W_R = 53 + 13 + 3.64 + 3.4 + 6.9 + 0.03 = 80 \text{ Kg.}$$

5.2 Motor eléctrico,

El motor eléctrico debido a su posición en el ventilador no tendrá ventilación interior sino exterior , es decir , será de construcción cerrada .

5.2.1 Selección del motor .

La potencia al eje necesaria es (Ecs. 31 y 31.1) :

$$P_{\text{eje}} = \frac{\delta \dot{V} H}{\eta_t} \quad (114)$$

$$\eta_t = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m = 0.774 \times 1.00 \times 0.99 = 0.766$$

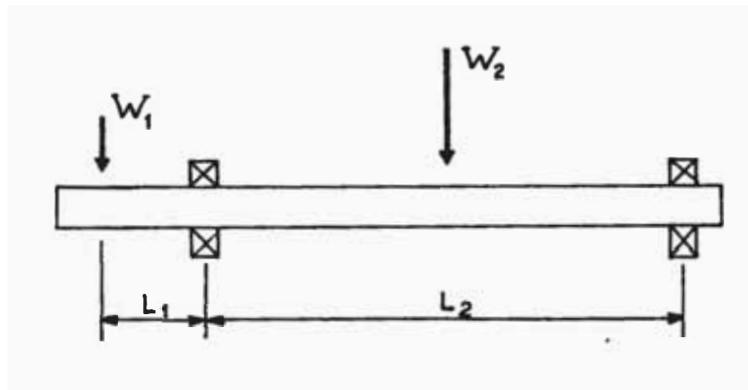
$$\text{luego : } P_{\text{eje}} = \frac{1.2 \times 23 \times 125}{0.766} \cdot \frac{1}{76} = 59 \text{ HP}$$

De los catálogos de motores eléctricos de DELCROSA seleccionamos , considerando un factor de seguridad de 1.2 , un motor asíncrono trifásico de construcción cerrada (ventilación exterior) serie NV, tipo 225 cM con las siguientes características :

70 HP , 60 Hz , 600 V máximo , 4 polos , 1760 rpm ,
350 Kg , con brida , 452 mm. de diámetro y 680 mm. -
de largo , con eje de 60 mm. \varnothing x 820 mm.

Comprobación del eje.

El eje del motor está sometido al peso del rotor y al peso de la parte rotórica del mismo motor que puede estimarse en 250 Kg., y tiene dos puntos de apoyo como se muestra en el siguiente esquema :



$$W_1 = W_R = 87 \text{ Kg} = 191 \text{ Lb}$$

$$W_2 = 250 \text{ Kg} = 550 \text{ Lb.}$$

$$L_1 = 150 \text{ mm.} = 5.9 \text{ pulg.}$$

$$L_2 = 580 \text{ mm.} = 22.8 \text{ pulg.}$$

El eje es de acero comercial con esfuerzo permisible para eje con canal de cuña y módulo de elasticidad :

$$\sigma_{adm} = 0.75 \times 12600 \text{ PSI} = 9450 \text{ PSI}$$

$$E = 30 \times 10^6 \text{ PSI}$$

Los factores que determinan el diámetro del eje son :

- a. Torque transmitido
- b. Tensión axial
- c. Flexión (deflexión permisible).
- d. Velocidad crítica.

por lo que aplicaremos las siguientes fórmulas (Ref. 13):

- a. Torque.

$$d > \left(\frac{314000 P_{eje}}{rpm} \right)^{1/3}$$

$$d > \left(\frac{314000 \times 59 \text{ HP}}{9450 \times 1760} \right)^{1/3} = 1.03 \text{ pulg.}$$

- b. Tensión axial .

$$d > \left(\frac{F_x + W_l}{\frac{\pi}{4} \sigma} \right)^{1/2}$$

$$F_x < F_s \quad \text{entonces} \quad F_x < 11 \times 9.98 = 110 \text{ Kg} = 242 \text{ Lb}$$

$$d > \left(\frac{242 + 191}{\frac{\pi}{4} \times 9450} \right)^{1/2} = 0.24 \text{ pulg.}$$

c. Flexión y deflexión.

$$d > \left(\frac{W_2 L_2}{0.8 \sigma} \right)^{1/3}$$

$$d > \left(\frac{550 \times 22.8}{0.8 \times 9450} \right)^{1/3} = 1.18 \text{ pulg.}$$

calcularemos la deflexión en cada tramo para luego el mayor valor emplearlo en el cálculo de la velocidad crítica :

$$y_1 = \frac{W_1 L_1^3}{3 EI}$$

$$I = \frac{\pi}{64} \left(2 \frac{3}{8} \right)^4 = 1.56 \text{ pulg.}^4$$

$$y_1 = \frac{191 \times 5.90^3}{3 \times 30 \times 10^6 \times 1.56} = 2.8 \times 10^{-4} \text{ pulg} = 0.007 \text{ mm.}$$

y para el tramo con dos apoyos :

$$y_2 = \frac{W_2 L_2^3}{48 EI}$$

$$y_2 = \frac{550 \times 22.8^3}{48 \times 30 \times 10^6 \times 1.56} = 2.9 \times 10^{-3} \text{ pulg} = 0.07 \text{ mm.}$$

d. Velocidad crítica.

A saber :

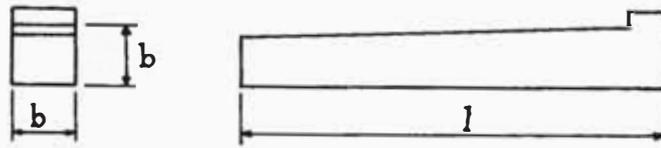
$$N_{\text{crft}} = \frac{60}{2\pi} \cdot \omega_{\text{crft}} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{y}}$$

$$N_{\text{crft}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9.81 \text{ m/s}^2}{0.00007 \text{ m}}} = 3,574 \text{ rpm.}$$

Hemos comprobado que el diámetro del eje ($2 \frac{3}{8}$ pulg) está bien dimensionado y que la velocidad de trabajo (1760 rpm) es mucho menor que la velocidad crítica .

5.2.2 Cuña del eje.

La cuña será del mismo material del cubo para asegurar la integridad del cubo . Será cuadrada con un ahusamiento de 1/8 pulg. por pie ; sus dimensiones son :



$$b = \frac{d}{4} = \frac{2 \frac{3}{8}}{4} = \frac{1}{2} \text{ " } \quad l = 3 \frac{1}{2} \text{ " } = 90 \text{ mm.}$$

y el esfuerzo que soportará es :

$$\tau = \frac{T}{b \cdot d/2 \cdot l} \quad (115)$$

$$T = \frac{63000 \times 59 \text{ HP}}{1760 \text{ rpm}} = 2112 \text{ Lb - pulg.} = 24,400 \text{ Kg.mm}$$

$$\text{luego } \tau = 1016 \text{ psi} = 71.5 \text{ Kg/cm}^2 < 840 \text{ Kg/cm}^2$$

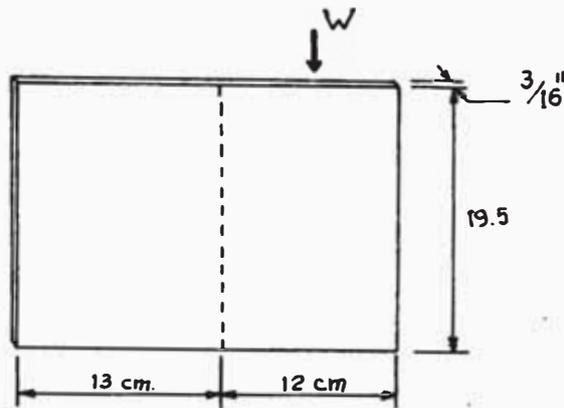
5.3 Estator

El estator está conformado por diez álabes y por el cubo - que contiene al motor en voladizo , embridado .

5.3.1 Alabes.

Los álabes serán de plancha de fierro de $\frac{3}{16}$ " de espesor , estarán soldados al cubo y empernados al ducto (Plano 3) . Se calcularán como columnas al suponer que sólo tres álabes en la parte inferior soportan el peso :

$$W = W_R + W_{mot} = 80 + 350 = 430 \text{ Kg.}$$



$$F = \frac{W}{3} = \frac{430}{3} = 143 \text{ Kg.}$$

la carga crítica es :

$$F_{crit} = \frac{\pi^2 E I}{L^2} \quad (116)$$

$$F_{crit} = \frac{\pi^2 \times 2,1 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2}{(19.5 \text{ cm})^2} \cdot \frac{0.47^3 \times 12 \text{ cm}^4}{12}$$

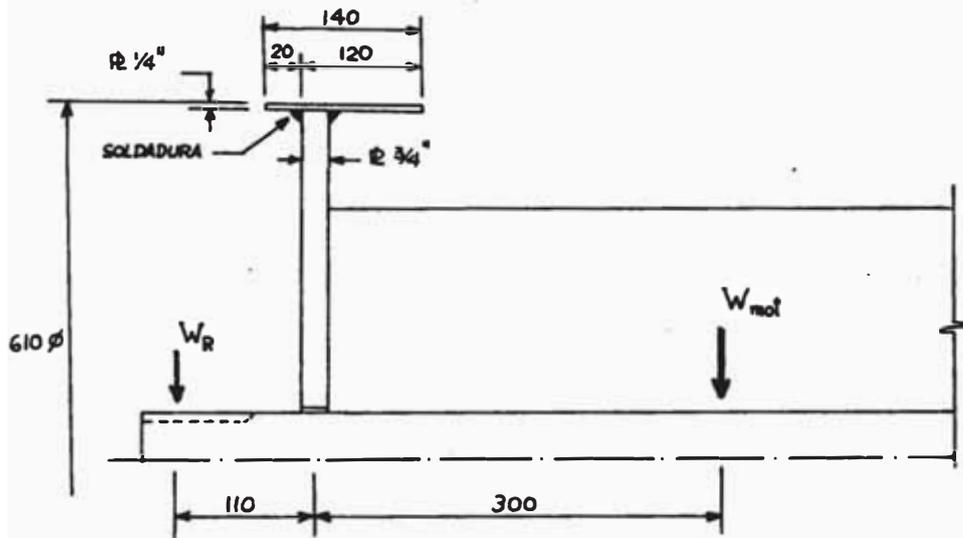
$$F_{crit} = 5,887 \text{ Kg} \gg 143 \text{ Kg}$$

5.3.2 Cubo.

El cubo es de plancha de fierro de 1/4 pulg. , de 610 mm. de diámetro exterior y 120 mm. de largo , estará soldado a la brida del motor y empemado a los álabes .

a. Soldadura a la brida .

La línea de soldadura será circular , dispuesta como se muestra en la siguiente figura :



La carga de corte debida al momento flector es :

$$f_w = \frac{M}{Z_w} \quad (117)$$

$$M = 350 \text{ Kg.} \times 300 - 87 \text{ Kg.} \times 110 = 95,430 \text{ Kg. mm.}$$

$$Z_w = \frac{\pi}{4} D^2 \quad (118)$$

$D = 610 - 2(6.35) = 597 \text{ mm.}$, entonces :

$$Z_w = 279,923 \text{ mm}^2 \text{ y } f_w = 0.34 \text{ Kg/mm.}$$

La carga de corte debida al momento torsor es :

$$f_w = \frac{T c}{J_w} \quad (119)$$

$$J_w = \frac{\pi}{4} D^3 \quad (120)$$

$$= \frac{\pi}{4} (597)^3 = 1.67 \times 10^8 \text{ mm}^3$$

$$c = \frac{D}{2} = \frac{597}{2} = 299 \text{ mm.}$$

$$f_w = \frac{24,400 \times 299}{1.67 \times 10^8} = 0.044 \text{ Kg/mm}$$

y por consiguiente la carga de corte resultante es :

$$f_w = \sqrt{0.34^2 + 0.044^2} = 0.342 \text{ Kg/mm}$$

La soldadura de fil ete tendrá dimensiones iguales w,
para el electrodo E - 60XXAWS :

$$w = \frac{f_w}{S_w} \quad (121)$$

$$S_w = 12,700 \text{ psi} = 8.93 \text{ Kg/mm}^2, \text{ luego :}$$

$$w = \frac{0.342}{8.93} = 0.06 \text{ mm.} = 0.003 \text{ pulg.}$$

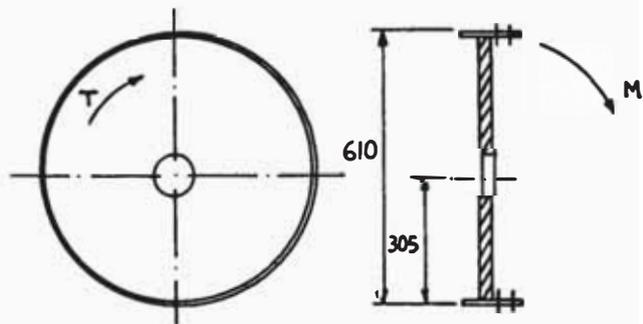
por tanto , el tamaño de la soldadura será el mínimo para planchas de 19 mm. (3/4") , Ref. 14 :

$$1/2'' < t \leq 3/4'' \text{ entonces}$$

$$w_{\min} = 1/4'' = 6.3 \text{ mm.}$$

b. Sujeción a los álabes .

El cubo irá sujeto a cada álabe mediante dos pernos que estarán sometidos a esfuerzos debidos a la flexión y a la torsión :



$$f_t'' = \frac{M c_j}{\sum c_j^2} \quad (122)$$

$$\sum c_j^2 = 6 \times 610^2 + 8 \times 305^2 + 6 \times 0 = 2976,800 \text{ mm}^2$$

y reemplazando para el perno crítico :

$$f_t'' = \frac{95,430 \times 610}{2976,800} = 20 \text{ Kg.}$$

La carga de corte debida al momento torsor :

$$f_s'' = \frac{T c_j}{\sum c_j^2} \quad (123)$$

$$f_s'' = \frac{24,400 \times 305}{20 \times 305^2} = 4 \text{ Kg.}$$

y según el criterio de máximo esfuerzo cortante :

$$F_e = \sqrt{20^2 + 4 \times 4^2} = 21.2 \text{ Kg.} = 46.6 \text{ Lb.} , \text{ y}$$

$$A_s = \left(\frac{6 \times 46.6}{79910} \right)^{2/3} = 0.023 \text{ pul g}^2$$

luego los veinte pernos serán (Ref. 14) : $1/4'' \text{ } \varnothing \times 1''$

28 UNF con cabeza y tuerca hexagonal .

5.3.3 Sujeción del estator .

El estator se fijará al ducto por medio de sus diez álabes , con tres pernos por cada álabes .

Para el cálculo de los pernos se tendrá presente sólo la torsión porque en otras direcciones el estator está rígido respecto al ducto :

$$f_s'' = \frac{T c_j}{\sum c_j^2}$$

$$c_j = 500 \text{ mm.}$$

$$f_s'' = \frac{24,400 \times 500}{30 \times 500^2} = 1.6 \text{ Kg.}$$

$$F_e = \sqrt{0 + 4f_s^2} = 2 f_s = 3.2 \text{ Kg.} = 7.1 \text{ Lb.}$$

$$A_s = \left(\frac{6 \times 7.1}{79,910} \right)^{2/3} = 0.006 \text{ pulg}^2$$

luego los treinta pernos serán : $1/4'' \text{ } \emptyset \times 1''$, 28 UNF
con cabeza y tuerca hexagonal

5.3.4 Peso del estator.

El peso del estator es la suma de los pesos de los -
álabes , el cubo , la brida y los pernos :

el peso de los álabes de $\mathbb{R} \ 3/16''$:

$$V_{\text{ál}} = 250 (195 + 30 + 30) 4.7 \times 10^{-9} = 3 \times 10^{-4} \text{m}^3$$

$$W_{\text{áls}} = 10 (3 \times 10^{-4} \times 7700) = 10 \times 2.3 = 23 \text{ Kg.}$$

el peso del cubo de $\mathbb{R} \ 1/4''$:

$$W_{\text{cu}} = 7700 \times \frac{\pi}{4} (610^2 - 597^2) 140 \times 10^{-9} = 13.3 \text{ Kg}$$

el peso de la brida de $\mathbb{R} \ 3/4''$ y sus pernos $1/2'' \ \emptyset \times 2''$:

$$W_{\text{br}} = 7700 \left(\frac{\pi}{4} 597^2 \times 19 \times 10^{-9} \right) = 40.8 \text{ Kg.}$$

$$W_{\text{p}} = 4 \times 0.150 = 0.6 \text{ Kg.}$$

el peso de los cincuenta pernos $1/4'' \ \emptyset \times 1$ con sus tuer-
cas es $(20 + 30) 0.03 = 1.5 \text{ Kg.}$

y sumando se tiene el peso del estator :

$$W_{\text{E}} = 23 + 13.3 + 40.8 + 0.6 + 1.5 = 79.2$$

5.4 Ductos

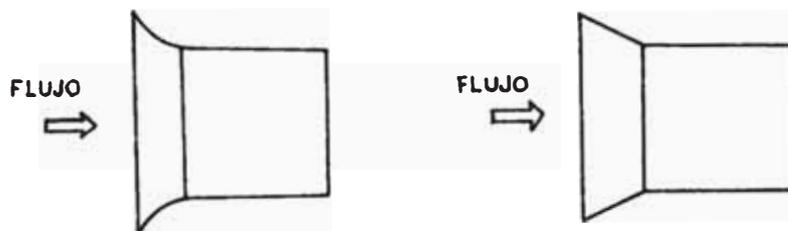
Los ductos lo forman la campana de entrada , el ducto propiamente dicho y el cono de salida opcional , todos unidos por pernos para facilitar las operaciones de mantenimiento

5.4.1 Ducto

La longitud del ducto será tal que los componentes rotor y motor no sobresalgan del ducto ; será de plancha de fierro de 1/4 pulg. y llevará en los extremos aros de ángulos en L 1"x1"x3/16" con 16 orificios de 1/4" \varnothing cada uno para pernos 3/16" \varnothing x 1" - 20 UNC de cabeza y tuerca hexagonal . Ver el Plano 4.

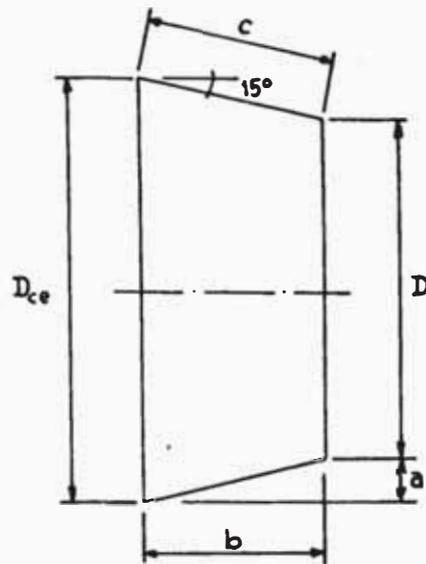
5.4.2 Cono de entrada .

Para disminuir las pérdidas por contracción brusca del flujo en la entrada , se utiliza una tobera en forma de campana ; pero con el objeto de disminuir los costos la tobera tendrá forma tronco - cónica :



Por criterios prácticos el cono de entrada tendrá un ángulo de 15° y una relación de diámetros de 1.25 , de plancha de hierro de 1/8 pulg. , con un aro al rededor del diámetro menor de características idénticas a los aros del ducto .

D	=	1000 mm
D_{ce}	=	1250 mm
a	=	125 mm
b	=	466 mm
c	=	483 mm



5.4.3 Cono de salida .

Este elemento sólo es necesario si el conducto a donde descargará el ventilador tiene un diámetro menor , por lo que se hará según cada caso particular .

Será de plancha de hierro de 1/8 pulg. e irá empernado al ducto , ver Plano 3 .

5.4.4 Peso .

El cálculo de los pesos se hace en función a los volúmenes :

el peso del ducto \varnothing 1/4" :

$$W_d = 7700 \times \frac{\pi}{4} (1013^2 - 1000^2) 950 \times 10^{-9} = 147 \text{ Kg.}$$

el peso de los aros de unión : L 1" x 1" x 3/16"

$$W_a = 3 \times \pi \times 1.04 \text{ m.} \times 1.77 \text{ kg/m}] = 3 \times 5.78 = 17.4 \text{ kg.}$$

el peso del cono de entrada \varnothing 1/8" :

$$V_{ce} = A_{lat} \times e = 483 \left(\frac{1250 + 1000}{2} \right) \times 3.2 \times 10^{-9}$$

$$= 5.4 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$W_{ce} = 5.4 \times 10^{-3} \times 7700 = 41.6 \text{ Kg.}$$

el peso del cono de salida puede estimarse en 30 Kg.,

y el peso de los pernos 3/16" \varnothing x 1" en :

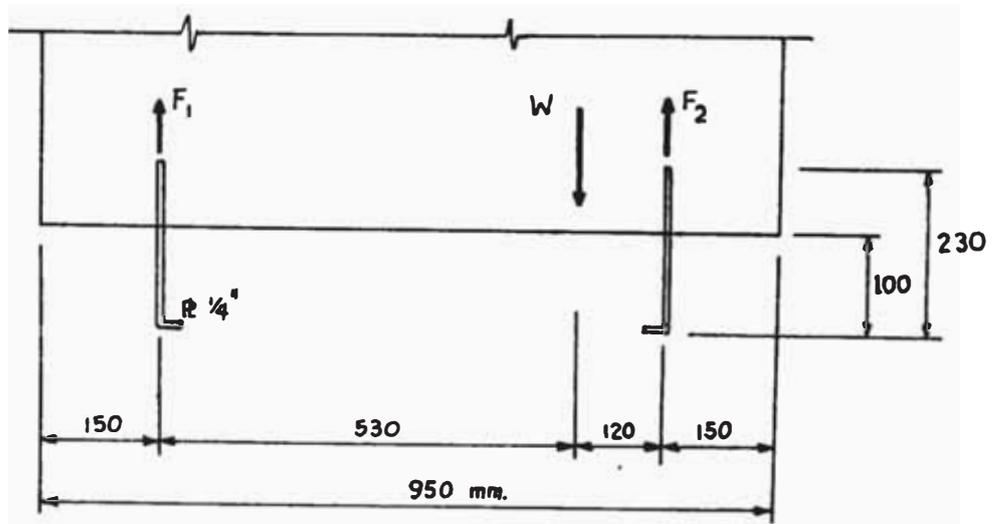
$$W_p = 2 \times 16 \times 0.02 = 0.7 \text{ Kg.}$$

sumando se tiene :

$$W_D = 147 + 17.4 + 41.6 + 30 + 0.7 = 236.5 \text{ Kg.}$$

5.5 Soporte

El soporte del ventilador consiste en dos planchas de fierro de 1/4 pulg. soldadas al ducto :



las cargas de compresión que actúan sobre los soportes son F_1 y F_2 :

$$\begin{aligned} W &= W_R + W_E + W_{mot} + W_D \\ &= 80 + 79.2 + 350 + 230.5 = 740 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

$$M = F_1 \times 650 - 740 \times 120 = 0$$

luego :

$$F_1 = 138 \text{ Kg} \quad \text{y} \quad F_2 = 609 \text{ Kg}$$

la carga crítica (124) es :

$$F_{\text{crit}} = \frac{\pi^2 \times 2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2}{18^2 \text{ cm}^2} \left(\frac{0.63^3 \times 70}{12} \right) \text{ cm}^4$$

$$F_{\text{crit}} = 93,300 \text{ Kg} \gg 609 \text{ Kg}.$$

Los soportes se fijarán al piso mediante cuatro pernos cuyo cálculo requiere el siguiente análisis : el torque del motor - tiende a voltear al ventilador pero su peso lo evita hasta cuando existe una fuerza accidental que se suma al torque , si suponemos que esa fuerza es de 600 Kg se necesitarán pernos de $\frac{1}{2}'' \text{ } \phi \times 3''$ - 13 UNC con cabeza y tuerca hexagonal .

El peso de los soportes $\phi 1/4''$ y sus pernos es :

$$W_S = 2 \times 7700 (700 \times 220 \times 6.3 \times 10^{-9}) = 15 \text{ Kg}$$

$$W_P = 4 \times 0.1 = 0.4 \text{ Kg}.$$

$$W_S = 21 + 0.4 = 15.4$$

5.6 Peso del ventilador.

Viene expresado por la suma de los pesos del rotor , estator, ductos y soportes

$$\begin{aligned} W_V &= W_R + W_E + W_D + W_S \\ &= 80 + 79.2 + 236.5 + 15.4 = 412 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Denominación	Cantidad	Peso Unitario	Peso Total
ROTOR			80.0
cubo	1	53.0	53.0
tapa - cubo	1	6.9	6.9
perno t-c	6	0.005	0.03
álabe	11	1.18	13.0
placa sujeción	11	0.33	3.6
perno p-s	22	0.15	3.4
ESTATOR			79.2
cubo	1	13.3	13.3
brida	1	41.4	41.4
álabe	10	2.3	23.0
perno	50	0.03	1.5
DUCTOS			236.5
ducto	1	146.8	146.8
aro de unión	3	3.8	17.4
perno	32	0.02	0.7
cono entrada	1	41.6	41.6
cono salida	1	30.0	30.0
BASE			15.4
soporte	2	10.5	15.0
perno	4	0.09	0.4

VENTILADOR 412.0 Kg

MOTOR 350.0 Kg

TOTAL 762.0 Kg

CAPITULO VI

ANALISIS DE COSTOS

El costo de producción y el precio total del ventilador del ejemplo se determinarán en forma similar a la que emplean los fabricantes de ventiladores, teniendo en cuenta que previamente fue seleccionado de acuerdo a requerimientos de presión $\delta.H$ y capacidad V .

6.1 Generalidades

El precio de venta del ventilador es su costo de producción más la utilidad o ganancia; si a ésta cantidad le añadimos el impuesto general a las ventas I.G.V. y el costo del motor eléctrico se tendrá el precio total de la unidad.

Los elementos de costo de producción son:

- a.- Materia prima directa .
- b.- Mano de obra directa .
- c.- Costos indirectos de fabricación :
 - Materia prima indirecta .
 - Mano de obra indirecta .
 - Gastos generales de fabricación

d.- Gastos administrativos .

Estos elementos se calcularán a continuación en soles para el mes de Junio de 1985. y es útil mencionar las siguientes equi

valencias : 1 dólar = 11,700 soles

 1 inti = 1,000 soles

6.2 Materia prima directa

En la fabricación del ventilador se utilizan las siguientes ma
terias primas directas :

a. Planchas de acero comercial (fierro negro).

b. Fundición de aluminio .

c. Malla , pernos y tuercas .

a. Planchas de acero comercial .

Los siguientes costos de las planchas de fierro incluyen el I.G.V. de 11 % por su compra :

Planchas de 4' x 8'	Costo (sol es)
1/8 "	498,000
3/16 "	735,000
1/4 "	1'048,000
5/8 "	2'776,000
3/4 "	3'462,000

y se incrementan mensualmente en 12 % . Estos precios también se consideran en 8,100 soles/Kg.

Los pesos de los componentes del ventilador hechos de planchas son :

Denominación	Espesor	Peso (Kg.)
tapa de cubo	1/8"	6.9
cubo - estator	1/4"	13.3
brida	3/4"	41.4
álabes - estator (10)	3/16"	23.0
ducto	1/4"	146.8
aros de unión (3)	3/16"	11.4
cono de entrada	1/8"	41.6
cono de salida	1/8"	30.0
soportes (2)	1/4"	<u>21.0</u>
		335.4

multiplicando por el costo unitario y agregando un 10 % por desperdicios :

$$335.4 \times 8,100 + 10 \% = S/. 2'988,400$$

b. Fundición de aluminio .

El precio de las partes hechas de fundición de aluminio es 65,000 soles/Kg. y tiene un incremento mensual de 12 % . Los

componentes de aluminio pertenecen al rotor y son :

Denominación	Peso (Kg.)
cubo	53.0
álabes (11)	13.0
placas de sujeción (11)	10.8
pernos de sujeción (22)	<u>3.4</u>
	80.2

multiplicando por el costo unitario y considerando un 10 % por desperdicios :

$$80.2 \times 65,000 + 10 \% = S/. 5'734,300$$

c. Malla , pernos y tuercas .

Denominación	Cantidad	PrecioU.	Total
malla de simple torsión N° 12-6 cm (m ²)	1	30,000	30,000
perno 3/16" Ø x 1/2" -32 UNF	6	450	2,700
perno y tuerca cab. hex 1/4" Ø x 1 - 28 UNF	50	850	42,500
1/2" Ø x 2" - 13 UNF	4	4,900	19,600
perno - anclaje y tuerca cab. hex . 1/2" Ø x 3" - 13 UNC	4	9,100	<u>36,400</u>
			131,200

Entonces , el costo de la materia prima directa es :

$$\begin{aligned} \text{m.p.d.} &= 2'988,400 + 5'734,300 + 131,200 \\ &= 8'853,900 \end{aligned}$$

6.3 Mano de obra directa y costos indirectos de fabricación .

La mano de obra directa (m.o.d.) concierne a la remuneración del personal que participa directamente en la transformación de la materia prima y también incluye la carga patronal :

Concepto.	Aportaciones del trabaja- dor (%)	Carga Patronal (%)
Inst. Per. Secur. Soc.	2.8	6.0
Sist. Nac. Pensiones	2.8	6.0
Imp. Unico a Remuner.	2.0	-
Fondo Nac. Vivienda	0.2	2.0
Bonos Reconstrucción	10.0	-
Seguro de vida	-	<u>2.0</u> 16 ‰
Accidentes trabajo	-	5.0
Indemnizaciones	-	2.3
Gratificaciones	-	16.0
Vacaciones.	-	8.3
Otros.	-	<u>3.0</u>
		50.6 ‰

por tanto, el costo de la m.o.d. es igual 1.16 veces los salarios pudiendo llegar a 1.506 veces .

Las operaciones que se realizan en la construcción del ventilador son :

Balanceo y maquinado del cubo - rotor en el torno y fresadora.

Acabado de álabes y otros

Balanceo del rotor .

Corte de las planchas de acero comercial

Rolado del ducto y los conos .

Soldadura

Lijado y arenado

Ensamblaje.

Pruebas de presión , potencia

Pintado

Los costos indirectos de fabricación (CIF) se componen de :

- Materia prima indirecta .- Son aquellas que no forman parte del producto terminado (lijas , etc.) y los que si forman parte del producto terminado pero en forma pequeña (pinturas , soldadura , etc.) .
- Mano de obra indirecta .- Comprende las labores que se realizan en la supervisión , el control de calidad , las pruebas , el mantenimiento , etc.

- **Gastos generales de fabricación .-** Son numerosos y de control complicado :

Energía	Util es de oficina y otros .
Agua	Mantenimiento
Al umbrado	Control de calidad
Tel éfonos	Tranporte
Limpieza	Seguros
Alquil eres	Refrigerio
Gastos de al macén	Depreciación
Vestuario.	Vigil ancia.

La mano de obra directa (m.o.d.) y los costos indirectos de fabricación (CIF) se calcularán como un sólo elemento de costo y no en forma independiente porque los ventiladores se construyen según los pedidos por lo que la producción es de una escala variada en modelos y tamaños

Estarán en función de las horas que se requieren para la construcción del ventilador de nuestro caso y del costo de cada hora , según datos promedios de fabricantes de ventiladores

Nº de horas	320
Costo por hora	33,000 soles /H
m.o.d. + CIF = 320 x 33,000 = S/. 10'560,000	

6.4 Gastos administrativos.

Los gastos administrativos tales como los servicios profesionales y legales , gastos de ventas , costos de financiamiento etc. se pueden estimar en un 5 % del costo de fabricación

6.5 Costo de producción.

El costo de producción es el gasto que hace el fabricante para elaborar un producto terminado , es la suma de :

m.p.d.	S/.	8'853,900
m.o.d. + CIF		<u>10'560,000</u>
Costo de fabricación		19'413,900
Gastos administrativos		<u>970,700</u>
COSTO DE PRODUCCION	S/.	20'384,600

6.6 Precio de venta y precio total .

El precio de venta es la cantidad de dinero que recibe el fabricante por la fabricación del ventilador solicitado por el cliente .

El precio total es la cantidad de dinero que gasta el cliente por la adquisición del ventilador mas el motor eléctrico y el pago del impuesto general a las ventas I.G.V.

La utilidad se expresa como porcentaje del costo de producción , generalmente se considera 30 %.

El precio del motor eléctrico marca DELCROSA , serie NV , - tipo 225cM , 70 HP - 60 Hz - 1760 rpm , es :

Precio de venta	S/.	31'215,000
Descuento (15 %)		<u>4'682,000</u>
		26'533,000
I.G.V. (11 %)		<u>2'918,000</u>
Costo del motor.		29'451,000

A continuación obtenemos el precio de venta del ventilador y el precio total de la unidad :

Costo de producción	S/.	20'384,600
Utilidad (30 %)		<u>6'115,400</u>
PRECIO DE VENTA VENTILADOR		26'500,000
I.G.V. (11 %)		2'915,000
Costo del motor		<u>29'451,000</u>
PRECIO TOTAL		58'866,000

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- Se observa que en diseño aerodinámico del ventilador los factores más importantes son : las cifras de presión y volumen, la eficiencia hidráulica, la relación de diámetros, - el número de álabes y el perfil aerodinámico.
- La eficiencia de la etapa varía inversamente al número de álabes y directamente a la altura de los álabes. Su cálculo es iterativo e implica obtener los valores de los parámetros arriba mencionados.
- El número de álabes del rotor son primos entre sí con la finalidad de producir el menor ruido posible debido al alineamiento de los álabes.
- Las pérdidas por expansión brusca a la salida del estator - también han sido consideradas y como 10 % de la eficiencia de la etapa.
- El coeficiente de pérdidas ϵ es 0.012 en el radio medio pero tiene un valor promedio de 0.011 de la base a la punta del álabe, por tanto la eficiencia es algo mayor de 0.774.
- El diámetro interior del cubo - estator limita el tamaño del -

motor eléctrico, luego en el caso de motores DELCROSA - el de mayor potencia que podría instalarse sería el de 90 HP tipo NV - 250, M4, 1760 rpm.

- Las minas se hallan generalmente en lugares donde la densidad es menor que la estándar 1.2 Kg/m^3 , esto implica que el caudal deba incrementarse para obtener el flujo requerido de masa de aire en la siguiente forma por ejemplo

$$\dot{m} = 1.2 \text{ Kg/m}^3 (13.4 \text{ m}^3/\text{s}) = 0.7 \text{ Kg/m}^3 (Q)$$

luego $Q = 23 \text{ m}^3/\text{s}$

Entonces la selección de todo ventilador debe hacerse con la altura de presión calculada en la mina y con el caudal aumentado como se acaba de mostrar.

- La comparación de las características del ventilador del presente trabajo con otros similares de 1760 rpm, se muestra en el siguiente cuadro:

Marca	D_e (mm)	D_1 (mm)	Z	H(mmH ₂ O)	Q(m ³ /s)	η (%)
-	1000	610	11	150	23.0	77.4
DELCROSA	1092	550	9	187	20.6	75.3
AIRTEC	1143	673	13	182	22.2	74.8

- El ventilador del ejemplo podrá enviar aire por un ducto de 1 m. de diámetro hasta una distancia de 230 m.
- Se observa del análisis de costos que el costo del ventilador es menor que el del motor eléctrico de 72 HP.
- Las características del ventilador del ejemplo son :

Altura de presión	147 dPa (150 mmH ₂ O)
Volumen	23 m ³ /s
Velocidad de rotación (sentido)	1760 rpm (antihorario)
Diámetro de punta del álabe	1 m.
Relación de diámetros	0.61
Número de álabes del rotor	11
Número de álabes del estator	10
Perfil aerodinámico	Göttingen 682
Peso	412 Kg.
Motor eléctrico	72 HP - 1760 rpm

BIBLIOGRAFIA

1. Skochinsky, A. and Komarov, V., "Mine Ventilation"; MIR Publishers, Moscow, 1969.
2. Horlock, J. H., "Axial Flow Compressors" ; Butterworths Scientific Publications, London, 1958.
3. Shames, I. H., "Mecánica de Fluidos" ; McGraw - Hill México, 1977.
4. Coz, A. F., "Turbomáquinas I" ; Facultad de Ingeniería - Mecánica UNI, curso, Lima, 1981.
5. Pfeiderer, C., "Bombas Centrífugas y Turbocompresores"; Labor S.A., Barcelona, 1960.
6. Osborne, W.C., "Fans"; Pergamon Press, Glasgow, 1967.
7. Ordonez, C., "Aerodinámica" ; UTEHA, México, 1962.
8. Eck, B., "Ventilatoren"; Springer, Berlin, 1962.
9. "Fans - a Special Report" , Power, March, 1968.
10. Stepanoff, A.J., "Centrifugal and Axial Flow Pumps" ; -

John Wiley & Sons, New York, 1966.

11. Gut, W., "Comparison of the Relative Losses and Characteristics of Axial - Flow Compressor stages"; Escher Wyss News, Vol 32, 1959, N^o 2/3.
12. Ecker, B. und Schnell, E., "Axial und Radial Kompressoren" Springer - Verlag, Berlin, 1961.
13. Kováts, A., "Design and Performance of Centrifugal Flow Pumps and Compressors"; Pergamon Press, 1964.
14. Hori, J. J., "Diseño de Elementos de Máquinas"; Facultad de Ingeniería Mecánica UNI, curso, Lima, 1980.