



T
697.9325
P153

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería en Mecánica



**"SOFTWARE APLICADO AL DISEÑO
AERODINAMICO DEL ROTOR
DE UN VENTILADOR DE FLUJO AXIAL
TIPO PALETA"**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentado por:

HANS PALACIOS WANKE



GUAYAQUIL

ECUADOR

AÑO
1994

AGRADECIMIENTO

Al Ing. FRANCISCO ANDRADE, por quien fue posible iniciar y culminar esta tesis gracias a su inolvidable guía y colaboración.

De igual manera, a todas aquellas personas que colaboraron moral o materialmente en la realización de esta Tesis, a quienes quedo muy agradecido.

DEDICATORIA


A Dios y a mis padres, a quienes el título les pertenece, porque nunca dejaron de alentarme para conseguirlo, aún cuando mis fuerzas flaqueaban. Su amor y entrega desinteresada, trataré de proyectarla hacia las demás generaciones.



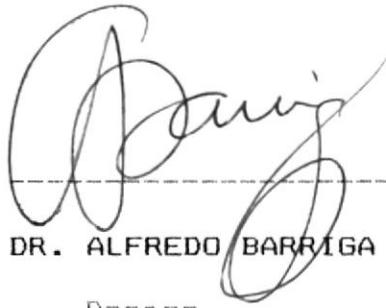
DECLARACION EXPRESA

" La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestas en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".


(Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales de la ESPOL).



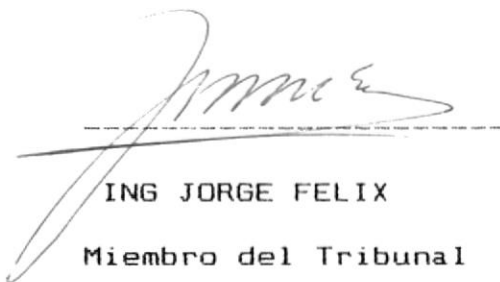
HANS PALACIOS WANKE




DR. ALFREDO BARRIGA
Decano



ING. FRANCISCO ANDRADE S.
Director de Tesis



ING JORGE FELIX
Miembro del Tribunal



ING. EDUARDO ORCES
Miembro del Tribunal

RESUMEN

El objetivo del presente trabajo es lograr un Software aplicado al diseño de rotores de ventiladores axiales tipo paleta, el cual servirá para lograr alta competitividad en el mercado internacional.

El diseño aerodinámico se logra mediante un estudio de los fundamentos teóricos. Luego se realiza la elaboración de un método de diseño, el cual se lo adapta a un Software; los parámetros de salida de este Programa sirven para fabricar un rotor que cumpla con las condiciones de entrada de este Software, las cuales bien podrían ser las requeridas por un cliente.

La construcción y prueba de tres ventiladores con características diferentes, fue necesaria para analizar la confiabilidad del diseño, que, de acuerdo a las conclusiones y recomendaciones de este trabajo, pueden ser satisfactoriamente aceptadas.

Acompaña un diskette al contenido de este trabajo

•

permitirá manejar los diferentes parámetros de entrada del Software y obtener diversos resultados.

El uso del ventilador axial tipo paleta es frecuente en nuestro país, debido a su bajo costo de producción; sin embargo, la eficiencia de estos ventiladores, comparando los con los aerodinámicos, es baja y su fabricación en muchos de los casos carece de buenos principios aerodinámicos causando problemas de ruido, ineficiencia y operación defectuosa.

El presente trabajo tiene como objetivo:

- 1.- Diseñar rotores con álabes tipo paleta, que generen una eficiencia relativamente alta y cuyas características aerodinámicas no ocasionen problemas de mucho ruido.
- 2.- Mediante la elaboración de un Software aplicado al diseño, facilitar al fabricante la elaboración de diversos rotores, de acuerdo a la necesidad del usuario.
- 3.- Alta competitividad en el mercado internacional.
- 4.- Facilitar la fabricación de estos rotores.

Para el diseño se hizo un estudio de los fundamentos teóricos de los ventiladores de flujo axial, tanto aerodinámicos como los de espesor constante (álabes tipo paleta); estos se pueden apreciar resumidos en el Capítulo I.

Hay que recalcar que el Software se ha elaborado para ampliarse o reformarse en el futuro, basándose en las conclusiones y recomendaciones de este trabajo.

INDICE GENERAL

	Pág. #
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL.....	IX
INDICE DE FIGURAS.....	XII
INDICE DE CUADROS.....	XIII
INDICE DE ABREVIATURAS.....	XIV
SUBINDICES.....	XII
LETRAS GRIEGAS.....	XVIII
INTRODUCCION.....	XIX

CAPITULO I

FUNDAMENTOS TEORICOS DEL DISEÑO

1.1. ROTOR: CONSIDERACIONES DE MOMENTUM. FLUJO DE VORTICE LIBRE.....	21
1.1.1. TEORIA GENERAL DEL MOMENTUM.....	21
1.1.2. RELACIONES DE PRESION Y VECTORES VELOCIDAD.....	24
1.1.3. FUERZAS EN EL ELEMENTO ALABE.....	29
1.1.4. ANGULOS ABSOLUTOS A LA ENTRADA Y SALIDA.....	32
1.1.5. GRADIENTES DE EMPUJE Y TORQUE.....	33
1.1.6. ECUACIONES DE DISEÑO.....	34
1.2. SELECCION DEL MATERIAL.....	35

1.3	CONSIDERACIONES EN EL DISEÑO MECANICO.....	38
1.4	EL RUIDO.....	40

CAPITULO II

METODO DE DISEÑO

2.1	PRINCIPALES PARAMETROS DE DISEÑO.....	48
2.2.	PARAMETROS DE ENTRADA.....	49
2.3	PARAMETROS DE SALIDA.....	52
2.4	PROCEDIMIENTO DE DISEÑO.....	53
2.4.1.	NUMERO ESPECIFICO DE REVOLUCIONES (NS)..	53
2.4.2.	COEFICIENTE DE FLUJO.....	53
2.4.3.	RELACION Xb/R	53
2.4.4.	ESTACION CRITICA DE DISEÑO.....	53
2.4.5.	RADIO DEL ROTOR (R).....	54
2.4.6.	VELOCIDAD AXIAL PROMEDIO DEL FLUIDO.....	55
2.4.7.	COEFICIENTE DE PRESION TOTAL TEORICO....	55
2.4.8.	COEFICIENTE DE FLUJO LOCAL EN ESTACION CRITICA.....	55
2.4.9.	COEFICIENTE DE TORBELLINO EN ESTACION CRITICA.....	55
2.4.10	ANGULO ABSOLUTO PROMEDIO.....	56
2.4.11	ANGULO ABSOLUTO DEL ALABE A LA ENTRADA..	56
2.4.12	ANGULO ABSOLUTO DEL ALABE A LA SALIDA...	56
2.4.13	FACTOR DE CARGA.....	56
2.4.14	COEFICIENTE DE CARGA.....	56
2.4.15	SOLIDEZ DEL ALABE.....	56

2.4.16 RELACION c/R	57
2.4.17 CUERDA DEL ALABE (c).....	57
2.4.18 NUMERO DE ALABES (n).....	57
2.4.19 ANCHO DEL ALABE (A).....	57
2.4.20. ESPESOR DEL ALABE (t).....	57
2.4.21. POTENCIA DEL ROTOR (POT).....	57

CAPITULO III

SOFTWARE APLICADO AL METODO DE DISEÑO

3.1. EXPLICACION DEL SOFTWARE.....	60
3.2. PARAMETROS DE ENTRADA Y SALIDA.....	61
3.3. NOMENCLATURA DEL PROGRAMA.....	62
3.4. DIAGRAMA DE FLUJO.....	64
3.5. ALGORITMO.....	66

CAPITULO IV

CONSTRUCCION Y PRUEBAS

4.1. REALIZACION.....	68
4.2. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.....	69
4.3. DATOS Y RESULTADOS EXPERIMENTALES.....	70
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	89
BIBLIOGRAFIA.....	94

INDICE DE FIGURAS

1.1	DIAGRAMA ESQUEMATICO DE LA CASCADA DE FLUJO.....	43
1.2	ARREGLOS DE ALABES.....	44
1.3	VECTORES VELOCIDAD RELATIVA DEL ELEMENTO ALABE.....	45
1.4	VECTORES VELOCIDAD ABSOLUTA DEL ELEMENTO ALABE.....	46
1.5	VECTORES FUERZA DEL ELEMENTO ALABE.....	47
2.1	ANCHO DEL ALABE.....	59
4.1	DISPOSICION DE LAS TOMAS DE PRESION SEGUN NORMAS DE LA AMCA.....	82
4.2.1	PARAMETROS DE CONSTRUCCION VAP-HPW-50.....	83
4.2.2	PARAMETROS DE CONSTRUCCION VAP-HPW-60.....	84
4.2.3	PARAMETROS DE CONSTRUCCION VAP-HPW-80.....	85
4.3.1	CURVA CARACTERISTICA VAP-HPW-50.....	86
4.3.2	CURVA CARACTERISTICA VAP-HPW-60.....	87
4.3.3	CURVA CARACTERISTICA VAP-HPW-80.....	88



INDICE DE CUADROS

4.1	COSTOS DE PRODUCCION.....	71
4.2.1	DATOS EXPERIMENTALES DE PRESIONES VAP-HPW-50.....	72
4.2.2	DATOS EXPERIMENTALES DE PRESIONES VAP-HPW-60.....	73
4.2.3	DATOS EXPERIMENTALES DE PRESIONES VAP-HPW-80.....	74
4.3.1	DATOS EXPERIMENTALES # 2 VAP-HPW-50.....	75
4.3.2	DATOS EXPERIMENTALES # 2 VAP-HPW-60.....	76
4.3.3	DATOS EXPERIMENTALES # 2 VAP-HPW-80.....	77
4.4.1	FORMULAS EMPLEADAS EN PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.....	78
4.5.1	RESULTADOS EXPERIMENTALES VAP-HPW-50.....	79
4.5.2	RESULTADOS EXPERIMENTALES VAP-HPW-60.....	80
4.5.3	RESULTADOS EXPERIMENTALES VAP-HPW-80.....	81

INDICE DE ABREVIATURAS

R=	Radio del rotor
Z=	Fuerza axial
S=	Espaciamiento entre álabes
dr=	Dirección radial
Va=	Velocidad promedio del flujo
Δp =	Presión estática
dy=	Dirección tangencial
E=	Esfuerzo cortante
W=	Pérdida principal de presión total
Δp =	Incremento de presión estática
H=	Presión total
h=	Pérdida de presión total
h=	Diferencial de pérdida de presión total
K=	Coefficiente de presión
r=	Radio considerado en una posición cualquiera en la envergadura del álabes
dT=	Elemento diferencial de torque
D=	Fuerza de arrastre
L=	Fuerza de carga o sustentación
c=	Cuerda del álabes

C= Coeficiente de fuerza
dTh= Elemento diferencial de empuje
Th= Empuje
T = Torque
Thc= Coeficiente de empuje
Tc= Coeficiente de torque
dTc= Elemento diferencial de coeficiente de torque
x= Relación r/R
dx= Dirección axial
NS = Número específico de revoluciones
 Ω ó n = Velocidad rotacional del rotor en rad/s
Q = Caudal
RPM= Revoluciones por minuto, velocidad del rotor
g = Gravedad (aceleración)
x = x_b/R
Xb= Radio de la manzana
xd= Estación crítica de diseño
Ad= Area transversal por la que atraviesa el fluido
Nr= Eficiencia asumida del rotor
n= Número de álabes
A= Ancho del álabe
t= Espesor del álabe
POT= Potencia del rotor
Ip= Amperaje promedio
Vp= Voltaje promedio
Ne= Eficiencia eléctrica
FP= Factor de potencia

LT= Longitud pieza en transmisión
Dt= Diámetro del ducto
SP= Presión estática en las pruebas experimentales
VP= Presión dinámica en las pruebas experimentales
H= Coeficiente de fricción
Tp= Presión total en las pruebas experimentales
PE= Potencia eléctrica
PF= Potencia del fluido
PM = Potencia mecánica
PPT= Pérdida de presión en la pieza de transmisión
NV= Eficiencia de ventiladores
PPF= Pérdida de presión por fricción
Pd= Presión dinámica experimental
P+= Presión total experimental



SUB INDICES

- a = Axial
- 1 = Estación a la entrada del álabe
- 2 = Estación a la salida del álabe
- th = teórico
- 3 = Estación en álabes directrices a la salida del rotor.
- ó = Estación en álabes directrices a la entrada del rotor.
- p = Estación antes del rotor
- s = Estación después del rotor
- r = rotor
- m = Valor medio entre la entrada y salida del rotor
- d = arrastre
- l = Carga o sustentación
- b = Manzana del rotor

LETRAS GRIEGAS

δ = Densidad del aire

θ = Dirección tangencial

ϵ = Coeficiente de torbellino

π = 3.12.16 ó Pi

Ω = Velocidad angular del rotor

ϕ = Coeficiente de flujo

B = Angulo que forma el vector velocidad absoluta del
flujo con el eje del rotor.

τ = Solides del álabes (s/c)

INTRODUCCION

El uso del ventilador axial tipo paleta es frecuente en nuestro país, debido a su bajo costo de producción; sin embargo la eficiencia de estos ventiladores, comparándolos con los aerodinámicos es baja, y su fabricación en mucho de los casos, carece de buenos principios aerodinámicos, causando problemas de ruido, ineficiencia y operación defectuosa.

El presente trabajo tiene como objetivo:

- 1.- Diseñar rotores con álabes tipo paleta, de una eficiencia relativamente alta y cuyas características aerodinámicas no ocasionen problemas de mucho ruido.*

- 2.- Mediante la elaboración de un Software aplicado al diseño, facilitar al fabricante la elaboración de diversos rotores de acuerdo a la necesidad del usuario.*

3.- *Alta competitividad en el mercado internacional.*

4.- *Facilitar la fabricación de estos rotores.*

Para el diseño se hizo un estudio de los fundamentos teóricos de los ventiladores de flujo axial, tanto aerodinámicos como de espesor constante (álabes tipo paleta); estos se pueden apreciar resumidos en el Capítulo 1.

Hay que recalcar que el Software se ha elaborado para ampliarse o reformarse en el futuro, basándose en las conclusiones y recomendaciones de este trabajo.

CAPITULO I

FUNDAMENTOS TEORICOS DEL DISEÑO

1.1. ROTOR: CONSIDERACIONES DE MOMENTUM, FLUJO DE VORTICE LIBRE

El Teorema General del Momentum aplicado al rotor de un ventilador de flujo axial, genera las siguientes consideraciones teóricas para el diseño del rotor:

- El cambio del Momentum del flujo a través del rotor es equivalente al incremento de presión total.
- Los diagramas de vectores velocidad.
- Relacionar el cambio del Momentum con las fuerzas de sustentación y arrastre, ejercidas por los álabes.

1.1.1 TEORIA GENERAL DEL MOMENTUM

Considerando las fronteras del volumen de control, la entrada y salida de un álabe directriz, y dos líneas de flujo apartadas

en distancias (figura 1.1). La fuerza Z , actuando sobre el elemento dr de longitud del álabe para presiones y velocidad constante a la entrada del álabe, puede ser expresada como:

$$(1) Z = [\delta s dr Va^2_1 - f \delta dr Va^2_2 dy] + [p_1 s dr - f p_2 dr dy] \quad 1.1$$

$f = \text{integral de } 0 \text{ a } s$

Asumiendo cero el flujo de Momentum en sentido transversal a las líneas de flujo en la dirección R . La fuerza tangencial Y está dada por:

$$(2) Y = \delta s dr Va_1 W_1 - f \delta dr Va_2 W_2 dy + E \quad 1.2$$

Donde E es el término de esfuerzo cortante, debido a la onda de flujo. Por contribuciones de ondas simétricas desde ambos lados de la onda, siendo igual cada una y opuesta en signo, se cancelan. Esta condición se puede lograr con un adecuado diseño del álabe que con una comba apropiada se logre la deflexión de flujo requerida, como consecuencia el término E puede ser

despreciado. Sin embargo, un incremento en el grado de error acompañarán grandes diferencias en las superficies superior e inferior en cuanto a las contribuciones de onda, tales como acompañamiento de un flujo cortante en la superficie superior, resultando una comba gruesa y separación de flujo.

Como la onda de flujo es compleja, entonces no puede ser resuelta más que con simplificación. Esta simplificación puede expresarse en las ecuaciones:

$$(3) \quad Z = (p_2 - p_1) s dr$$

$$(4) \quad Y = s \delta Va (w_1 - w_2) dr$$

Asumiendo que la componente axial de velocidad Va es una cantidad constante principal en todo el campo de flujo, p_1 y p_2 son constantes en sus planos y los términos de flujo de onda pueden ser representados por una pérdida principal de presión total.

$$w. \quad (5) \quad (p_2 - p_1) + w = \Delta p_{th}$$

Donde Δp_{th} es el aumento teórico de presión

estática. La cantidad w , cuando es determinada correctamente de datos experimentales, puede ser convertida a un coeficiente de arrastre del álabe, en el cual su forma aparece en las ecuaciones de diseño.

1.1.2 RELACIONES DE PRESION Y VECTORES VELOCIDAD

Las condiciones en un elemento anular de ancho dr y radio constante son dadas en la figura 1.2 a varias estaciones en la unidad ventilador. El aire que entra axialmente a los pre-rotores es defletrado tangencialmente en una dirección opuesta a la rotación del ventilador. Se asume que el aire sale del rotor con una componente de torbellino en la dirección de rotación, y por lo tanto, los álabes directores posteriores tienen la tarea de defletrar en el sentido opuesto para regresar a la dirección axial el flujo.

Es conveniente que el pre-torbellino y el post-torbellino sean ambos positivos, aunque estrictamente sean de sentido opuesto.

Las relaciones de Bernoulli en las cuatro

estaciones asumiendo presión total constante en toda la envergadura del álabe en cada plano seccional transversal son:

$$(6) \quad H_0 = p_1 + \frac{1}{2} \rho V_a^2$$

$$(7) \quad H_1 = p_1 + \frac{1}{2} \rho V_a^2 + \frac{1}{2} \rho (V_{\theta p})^2$$

$$(8) \quad H_2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho V_a^2 + \frac{1}{2} \rho (V_{\theta s})^2$$

$$(9) \quad H_3 = p_3 + \frac{1}{2} \rho V_a^2$$

Donde H , p , V_a y V_{θ} son la total presión, presión estática, la componente axial de velocidad, y componente tangencial de velocidad respectivamente.

El cambio general en presión total en la región anular (región por la cual pasa el flujo a través del rotor, su nombre es debido a su sección en forma de anillo) puede ser escrito como:

$$(10) \quad H_3 - H_0 = \Delta H_{th} - \Delta h_r - \Delta h_p - \Delta h_s$$

Donde ΔH_{th} es el incremento principal de presión teórica total, los otros términos denotan las pérdidas en el rotor, flujo-abajo, y flujo-arriba, respectivamente, los cuales varían a lo largo de la envergadura

del álabe.

Cuando la similitud dinámica es alcanzada, las presiones responsables de las fuerzas deben ser expresadas adimensionalmente.

La expresión $\frac{1}{2} \rho V_a^2$ es usada para reducir a cantidades adimensionales las presiones.

Las presiones son medidas con respecto a alguna referencia, tales como presión atmosférica, normalmente referidas como presiones manométricas. Como un ejemplo $K = (p - p_0) / (\frac{1}{2} \rho V_0)$

Donde p_0 y V_0 son constantes.

En general K consiste en tres partes: presión referida, nivel de presión de referencia y presión dinámica de referencia.

Los siguientes números adimensionales, los cuales son razones de presión total para presión dinámica obtenidos al dividir para $\frac{1}{2} \rho V_a^2$ la ecuación (10), donde V_a es la velocidad axial principal a través del ventilador:

$$(11) \quad (H_3 - H_0) / (\frac{1}{2} \rho V_a^2) = K_{th} + K_r + K_p + K_s$$

Donde $K = \Delta h / (\frac{1}{2} \rho V_a^2)$, por ejemplo:
 $K_r = \Delta h_r / (\frac{1}{2} \rho V_a^2)$. De las ecuaciones se
determina que $(H^2 - H_0) / (\frac{1}{2} \rho V_a^2)$ es
también el aumento de presión estática
adimensional para la unidad Ventilador.

Definiendo el coeficiente de torbellino como
 $\epsilon = V_\theta / V_a$, el aumento de presión estática
a través del rotor del ventilador a un radio
 r es entonces dado por :

$$(12) \quad p - p_1 = \Delta p = \frac{1}{2} \rho V_a^2 (K_{th} - K_r + (\epsilon^2)_p) \\ + ((\epsilon^2)_s)$$

Las relaciones de Bernoulli han sido
discutidas, siendo apropiado considerar el
trabajo hecho por el rotor. La salida de
trabajo desde el rotor en la región del
elemento anular es:

$$(13) \quad (H_2 - H_1) 2 \pi r dr V_a$$

y la entrada es ΩdT , donde Ω es la
velocidad rotacional en radianes por segundo
y dT es el elemento diferencial de torque.
De la razón de cambio del momentum angular:



$$(14) \quad dT = \delta V_a 2 \pi r dr ((V_{\theta s}) + (V_{\theta p})) r$$

Reemplazando $(H_2 - H_1)$ por el aumento de presión total teórica en la ecuación (13) e igualando la nueva relación a ΩdT :

$$(15) \quad (H_2 - H_1 + \Delta h_r) 2 \pi r dr V_a = \delta V_a 2 \pi r dr ((V_{\theta s}) + (V_{\theta p})) \Omega r$$

y por lo tanto:

$$(16) \quad \Delta H_{th} = \delta \Omega r ((V_{\theta s}) + (V_{\theta p}))$$

Adimensionalmente:

$$(17) \quad K_{th} = 2 (\epsilon_s + \epsilon_p) / \phi$$

Donde el coeficiente de flujo es definido como: la razón entre la componente axial de velocidad y la velocidad del rotor a un radio determinado.

$$(18) \quad \phi = V_a / \Omega r$$

El vector velocidad resultante V_m , el cual determinó la carga sobre el álabe, es mostrado en la figura 1.3 junto con las

componentes de velocidad a la entrada y a la salida desde el álabe.

La componente tangencial de velocidad del aire relativa al álabe está dada por:

$$(19) \quad \Omega r - \frac{1}{2} ((V_{\theta s}) - (V_{\theta p}))$$

Donde el segundo término es el torbellino formado adentro del rotor.

El ángulo B_m es aquel que forma el vector, velocidad absoluta, promedio del flujo con el eje del ventilador. Es obtenido de:

$$(20) \quad \tan B_m = (\Omega r - \frac{1}{2} ((V_{\theta s}) - (V_{\theta p}))) / V_a$$
$$\text{o } \tan B_m = (1 - \frac{1}{2} (\epsilon_s - \epsilon_p) \phi) / \phi$$

Finalmente, puede ser mostrado de la ecuación (16) que $((V_{\theta s}) - (V_{\theta p}))$ es inversamente proporcional al radio r cuando ΔH_{th} es constante a lo largo del álabe. Es usual hacer uno de estos dos torbellinos cero o inversamente proporcional al radio; en ambos casos, el flujo satisficará la condición para flujo vórtice libre.

1.1.3 FUERZAS EN EL ELEMENTO ALABE

Las fuerzas experimentadas por un álabe debido a la reacción a un flujo de aire, es usualmente resuelta en dos componentes: la fuerza de carga, la cual actúa perpendicularmente a la dirección del flujo, y la fuerza de arrastre, la cual actúa en la dirección del flujo, estas fuerzas son expresadas como:

$$L = C_l \frac{\rho}{2} V_o^2 A$$

$$D = C_d \frac{\rho}{2} V_o^2 A$$

V_o : velocidad del flujo.

A : área proyectada del álabe.

C_l y C_d coeficiente de carga y arrastre respectivamente, estos son obtenidos experimentalmente.

La teoría general del Momentum, es ahora aplicada al movimiento relativo que posee el álabe ilustrado en la figura 1.4.

El cambio en la componente tangencial de velocidad desde el álabe a la entrada y a la salida es:

$$(21)(\dot{Q}r + (V_{\theta p})) - (\dot{Q}r - (V_{\theta s})) = V_{\theta p} + V_{\theta s}$$



Además el aumento de presión estática teórica Δp_{th} es igual al cambio en presión dinámica, llamado:

$$(22) \quad \Delta p_{th} = \frac{\rho}{2} \delta V_1^2 - \frac{\rho}{2} \delta V_2^2$$

Una relación que puede alternativamente ser obtenida por combinación de ecuaciones (12) y (16) y por el uso de los diagramas vectoriales de la figura 1.4.

Del diagrama del vector fuerza, se obtiene que la fuerza axial Z está dada por:

$$(23) \quad Z = \Delta p \delta r$$

y la fuerza tangencial Y por:

$$(24) \quad Y = \delta r \delta V_a (V_{\theta p} + V_{\theta s}) + \delta r \delta V_a^2 (E_s + E_p)$$

De la figura 1.5, el arrastre del elemento álabes es:

$$(25) \quad D = Y \sin(B_m) - Z \cos(B_m)$$

y substituyendo por Y y Z,

$$(26) \quad D = s \delta Va^2 (\epsilon_s + \epsilon_p) dr \sin(Bm) - \\ + s \Delta p dr \cos(Bm)$$

Substituyendo por Δp de la ecuación (12), escribiendo Va/Vm como $\cos(Bm)$ (figura 1.3) y dividiendo para $\frac{1}{2} \delta Vm^2 c dr$ en orden a obtener un coeficiente de arrastre.

$$(27) \quad Cd = (s/c) \cos^2(Bm) [2(\epsilon_s + \epsilon_p) \sin(Bm) - \\ - (Kth - \epsilon_s^2 + \epsilon_p^2) \cos(Bm)] + \\ + (s/c) Kr \cos^3(Bm)$$

Eliminando Kth por ecuación (17) y usando la ecuación (20).

$$(28) \quad Cd = 2 (s/c) \cos^2(Bm) (\epsilon_s + \epsilon_p) [\sin(Bm) - \\ - (\cos(Bm)/\cos(Bm))] + (s/c) Kr \\ \cos^3(Bm) \text{ y así,}$$

$$(29) \quad Cd = (s/c) Kr \cos^3(Bm)$$

Similarmente, la fuerza de sustentación es:

$$(30) \quad L = Y \cos(Bm) + Z \sin(Bm) \\ = s \delta Va^2 (\epsilon_s + \epsilon_p) dr \cos(Bm) + \\ + s \Delta p dr \sin(Bm)$$

y así,

$$(31) \quad C_l = (s/c) \cos^2(B_m) [2(\epsilon_s + \epsilon_p) \cos(B_m) + (K_{th} + (\epsilon_s)^2 + (\epsilon_p)^2) \sin(B_m)] - (s/c) K_r \cos^2(B_m) \sin(B_m).$$

Haciendo sustituciones similares a las (25) y (26) y usando la ecuación (29),

$$(32) \quad C_l = 2 (s/c) (\epsilon_s + \epsilon_p) \cos(B_m) - C_d \sin(B_m)$$

$$(33) \quad C_l \sigma = 2 (\epsilon_s + \epsilon_p) \cos(B_m) + \sigma C_d \tan(B_m)$$

Donde $\sigma = (s/c)$ es llamado solidez del álabo.

1.1.4 ANGULOS ABSOLUTOS A LA ENTRADA Y SALIDA

Se desea expresar los ángulos a la salida y entrada del álabo en términos de ϕ y ϵ . Del diagrama vectorial de la figura 1.4 se consigue que:

$$(34) \quad \tan(B_1) = (1 + \epsilon_p \phi) / \phi$$

$$(35) \quad \tan(B_2) = (1 - \epsilon_s \phi) / \phi$$

$$(36) \quad \tan(B1) - \tan(B2) = \epsilon_s + \epsilon_p$$

y cuando combinamos con la ecuación (20)

$$(37) \quad \tan(B_m) = \frac{1}{2} (\tan(B1) + \tan(B2))$$

Al determinar los signos de los ángulos, la convención usual que $(B1 - B2)$ es siempre positivo es aceptada. Puede ser, mostrado que $B1$ es siempre positivo por flujo retardado en los álabes y $B2$ siempre negativo para el caso de aceleramiento.

Para el tipo de rotor diseñado considerado aquí, el ángulo de entrada es siempre positivo y, provee el producto de ϵ_s y ϕ es menor que la unidad, $B2$ también será positivo.

1.1.5 GRADIENTES DE EMPUJE Y TORQUE

El elemento de empuje desarrollado por el elemento álabes, debido al flujo en la región anular es:

$$(38) \quad dTh = \Delta p \cdot 2 \pi r \, dr$$

Definiendo al coeficiente de empuje, Thc como:

$$(39) \quad Thc = Th / (\frac{1}{2} \delta Va^2 \pi R^2)$$

Donde R es el radio hasta la punta del álabo.

Por lo tanto,

$$(40) \quad dThc = (\Delta p \cdot 2 \cdot x \cdot dx) / (\frac{1}{2} \delta Va^2)$$

Donde $r / R = x$

Sustituyendo de la ecuación (12)

$$(41) \quad (dThc) / dx = 2 \cdot x \cdot (Kth - Kr + \epsilon_p^2 + \epsilon_s^2)$$

El elemento de Torque es dado por la ecuación y donde el coeficiente de Torque está definido como:

$$(42) \quad Tc = T / (\frac{1}{2} \delta Va^2 \pi R^3)$$

$$(43) \quad dTc / dx = 4 \cdot x^2 (\epsilon_s + \epsilon_p)$$

1.1.6 ECUACIONES DE DISEÑO

Anteriormente, un número de ecuaciones simples de diseño han sido derivadas de las consideraciones de Momentum. Estas son :



$$(17) \quad K_{th} = 2 (\epsilon_s + \epsilon_p) / \phi$$

$$(20) \quad \tan(B_m) = (1 - \frac{1}{2} (\epsilon_s + \epsilon_p) \phi) / \phi$$

$$(33) \quad C_{l\sigma} = 2 (\epsilon_s + \epsilon_p) \cos(B_m) + \\ - \sigma C_d \tan(B_m)$$

El último término es usualmente pequeño, siendo ignorado en la mayoría de los métodos de diseño, así:

$$(44) \quad C_{l\sigma} = 2 (\epsilon_s + \epsilon_p) \cos(B_m)$$

La pérdida en el álabe es calculada de

$$(29) \quad C_d = (s/c) K_r \cos^3(B_m)$$

1.2 SELECCION DEL MATERIAL

El peso, la rigidez y el costo del material deben ser considerados en orden, a elegir el material del ventilador.

Grandes beneficios son obtenidos; cuando se disminuye el peso del álabe del rotor, mediante el uso de un material ligero, utilizando una manzana más ligera, logrando por consiguiente, que la carga sobre el eje del rotor disminuya al igual que las vibraciones cuando fuerzas desbalanceadoras se desarrollen.

Los álabes deben retener sin embargo, suficiente fuerza y rigidez.

Por ventajas de peso, el aluminio es un material común para los álabes y manzana del rotor.

Aunque la pérdida de peso debido a la erosión es comparable con la del acero, la desventaja es que el volumen perdido es, por supuesto mayor.

Las aleaciones de aluminio fundido con alto contenido de silicón, poseen propiedades altamente resistentes a la corrosión y la erosión, en ciertas instancias podrían ser estas aleaciones consideradas como la mejor elección.

Contrario a la creencia popular, las variedades comunes de acero inoxidable, son sujetos a la corrosión en condiciones en la cual, el aire está cargado de polvo. Los álabes son recubiertos por una capa de polvo y rápidamente desarrollan hendiduras y grietas, por donde se introduce humedad la cual crea una situación potencial de vibración. Aleaciones especiales de acero resistentes a la corrosión son costosas.

• La vida del álabe y los costos por reemplazo son

dos factores importantes, cuando se trata de condiciones ambientales adversas; estas deberían ser consideradas cuando se selecciona el material del álabe para la construcción.

1.3 CONSIDERACIONES EN EL DISEÑO MECANICO

El diseño mecánico comprende el dimensionamiento y selección de los diferentes componentes, que posibiliten la del rotor.

Si fuese necesario acoplar mediante bandas el ventilador a su motor, los datos necesarios para la selección del tipo de banda serían: la potencia del motor, la velocidad del motor, la velocidad del ventilador y la distancia aproximada entre centros. Los pasos a dar para la selección de la banda son los siguientes: cálculo de la potencia de diseño, selección de la sección transversal de la banda, cálculo de la relación de velocidades, selección del diámetro de poleas, longitud de la banda, número de bandas requeridas. El método a utilizar para la selección de la banda queda a criterio del constructor del Ventilador.

La selección del diámetro del eje deberá considerar:

a) Las dimensiones del eje deberán ser las apropiadas para permitir la instalación satisfactoria de todos los elementos que sobre él deban ser montados.

b) El eje deberá ser capaz de soportar todas las cargas impuestas sobre él; las cargas torsionales, las cargas flexionantes, las cargas originadas por empuje axial.

También deberá tomarse en cuenta otros factores:

1.- El impulsor será montado en voladizo sobre el eje.

2.- El eje estará apoyado sobre dos rodamientos alojados en la base del ventilador.

3.- El eje deberá ser lo más sencillo posible con la finalidad de realizar el montaje y desmontaje del rotor con facilidad.

4.- La longitud del eje deberá ser la apropiada para permitir que las

2.- Proveer de un flujo suave a la entrada del rotor, por medio de la instalación de una boca de campana y una nariz aerodinámica.

1.- Diseñar un sistema de ducto flujo arriba de la unidad ventilador para evitar altos disturbios y torbellinos de flujo.

Aplicando principios aerodinámicos, con respecto a minimizar el ruido, debido a las fuerzas inestables aerodinámicas, los requerimientos para conseguir estos objetivos son:

Con el objetivo de lograr un mínimo nivel de ruido, es importante diseñar, instalar, y operar el ventilador, de acuerdo a buenos principios aerodinámicos.

1.4 EL RUIDO

La carcasa quedará a criterio del constructor, siempre y cuando el huelgo existente entre la punta del álabe y la carcasa, no exceda en un 2 por ciento del diámetro del rotor.

operaciones de recambio de poleas se lleven a cambio sin mayores molestias.

6.- Condición de no separación de flujo es inmediatamente a la salida del rotor es deseable. El uso de alabes directrices satisfacen esta condición.

5.- El número de alabes directrices (si los alabes móviles y preferentemente, no poseer un factor común (entiéndase como un número, cuyos múltiplos no sean los mismos que otros en referencia). Además el producto del número de alabes fijos y la velocidad rotacional, no debe ser igual a la frecuencia natural del alabe del rotor.

4.- Asegurarse de un apropiado diseño de los alabes, para generar eficiencia y poco arrastre bajo las condiciones de operación de diseño.

3.- Instalación de alabes directrices a la entrada del ventilador, con el fin de dirigir el flujo, y evitar así separaciones de flujo, como también, disminuir el arrastre.

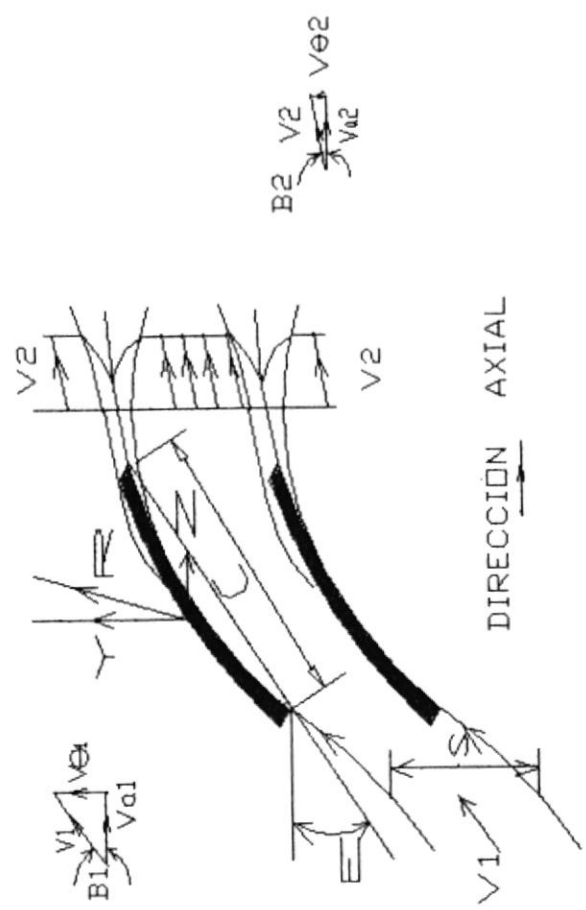


FIGURA 1.1

Diagrama esquemático de la cascada de flujo

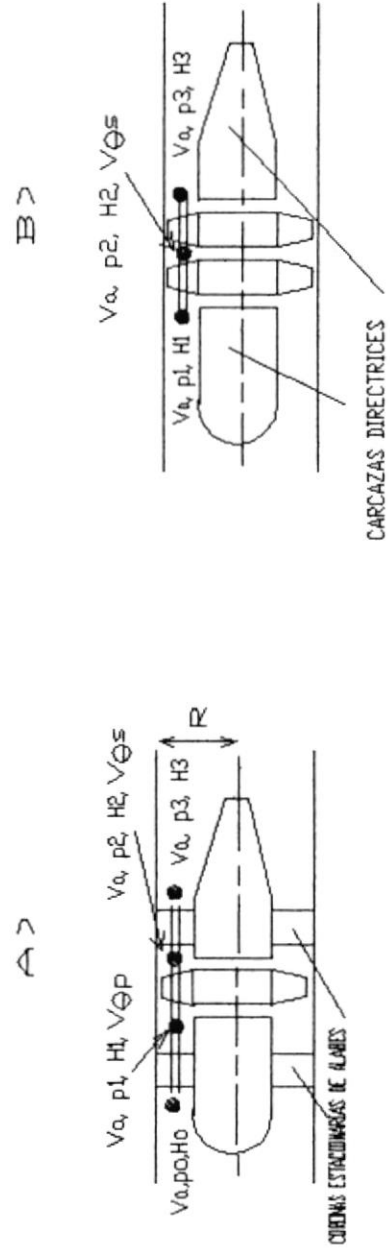
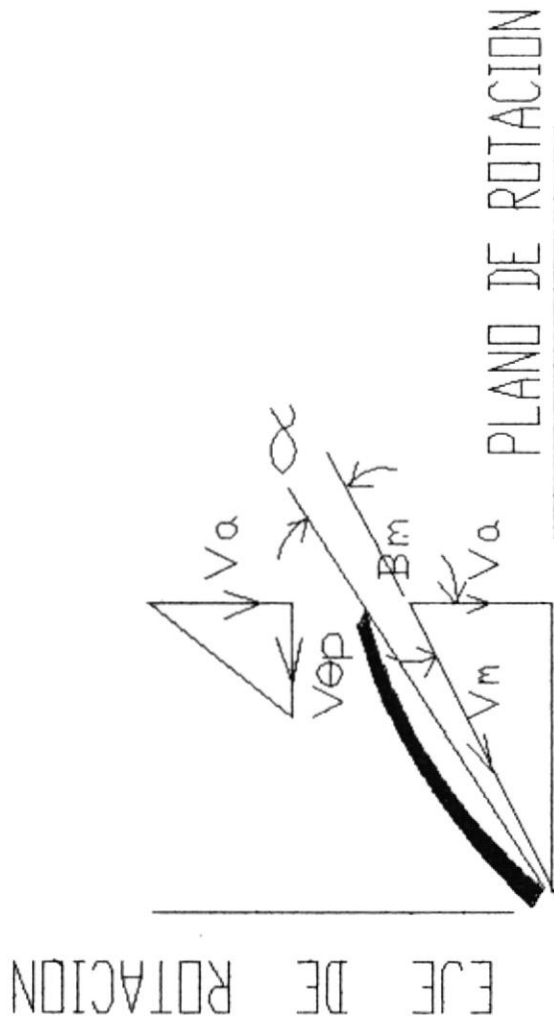


FIGURA 1.2
 ARREGLOS DE ALABES:
 A) ARREGLO GENERAL
 B) ARREGLO CONTRAROTACION



$$V_r = \frac{1}{2} (V_{es} + V_{ep}) r$$

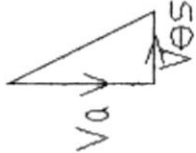


FIGURA 1.3
Vectores Velocidad Relativa del elemento alabe.

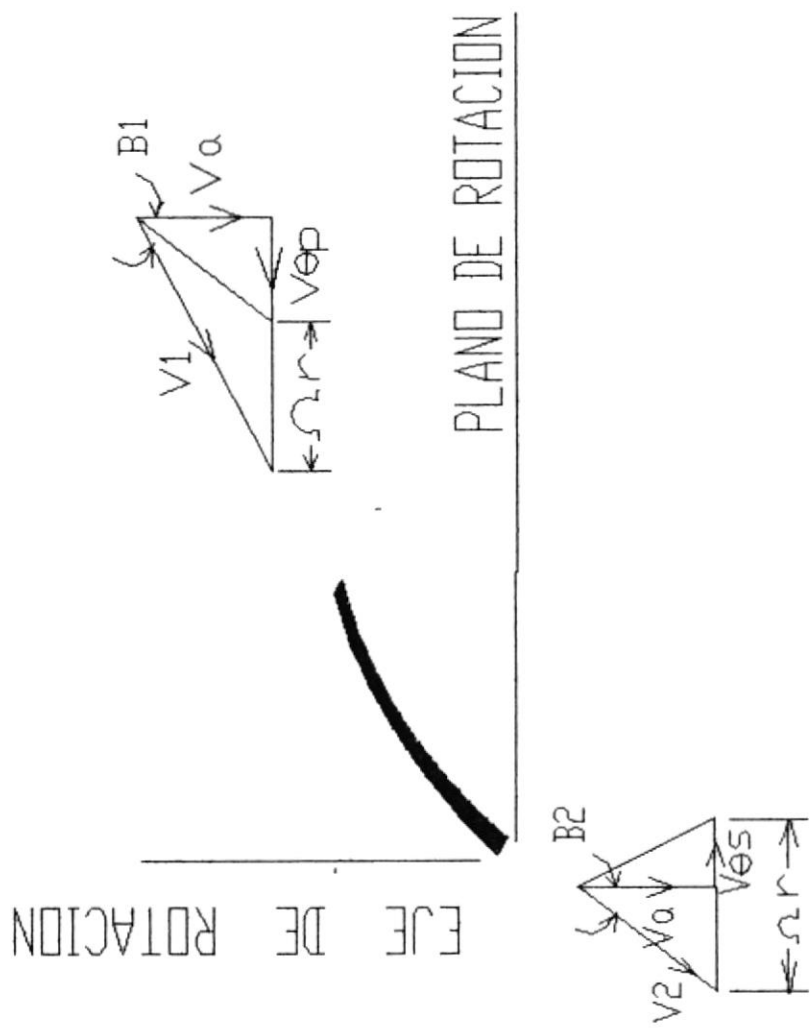


FIGURA 1.4

Vectores Velocidad Absoluta del elemento alabe.

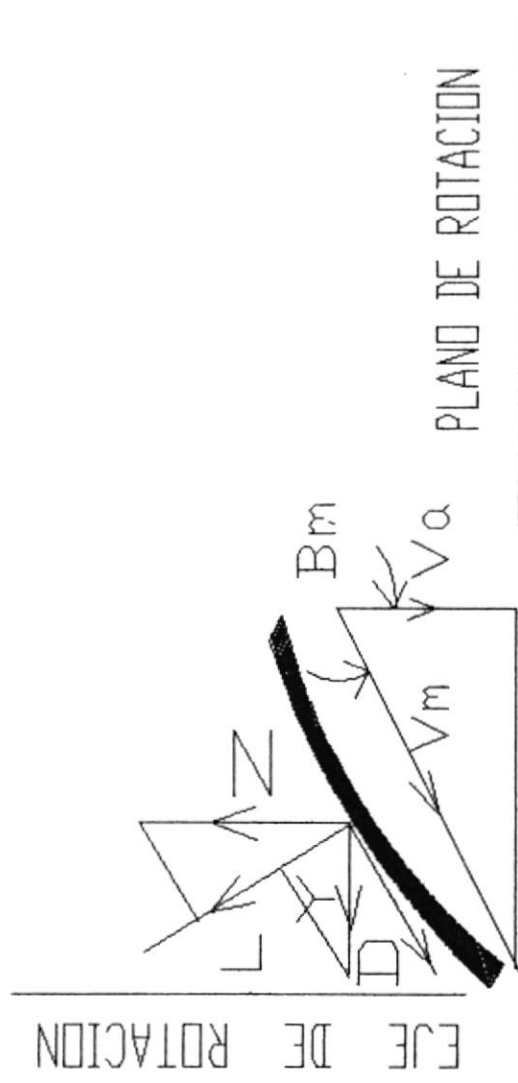


FIGURA 1.5

Vectores Fuerza del elemento alabe.

CAPITULO II

METODO DE DISEÑO

El método de diseño al cual hace referencia este capítulo es el diseño aerodinámico del rotor tipo paleta (álabes de espesor constante).

2.1 PRINCIPALES PARAMETROS DE DISEÑO

La razón entre la velocidad tangencial de los torbellinos que se forman al pasar el flujo a través del rotor y la componente axial de velocidad del fluido, que se denota como el coeficiente de torbellino E , a un radio dado, es una variable importante, porque el torbellino generado por el rotor, es una medida del torque del rotor.

Asumiendo para un flujo dado e incremento de presión, es aparente que la magnitud del torbellino pueda ser cambiada alterando la velocidad del rotor para una misma potencia de

entrada.

Esto introduce un segundo parámetro, ϕ , el coeficiente de flujo, que es la razón entre la componente axial del flujo y la velocidad tangencial a un radio dado.

El diseño del rotor, es casi exclusivo una función de los coeficientes de flujo y torbellino.

El parámetro común entre estos dos coeficientes es la componente axial de velocidad del fluido, y por lo tanto, la presión dinámica ha sido usada para reducir a formas adimensionales los cambios de presión estática y total.

En muchos de los métodos de diseños existentes, la velocidad de la punta del álabe es elegida como referencia, sin embargo la velocidad axial es una cantidad más representativa porque elimina una variable y es más significativa dinámicamente.

2.2 PARAMETROS DE ENTRADA

El flujo requerido o Caudal (Q) en m^3/s , el incremento de presión total en mm de H_2O y la

El rango a elegir ha sido entre 5 y 10; una elección basada en referencias bibliográficas y datos experimentales; esta elección se basa en la experiencia del diseñador.



- n: velocidad en radianes sobre segundos.
- Q: flujo de aire en m³/s.
- H: presión total en m²/s.²

Donde NS : es el número específico de revoluciones.

$$NS = n Q^2 / (H^3)^{1/4}$$

similares en todo. este grupo de máquinas, deben ser geométricamente sobre una unidad de incremento total de presión, operación desarrollarían una unidad de potencia ventiladores que bajo similares condiciones de un parámetro que determina un conjunto de tres parámetros. Este número en su definición es una combinación adecuada en la selección de estos El número específico de revoluciones permitirá se constituyen en los tres parámetros de entrada. velocidad en revoluciones por minuto del rotor;

Para la selección del Caudal Q se consideró un rango entre 0.5 y 13 en m^3/s . Elegido dicho rango en base a datos de Wallis.

El incremento de presión total requerido en milímetros de agua, no debe sobrepasar los 30 mm de agua, de acuerdo a recomendaciones hechas por Wallis y el Director de esta Tesis de Grado.

Las RPM, son criterio del diseñador experimentado, se puede sugerir en esta selección, para diámetros de 40 a 60 cms, no sobrepasar las 1800 RPM, para diámetros de 60 a 80 cms las 1200 RPM y para diámetros de 80 a 100 las 900 RPM; esta información proviene de la experiencia del fabricante, considerando ruido, atascamiento, vibración y otros factores que solo los determina el grado de experiencia del fabricante.

La densidad del fluido, como la eficiencia asumida del rotor pueden ser considerados como parámetros secundario de entrada.

La eficiencia del 80% fue asumida en base a que estos rotores no son tan eficientes como los aerodinámicos y también a que muchos factores no

son estrictamente considerados como el espesor del álabe, número de álabes, directrices antes y después del rotor, carcazas directrices de flujo como un cono aerodinámico a la entrada y carcaza deflectora a la salida, factores que intervienen en la construcción, como errores de apreciación en los ángulos, dimensiones, etc.

Aunque la densidad seleccionada es la estándar 1.2 kg/m^3 el aire; tanto la densidad, como la eficiencia del rotor pueden ser cambiados en el diseño, pero no elegidos por el usuario como parámetro de entrada.

2.3 PARAMETROS DE SALIDA

Los parámetros de salida, son los necesarios para la fabricación del rotor, los cuales serían, ángulos absolutos a la entrada y salida de los álabes (explicados en el Capítulo I), número de álabes, cuerda del álabe, espesor del álabe, ancho del álabe, longitud del álabe, diámetro de la manzana, diámetro del rotor y la potencia del rotor, la cual servirá para la selección del motor eléctrico.

2.4 PROCEDIMIENTO DE DISEÑO

Con los parámetros de entrada Q , H , y RPM ; así

como también, los parámetros de δ y Nr se derivarán las demás consideraciones y ejecuciones del diseño.

A continuación se exponen los pasos y sus referencias para obtener los parámetros deseados en el diseño.

2.4.1 NUMERO ESPECIFICO DE REVOLUCIONES (NS)

$$NS = \text{RPM} (2\pi/60) (\sqrt{Q}) (H * g / \delta)^n$$

donde Q en m^3/s

H en mm de H_2O

g en m/s^2

δ en kg/m^3

RPM en revoluciones por minuto

$n = -0.75$

NS es adimensional

2.4.2 COEFICIENTE DE FLUJO (ϕ).

$$\phi = 0.2$$

Para unidades de bajo incremento de presión como la de este trabajo el valor recomendado de acuerdo a:

A. Wallis debe ser $\phi < 0.2$.

$$\phi = Va / (\Omega R)$$

Donde R es el radio del rotor en metros

podrían ser integrales que arrojarían consideración, las ecuaciones de diseño del alabe, sino se hace uso de esta región anular media entre la raíz y la punta. Esta estación crítica corresponde a la tanto es la estación de diseño.

condiciones medias para el flujo y por lo considerando que es el punto donde se logra crítico dentro de la región anular Denominada al perímetro circunferencial

$$x_d = .7$$

2.4.4 ESTACION CRITICA DE DISEÑO (x_d)

Donde x_b es el radio de la manzana.

aproximadamente .4 de acuerdo a A. Wallis. Se recomienda una relación porcentual entre el radio de la manzana y del ventilador de

$$x = .4$$

$$x = X_b/R$$

2.4.3 RELACION X_b/R.

$$\Omega = 2\pi \text{RPM}/60$$

Ω la velocidad en radianes/segundo del rotor

Va la velocidad axial del fluido en m/s

resultados muy próximos a los conseguidos por x_d pero dichas integrales serían complejas.

2.4.5 RADIO DEL ROTOR (R)

$$R = ((Q*60)/(2*\phi*\pi^2*RPM*(1-x^2)))^{1/3}$$

DONDE $n = 1/3$

R en metros.

Esta ecuación proviene de la ecuación de continuidad y ϕ .

Con $Q = Va Ad$, usando la ecuación 2.4.2 y

$Ad = R^2(1-x^2)\pi$; Ad es el área transversal por la que pasa el fluido.

Entonces, $Q = \phi R^2 \pi (RPM) R^2 (1-x^2) \pi / 60$;

despejando R de esta ecuación obtenemos la ecuación 2.4.5.

2.4.6 VELOCIDAD AXIAL DEL FLUIDO (V_a)

$$V_a = \phi * R * 2 * \pi * RPM / 60$$

2.4.7 COEFICIENTE DE PRESION TOTAL TEORICO (k_{th})

$$k_{th} = (H * 9.8) / (.5 \delta Va^2 Nr)$$

Donde Nr es la eficiencia asumida del rotor.

k_{th} es el coeficiente de presión total teórica definido en el Capítulo I.

2.4.8 COEFICIENTE DE FLUJO LOCAL EN ESTACION

$$\phi_{xd} = \phi / x_d$$

2.4.9 COEFICIENTE DE TORBELLINO EN ESTACION CRITICA

$$E = K_{th} * \phi_{xd} / 2$$

E es definido en el capitulo I y en 2.1.

2.4.10 ANGULO ABSOLUTO PROMEDIO (Bm).

$$B_m = \text{ATN}((1 - .5 * E * \phi_{xd}) / \phi_{xd})$$

2.4.11 ANGULO ABSOLUTO DEL ALABE A LA ENTRADA EN (B1).

$$B_1 = \text{ATN}(1 / \phi_{xd})$$

2.4.12 ANGULO ABSOLUTO DEL ALABE A LA SALIDA (B2).

$$B_2 = \text{ATN}((1 - E * \phi_{xd}) / \phi_{xd})$$

Bm, B1 y B2 son definidos en el Capitulo I.

2.4.13 FACTOR DE CARGA (C1σ).

$$C_{1\sigma} = 2 * E * \cos(B_m)$$

2.4.14 COEFICIENTE DE CARGA (C1).

$$C_1 = .8$$

Este coeficiente relaciona la fuerza de

$$n = (n C/S) * 2 * \pi * Xd / (C/R)$$

2.4.18 NUMERO DE ALABES (n)

$$C = .24 * R$$

C en metros.

2.4.17 CUERDA DEL ALABE (C)

El valor recomendado para esta relación es el 40% de la envergadura del álabes, como la envergadura del álabes es el 60% del radio del rotor, esto equivale a que C/R sea 24%.

$$C/R = .24$$

2.4.16 RELACION C/R

La solidez del álabes es la relación s/c que es el espacio entre álabes para la cuerda del álabes.

$$s = C/a/C1$$

2.4.15 SOLIDEZ DEL ALABE (s)

El valor asumido de s se basa en datos de Matis.
sustentación del rotor con la fuerza que ejerce la presión dinámica en el área proyectada del rotor.

2.4.19 ANCHO DEL ALABE (A)

$$A = (R*(B1-B2)*(C/R)*100*\pi) / (360*\sin((B1B2) /2))$$

Esta ecuación es deducida por geometría de la figura 2.1,

Donde $F = 180 - E - D$

$$E = 180 - B1$$

$$D = B2$$

Entonces, $F = B1 - B2$

$$\tau = C / (2 \sin((B1 - B2)/2))$$

Como $A = 2\pi F \tau /360$

Reemplazando valores de F y τ obtenemos la ecuación 2.4.19.

2.4.20 ESPESOR DEL ALABE (t)

$$t = .02*(C/R)*R \quad t \text{ en metros.}$$

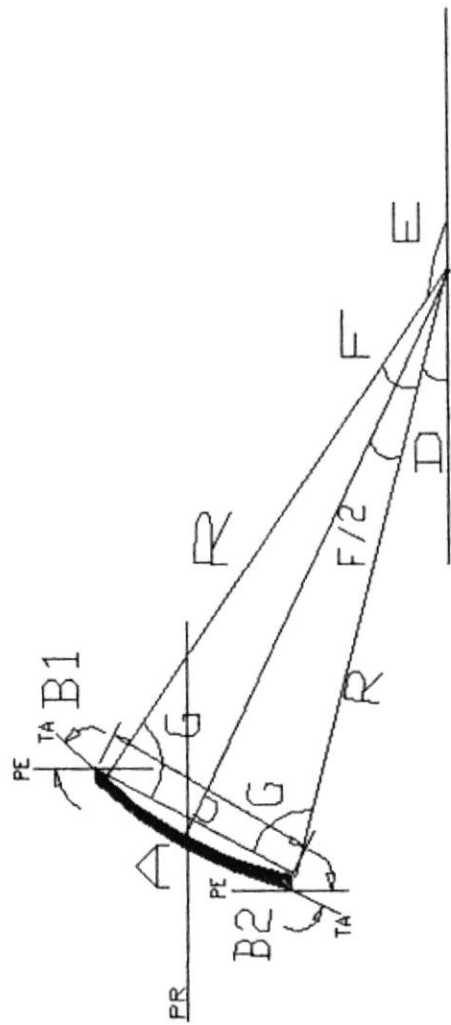
El valor recomendado del espesor del álabe es el 2% de la cuerda del álabe, según Wallis.

2.4.21 POTENCIA DEL ROTOR (POT)

$$POT = Q*H*.8 / Np$$

POT en Wattios.

Es la potencia necesaria del rotor para cumplir los parámetros de entrada, su valor sirve para la elección del motor eléctrico.



Ancho del alabe.

FIGURA 2.1

CAPITULO III

SOFTWARE APLICADO AL METODO DE DISEÑO

3.1 EXPLICACION DEL SOFTWARE

El lenguaje utilizado es el QBasic.

La finalidad de este Software es obtener resultados inmediatos al ingresar los parámetros de entrada, los resultados serán los necesarios para la elaboración del rotor.

Este software es aplicado al diseño del rotor de un ventilador tipo paleta; pero puede ser modificado o ampliado posteriormente si se desea también diseñar ciertos accesorios necesarios a la unidad ventilador, tales como carcasa de álabes fijos antes o después del rotor, cono aerodinámico, etc.

Las unidades que se usan en los parámetros de entrada y salida son las que van acorde al léxico del diseño de ventiladores, tales como milímetros de agua, revoluciones por minuto, metros cubicos

por minuto, etc. Esto permitirá al usuario no molestarse en hacer conversiones de unidades.

La nomenclatura del algoritmo de este Software es mostrada más adelante y puede ser modificada si el usuario lo desea.

3.2 PARAMETROS DE ENTRADA Y SALIDA

Los parámetros de entrada son el flujo de aire o caudal requerido, el incremento de presión total y las revoluciones por minuto del rotor. Estos parámetros, sus respectivas unidades y sus rangos de selección son mostrados a continuación:

Parámetro	SIMBOLO	UNIDAD	RANGO
CAUDAL	Q	m ³ /s	0.5- 13
INCREMENTO DE PRESION TOTAL	H	mm H ₂ O	0.1- 30
REVOLUCIONES POR MINUTO	RPM	RPM	400-1800

El número específico de revoluciones restringirá; sin embargo, la combinación de estos tres parámetros, al tener un rango de aceptación de 5-10, este número ayudará a la seguridad del diseño y está intrínscico en el Software.

Los parámetros de salida son los que sirven para la fabricación del álabe y posteriormente del rotor.

A continuación el listado de estos parámetros, sus respectivas unidades y símbolos.

Parámetro	Símbolo	Unidad
Angulo de entrada	B1	grados
Angulo de Salida	B2	grados
Espesor del Alabe	t	m
Cuerda del Alabe	C	m
Ancho del Alabe	A	m
Numero de Alabes	n	
Radio del Ventilador	R	m
Radio de la Manzana	Xb	m
Potencia del Rotor	POT	Wtt

3.3 NOMENCLATURA DEL PROGRAMA

NOMENCLATURA	SIMBOLO	PARAMETRO
q	Q	Caudal
h	H	Incremento de Presión Total
r	RPM	Revoluciones por minuto
N	S	Densidad del aire

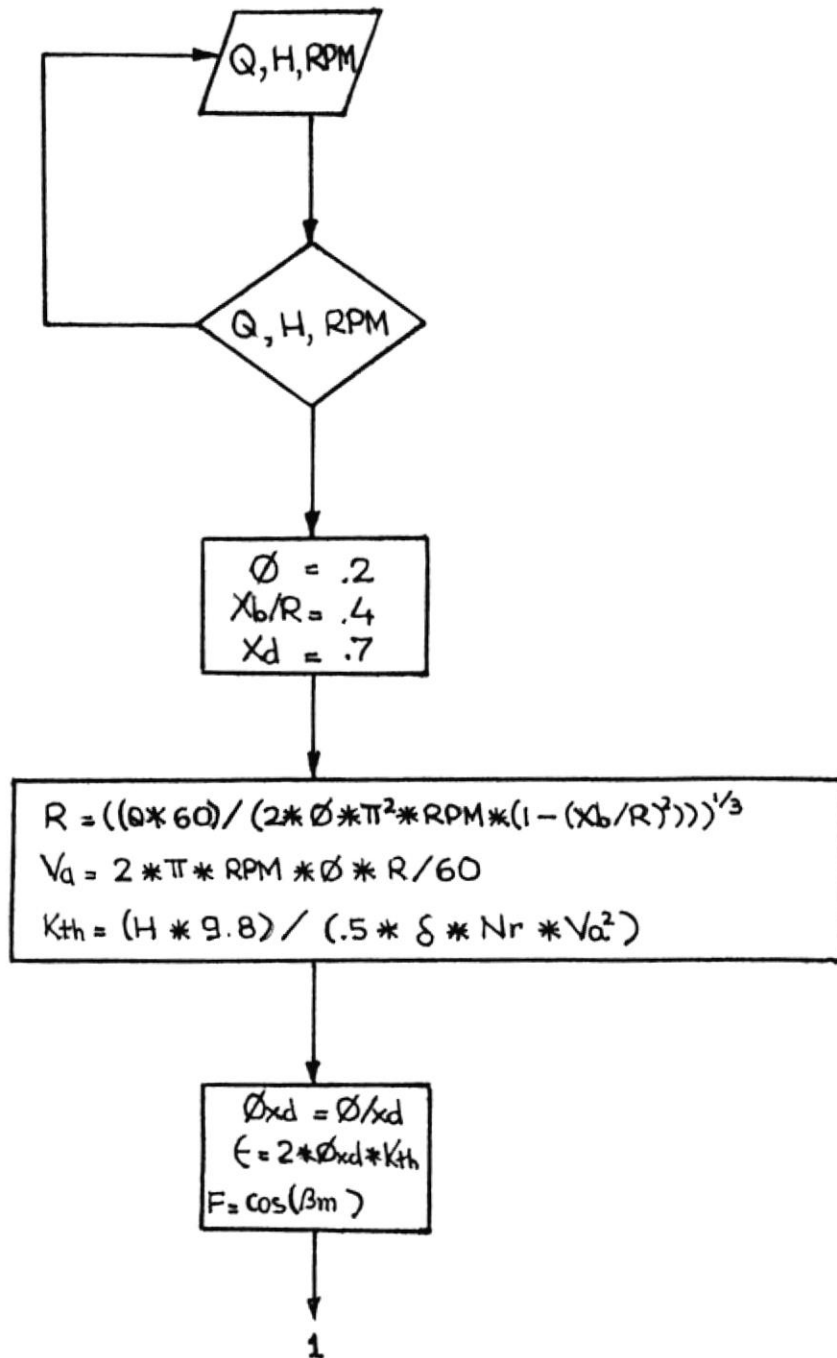
M	Nr	Eficiencia asumida del rotor
B	NS	Número específico
V	ϕ	Coefficiente de flujo
X	Xb/R	Razón de radios
xd	xd	Estación crítica
C	R	Radio del rotor
Z	Va	Velocidad axial del flujo
K	Kth	Coef.de Presión Total
L	ϕ xd	Coef. Flujo estación crítica
J	E	Coefficiente torbellino
G	Bm	Angulo promedio
D	C1 σ	Factor de carga
S	B1	Angulo de entrada
A	B2	Angulo de salida
P	C1	Coefficiente de carga
O	C/S	Solidez del álabe
T	C/R	Razón cuerda /radio rotor
E	n	Número de álabes
SC	A	Ancho del álabe

W

t

Espesor del
slabe.

3.4 DIAGRAMA DE FLUJO



1



$$\begin{aligned}
 Cl \nabla &= 2 * \epsilon * F \\
 \beta_1 &= \text{ATAN} (1 / \emptyset_{xd}) \\
 \beta_2 &= \text{ATAN} ((1 - \epsilon \emptyset_{xd}) / \emptyset_{xd}) \\
 Cl &= .8 \\
 C/S &= Cl \nabla / Cl \\
 C/R &= .24 \\
 \eta &= I / (C/R) \\
 A &= \frac{.24 * R * (\beta_2 - \beta_1) * \pi * 100}{360 * \text{SEN} ((\beta_2 - \beta_1) / 2)} \\
 t &= .02 * (C/R) * R * 1000 \\
 c &= (C/R) * R \\
 A &= A / 100 \\
 t &= t / 1000 \\
 \text{Pot Rot} &= 9.8 * H * Q / Nr
 \end{aligned}$$



$\eta, \beta_m, \beta_1, \beta_2$
 c, A, t
 Pot. Rot.

3.5 ALGORITMO

```
CLS

FOR I = 2 TO 79

LOCATE 2, I : PRINT "*"

LOCATE 3, 8 : PRINT "SOFTWARE DISEÑO DEL ROTOR DE
                    UN VENTILADOR AXIAL TIPO PALETA"

LOCATE 4, I : PRINT "*"

LOCATE 23, I : PRINT "*"

NEXT I

FOR J = 3 TO 22

LOCATE J, 2 : PRINT "*"

LOCATE J, 79 : PRINT "*"

NEXT J

q = 0

h = 0

r = 0

M = .8

N = 1.2

DO UNTIL q>0 AND h>0 AND r>0

LOCATE 5,5 : INPUT "INGRESE Q(CAUDAL) EN m3/s",q

LOCATE 6,5 : INPUT "INGRESE H(INCREMENTO DE PRESION
TOTAL                EN mm H2O)",h

LOCATE 7,5 : INPUT "INGRESE RPM",r

LOOP

B = r*(2*3.1416/60)*(q^.5)*(h*.8/1.2)^(-.75)

LOCATE 9,5 : PRINT "EL NUMERO ESPECIFICO ES",B

V = .2
```

```

X = .4
xd = .7
C = ((q*60)/(2*V*(3.1416^2)*r*(1-(X^2))))^(1/3)
Z = 2*3.1416*r*V*C/60
K = (h*.8)/(1.5*N*(Z^2)*M)

LOCATE 10,5 ;PRINT"EL COEF.DE PRESION TOTAL ES",K
LOCATE 11,5 ;PRINT"EL RADIO DEL ROTOR ES", C;"m"
L = V/xd
J = K * L * 2
G = ATN((1-.5*J*L)/L)*(360/(2*3.1416))
F = COS (G * (2*3.1416/360))
D = 2*J*F
S = ATN(1/L)*(360/(2*3.1416))
A = ATN((1-J*L)/L)*(360/(2*3.1416))
P = .8
O = D/P
I = O*2*3.1416*xd
T = .24
E = I/T
SC = (C*(A-S)*3.1416*T*100)/(360*sin(((A-
+ S)/2)*(2*3.1416/360)))
W = .02*T *C *1000

LOCATE 12,5 ;PRINT"EL NUMERO DE ALABES ES", E
LOCATE 13,5 ;PRINT"ANGULO PROMEDIO ES",
G,"grados"
LOCATE 14,5 ;PRINT"ANGULO DE ENTRADA ES",S

```

, "grados"

LOCATE 15,5 :PRINT"ANGULO DE SALIDA

ES",A,"grados"

LOCATE 16,5 :PRINT"LA CUERDA DEL ALABE ES",

T*C,"m"

LOCATE 17,5 :PRINT"EL ANCHO DEL ALABE ES",

SC/100,"m"

LOCATE 18,5 :PRINT"EL ESPESOR DEL ALABE ES",

W/1000,"m"

LOCATE 19,5 :PRINT"LA POTENCIA DEL ROTOR ES",

$9.8 * h * q / M$; "Wtt"

CAPITULO IV

CONSTRUCCION Y PRUEBAS

4.1 REALIZACION

Se construyeron tres ventiladores para poder analizar los resultados obtenidos, de acuerdo al programa computarizado de diseño, comparando así los resultados de pruebas, con los de diseño y evaluando la eficiencia real de los ventiladores diseñados.

Con los resultados experimentales también obtenemos curvas características para cada ventilador diseñado y así podemos determinar su comportamiento respectivo a las diferentes combinaciones de presión y caudal.

Esta experimentación proporcionaría los elementos de juicio necesarios para mejorar, tanto el diseño, como la realización de las pruebas al usar medidas correctivas.

ConsiSte en la toma de lectura de las presiones dinámica y total, con el pitómetro a lo largo de dos líneas perpendiculares entre sí y espaciadas como lo indica la figura 4.1.

4.2 PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

Los datos de los elementos de transición, motores y ductos de pruebas, constan en los cuadros de resultados.

Los ensayos que se realizaron fueron con el propósito de obtener las curvas características y evaluar las eficiencias, para poder así determinar la contabilidad del software aplicado al diseño.

Para la realización de las pruebas, se utilizó un banco de pruebas elaborado en una empresa local (lugar de construcción), un pitómetro, un amperímetro de gancho, un multímetro y los correspondientes motores para cada ventilador, cuyos datos de placa reposan en los cuadros de resultados.

el Capítulo II.

Los costos de estos ventiladores constan en el cuadro 4.1 los parámetros de construcción en la figura 4.2, la explicación de estos parámetros en

Los pasos del procedimiento son los siguientes:

- a) Poner el marcha el ventilador, a la velocidad seleccionada.*
- b) Se regula el flujo a través del banco de pruebas ante el cierre o abertura del dispositivo simétrico estrangulador.*
- c) A un flujo determinado, se procede a tomar los siguientes datos: presiones total y dinámica en los 17 puntos, de acuerdo a la figura 4.1, velocidad del flujo asumiendo condiciones estándares de presión y temperatura en el medio, lectura del amperaje y voltaje del motor.*
- d) Se repite b y c hasta la obtención de puntos necesarios.*

4.3 DATOS Y RESULTADOS EXPERIMENTALES

En los cuadros 4.2 al 4.5 constan los datos, fórmulas empleadas y resultados experimentales para cada ventilador.

En la figura 4.3 constan las curvas características para cada ventilador.

COSTOS DE PRODUCCION (SUCRES)			
COMPONENTE O ACTIVIDAD	TIPO DE VENTILADOR		
	VAP-HPW-50	VAP-HPW-60	VAP-HPW-80
PLATO	2500	30000	45000
REMACHES	1500	1800	2000
BALANCEO	75000	90000	145000
PALETAS	1500	2150	3215
CORTE	15000	17000	19500
PINTURA	8000	12000	35000
CARCAZA	8250	17180	26450
ANGULOS	8000	9150	28430
BANCO	4500	6000	8250
PERNOS Y PRISION.	7000	8200	25400
TUBOS			20000
CHUMACERAS			70000
POLEAS			150000
BANDAS			15000
MAQUINADO			15000
EJE			50000
PLATINAS			8000
COSTO TOTAL	153750	193480	666245

CUADRO 4.1

CUADRO 4.2.1

TIPO DE VENTILADOR: VAP-HPW-50

POSICION DE LA COMPUERTA		PULGADAS DE AGUA							
		P1		P2		P3		P4	
PITOMETRO									
ORIENTACION	POSICION	Pd	Pt	Pd	Pt	Pd	Pt	Pd	Pt
A	1	0.01	0.9	0.02	1.1	0.05	1	0.04	0.92
	2	0.02	0.98	0.06	96	0.07	0.92	0.04	0.85
	3	0.03	1.1	0.08	0.85	0.09	0.78	0.07	0.73
	4	0.03	1.1	0.09	0.78	0.13	0.66	0.1	0.64
B	1	0	0.87	0.02	1	0.06	1	0.06	0.83
	2	0	0.98	0.02	0.94	0.07	0.94	0.06	0.78
	3	0.01	1	0.03	0.87	0.08	0.8	0.07	0.71
	4	0.02	1	0.04	0.76	0.11	0.72	0.11	0.67
C	1	0.01	1	0.02	1	0.03	0.88	0.06	0.78
	2	0	1	0.02	0.94	0.04	0.8	0.07	0.72
	3	0.01	1	0.03	0.87	0.06	0.7	0.07	0.65
	4	0.02	1	0.04	0.78	0.07	0.62	0.08	0.59
D	1	0.01	0.98	0.03	1	0.03	0.86	0.06	0.9
	2	0	1.1	0.03	0.96	0.04	0.79	0.07	0.81
	3	0	1.1	0.06	0.87	0.05	0.66	0.07	0.75
	4	0	1.1	0.08	0.78	0.09	0.62	0.08	0.66
CENTRO		0.05	1	0.09	0.73	0.11	0.8	0.08	0.71

CUADRO 4.2.2

TIPO DE VENTILADOR: VAP-HPW-60

POSICION DE LA COMPUERTA		PULGADAS DE AGUA							
		P1		P2		P3		P4	
PITOMETRO									
ORIENTACION	POSICION	Pd	Pt	Pd	Pt	Pd	Pt	Pd	Pt
A	1	0	0.78	0.02	0.75	0.02	0.68	0.04	0.48
	2	0	0.74	0.02	0.68	0.04	0.61	0.05	0.44
	3	0.04	0.66	0.04	0.55	0.05	0.49	0.08	0.37
	4	0.04	0.7	0.05	0.55	0.07	0.47	0.1	0.26
B	1	0.01	0.81	0.03	0.77	0.06	0.74	0.04	0.48
	2	0.02	0.74	0.07	0.68	0.07	0.62	0.06	0.4
	3	0.02	0.62	0.09	0.57	0.1	0.47	0.08	0.37
	4	0.02	0.58	0.1	0.42	0.16	0.46	0.1	0.28
C	1	0.01	0.78	0.03	0.76	0.04	0.7	0.05	0.55
	2	0.01	0.69	0.04	0.56	0.06	0.62	0.09	0.45
	3	0.02	0.68	0.07	0.49	0.08	0.45	0.11	0.34
	4	0.03	0.68	0.09	0.47	0.14	0.43	0.14	0.26
D	1	0.01	0.8	0.04	0.75	0.06	0.71	0.04	0.54
	2	0	0.71	0.05	0.7	0.06	0.62	0.05	0.44
	3	0	0.66	0.07	0.57	0.08	0.49	0.08	0.32
	4	0	0.68	0.08	0.53	0.12	0.45	0.1	0.29
CENTRO		0.02	0.74	0.06	0.55	0.1	0.48	0.11	0.29

CUADRO 4.2.3

TIPO DE VENTILADOR: VAP-HPW-80

POSICION DE LA COMPUERTA		PULGADAS DE AGUA							
		P1		P2		P3		P4	
PITOMETRO									
ORIENTACION	POSICION	Pd	Pt	Pd	Pt	Pd	Pt	Pd	Pt
A	1	0	0.81	0.22	0.78	0.34	0.7	0.36	0.66
	2	0	0.84	0.22	0.76	0.36	0.69	0.43	0.62
	3	0	0.9	0.25	0.8	0.44	0.69	0.44	0.56
	4	0	0.86	0.24	0.84	0.25	0.75	0.52	0.55
B	1	0	0.9	0.22	0.86	0.32	0.78	0.3	0.69
	2	0	0.88	0.18	0.82	0.32	0.74	0.34	0.61
	3	0	0.82	0.18	0.78	0.32	0.68	0.34	0.6
	4	0	0.81	0.14	0.76	0.29	0.66	0.4	0.61
C	1	0	0.93	0.28	0.88	0.28	0.8	0.36	0.62
	2	0	0.9	0.28	0.82	0.38	0.76	0.38	0.61
	3	0	0.86	0.22	0.82	0.4	0.72	0.4	0.6
	4	0	0.81	0.23	0.76	0.28	0.69	0.44	0.58
D	1	0	0.91	0.21	0.86	0.26	0.77	0.36	0.56
	2	0	0.88	0.26	0.82	0.27	0.74	0.38	0.58
	3	0	0.88	0.25	0.81	0.35	0.74	0.44	0.58
	4	0	0.87	0.25	0.78	0.34	0.72	0.52	0.58
CENTRO		0	0.86	0.22	0.82	0.32	0.74	0.43	0.61

CUADRO 4.3.1

TIPO DE VENTILADOR: VAP - HPW - 50

POSICION DE LA COMPUERTA			P1	P2	P3	P4
PARAMETRO	SIMBOLO	UNIDAD				
AMPERAJE PROMEDIO	Ip	Ampereos	2.10	2.10	2.10	2.10
VOLTAJE PROMEDIO	Vp	Voltios	224.00	223.00	223.00	224.00
EFICIENCIA ELECTRICA	Ne		0.68	0.68	0.68	0.68
FACTOR DE POTENCIA	FP		0.67	0.67	0.67	0.67
VELOCIDAD DEL ROTOR	RPM	RPM	1675.00	1675.00	1675.00	1675.00
LONGITUD DESDE LA ENTRADA HASTA EL PUNTO DE LECTURA.	L	M	1.22	1.22	1.22	1.22
LONGITUD DE LA PIEZA DE TRANSICION	LT	CM	60.00	60.00	60.00	60.00
DIAMETRO DEL DUCTO DE PRUEBAS	Dd	cm	60.00	60.00	60.00	60.00



CUADRO 4.3.2

TIPO DE VENTILADOR: VAP - HPW - 60

POSICION DE LA COMPUERTA			P1	P2	P3	P4
PARAMETRO	SIMBOLO	UNIDAD				
AMPERAJE PROMEDIO	Ip	Ampereos	3.70	3.80	3.80	3.70
VOLTAJE PROMEDIO	Vp	Voltios	221.00	222.00	222.00	223.00
EFICIENCIA ELECTRICA	Ne	%	64.00	64.00	64.00	64.00
FACTOR DE POTENCIA	FP		0.63	0.63	0.63	0.63
VELOCIDAD DEL ROTOR	RPM	RPM	1140.00	1140.00	1140.00	1140.00
LONGITUD DESDE LA ENTRADA HASTA EL PUNTO DE LECTURA.	L	M	1.22	1.22	1.22	1.22
LONGITUD DE LA PIEZA DE TRANSICION	LT	M	0.00	0.00	0.00	0.00
DIAMETRO DEL DUCTO DE PRUEBAS	Dd	M	60.00	60.00	60.00	60.00

CUADRO 4.3.3

TIPO DE VENTILADOR: VAP - HPW - 80

POSICION DE LA COMPUERTA			P1	P2	P3	P4
PARAMETRO	SIMBOLO	UNIDAD				
AMPERAJE PROMEDIO	I _p	Ampereos	4.80	4.80	4.80	5.00
VOLTAJE PROMEDIO	V _p	Voltios	226.00	226.00	224.00	224.00
EFICIENCIA ELECTRICA	Ne		0.72	0.72	0.72	0.72
FACTOR DE POTENCIA	FP		0.83	0.83	0.83	0.83
VELOCIDAD DEL ROTOR	RPM	RPM	862.50	862.50	862.50	862.50
LONGITUD DESDE LA ENTRADA HASTA EL PUNTO DE LECTURA.	L	M	1.22	1.22	1.22	1.22
LONGITUD DE LA PIEZA DE TRANSICION	LT	M	0.53	0.53	0.53	0.53
DIAMETRO DEL DUCTO DE PRUEBAS	Dd	CM	60.00	60.00	60.00	60.00

CUADRO 4.4.1

SIMBOLO	UNIDAD	FORMULA O REFERENCIA
VP2	Pulg. H2O	Pd pro. Leido (valor promedio)
SP2	Pulg. H2O	Pt pro.- Pd pro. TP2-VP2 (valor promedio)
Va	M/S	VA LEIDA / ((3.28)(60))
Ad	M2	3.1416 Dd2 / 4
Q	M3/S	Va * Ad
L	M	LEIDO
#Hf	1/ft	.00926593 / Q ^ .079
PPF	Pulg. H2O	3.28*Hf*L*(VP2)
VP1	Pulg. H2O	(Dd/D1) ^ 2 * VP2
#PPT	Pulg. H2O	Dd>D1 -R * (VP1 - VP2) 0 Dd<D1 (f+1) ((VP2)-(VP1))
SP1	Pulg. H2O	SP2 + PPF + PPT
TP1	N/M2	(25.4) * (9.8) * (SP1 + VP1)
PF	Wtt	Q * (TP1)
PE	Wtt	3* (Vp)* (lp) *(FP)
PM	Wtt	Ne * (PE)
NV	%	(PF / PM) * 100

MANUAL VENTILACION INDUSTRIAL 19va. EDICION 1986 Fig. 6-13b y Fig. 6-14
 $D2/D1$ APROXIMADAMENTE = $ATN ((R2 - R1) / LT)$
 Val : velocidad axial leida.

CUADRO 4.5.1

TIPO DE VENTILADOR: VAP - HPW - 50

PARAMETRO	SIMBOLO	UNIDAD	P1	P2	P3	P4
PRESION DINAMICA PROMEDIO	VP2	PULG. AGUA	0.013	0.045	0.069	0.07
PRESION ESTATICA PROMEDIO	SP2	PULG. AGUA	0.935	0.848	0.728	0.677
VELOCIDAD AXIAL PROMEDIO	Va	M/S	1.27	4.07	5.33	5.33
CAUDAL	Q	M3/S	0.36	1.14	1.49	1.49
COEFICIENTE DE FRICCION	Hf	1/Ft	0.01	0.009	0.009	0.009
PERDIDA DE PRESION TRANSICION	PPT	PULG. AGUA	0.0005	0.001	0.002	0.002
PERDIDA PRESION FRICCION	PPF	PULG. AGUA	0.0004	0.0016	0.0028	0.0028
PRESION DINAMICA GENERADA	VP1	PULG. AGUA	0.02	0.08	0.14	0.14
PRESION ESTATICA GENERADA	SP1	PULG. AGUA	0.99	0.81	0.67	0.57
PRESION TOTAL GENERADA	TP1	N/m2	251.4	222.3	202	176.7
POTENCIA DEL FLUIDO	PF	Wtt	90.5	253.3	301.6	263.8
POTENCIA ELECTRICA	PE	Wtt	545.9	543.4	543.4	545.9
POTENCIA MECANICA	PM	Wtt	371.2	369.6	369.6	371.2
EFICIENCIA DEL VENTILADOR	NV	%	24.4	68.5	81.6	71

CUADRO 4.5.2

TIPO DE VENTILADOR: VAP - HPW - 60

PARAMETRO	SIMBOLO	UNIDAD	P1	P2	P3	P4
PRESION DINAMICA PROMEDIO	VP2	PULG. AGUA	0.01	0.08	0.12	0.12
PRESION ESTATICA PROMEDIO	SP2	PULG. AGUA	0.72	0.61	0.56	0.39
VELOCIDAD AXIAL PROMEDIO	Va	M/S	2.02	5.71	6.99	6.99
CAUDAL	Q	M3/S	0.57	1.59	1.95	1.95
COEFICIENTE DE FRICCION	Hf	1/Ft	0.01	0.01	0.01	0.01
PERDIDA DE PRESION TRANSICION	PPT	PULG. AGUA	0.0004	0.0008	0.0012	0.0012
PERDIDA PRESION FRICCION	PPF	PULG. AGUA	0.0004	0.0032	0.0048	0.0048
PRESION DINAMICA GENERADA	VP1	PULG. AGUA	0.01	0.08	0.12	0.12
PRESION ESTATICA GENERADA	SP1	PULG. AGUA	0.72	0.61	0.56	0.39
PRESION TOTAL GENERADA	TP1	N/m2	181.7	171.8	169.3	126.9
POTENCIA DEL FLUIDO	PF	Wtt	103.6	274.4	332.3	249.9
POTENCIA ELECTRICA	PE	Wtt	916.4	896.3	920.5	924.7
POTENCIA MECANICA	PM	Wtt	586.5	573.6	589.1	591.8
EFICIENCIA DEL VENTILADOR	NV	%	17.66	47.82	56.42	42.22

CUADRO 4.5.3

TIPO DE VENTILADOR: VAP - HPW - 80

PARAMETRO	SIMBOLO	UNIDAD	P1	P2	P3	P4
PRESION DINAMICA PROMEDIO	VP2	PULG. AGUA	0	0.23	0.33	0.4
PRESION ESTATICA PROMEDIO	SP2	PULG. AGUA	0.8658	0.59	0.41	0.21
VELOCIDAD AXIAL PROMEDIO	Va	M/S	0	9.68	11.6	12.78
CAUDAL	Q	M3/S	0	2.71	3.25	3.58
COEFICIENTE DE FRICCION	Hf	1/Ft	0	0.01	0.01	0.01
PERDIDA DE PRESION TRANSICION	PPT	PULG. AGUA	0	0.17	0.24	0.29
PERDIDA PRESION FRICCION	PPF	PULG. AGUA	0	0.01	0.013	0.016
PRESION DINAMICA GENERADA	VP1	PULG. AGUA	0	0.07	0.1	0.13
PRESION ESTATICA GENERADA	SP1	PULG. AGUA	0.88	0.77	0.66	0.52
PRESION TOTAL GENERADA	TP1	N/m2	219.04	199.14	189.18	161.8
POTENCIA DEL FLUIDO	PF	Wtt	0	566.64	614.83	579.23
POTENCIA ELECTRICA	PE	Wtt	0	1559.51	1545.71	1610.11
POTENCIA MECANICA	PM	Wtt	0	1122.84	1112.91	1159.28
EFICIENCIA DEL VENTILADOR	NV	%	0	50.46	55.24	49.96

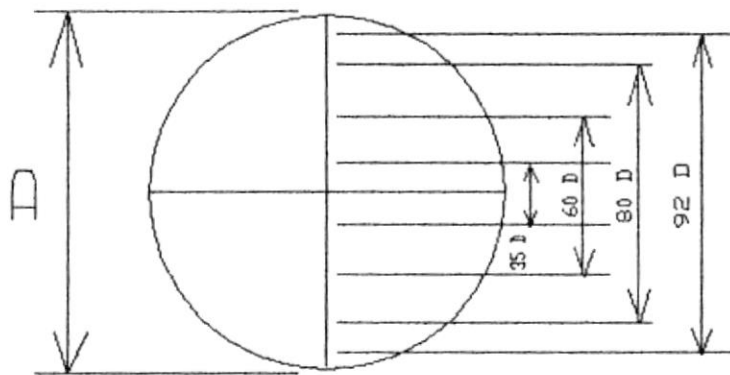
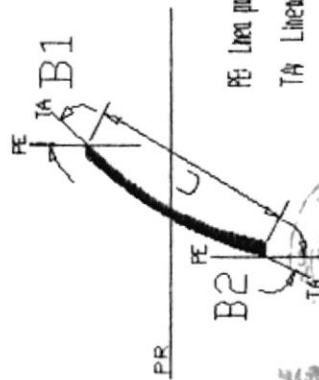
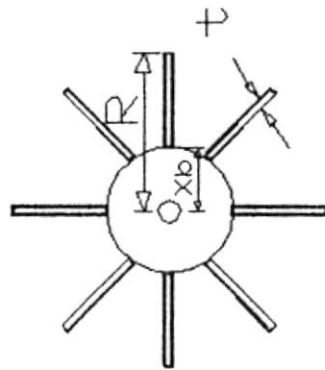


FIGURA 4.1

Disposicion de las tomas de lecturas de presion segun normas de la AMCA.

FIGURA 4.2.1



PB: Línea paralela al eje de rotación.
 TA: Línea tangente al Alabe
 PR: Plano de rotación.

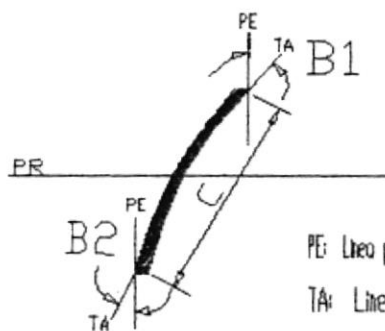
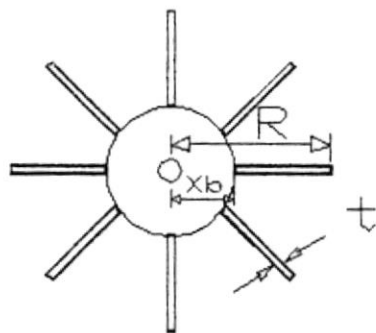
PARAMETRO	SIMBOL	UNIDAD	VALOR DE DISEÑO
Angulo Entrada	B1	GRADOS	74.05
Angulo Salida	B2	GRADOS	71.49
Espesor del Alabe	t	mm	1.05
Cuerda del Alabe	C	cm	5.27
Ancho del Alabe	A	cm	5.27
Radio del Ventilador	R	m	0.25
Radio de la Manzana	Xb	m	0.10
Longitud del Alabe	R-Xb	m	0.15
Numero de Alabes	n		7
Angulo entre Alabes	Y	GRADOS	51.47

TIPO DE VENTILADOR: VAP-HPW-50

Q: 1.5 M³/s
 TP: 147 N/M²
 RPM: 1740

PARAMETROS DE
 CONSTRUCCION

FIGURA 4.2.2



PE: Línea paralela al eje de rotación
 TA: Línea tangente al Alabe
 PR: Plano de rotación.

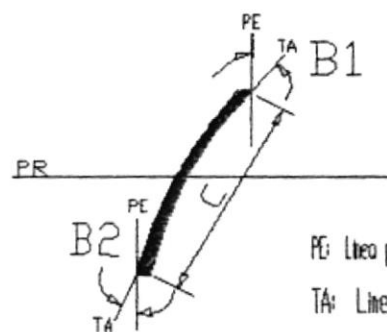
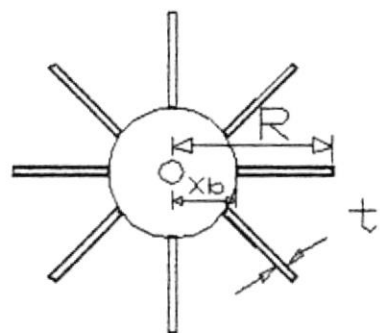
PARAMETRO	SIMBOLO	UNIDAD	VALOR DE DISEÑO
Angulo Entrada	B1	GRADOS	74.05
Angulo Salida	B2	GRADOS	73.15
Espesor del Alabe	t	mm	1.53
Cuerda del Alabe	C	cm	7.65
Ancho del Alabe	A	cm	7.65
Radio del Ventilador	R	m	0.30
Radio de la Manzana	Xb	m	0.12
Longitud del Alabe	R-Xb	m	0.18
Numero de Alabes	n		5
Angulo entre Alabes	Y	GRADOS	72

TIPO DE VENTILADOR: VAP-HPW-60

Q: 2.02 M³/s
 TP: 98 N/M²
 RPM: 1350

PARAMETROS DE
 CONSTRUCCION

FIGURA 4.2.3



PE: Línea paralela al eje de rotación
 TA: Línea tangente al Alabe
 PR: Plano de rotación.

PARAMETRO	SIMBOLO	UNIDAD	VALOR DE DISEÑO
Angulo Entrada	B1	GRADOS	74.05
Angulo Salida	B2	GRADOS	70.17
Espesor del Alabe	t	mm	1.94
Cuerda del Alabe	C	cm	9.71
Ancho del Alabe	A	cm	9.71
Radio del Ventilador	R	m	0.40
Radio de la Manzana	Xb	m	0.16
Longitud del Alabe	R-Xb	m	0.24
Numero de Alabes	n		10
Angulo entre Alabes	Y	GRADOS	36

TIPO DE VENTILADOR: VAP-HPW-80

Q: 3.2 M³/s
 TP: 147 N/M²
 RPM: 925

PARAMETROS DE
 CONSTRUCCION

FIGURA 4.3.1
CURVA CARACTERISTICA VAP-HPW-50

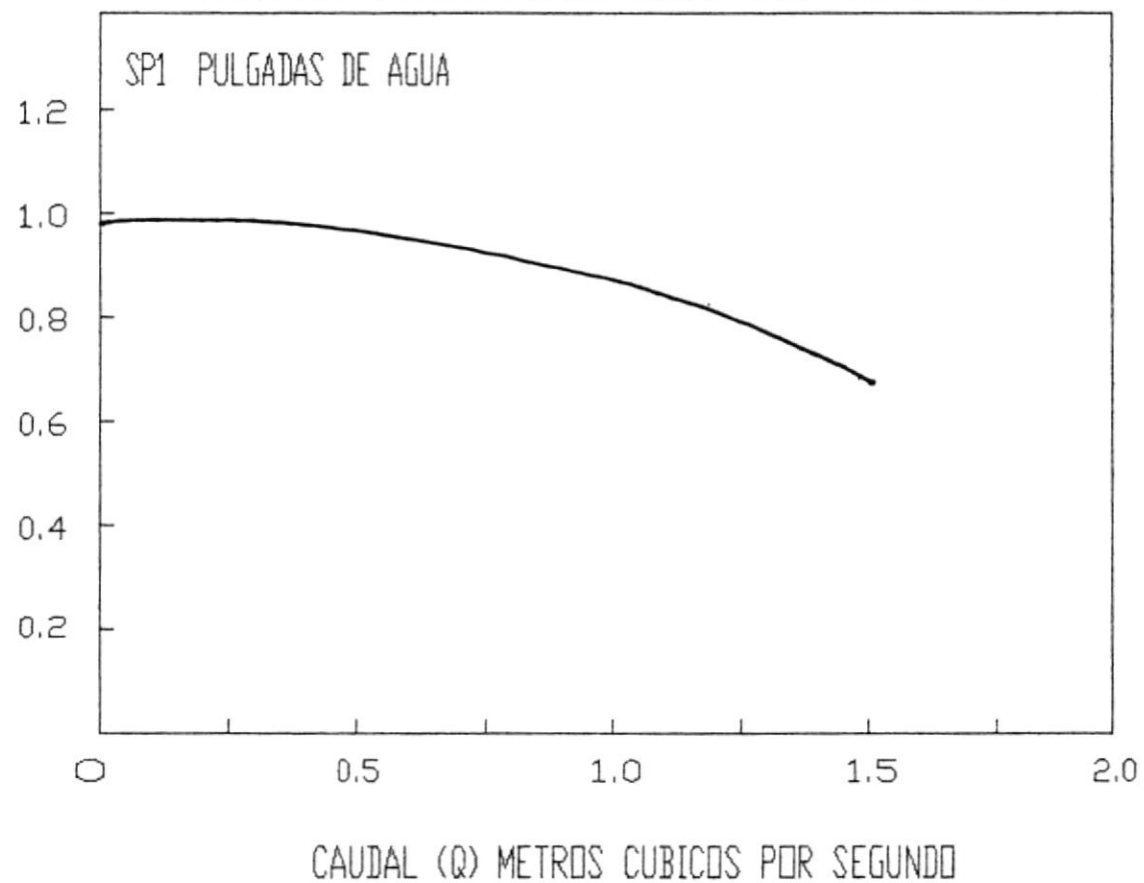


FIGURA 4.3.2
CURVA CARACTERISTICA VAP-HPW-60

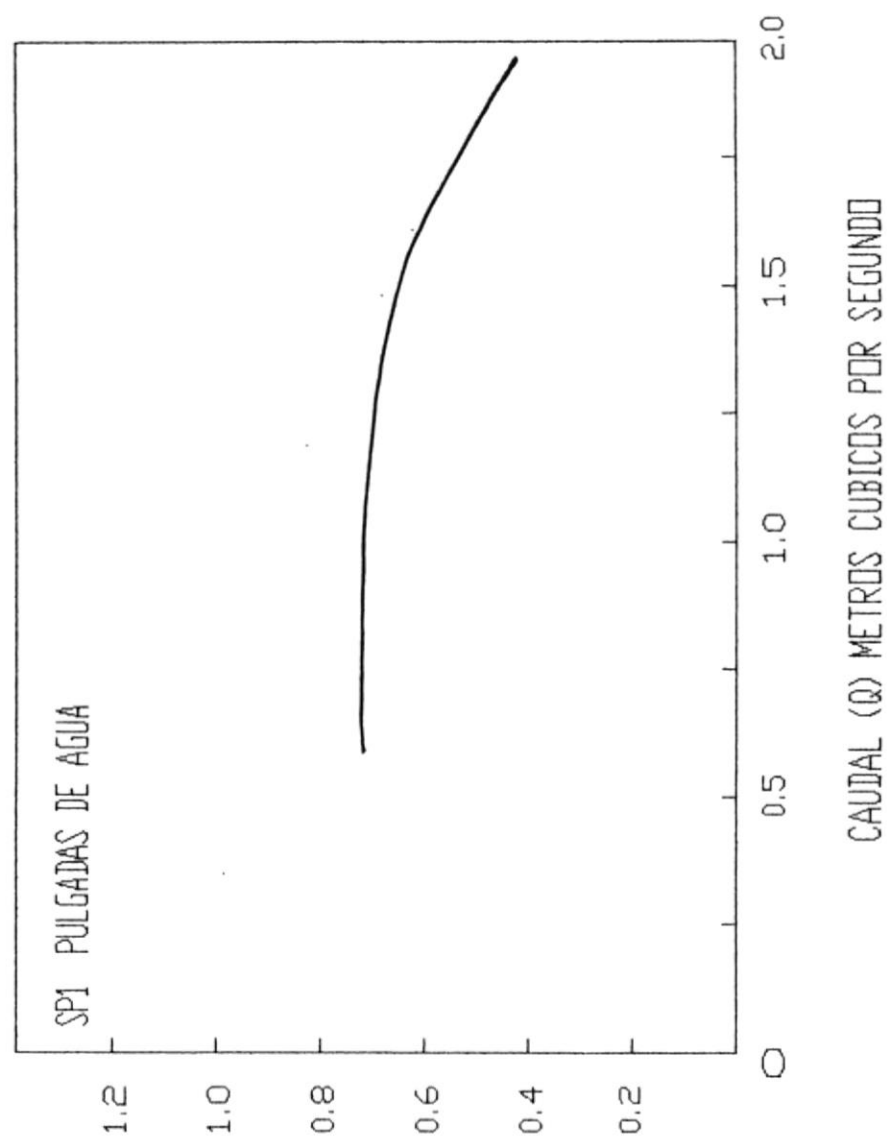
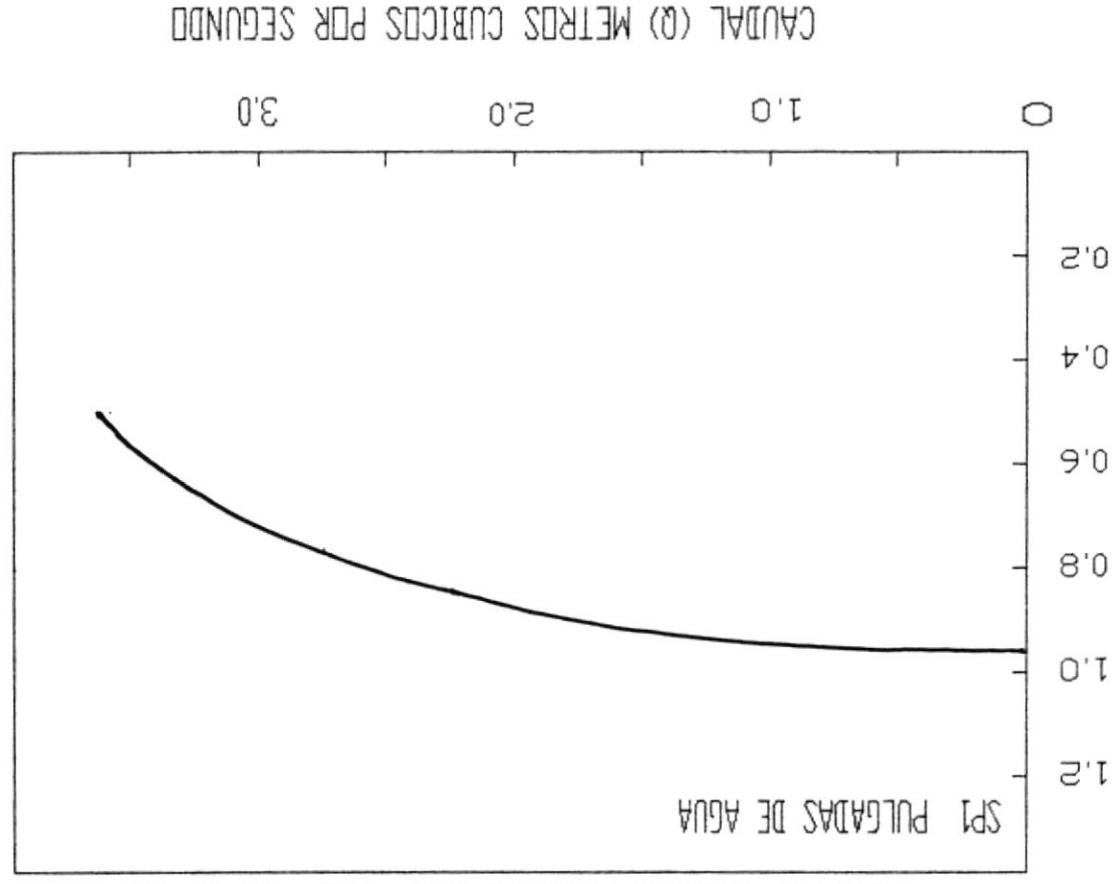


FIGURA 4.3.3
CURVA CARACTERISTICA VAP-HPW-80



CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- a) La operación de los ventiladores de flujo axial tipo paleta dan resultados satisfactorios.
- b) Al comparar los caudales obtenidos experimentalmente de los puntos de máxima eficiencia con los datos de caudales ingresados en el software, se obtuvieron las siguientes variaciones porcentuales.

Tipo de Ventilador VAP-HPW	50	60	80
Caudal ingresado por el software m^3/s	1.50	2.02	3.20
Caudal experimental m^3/s	1.49	1.95	3.25
Eficiencia (%)	81.60	56.42	55.24
Variación porcentual respecto al software (%)	0.60	3.46	1.56

El resultado del caudal generado por estos ventiladores es altamente satisfactorio.

- c) Al comparar las presiones totales generadas (experimentalmente) de los puntos de máxima eficiencia con los datos de presión total ingresados en el software, se obtuvieron las siguientes variaciones porcentuales:


Tipo de Ventilador VAP-HPW	50	60	80
Presión total generada por el software N/m ²	147.00	98.00	147.00
Presión total experimental N/m ²	301.60	174.20	189.20
Eficiencia (%)	81.60	56.42	55.24
Variación porcentual respecto al software (%)	105.17	77.75	28.71

Los resultados de variación porcentual obtenidos en esta comparación son muy elevados, estos son debido:

- La estación crítica de Diseño (xd), de la cual surgieron los parámetros de construcción, es un valor asumido entre el punto intermedio de la raíz del álabe y la punta del mismo, si este valor no hubiera sido asumido, sino las fórmulas obtenidas de ecuaciones integrales que consideran

toda el área transversal del flujo los parámetros de construcción serían datos más exactos, ya que esta estación crítica influye directamente en los ángulos absolutos de entrada y salida del álabe, estos ángulos influyen en la dirección del flujo tangencialmente, y por lo tanto, la presión estática generada y esta a su vez está relacionada con la presión total generada.

- Las velocidades de los rotores también influyen en estas variaciones, debido a que actúan directamente en la dirección tangencial del fluido.

- d) El éxito en la construcción de estos ventiladores depende de la exactitud de los ángulos de diseño; los resultados obtenidos fueron aceptables desde el punto de vista del caudal generado.  Ángulos, espesor y número de álabes afectan por peso, caudal y presiones.

- e) El punto de diseño de los tres ventiladores está desplazado a un punto diferente al establecido por el software, esto se debe a:
Factores de construcción de los elementos, exactitud de los ángulos de diseños, y equipos de pruebas.

- f) Los coeficientes de torbellino y flujo son los principales parámetros de diseño, así como también el coeficiente de presión total teórica es un parámetro a considerar, por lo tanto, se podría realizar un software que tenga como datos de entrada estos coeficientes y como datos de salida los parámetros de construcción, caudal, presión total y RPM.

RECOMENDACIONES

- a) Perfeccionar los ángulos adecuados de los álabes respecto al rotor, así como el espesor de dichos álabes.
- b) El huelgo existente entre la carcasa y la punta de los álabes, debe ser escogido más cuidadosamente y menor al 2% de la envergadura del álabes.
- c) Los datos de entrada en el Software, deben ser escogidos cuidadosamente, basándose en la experiencia del usuario y la capacidad técnica del mismo.
- d) Introducir mejoras en el Software, en lo referente a: rangos en los datos de entrada,

fórmulas de diseño más exactas, por medio del uso de integrales, ampliar el Software para diseño mecánico, ampliar el Software para el diseño de álabes directrices a la entrada o salida del rotor y entendimiento del mismo.

- e) Analizar el ruido y vibraciones de este tipo de ventiladores.*

- f) Es imprescindible que se usa como base el presente trabajo, para por medio de la experimentación optimizar, tanto los métodos de diseño como los procesos de fabricación, así en un futuro no muy lejano ,el diseño de los ventiladores axiales tipo paleta, tendrá niveles de calidad y rendimiento que pueden ser comparables con los aerodinámicos.*

BIBLIOGRAFIA

1. WALLIS, *Axial Flow Fans and ducts*, Wiley & Sons, Brisbane, Australia, 384p, 1983
2. MATAIX, C. *Mecánica de Fluidos y máquinas hidráulicas*, Harla, México DF, Segunda Edición 582p, 1982.
3. ECK, B. *Fans*, Biddels Ltd, Great Britain, pp 225, 307, 1972.
4. MATAIX, C. *Turbomáquinas Hidráulica*, Icai, Madrid, 1371 p, 1975.
5. SHIGLEY, J *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Mc Graw Hill, México D.F., 785 p, 1979.
6. *Manual de Ventilación Industrial 19ava. Edición 1986 Fig. 6-13 B y Fig. 6-14*