

77
621.5
L579



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería Mecánica



"DISEÑO COMPUTARIZADO DE UN SISTEMA DE
TRANSPORTE NEUMATICO"

TESIS DE GRADO
Previa a la obtención del Título de
INGENIERO MECANICO

Presentada por:
Dixon Ernesto / León Pacheco

Guayaquil - Ecuador

1992

A G R A D E C I M I E N T O

Al Ing. **Francisco Andrade** director de la Tesis por su valiosa ayuda en la elaboración del presente trabajo.

A mis padres que me incentivaron a culminar con mi carrera.

Al Ing. **Abel Romero**, por su ayuda desinteresada.

Al Ing. **Rubén Guerrero** por su colaboración espontánea.

DEDICATORIA

A la memoria de mi
padre, a mi abnegada
madre Ursula Pacheco
A mis hermanos
A mi querida tía Juana.
Al Altísimo.
A mis compañeros de la
promoción de 1986.



BIBLIOTECA

Ing. Nelson Cevallos B.

DECANO

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

Ing. Francisco Andrade

DIRECTOR DE TESIS

Ing. Marcos Tapia Q.
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

Ing. Mario Patiño A.
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta Tesis, le corresponden exclusivamente al autor; y el patrimonio intelectual de la misma a la **ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL**".

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

Dixon Ernesto León Pacheco

RESUMEN

Los transportadores neumáticos tienen muchísimas aplicaciones en el área agroindustrial y además resuelven problemas que ni siquiera se pueden intentar resolver con el transportador mecánico más versátil.

Con ayuda de los métodos computacionales se realizará un programa de carácter iterativo para mostrar requerimientos de presión y caudal en un sistema de transporte neumático.

Se trata aquí de difundir el uso de este sistema de transporte debido a las múltiples ventajas que posee y que lo hacen apto para adaptarlo a nuestro medio y tratar de mejorar en algo la producción y comercialización de las diferentes gramíneas.

El programa mostrará por pantalla o impresora datos de caudal, peso, potencia y caída de presión para diferentes diámetros, para ello se introducirá los valores de las variables requeridas, tales como, longitud total a recorrer, densidad de la substancia a transportar, velocidad de transporte, etc. Existe además una subrutina adicional para hallar las características hidráulicas del ventilador que alimenta de presión y caudal al sistema.

INDICE GENERAL

	Pag.
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VII
INDICE DE FIGURAS	X
INDICE DE ABREVIATURAS.....	XII
LETRAS GRIEGAS	XIII

CAPITULO I

Justificación del Proyecto.....	15
1.1 Condiciones actuales del transporte	
de gramíneas.....	17
1.2 Ventajas de la transportación neumática.	18
1.3 Descripción de las partes constitutivas	
del sistema.....	19
1.3.1 Ventilador.	20
1.3.2 Tolva.	21
1.3.3 Tubo Venturi.	22
1.3.4 Ductos.	23

CAPITULO II



FUNDAMENTOS TEORICOS

2.1 Turbomaquinaria en general	24
2.2 Leyes y ecuaciones de las Turbomáquinas.	25
2.3 Ventiladores	52
2.3.1 Tipos de Ventiladores.	52
2.3.1.1 Ventiladores Centrífugos.	53
2.3.2.2 Ventiladores Axiales.	57
2.3.3.3 Ventiladores de Diseño Especial....	58
2.4 Tubo Venturi.	59
2.4.1 Definiciones.	60
2.4.2 Normas ASME en el diseño de Venturis.....	61
2.5 Flujo de dos fases (Gases y sólidos)	62
2.5.1 Fase Densa.	64
2.5.2 Fase Diluída.	64
2.6. Principios de Transporte Neumático	
en tuberías	65
2.7 Transportadores mecánicos.	74
2.7.1 Tipos de Transportadores.	74
2.8 Tolvas.	78
2.8.1 Características de Flujo del Material.....	78
2.8.2 Tipos de Tolvas.	80
2.8.3 Criterios de diseño.....	81
 <i>CAPITULO III</i>	
DISEÑO Y CALCULOS.....	84
3.1 Selección de las velocidades de suspensión.....	84

IX

3.2 Cálculo de la capacidad del transportador.....	84
3.3 Cálculo de las caídas de presión en el ducto.....	87
3.4 Dimensionamiento del venturi.....	91
3.5 Diseño del Ventilador.....	94
3.5.1 Diseño del Rodete.....	95
3.5.2 Determinación de coeficientes.....	97
3.5.3 Determinación del diámetro de entrada del rodete.....	100
3.5.4 Determinación del diámetro exterior del rodete.....	101
3.6 Diseño de la Voluta	106
3.7 Cálculo de la potencia del ventilador.....	109

CAPITULO IV

Programa de Computación para calcular las caídas de presión en el sistema.

4.1 Explicación general del uso del programa.....	116
4.2 Variables y constantes a considerar en el sistema	138
4.3 Datos de entrada y salida.....	140
4.4 Diagrama de flujo del programa.....	144
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	167
APENDICES	171
BIBLIOGRAFIA	180

INDICE DE FIGURAS

No	Descripción	pag.
1.1	Ventilador centrífugo.....	21
1.2	Alimentador venturi	22
1.3	Sistema de Transporte Neumático.....	23
2.1	Ventilador centrífugo	26
2.2	Triángulo de velocidades	29
2.3	Pérdidas de disco	36
2.4	Triángulo de velocidades modificado	42
2.5	Diversas formas de impellers	44
2.6	Determinación de las dimensiones del impeller usando coeficientes	45
2.7	Relación L/r	48
2.8	Velocidades en un ventilador centrífugo	54
2.9	Alabes curvados hacia adelante	55
2.10	Alabes curvados hacia atrás	56
2.11	Alabes radiales	57
2.12	Ventilador axial	58
2.13	Ventilador tipo aerofoil	59
2.14	Tubo venturi	61
2.15	Transportador helicoidal	76
2.16	Transportador de paletas	77
2.17	Transportador de cinta	77
2.18	Transportador de canguilones	78

XI

2.19	Angulo de reposo	79
2.20	Tipos de tolvas	80
2.21	Relación entre el flujo de masa y el flujo de embudo	82
3.1	Valores de K_r y efectividad	93
3.2	Intersticios entre la carcaza y el rodete	99
3.3	Cámara espiral para un valor de L predetermina do	108
3.4	Trazado del álabe con un solo arco de círculo	110
3.5	Valores de K para varios impulsores	113
3.6	Dimensiones de un cilindro semejante a la volu ta del ventilador	115

INDICE DE ABREVIATURAS

A	Area
b	Ancho del rodete
C	Velocidad, Carga
D	Diámetro
ez	Coefficiente de disminución de trabajo
F	Fuerza
f	Factor de fricción
g	Gravedad
H	Altura
Kr	Coefficiente de recuperación de presión.
L	Huelgo del intersticio
mm cag.	Milímetros de columna de agua
N	Número de revoluciones
P	Presión
ΔP	Caida de presión
Q	Caudal
q	Caudal que se pierde
Re	Número de Reynolds
s	Espesor de los álabes
T	Temperatura
t	Paso
U	Velocidad
v	Velocidad en el intersticio
Y	Salto energético o altura de Euler.
Z	Número de álabes

LETRAS GRIEGAS

Δ	Diferencia de, cambio de caída de
Γ	Peso específico, coeficiente de orificio equivalente.
α	Angulo de la corriente absoluta
δ	Densidad
τ	Coeficiente de obstrucción Coeficiente de presión
β	Angulo
η	Eficiencia
σ	Esfuerzo, grado de reacción.
J	Coeficiente de caudal
θ	Angulo del arco
Ω	Velocidad angular, ángulo de fricción cinemática
ϵ	Rugosidad absoluta, densidad del medio, diferencia entre áreas
Φ	Angulo de reposo.
μ	Viscosidad dinámica. Viscosidad cinemática. Coeficiente de volumen.



SUBINDICES

a	Con respecto a la boca de aspiración
e	Exterior, estática
d	Dinámica
h	Hidráulica
i	Interior
m	Meridional
o	Condiciones iniciales, atmosféricas, óptimo
q	En función del caudal
r	Dirección radial
s	Sólido.
tot	Total
u	De Euler
v	Volumétrica
1	Entrada
2	Salida

CAPITULO I



JUSTIFICACION DEL PROYECTO.

Los transportadores neumáticos tienen muchísimas aplicaciones en el área agroindustrial resuelven problemas que ni siquiera se pueden intentar resolver con el transportador mecánico más versátil. Se sabe que una gran cantidad de gramíneas se echa a perder debido a la deficiente forma de transporte empleada -vagones, costales, transportadores de cinta, etc-.

Se trata aquí de difundir el uso de este sistema de transporte debido a las múltiples ventajas que posee y que lo hacen apto para adaptarlo a nuestro medio y tratar de mejorar en algo la producción y comercialización de las diferentes gramíneas.

Con ayuda de la computadora, se ejecutará un programa de tipo interactivo que mostrará por pantalla o impresora datos de caudal, peso, potencia y caída de presión para diferentes diámetros, para ello se introducirá los valores de las variables requeridas, tales como, longitud

total a recorrer, densidad de la substancia a transportar, velocidad de transporte, etc.

El usuario escogerá uno de esta gama de valores , para posteriormente dimensionar el tubo Venturi . En esta parte se presenta un menú preguntando si se desea diseñar el ventilador más óptimo y económicos, para este efecto se utilizará una subrutina.

1.1 Condiciones actuales del transporte de gramíneas. -

Haciendo un recorrido por las zonas productoras de arroz, en Daule por ejemplo, el sistema más empleado de transporte dentro del recinto de la piladora o centro de acopio es el de banda o cinta, ocasionando este sistema debido a su propio diseño y forma, un desperdicio del producto.

Ya en el lugar mismo de producción, la situación es aún más crítica, puesto que debido a lo inaccesible del terreno se tiene que utilizar costales o sacos para trasladar el producto hasta el camino donde se encuentra estacionado un camión; como es de suponerse todo esto requiere un gran esfuerzo que bien podría disminuirse o eliminarse usando la transportación neumática. Para el caso de otras gramíneas la situación es más o menos parecida, ya sea en el centro de acopio o en el centro de producción.

Si se logra concientizar al productor respecto de la eliminación de desperdicios de gramíneas, y , por lo tanto la consiguiente ganancia económica, se habrá dado un gran paso en la tecnificación de nuestro agro y una tan deseada elevación de la **productividad**, este es el objetivo primordial que



persigue el presente trabajo.

1.2 *Ventajas del Transporte Neumático.*

Las ventajas expuestas por este tipo de transportador son:

Ahorro de espacio y accesibilidad.- Los ductos neumáticos pueden ser enrumbados a lo largo de las paredes y el techo y ser capaz de ahorrar espacio de piso de igual forma puede transportar materiales entre puntos inaccesibles sin alterar la estructura ya existente.

Mejora de la economía.- El operador neumático elimina el desperdicio y despilfarro del material, es limpio y económico.

Costos más bajos de funcionamiento.- Pocas partes trabajan y de esta manera costos de mantenimiento reducidos son alcanzados.

A continuación se presenta un cuadro con las principales ventajas de la transportación neumática:

Simplicidad.
Adaptabilidad.
Requiere poco espacio.
Fácil selección de la ruta.
Fácil de controlar.
Puede ser automatizado.
Seguridad para el ambiente.
Bajos costos de mantenimiento.
Puede ser integrado a otros procesos.

1.3 *Descripción de las partes que componen el sistema.-*

El propósito de cualquier sistema de transporte es llevar el material de un lugar a otro. En el presente caso, el aire será empleado como medio de transporte dando como resultado el transportador neumático.

Este sistema de transporte está constituido por cuatro elementos básicos, cada uno de los cuales desempeña un papel decisivo para el funcionamiento, estos elementos son:

- Ventilador tipo centrífugo.
- Tolva.
- Tubo Venturi.
- Ductos o tuberías.

1.3.1 Ventiladores

La energía necesaria para acelerar y levantar el material, y además vencer cualquier pérdida por fricción, será dada por un ventilador centrífugo de álabes curvados hacia atrás.

Como se estudiará más adelante, el ventilador es una "bomba" que impulsa gas en vez de agua, en el presente trabajo, ese gas es aire. Los ventiladores tienen infinidad de usos, especialmente en sistemas de HVAC.

En la Fig.1.1 se muestra el ventilador de álabes curvados hacia atrás. Este ventilador produce velocidades relativamente bajas del aire, y de acuerdo con la ecuación de Bernoulli, la mayor parte de la energía se convierte en energía de presión.

El autor B. Eck en su obra Fans, recomienda de acuerdo a estudios realizados, el uso de esta clase de ventiladores para el manejo de material granular, debido a la alta presión que desarrollan, que compensa las caídas de

presión que suceden en el ducto y a su capacidad de homogenizar la mezcla aire-producto (fase diluída), en el sistema.

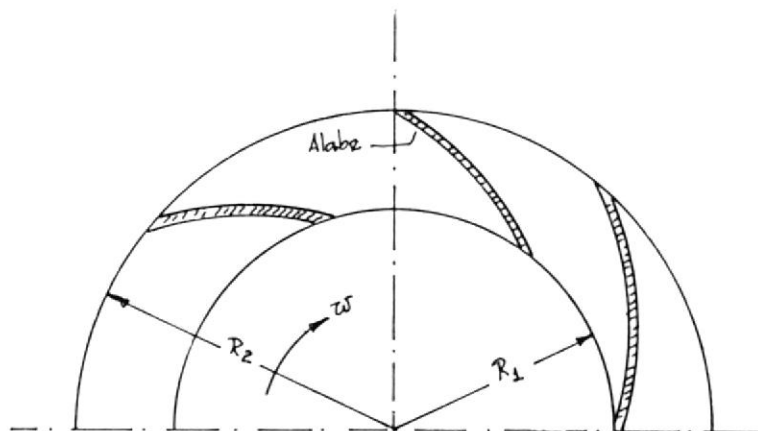


Fig.1.1 Ventilador centrífugo

El ventilador está colocado aguas arriba del del venturi para evitar cualquier desgaste debido al material a transportar. El ventilador no puede causar daño al material.

1.3.2 Tolva.-

La tolva proveerá el flujo de material que el venturi introducirá al sistema. Es una unidad de bordes rectos, con una inclinación de 45° , para permitir el deslizamiento del material en forma segura de tal forma que no se

produzca el atascamiento del producto (Ref.15).

La tolva empleada en el sistema tiene características de flujo de masa, es decir, el material deslizará siempre que la puerta del fondo se abre.

1.3.3 Tubo Venturi.-

La presión aguas abajo del ventilador puede ser reducida a un valor debajo de la presión atmosférica usando un venturi. El material puede entonces ser alimentado al sistema de transporte desde la tolva conectada a la garganta del venturi, como se ilustra en la Fig.1.2. El venturi consiste de dos secciones: una divergente y otra convergente unidas las dos por una garganta.

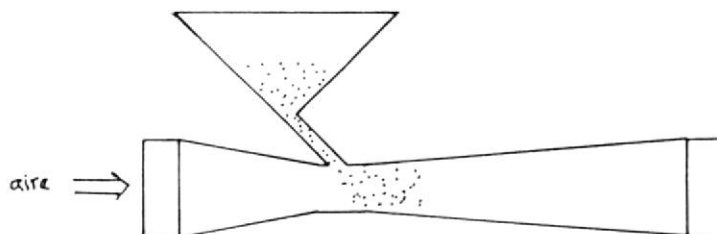


Fig.1.2 Alimentador Venturi.

1.3.4 Ductos.-

Los ductos o tuberías, son empleados por el transportador neumático para llevar el producto desde el punto de acopio, hasta los silos respectivos.

Pueden utilizarse diversos materiales para su construcción, pero para nuestro caso, deberá, emplearse o escogerse un material resistente a la abrasión que produce el grano al deslizarse dentro de él. Puede usarse acero, planchas de hierro negro roladas, PVC, etc, dependiendo esta elección del factor costo.

En la Fig.1.3 puede apreciarse un esquema general del sistema de transportación neumática.

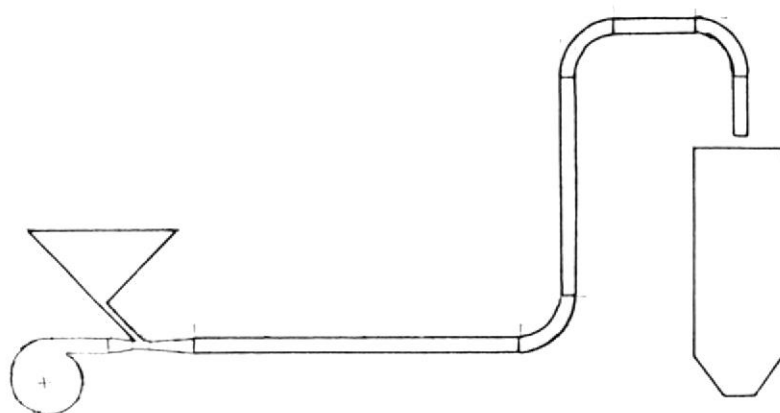


Fig.1.3 Sistema de transporte neumático.

CAPITULO II

FUNDAMENTOS TEORICOS.



BIBLIOTECA

2.1 Turbomaquinaria en general. -

Según el autor C. Mataix (Ref 6), una máquina es un transformador de energía. Una máquina de fluido, es aquella en que bien el fluido absorbe o proporciona energía (en caso de bombas, ventiladores, absorben energía en el eje y la restituyen al fluido; caso de turbinas: absorben energía del fluido y la restituyen al eje - energía mecánica)

En toda máquina de fluido, hay un intercambio de energía entre el fluido y el dispositivo que absorbe o restituye trabajo, para el presente caso el único intercambio de energía entre el ventilador y el fluido se efectúa en el rodete, todos los demás accesorios sirven solamente para canalizar y aprovechar esa energía.

Conviene hacer aquí una distinción obligada entre lo que es máquina hidráulica y máquina térmica; el

comportamiento en tal o cual caso depende básicamente de la variación de una propiedad: la densidad del fluido de trabajo.

Se considera máquina hidráulica, en la que el fluido a su paso por ésta no varía su densidad (δ) o el cambio en ésta es despreciable, por lo cual para su diseño se la considera a la densidad constante. En cambio en una máquina térmica sucede algo muy diferente, puesto que aquí se tiene un cambio considerable en la densidad y, por lo tanto, en el diseño habría que tomar en cuenta este cambio.

2.2 Leyes y ecuaciones de las turbomáquinas.-

La ecuación fundamental o principal que gobierna el funcionamiento de las turbomáquinas, es la ecuación de Euler, la cual se obtiene al aplicar el teorema del momento cinético a un hilo de corriente al que pertenece la partícula de fluido considerada: el momento de las fuerzas que actúan sobre un hilo de corriente entre dos superficies transversales de control es igual a la variación del momento cinético del fluido aislado entre dichas superficies.

Con relación a la Fig. 2.1 que representa el rodete

de un ventilador centrífugo se tiene:

En el punto 1 el rodete tiene una *velocidad periférica* U_1 ; con relación al álabe el fluido se

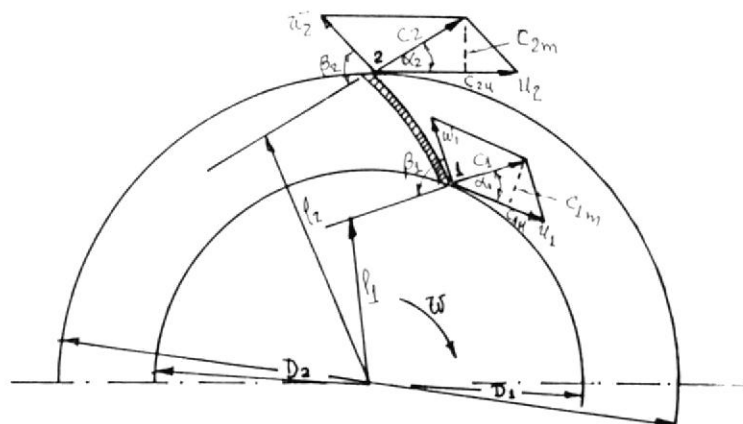


Fig. 2.1 Ventilador centrífugo

mueve con velocidad w_1 , la cual es *la velocidad relativa a la entrada*. La *velocidad absoluta a la entrada de un álabe c_1* , se relaciona con las dos anteriores por medio de la conocida ecuación vectorial:

$$\vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{U}_1 \quad \text{ec.2.1}$$

Debido al movimiento de la partícula que sigue el perfil del álabe y se mueve desde el punto 1 al punto 2 , tendrá en este último una velocidad absoluta a la salida c_2 , una velocidad periférica U_2 y una velocidad relativa a la salida w_2 , que es

tangente al álabe en el punto 2, por lo tanto se tiene:

$$\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{U}_2 \quad \text{ec.2.2}$$

Recordando el teorema de la cantidad de movimiento:

$$F = \delta * Q * \Delta v \quad \text{ec.2.3}$$

Tomando momentos con respecto al eje del ventilador:

$$dM = dQ * \delta * (l_2 c_2 - l_1 c_1) \quad \text{ec.2.4}$$

donde:

dM = momento total con relación al eje del ventilador de todas las fuerzas que el impulsor ha ejercido sobre el hilo de corriente para variar su momento cinético

dQ : caudal del hilo de corriente

l_1 y l_2 : radios y brazos de momentos de las componentes periféricas c_1 y c_2 .

Para poder integrar la ec. 2.4 deben establecerse cuatro hipótesis:

- i).- fluido ideal.
- ii).- flujo irrotacional.
- iii).- régimen permanente.

iv).- régimen unidimensional.

Luego de estas consideraciones se obtiene:

$$M = Q\delta(l_2c_2 - l_1c_1) \quad \text{ec.2.5}$$

Finalmente, después de una serie de pasos matemáticos y teniendo presente que $P=M*\Omega$ se llega a la ecuación de Euler (Ref.6):

$$Y_{u\infty} = (U_2c_{2u} - U_1c_{1u}) \quad \text{ec.2.6}$$

2.2.1 *TRIANGULO DE VELOCIDADES.* -

Los triángulos de velocidades sirven para observar el comportamiento en lo que a velocidades respecta de la partícula a la entrada y salida del álabe.

Estos triángulos son básicamente la representación gráfica de las ec. 2.1 y 2.2. donde:

α = ángulo que forman los vectores c y U

β = ángulo que forman los vectores w y $-U$

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

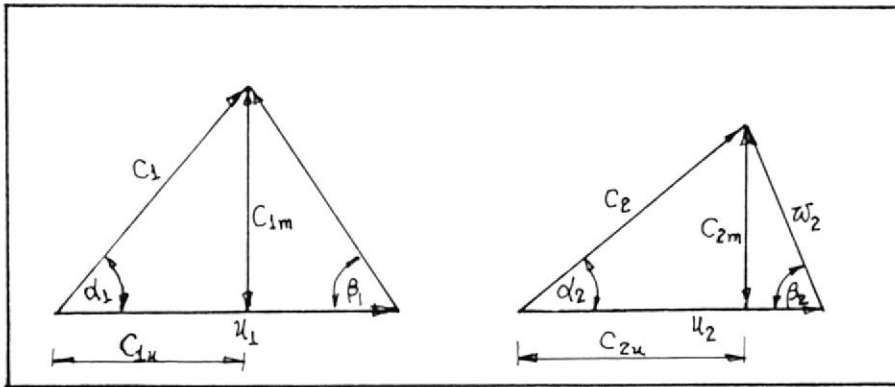


Fig. 2.2 Triángulo de Velocidades.

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

2.2.2 COEFICIENTES , PERDIDAS Y RENDIMIENTOS.

Para el diseño y comparación de todos los ventiladores, se emplean coeficientes adimensionales.

Grado de Reacción.

Este parámetro nos indica como trabajará el impulsor o rodete. Es la relación entre la

altura de presión del rodete y la energía de Euler, es decir, es una evaluación del desempeño del ventilador:

$$\sigma = 1 - \frac{1}{2} (c_{2U}/U_2) \quad \text{ec. 2.7}$$

Coefficiente de Presión.-

Este coeficiente está definido como la relación de la presión total producida por el ventilador centrífugo y la presión dinámica de la velocidad periférica U_2 .

Se lo designa con la letra griega ψ (ψ):

$$\psi = \frac{\Delta P}{(\delta/2) * U_2^2} \quad \text{ec. 2.8}$$

Coefficiente de Volumen.-

Nos indica que tanto difiere el flujo de volumen teórico que pasaría a través del impeller con álabes de espesor infinitamente pequeño con el que actualmente está pasando.

Está designado con la letra griega ϕ (ϕ); el subíndice 2 indica que estos valores se

miden a la salida del álabe.

$$\varphi = \frac{Q}{U_2 * \pi * (d_2/4)^2} \quad \text{ec. 2.9}$$

Coefficiente de Velocidad -

Este coeficiente es inversamente proporcional a la raíz cuadrada del coeficiente de presión e indica la razón de la velocidad periférica a la velocidad a la descarga más alta que pueda obtenerse.

$$\bar{\varphi} = 1/\sqrt{\psi} \quad \text{ec. 2.10}$$

A continuación se presenta una lista de características más deseables o requeridas cuando se hace el diseño de un ventilador:

- 1.- Mínima generación de ruido: Máximo valor de ψ y baja velocidad periférica.
- 2.- Mínimo desgaste en operación con gases cargados de polvo: Máximo valor de ψ .
- 3.- Gran capacidad: Máximo valor de φ .
- 4.- Máxima capacidad con tamaño mínimo, diseño

más barato: El producto $\psi\varphi$ deberá ser lo más grande posible.

Iteración para ajustar el coeficiente de presión en función del rendimiento. -

Una vez hecho el cálculo de las dimensiones principales del ventilador se procede a calcular la eficiencia obtenida en dicho diseño por medio de la siguiente fórmula dada por Masana (Ref.4) :

$$\eta_T = \psi / 2 * \Gamma$$

de donde

$\Gamma = 1 / [1 + (\tan \alpha^2 / \tan \beta^2)]$; coeficiente de orificio equivalente.

y

$$\alpha^2 = \arctan(C_{2m} / C_{2u})$$

Si la eficiencia obtenida no es la deseada por el diseñador, el programa permite por medio de una iteración recalcular el coeficiente de presión e introducirlo al diseño hasta obtener las dimensiones del ventilador ajustada a la eficiencia deseada por el usuario.

EFICIENCIAS INVOLUCRADAS EN EL DISEÑO

Todo diseño correcto de una turbomáquina deberá satisfacer estas dos condiciones:

1ª).- satisfacer los datos iniciales requeridos: así, por ejemplo, si se trata de un ventilador proporcionar el caudal y la presión de aire que se desea; y

2ª) generalmente conseguir la condición 1ª con el óptimo rendimiento.

Esta segunda condición exige realizar un estudio sistemático de las pérdidas para reducirlas a un mínimo. Por tanto, aunque al usuario sólo le interesa en general el rendimiento total de la máquina, el diseñador precisa desglosar este rendimiento total en rendimientos parciales.

Las pérdidas energéticas se pueden clasificar en tres grupos: pérdidas en la instalación de la máquina, pérdidas en la máquina misma y pérdidas en el transporte. En este punto solo trataremos de las pérdidas en la máquina las cuales son las únicas que concierne al

diseñador de la misma.

La transformación de energía en una turbomáquina, según el segundo principio de la termodinámica, se realiza con pérdidas. Sea P_p la potencia pérdida en la máquina; en toda turbomáquina hidráulica se verificará:

$$P_{\text{absorbida}} - P_p = P_{\text{restituida}}$$

Evidentemente el rendimiento total de la máquina será:

$$\eta_{\text{tot}} = P_{\text{restituida}} / P_{\text{absorbida}}$$

En el caso ideal:

$$P_{\text{absorbida}} = Q * Y_u = P_{\text{restituida}}$$

En el caso real

1) Hay pérdidas antes y después del rodete; las pérdidas desde el rodete al eje son pequeñas en magnitud (pérdidas mecánicas); en

el otro lado del rodete tienen lugar las pérdidas más importantes (hidráulicas y volumétricas).

En la turbomáquinas hidráulicas, Y_u y H_u representan casi la energía específica y altura útil; donde la energía impartida por rodete al fluido:

$$H_u \approx H_{u\infty}$$



BIBLIOTECA

PERDIDAS. -

Es preciso, para el diseñador, evaluar estas pérdidas por diversas razones; una de las principales es la potencia, pues ésta depende en gran manera de las pérdidas involucradas en el diseño. Sin el previo conocimiento de las pérdidas, la determinación de las dimensiones es muy difícil.

Pérdidas de Disco. -

Esta se origina por la fricción entre el disco y la voluta; se puede describir el fenómeno que ocurre como sigue: el aire se adhiere a la superficie del disco y tiende a

girar en una dirección angular junto con la velocidad periférica del disco. El aire arrastrado por el disco está sujeto a una fuerza centrífuga, la cual tiende a proyectar el aire desde el centro hacia el borde exterior del impeller, todo esto origina un vórtice dentro del impeller, como se muestra en la Fig.2.3

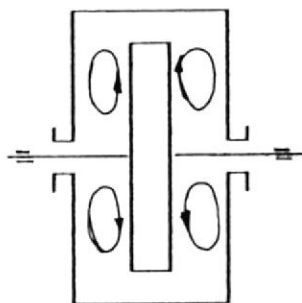


Fig.2.3 Pérdidas de disco.

Pérdidas por choque a la entrada del impulsor. -

Si el flujo normal es variado, o sea que no trabaja a condiciones de diseño, la dirección del flujo relativo no coincidirá con el ángulo del álabe, como resultado de esta variación, se origina una pérdida por "choques".

Pérdidas de huelgo o espacio muerto. -

Este tipo de pérdidas se deben a la fuga de caudal entre los espacios existentes entre la carcasa y el eje, y entre el impulsor y la voluta. A este tipo de pérdidas también se las conoce como pérdidas volumétricas, y pueden significar un porcentaje de disminución de la potencia, debido a que la parte del caudal que debería ser impulsada hacia el exterior, comienza a recircular dentro de la voluta. Se han logrado disminuir, utilizando un sistema de laberintos, los cuales crean una gran resistencia al fluido al pasar entre ellos.

Pérdidas Internas. -

Dentro de las pérdidas internas se encuentran las pérdidas hidráulica y volumétricas . Las pérdidas hidráulica son la más importantes en las turbomáquinas y las más desconocidas. A estas pérdidas contribuyen factores diversos, que pueden reducirse a dos grupos:

- 1) pérdidas por rozamiento de superficie; y
- 2) pérdidas por rozamiento de forma, debidas

estas últimas a cambio de dirección y magnitud de la velocidad de flujo.

Rendimiento hidráulico:

$$\eta_h = H/H_{hr} = H/H_u$$

Recordemos que Q es el caudal suministrado y se mide, por tanto, a la salida del rodete o impulsor, y se denomina caudal perdido q el que es suministrado por la turbomáquina y recircula interiormente.

2.2.3 ***NUMERO DE ALABES.*** -

Para el caso de ventiladores centrífugos, no existe un método matemático exacto para determinar un número óptimo de álabes. De acuerdo al autor B. Eck, estipula una condición de frontera para la razón longitud de álabe/ancho del álabe, la cual debe estar en el orden de 2. Asume además que la longitud del álabe, l , es aproximadamente 50% más largo que la profundidad radial $r_2 - r_1$; todo esto nos lleva a la siguiente ecuación:

$$Z \approx 8.5 * (\text{Sen } \beta_2) / (1 - r_1/r_2) \quad \text{ec. 2.11}$$

donde :

β_2 = ángulo de descarga.

r_1/r_2 = razón de los radios.

Z = número de álabes.

Puede apreciarse muy fácilmente, que el número de álabes sólo depende del ángulo de salida y de la relación de radios. Cabe aquí, hacer ciertas observaciones al respecto:

a.- Cuanto mayor sea el coeficiente de presión, menor será el número de álabes, permaneciendo constantes las otras condiciones.

b.- Para lograr una misma potencia útil, es necesario mayor número de álabes en los ventiladores con álabes curvados hacia atrás, que en los ventiladores curvados hacia adelante.

Se han desarrollado diversas fórmulas empíricas que nos ayudan a seleccionar el número óptimo de álabes:

Según *Pfleiderer*:

$$Z = K * \frac{(d_2 + d_1)}{(d_2 - d_1)} \operatorname{Sen} \left[\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right] \quad \text{ec. 2.12}$$

donde K es una constante que oscila entre 3 y 10.

Según *Stephanoff*:

$$Z = \beta_2^\circ / 3 \quad \text{ec. 2.13}$$

donde β_2 está entre 25 y 90°.

2.2.4 ESPESOR DE LOS ALABES. -

Al obtener las ecuaciones principales que gobiernan el funcionamiento de los ventiladores, se ha asumido un espesor de álabe infinitamente pequeño; esta consideración está distante de la realidad, donde si se tiene un cierto espesor de álabe, el cual produce un efecto que debe tenerse en cuenta. Debido al espesor finito de un

álabe, el área de la sección transversal disponible para el flujo principal es reducida en relación a la condición existente antes del impeller; el resultado, es un cambio en los triángulos de velocidades. Este cambio se ve influenciado por un coeficiente denominado de obstrucción, el cual es obtenido haciendo ciertas consideraciones a la entrada y salida del álabe (Ref.2):

$$\tau_1 = \frac{t_1 \cdot \text{Sen } \beta_1}{t_1 \cdot \text{Sen } \beta_1 - S_1} \quad \text{ec. 2.14 y 2.15} \quad \tau_2 = \frac{t_2 \cdot \text{Sen } \beta_2}{t_2 \cdot \text{Sen } \beta_2 - S_2}$$

Los subíndices 1 y 2 indican el estado del fluido en la entrada y salida respectivamente.

El valor de τ_1 variará entre la unidad y 1.10 y para el caso de álabes afilados a la salida τ_2 será igual a la unidad.

Como un resumen de lo anteriormente expuesto, los triángulos de velocidades teóricos reciben dos modificaciones:

relativo (dibujado con trazos).

ii).- modificación debida al espesor de los álabes (dibujado con línea de trazo y puntos).

Esto puede verse con mayor detalle en la Fig. 2.4.

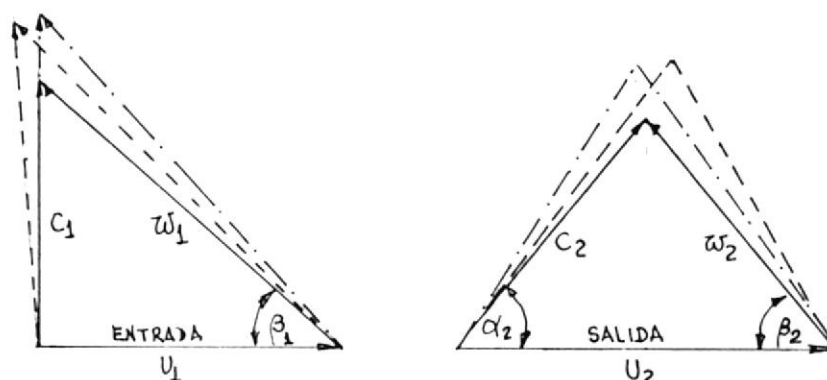


Fig.2.4 Triángulos de velocidades modificado.

2.2.5 *DISEÑO DEL RODETE.* -

Del estudio realizado previamente, estamos en capacidad de calcular los ángulos de entrada y salida del álabe, el número de álabes; por lo tanto vamos a considerar y combinar estos factores para determinar la forma del impeller para una óptima eficiencia.

Un impeller queda perfectamente definido si se conoce el diámetro exterior d_2 , el diámetro interior d_1 , la anchura axial de entrada y salida, b_1 y b_2 , diámetro de aspiración, d_a .

Anchura del álabe a la entrada, b_1 :

Antes de la introducción del aire en el rodete, deberá ser girado a través de un ángulo de 90° aproximadamente desde el eje de la succión.

Generalmente, un cambio tan abrupto de dirección, provoca una separación del flujo, lo cual es perjudicial puesto que se considera como una pérdida. Para evitar esto, deberá acelerarse el flujo de la corriente principal, por lo tanto, el área de entrada del impeller $\pi*d_1*b_1$ será más pequeña que la abertura de aspiración $(\pi/4)*d_1^2$; este cambio está designado con la letra griega ϵ .

Así:

$$\boxed{(\pi*d_1^2)/4 = \epsilon*\pi*d_1*b_1}$$

ec. 2.16

Con una aceleración del 20%, es decir, $\epsilon=1.2$
se tiene :

$$b_1=(d_1/4.8)$$

ec. 2.17

La forma de impulsores que permiten tal
aceleración están mostrados en la Fig.2.5

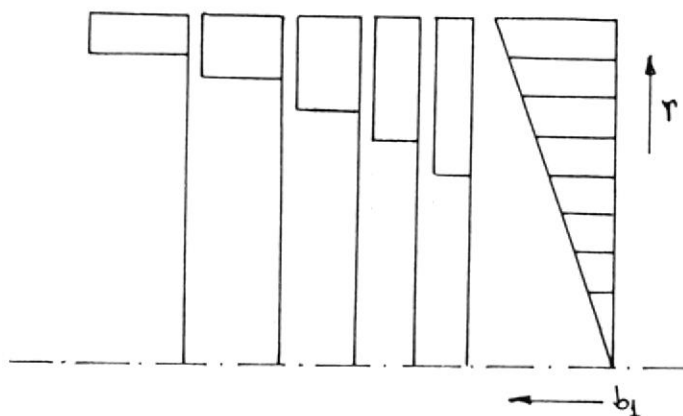


Fig.2.5 Diversas formas de impellers

2.2.6 DIAMETRO DE SALIDA, d_2 .-

El correspondiente diámetro de salida d_2 ,
puede obtenerse utilizando coeficientes, a
partir del gráfico de la Fig.2.6 y

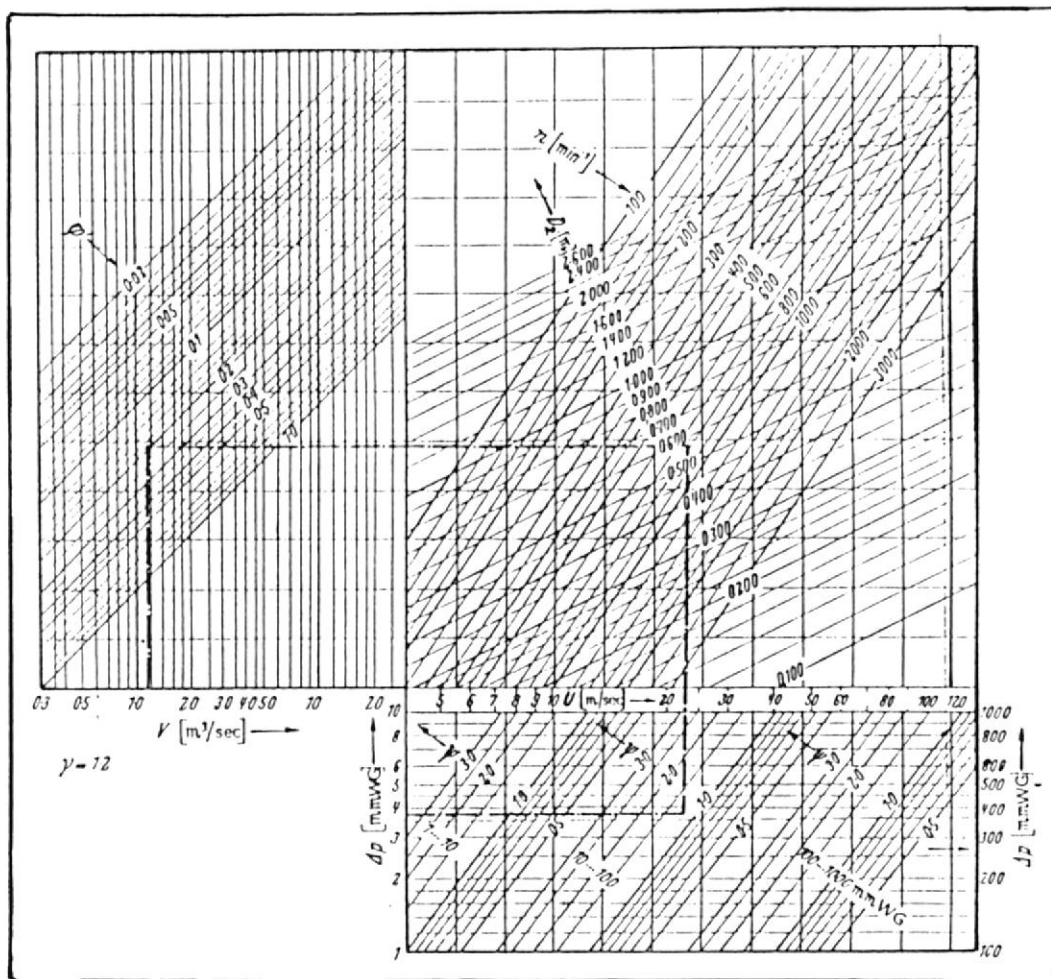


Fig.2.6 Determinacion de las dimensiones del impeller usando coeficientes (Ref.2).

recordando que Eck recomienda utilizar la siguiente relación: $d_1/d_2 = 1.194 (\Gamma)^{1/3}$ válida para una aceleración del 20% donde Γ es un coeficiente de volumen.

2.2.7 DISEÑO DE LA VOLUTA O CARCAZA. -

La voluta tiene la misión de: conducir al fluido desde la entrada del ventilador hasta el rodete, transformar la energía cinética del fluido a energía de presión, y además, conducir el fluido hasta la salida del ventilador.

Cabe mencionar aquí, que en la voluta no se adiciona energía al fluido, sólo se transforma.

La ecuación general de la voluta se fundamenta al igual que la ecuación de Euler en la doble hipótesis de que el flujo es irrotacional e ideal; esta ecuación general presenta la siguiente fórmula (Ref.1):

$$\theta^\circ = \frac{360 \cdot C}{Q} \int_{r_2}^{r_0} (b/r) \cdot dr \quad \text{ec.2.18}$$

donde:

C : es una constante que ya se conoce, pues a la salida del rodete $C = r_2 * C_{3u}$.

θ° : ángulo en grados medido desde la lengua teórica.

Q : caudal total de la voluta.

Algunos autores consideran en el cálculo de la voluta el caudal que recircula por el rodete $Q' = Q / \eta_{fivol}$ de tal manera que se sobredimensiona la voluta para considerar las pérdidas.

Para el caso de un ventilador que posee una voluta limitada por placas paralelas ($b = b_3 =$ constante), donde el ancho de la caja espiral b_3 se escoje por la relación: $b_3 = (3-6)b_2$ de tal forma que para este caso de placas paralelas, que resulta el más económico se tiene:

$$r_\theta = r_2 * \exp(Q / 360 * C * b) \theta^\circ$$

ec.2.19

Con el objeto de evitar las turbulencias o ruidos, además de dar al flujo oportunidad

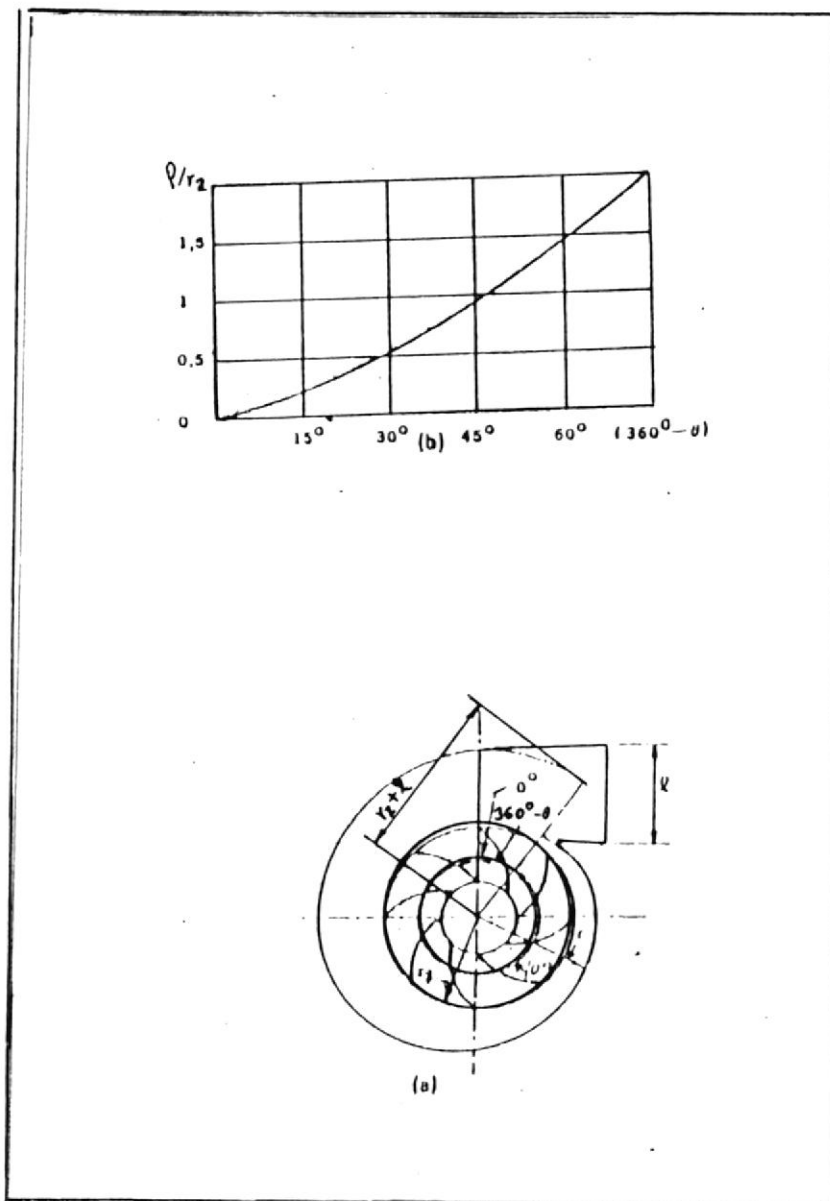


Fig.2.7 Relación l/r (Ref.1)

para que se ajuste antes de llegar al rodete, el comienzo de la lengua real se lo hace cuando $\theta=0^\circ$ y r vale entre 5 y 10% mayor que r_2 .

Así también, la caja espiral no llega hasta los 360° sino que termina un poco antes. La diferencia $360-\theta^\circ$ puede quedar como sigue:

- * entre $75 - 45^\circ$ para ventiladores de baja presión.
- * entre $45 - 30^\circ$ para ventiladores de media presión.
- * entre $30 - 15^\circ$ para ventiladores de alta presión.

Además esta diferencia depende de la relación l/r que se tenga, como se indica en la Fig.2.7

2.2.7 EFECTO DE LA COMPRESION DEL AIRE.

Cuando se tiene un ventilador que gira a altas revoluciones, se tendrá por consiguiente mayores presiones; de esta forma habrá un cambio notable en la densidad del aire que deberá tomarse en cuenta, o en su

defecto saber hasta que punto la simplificación densidad (δ) = constante es válida. De la conocida ecuación para la velocidad del sonido :

$$a = \sqrt{dp/d\epsilon} \quad \text{ec. 2.20}$$

Se tiene entonces que:

$$a = \sqrt{\Delta p / \Delta \epsilon}$$

donde :

$$\Delta p = \epsilon / 2 * c^2$$

ϵ = densidad del medio.

c = velocidad de estancamiento

El cambio que sufre la densidad original está dada por la siguiente proporción:

$$\Delta \epsilon / \epsilon = \Delta \delta / \delta = 1/2(c/a)^2$$

donde δ = densidad del aire.

De acuerdo a los cambios de presión, en los álabes, es de esperar, tal vez errores en nuestros cálculos:

Los errores se introducen al calcular la presión dinámica de acuerdo a la ecuación

$$\Delta p = 1/2 \rho c^2.$$

Su valor exacto está dado por :

$$\Delta p = ((\delta * c^2) / 2) * [1 + \frac{1}{4} (c/a)^2]$$

Por lo tanto el error es:

$$\boxed{\frac{\Delta[\Delta p]}{\Delta p} = \frac{1}{4} (c/a)^2} \quad \text{ec. 2.21}$$

El porcentaje de error se muestra a continuación:

Veloc. (m/seg)	50	100	150	200
$(\Delta \delta / \delta) * 100$	1.21	4.8	11.65	20.8
$\frac{\Delta[\Delta p]}{\Delta p} * 100$	0.605	2.4	5.825	10.4

La tabla demuestra la validez de ignorar o despreciar los efectos de compresión, por ejemplo, el error es de 2.5% para 100 m/seg. y de 10% para 200 m/seg.

Conclusión : el efecto de compresibilidad es

despreciable para propósitos prácticos, suministrando una velocidad dentro de cualquier punto del ventilador bajo 100 m/s.

2.3 VENTILADORES

Puede considerarse al ventilador como una bomba que en vez de bombear líquido, bombea gas y forma parte principal de las turbomáquinas.

Cabe aquí hacer una distinción, entre ventiladores y turbocompresores o compresores simplemente: en el diseño de los ventiladores se asume que el cambio en la densidad del gas a su paso por el ventilador es despreciable, es decir, que δ se mantiene constante.

Si el gas puede comprimirse, y, por ende cambiar ostensiblemente su densidad, la máquina se denomina entonces turbocompresor. La línea de frontera entre el turbocompresor y ventilador es convencional: si Δp es menor que 40 pulg. de columna de agua, el efecto de compresibilidad es despreciable, y la máquina se considera un ventilador.

2.3.1 TIPOS DE VENTILADORES.-

Según la presión total desarrollada, se tiene los siguientes tipos:

- Ventilador de baja presión: presión total desarrollada inferior a 4 pulg. de agua.
- De media presión; presión total superior a 4 e inferior a 12 pulg. de agua.
- De alta presión; presión total desarrollada superior a 12 e inferior a 40 pulg. de agua.

2.3.1.1 VENTILADORES CENTRIFUGOS.-

Un ventilador centrífugo crea una presión y movimiento del aire parcialmente por acción centrífuga y parcialmente por la velocidad de rotación. Como se muestra en la Fig.2.8, las fuerzas centrífugas son creadas por rotación de la columna de aire encerrada entre los álabes y originan una velocidad radial (V_r).

Hay también una componente tangencial de la velocidad (U)

debido a la rotación del rotor.

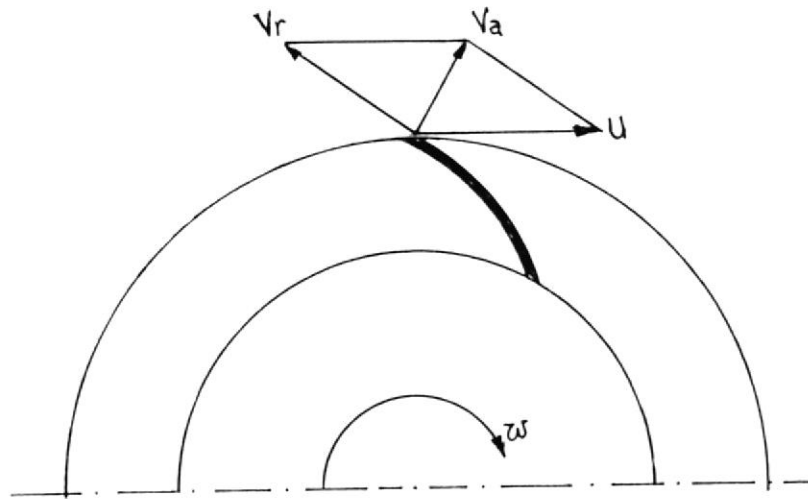


Fig. 2.8 Velocidades en un ventilador centrífugo.

Dentro de los ventiladores centrífugos, tenemos:

Ventiladores de álabes curvados hacia adelante. -

Sus principales características son:

tienen gran número de álabes, rendimiento bajo, poco ruido, posee

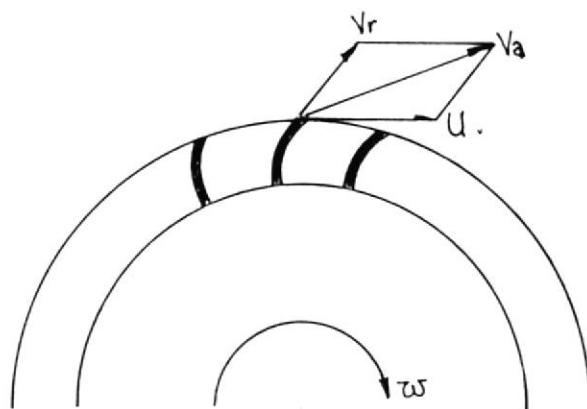


Fig. 2.9 Alabes curvados hacia adelante.

mayor caudal para una velocidad determinada.

Ventiladores de álabes curvados hacia atrás. -

Presentan un nivel de ruido bajo, además, su presión y caudal es inferior al anterior. Este tipo de ventilador es algo más eficiente que el estudiado anteriormente.

Según B. Eck (Ref.2), para la conducción de material granular, como es el caso del transporte neumático,

recomienda utilizar este tipo de ventilador, por lo tanto, el diseño que se hará posteriormente, será de uno de álabes curvados hacia atrás.

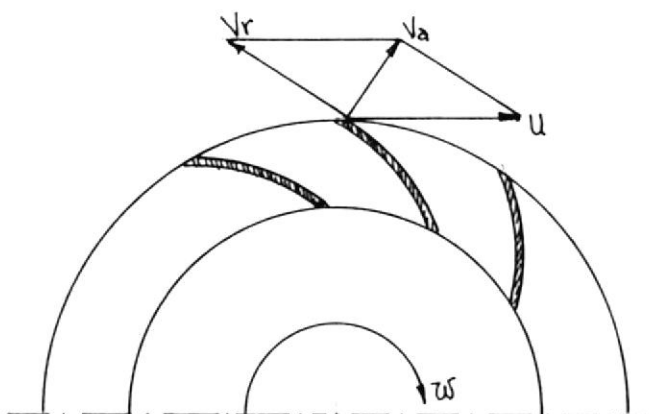


Fig.2.10 Alabes curvados hacia atrás.

Ventiladores de álabes radiales.

Sus características de autolimpieza lo hacen apto para manipular aire cargado de polvo o para aplicaciones donde pasa polvo pesado a través del ventilador.

Tiene características de presión y velocidad intermedia entre los ventiladores mencionados anteriormente. Además poseen menor

número de álabes que los anteriores.

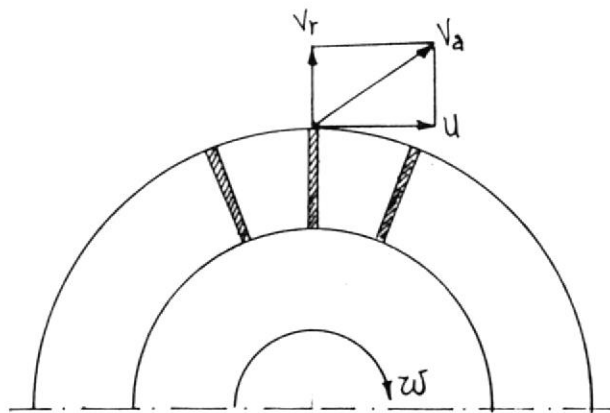


Fig. 2.11 Alabes radiales.

2.3.1.2 VENTILADORES AXIALES. -

Esta clase de ventiladores, producen presión debido al cambio en la velocidad del aire en su paso a través del impulsor, éste puede tener álabes de espesor uniforme de forma aerofoil hueca o sólida. Las formas aerodinámicas le dan mayor eficiencia y bajo nivel de ruido.

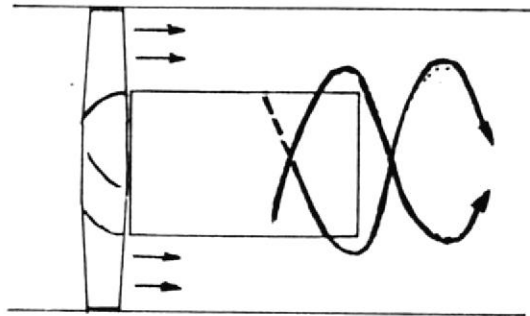


Fig. 2.12 Ventilador Axial (Ref.8)

2.3.3.3 VENTILADORES DE DISEÑO ESPECIAL.-

a. Aerofoil - Centrífugo de álabes curvados hacia atrás.

Tiene variaciones en sus características de un fabricante a otro, dependiendo de la forma del álabes. Sin embargo, cuando el álabes es apropiadamente diseñado, el ventilador es mucho más silencioso, tiene más eficiencia y puede funcionar sin pulsaciones dentro de un rango

más amplio.

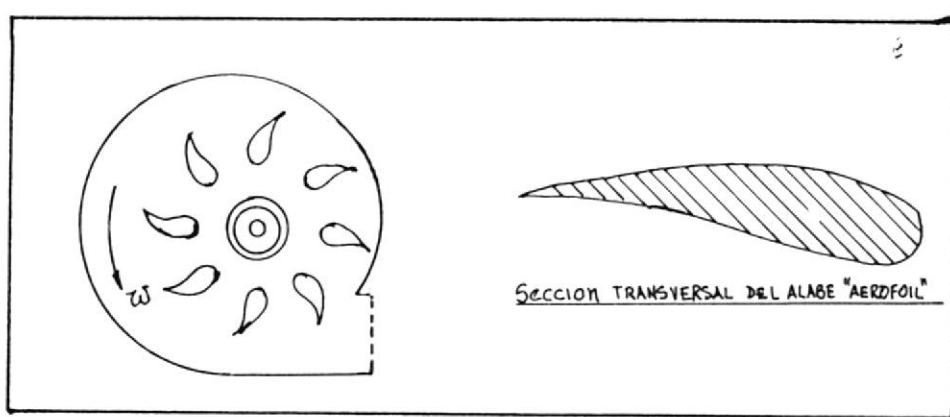


Fig.2.13 Ventilador del tipo aerofoil (Ref.8)

b. Tubular.

Este es un tipo de ventilador centrífugo de álabes curvados hacia atrás, pero con una carcasa especial que le permite un ahorro de espacio en la línea de instalación del ducto. Este ventilador se utiliza para sistemas de retorno de aire en ventilación.

2.4 TUBO VENTURI. -



Este será el artefacto empleado para reducir la presión aguas abajo del ventilador de tal forma de lograr la alimentación del producto al sistema.

2.4.1 *Definiciones.* -

El tubo Venturi puede tener dos formas: el tipo cónico y el tipo tobera; este último consta de cinco partes:

1. Una entrada cilíndrica corta que tiene el mismo diámetro de la tubería corriente arriba.
2. El cono de entrada con un ángulo $\alpha = 21 \pm 2^\circ$ unido a la curva por una curva suave.
3. Un área de sección mínima, denominada garganta. Está unida al cono de entrada por una curva suave tangencial a la superficie del cono y el cilindro. El diámetro de la garganta deberá estar entre 0.224 y 0.742 veces el diámetro del tubo a la entrada (Ref.17):

$$d_g = (0.224 - 0.742)D \quad \text{ec.2.22}$$

4. El extremo de la garganta está unido a un cono de salida, que tiene un ángulo entre

5 y 15 grados.

5. El cono de salida, está unido a otra parte cilíndrica corta que a su vez se une con el diámetro de la tubería principal.

La mayor parte de los venturís pueden fabricarse de hierro fundido, también pueden hacerse de madera, concreto o tubos de acero soldados.

2.4.2 Normas y medidas estandarizadas. -

La Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos entre otras Instituciones científicas ha dictado normas que deben seguirse para la construcción de venturís; en la Fig.2.13 puede apreciarse las diferentes medidas que deben cumplirse durante el proceso de fabricación.

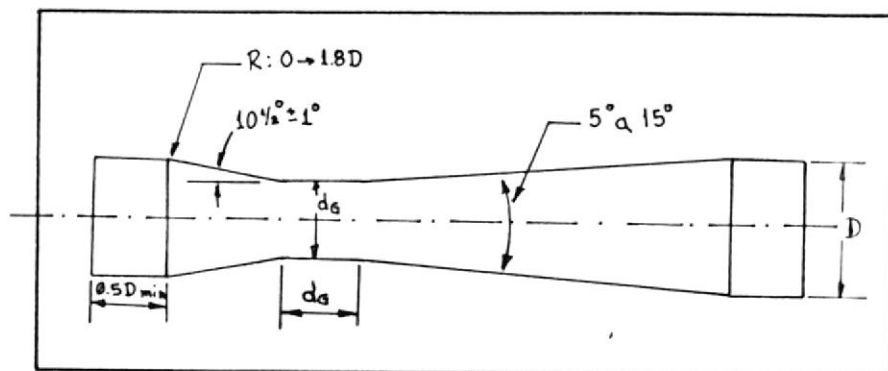


Fig. 2.14 Tubo Venturi

2.5 FLUJO DE DOS FASES (GASES Y SÓLIDOS) .-

Para el flujo de gases y sólidos en un tubo horizontal hay diversos modos posibles de flujo, dependiendo sobre todo de la *densidad* de los sólidos, relación del peso del sólido al aire y velocidad del aire.

Con sólidos de baja densidad o baja relación del sólido al aire (en peso) y altas velocidades del aire, los sólidos pueden ser completamente suspendidos, y dispersados regular y uniforme sobre la sección transversal del tubo.

Con baja razón de sólido a aire y baja velocidad del aire, los sólidos pueden rebotar desde el lecho a lo largo del ducto.

Con altas relaciones de sólido a aire y bajas velocidades de éste, los sólidos pueden depositarse en el fondo del tubo y formar *dunas*, con las partículas moviéndose de duna a duna, o a su vez en forma muy lenta, dependiendo sobre todo de la naturaleza de las partículas.

Ninguna correlación única está disponible para la predicción de la velocidad mínima de transporte para

todas las relaciones de sólido/aire en *tubos horizontales*.

Para bajas relaciones (en peso) de sólido a gas, tales como las usadas en el transporte neumático convencional, la mínima velocidad de traslado puede ser estimada por la siguiente ecuación propuesta por Dalla Valle, basadas en pruebas de transporte de partículas de menos de 0.32" de tamaño (diámetro) y densidades menores que 165 lb/pie³ usando aire como medio de transporte (Ref.14):

$$V_{o,h} = 270 \left[\frac{\delta_s}{\delta_s + 62.3} \right] D_s^{0.40} \quad \text{ec.2.23}$$

donde:

$V_{o,h}$ = velocidad mínima de transporte, pie/seg.

δ_s = densidad de las partículas sólidas, lb/pie³

D_s = diámetro más grande de la partícula a ser transportada, pie.

En la práctica, las velocidades actuales de transporte usadas en sistemas con baja razón de

sólido/gas (<10), es decir en transportadores neumáticos convencionales, están generalmente sobre los 50 pie/seg.

2.5.1 *FASE DENSA.* -

Cuando la razón de flujo de fluido a través del ducto, alcanza el punto donde las partículas empiezan a moverse, la condición del lecho es usualmente denominado como **fluidización incipiente, o inicio de fluidización**. Un lecho, el cual ha sido llevado más allá del punto de fluidización incipiente es denominado un lecho fluidizado de **fase densa**.

2.5.2 *FASE DILUIDA.* -

Cuando la velocidad del fluido a través del ducto, está justo encima del valor requerido para el inicio de la fluidización, el sistema permanece en estado inactivo. Para velocidades más altas del fluido una cantidad de mezcla tiene lugar.

Para velocidades del fluido considerablemente más altas, el lecho se expande a una

condición de **dilución** de los sólidos con un transporte continuo de éstos, este estado se conoce como de **fase diluída**; en esta fase los sólidos se mueven con respecto al conducto o tubería, ejemplo de esto es el transporte neumático convencional. La fase diluída está caracterizada por el flujo de bajas relaciones de sólido/gas.

2.6 *PRINCIPIOS DE TRANSPORTE NEUMATICO EN TUBERIAS.*

Se analizan aquí los principios más importantes en el diseño de sistemas neumáticos de transporte de mezclas de sólidos-fluídos. En la tecnología moderna del transporte de sólidos, más específicamente gramíneas, la transportación por tuberías, parece ganar más interés a pesar de algunas desventajas que son propias e inherentes de la mecánica de fluídos.

El transporte de sólidos por medio de mecanismos fluídos, o, fluídos simplemente, significa llevar y transportar sólidos usando las **fuerzas** del medio transportador, es decir del fluído; estas fuerzas son el arrastre y la presión. El medio transportador puede ser un líquido o un gas; en el presente trabajo se realizará el diseño utilizando las

propiedades del aire.

La fuerza de arrastre F_D , de una partícula sólida en un fluido, es proporcional a la densidad de éste, δ_f , la sección transversal de la partícula sólida, A , y el cuadrado de la velocidad relativa del fluido (diferencia entre la velocidad del fluido y la velocidad del sólido $V_f - V_s$). El coeficiente de arrastre C_d es un factor de proporcionalidad y es una función del número de Reynolds (Ref.16):

$$F_D = (C_d(Re_s) \cdot \delta_a) / 2 (V_a - V_s)^2 \cdot \pi \cdot d_p^2 / 4 \quad \text{ec.2.24}$$

El coeficiente de arrastre se lo puede obtener con una buena aproximación con la siguiente expresión (Ref.16):

$$C_d = 24/Re_s + 4/(Re_s)^2 + 0.40 \quad \text{ec.2.25}$$

El coeficiente de arrastre, C_d , para una partícula con bordes afilados es comparativamente independiente del número de Reynolds y tiene valores cercanos a 1.0 (Ref.3).

El coeficiente de arrastre para cuerpos redondos,

tales como esferas y cilindros largos varía con el número de Reynolds, pero, para típicas aplicaciones de transporte neumático, un valor de 0.50 para esferas y 1.0 para cilindros pueden usualmente ser justificados (Ref.3).

En las anteriores ecuaciones:

F_D = fuerza de arrastre, lb

C_d = coeficiente de arrastre, adimensional.

Re_e = número de Reynolds, adimensional.

δ_a = densidad del aire, lb/pie³.

V_e = velocidad del sólido, pie/seg.

V_a = velocidad del aire, pie/seg.

d_e = densidad de la partícula, lb/pie³.

2.6.1 TRANSPORTE HORIZONTAL

La caída de presión total en un ducto *horizontal* puede ser considerada como la suma de las siguientes caídas de presión individuales:

1. Por aceleración del material hasta la velocidad de transporte.
2. Por aceleración del aire .
3. Por fricción entre el gas y la pared del

tubo.

4. Por fricción combinada entre las partículas y las paredes del tubo, entre el gas y las partículas y entre las partículas, asumiendo que esta fricción puede ser expresada por una ecuación del tipo de *factor de fricción*.

El factor de fricción, puede ser relacionado con el coeficiente de arrastre por medio de un balance de fuerzas sobre una partícula en el tubo.

Aunque la igualdad $V_r = V_f$ se cumple para rutas verticales, esto no se cumple en trazados horizontales. *Gasterstadt* obtuvo que (Ref.3):

$$V_r = V_f(0.18 + 0.000065 \cdot V_a) \quad \text{ec.2.26}$$

para rutas horizontales, donde V_a es la velocidad del aire en pie/min.

La velocidad del material se define como la velocidad del aire menos la velocidad relativa:

$$V_m = V_a - V_r \quad \text{ec.2.27}$$

La velocidad del material en un tubo horizontal es generalmente algo mayor que en un tubo vertical.

La tabla I, muestra varias velocidades del aire comúnmente aceptadas para transporte de varios materiales. Estos datos, incluyen un amplio *margen de seguridad* para evitar el atascamiento.

Como una regla de dedo, se sugiere que, materiales con densidades de 25 a 75 lb/pie³ pueden ser transportados *satisfactoriamente* con una velocidad del aire de 5000 pie/min.

2.6.2 TRANSPORTE VERTICAL.

Una partícula individual, puede ser considerada aerodinámicamente y derivar así una velocidad de *flotación*. La fórmula para una partícula de cualquier configuración con un volumen V_p y un área proyectada A_p , en una corriente de aire vertical es (Ref.3):

$$V_f = \sqrt{\frac{2 * g * \delta_p * V_p}{C_d * \delta_a * A_p}} \quad \text{ec.2.28}$$

Para flujo de gases y sólidos hacia arriba en



tuberías verticales, la mínima velocidad de transporte para relaciones bajas (en peso) de sólido/gas, puede ser estimada por la siguiente ecuación propuesta por Dalla Valle (Ref.14):

$$V_{ov} = 910 \left[\frac{\delta_p}{\delta_p + 62.3} \right] * d_p^{0.60} \quad \text{ec.2.29}$$

En las anteriores ecuaciones :

V_{ov} = velocidad mínima de transporte, pie/seg.

δ_p = densidad de la partícula sólida, lb/pie³.

d_p = diámetro promedio de de la partícula a ser transportada, pies.

V_f = velocidad de flotación, pie/seg.

δ_a = densidad del aire, lb/pie³.

V_p = volumen de la partícula, pie³.

A_p = área proyectada, pie².

Se tiene además, que la velocidad relativa V_r del producto y el aire es igual a la velocidad de flotación, para el caso de tubos horizontales:

$$V_r = V_f$$

La caída de presión total en tubos

verticales, puede ser considerada como la suma de las caídas individuales de presión:

1. Por aceleración del gas a la velocidad de transporte, ec.
2. Por aceleración de las partículas sólidas, ec.
3. Por fricción entre el gas y las paredes del tubo, ec.
4. Por fricción combinada entre las partículas y la pared del tubo, y como indican las ecuaciones:
5. Por pérdidas en accesorios (codos, tes, etc)
6. Por pérdidas a la salida del ducto.

Pérdidas en codos a 90°:

La presión Δp_{180° necesaria para mover el material alrededor de un codo a 90° es :

$$\Delta p_{180^\circ} = \frac{FF \cdot W_m \cdot V_m^2 \cdot \pi \cdot r}{2 \cdot g \cdot 69.2 \cdot W_a \cdot r} \approx \pi \cdot FF \cdot R \cdot P_{vcod} \quad \text{ec.2.30}$$

donde FF es el factor de fricción para materiales deslizándose sobre acero obtenible de la Tabla I.

El valor P_{vcod} se evalúa calculando las presiones de velocidad en todos los codos del sistema a saber:

Velocidad que sale del codo = $0.8 * \text{Velocidad del material}$ ($V_{sal} = 0.8 * V_m$)

Velocidad promedio = $(V_m + V_{sal}) / 2$, luego se calcula la presión de velocidad promedio en cada uno de los codos con la ecuación:

$$PV = (V / 4005)^2 , \quad V \text{ está en pie/min.}$$

luego se hace una sumatoria de todas estas presiones de velocidad promedio, que es el término P_{vcod} en la ecuación 2.30.

Cabe destacar aquí que se ha asumido que los codos utilizados tienen un radio de curvatura entre 4 y 6 veces el diámetro.

Pérdidas por fricción del fluido.-

Las pérdidas friccionales se deben a la viscosidad del fluido y resultan del intercambio de momentum entre las moléculas en flujo laminar y entre partículas moviéndose a diferentes velocidades en flujo turbulento.

Para flujo de fluidos en *ductos*, la pérdida por fricción puede ser calculada por la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta P_{fr} = F_d * \left[\frac{12 * LT}{D} \right] \left[\frac{V_a}{4005} \right]^2 \quad \text{ec.2.31}$$

donde:

ΔP_{fr} = pérdidas por fricción, en términos de presión total, pulg. de agua.

F_d = factor de arrastre, adimensional obtenible gráficamente del diagrama de Moody (Ver Apendice A).

LT = longitud total del ducto, pies.

D = diámetro del ducto, pulg.

V_a = velocidad del aire, pie/min.

En regiones completamente turbulentas, el factor de fricción depende de la rugosidad relativa de la pared del tubo, independiente del número de Reynolds. Existe una zona de transición entre la regiones laminar y turbulenta completamente desarrollada; en esta zona, el factor de fricción F_d es calculado por la ecuación de Colebrook:

$$\frac{1}{f(F_a)} = -2 \cdot \log \left[\frac{12 \cdot \epsilon}{3.7 \cdot D} + \frac{2.51}{Re \cdot f(F_a)} \right] \quad \text{ec.2.32}$$

donde :

ϵ = rugosidad absoluta del material del ducto, pies

Re= Número de Reynolds, $(5 \cdot \delta \cdot V_a \cdot D / \mu)$, adimensional.

μ = viscosidad dinámica del aire, lbm/(pie.hora)

δ = densidad del aire, lbm/pie³.

El valor de la variable F_a será determinado usando técnicas iterativas a través del método de Newton - Raphson.

2.7 TRANSPORTADORES MECANICOS. -

Estos transportadores son utilizados ampliamente dentro de la industria química, alimenticia, extractiva, etc; los hay de diferentes tipos, a continuación detallaremos su clasificación.

Tipos de transportadores .-

Se destacarán aquí los más importantes, los restantes son simples variaciones de los estudiados aquí:

2.7.1 *Transportador de Tornillo o Helicoidal.-*

Este tipo de transportador es apropiado para manipular gran variedad de productos, y pueden operar bajo condiciones de carga completa. Es fácil hacerlo hermético al polvo poniéndole una cubierta de lámina, de esta manera se lo hace apto para la industria alimenticia, vea la Fig.2.15.

Generalmente, estos transportadores son horizontales, pero pueden funcionar en posición inclinada, aunque con disminución de la capacidad.

2.7.2 *Transportador de paletas.-*

Esta clase de transportador también es adecuado para cualquier clase de material; consiste de una cadena sinfín especial que tiene fijada, las paletas dentro de un ducto

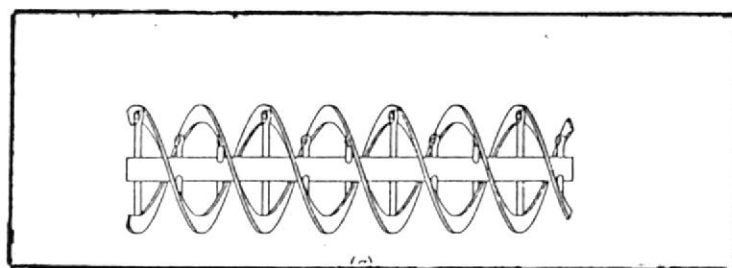


Fig.2.15 Transportador helicoidal. (Ref.19)

rectangular como puede verse en la Fig.2.16.

El material transportado es normalmente de naturaleza granular o pulverulenta. Pueden manejar materiales en una posición inclinada de hasta 30° si tiene las paletas bien profundas y próximas unas a otras.

2.7.3 Transportador de Cinta.-

Esta clase de transportador se adapta bien a los materiales pulverizados y granulados; manejados sobre largas distancias, sobre un plano horizontal o inclinado. Son las unidades más simples para transportar

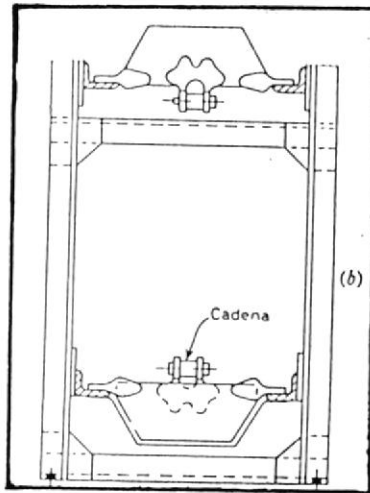


Fig.2.16 Transportador de Paletas (Ref.19).

materiales ya sea en pequeñas o grandes cantidades.

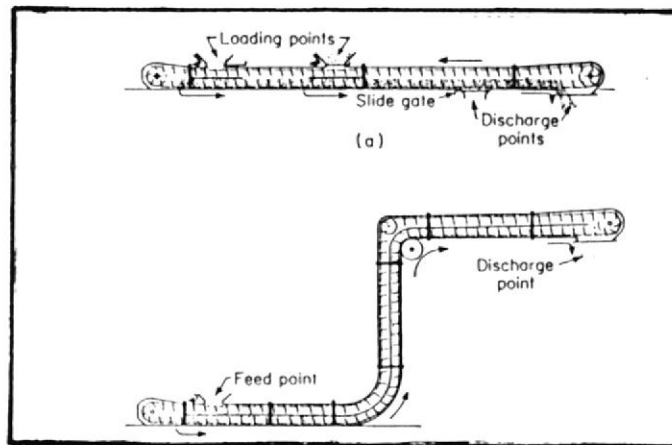


Fig.2.17 Transportador de cinta (Ref.19)

2.7.4 Transportador de canguilones.-

Estos se utilizan para elevar cualquier tipo de material, aunque hay pequeñas excepciones.

Los cubos están espaciados de tal forma que previenen la interferencia ya sea en la carga o en la descarga. Son apropiados para manejar granos, arenas y químicos secos.

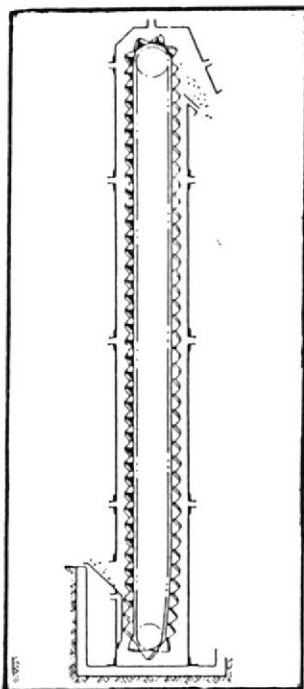


Fig.2.18 Transportador de canguilones (Ref.19).

2.8 TOLVAS.-

2.8.1 Características de Flujo del Material

Dos importantes definiciones de las

características de flujo del recipiente de almacenamiento, son el *flujo de masa*, el cual significa que todo el material en el recipiente se mueve siempre que algo de él es retirado.

Debe considerarse, además, el *flujo de embudo*, el cual ocurre cuando solamente una porción del material fluye (generalmente en un canal en el centro del sistema) cuando el material es desalojado.

Tolvas con características de flujo de masa, son las más requeridas: el material fluye por sí solo, siempre que la puerta del fondo es abierta.

Un método común para el diseño de tolvas, es medir el ángulo de reposo (Φ), (Fig.2.19).

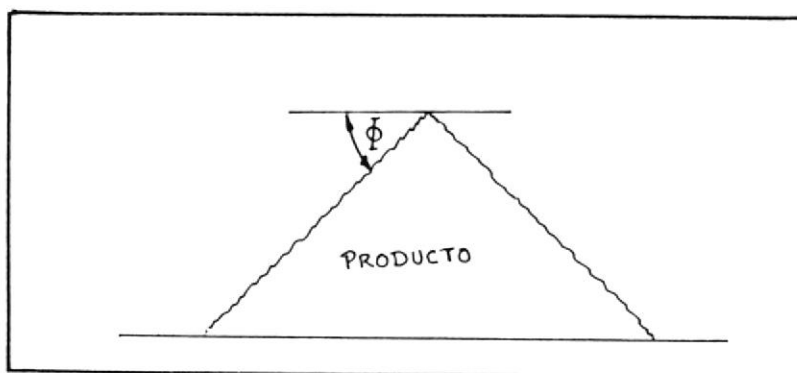


Fig.2.19 Ángulo de Reposo.



Esta es la propiedad más familiar de flujo de un sólido seco, está definido como el ángulo constante a la horizontal, medido en un montículo cónico del material. La relación del flujo al ángulo de reposo es como sigue:

Los granos de flujo libre tendrán un ángulo (Φ) en el rango de 25 a 35 grados; de 38 a 45 grados están los polvos granulados de flujo regular. A menor valor de Φ , el sólido será más fluidizable (Ref.18).

2.8.2 TIPOS DE TOLVAS. -

A continuación se presentan distintas formas de tolvas, que pueden ser utilizadas para alimentación de material.

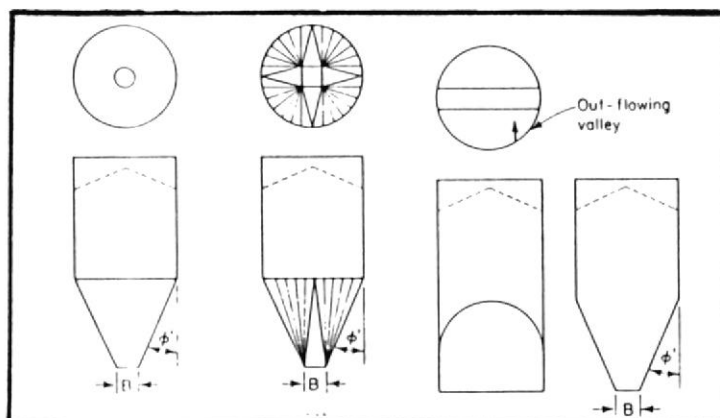


Fig.2.20 Tipos de Tolvas (Ref.14).

2.8.3 CRITERIOS PARA EL DESARROLLO DE FLUJO EN UNA TOLVA. -

Suponiendo que la boca de salida de la tolva es suficientemente grande para que el flujo ocurra; el flujo másico requiere que se cumplan las dos condiciones siguientes:

- i).- La tolva debe ser lo suficientemente inclinada -es suficiente proveer pendiente de 45° para la tolva- y lisa para que el campo de presiones de flujo para un campo radial se desarrolle dentro de la tolva.
- ii).- Las presiones ejercidas por el sólido en la parte cilíndrica (o rectangular) de la tolva deben ser iguales o mayores que las presiones radiales.

2.8.4 CRITERIOS DE DISEÑO. -

El criterio usado por Jenike permite un análisis ingenieril-económico del almacenaje y suministro, los métodos cuantitativos son usados para determinar (Ref.14):

- 1.- Si la tolva funcionará como de *flujo de masa* o *flujo de embudo*.
- 2.- Las dimensiones exteriores de la tolva, de suerte que el grano fluya.

La relación entre el flujo de masa y embudo para tolvas cónicas es mostrada en la Fig.2.21. El ángulo de fricción cinemática, Ω , -el cual es una medida del coeficiente de fricción entre el sólido y el material usado en la construcción de la tolva-. El grado de acabado de la superficie del metal puede tener un gran efecto en determinar si el recipiente funcionará en flujo de masa o en flujo de embudo.

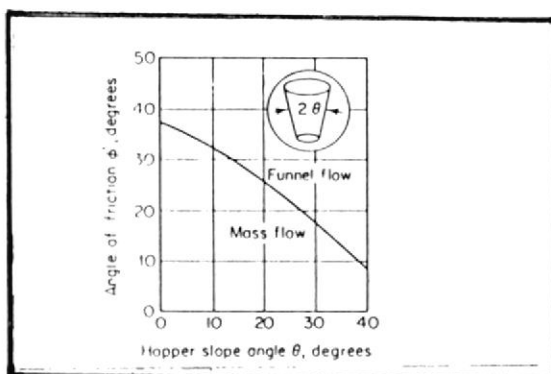


Fig. 2.21 Relación entre el flujo de masa y el flujo de embudo (Ref.14)

Cuando ocurre un aglutinamiento del material, ya sea debido a la forma de la tolva o a las propiedades cohesivas del producto, se forma un arco que es capaz de soportar un esfuerzo considerable. Se tiene entonces una transferencia de carga a las paredes de la tolva; lo cual hace que el coeficiente cinemático de fricción se incremente. El resultado neto es que este arco o domo, impide cualquier flujo desde el recipiente; deberá entonces aplicarse una fuerza de tal forma que el arco se colapse y el flujo empiece aunque sea erráticamente.

CAPITULO III

DISEÑO Y CALCULOS

3.1 SELECCION DE LAS VELOCIDADES DE SUSPENSION.

Para efectos de la selección de las velocidades de suspensión, se recurre a la Tabla I, donde se muestran valores de velocidades en pie/min para diferentes gramíneas. Estos valores ya consideran un amplio margen de seguridad para evitar el atascamiento. Para el caso del arroz, se toman los siguientes valores:

$V_a=5000$ pie/min ; $FF=0.4$ y $\delta_m = 66.67$ lb/pie³ (datos tomados de la Tabla II).

3.2 CALCULO DE LA CAPACIDAD DEL TRANSPORTADOR.

En realidad esto ya es un dato conocido inicialmente puesto que las necesidades de transporte de la planta son de 240 qq/hora; por lo tanto se tiene:

$W_m=240$ qq/hora= 24000 lb/hr

$W_m=400$ lb/min

TABLA I

Velocidades del aire para transporte de varios materiales.

MATERIAL	VELOCIDAD (Pie/min)
Habichuelas	5000
Corcho	3000
Oxido de hierro.....	6500
Avena	4500
Papel.....	5000
Trapos	4500
Caucho	4500
Sal	5500
Maiz	5600
Trigo	5800
Madera pulverizada.....	4000
Azúcar.....	7000
Arena	9000
Hilachas de cuero.....	3500
Virutas de pulpa, secas	6000
Granos	5000

(Tomado de Fan Engineering Buffalo Forge Co
& Kent's Mechanical Engineering Handbook).

TABLA II

Coeficientes de fricción y densidades para varios productos deslizando sobre acero.

PRODUCTOS	FF	δ (lb/pie ³)
Granulos de caseína.....	0.6	40
Cacao en grano.....	0.5	37
Cacao picado.....	0.5	32
Café en grano.....	0.5	42
Maiz	0.4	45
Avena.....	0.4	26
Arroz.....	0.4	50
Sal granulada.....	0.6	81
Soya en granos.....	0.4	47
Trigo	0.4	48
Germen de trigo.....	0.6	32
Virutas de madera, seca... 0.7		20

Tomado de Fan Engineering; Buffalo Forge Co.

3.3 CALCULO DE LAS CAIDAS DE PRESION EN EL DUCTO.

El esquema propuesto es el siguiente (Ver apendice B):

Alimentador Venturi; 60.96 m de trayectoria horizontal; codo a 90°; 6.096 m verticales; codo a 90°; 3.048 m horizontales ; codo a 90°; 1.219 m hacia abajo; salida.(Ver apéndice B).

Tasa a transportar: $W_m=181.4$ kg/min.

$$\delta_a = 1.14 \text{ kg/m}^3$$

$$\delta_m = 1067.7 \text{ kg/m}^3$$

$$LTH = 64 \text{ m}$$

$$LTV = 7.31 \text{ m.}$$

$$A_p = 2.06 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ .(promedio)}$$

$$V_p = 6.55 \times 10^{-8} \text{ m}^3 \text{ .}$$

$$C_d = 1.0$$

$$FF = 0.4$$

Se calculamos primeramente la presión de velocidad del aire:

$$PV_a = (V_a/4005)^2 = (5000/4005)^2 = 1.56 \text{ pul.agua.}$$

$$PV_a = 388.52 \text{ N/m}^2 \text{ .}$$

Velocidad de flotación, V_f (ec.2.29):

$$V_f = 60 * ((2 * 32.2 * 66.67 * 0.004) / (1.0 * 0.075 * 0.032 * 12)) * *$$

$$V_f = 1465.1874 \text{ pie/min.}$$

$$V_f = 7.44 \text{ m/seg.}$$

Velocidad relativa, V_r (ec.2.27):

$$V_r = 1465.1874 * (0.18 + 0.000065 * 5000) = 739.9196 \text{ pie/min}$$

$$V_r = 3.76 \text{ m/seg.}$$

Velocidad del material:

$$1. V_m = V_a - V_r \text{ (ruta horizontal)}$$

$$2. V_m = V_a - V_f \text{ (ruta vertical)}$$

$$V_{mho} = 5000 - 739.9196 = 4260.0804 \text{ pie/min}$$

$$V_{mho} = 21.64 \text{ m/seg.}$$

$$P_{V_{mho}} = (4260.0804 / 4005)^2 = 1.1314 \text{ pulg.agua.}$$

$$P_{V_{mho}} = 281.78 \text{ N/m}^2.$$

$$V_{mve} = 5000 - 1465.1874 = 3534.81 \text{ pie/min.}$$

$$V_{mve} = 17.95 \text{ m/seg.}$$

$$P_{V_{ve}} = (3534.81 / 4005)^2 = 0.78 \text{ pulg.agua}$$

$$P_{V_{ve}} = 194.26 \text{ N/m}^2.$$

Cálculo de la velocidad en los codos:

$$1^{\text{er}} \text{ codo: } V_{sal} = 0.8 * V_{ent}$$

$$V_{sal1} = 0.8 * 4260.0804 = 3408.06 \text{ pie/min}$$

$$\text{entonces } P_{V_{sal1}} = (3408.06 / 4005)^2 = 0.72 \text{ pul.agua}$$

$$V_{pr} = (V_{sal} + V_{ent}) / 2 = (3408.06 + 4260.0804) / 2 =$$

$$V_{pr} = 3834.07 \text{ pie/min}$$

$$P_{V_{pr}} = (3834.07 / 4005)^2 = 0.92 \text{ pul.agua}$$

$$2^{\text{do}} \text{ codo: } V_{sal2} = 0.8 * 3534.81 = 2827.85 \text{ pie/min}$$

$$P_{V_{sal2}} = (2827.85 / 4005)^2 = 0.50 \text{ pul.agua}$$

$$V_{pr} = (2827.85 + 3534.81) / 2 = 3181.33 \text{ pie/min}$$

$$PV_{pr} = (3181.33 / 4005)^2 = 0.63 \text{ pul.agua.}$$

$$3^{\text{er}} \text{ codo: } V_{sal3} = 0.8 * 4260.0804 = 3408.06 \text{ pie/min}$$

$$PV_{sal3} = 0.72 \text{ pulg.agua}$$

$$V_{pr} = 3834.07 \text{ pie/min ; } PV_{pr} = 0.92 \text{ pul.agua.}$$

$$\text{Flujo de material} = W_m = 400 \text{ lb/min}$$

Flujo másico de aire:

$$W_a = \delta_a * A * V_a \quad ; \quad A = \pi * d^2 / 4$$

Se elige un diámetro de tubo de 9 pulg.

$$A = 0.4410 \text{ pie}^2 .$$

$$W_a = 0.075 * 0.4410 * 5000 = 165.68 \text{ pie/min}$$

Carga de material:

$$R = W_m / W_a$$

$$R = 400 / 165.68 = 2.41$$

Pérdidas debido al flujo de material:

Verticales

$$\Delta P_l = R * LTV / 69.2$$

$$\Delta P_l = 2.41 * 24 / 69.2 = 0.84 \text{ pul.agua}$$

Horizontales

$$\Delta P_{hl} = R * FF * LTH / 69.2$$

$$\Delta P_{hl} = 2.41 * 0.4 * 210 / 69.2 = 2.93 \text{ pul.agua}$$

Aceleración

Para acelerar desde 0 a 4260.0804 pie/min:

$$\Delta P_{ac} = 1.1314 - 0 = 1.1314 \text{ pul.agua}$$

Para acelerar desde 3408.06 a 3534.81 pie/min:

$$\Delta \text{Pac} = 0.78 - 0.72 = 0.06 \text{ pul. agua}$$

desde 2827.85 a 4260.0804 pie/min:

$$\Delta \text{Pac} = 1.1314 - 0.50 = 0.6314 \text{ pul. agua}$$

desde 3408.06 a 3534.81 pie/min:

$$\Delta \text{Pac} = 0.78 - 0.72 = 0.06 \text{ pul. agua}$$

$$\Delta \text{Pactotal} = \Sigma(\Delta \text{Pac}) = 1.8828 \text{ pul. agua}$$

$$\Delta \text{Pact} = 1.8828 + 10\% \text{ factor de seguridad}$$

$$\Delta \text{Pactotal} = 2.071 \text{ pulg. de agua}$$

Entonces, la perdida por aceleración es:

$$\text{Pac} = R * \Delta \text{Pactotal}$$

$$\text{Pac} = 2.41 * 2.071 = 4.99 \text{ pul. agua}$$



Cálculos de las pérdidas en codos:

$$\text{Pcod} = R * FF * \pi * \Sigma \text{PVpr}$$

$$\Sigma \text{PVpr} = 0.92 + 0.63 + 0.92 = 2.47 \text{ pulg. agua}$$

$$\text{Pcod} = 2.41 * 0.4 * \pi * 2.47 = 7.48 \text{ pulg. agua}$$

Cálculo de la caída de presión debido al flujo de aire:

$$\text{Pfric} = \text{FI} * (12 * \text{LT} / \text{D}) * \text{PVa} \quad (\text{Ec. de Darcy-Weisbach})$$

$$\text{LT} = 234 \text{ pies}$$

$$\text{D} = 9 \text{ pul.}$$

$$\text{PVa} = 1.56 \text{ pulg. agua}$$

FI se lo obtiene de la ecuación de Colebrook, usando

técnicas iterativas:

$$1/f(FI) = -2 \log \left[\left(\frac{12 \cdot \epsilon}{3.7D} \right) + \left(\frac{2.51}{Re f(FI)} \right) \right]$$

ϵ = rugosidad absoluta del acero = 0.00015 pies

Re = número de Reynolds = $5 \cdot \delta_a \cdot V \cdot D / \mu_a$

μ_a = viscosidad dinámica del aire = 0.04392 lb/pie*hr

Reemplazando estos valores se obtiene :

$$FI = 0.022$$

$$P_{fric} = (0.022) \cdot 12 \cdot 234 / 9 \cdot (1.56)$$

$$P_{fric} = 10.6877 \text{ pul.agua}$$

Cálculo de pérdidas a la salida:

$P_{sal} = K \cdot P_{va}$; donde K es una constante que depende de la forma de la salida, en este caso $K=1$.

$$P_{sal} = (5000/4005)^2 = 1.56 \text{ pul.agua}$$

Por lo tanto la caída de presión total es:

$$\Delta P_{tot} = 0.84 + 2.93 + 4.99 + 7.48 + 10.6877 + 1.56 =$$

$$\Delta P_{tot} = 28.4877 \text{ pul.agua}$$

Cálculo de caudal:

$$W_a = \delta_a \cdot V_a \cdot A = 0.075 \cdot 5000 \cdot (\pi \cdot (9/12)^2 / 4) = 165.68 \text{ lb/min.}$$

$$Q = W_a / \delta_a = 165.68 / 0.075 = 2209.067 \text{ CFM}$$

3.4 DIMENSIONAMIENTO DEL VENTURI.

Para el dimensionamiento del tubo Venturi, se parte del hecho de que la velocidad en la garganta deberá ser lo suficientemente alta, tal que la reganancia sea igual a las caídas de presión aguas abajo del venturi (Ref.3):

Por lo tanto:

$$\Delta P_{sr} = K_r * P_{V1} = \Delta P_{tot}$$

K_r = coeficiente de recuperación de presión (Fig.3.1)

Para hallar K_r se necesitan dos datos:

$$A_2/A_1 = (d_2/d_1)^2 \quad ; \quad d_1 = \text{diámetro de la garganta.}$$

$$d_2 = \text{diámetro del tubo mayor.}$$

$$\text{y } L/R_1 \quad ; \quad L = \text{longitud del Venturi.}$$

$$L = 1 \text{ m} = 3.28 \text{ pies.} \quad R_1 = \text{radio de la garganta.}$$

$$d_2 = 9 \text{ pulg.}$$

$$d_1 = 4 \text{ pulg.}$$

$$L/R_1 = 3.28 / (2/12) = 19.68$$

$$(d_2/d_1)^2 = (9/4)^2 = 5.0625$$

Con estos datos se obtiene de la Fig.3.1 :

$$K_r = 0.71$$

Y de la misma Fig.3.1 se obtiene el valor de la efectividad del Venturi:

$$\eta_{ventu} = 0.80$$

$$P_{V1} = \Delta P_{sr} / K_r = 28.4877 / 0.71 = 40.124 \text{ pulg. agua}$$

$$V_1 = 4005 * \sqrt{P_{V1}} = 4005 * \sqrt{40.124} = 25369.075 \text{ pie/min}$$

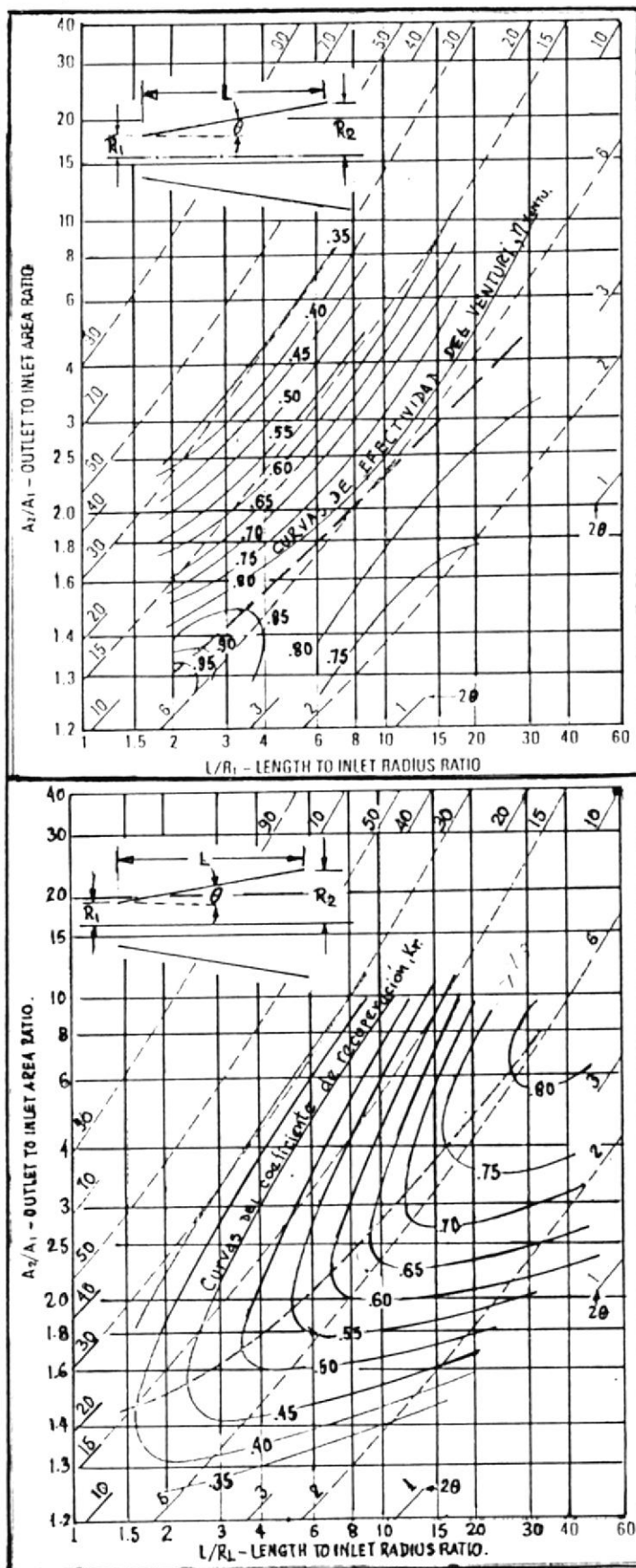


Fig. 3.1 Valores de K_r y efectividad (Ref.3).

Con esta velocidad se recalcula el diámetro de la garganta:

$$d_1 = ((4*Q)/(\pi*V1))^{\frac{1}{4}} = [4*2209.067/\pi*25369.075]^{\frac{1}{4}} =$$

$$d_1 = 0.3329 \text{ pies} = 3.99 \text{ pulg.}$$

Cálculo de las pérdidas en el Venturi:

$$P_{\text{ventu}} = (1 - C_{\text{ventu}})(P_{V1} - P_{V2})$$

$$= (1 - 0.80)(40.124 - 1.56) = 7.71 \text{ pulg. agua.}$$

De esta forma tenemos que la presión total que necesita desarrollar el ventilador es de:

$$\Delta P_{\text{tot}}' = P_{\text{ventu}} + \Delta P_{\text{tot}}$$

$$\Delta P_{\text{tot}}' = 7.71 + 28.4877 = 36.20 \text{ pulg. agua}$$

Los requerimientos del ventilador son:

$$Q = 2209.06 \text{ cfm} = 1.04 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$\Delta P_{\text{tot}} = 36.20 \text{ pulg. agua} \\ = 9015.97 \text{ N/m}^2$$

3.5 DISEÑO DEL VENTILADOR

El diseño de un ventilador, al igual que el diseño de cualquier elemento mecánico, es una mezcla de habilidad y experiencia, de tal forma de hacer

cumplir los requerimientos exigidos de presión y caudal o al menos aproximarse a ellos.

3.5.1 Diseño del Rodete.

El diseño corresponde a un ventilador de aire para condiciones atmosféricas ($T_o = 28^{\circ}\text{C}$, $\delta = 1,14 \text{ Kg/m}^3$), que deberá proporcionar una presión total de 9015.97 N/m^2 , a un caudal de $1.04 \text{ m}^3/\text{seg}$, girando a 3500 Rpm , sin tomar en cuenta algún posible efecto de la compresibilidad del aire.

Los datos iniciales son:

$$Q = 1.04 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$P_{\text{tot}} = 9015.97 \text{ N/m}^2$$

$$H = \Delta P_{\text{tot}} / \delta = 9015.97 / 1,14 = 806.17 \text{ m de col.aire}$$

Cálculos iniciales:

Se trata de un ventilador de alta presión, cuyo número específico de revoluciones en función del caudal es:

$$N_q = N Q^{1/2} H^{-3/4} =$$



BIBLIOTECA

$$3500 \times (1.04)^{1/2} \times (806.17)^{-3/4} =$$

$$N_q = 23.59$$

Con ángulos β_2 de 25° a 90° . El coeficiente de presión $\psi = H / (U^2/2g)$ varía entre 0,9 y 1,2 siendo por tanto su valor medio muy próximo a la unidad; pudiéndose tomar de 0.9 a 1.0 si sólo tiene caja espiral, por lo tanto:

$$U_2 = (2 g H / \psi)^{1/2} = (2 \times 9.81 \times 806.17 / .95)^{1/2}$$

$$U_2 = 129.03 \text{ m/s}$$

$$D_2 = U_2 \times 60 / \pi \times N = 129.03 \times 60 / \pi \times 3500 =$$

$$D_2 = 0.704 \text{ m}$$

Que se redondea a:

$$D_2 = 0.70 \text{ m}$$

Velocidad del fluido en la boca de aspiración

C. Mataix :

$$Ca = (0.1 - 0.3) (2 g H)^{1/2}$$

J. Masana :

$$Ca = (0.25 - 0.5) (2 g H)^{1/2}$$

L. Bommes para ventiladores de rendimiento elevado (Ref.9)

$$Ca = Kca (2 g H)^{1/2}$$

$$Kca = 0.55 (N_q / 100)^{1/3}$$

$$K_{ca} = 0.55 (23.59 / 100)^{1/3}$$

$$K_{ca} = 0.339$$

Se elige un valor menor a K_{ca} , que se encuentre en el rango antes mencionado, debido a que el valor de K_{ca} es un valor límite máximo para rendimiento elevado de nuestro diseño.

$$K_{ca} = 0.30$$

$$C_a = 0.30 (2 \times 9.81 \times 806.17)^{1/2} =$$

$$C_a = 37.73 \text{ m/s}$$

3.5.2 Determinación de Coeficientes.

Las pérdidas volumétricas

$$Q_v = Q / Q + q$$

$$q = q_e + q_i$$

q_e : Parte del caudal que se pierde al exterior.

q_i : Parte del caudal que se pierde en el interior.

Cálculo de las pérdidas volumétricas q :

La velocidad con que el flujo recircula

$$V = J [(2 \Delta P / \delta)]^{1/2}$$

Donde ΔP es la diferencia de presión a la entrada y salida de la junta, y J es un coeficiente de caudal. Modificando queda:

$$V^2 / 2g = J^2 \Delta P / \delta * g$$

Considerando a la junta como un transformador de energía de presión en energía cinética su rendimiento puede expresarse en función de la pérdida de carga h , así:

$$J^2 = ((\Delta P / \delta * g) - h) / (\Delta P / \delta * g)$$

El diámetro hidráulico de la sección será:

$$D_h = 4A / P_h = D_1 - D_a$$

y h_f según la ecuación de Darcy Weisbach:

$$h_f = f L V^2 / 2 g * D_h$$

de donde:

$$h_f = (f * L * J^2 * \Delta P) / (D_h * \delta * g)$$

$$y J = [(1 / (1 + f L / D_h))]^{1/2}$$

se sabe que :

$$f = 0.314 / Re^{1/4} \quad \text{para } 10000 < Re < 100000$$

$$y Re = c * D_h / \nu$$

L es la longitud de la junta (huelgo del intersticio) = 0.01

Asumiendo que $L = 0.01$ m por construcción, debido a que tolerancia menores es más difícil de conseguir en procesos no tan sofisticados.

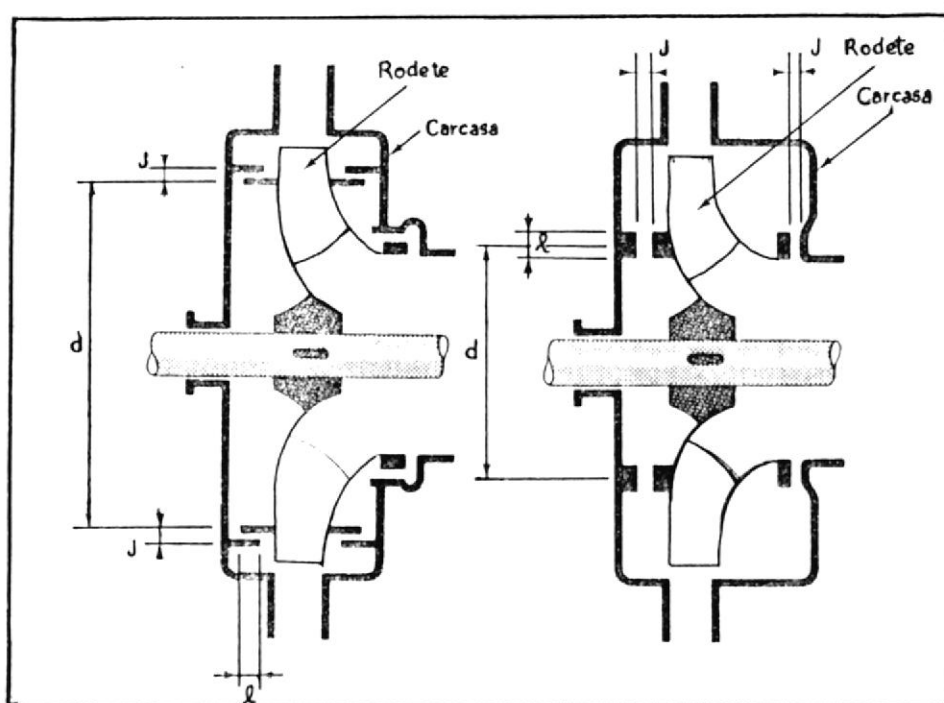


Fig 3.2 Intersticios entre la carcasa y el rodete

Se asume un $\eta_v = 0.80$ (provisional)

$$D_a = (4 Q / \eta_v \pi C_a)^{1/4}$$

$$D_a = 0.21 \text{ (provisional)}$$

$$D_1 = 0.22 \text{ (provisional)}$$

$$Re = c Dh / \nu = 129.03 (0.01) / 1.7 \times 10^{-5})$$

$$Re = 75900$$

$$f = 0.314 / (75900)^{1/4}$$

$$f = 0.0189$$

$$Dh = D1 - Da = 0.01$$

$$J = 0.9907$$

$$V = 0.9907 [2(9.81)*(806.17)]^{1/2}$$

$$V = 124.60 \text{ m/seg.}$$

Recalculando hasta ajustar la velocidad V:

$$Re = 73291.91$$

$$f = 0.0191$$

$$J = 0.9906$$

$$V = 124.58 \text{ m/s}$$

$$q = Ai * V$$

$$Ai = \pi/4 [D1^2 - Da^2]$$

$$Ai = 3.38 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

La pérdida de caudal total es:

$$q = Ai * V = (3.38 \times 10^{-3})(124.58)$$

$$q = 0.42 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$\eta_v = Q / (Q + q) = 1.04 / (1.04 + 0.42)$$

$$\eta_v = 0.71$$

3.5.3 Determinación del Diámetro de Entrada del Rodete.

Cálculo del diámetro de la carcaza de aspiración, D_a :

$$D_a = [4Q / (\rho_v \pi C_a)]^{1/4}$$

$$= [4(1.04) / (0.71)(\pi)(37.73)]^{1/4}$$

$$D_a = 0.222 \text{ m}$$

Redondeando a:

$$D_a = 0.22 \text{ m}$$

3.5.4 Determinación del diámetro exterior del rodete.

Triángulo de entrada:

Cálculo del diámetro de entrada del rodete:

D_1 es frecuente hacer que el $D_1 \approx D_a$, o $D_1 > D_a$ en uno o dos centímetros.

Por lo tanto

$$D_1 = 0.23 \text{ m}$$

La relación de diámetros valdrá :

$$D_2/D_1 = 0.70/0.23 = 3.04$$

La velocidad de entrada al rodete será :

$$U_1 = U_2 / (D_2/D_1) = 129.03/3.04$$

$$U_1 = 42.40 \text{ m/s}$$

Con entrada en el rodete sin circulación la velocidad absoluta del aire antes de los

álabes se hará:

$$C1' = Com = m Ca$$

Donde m es un coeficiente que depende de Nq , a base de múltiples investigaciones realizadas por Bommes (Ref.1) para alto rendimiento

$$m = 0.5 \left(100 / Nq \right)^{1/8}$$

$$m = 0.5 \left(100 / 23.59 \right)^{1/8}$$

$$m = 0.636$$

Se escoge un valor menor a m

$$m = 0.60$$

$$C1' = 0.60 (37.73)$$

$$C1' = 22.64 \text{ m/s}$$

El ancho del rodete a la entrada será:

$$b1 = Q / \eta_v * \pi * D1 * C1' =$$

$$= 1.04 / (0.71) \pi (0.24) (22.64)$$

$$b1 = 0.090 \text{ m}$$

Estimando el coeficiente de obstrucción a la entrada $\tau1 = 1.05$; se tiene:

$$C1 = C1' * \tau1 = C1m = 1.05 (22.64)$$

$$C1 = 23.77 \text{ m/s}$$

El ángulo de entrada a los álabes es

$$\beta_1 = \arctan C_1/U_1 = \arctan (23.77/42.40)$$

$$\beta_1 = 29.28^\circ$$

Cuando $\beta_1 < 25^\circ$ se toma $\beta_1 = \beta_2 + 10^\circ$; en caso contrario se hace $\beta_1 = \beta_2$.

El ángulo de salida es por lo tanto:

$$\beta_2 = 29.28^\circ$$

Cálculo del número de álabes:

El número de álabes Z lo estimaremos según

$$Z = K[(D_2 + D_1)/(D_2 - D_1)] \operatorname{sen}((\beta_1 + \beta_2)/2)$$

K varía de 3-10, se toma

$$K = 6.5$$

$$Z = 6.5[(0.70 + 0.23)/(0.70 - 0.23)] \operatorname{sen}(29.28 + 29.28/2)$$

$$Z = 6.29$$

$$Z = 6 \text{ álabes}$$

Espesor de los álabes $S_1 = 3 \text{ mm}$

Paso de los álabes a la entrada

$$t_1 = \pi D_1 / Z = \pi 230 / 6 = 120 \text{ mm}$$

$$\sigma_1 = S_1 / \operatorname{sen} \beta_1 = 3 / \operatorname{sen} 29.28 = 6.134 \text{ mm}$$

y el verdadero coeficiente de obstrucción a la entrada será:

$$\tau_1 = t_1 \operatorname{sen} \beta_1 / t_1 \operatorname{sen} \beta_1 - S_1$$

$$\tau_1 = 120 \operatorname{sen} 29.28 / 120 \operatorname{sen} 29.28 - 3 =$$

$$\tau_1 = 1.054$$

Valor que difiere muy poco del asumido por lo cual los cálculos anteriores no necesitan reajustarse.

Triángulo de salida:

Determinación de la altura de Euler $H_{u\infty}$

$$H_{u\infty} = H / \eta_h e_z$$

El rendimiento hidráulico es

$$\eta_h = \eta_1 / (\eta_v * \eta_r)$$

$$\eta_v = 0.71$$

$$\eta_1 = 0.62 \text{ (asumido)}$$

En los ventiladores η_r suele estar comprendido entre 0.98 - 0.99

$$\eta_r = 0.98 \text{ (asumido)}$$

$$\eta_h = 0.62 / 0.71 \times 0.98$$

$$\eta_h = 0.89$$

El valor del coeficiente de disminución de trabajo e_z lo calculamos según recomienda B.Eck (Ref.2)

$$e_z = 1 - \pi \text{ sen } \beta_2 / Z$$

$$e_z = 1 - \pi \text{ sen } 29.28^\circ / 6 = 0.744$$

$$H_{u\infty} = H / \eta_h e_z = 806.17 / 0.89 \times 0.744 =$$

$$H_{u\infty} = 1216.25 \text{ m}$$

La componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida es:

$$C_{2u} = G \text{ Hu}^\infty / U_2$$

$$C_{2u} = 9.81 \times 1216.25 / 129.03 = 92.47 \text{ m/s}$$

por tanto el valor de la componente meridional de la velocidad absoluta a la salida es:

$$C_{2m} = (U_2 - C_{2u}) \text{ Tan } \beta_2$$

$$C_{2m} = (129.03 - 92.47) \text{ Tan } 29.28^\circ = 20.50 \text{ m/s}$$

Además la altura teórica:

$$H_u = H_u^\infty * e_z = 1216.25 \times 0.744 = 904.89 \text{ m}$$

Siendo para entrada sin circulación

$$\begin{aligned} C_{3u} &= G \text{ Hu} / U_2 = 9.81 \times 904.89 / 129.03 = \\ &= 68.80 \text{ m/s} \end{aligned}$$

A la salida supondremos álabes afilados, de tal manera que $\tau_2=1$ y $C_{3m} = c_{2m}$, el ángulo de salida de la corriente absoluta del rodete será:

$$\alpha_3 = \text{arc Tan } C_{3m}/C_{3u} = \text{arc Tan } 20.50/68.80 =$$

$$\alpha_3 = 16.6^\circ$$

El ancho a la salida del rodete será

$$b_2 = Q / (\rho \cdot \pi \cdot D_2 \cdot C_{2m}) =$$

$$b_2 = 1.04 / 0.71 \times \pi \times 0.70 \times 20.50 = 0.032 \text{ m}$$

Calculamos la eficiencia

$$\Gamma = 1 / (1 + \tan \alpha_2 / \tan \beta_2)$$

$$\alpha_2 = \arctan C_{2m} / C_{2u} = \arctan 20.50 / 92.47 =$$

$$\alpha_2 = 12.50^\circ$$

$$\Gamma = 1 / (1 + \tan 12.50^\circ / \tan 29.28^\circ) = 0.717$$

$$\eta = C_P / 2 * \Gamma = 0.95 / 2 * 0.717 = 0.66$$

$$\eta = 66\% \text{ eficiencia.}$$



BIBLIOTECA

3.6 DISEÑO DE LA VOLUTA

Se trata de una caja espiral logarítmica, calculamos el ancho de la carcaza por la ecuación

$$b_3 = (3-6) b_2$$

$$b_2 = 0.032 \text{ m}$$

$$b_3 = 4.5 * b_2 = 4.5(0.032)$$

$$b_3 = 0.144 \text{ m}$$

se tiene por lo tanto:

$$r_\theta = r_2 * \exp(Q' / 360 * C * b_3)^\theta$$

Donde Q es el caudal que circula por la voluta y que para este caso se incluyen las pérdidas haciendo

$$Q' = Q / \eta_v = 1.04 / 0.71$$

$$Q' = 1.460 \text{ m}^3/\text{seg}$$

C es una constante que viene dada por

$$C = r^2 C_{3u}$$

$$C = 0.35 * 68.80$$

$$C = 24.08 \text{ m}^2/\text{s}$$

Reemplazando todos los datos se tiene:

$$Q/360 C b^3 = 1.460/360 * (24.08)(0.144) = 1.17 \times 10^{-3}$$

Se asume que el área de entrada es mayor que el área de salida, para calcular la longitud L de ésta:

AE = área de entrada

AS = área de salida

$$AE = AS$$

$$\pi Da^2/4 = b^3 L$$

$$\pi (0.22)^2/4 = 0.144 L$$

$$L = 0.264 \text{ m}$$

Para que se cumpla que $AE > AS$ se elige el valor de:

$$L = 0.23 \text{ m}$$

$$L/r^2 = 0.23/0.35 = 0.657$$

Con la ayuda de la Fig.3.3 se determinó que la carcasa empiece en $\theta = 35^\circ$ formando parte de la lengua :

$$360 - \theta = 35^\circ$$

Reemplazando todos los valores en la ec.3.6 y haciendo variar θ cada 30° se obtienen los valores tabulados en la tabla III.

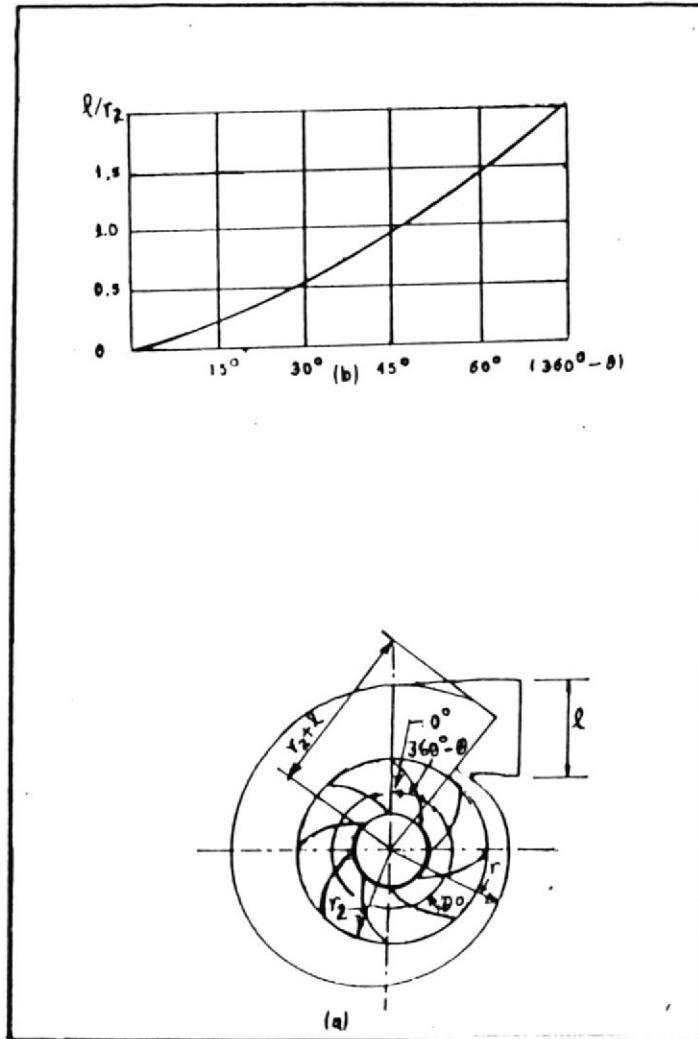


Fig 3.3 Camara espiral para un valor de L predeterminado (Ref.1)

TABLA III Valores de radios de la voluta

θ (GRADOS)	r_{θ} (m)
35	0.36
65	0.38
90	0.39
120	0.40
150	0.42
180	0.43
210	0.45
240	0.46
270	0.48
300	0.50
330	0.51
360	0.53

3.7 CALCULO DE LA POTENCIA DEL VENTILADOR

La potencia del ventilador viene dada por la ecuación:

$$\text{Pot} = Q \cdot \Delta P / (75 \cdot \eta \cdot G)$$

Usando los valores de diseño, la potencia es (sin compresibilidad del aire) :

$$\text{Pot} = 1.04 \times 9015.73/75 \times 0.66 \times 9.81$$

$$\text{Pot} = 19.3 \text{ HP}$$

Diseño del álabe:

Se reduce a resolver gráficamente el problema de buscar el centro de un arco de circunferencia, que corte a las circunferencias de entrada y salida de radios r_1 y r_2 bajo los ángulos β_1 y β_2 conocidos (Fig.3.4).

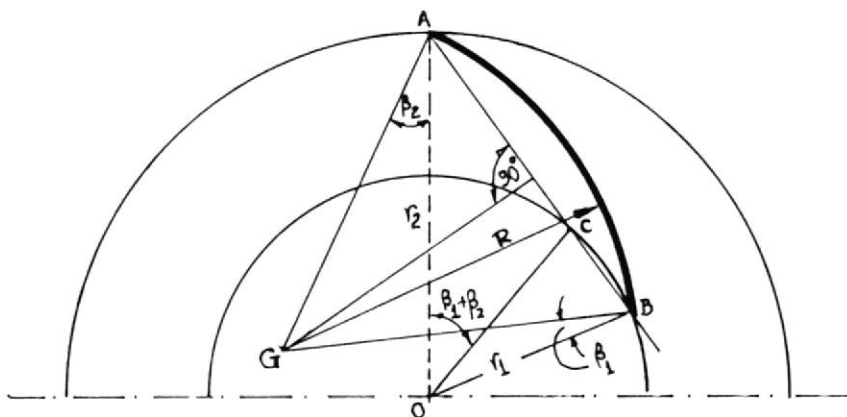


Fig 3.4 Trazado del álabe con un solo arco de círculo

El procedimiento práctico para el trazado es, escoger un punto A en la circunferencia de salida de radio

$r_2 = 0.35$ m y construyendo en dicho punto el ángulo $\beta_2 = 29.28^\circ$ se obtiene el punto G o centro de la circunferencia del álabe de radio R, dada por la ecuación:

$$R = (r_2^2 - r_1^2) / 2 (r_2 \cos \beta_2 - r_1 \cos \beta_1)$$

$$R = (0.35)^2 - (0.115)^2 / (2(0.35 \cos 29.28^\circ - 0.115 \cos 29.28^\circ))$$

$$R = 0.27 \text{ m}$$

Diseño Mecánico:

El diseño mecánico incluye la selección de los diferentes componentes y el dimensionamiento, de tal forma de hacer cumplir lo que el diseño hidráulico especifica.

- Selección del Material.

El espesor de la plancha lo calculamos de acuerdo a las condiciones que propone ECK (Ref. 2), que el esfuerzo al que está sometido el material, depende únicamente de la velocidad de rotación del rotor y no del espesor del material. Para calcular el esfuerzo que se produce en la placa posterior y el anillo anterior, usamos la ecuación:

$$\sigma_{\text{Max}} = K \cdot \gamma \cdot U^2 / g$$

Donde K es una constante que depende de la forma del disco o del anillo Fig.3.5, y γ es el peso específico del acero, $\Gamma=7850 \text{ kg/m}^3$.

La influencia de los álabes y el anillo anterior o tapa del ventilador, sobre la placa posterior, es tomada en cuenta en el peso específico por la siguiente ecuación:

$$\Gamma_t = W_{\text{disco}} + W_{\text{álabe}} + W_{\text{anillo}} + W_{\text{anillo rozante}} / W_{\text{disco}}$$

$$\Gamma_t = \Gamma [rV_{\text{disco}} + rV_{\text{álabe}} + rV_{\text{anillo}} + rV_{\text{rozante}} / rV_{\text{disco}}]$$

$$\Gamma_t = \Gamma \frac{\pi/4 D^2 Z [(b_1 + b_2)/2] L_A + \pi [(R_1 + h)^2 - R_1^2] + \pi D_1 L}{\pi / 4 D^2}$$

Area del disco:

$$A_D = \pi/4 D^2 = \pi/4 (0.70)^2 = 0.385 \text{ m}^2$$

Area del anillo rozante:

$$L = 0.01 \text{ huelgo del intersticio}$$

$$A_{AR} = \pi D_1 L = \pi (0.23)(0.01) = 7.22 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Area del anillo:

Cálculo de h:

$$h = [(R_2 - R_1)^2 + (b_1 - b_2)^2]^{1/2}$$

$$h = [(0.35 - 0.115)^2 + (0.090 - 0.032)^2]^{1/2} = 0.242$$

$$A_A = \pi [(R_1 + h)^2 - R_1^2] = \pi [(0.115 + 0.242)^2 - (0.115)^2]$$

$$A_A = 0.359 \text{ m}^2$$

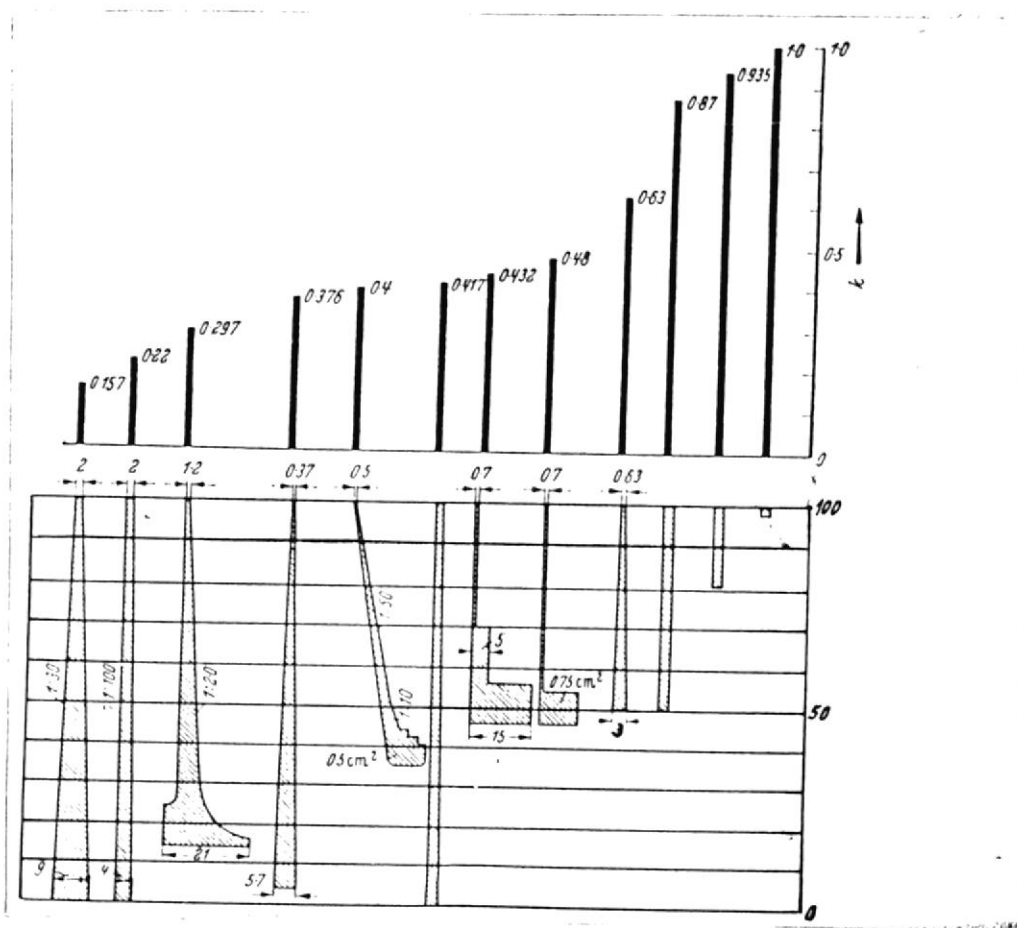


Fig 3.5 Valores de K para varios impulsores

Area del álabe:

La longitud del arco (de la Fig.3.4)

$$\theta = 180 - 2(\beta_2 + \phi)$$

Del triángulo AOC:

$$\text{Sen}\phi = \frac{r_1 \text{ Sen}(\beta_1 + \beta_2)}{[r_2^2 + r_1^2 - 2r_1r_2 \text{ Cos}(\beta_1 + \beta_2)]^{1/2}}$$

$$\text{Sen}\phi = \frac{0.115 \text{ Sen}(29.28 + 29.28)}{[(0.35)^2 + (0.115)^2 - 2(0.35)(0.115) \text{ cos}(29.28 + 29.28)]^{1/2}}$$

$$\phi = 18.69^\circ$$

$$\theta = 180 - 2(29.28 + 18.69)$$

$$\theta = 84.06^\circ$$

$$L_A = R\theta = (0.27)(84.06) \pi/180$$

$$L_A = 0.396 \text{ m}$$

$$A_{ALB} = Z[(b_1 + b_2)/2] L_A$$

$$A_{ALB} = 6[(0.090 + 0.032)/2] 0.396 = 0.145 \text{ m}^2$$

$$\Gamma_t = 19059.7 \text{ Kgs.}$$

Para la placa posterior:

$$\sigma_{\max} = 0.417(19059.7/9.81)(129.03)^2/10000$$

$$\sigma_{\max} = 1348.85 \text{ Kg/cm}^2$$

Para el anillo posterior

$$\sigma_{\max} = 0.4(7850/9.81)(129.03)^2/10000$$

$$\sigma_{\max} = 532.90 \text{ Kg/cm}^2$$

Ambos valores están por debajo del límite de proporcionalidad del acero.



El espesor de la plancha que se usa en la construcción de la carcaza, se lo calcula como se fuera un cilindro con las siguientes dimensiones:

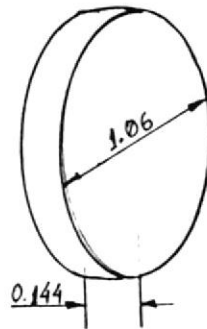


Fig 3.6 Dimensiones de un cilindro semejante a la voluta del ventilador

Por resistencia de materiales, se sabe que el espesor crítico, viene dado por las paredes del cilindro y no por las tapas; éste espesor se lo calcula por:

$$\sigma = P_{tot} * D / 2e$$

$$e = P_{tot} D / 2\sigma$$

$$e = (806.17)(1.06) / 2(2450)(1000)$$

$$e = 1.74 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Valor que es imposible usar en la práctica, se usa, para este caso plancha de 0.003 mm.

CAPITULO IV

PROGRAMA DE COMPUTADORA PARA CALCULAR LAS CAIDAS DE PRESION EN EL SISTEMA Y LAS CARACTERISTICAS HIDRAULICAS DEL VENTILADOR.

4.1 Explicación general del uso del programa.

El programa "LOSSES" ha sido desarrollado en el lenguaje BASIC, debiendo ser ejecutado bajo el Sistema Operativo DOS.

Los requerimientos del Software son:

- * Microcomputador IBM-PC o compatible
- * Impresora (este dispositivo es opcional)

A continuación se describirán las pantallas o menús que el programa muestra al usuario, esto corresponde en realidad al manual de operación.

- 1.- Primero aparecen una serie de pantallas informativas y de presentación del programa.

- 2.- Luego el programa solicita los primeros datos necesarios para el cálculo de las caídas de presión.
- 3.- Seguidamente, se presentan los datos introducidos para que el usuario los revise. Se pregunta si existe algún error, si la respuesta es afirmativa, el programa automáticamente pedirá de nuevo los datos; en caso contrario se continua con el desarrollo del programa.
- 4.- A continuación, se muestra un menú, donde el usuario debe escoger la forma geométrica de la partícula, ya sea esta cilíndrica o esférica.
- 5.- Continuando con la ejecución del programa, se presenta una pantalla de información que indica al usuario los pasos a seguir para calcular la caída de presión debido a la fricción del aire. En esta parte del programa el usuario ingresa el error deseado en el cálculo del factor de fricción de Darcy y el número de iteraciones que desea que la subrutina Newton - Raphson realice.
- 6.- A continuación el programa nos permite escoger de un menú que presenta cuatro alternativas: Mostrar resultados de las caídas de presión por

pantalla, por impresora, continuar con el programa o concluir.

- 7.- Sea cual fuere la elección realizada por el usuario, al final de la acción de esa alternativa, el programa continuará con la ejecución y seguirá con el paso siguiente que es el diseño del Venturi.
- 8.- Continuando con el programa, el usuario ingresa los datos correspondientes al diseño del Venturi los cuales son diámetro de la garganta, diámetro del tubo principal y longitud del Venturi, seguidamente se mostrará los resultados de las dos relaciones $(d_2/d_1)^2$ y L/r_1 , a partir de esto se ingresan los valores de K_r y η_{efect} .
- 9.- Luego, se presentan todos los resultados por pantalla, estos son longitud, ángulo de cono, pérdidas, efectividad, etc.
- 10.- Seguidamente se presenta un menú, dándole tres alternativas al usuario: ejecutar nuevamente el programa, diseñar el ventilador o salir del programa.

Si el usuario desea hacer el diseño hidráulico del ventilador, automáticamente se cargará el programa FAN, que está en la misma unidad A y por lo tanto se estará en condiciones de ejecutarlo.

Seguidamente se presenta las instrucciones a seguir para ejecutar correctamente el programa FAN:

- 1.- En primer lugar se muestra una pantalla de presentación del programa.
- 2.- Como segundo paso el programa pide al usuario que ingrese los valores de diseño del ventilador, esto es caudal (Q), presión total (P_{tot}), número de revoluciones a la que va girar el ventilador (N), densidad del aire (δ_a) y gravedad (G).
- 3.- La siguiente pantalla solicita al usuario el valor del coeficiente de presión, y se indica por pantalla que este valor oscila entre 0.9 y 1.0 si el ventilador sólo tiene caja espiral.

Existe un valor previo, asumido en el programa, que corresponde a $\delta_a = 0.95$; pero el usuario puede cambiarlo si lo cree necesario.

Siempre que se pida tal o cual valor, el diseñador tiene la facilidad de cambiar el valor que se ha asumido, esto puede hacerse a través del menú de alternativas que se muestra por pantalla.

A medida que se avanza en la ejecución del programa, se solicitan ciertos datos que el usuario debe ingresar, no se explica esto aquí sino que se lo hará más adelante, cuando se presenten las diferentes pantallas que tiene el programa que nos ocupa y el programa LOSSES.

En este programa, se presenta al final el resultado de la eficiencia total del ventilador, si se está conforme con este valor se presentarán todos los valores obtenidos, por pantalla, en caso contrario se puede ingresar otra eficiencia y el programa automáticamente hará un proceso iterativo hasta ajustar la eficiencia calculada internamente con la eficiencia introducida desde el teclado, cuando este proceso se ha cumplido se presentan otra vez todos los resultados con las características hidráulicas del ventilador.

En esta última parte también se pregunta al usuario si desea ejecutar nuevamente el programa o si desea

salir del mismo o en su defecto regresar al programa LOSSES, para calcular las caídas de presión otra vez.

A continuación se presentan las pantallas y menús correspondientes a los dos programas: LOSSES Y FAN.

TESIS DE GRADO PREVIA A LA OBTENCION
DEL TITULO DE INGENIERO MECANICO

DISEÑO COMPUTARIZADO DE UN SISTEMA DE
TRANSPORTE NEUMATICO

REALIZADA POR: DIXON E. LEON P.

DIRIGIDA POR: ING. FRANCISCO ANDRADE.

Pulse <ENTER> para continuar

Este es el programa principal LOSSES
el cual calcula las caidas de presión
debido al flujo del producto
transportado. Usted introduce las
características físicas del sistema
y del producto a transportar (granos)

Pulse <ENTER> para continuar

CARACTERISTICAS FISICAS DEL SISTEMA

LONGITUD TOTAL HORIZONTAL (Pies)----->210

LONGITUD TOTAL VERTICAL (Pies)----->24

CAPACIDAD DEL TRANSPORTADOR (Lb/Hr)----->24000

NUMERO DE CODOS A 90 GRADOS ----->3

FACTOR DE ROZAMIENTO (METAL - PRODUCTO) --->0.4

VELOCIDAD DEL AIRE (Pie/min) ----->5000

CARACTERISTICAS DEL PRODUCTO

DIAMETRO DEL GRANO (pies)----->0.017

DENSIDAD DEL PRODUCTO(Lb/pie³)----->66.67

Ingreso diámetro menor de tubo (pul)=====6

Ingreso diámetro mayor del tubo (pul)=====13

Espesor de la pared del tubo,(pul.)===== 0.118

LONGITUD TOTAL HORIZONTAL	=	210
LONGITUD TOTAL VERTICAL	=	24
CAPACIDAD DEL TRANSPORTADOR	=	24000
NUMERO DE CODOS A 90°	=	3
FACTOR DE ROZAMIENTO	=	.4
VELOCIDAD DEL AIRE	=	5000
DIAMETRO DEL GRANO	=	.017
DENSIDAD DEL PRODUCTO	=	66.67
DIAMETRO MENOR DEL TUBO	=	6
DIAMETRO MAYOR DEL TUBO	=	13
ESFESOR DE LA PARED	=	.118

ESTAN CORRECTOS LOS DATOS ? (S/N):

La partícula es aproximadamente:

1. cilíndrica
2. esférica

INGRESE EL NUMERO DESEADO

Esta subrutina calculará la caída de presión debido a la fricción del aire usando la ecuación de Darcy - Weisbach junto con la ecuación de Colebrook. Se utiliza el método iterativo de Newton - Raphson; usted introduce el error y el número de iteraciones que desea.

Pulse <ENTER> para continuar

El error que desea en el factor de fricción es:0.0005

EL número de iteraciones que desea es:=====>5

1.- UD. DESEA VER LOS RESULTADOS POR PANTALLA

2.- DESEA CONTINUAR CON EL PROGRAMA

3.- DESEA TERMINAR

INGRESE EL NUMERO DESEADO

1

PULG	HP	CFM	LIBRAS	PULG.AGUA
6	12.67253	981.7469	1760.213	57.41282
7	13.25945	1336.267	2053.581	44.13446
8	13.8655	1745.328	2346.95	35.33489
9	14.49065	2208.931	2640.319	29.17771
10	15.13492	2727.075	2933.688	24.68473
11	15.7983	3299.761	3227.056	21.29478
12	16.4808	3926.988	3520.425	18.66654
13	17.1824	4608.757	3813.794	16.58232

FAVOR SELECCIONE UN DIAMETRO UD. DEBE ANOTAR EL
CAUDAL Y CAIDA DE PRESION DEL DIAMETRO QUE HA ELEGIDO
PRESIONE <ENTER> PARA CONTINUAR

EN ESTA PARTE DEL PROGRAMA UD. INGRESA DATOS

PARA DIMENSIONAR EL TUBO VENTURI

EL DIAMETRO DEL TUBO PRINCIPAL ES (Pulg.): 9

EL DIAMETRO DE LA GARGANTA (ASUMIDO) ES (Pulg.): 4

LONGITUD DEL VENTURI ES (Pies): 3.28

LA CAIDA DE PRESION TOTAL (Pulg. Agua) ES:29.17

EL CAUDAL QUE CIRCULA ES(Pie³/Min).....2208.93

LA RELACION LONGITUD/RADIO DE GARGANTA ES: 19.68

LA RELACION DIAMETRO MAYOR/DIAMETRO GARGANTA ES: 5.0625

CON LOS VALORES MOSTRADOS UD. DEBE INGRESAR EL
COEFICIENTE DE RECUPERACION DE PRESION, KR, Y LA
EFECTIVIDAD , EFEC, (Ver Fig.2.32 y 2.33 de Fan
Engineering - Buffalo Forge Co.

EL VALOR DE KR HALLADO ES =====> .71

EL VALOR DE EFECTIVIDAD HALLADO ES =====> .80

LAS CARACTERISTICAS DEL VENTURI SON:

LONGITUD (Pies) = 3.28

DIAMETRO DE GARGANTA (Pulg.) = .3309981

ANGULO DEL CONO (Grados)= 5

DIAMETRO MAYOR (Pulg.) = 9

LA CAIDA DE PRESION ES (Pulg.Agua) = 7.905181

LA PRESION TOTAL A VENCER ES (Pulg.Agua) = 37.07518

PRESIONE <ENTER> PARA CONTINUAR



- 1.- DESEA UD. REALIZAR DISEÑO HIDRAULICO DEL VENTILADOR
- 2.- DESEA EJECUTAR NUEVAMENTE ESTE PROGRAMA
- 3.- DESEA CONCLUIR

INGRESE EL NUMERO DESEADO

Esta subrutina FAN calculará las características hidráulicas del ventilador que complementa el sistema de transporte neumático que previamente ha sido calculado con el programa LOSSES

Autor: DIXON E. LEON P.

Pulse <ENTER> para continuar:

DESARROLLO DE UNA SUBROUTINA PARA
EL DISEÑO DE VENTILADORES CENTRIFUGOS
DE ALTA PRESION

1. COMENZAR EL DISEÑO
2. SALIR DEL PROGRAMA

INGRESE EL NUMERO DESEADO

1

```
*****  
#DISEÑO HIDRAULICO ALTA PRESION#  
*****
```

```
Q=CAUDAL (CFM)=====>2208.93  
N=NUMERO REV (RPM)=====>3500  
P=PRESION TOT (PULG.AGUA)=====>37.07  
D=DENSIDAD DEL AIRE(LB/PIE3)=====>0.075  
G=GRAVEDAD (PIE/S2)=====>32.2
```

CP PUEDE TOMAR DE 0.9 A 1 SI EL V SOLO TIENE CAJA ESPIRAL

1. CP SELECCIONADO ES 0.95
2. DESEA CAMBIAR CP
3. SALIDA

INGRESE EL NUMERO DESEADO

1

KCA=COEF DE VELC RENDIM ELEVADO.. .3428134

MATAIX KCA(0.1-0.3),MASANA (0.25-0.5)

- 1.CONTINUA CON KCA
- 2.DESEA CAMBIAR KCA
- 3.SALIDA

KCA=====>0.30

2

L=HUELGO DEL INTERSTICIO (0.01 metros)

1. CONTINUA CON EL VALOR ELEGIDO
2. DESEA UD. CAMBIAR EL VALOR
3. DESEA UD. SALIR DEL PROGRAMA

INGRESE EL NUMERO DESEADO

1

! ATENCION :UD. TIENE QUE ASUMIR UNA EFIC. VOLUMETRICA
QUE POSTERIORMENTE SERA RECALCULADA,NV VARIA ENTRE
0.60 Y 0.80

LA EFICIENCIA VOLUMETRICA QUE UD.ASUME ES=====>0.80

LA EFICIENCIA VOLUMETRICA CALCULADA ES .714395

1. CONTINUA CON LA NV

2. DESEA CAMBIAR LA NV

3. DESEA UD SALIR

INGRESE EL NUMERO DESEADO

1

1. COM. ACELERADA
2. COM. DESACELERADA
3. SALIDA

INGRESE EL NUMERO DESEADO

2

M=====> .6328695

1. CONTINUA CON M
2. DESEA CAMBIAR M
3. SALIDA

M=====>0.60

2

TAD= COEF. DE OBSTRUCCION 1.05

TAD ->1.05 - 1.25, EN LOS V. UN POCO MENOR

1. CONTINUA CON TAD
2. DESEA CAMBIAR TAD
3. SALIDA

INGRESE EL NUMERO DESEADO

1

K=COEF. PARA CALCULAR NUMERO DE ALABES
k=6.5 VALOR NORMAL, (K VARIA ENTRE 3 Y 10)

1. CONTINUA CON K
2. DESEA CAMBIAR K
3. SALIDA

INGRESE EL NUMERO DESEADO

1

S1=ESPESOR DE LOS ALABES 4mm

1. CONTINUA CON S1
2. DESEA CAMBIAR S1
3. SALIDA

EL ESPESOR DE LOS ALABES ES (en metros):=====>0.003

EN LOS V NR SUELE ESTAR COMPRENDIDO 0.98-0.99
EL VALOR ELEGIDO DE NR= 0.98

1. CONTINUA CON NR
2. DESEA CAMBIAR NR
3. SALIDA

INGRESE EL NUMERO DESEADO

NI= EFICIENCIA INTERNA, VALOR ASUMIDO ES .65

1. CONTINUA CON NI
2. DESEA CAMBIAR NI
3. SALIDA

NI ES =====>0.62

2



BIBLIOTECA

EF= LA EFICIENCIA OBTENIDA ES: =====> .6563525

1. CONTINUA CON LA EF
2. DESEA CAMBIAR EF
3. SALIDA

INGRESE EL NUMERO DESEADO

1

H=ALTIMA(en metros de columna de aire).....>	781.3585
NG= NUMERO ESPECIFICO DE REV. EN FUNCION DEL CAUDAL.	24.18069
U2=VELOCIDAD DE SALIDA DE LOS ALABES (m/s)....>	122.6847
D2= DIAMETRO DE SALIDA DE LOS ALABES(m).....>	.693693
CA= VELOCIDAD DE ENTRADA DEL FLUIDO (m/s).....>	37.15325
DA= DIAMETRO DE ADMISION (m).....>	.2113781
D1= DIAMETRO DE ENTRADA DE LOS ALABES (m)....>	.2213781
U1= VELOCIDAD PERIFERICA A LA ENTRADA (m/s)..>	39.15236
B1= ANCHO DEL RODETE A LA ENTRADA (m).....>	9.417284E-02
B1= ANGULO DE ENTRADA (GRADOS).....>	31.27527
B2= ANGULO DE SALIDA (GRADOS).....>	31.27527
Z= NUMERO DE ALABES.....>	6
B2= ANCHO DEL RODETE A LA SALIDA (m).....>	.0325572
SE TOMA POR ECONOMIA Y FACILIDAD DE CONSTRUCCION B1=B2	
EF= EFICIENCIA (%).....>	65.63525
POT= POTENCIA (CV).....>	19.9215
EZ= COEFICIENTE DE DISMINUCION DE TRABAJO....>	.7949805

PRESIONE <ENTER> PARA CONTINUAR

1. Desea ejecutar nuevamente este programa
2. Desea regresar al programa LOSSES
3. Desea concluir

INGRESE EL NUMERO DESEADO

4.2 Variables y constantes en el programa

A continuación se muestra una lista de variables y constantes con la respectiva designación empleada:

Programa LOSSES:

Variables:

LT= longitud total a recorrer.

LTH= longitud total horizontal.

LTV= longitud total vertical.

RHOM= densidad del producto a transportarse.

DP= diámetro de la partícula.

DME= diámetro menor de la tubería con la que se inicia la iteración.

DMA=diámetro mayor con la que finaliza la iteración.

NC= número de codos a 90° en el sistema.

ESPE= espesor de la tubería a emplearse.

FF= factor de rozamiento metal-producto

VA= velocidad del aire.

X= número de iteraciones en la subrutina Newton-Raphson.

E= error deseado en el cálculo del factor de fricción.

PTOT= caída de presión total en el sistema.



CAU= caudal de aire que circula por el sistema.
POTEN= potencia necesaria en el ventilador,
asumiendo un valor de eficiencia del 70%.
PESO= peso total de las tuberías.
LVEN= longitud del venturi.
DGAR= diámetro de la garganta del venturi.
KR= coeficiente de recuperación de presión.
EFEC= efectividad del venturi.
DTU= diámetro mayor del tubo
PVENTU= caída de presión en el venturi.

Constantes:

GAM= peso específico del acero comercial.
G= aceleración de la gravedad.
CD= coeficiente de arrastre.
RHOA= densidad del aire.
EPS= rugosidad absoluta del acero
MIU= viscosidad dinámica del aire.

Programa FAN:

Variables:

Q= caudal de aire.
N= número de revoluciones.

PT= presión total.

CP= coeficiente de presión.

KCA= coeficiente de velocidad.

TAO= coeficiente de obstrucción.

K= coeficiente para calcular número de álabes.

L= huelgo del intersticio carcaza-rodete.

NV= eficiencia volumétrica.

S1= espesor de los álabes

EZ= coeficiente de disminución de trabajo.

4.3 *Datos de entrada y salida.*-

Los siguientes valores son los respectivos datos de entrada y salida para el programa LOSSES:

El usuario ingresa los siguientes datos:

LTH= longitud total horizontal.

LTV= longitud total vertical.

WM= capacidad del transportador.

NC= número de codos a 90° en el sistema.

FF= factor de rozamiento metal-producto

VA= velocidad del aire

DP= diámetro de la partícula.

RHOM= densidad del producto.

DME y DMA= diámetro menor y mayor, respectivamente de la tubería.

ESPE= espesor de la tubería.

E= error deseado en el cálculo del factor de fricción.

X= número de iteraciones que se realiza en el cálculo del anterior factor.

Los datos de salida son:

PTOT= caída de presión total (caída en el ducto + caída en el venturi)

CAU= caudal de aire que circula por el sistema.

PESO= peso total del sistema de ductos.

POTEN= potencia del ventilador.

Programa FAN:

Datos de entrada:

Q= caudal que va a mover el ventilador.

N= número de revoluciones a las que va girar el ventilador.

PTOT= presión total que va desarrollar el ventilador.

D= densidad del aire

G= aceleración de la gravedad.

CP= coeficiente de presión.

L= huelgo del intersticio carcasa-rodete.

TAO= coeficiente de obstrucción.

K= coeficiente para calcular el número de álabes.

S1= espesor de los álabes.

NI= eficiencia interna.

Datos de salida:

H= altura de la columna de aire.

U2= velocidad de salida de los álabes.

CA= velocidad de entrada del fluido.

DA= diámetro de admisión.

D1= diámetro de entrada de los álabes.

U1= velocidad periférica a la entrada.

B1= ancho del rodete a la entrada.

β_1 = ángulo de entrada de los álabes.

β_2 = ángulo de salida de los álabes.

Z= número de álabes.

B2= ancho del rodete a la salida.

EF= eficiencia total del ventilador.

POT= potencia del ventilador.

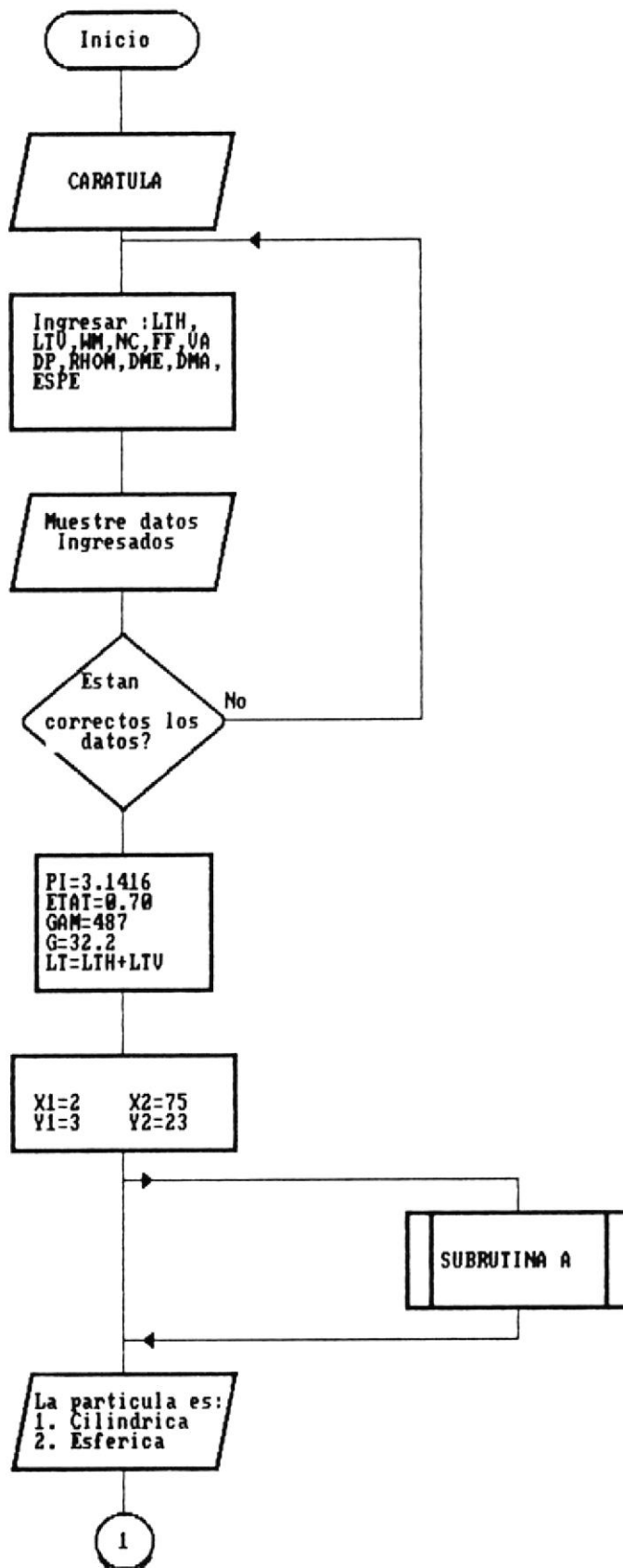
EZ= coeficiente de disminución de trabajo.

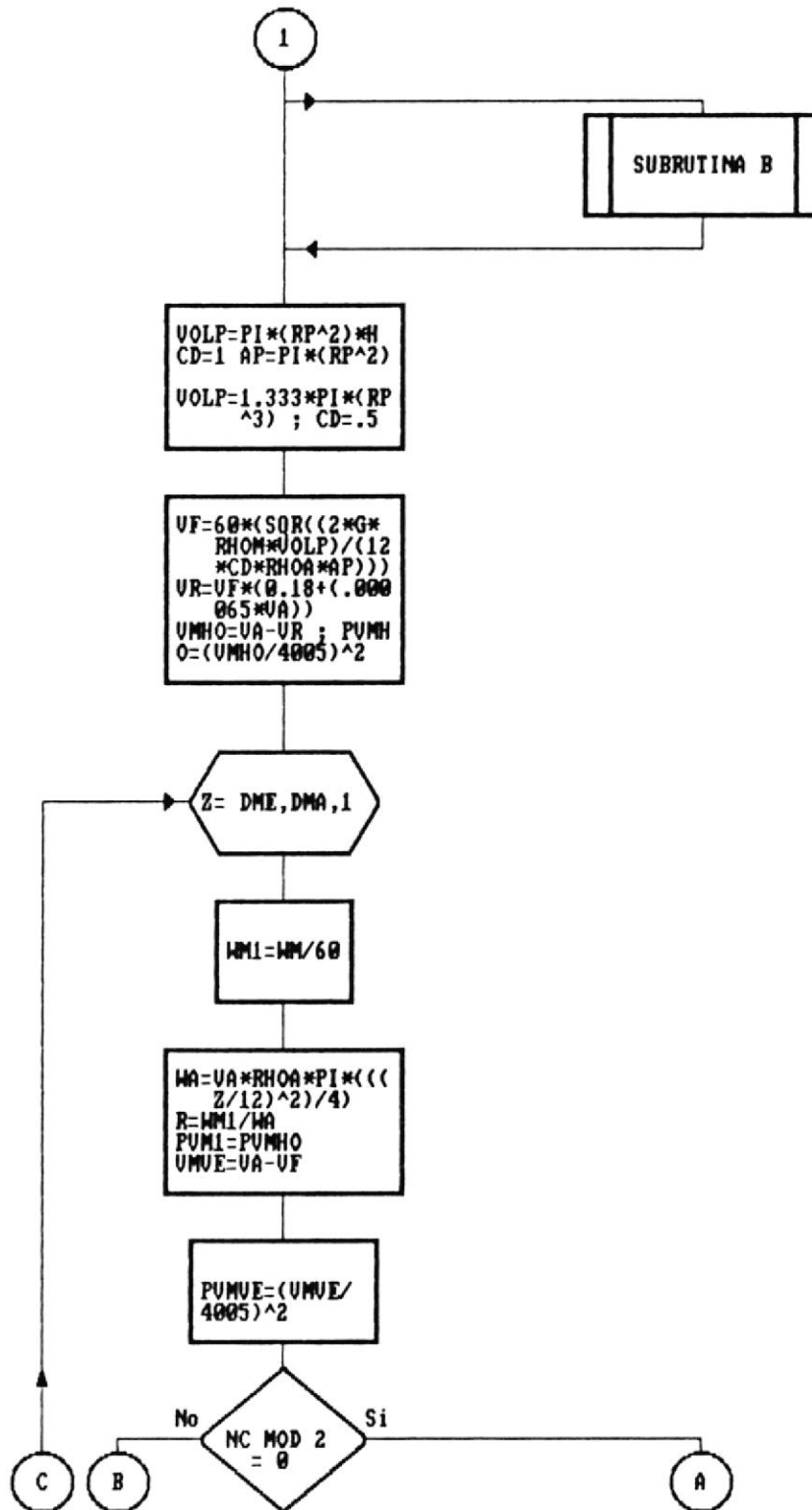
4.4 Diagrama de Flujo del Programa.

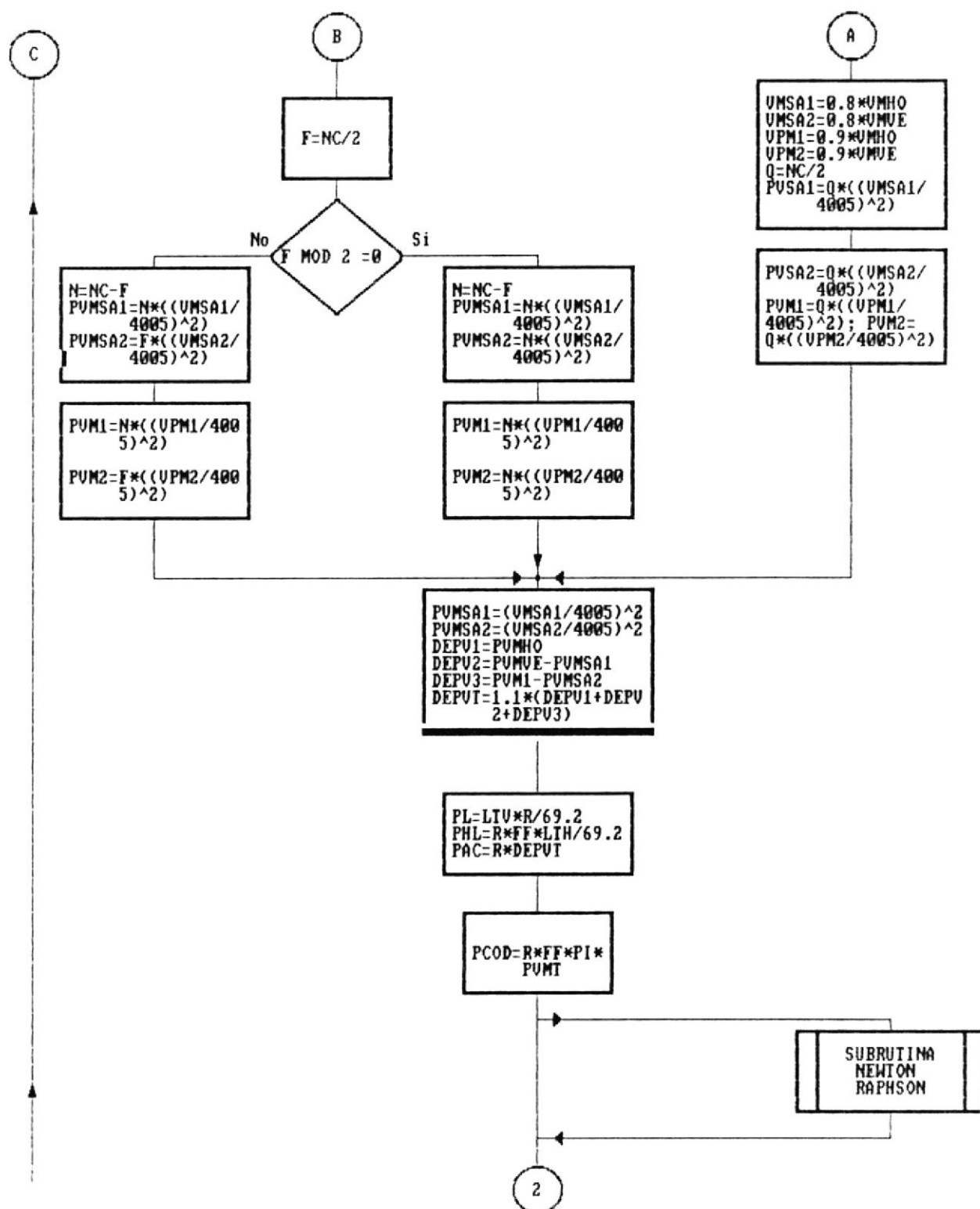
Para una mejor comprensión del programa, se adjunta a continuación el correspondiente diagrama

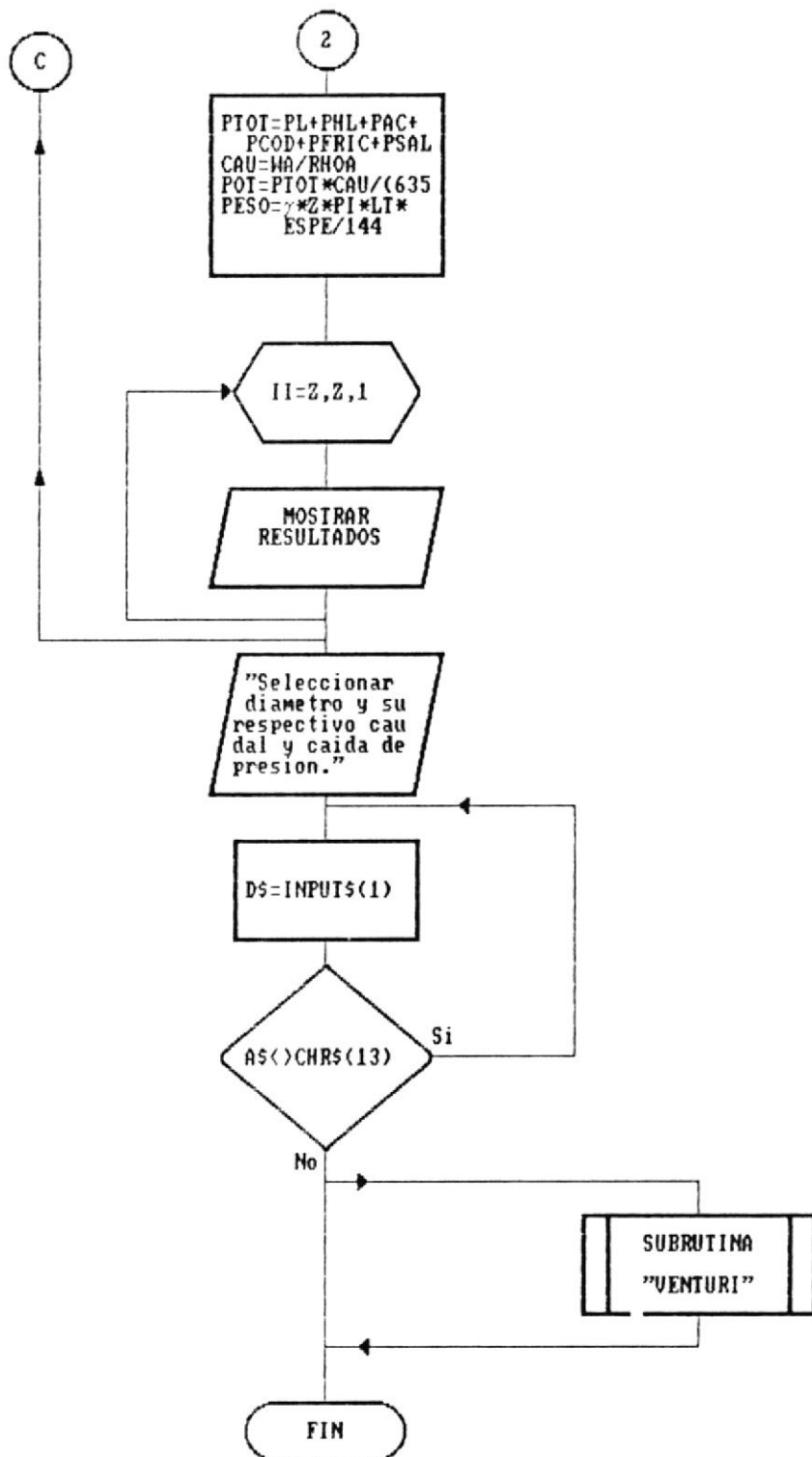
de flujo de tal forma que cualquier lector interesado pueda fácilmente codificarlo en BASIC o en cualquier otro lenguaje apropiado.

PROGRAMA "LOSSES"

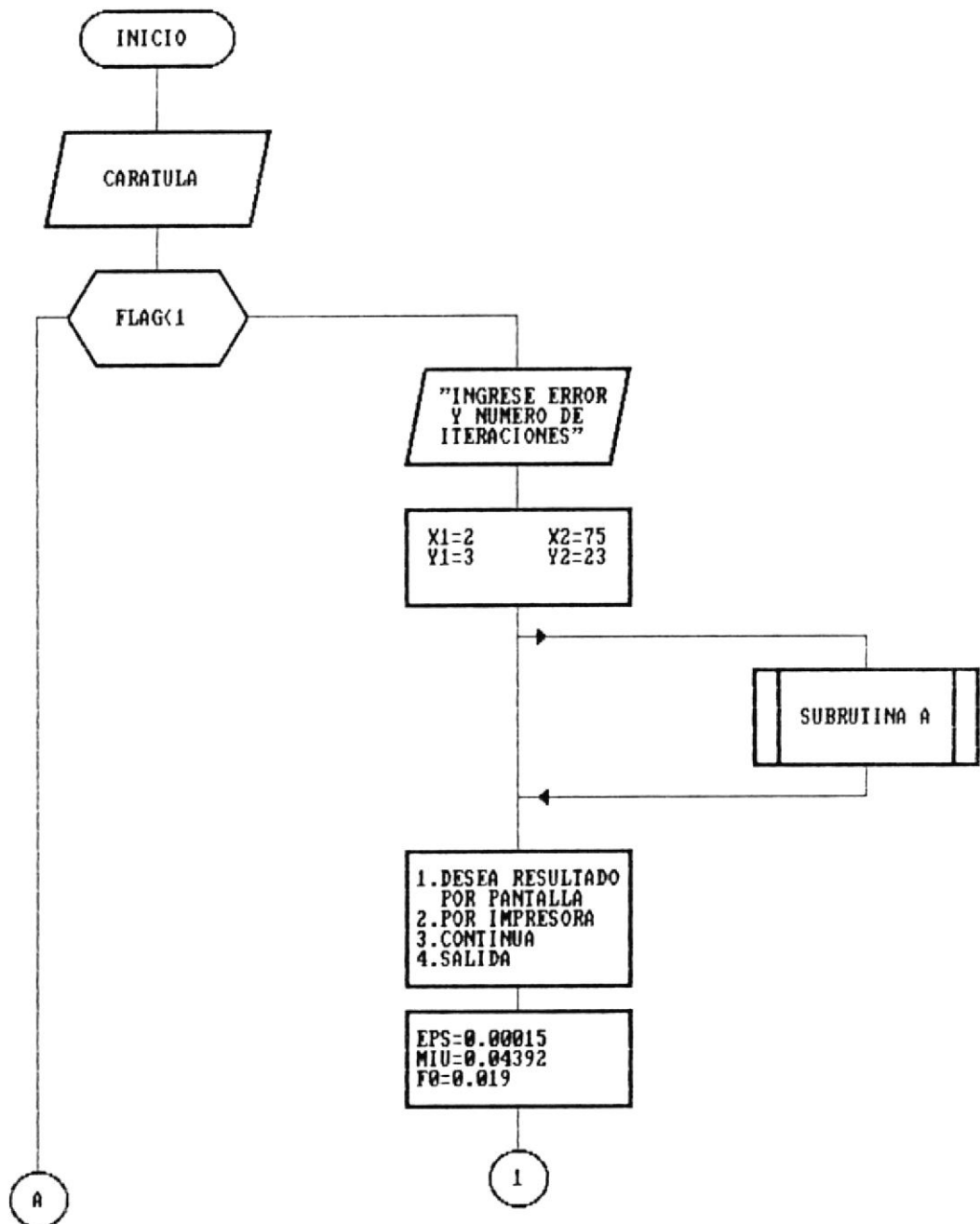


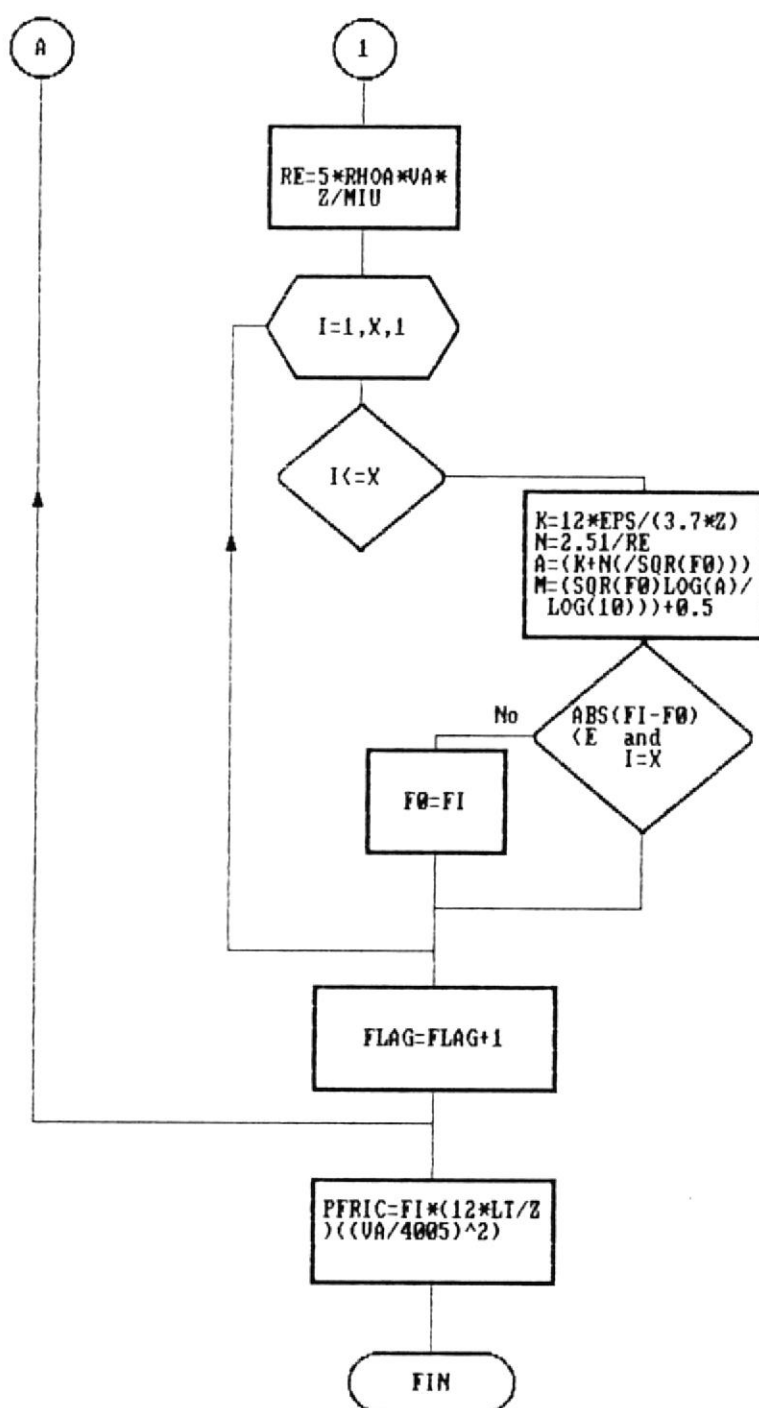




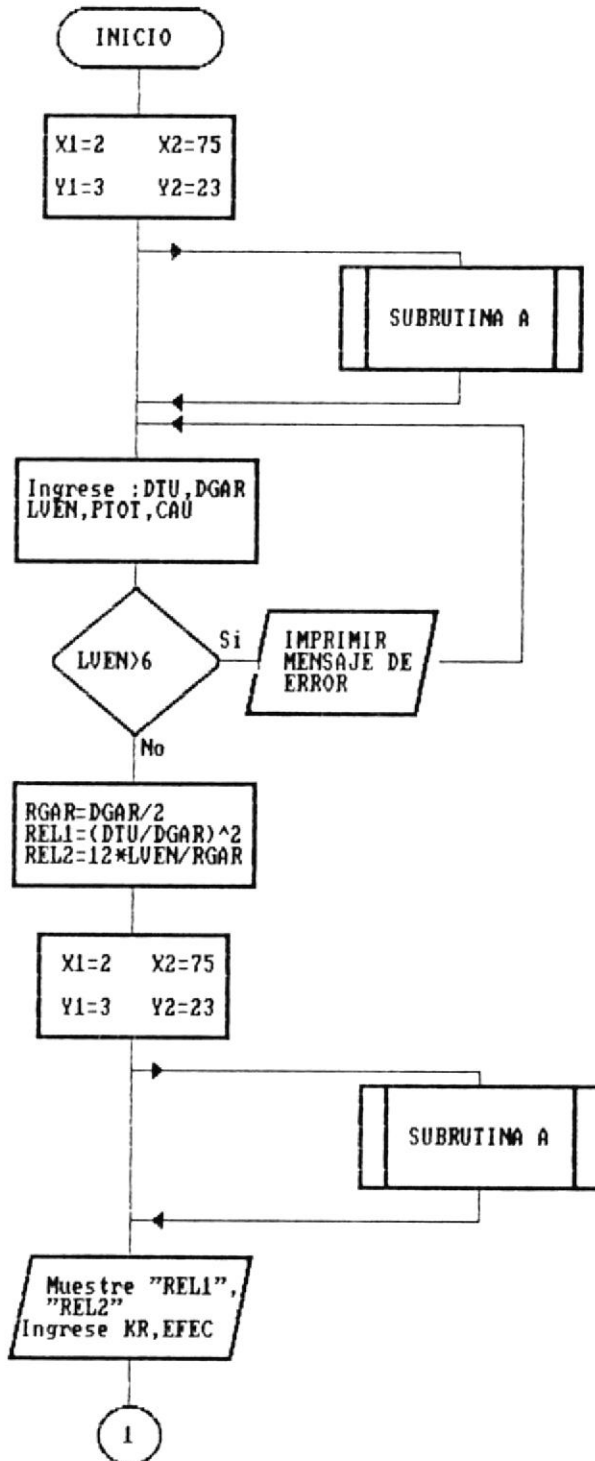


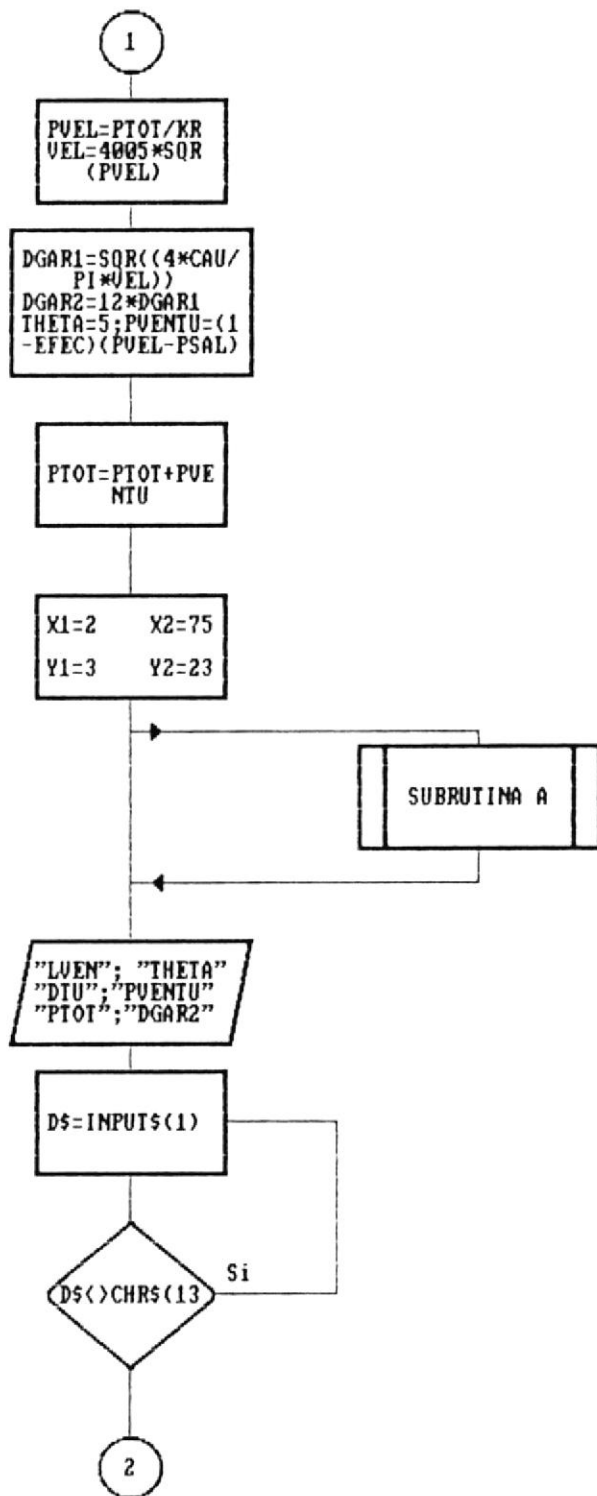
Subrutina Newton-Raphson

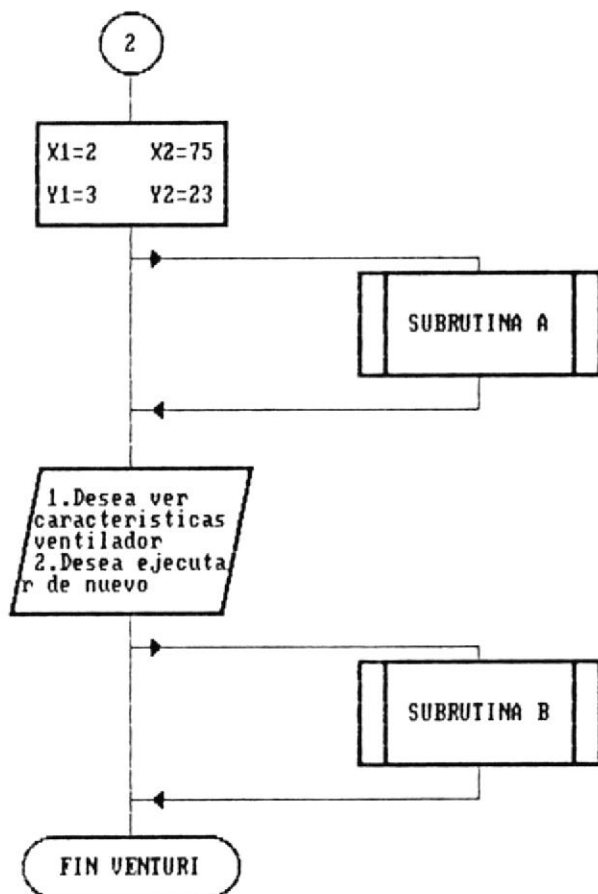




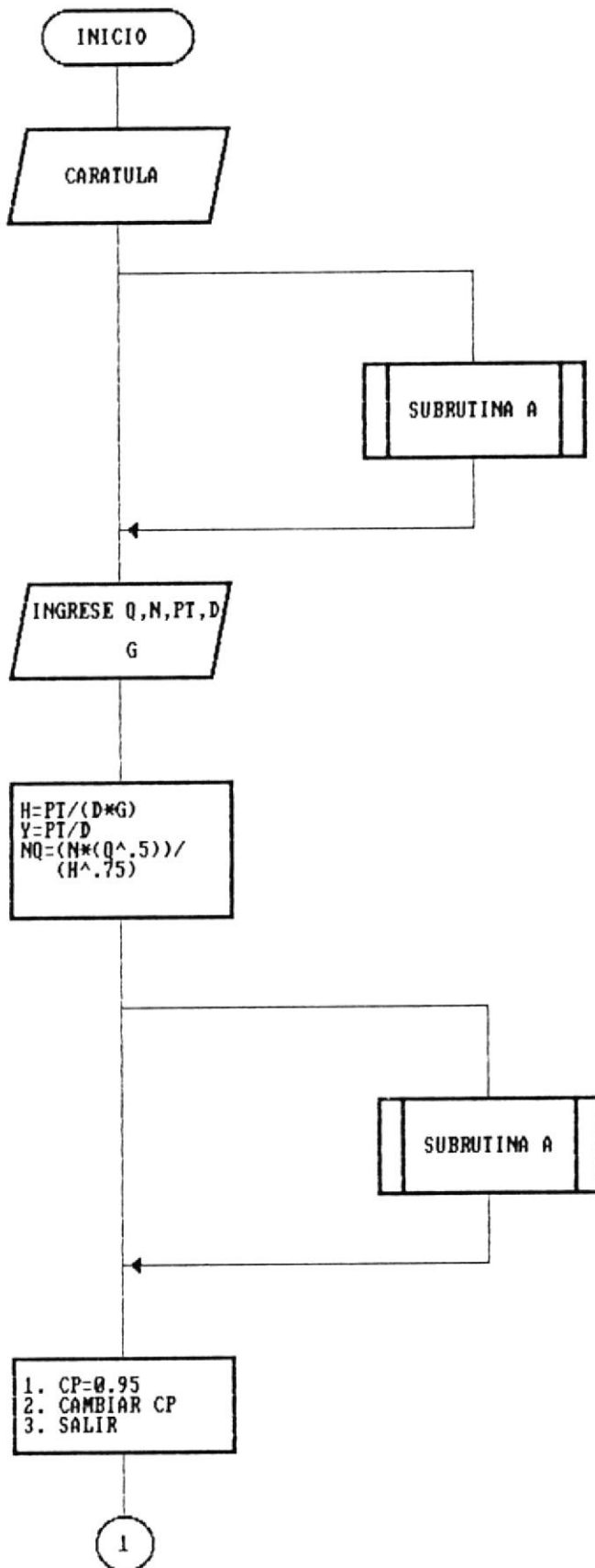
Subrutina Venturi

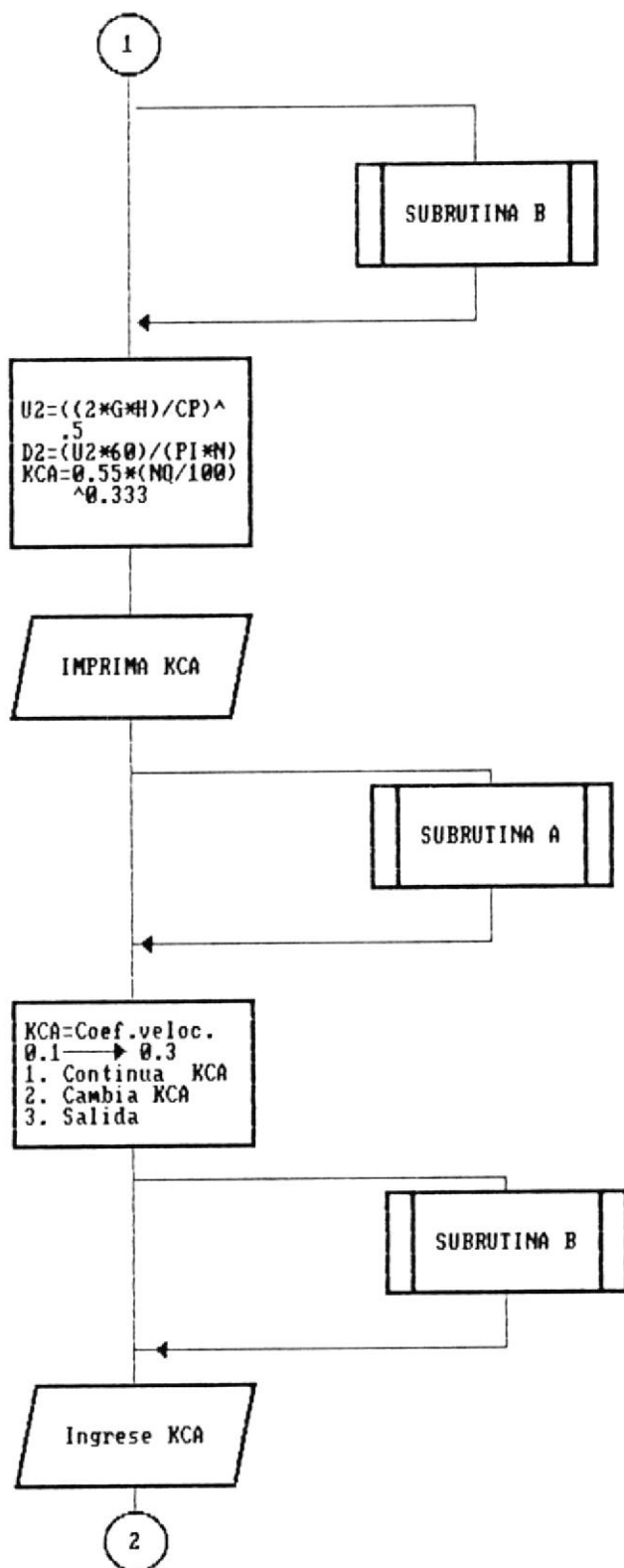


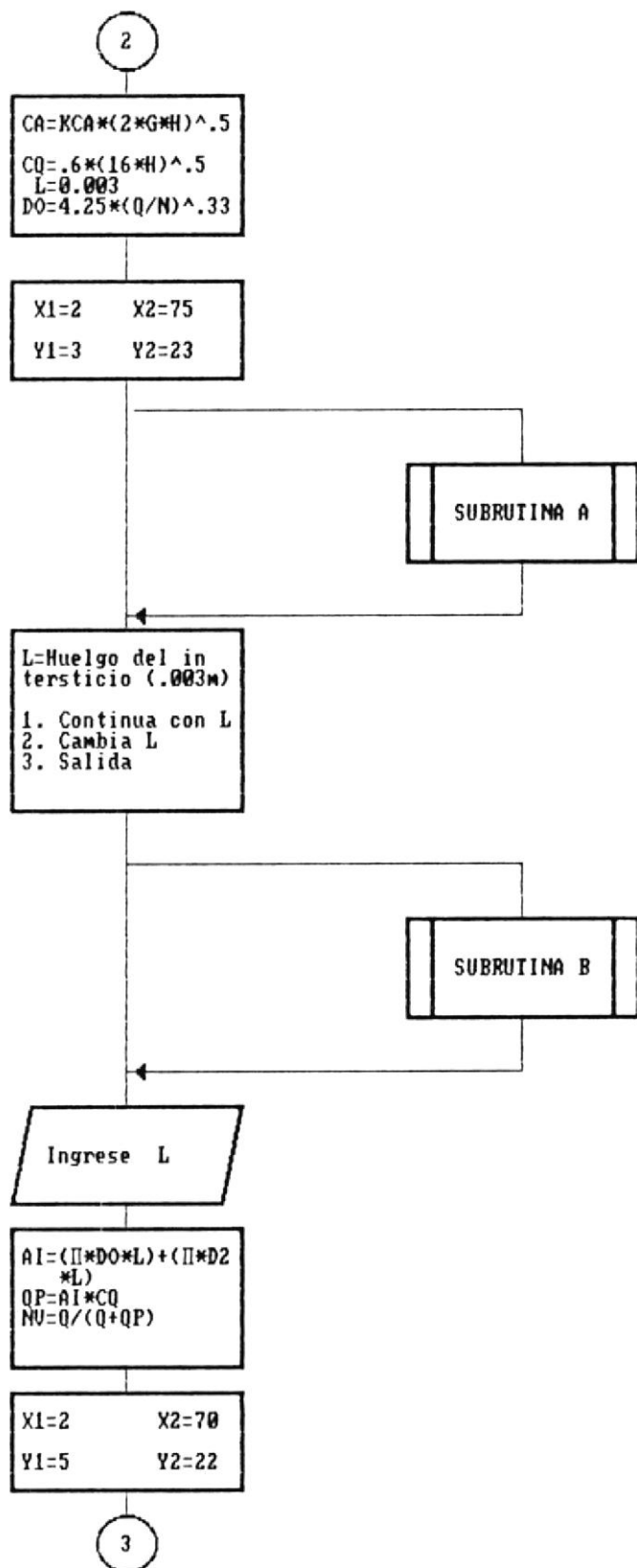


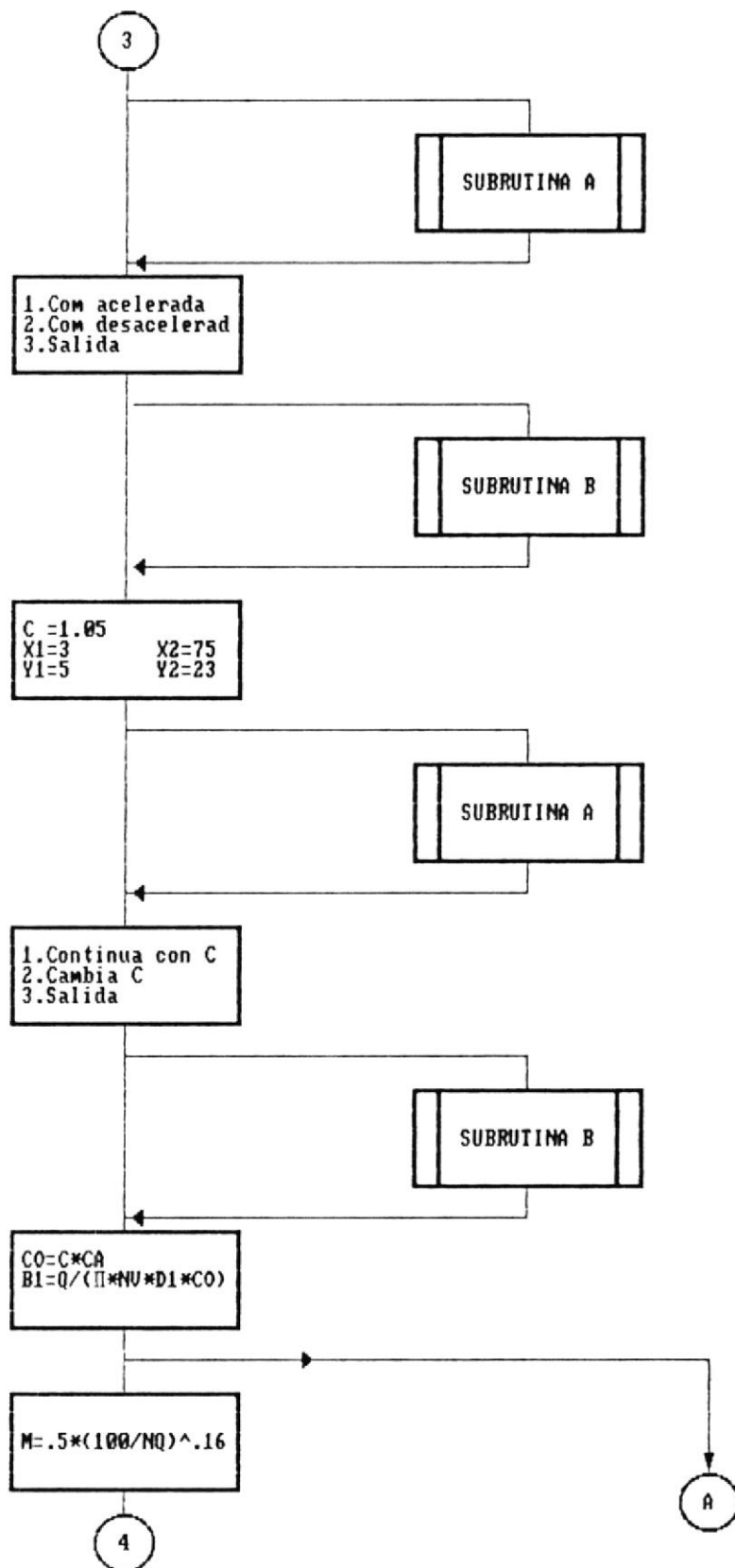


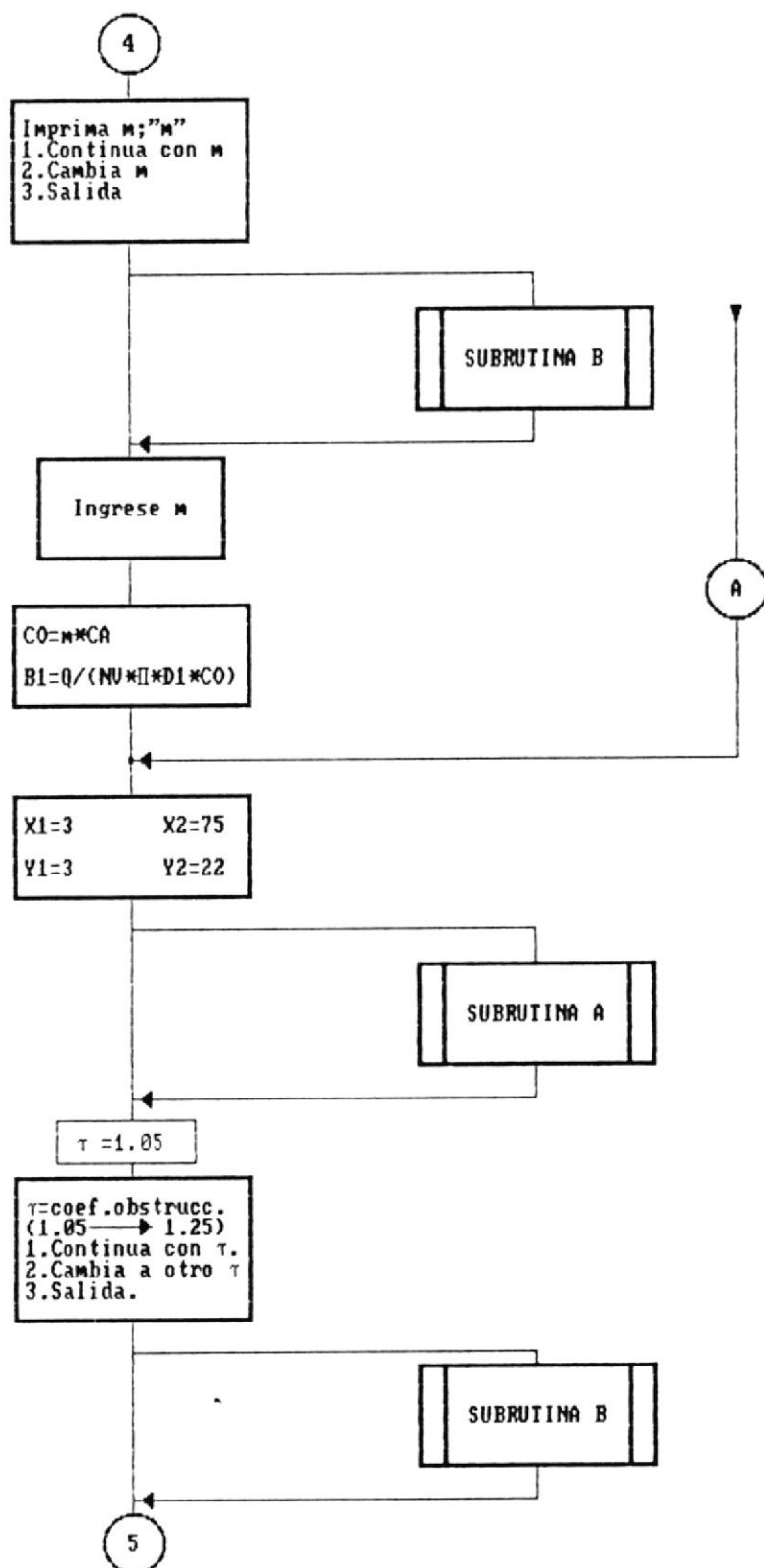
SUBROUTINA FAN

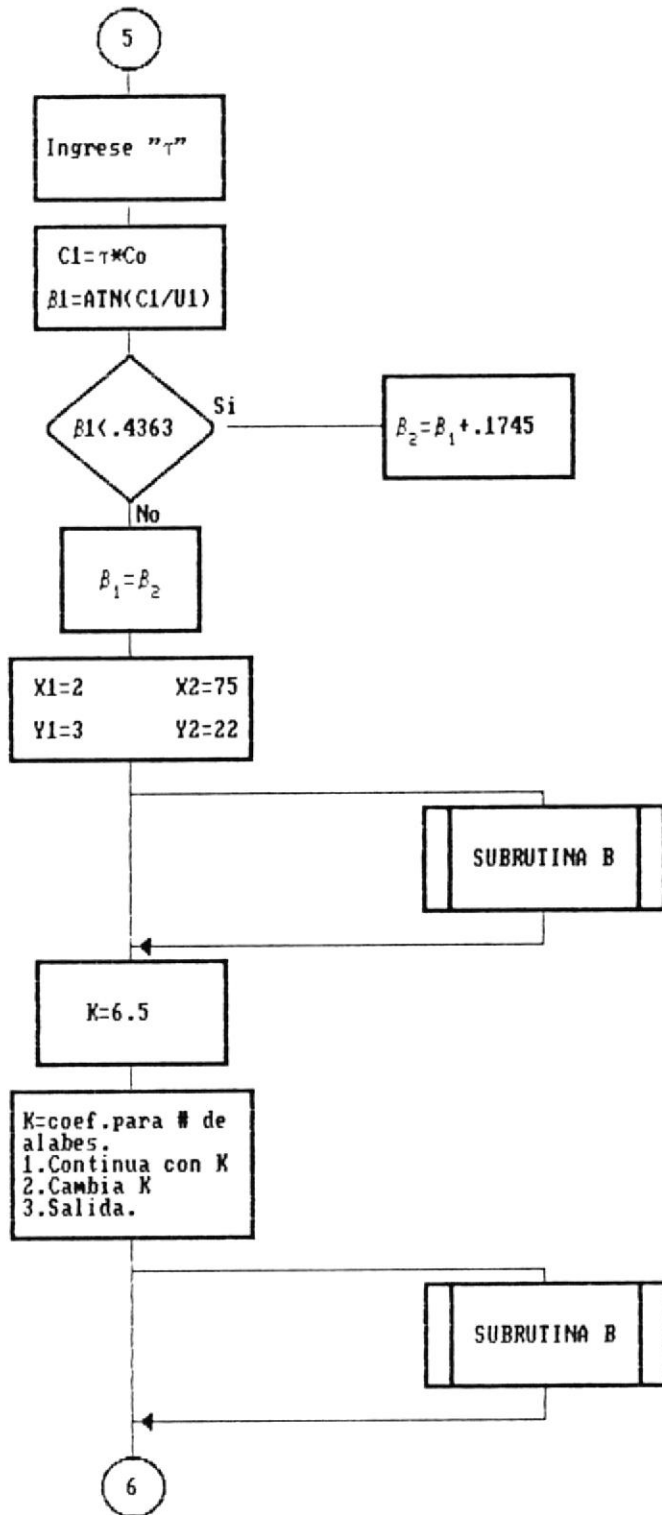


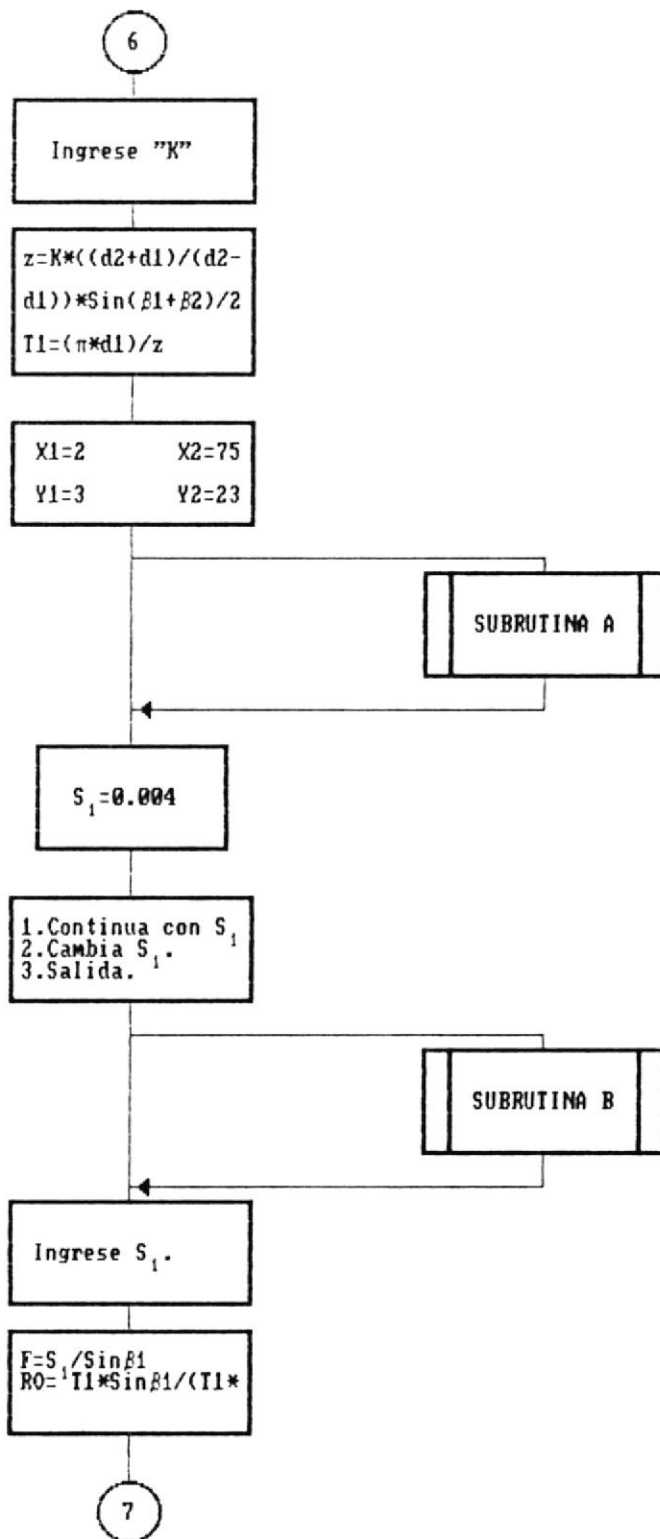


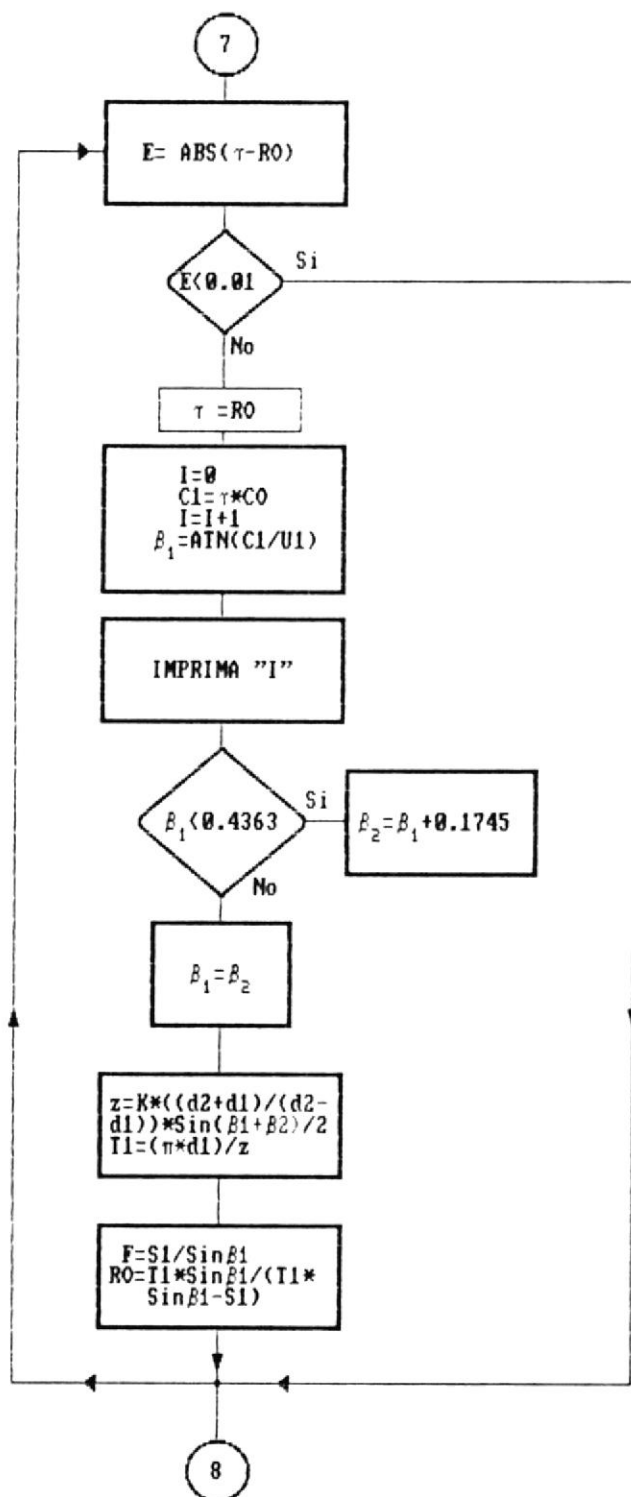


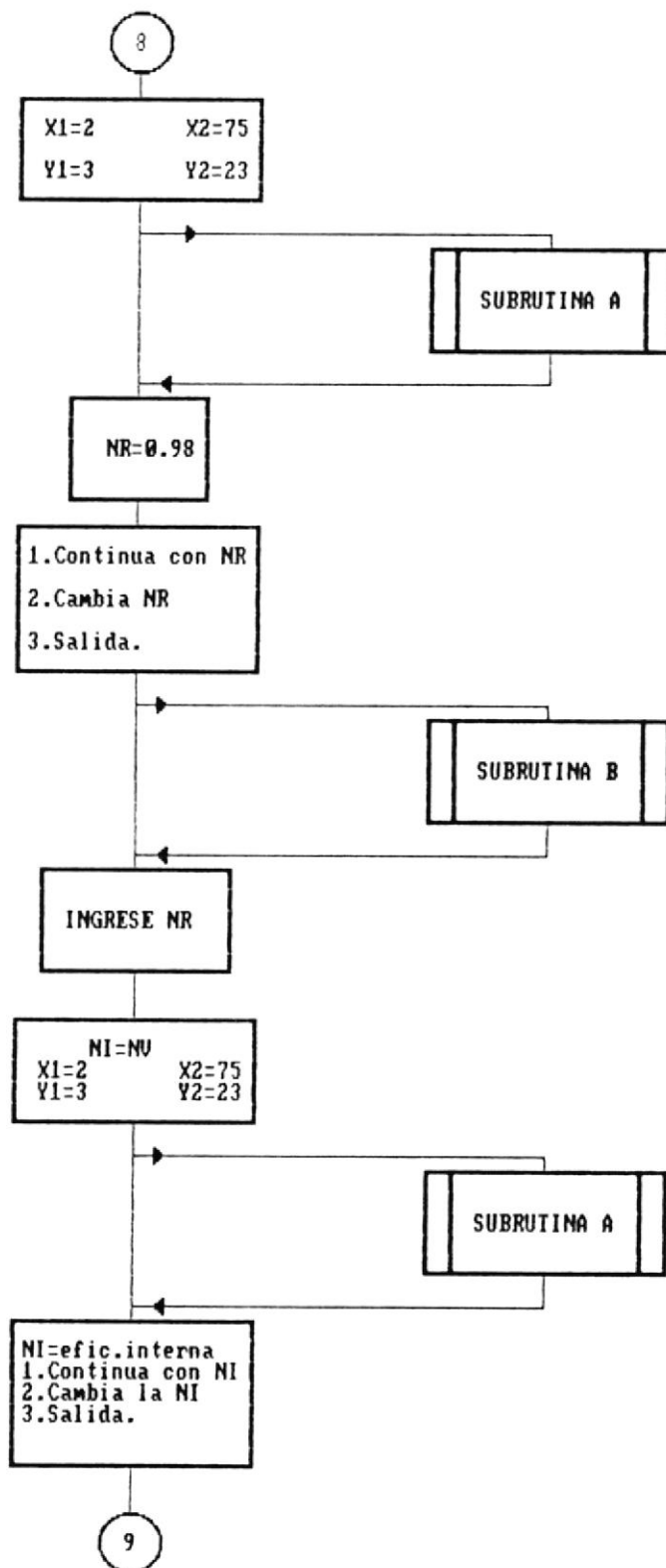


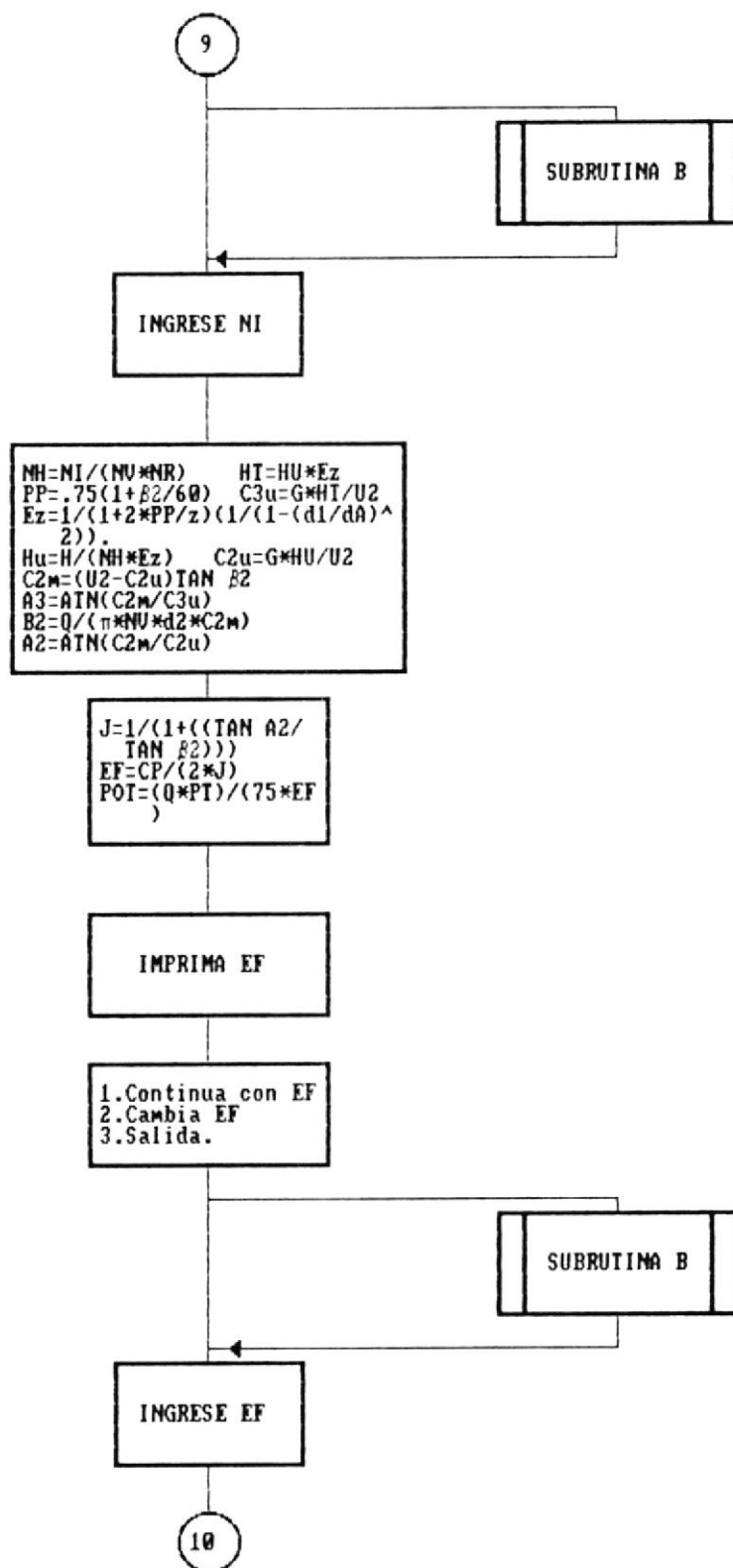


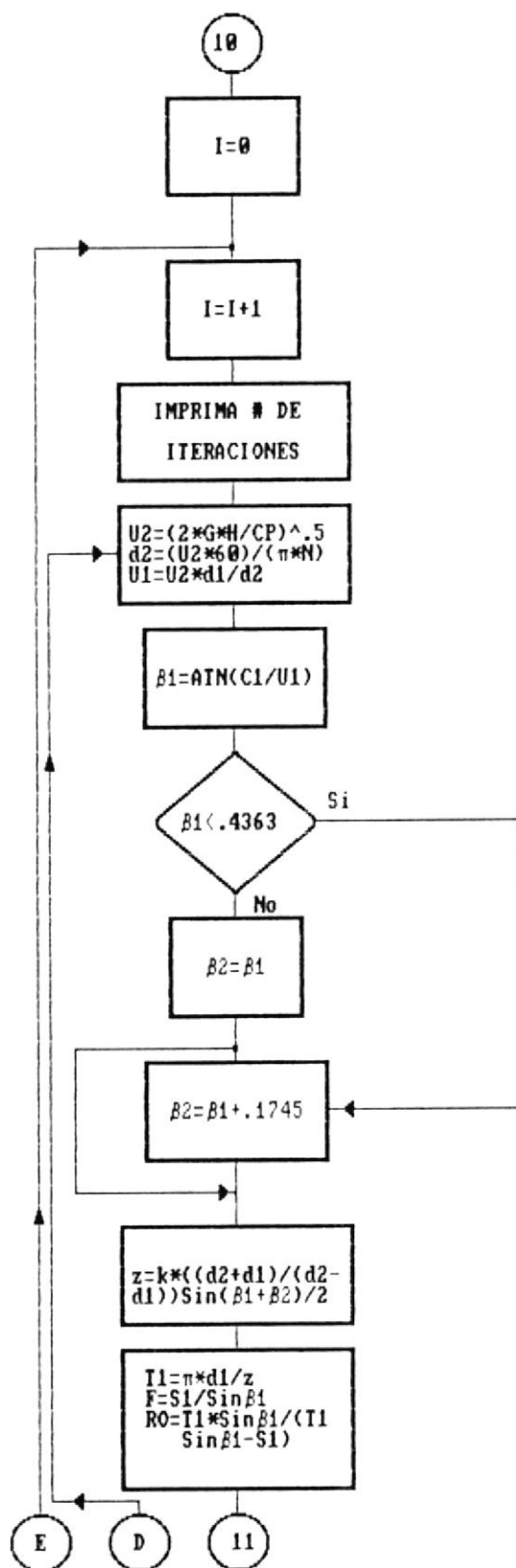


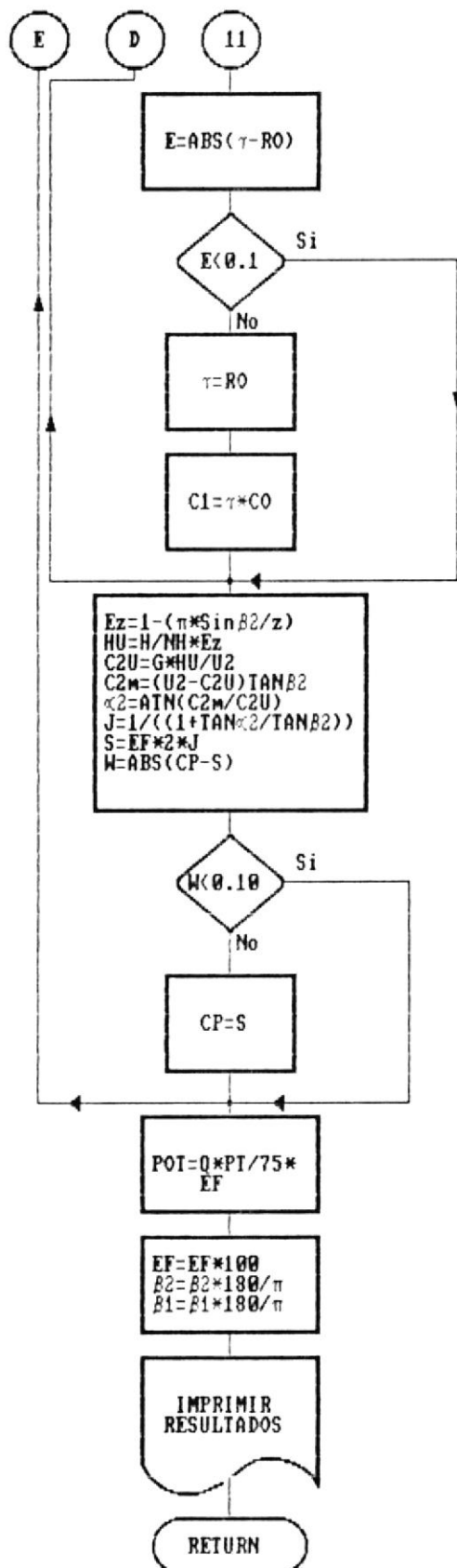




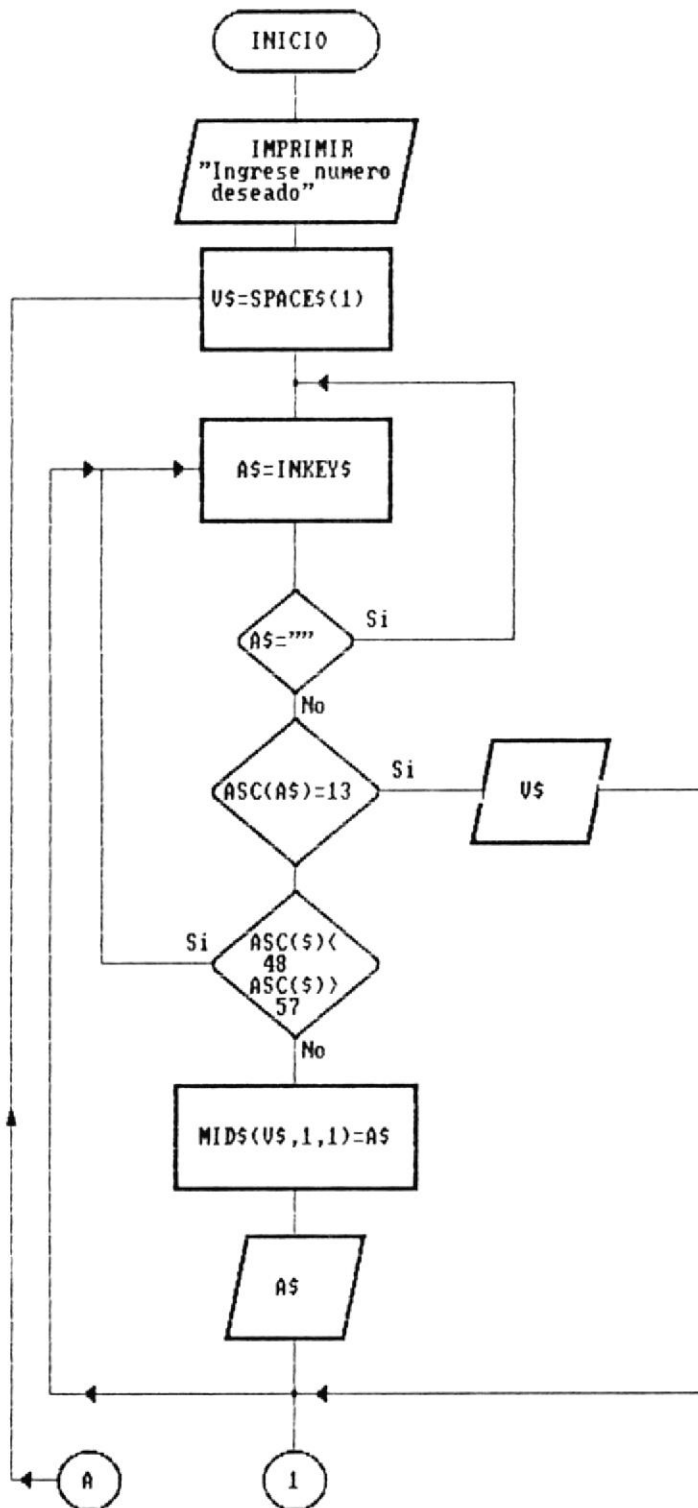


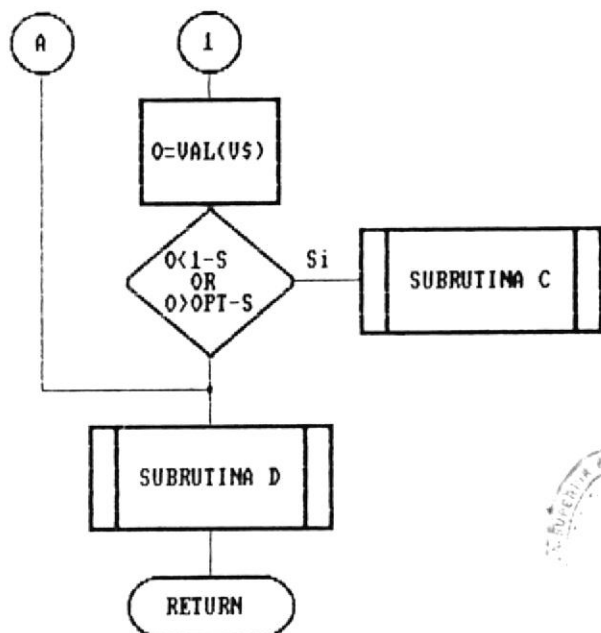




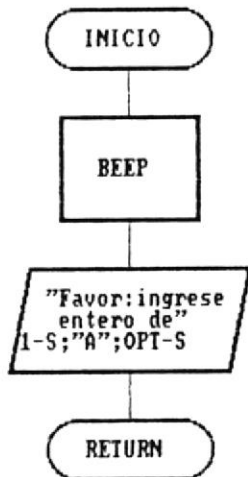


SUBROUTINA B

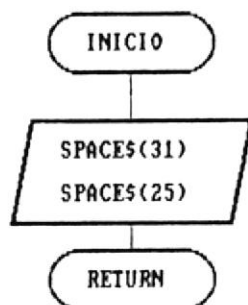




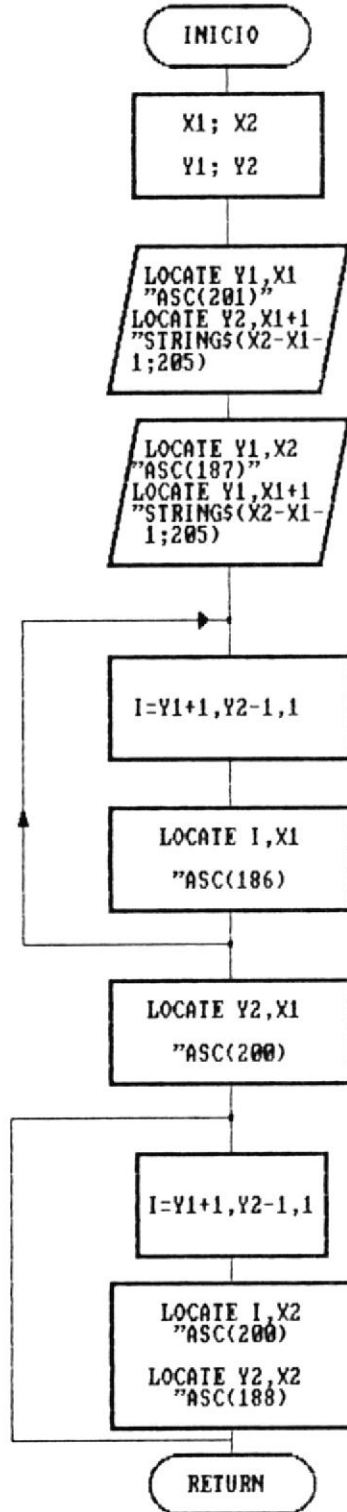
SUBROUTINA C:



SUBROUTINA D:



SUBROUTINA A:





CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .-

Haciendo un análisis exhaustivo de los resultados obtenidos al finalizar este trabajo, puede concluirse lo siguiente:

1.- Que el sistema de transportador neumático elimina cualquier posible polución que pueda darse, ya que sus características de ser un sistema cerrado, le proporcionan esta cualidad y por lo tanto no se convierte en un peligro potencial para el operario.

2.- Los costos de mantenimiento se ven reducidos drásticamente, pues las pocas partes en movimiento no están afectadas por ningún tipo de desperdicio o polvillo que pueda tornar crítico el mantenimiento.

3.- Puede afirmarse que posee un buen desempeño, pues su funcionamiento depende de la labor del ventilador, que es el corazón del sistema, y que en condiciones de diseño óptimas llega a alcanzar un rendimiento del 80 %; contrastando con el caso de los transportadores mecánicos donde las eficiencias son más bien bajas.

4.- Existe una versatilidad en cuanto se refiere al escogitamiento de la ruta, pues no existe ninguna limitante al respecto y la única situación "crítica" tal

vez sería la caída de presión en el sistema, que llegado el caso el ventilador no sería capaz de contrarrestarla y se haría necesario, para este caso especial, utilizar un turbocompresor o ventiladores en serie , lo que aumentaría los costos de la instalación.

5.- En un sistema de transporte neumático o en cualquier sistema es necesario tomar en cuenta el aspecto económico de la instalación. Analizando esta propuesta, se puede ver por medio de los resultados obtenidos que el costo de la instalación se incrementa a medida que el diámetro de la tubería -factor principal-crece.

6.- También es importante destacar que la potencia que necesita el ventilador para entregar la presión y el caudal requeridos por el sistema tiende a aumentar a la vez que el diámetro de la tubería de transporte aumenta.

7.- Puede afirmarse también, que el programa realizado está en capacidad de efectuar los cálculos para las trayectorias más tortuosas, siempre y cuando se sigan las instrucciones dadas en el mismo y no se ingresen valores negativos. Se ha tratado de prevenir cualquier error, pero cualquier dato mal ingresado podría hacer "caer" el programa, en cuyo caso se recomienda pulsar la tecla Ctrl+Break y volver a ejecutarlo nuevamente.

Se recomienda hacer un estudio más profundo y detallado

para determinar los coeficientes de rozamiento para los productos deslizando sobre una gama más amplia de materiales (plástico, PVC, etc) y no solamente sobre acero. Y de ser posible además estudiar otros productos propios de nuestra tierra y que no están consideradas en la Ref.3.

Se recomienda que los valores que son obtenidos por medio de gráficos e introducidos desde el teclado, sean de alguna manera procesados internamente por el computador por medio de **paquetes estadísticos de lenguaje de alto nivel**, lo que haría posible una mayor exactitud en los resultados obtenidos y menos divergencia entre valores calculados sobre el papel y valores medidos en la práctica.

Si es posible, también, debería llevarse a efecto un estudio, con el objeto de hacer más completo el programa, sobre caídas de presión en accesorios tales como tees, que no han sido consideradas aquí y que en algún momento podrían ser útiles en un sistema de transportación neumática, pues permiten llevar el producto a varios destinos.

En lo que respecta a la subrutina que calcula las características hidráulicas del ventilador, se recomienda ingresar dentro de ella una subrutina que permita ver la

silueta de la voluta del ventilador, tanto en vista lateral como frontal, para hacerse una idea del diámetro y ancho de la misma.

APENDICE A

Se muestra aquí la carta o diagrama de Moody



FRICITION FACTOR $f =$

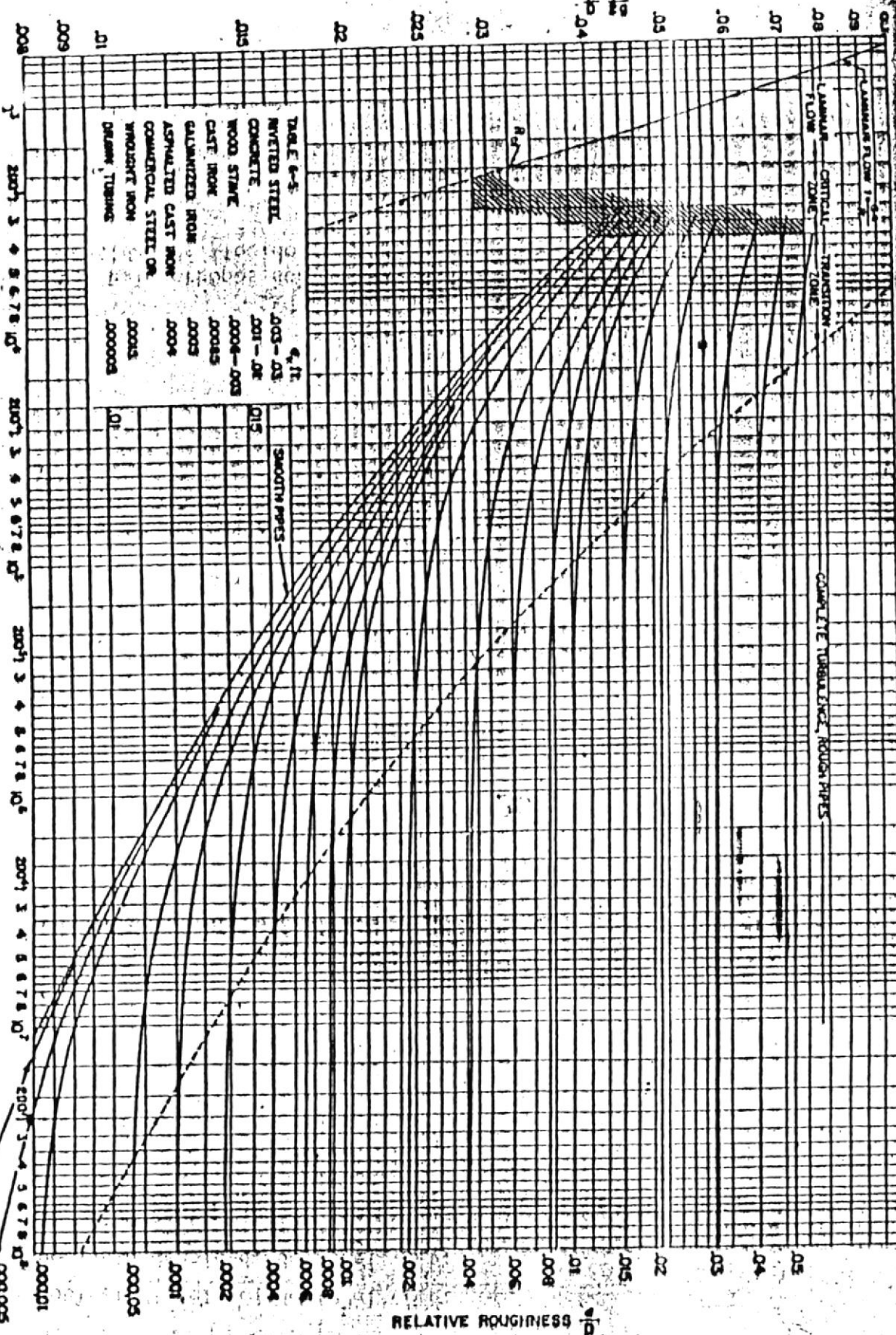


TABLE 6-5
4 ft

INVERTED STEEL	.003 - .03
CONCRETE	.001 - .01
WOOD STAVE	.0004 - .003
CAST IRON	.00045
GALVANIZED IRON	.0003
ASPHALTED CAST IRON	.0004
COMMERCIAL STEEL OR	.00015
WROUGHT IRON	.00008
DRAIN TUBING	.00003

SMOOTH PIPES -

.015
.01

REYNOLDS NUMBER, $\frac{Dv}{\nu}$

200^1 3 4 5 6 7 8 10^2
 200^1 3 4 5 6 7 8 10^3
 200^1 3 4 5 6 7 8 10^4
 200^1 3 4 5 6 7 8 10^5
 200^1 3 4 5 6 7 8 10^6
 200^1 3 4 5 6 7 8 10^7
 200^1 3 4 5 6 7 8 10^8
 200^1 3 4 5 6 7 8 10^9

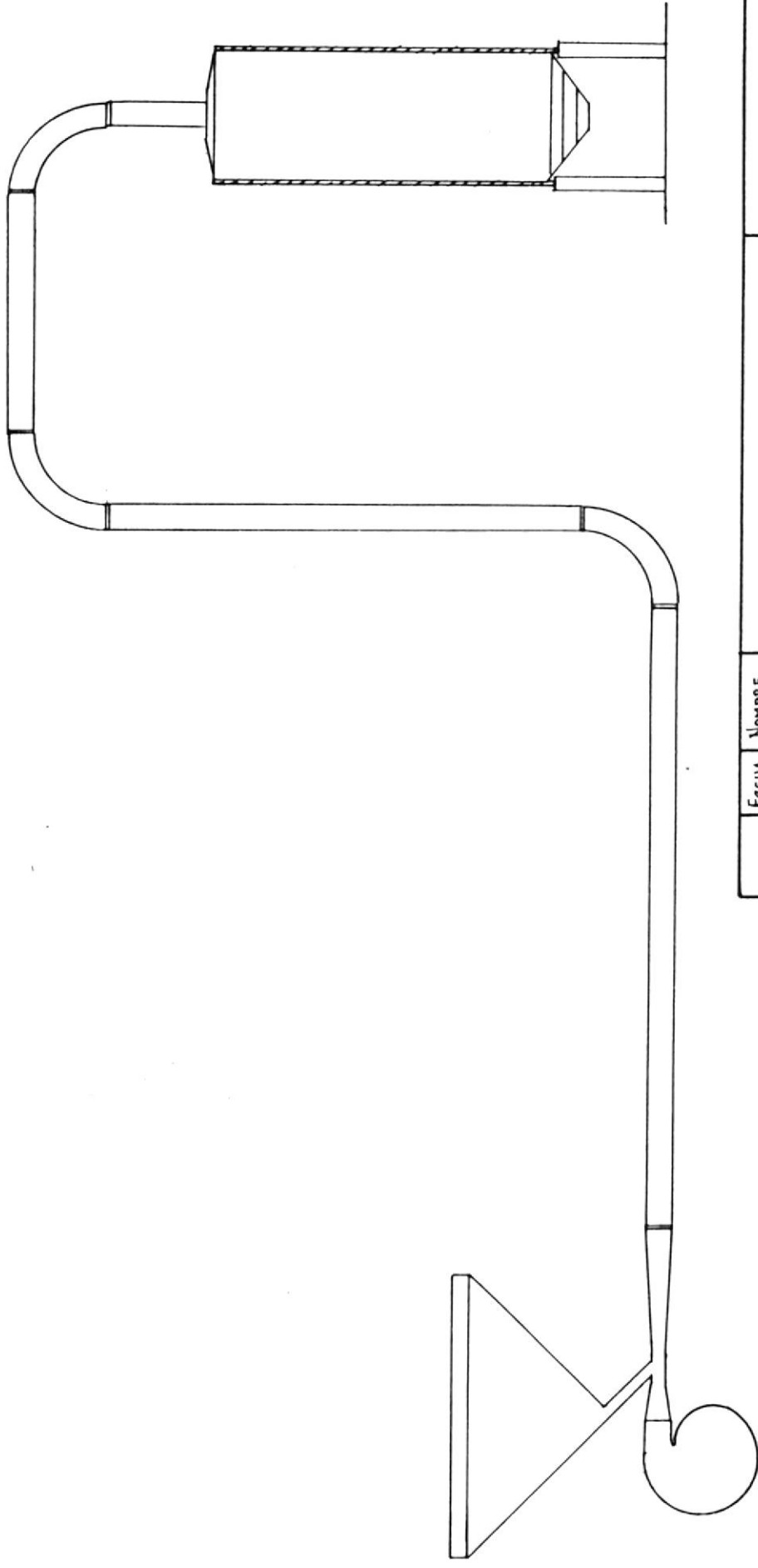
.000101
 .000105
 .000109

RELATIVE ROUGHNESS $\frac{e}{D}$

APENDICE B

Se presenta un esquema general del sistema de transporte neumático.

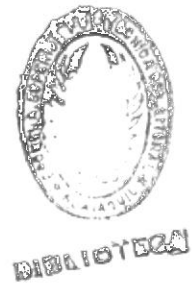


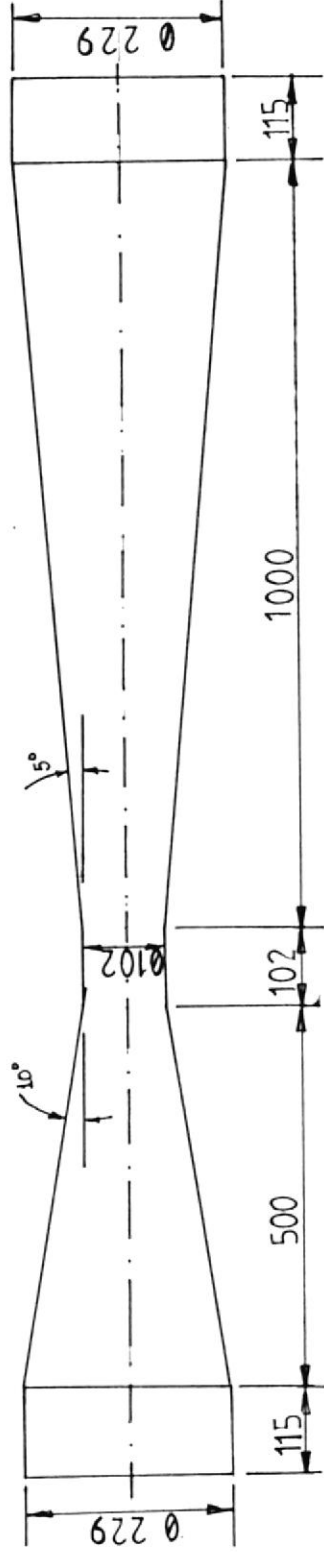


DIBUJO		FECHA	NOMBRE		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
REVISO		24/II/92	DIXON LEON			
COMPROB.			DIXON LEON ING. ANDRADE			
ESQUEMA GENERAL DEL SISTEMA DE TRANSPORTE NEUMATICO						

APENDICE C

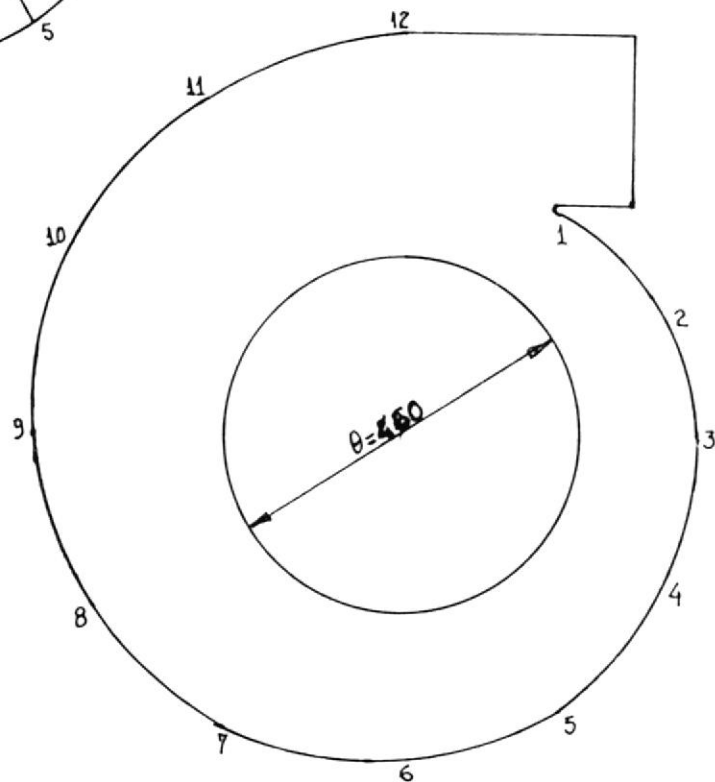
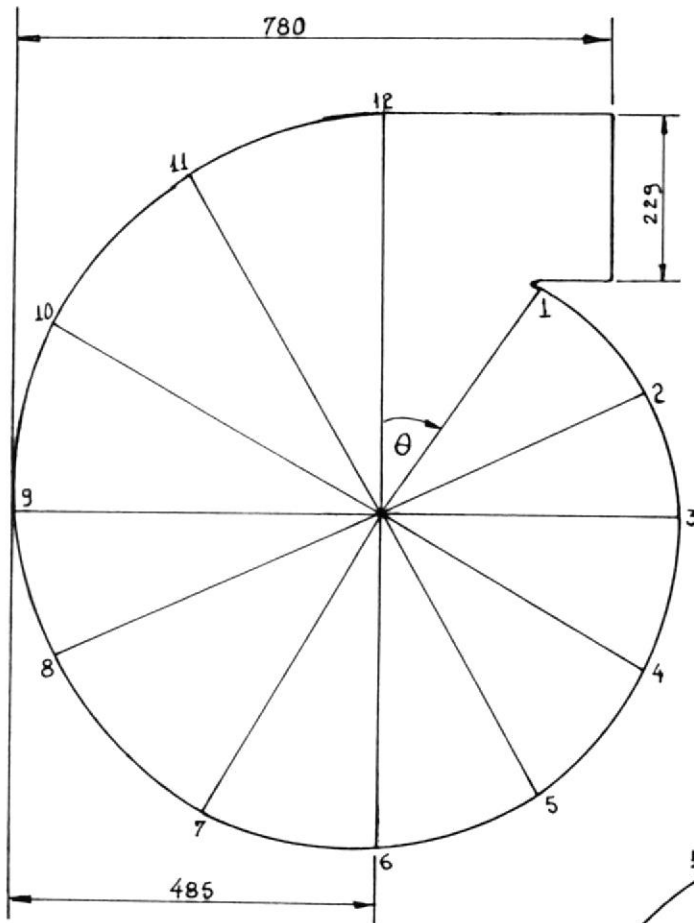
Se presenta las dimensiones y planos de las partes más importantes del ventilador.



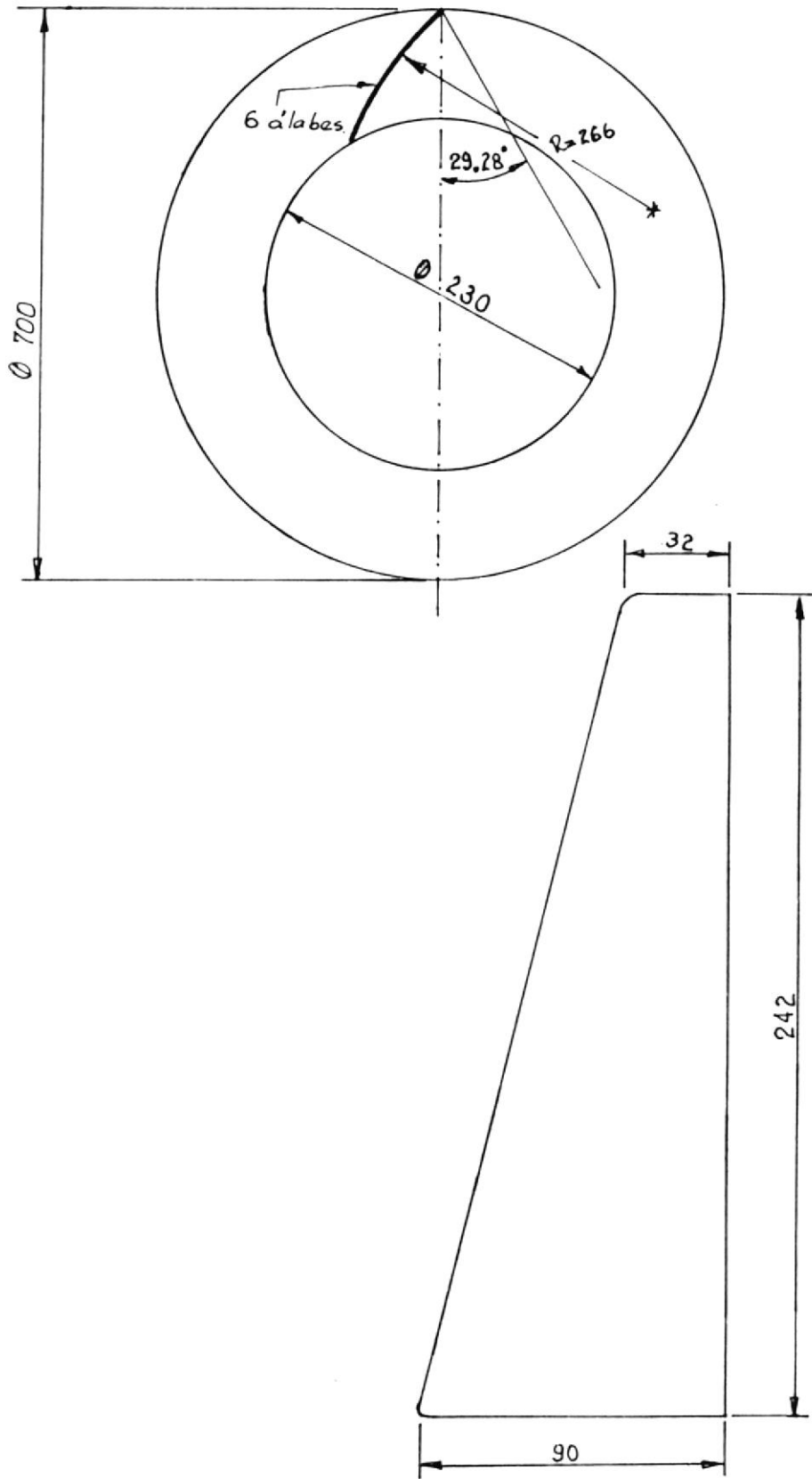


Dibujó.		FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
REVISO	COMPROB.	24/II/72	DIXON LEON		
			D. LEON	TUBO VENTURI	
			ING. ANIMATE		
E					MATERIAL: ACERO
1:10					DIMENSIONES EN MILIMETROS.

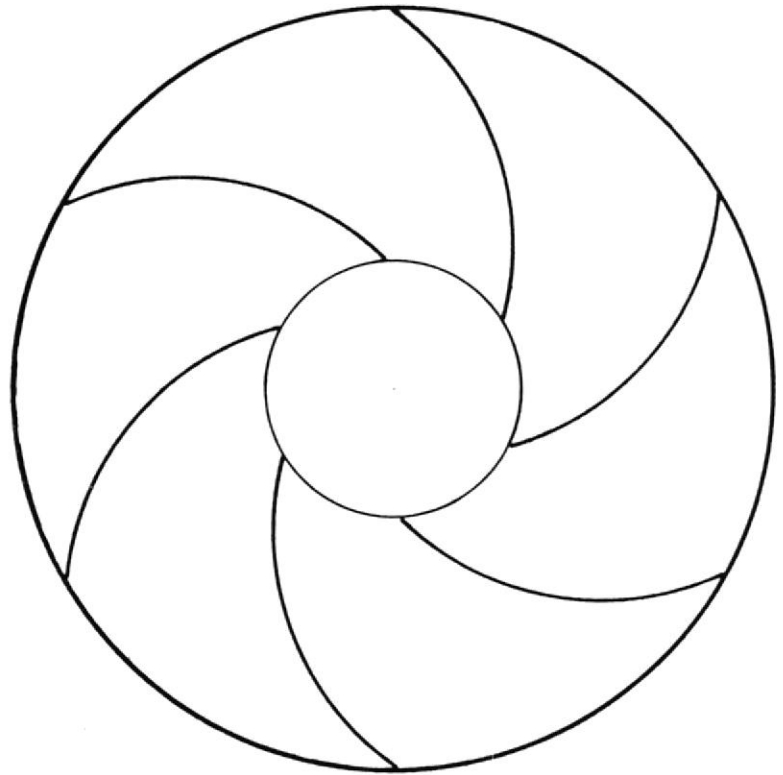
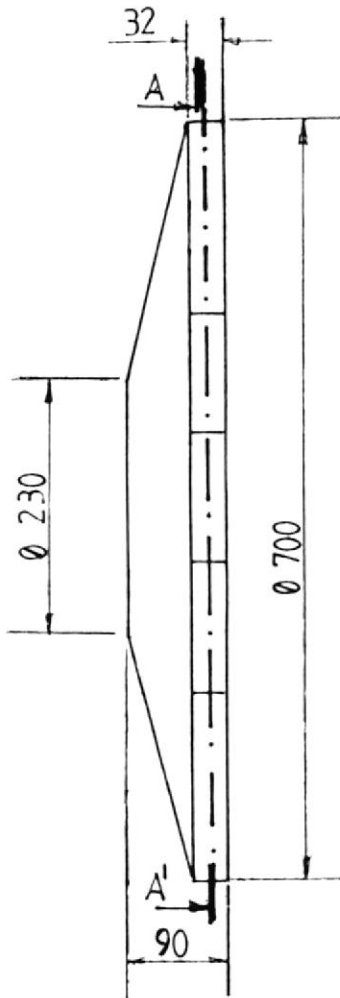
PUNTO	RADIO r(mm)	ANGULO $\theta(^{\circ})$
1	360	35
2	380	65
3	390	90
4	400	120
5	420	150
6	430	180
7	450	210
8	460	240
9	480	270
10	500	300
11	510	330
12	530	360



	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO	24/II/92	DIXON LEON		
REVISO		DIXON LEON		
COMPROB.		Ing. ANDRADE		
E 1:10	Tapas de la Voluta: anterior y posterior			
				PLANCHA DE 3 mm.



	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO	24/II/92	DIXON LEON		
REVISO				
CONTROL		ING. ANDRAE		
E 1:3	Trazado del Alabe			



CORTE A-A'

	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo		D. LEON		
REVISO		D. LEON		
Compr.		ING. ANDRADE		
E 1:7	IMPULSOR			
				PLANCHA DE 3 mm. Dibujo con sus vistas

BIBLIOGRAFIA

1. Turbomaquinaria; Claudio Mataix
2. Fans; Bruno Eck.
3. Fan Engineering ; Buffalo Forge Co.
4. Ventiladores y Turbocompresores; José Masana
5. Manual de Ventilación; Woods Enterprises.
6. Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas; Claudio Mataix.
7. Fluid Movers:Pumps,compressors,fans and blowers.Chemical Engineerig Magazine.
8. Industrial Ventilation;ASHVE.
9. Turbomachines; O.E.Balje.
10. ASHRAE Guide and Data Book.
11. Seminario de Ventilación; Goldsmith,1987
12. ASHRAE "Handbook of Fundamentals".
13. Ventilation System; Western Engineering.
14. Chemical Engineers's Handbook ; Perry & Chilton.
15. Silos ; Juan Ravenet
16. Bulks Solid Handling ; Trans. Tech. Publications.
17. Instrumens Technology ; Jones.
18. Chemical Engineering Deskbook Issue /Oct.13/69.
19. Enciclopedia de Tecnología Química ; O. Kirk.
20. Gw-Basic y Basica para IBM PC y compatibles ; IBM Co.