

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**“ Bomba Aspirante - Impelente para 10 M. de Altura y
Caudal de 1 Lt./ Se. Accionada por
Turbina Eólica y Proyecto de Banco de Ensayos ”**

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO

TEODORO SANCHEZ CAMPOS

PROMOCION: 1978 - 2

LIMA • PERU • 1986

INDICE

PROLOGO

<u>CAPITULO I</u>	Pág.
1. Introducción	1
1.1 Revisión bibliográfica sobre la explotación de la energía eólica.	
1.1.1. A nivel mundial	1
1.1.2 A nivel nacional	2
1.2 El viento y sus características	3
1.3 Influencia de la velocidad del viento sobre la potencia	8
1.3.1. Variación de la velocidad del viento con la altura sobre la superficie	8
1.3.2 Influencia de la variación de la velocidad del viento sobre la potencia	11
1.4 Usos de la energía	12
1.5 Selección del lugar de instalación	13
 <u>CAPITULO II</u>	
2. Análisis de una instalación de bombeo eólico	17
2.1 Rotor	17
2.1.1 Consideraciones Aerodinámicas	18
2.1.2. Potencia al eje del rotor	22
2.2 Transmisión	23
2.2.1 Sistema Disco-Biela	24
2.3. La Bomba	25
2.3.1 Tipos de bombas	25
2.3.2 Bombas para Molinos de Viento	26
2.3.3 Variación de la altura y caudal para diferentes velocidades de viento en un sistema eólico	29

2.4.	Torre	30
2.5	Tornamesa	33

CAPITULO III

3.	Cálculos hidráulicos y dimensionamiento	36
3.1	Comportamiento del líquido a través de la bomba.	36
3.1.1	Desplazamiento del pistón (x)	37
3.1.2	Velocidad del pistón (V_p)	38
3.1.3	Aceleración del pistón	39
3.1.4	Velocidad (V), Aceleración (A_a) y caudal (Q_o) del líquido desalojado	39
3.2	Potencia Requerida por la bomba	42
3.2.1	Potencia teórica	42
3.2.2	Eficiencia (η) y Potencia Real (P) de la bomba	46
3.2.3	Potencia Real Media (P_m)	55
3.3.	Dimensionamiento de la bomba	56
3.3.1	Velocidad de giro en revoluciones por minuto	56
3.3.2	Carrera y diámetro del pistón	57
3.3.3	Relación S/D	59
3.4.	Válvulas	61

CAPITULO IV

4.	Cálculos mecánicos	68
4.1	Cálculo de la bomba	68
4.1.1.	Cilindro de la bomba	68
4.1.2.	Pistón y Empaquetadura	71
4.2	Selección y Cálculos de válvulas	82

4.2.1.	Selección de válvulas	82
4.2.2.	Cálculo de válvulas	82
4.3	Cálculos de la sección de la biela y vástago	84
4.3.1	Cálculo de la biela	84
4.3.2	Cálculo de la sección del vástago	88
4.4.	Cálculo del diámetro del rotor y geometría de la palas	90
4.4.1	Diámetro del Rotor	90
4.4.2	Geometría del Alabe	92

CAPITULO V

5.	Sistemas Auxiliares	97
5.1	Cámara de Impulsión	97
5.2	Sistema de Seguridad	104
5.2.1.	Fuerzas que actúan sobre el sistema	106
5.2.2.	Equilibrio de torques en el sistema	110
5.2.3.	Angulo	111
5.2.4	Resultados	115
5.2.4.	Dimensionamiento del sistema	118

CAPITULO VI

6.	Proyecto de banco de ensayos	126
6.1	Método de ensayos y presentación de datos	126
6.1.1.	Objetivos	127
6.1.2.	Nomenclatura y unidades	127
6.1.3.	Procedimiento general	128
6.1.4.	Equipos e instrumentos	129
6.1.5.	Procedimiento de la prueba	130

6.1.6	Cálculos	131
6.1.7	Presentación de datos	131
6.2.	Banco de ensayo	132
6.2.1.	Descripción del banco de ensayo	133
6.2.2.	Instrumentación	134
6.2.3.	Sistemas auxiliares	135

CAPITULO VII

7.	Costos	145
7.1	Rendimiento de un Molino de Viento	146
7.2	Características de los Molinos de Viento usados para el análisis de costos y costo de inversión inicial en cada modelo	149
7.3.	Volumen total anual bombeado por diferentes modelos para Miraflores (Piura)	151
7.4	Cálculo de costos	153
7.4.1.	Costos anuales usando Molinos de Viento	153
7.4.2	Costos anuales usando Motobombas	153

ANEXO A

A	La Energía Eólica	163
A.1	Potencia del viento	163
A.2	Energía aprovechable del viento	165
A.3	Curvas de velocidades	166
A.3.1.	Anemogramas, definiciones	166
A.3.2	Curvas de frecuencia del viento	168
A.3.3.	Curvas de duración de velocidad	169
A.4	Curva de potencia	171
A.5	Método matemático	175
A.6	Variación de la potencia con la altura sobre el suelo	180

ANEXO B

B.	Rotores usados en Molinos de Viento para bombeo de agua	182
B.1	Introducción	182
B.2	Influencia de la solidez	183
B.3	Coefficientes de potencia	185
B.4	Recomendaciones sobre velocidad angular	185
B.5	Características de torque y potencia	188
B.6	Perfiles usados	188
B.7	Fuerzas en los álabes	190

ANEXO C

C.	Pruebas Experimentales sobre la eficiencia mecánica de la bomba para pequeñas alturas	194
C.1	Metodología	194

ANEXO D

D.	Programas para calcular el volumen total de agua a bombear por un sistema eólico de bombeo	199
D.1	Estructura del programa	
D.2	Parámetros usados	
D.3	Diagrama de flujo	
D.4	Listado del programa (MBASIC)	

ANEXO E

E.	Ensayos preliminares y fotografías	204
----	------------------------------------	-----

	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	214
--	--------------------------------	-----

	BIBLIOGRAFIA	219
--	--------------	-----

CAPITULO I

I N T R O D U C C I O N

1.1. Revisión Bibliográfica sobre la Explotación de la Energía Eólica.

1.1.1. A Nivel Mundial

La utilización de la Energía Eólica se remonta a muchos siglos atrás, según las fuentes históricas los persas la usaban para moler cereales y bombear agua.

En Europa se comenzó a usar entre los siglos X y XII. En el siglo XVII la utilización de la Energía Eólica contribuyó decididamente al desarrollo de los Países Bajos, en aquellos días el viento movía millares de molinos con potencias entre 30 y 70 HP; posteriormente con la aparición de la máquina de vapor los molinos de viento fueron perdiendo importancia en cuanto al uso.

En Dinamarca, el físico y meteorólogo Paul La Cour (1846 - 1908) realizó investigaciones fundamentales describiendo las leyes básicas para el diseño de los molinos de viento e inclusive llegó a instalar un prototipo de 40,000 kw-h anuales.

Otro período importantes para el desarrollo y aplicación de los molinos de viento fue el de las décadas 40 y 50 del presente siglo debido a la escasez de combustible como consecuencia de la Segunda Guerra Mundial.

Actualmente existen a nivel mundial empresas dedicadas a la producción industrial y exportación de molinos de viento -

para difundirla en bombeo de agua y generación de electricidad en el rango de pequeñas potencias (hasta 5 kw). Asimismo, existen muchas instituciones con una serie de programas dedicadas al estudio y explotación de las energías no convencionales con el fin de sustituir al menos parcialmente a los hidrocarburos, dentro de estas energías, la eólica ocupa un lugar de importancia.

A nivel latinoamericano existen experiencias aisladas de algunos países tales como Brasil, Argentina, Uruguay, Perú y México, experiencias que la "Organización Latinoamericana para el Desarrollo de la Energía"-OLADE esta tratando de difundirla a través de sus proyectos de Energía Eólica.

1.1.2. A Nivel Nacional

El uso de la Energía Eólica en el Perú ha sido planteado a través de diversos trabajos presentados en foros, convenciones, tesis universitarias, etc. desde hace aproximadamente dos décadas.

A nivel práctico existen importantes experiencias tales como la de Miramar (Piura) a orillas de río Chira, donde se irriga alrededor de 2,000 Ha. con molinos de viento artesanales de los cuales se desconoce su origen.

En cuanto a la investigación aplicada, en 1977 el Instituto de Investigación Tecnológica Industrial y de Normas Técnicas - ITINTEC inició una serie de estudios, habiendo desarrollado hasta la actualidad 5 modelos diferentes, después de varias instalaciones en Lima, Puno, Piura, etc. por el año 1980 se llegó a la conclusión de que la bomba es una parte fundamental

del equipo, razón por la cual se planteó el presente tema, el que incide en aspectos de diseño y comportamiento de dicho elemento.

1.2. El Viento y sus Características

El comportamiento de los vientos está determinado por la radiación solar, la que produce cambios en la densidad del aire por diferencia de calentamiento permitiendo que el aire de las zonas calientes se desplace hacia las zonas frías debido al fenómeno de la convección natural.

Se puede comprobar que la circulación de los vientos no sólo se produce por convección entre los polos y el Ecuador, sino también entre las zonas de una región debido a la topografía produciéndose de este modo la microlocalización de las velocidades de viento.

La velocidad del viento en un lugar varía según el tiempo con oscilaciones breves, dicha variación se determina mediante anemómetros registradores ubicados a alturas convencionales sobre el suelo. La altura internacional de las estaciones meteorológicas es 10 m. (Ver Anexo A)..

Para analizar el comportamiento del viento se usan generalmente la "velocidad más frecuente" y la "velocidad media" los cuales deben ser determinadas a partir de anemogramas.

Para todo proyecto de aplicación de la Energía Eólica se requiere procesar los datos contenidos en aquellos anemogramas con la finalidad de evaluar con cierta precisión la energía del viento en la zona determinada.

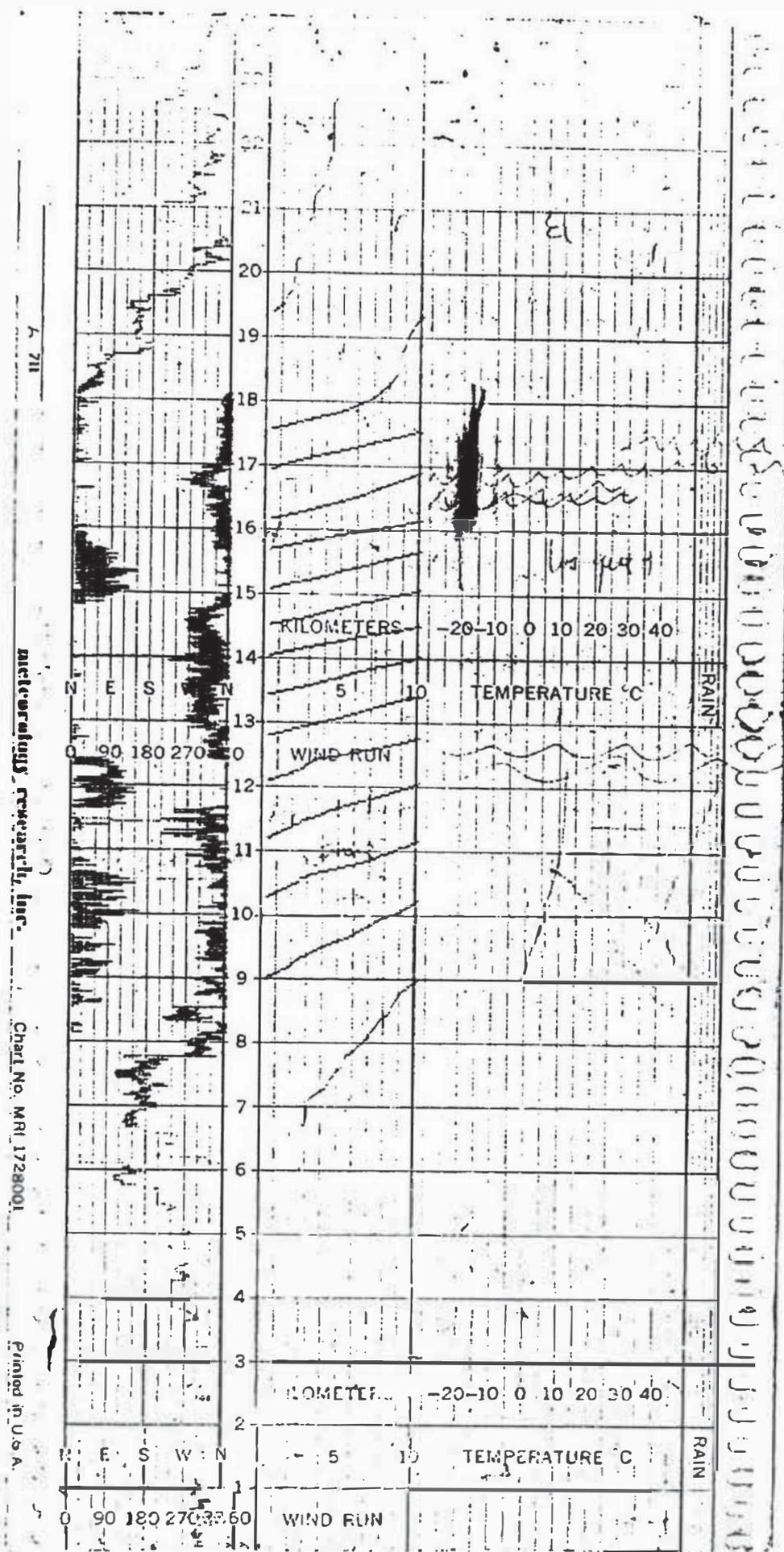


Fig. 1.1 Registro de la velocidad del viento tomado en la zona - de Lurin a una altura de 10m. Anemometro marca Khalsi-co.

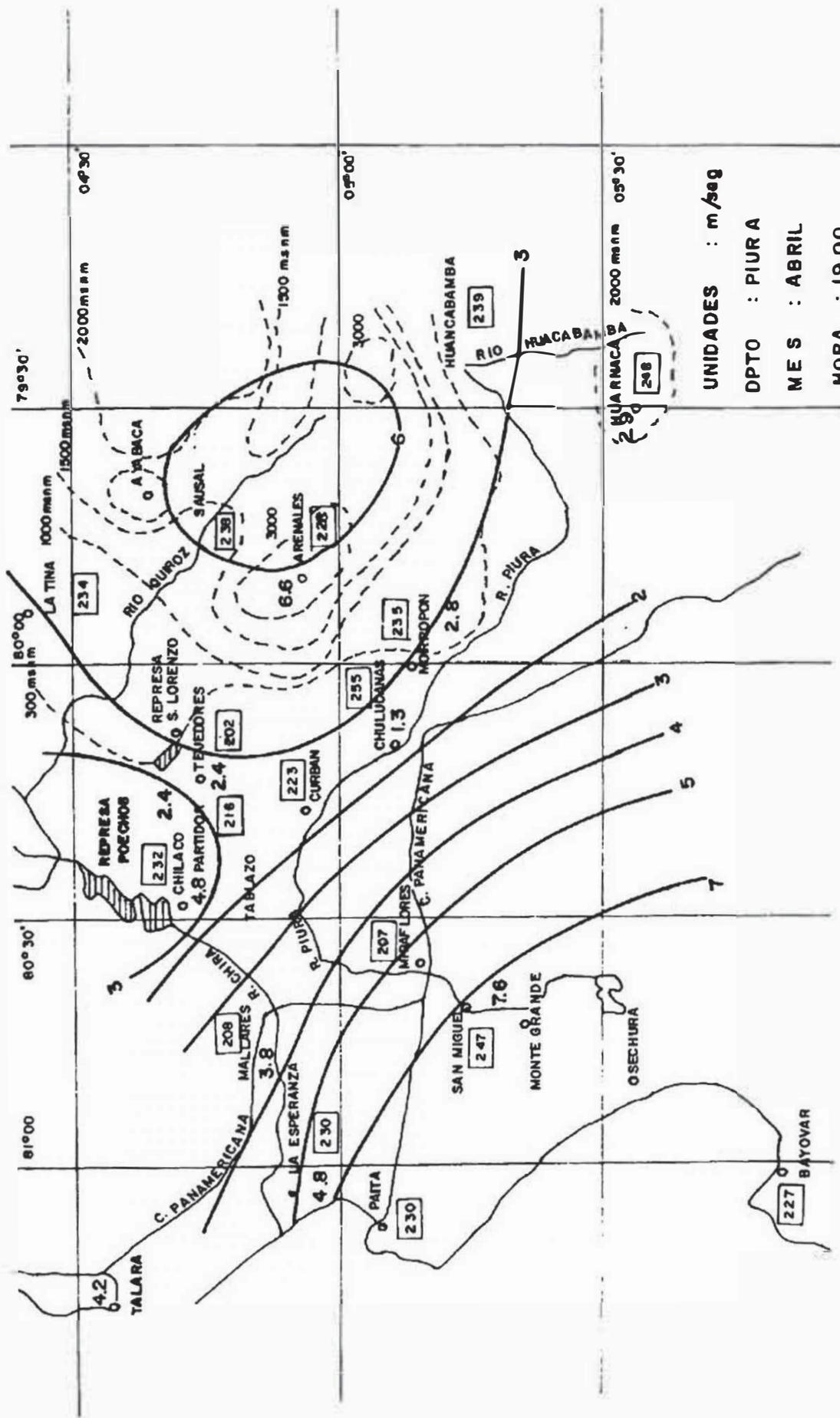


Fig. 12... IZOTACAS DE VELOCIDAD DEL VIENTO

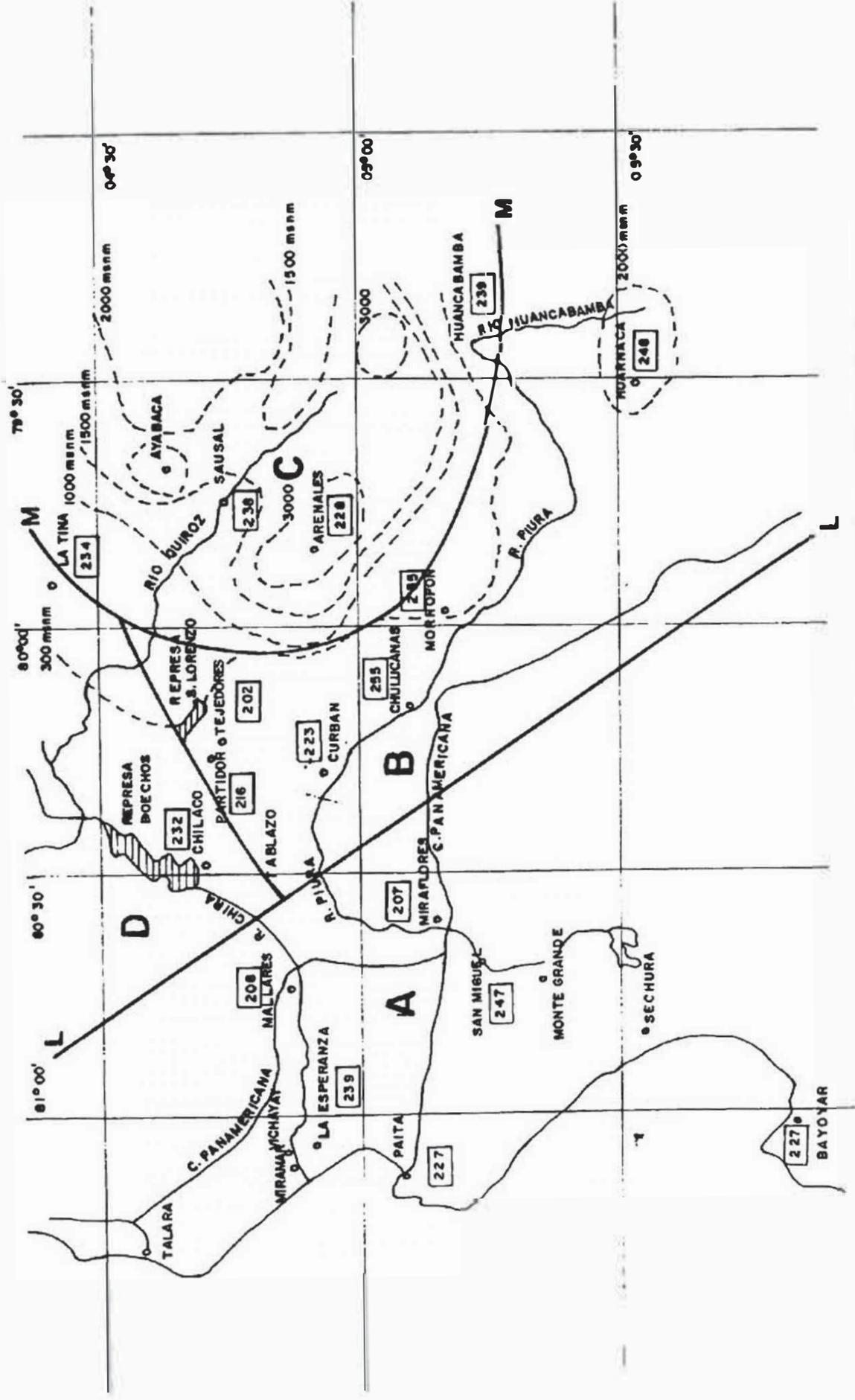


Fig. 1.3.- COMPORTAMIENTO DEL VIENTO EN EL DPTO. DE PIURA
 Zona A muy bueno, B buena, C regular, D malo para la aplicación de molinos de viento.

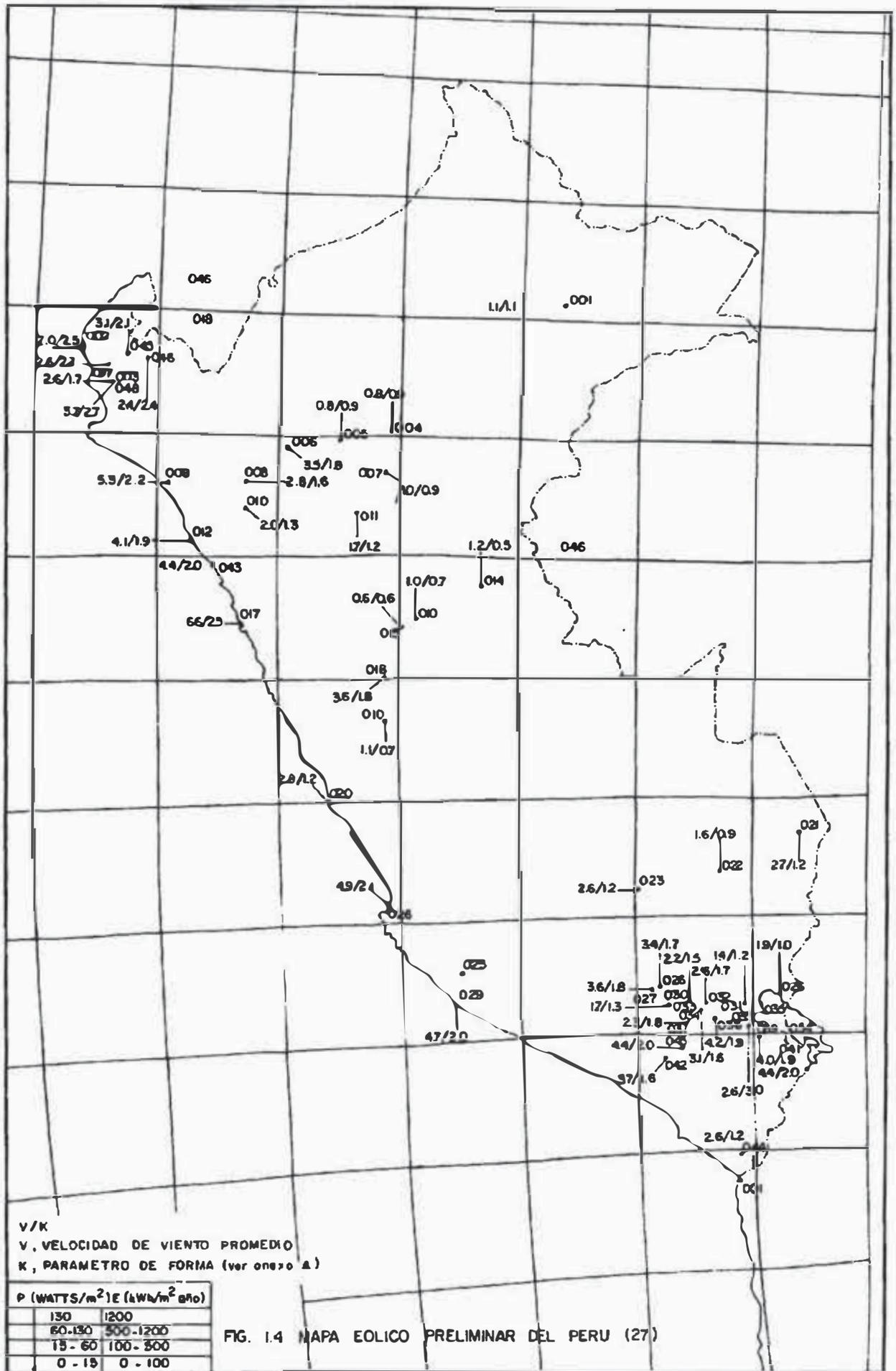


FIG. 1.4 MAPA EOLICO PRELIMINAR DEL PERU (27)

En el Anexo 4 se muestra uno de los métodos de procesamiento de estos datos.

Es necesario señalar también la importancia del mapa eólico el cual muestra isotacas de velocidades promedio de viento. Ver figuras 1-1; 1-2; 1-3 y 1-4.

La figura 1-1, muestra una anemograma de la marcha diaria de la velocidad en Lurín, la Fig. 1-2 muestra un mapa eólico con las curvas isotacas para el Departamento de Piura, la Fig. 1-3 delimita zonas según los recursos A-muy interesantes, B-interesantes, C-aceptable, D-no aceptable, y la Fig. N° 1-4 el mapa eólico preliminar para el Perú elaborado por OLADE.

1.3. Influencia de la Velocidad del Viento sobre la Potencia

1.3.1 Variación de la Velocidad del Viento con la Altura sobre la Superficie.

La velocidad del viento aumenta con la altura sobre el suelo. Para usos prácticos se tiene la ecuación experimental 1.1, la cual según la bibliografía ha sido obtenida a base de una serie de observaciones usando globos aerostáticos, mapas de distribución de presión, etc.

$$\frac{v}{v} = \left(\frac{h}{h} \right)^n \quad (1.1)$$

Con la ec. 1.1. es posible determinar en forma aproximada el valor de la velocidad del viento (V) para una altura (H), el valor de V. puede ser por ejemplo el correspondiente al de la

altura internacional usada por las estaciones meteorológicas (h = 10 m.).

El valor de "n" varía con la rugosidad y la pendiente de la superficie, dicha superficie puede extenderse a unos cientos de metros a la redonda de la instalación.

Según Marks /5/, n puede considerarse dentro de los siguientes valores aproximados.

n = 1/2 para vientos menores a 8 km/h (2.2 m/s)

n = 1/5 para vientos entre 8 y 56 km/h (2.2 - 15.5 m/s)

n = 1/7 para vientos mayores de 56 km/h (15.5 m/s)

Algunos investigadores han hecho estimaciones de la variación de la energía con la altura. Así por ejemplo, se señala que en una cierta localidad de Hungría /2/ a 15.6 m. sobre el suelo la energía aprovechable es 745 kw.h/m² año, mientras que a 35 m. sobre el suelo es de 1120 kw.h/m² año.

Otra ilustración al respecto se puede encontrar en el anexo A donde se grafica la altura sobre el suelo versus un factor de incremento de la energía aprovechable.

Los ejemplos citados corresponden a lugares puntuales y por supuesto con características particulares.

En general el valor de n en la ecuación 1.1 depende de la velocidad del viento a la altura de referencia, de la estabilidad atmosférica, de la topografía y de la rugosidad de la superficie /15/, por lo tanto si existe una atmósfera más o menos estable se hace ventajoso el uso del papel logarítmico pa-

ra determinar la distribución de probabilidad de velocidad del viento a una altura H si se conoce a una altura H_0 , consiguiendo de este modo evaluar el potencial del recurso con facilidad a alturas diferentes sobre la altura de referencia (más información sobre distribución de probabilidad de velocidad de viento, ver Anexo A).

En la figura 1.5 se puede observar un esquema general de la variación de la velocidad del viento con la altura.

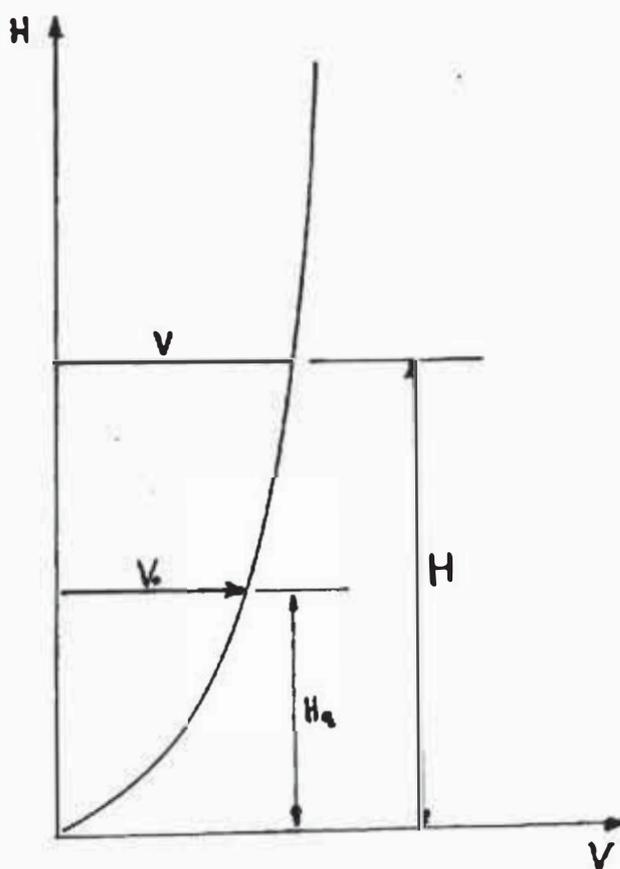


Fig. 1.5 Variación de la velocidad del viento con la altura sobre la superficie.

1.3.2. **Influencia de la Variación de la Velocidad del Viento sobre la Potencia.**

La potencia varía proporcionalmente con el cubo de la velocidad del viento, siendo ésta un parámetro determinante sobre la potencia. Por otro lado, la velocidad del viento varía con mucha frecuencia con el tiempo y en pocos segundos puede producirse una variación por ejemplo en la proporción de 3 a 5, produciendo como consecuencia una variación en la potencia en la proporción de 27 a 125.

Según el uso a que se destine la energía extraída del viento una variación en segundos mayormente no afecta, pero variaciones de períodos más largos -días- afectaría seriamente a los usuarios.

Un buen uso del recurso necesita de una evaluación más o menos rigurosa, pues la instalación de equipos eólicos sin un previo conocimiento de la meteorología de la zona y fundamentalmente de la velocidad del viento puede ser antieconómico para los usuarios.

Existen recomendaciones sobre el valor mínimo de velocidad de viento promedio para un uso rentable del recurso. Algunos estudios señalan 4 m/s para aerogeneradores y 3 m/s para molinos para bombeo de agua en aplicaciones a nivel del mar, lógicamente estos valores son mayores para mayor altura sobre el nivel del mar debido a que la densidad del aire disminuye.

Es necesario destacar también que la velocidad de diseño para la turbina eólica no es igual a la velocidad media del lugar a instalarse, pues el valor óptimo varía con el tipo de curva -

de distribución de la frecuencia (más información sobre curvas de frecuencia ver Anexo A)

1.4. Usos de la Energía Eólica

Las formas más difundidas del uso de la Energía Eólica son: Bombeo de Agua y Generación de Electricidad.

La segunda de estas es muy aplicable en la electrificación rural donde se necesita pequeños y medianos sistemas, en menor proporción se puede usar para las zonas urbanas donde podría aplicarse grandes sistemas acoplados directamente a la red sobre todo para las horas de mayor demanda.

Se considera como sistemas pequeños hasta las decenas de kw, medianos hasta las centenas de kw y grandes hasta potencias del orden de los MW.

En el bombeo de agua las aplicaciones de potencia difícilmente llegarán al orden de las centenas de kw,, para grandes requerimientos será necesario usar aerogeneradores con acoplamiento de motores eléctricos.

Dado que la aplicación de los molinos de viento para bombeo de agua se da tanto en el campo agropecuario como en el consumo doméstico, se puede intentar hacer una clasificación de acuerdo a su aplicación:

- a) Bombeo de agua para el consumo humano: familiar, de comunidades o de pequeños poblados.
- b) Para abreviar ganado en granjas, para riego a pequeña escala.
- c) Para uso agrícola a mediana escala, en la irrigación de te-

Los sistemas comerciales de bombeo directo (Molino de Viento-bomba) generalmente no pasan de los 7m. de diámetro y pueden servir para los usos a y b -ñalados líneas arriba.

Como ilustración se puede citar los estudios hechos por la F.A.O. que determinan como necesidad extrema para cultivos - (en zonas de climas muy secos) una capa de agua de 7.6 mm/Ha-h que equivale a 3150 lt/Ha-h ó 0.87 lt/s por hectárea.

Este valor coincide aproximadamente con el valor señalado para el presente tema de 1 lt/s; es decir, que podría usarse para irrigar hasta 1 Ha. de cultivo en zonas donde el clima es seco y para mayor área, en otras zonas.

1.5. Selección del Lugar de Instalación

Un aspecto esencial en la instalación de una máquina eólica es la selección del lugar. Quienes viven en lugares descu**biertos**, por ejemplo en lugares cercanos al mar o en áreas - planas pueden instalar una planta eólica sin mayor problema de selección del lugar. Por el contrario, las viviendas - en zonas de quebradas, rodeadas de grandes árboles, etc. di**ficultan** la selección del lugar de instalación de la máquina para su funcionamiento óptimo.

La selección del lugar es muy importante por dos aspectos: primero, por las fuerzas que se producen sobre el molino debi**do** a las corrientes turbulentas, y segundo, por la energía -

aprovechable que puede generar.

La turbulencia del aire se produce mayormente por las obstrucciones locales tales como árboles, edificios, rocas, etc. Cuando una corriente turbulenta incide sobre una planta eólica las fuerzas producidas tanto en la torre como en el rotor provocan fuertes vibraciones y grandes esfuerzos.

Para evitar efectos destructivos producidos por la turbulencia es recomendable instalar el rotor a una cierta altura sobre las obstrucciones existentes dentro de un área de por lo menos 100 metros de radio alrededor de la instalación.

En las Figs. 1-6 (a, b, c, d) se presentan algunos casos que pueden darse con frecuencia en una instalación.

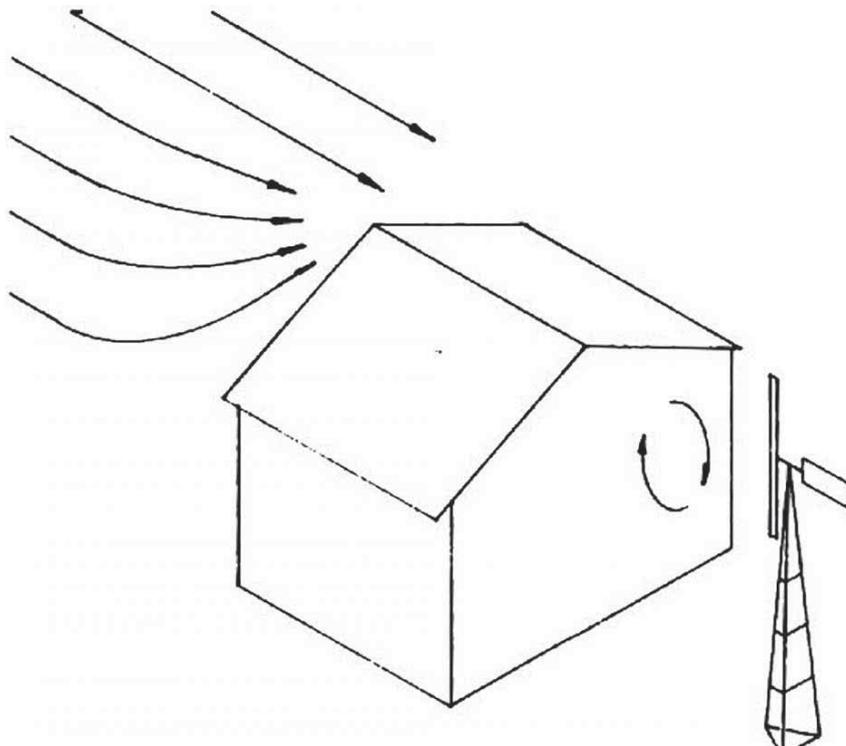


Fig. 1-6a Instalación inadecuada (rotor muy bajo)

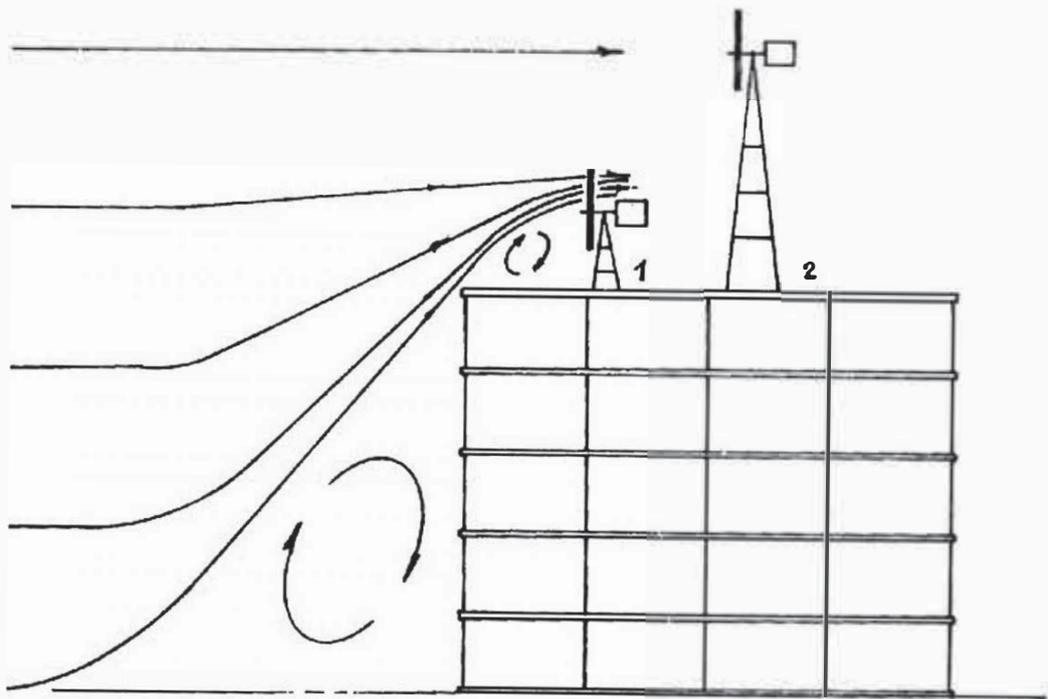


Fig. 1.6b La instalación 1 es inadecuada y tendrá dificultades para su funcionamiento debido a la poca incidencia de la corriente de aire, la, 2, es correcta.

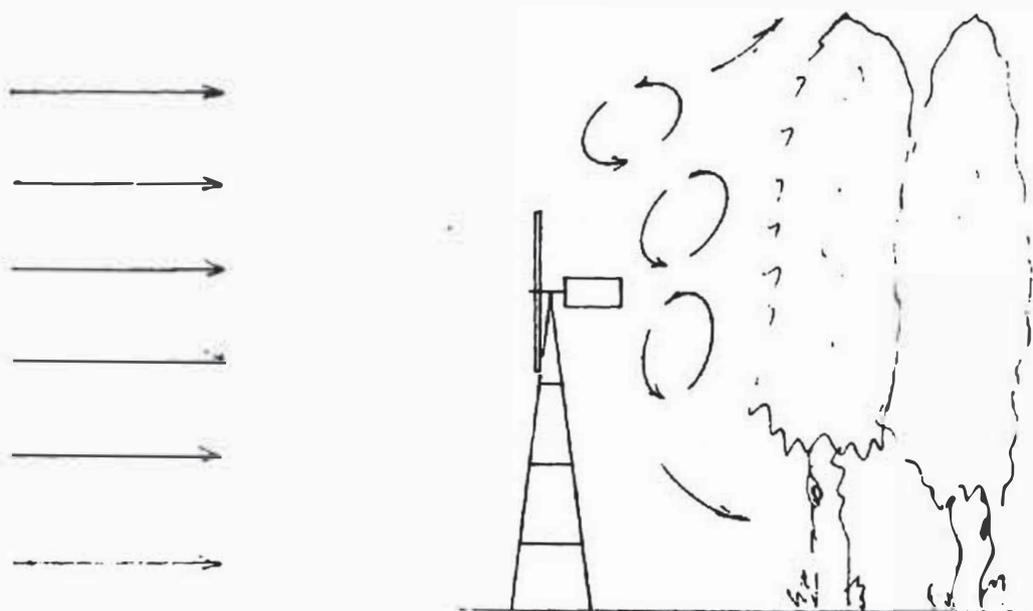


Fig. 1.6c Los árboles causan turbulencia que afecta a la instalación, para una buena instalación el rotor deberá estar a unos 6 mts. sobre los árboles, a (100 ÷ 180) mts. de distancia.

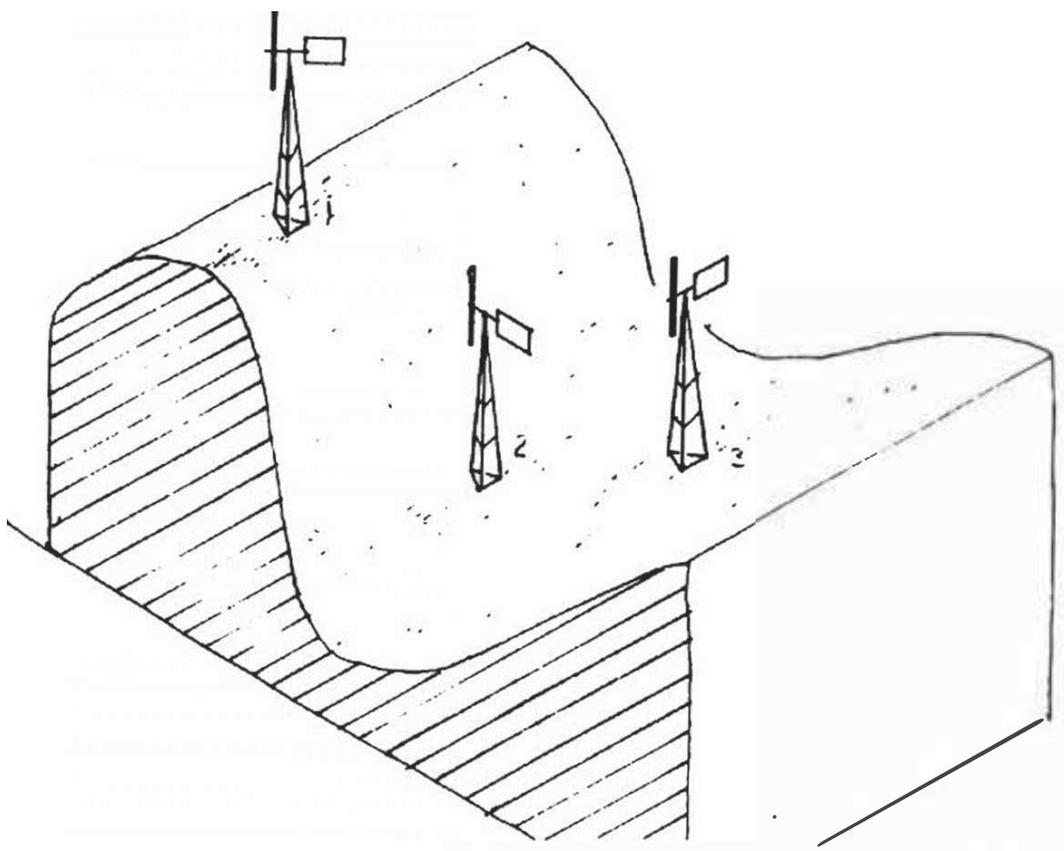


Fig. 1.6d La posición 1 es ideal ya que puede aprovechar vientos en cualquier dirección, la posición 2 es inadecuada y la 3 es aceptable.

CAPITULO II

2. ANALISIS DE UNA INSTALACION DE BOMBEO EOLICO

En una instalación de bombeo eólico pueden considerarse cinco partes principales, a saber:

- a) Rotor
- b) Transmisión
- c) Bomba
- d) Torre
- e) Tornamesa

Cada una de estas partes cumple importantes funciones y tienen sus propias especificaciones técnicas compatibles entre sí en un sistema de bombeo.

En el presente análisis no se toma en cuenta la cimentación de la máquina, sistema de toma, descarga ni almacenamiento de agua, por ser características de cada instalación y dependen de la ubicación, tipo de fuente (río, manantial, lago, agua subterránea, etc.) y de la profundidad del nivel de captación con respecto a la superficie del suelo, para ilustración observar el esquema de instalación en la sección planos.

2.1. Rotor

Es la parte del sistema encargada de transformar la energía cinética del viento en energía mecánica del eje, el cual recibe un movimiento giratorio, dicho movimiento giratorio se pro

duce gracias a los cambios de momentum que experimenta el aire al atravesar las palas del rotor.

A través de la historia del desarrollo de la energía eólica se ha propuesto diversos tipos de rotores que según la posición del eje se agrupan de la siguiente manera:

- a) Rotores de eje horizontal: los que tienen el eje paralelo a la corriente de aire (Ver Anexo B)
- b) Rotores de eje vertical: los que tienen el eje en posición vertical perpendicular a la corriente de aire (Ver Anexo B).

Uno de los parámetros fundamentales para seleccionar el tipo de rotor es la velocidad angular en rpm.

Convencionalmente los rotores que se usan para el bombeo de agua son los lentos (de baja velocidad de rotación) debido principalmente a que estos tienen un alto torque de arranque.

Cabe destacar sin embargo, que actualmente se viene realizando importantes estudios de investigación a fin de aplicar rotores rápidos a sistemas de bombeo, y se estima que de este modo se logrará bajar los costos en forma significativa.

En cuanto a materiales para la pala del rotor se pueden usar fierro, aluminio, madera, tela y otros.

2.1.4 Consideraciones Aerodinámicas

La potencia disponible del viento está dada por la ecuación:

$$P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^3 \quad (2.1.)$$

El teorema de Betz /7/ señala que la parte aprovechable - de esta potencia es sólo $\frac{16}{27}$ de este valor.

Si llamamos P' a esta potencia, se tiene

$$P' = \frac{16}{27} \times \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^3 \quad (2.2.)$$

El valor ideal de la potencia que se puede extraer de un molino de viento es (P'), pero como en toda máquina existen diferentes tipos de pérdidas. Solamente se podrá aprovechar - una fracción de P' .

Para representar el valor de la potencia aprovechable de un rotor se usa entonces la siguiente expresión:

$$P_o = C_p \cdot \frac{\rho}{2} \cdot A \cdot V^3 \quad (2.3.)$$

Como otros parámetros importantes tenemos: torque, empuje - axial y velocidad de giro y se representan con las siguientes - fórmulas:

$$T = C_m \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot R \cdot A \cdot V^2 \quad (2.4.)$$

$$W_a = C_a \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^2$$

$$N = 30 \cdot \lambda \cdot V / \pi \cdot R$$

Donde:

P_o , Potencia al eje de rotor (W)

T , Momento de giro o torque (N.m)

W_a , Empuje axial (N)

C_m , Coeficiente de momento de giro (adim.)

- C_p , Coeficiente de potencia (adim.)
 λ , Celeridad = U/V
 N , Número de revoluciones por minuto (rpm)
 ρ , Densidad del aire (kg/m^3)
 A , Superficie barrida por el rotor (m^2)
 D , Diámetro del rotor (m)
 R , Radio del rotor (m)
 V , Velocidad del viento (m/s)
 U , Velocidad periférica del rotor (m/s)

Los valores de P , P' , P_0 se puede representar en el siguiente gráfico:

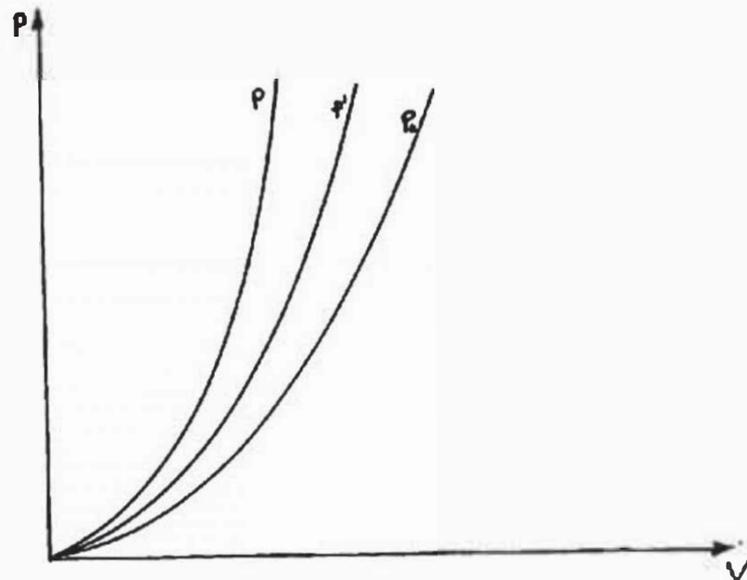


Fig. 2.1 Gráfico Potencia Versus Velocidad de Viento

El gráfico muestra las curvas de potencia vs. la velocidad del viento; considerando potencia ideal (P) potencia de Betz (P') y potencia aprovechable (P_0).

Uno de los parámetros más importantes tanto para el diseño del rotor como para hacer estimaciones sobre su comportamiento es la celeridad λ definida como el cociente entre la velocidad periférica del rotor y la velocidad del viento.

Los rotores usados para aplicaciones de bombeo de agua son de valores bajos de λ , mientras que los rotores para aerogeneradores son de valores altos.

Existen gráficos del coeficiente de potencia y del coeficiente de torque en función de λ , que muestran el comportamiento de algunos tipos de rotores conocidos. (Ver Fig.2.2.)

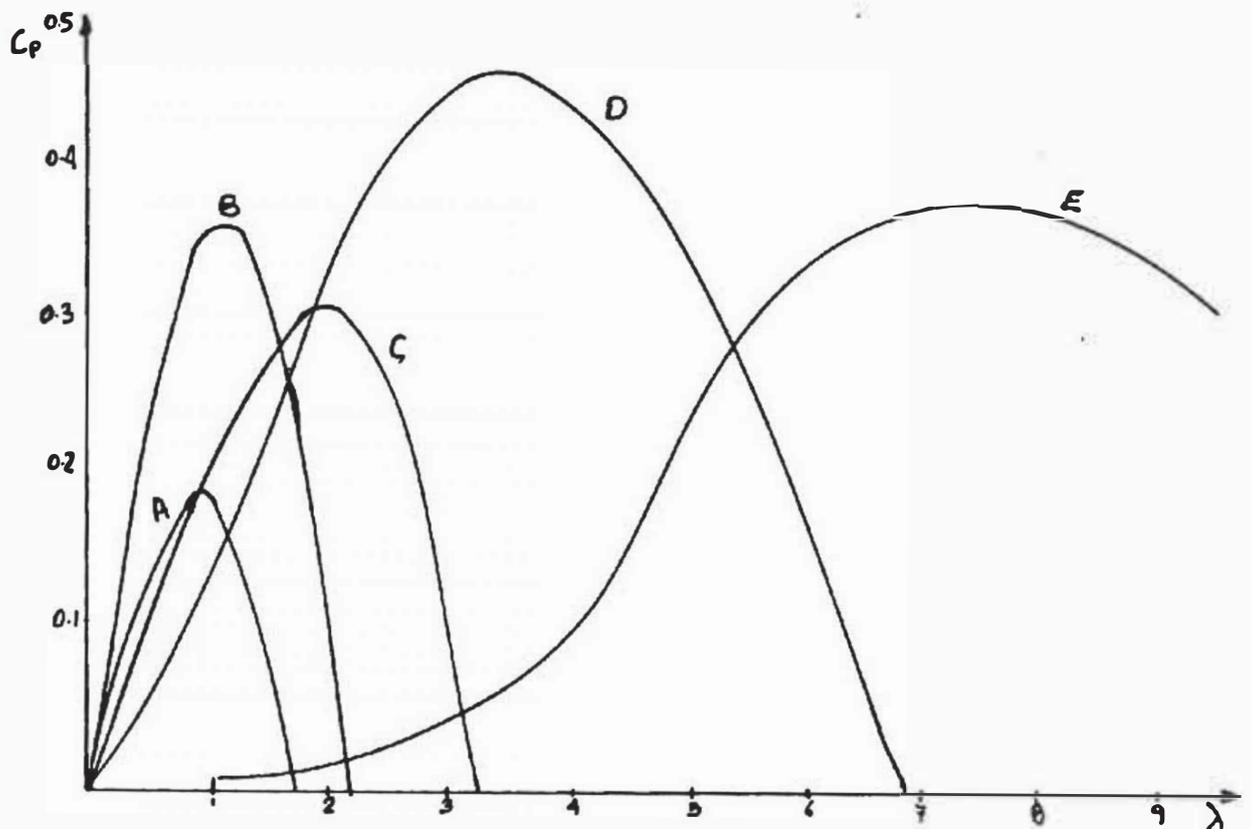


Fig. 2.2 Coeficientes de potencia y momento de giro, corresponden a distintos tipos de molinos de viento /4/.

2.1.2. Potencia al Eje del Rotor.

Según la figura 2.2, el coeficiente de potencia es diferente para diferentes rotores.

El rotor más usado y con buenos resultados para el bombeo de agua es el del tipo B.

Con la ecuación (3), y asumiendo un valor de $C_p = 0.3$, se puede elaborar el siguiente cuadro de potencias, para diferentes velocidades de viento y diámetros de rotor.

Cuadro 2.1. Potencias calculadas para diferentes velocidades de viento y tamaño de rotor considerando $\rho = 1.23 \text{ kg/m}^3$ (a nivel del mar).

$V \text{ (m/s)}$ $D \text{ (m)}$	3	4	5	6
2	16	38	74	127
3	36	85	165	286
4	64	151	294	509
5	98	234	460	796
6	143	339	662	1144
7	195	462	901	1558

$V \text{ (m/s)}$ $D \text{ (m)}$	7	8	9	10
2	202	301	429	589
3	454	678	968	1325
4	808	1206	1717	2355
5	1262	1884	2687	3679
6	1817	2713	3882	5298
7	2474	3692	5257	7271

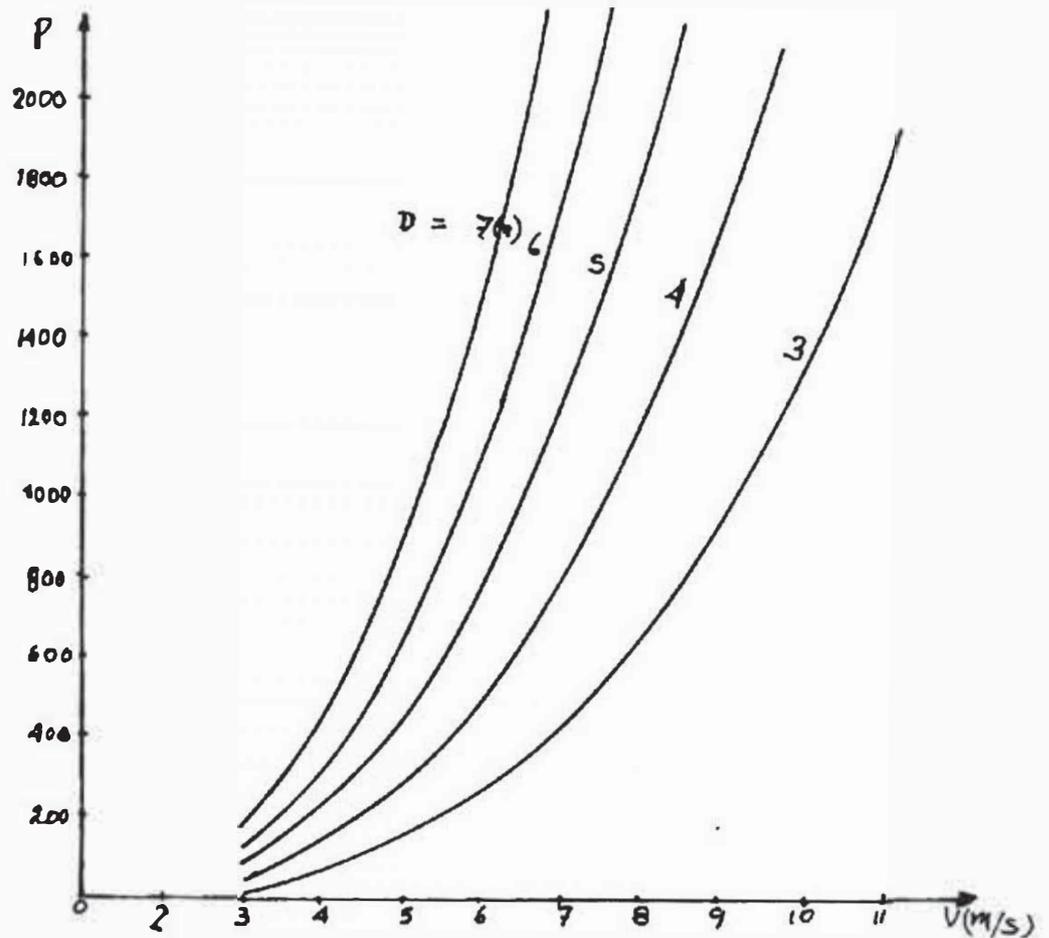


Fig. 2.3. Gráfico potencia vs. velocidad de viento para diferentes diámetros de rotor.

2.2. Transmisión

Tiene como función transmitir la energía del eje del rotor al eje de la bomba en el caso de bombas centrífugas y al vástago en el caso de las bombas alternativas.

Entre los tipos de transmisión posibles de usar en molinos de viento para producir el cambio de movimiento rotatorio a alternativo tenemos:

- a) Sistema biela-cigüeñal
- b) Sistema biela-manivela
- c) Engranajes
- d) Excéntricas

Usando cualquiera de los sistemas anteriores el acoplamiento puede ser directo (relación de transmisión 1.) o con reducción de velocidad.

Comercialmente la mayoría de fabricantes prefieren incluir un sistema de reducción de velocidad. Para zonas donde la velocidad del viento es suave o moderada como sucede a lo largo de casi todo nuestro territorio, lo más recomendable es usar transmisiones directas.

Esquemáticamente las mencionadas transmisiones se puede representar como se muestra en la Fig. 2.4.

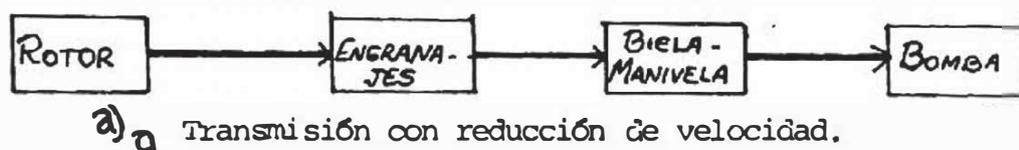


Fig. 2.4. Esquemas de transmisiones: a) con multiplicación de rpm, b) transmisión directa.

2.2.1. Sistema Disco-Biela

Este sistema es una variante del sistema biela-manivela, sus principales ventajas radican en la sencillez de construcción y la posibilidad de poder variar fácilmente la carrera usando

agujeros a diferentes distancias del centro del disco.

Como se verá en el capítulo 2, la carrera es un factor que afecta en forma directa al caudal de bombeo y este a su vez a la potencia requerida para accionar la bomba, de este modo, se puede aprovechar mejor la potencia del viento usando carreras largas para épocas de vientos fuertes (ej.: épocas de invierno de la Sierra Peruana) y carreras cortas para épocas de vientos suaves.

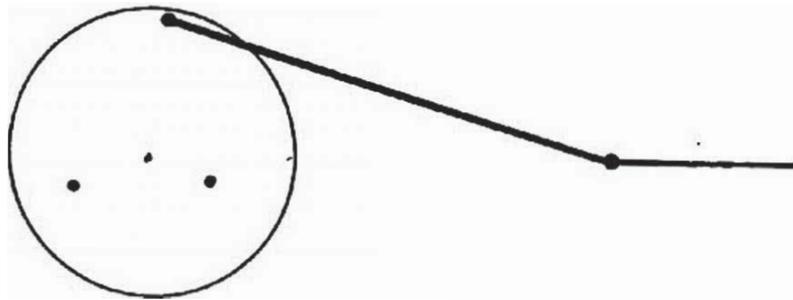


Fig. 2.5. Sistema biela-disco

2.3. La Bomba

2.3.1. Tipos de Bombas

Dentro de los tipos más difundidos y usados en las diferentes aplicaciones tenemos:

- a) Turbobombas: centrífugas y axiales
- b) Bombas de desplazamiento: alternativas

Cada uno de estos tipos de bombas tiene sus restricciones con respecto a la altura y caudal de bombeo para cumplir sus funciones a buenos niveles de eficiencia. Ver fig. siguiente.

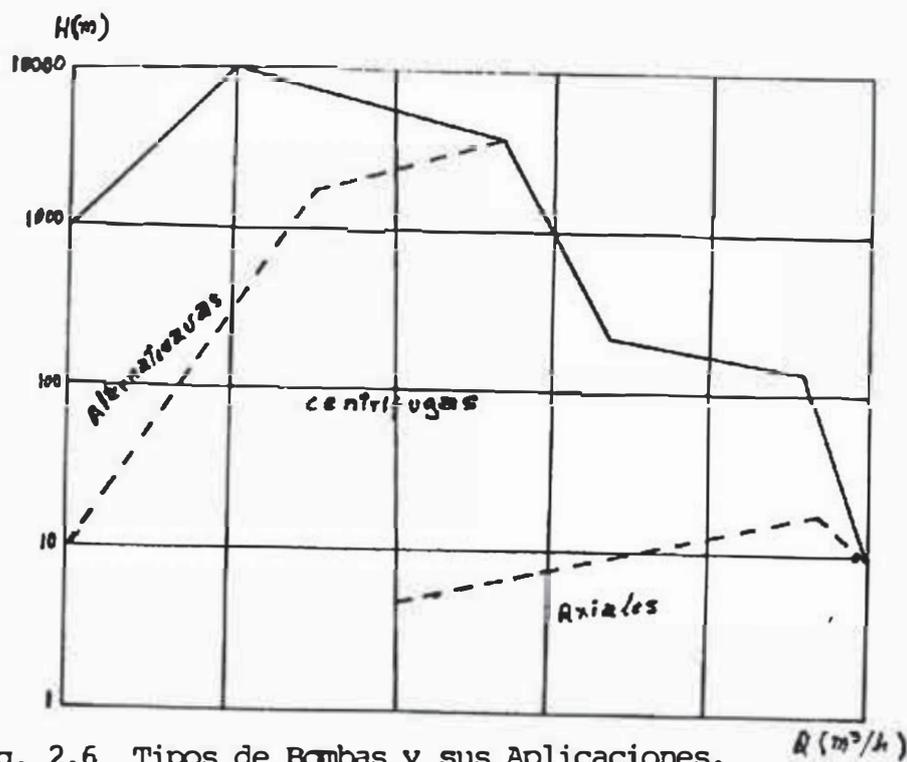


Fig. 2.6 Tipos de Bombas y sus Aplicaciones.

2.3.2. Bombas para Molinos de Viento

Los molinos de viento se usan para bombear pequeños caudales (difícilmente serán superiores a 20 lt/s) y a alturas también pequeñas.

Observando el gráfico 2.6, se puede ver que en un gran número de casos (para alturas menores de 10 mts.) es conveniente usar bombas centrífugas. Sin embargo, las empresas dedicadas a la fabricación de molinos de viento para bombeo han venido usando casi exclusivamente bombas alternativas.

Los motivos fundamentales para usar este tipo de bombas en molinos de viento son:

- a) Que los molinos usados para bombeo de agua son lentos, y justamente las bombas alternativas trabajan bien a bajas velocidades de giro.

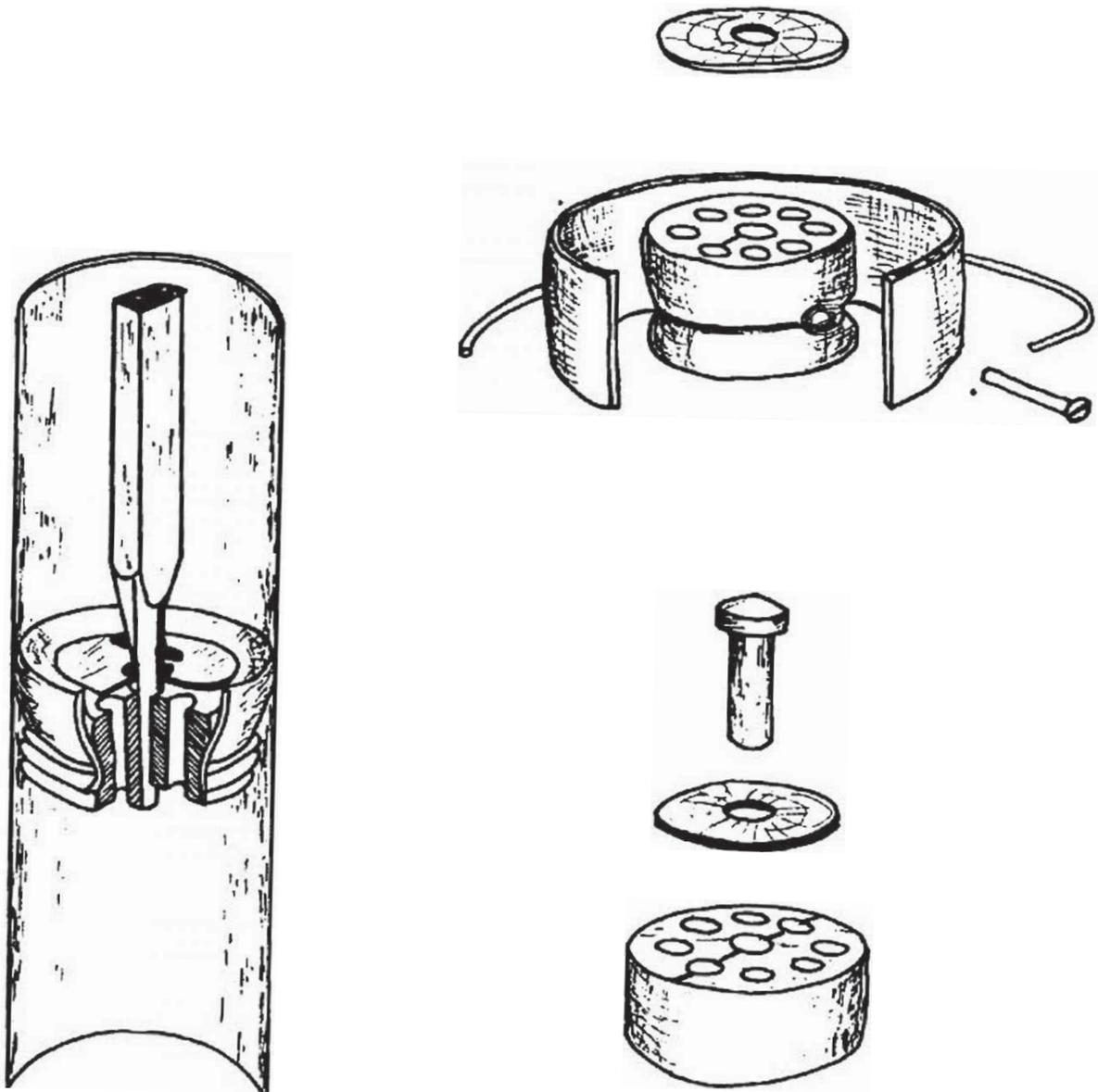


Fig. 2.7. Bomba artesanal con pistón de madera y empaquetadura de cuero.



Fig. 2.8. Bomba artesanal con pistón metálico y empaquetadura de jete.

b) Es sencillo acoplar la transmisión entre el eje del rotor y el de la bomba, a pesar de que la bomba se encuentra a distancias mayores de 6 mts. del eje del rotor.

Por las razones expuestas líneas arriba y otras como sencillez presentada para su fabricación y la existencia de productos industriales como tubos, uniones, etc. que se pueden usar en la fabricación, se puede concluir que es conveniente usar bombas alternativas para esta aplicación.

Al margen de lo ya explicado, a través de los muchos años de aplicación y desarrollo de los molinos de viento para el bombeo de agua se han propuesto diversos sistemas de bombeo eólico, diferenciándose básicamente en el tipo de rotor y bomba. Cabe destacar también que mayormente éstos sistemas son artesanales, en las Figs. 2.7 y 2.8, se puede apreciar dos tipos de bombas propuestas.

2.3.3 Variación de la Altura y Caudal para Diferentes Velocidades de Viento en una Planta Eólica.

Dado que en las instalaciones de bombeo los parámetros más importantes son la altura de bombeo y el caudal, la Fig. 2.9 muestra en forma esquemática el gráfico caudal vs. altura de bombeo para diferentes valores de velocidad de viento.

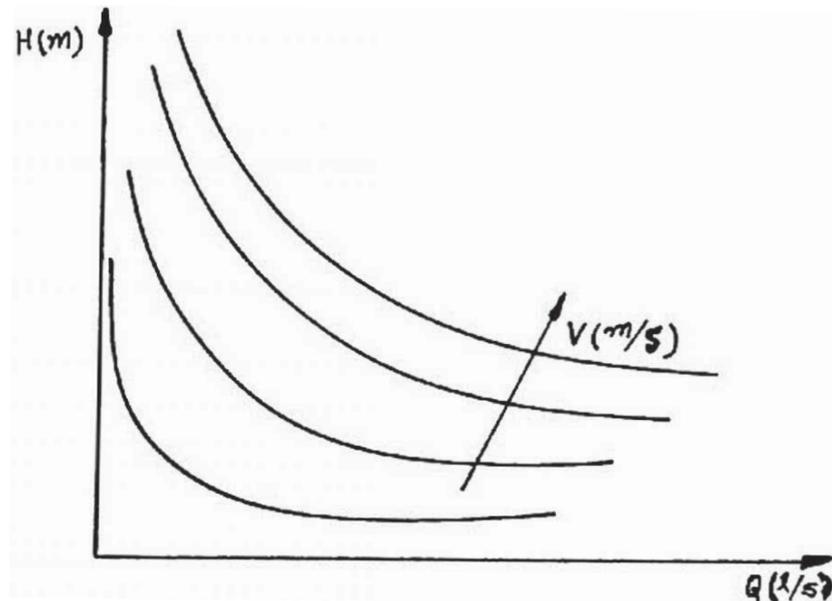


Fig.2.9. Gráfico caudal vs. altura para diferentes valores de V .

2.4 Torre

Existen diversos tipos de torres aplicables a molinos de viento, su selección dependerá del lugar de aplicación, materiales disponibles, costo de mano de obra, etc.

Dentro de los más conocidos tenemos:

- a) Torre tipo piramidal de cuatro patas.- Consta de cuatro elementos unidos en forma de pirámide cuadrangular con arriostres intermedios y zapatas independientes para cada pata. Este tipo de torre ofrece gran estabilidad (Fig. 2.10a).

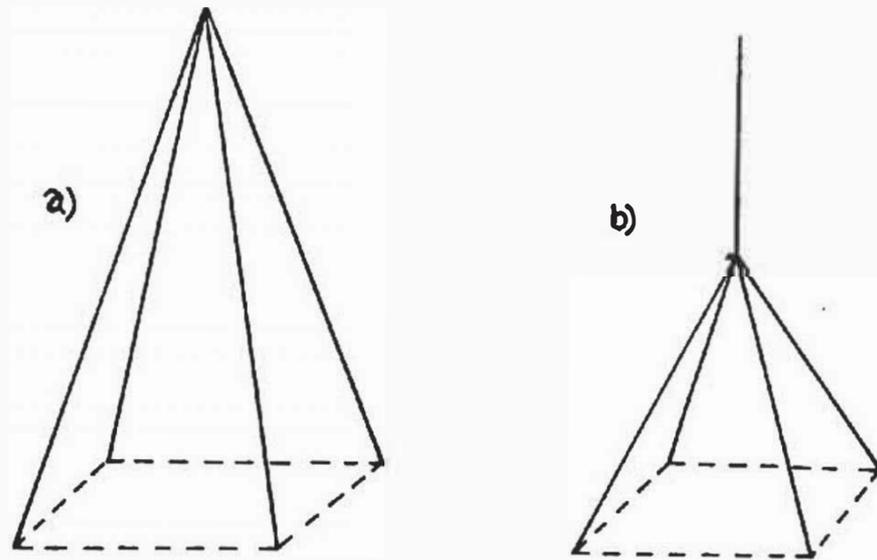


Fig. 2.10 Torre tipo piramidal de cuatro patas.

Existe una variante de este sistema, que consiste en agregar un elemento vertical al ángulo superior de la pirámide - (Fig. 2.10b).

b) Torre tipo trípode (3 patas).- Consiste de tres elementos unidos en forma de trípode.

En este sistema se emplea menos material para la construcción, con la desventaja de que su estabilidad es ligeramente inferior que los casos anteriores.

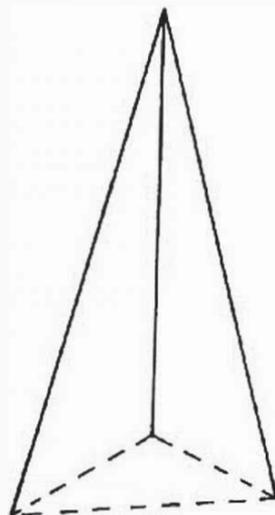


Fig. 2.11 Torre tipo trípode.

- c) Torre de ladrillo .- el ladrillo también se puede usar para construir torres para este tipo de aplicaciones. La figura 2.12 muestra una torre de este tipo.

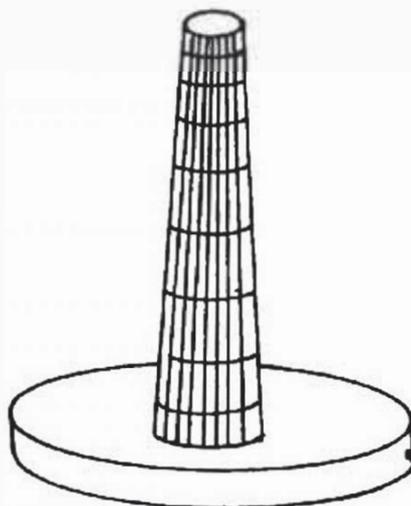


Fig. 2.12 Torre de ladrillo para instalación de molino de viento.

Una construcción en ladrillo da excelentes condiciones de estabilidad además de necesitar poco mantenimiento, sin embargo hay que tener cuidado en el ensamble de la tornamesa.

- d) Torre tipo mastil tirado por cuerdas.- esta estructura requiere de poco material, con la desventaja que es difícil de mantener un tensión constante en las cuerdas produciendo inestabilidad. Cuando se usa este tipo de estructura, es recomendable usar elementos sólidos para las cuerdas (barra sólida).

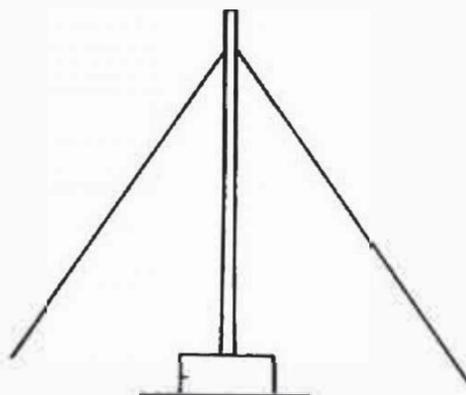


Fig. 2.13. Torre tipo mastil tirado por cuerdas.

2.4.2. Altura de la Torre

En el capítulo 1 se hizo un breve comentario sobre la varia
ción de la velocidad del viento con la altura sobre la superfi
cie.

Aparentemente mientras a mayor altura se instala el rotor,
tanto más ventajoso es debido a que se genera mayor potencia,
sin embargo hay que tener en cuenta que el costo es importan-
te y significativo, una torre alta deberá ser robusta para so-
portar mayores momentos de volteo producidos por la fuerza
axial sobre el rotor y las vibraciones del sistema.

En la referencia 4 se puede encontrar recomendaciones sobre
el tamaño del rotor para dimensionar la altura de la torre.

Pequeñas instalaciones 4:20 mts.

Medianas instalaciones 10:60 mts.

Grandes instalaciones 40:400 mts.

También para pequeñas instalaciones, se puede usar la rela-
ción $H = (3a5) D$.

donde:

H , Altura de la torre (m)

D , Diámetro del rotor (m)

2.5. Tornamesa

La tornamesa tiene dos funciones principales:

- a) Permite orientar al rotor hacia la corriente de aire ha-
ciendo permanecer siempre el plano de este perpendicular

a la corriente de aire.

- b) Sirve como elemento de acoplamiento del rotor y las veletas al sistema de transmisión y torre.

En el manual de Hütte /4/ se recomienda usar una veleta de área equivalente a $1/8$ del área barrida por el rotor y ubicado a una distancia equivalente a $2/3$ del diámetro del rotor - con respecto al punto de giro sobre la torre.

$$A_v = \frac{1}{8} A \quad (2.7.)$$

$$d = \frac{2}{3} D \quad (2.8.)$$

Donde:

A_v , superficie de la veleta (m^2)

A , área barrida por el rotor (m^2)

D , diámetro del rotor (m)

d , distancia con respecto al punto de giro (m)

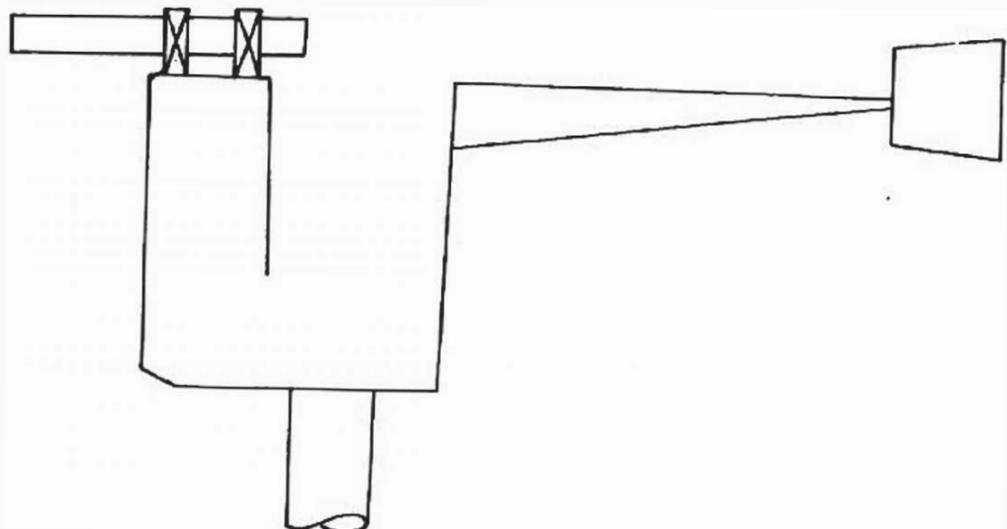


Fig. 2.14 Esquema de tornamesa.

Las expresiones 2.7 y 2.8 son recomendaciones prácticas sin embargo si se desea conseguir un buen equilibrio de los elementos habrá que hacer cálculos cuidadosos para cada caso

Sobre la forma de la superficie de la veleta no hay recomendaciones, sin embargo las más usadas son las de forma trapezoidal, circular y rectangular.

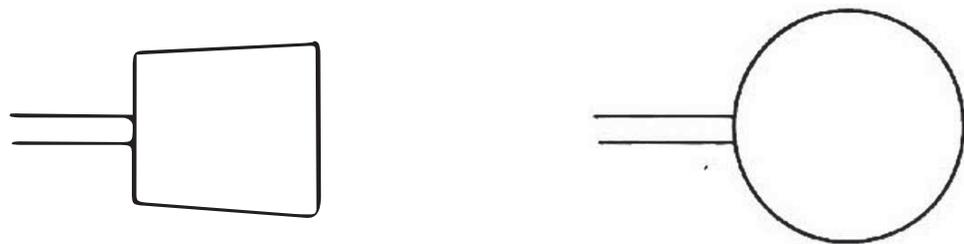


Fig. 2.15 Geometría de las veletas.

CAPITULO III

3. CALCULOS HIDRAULICOS Y DIMENSIONAMIENTO

3.1. Comportamiento del Líquido a través de la Bomba.

El sistema de transmisión más adecuado para la presente aplicación es el sistema disco-biela (Cap. 2).

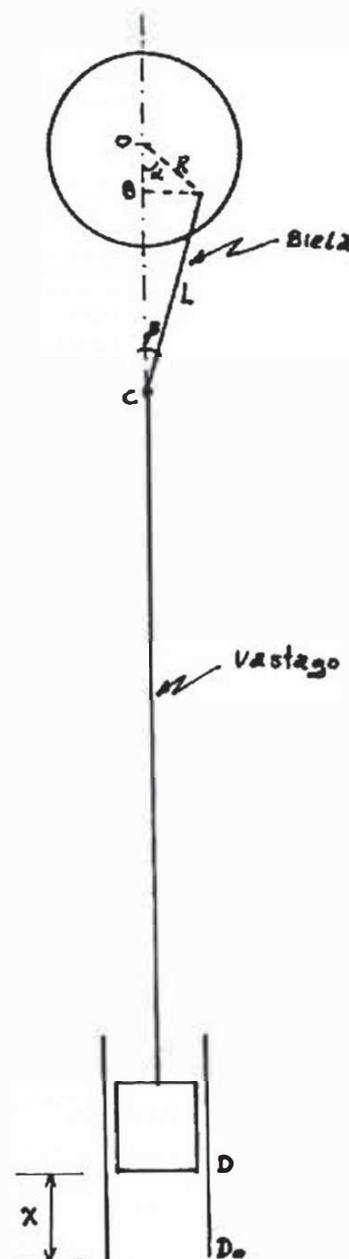


Fig. 3.1. Sistema de transmisión disco-biela-vástago.

3.1.1. Desplazamiento del Pistón (x)

De la figura 3.1 se tiene:

$$X = \overline{DoD} = \overline{ODO} - (\overline{OB} + \overline{BC} + \overline{CD}) \quad (3.1.)$$

Cuando el pistón está en el punto Do (punto muerto inferior)

$$\overline{ODO} = R + L + \overline{CD}$$

Por otro lado, según la figura 3.1. se tiene:

$$\overline{OB} = R \cos \alpha$$

$$\overline{BC} = L \cos \beta$$

Reemplazando en 3.1:

$$X = R + L + \overline{CD} - (R \cos \alpha + L \cos \beta + \overline{CD})$$

Si al valor R/L se le llama a, reemplazando en la ecuación anterior R/L por a, se obtiene:

$$X = R (1 + L/R - (R/R \cos \alpha + L/R \cos \beta)) \quad (3.2.)$$

$$X = R (1 + 1/a - (\cos \alpha + 1/a \cos \beta))$$

En los triángulos AOC y AOB se cumple:

$$L \sin \beta = R \sin \alpha$$

$$\text{de donde } \sin \beta = a \sin \alpha$$

Por relaciones Trigonométricas

$$\cos \beta = \sqrt{1 - a^2 \sin^2 \alpha}$$

Reemplazando en 3.2:

$$X = R (1 + 1/a - (\cos \alpha + 1/a \sqrt{1 - a^2 \sin^2 \alpha}))$$

Desarrollando el término $(1 - a^2 \sin^2 \alpha)^{1/2}$ por el binomio de Newton se tiene:

$$(1 - a^2 \operatorname{sen}^2 \alpha)^{1/2} = 1 - \frac{1}{2} a^2 \operatorname{sen}^2 \alpha - \frac{1}{8} a^4 \operatorname{sen}^4 \alpha$$

con buena aproximación se puede tomar los dos primeros términos:

$$(1 - a^2 \operatorname{sen}^2 \alpha)^{1/2} \approx 1 - \frac{1}{2} a^2 \operatorname{sen}^2 \alpha$$

Volviendo a la ecuación 3.2 se tiene:

$$X = R \left\{ 1 - 1/a - \left[\cos \alpha + 1/a \left(1 - \frac{1}{2} a^2 \operatorname{sen}^2 \alpha \right) \right] \right\}$$

$$X = R \left\{ 1 + 1/a - \left(\cos \alpha + 1/a a \operatorname{sen}^2 \alpha \right) \right\}$$

$$X = R \left(1 + 1/a - \cos \alpha - 1/a + \frac{1}{2} a \operatorname{sen}^2 \alpha \right)$$

$$X = R \left(1 - \cos \alpha + \frac{1}{2} a \operatorname{sen}^2 \alpha \right) \quad (3.3.)$$

por relaciones trigonométricas:

$$\operatorname{sen}^2 \alpha = \frac{1 - \cos 2\alpha}{2}$$

Reemplazando en 3.3:

$$X = R \left[1 - \cos \alpha + \frac{1}{2} a \left(\frac{1 - \cos 2\alpha}{2} \right) \right]$$

$$X = R \left(1 + \frac{a}{4} \right) - R \left(\cos \alpha + \frac{a \cos 2\alpha}{4} \right) \quad (3.4.)$$

3.1.2. Velocidad del Pistón (V_p)

La velocidad el pistón : se obtiene derivando la ecuación del desplazamiento (X) con respecto al tiempo.

$$V_p = \frac{dX}{dt} \quad (3.5.)$$

Derivando la ecuación (4) con respecto al tiempo, se tiene:

$$V_p = \frac{d}{dt} \left[R \left(1 + a/4 \right) - R \left(\cos \alpha + \frac{a \cos 2\alpha}{4} \right) \right]$$

$$V_p = \left(R \operatorname{sen} \alpha + a \frac{R}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \right) \cdot \frac{d\alpha}{dt}$$

donde: $\frac{d \alpha}{dt} = W$ (Velocidad angular), luego:

$$V_p = R \left(\operatorname{sen} \alpha + \frac{a}{2} \operatorname{sen} 2 \alpha \right) W \quad (3.6.)$$

3.1.3. Aceleración del Pistón (Ap)

La aceleración se obtiene de la segunda derivada del desplazamiento (X) con respecto al tiempo (t).

$$A_p = \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{d V_p}{dt} \quad (3.7.)$$

$$A_p = \frac{d}{dt} \left[R \frac{d \alpha}{dt} (\operatorname{sen} \alpha + \frac{a}{2} \operatorname{sen} 2 \alpha) \right]$$

$$A_p = R \frac{d \alpha}{dt} (\cos \alpha + a \cos 2 \alpha) \frac{d \alpha}{dt} + \frac{d^2 \alpha}{dt^2} R (\operatorname{sen} \alpha + \frac{a}{2} \operatorname{sen} 2 \alpha)$$

Asumiendo que:

$$\frac{d^2 \alpha}{dt^2} = 0, \text{ es decir } W = \text{cte.}$$

$$A_p = R \left(\frac{d \alpha}{dt} \right)^2 (\cos \alpha + a \cos 2 \alpha)$$

$$A_p = R W^2 (\cos \alpha + a \cos 2 \alpha) \quad (3.8.)$$

3.1.4. Velocidad (v), Aceleración (Aa) y Caudal (Qo) del Líquido Desalojado.

Por tratarse de un flujo incompresible y despreciando las fugas se puede considerar que:

$$\text{Velocidad del agua} = \text{Velocidad del pistón } (V_p = v)$$

$$\text{Aceleración del agua} = \text{Aceleración del pistón } (A_p = A_a)$$

Es decir:

$$V = RW \left(\operatorname{sen} \alpha + \frac{a}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \right) \quad (3.9.)$$

$$Aa = RW^2, (\cos \alpha + a \cos 2\alpha) \quad (3.10)$$

El caudal del líquido desalojado está dado por:

$$Q_0 = (A - A_v) V \quad (3.11)$$

Donde:

Q , caudal del líquido desalojado (teórico)

A , área del pistón

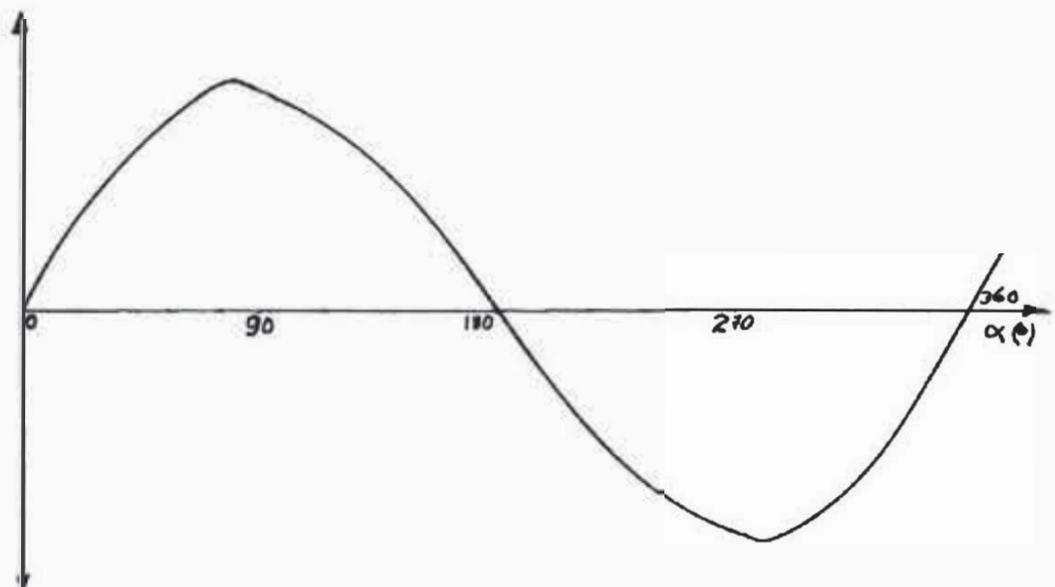
A_v , área de la sección del vástago

V , velocidad del líquido en el cilindro de la bomba

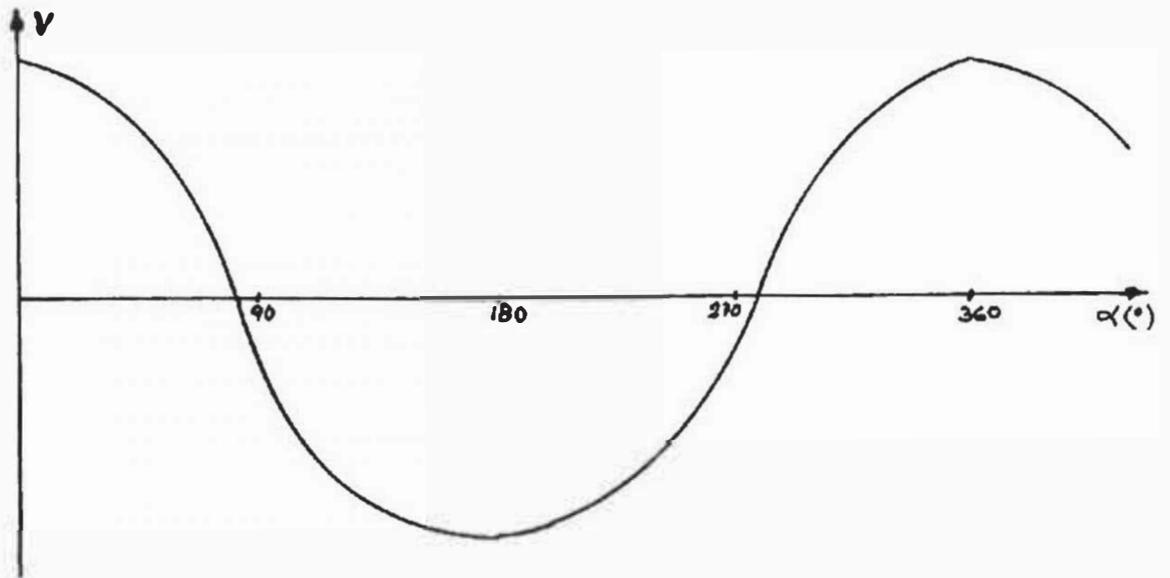
Reemplazando 3.9 en 3.11.:

$$Q_0 = (A - A_v) RW \left(\operatorname{sen} \alpha + \frac{a}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \right) \quad (3.12)$$

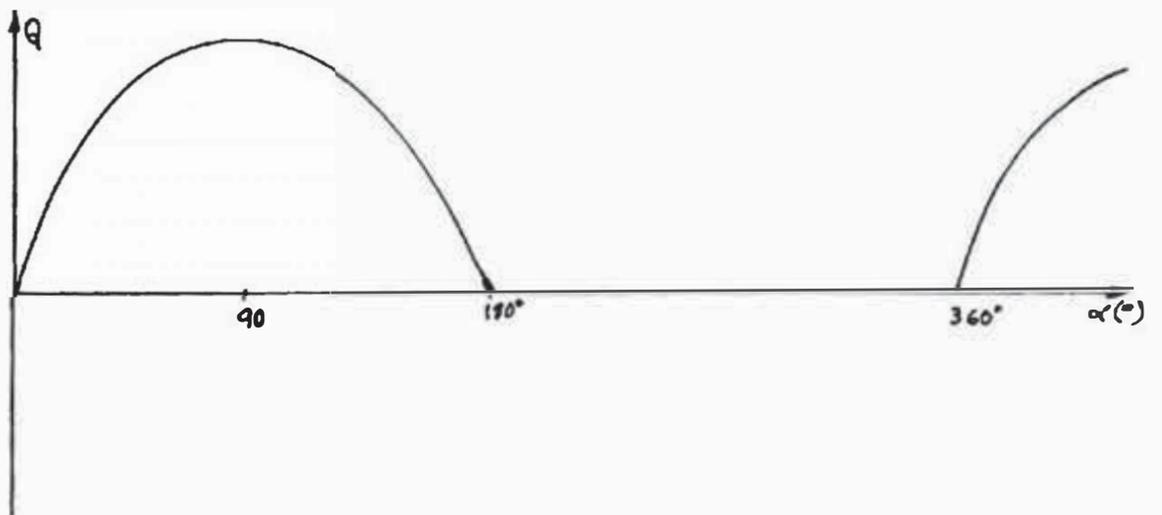
Gráficamente se puede representar la variación de V_p , A_p , y Q_0 con el ángulo α como se muestra en la Fig. 3.2.



a) velocidad del pistón vs. ángulo recorrido por la manivela.



b) Aceleración del pistón vs. ángulo recorrido por la manivela.



c) Caudal teórico vs. ángulo recorrido por la manivela.

3.2. Potencia Requerida por la Bomba

3.2.1 Potencia Teórica

La ecuación de la potencia teórica para una bomba se expresa como:

$$P_o = \gamma Q_o H \quad (W) \quad (3.13)$$

P_o = Potencia requerida por la bomba (W)

γ = Peso específico del líquido (N/m^3)

Q_o = Caudal teórico de bombeo (m^3)

H = Altura manométrica (m)

Reemplazando la expresión (3.12.) en (3.13) se tiene:

$$P_o = \gamma H (A - A_v) R_W \left(\sin \alpha + \frac{a}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (3.14)$$

La ecuación (3.14) por ser una ecuación senoidal tendrá valores máximos y mínimos; los valores mínimos se producen cuando el caudal es cero es decir, cuando:

$$\alpha = K\pi \quad (K = 1, 2, 3, \dots)$$

Para encontrar el valor máximo de P_o y el ángulo correspondiente es necesario igualar a cero la derivada de la ecuación (3.14) con respecto al ángulo:

$$\frac{dP_o}{d\alpha} = 0 \Rightarrow \cos \alpha + a \cos 2\alpha = 0 \quad (3.15)$$

Por relaciones trigonométricas:

$$\cos 2\alpha = 2 \cos^2 \alpha - 1$$

Reemplazando en la ecuación (3.15)

$$\cos \alpha + a(2 \cos^2 \alpha - 1) = 0$$

$$2a \cos^2 \alpha + \cos \alpha - a = 0$$

De donde:

$$\cos \alpha = \frac{-1 \pm \sqrt{1 - (4)(2a)(-a)}}{4a}$$

$$\cos \alpha = \frac{-1 \pm \sqrt{1 + 8a^2}}{4a}$$

El valor máximo de P_o ($P_o \max$) se producirá para:

$$\alpha = \arccos \left(\frac{-1 \pm \sqrt{8a^2 + 1}}{4a} \right) \quad (3.16)$$

De la ecuación (3.14) se puede concluir que el valor de la potencia varía para los diferentes valores de a , y también - que los valores máximos son función de a .

Con el objeto de visualizar la influencia de a sobre la potencia máxima ($P_o \max$) la ecuación (3.14) se puede escribir como se muestra en (3.17) y luego graficar a versus $f(a)$ para - valores máximos en función de a .

$$P_o = \gamma H (A - A_v) R W (f(a))$$

$$\text{donde } f(a) = \sin \alpha + \frac{a}{2} \sin^2 \alpha \quad (3.17)$$

Para hacer los respectivos cálculos primeramente se puede - encontrar los límites inferior y superior de α para un ciclo de giro del disco.

De la ecuación (3.16) se tiene:

$$\lim_{a \rightarrow 1} \alpha = 45^\circ \text{ (límite inferior)}$$

$$\text{De la expresión } 2a \cos^2 \alpha + \cos \alpha = 0 \text{ (escrita líneas -}$$

$$\text{arriba se tiene } \lim_{a \rightarrow 0} \alpha = \pi$$

Calculando los valores máximos de $f(a)$ para diferentes valores de a se elabora la Tabla 3.1.

Tabla 3.1 Valores de $f(a)$ max para diferentes valores de a .

a	α	$f(a)$ max.
.10	84,77	1.0049
.20	77.01	1.019
.25	77.01	1.029
.30	74.95	1.040
.40	71.4	1.060
.50	68.55	1.101
.60	66.16	1.130
.80	62.57	1.210
1.0	60.00	1.290

Graficando el valor de $f(a)_{\max}$ vs a (fig. 3.3) se puede observar que para valores pequeños de a , es decir, cuando se tiene bielas muy largas el valor de $f(a)$ es cercana al valor $\sin \alpha$, sin embargo para bielas cortas, cuando a tiende a 1, la influencia del segundo término ($\frac{a}{2} \sin 2\alpha$) se hace significativo.

Por motivos de tamaño de la tornamesa y estabilidad, se hace conveniente usar valores de a entre 0.2 y 0.3, para mayor ilustración ver figura 3.3.

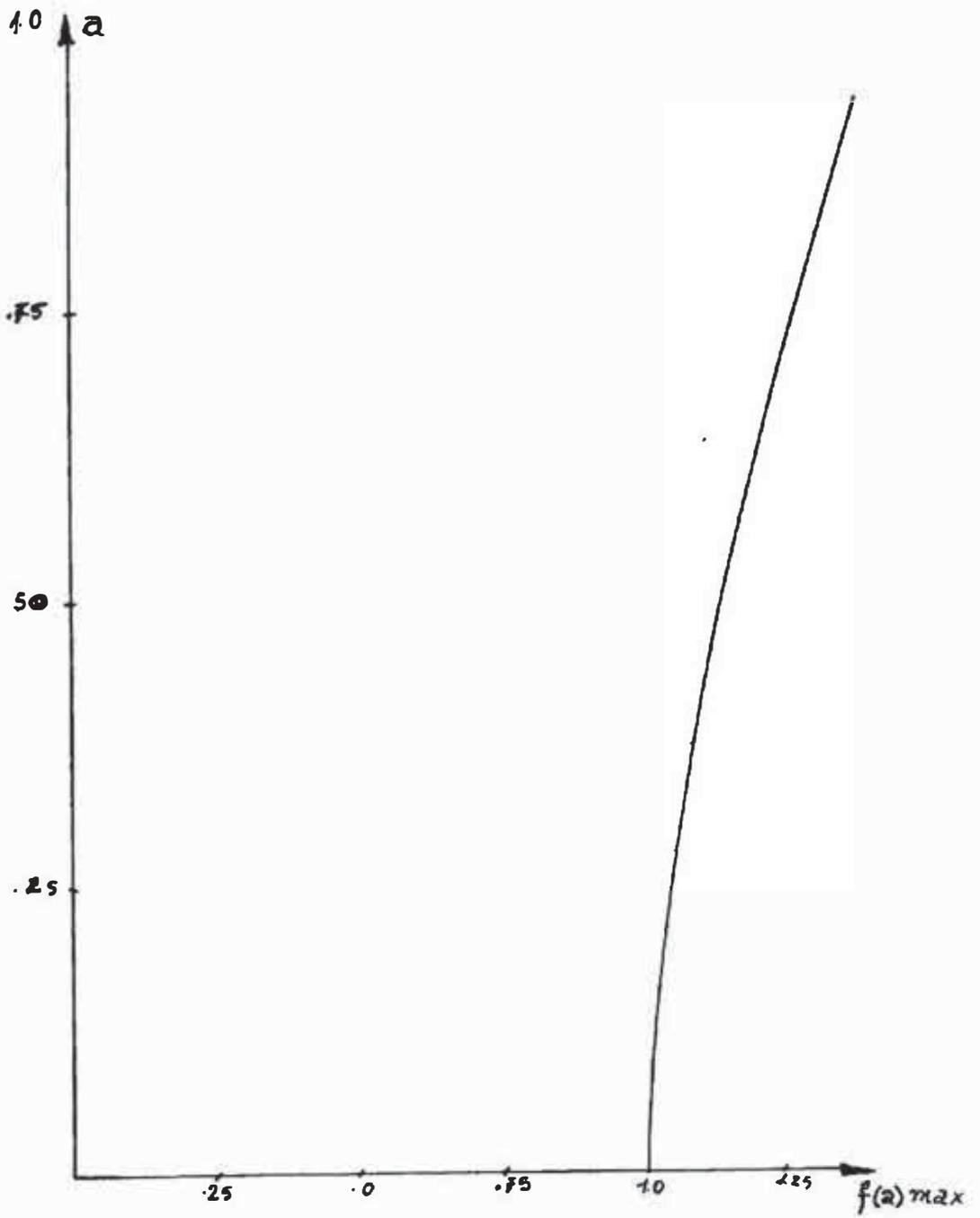


Fig. 3.3. Gráfico a vs. $f(a)_{\max}$

3.2.2 Eficiencia (η) y Potencia Real (P) de la Bomba

$$P = \frac{P_o}{\eta} \quad (3.18)$$

a) Eficiencia de la Bomba (η)

La eficiencia total de la bomba está dada por el producto de las eficiencias parciales.

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_h \cdot \eta_v \quad (3.19)$$

η_m , eficiencia mecánica

η_h , eficiencia hidráulica

η_v , eficiencia volumétrica

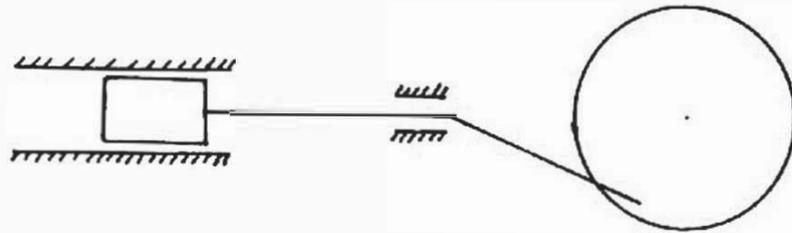
b) La eficiencia mecánica resulta de comparar la energía recibida por el fluido después de restar todas las pérdidas producidas por rozamiento entre superficies sólidas a través tanto del pistón con el cuerpo de la bomba como de la transmisión con las guías versus la energía entregada al eje.

En este caso la energía entregada al eje estará dada por la energía entregada por la turbina eólica al disco manivela.

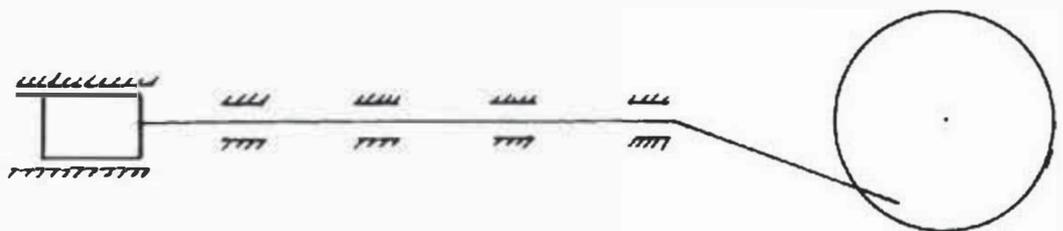
Como se puede observar en las figuras 3.4.a y 3.4b, en una instalación eólica el vástago de la transmisión tiene una gran esbeltez lo que hace necesario el uso de guías intermedias que incrementan las pérdidas mecánicas, razón por la cual es necesario considerar un valor de la eficiencia de la transmisión que para el presente tema será de 95%. (asumido).

Luego si se denomina con η_{vs} a la eficiencia del vástago se tiene :

$$\eta_{vs} = 0.95$$



a) Transmisión de bomba accionada por un sistema de convencional.



b) Transmisión de bomba accionada por una turbina eólica

Fig. 3.4.

Revisando la bibliografía se ha encontrado que la mayoría de autores dan la eficiencia mecánica e hidráulica en una sola, denotándola η_{mh} , a continuación se da algunos valores encontrados en dicha bibliografía.

Según la referencia 5.

para carrera del pistón 10.1 cm. $\eta_{mh} = 0.52$

para carrera del pistón 12.7 cm. $\eta_{mh} = 0.57$

Según la referencia 13.

para bombas sometidas a presiones inferiores a 250 psi.

(17.61 kg/cm²) y carrera del pistón = 12.7 cm. $\eta_{mh} = 0.60$

Otros autores como Dubbel /3/, dan valores independientes para la eficiencia mecánica y la eficiencia hidráulica.

Según este autor:

$$\eta_m = 0.88 \div 0.95$$

Sobre la eficiencia hidráulica este autor hace referencia a la gran influencia de las pérdidas hidráulicas cuando se trata de pequeñas potencias (Ver Fig. 3.5)

Los dos primeros autores sólo se consideraran referencialmente puesto que dan como parámetros de referencia la carrera en el primer caso y la carrera y la presión en el segundo; estos parámetros no influyen decididamente en el comportamiento de la bomba, pues el comportamiento depende mayormente de la geometría de sus elementos: pistón, relación biela manivela, materiales y de la precisión con que se trabaje.

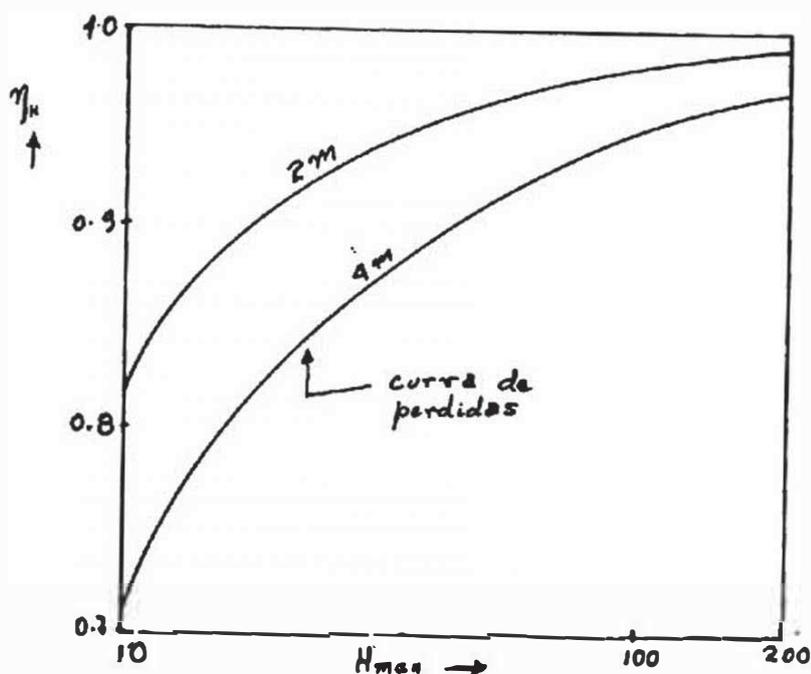


Fig 3.5 Variación de la eficiencia hidráulica para valores - constantes de pérdidas. /3/.

Se puede observar que para pequeñas alturas de descarga las pérdidas influyen por pequeñas que sean. En el gráfico se muestra como varía la influencia de éstas pérdidas para diferentes alturas.

Cuando las pérdidas hidráulicas son, primero 2 m.c.a; segundo 4 m. c.a.

* c,a, columna de agua

Los valores de la η_m dados en la tercera referencia parecen bastante optimistas sobre todo cuando se trata de pequeñas potencias.

Para el presente tema se ha hecho algunos ensayos para determinar la eficiencia mecánica η_m al desplazarse el pistón en el cuerpo de la bomba, sin considerar las pérdidas en las guías de la transmisión (Ver Anexo 3).

Según estos ensayos se obtiene:

$$\eta_m = 0.75 \text{ para bombas de cuerpo de PVC}$$

$$\eta_m = 0.73 \text{ para bombas de Fe galvanizado.}$$

Ambos casos para 10m. de altura de bombeo.

Como se puede apreciar los valores obtenidos mediante los ensayos son valores aceptables ya que están dentro de los valores dados en las referencias.

Finalmente el valor de la eficiencia mecánica se toma de los resultados obtenidos considerando una bomba de Fe galvanizado con paredes internas de PVC e incluyendo un 0.95 por pérdidas mecánicas en las guías del vástago se tiene.

$$\eta_m = 0.76 \times 0.95,$$

$$\eta_m = 0.722$$

c) Eficiencia Hidráulica.- la eficiencia hidráulica resulta al considerar todas las pérdidas producidas por rozamiento del agua con la bomba (tubo succión, tubo de descarga de 10 cm. y válvulas) y los cambios de dirección.

Tomando para este caso el gráfico 3.5, extraído del Manual

de Dubbel y considerando 2 m. de columna de agua de pérdidas, se puede considerar:

$$\eta_h = 0.83$$

d) Eficiencia Volumétricas (η_v).- la eficiencia volumétrica - está dada por la relación entre el caudal real obtenido y el caudal teórico:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_0} \quad (\text{adim})$$

η_v , eficiencia volumétrica (adim)

Q , caudal real bombeado (m^3/s)

Q_0 , caudal teórico (m^3/s)

A , área del pistón (m^2)

N , velocidad de giro (rpm)

S , carrera del pistón (m)

El valor de η_v generalmente es alto, así, Hutte /4/ recomienda:

$$\eta_v = 0.93 \div 0.98$$

y Dubbel /3/ recomienda:

$$\eta_v = 0.95 \div 0.98$$

Sin embargo los últimos estudios demuestran que para pequeñas alturas de bombeo y a ciertas frecuencias la eficiencia volumétrica supera largamente la unidad /10/ , /11/; es decir - que el sistema bombea un caudal extra el valor del caudal teórica ($Q_0 = \text{ANS}$), llegando fácilmente a valores de 250% para pequeñas alturas (Ver Fig- 3.6)

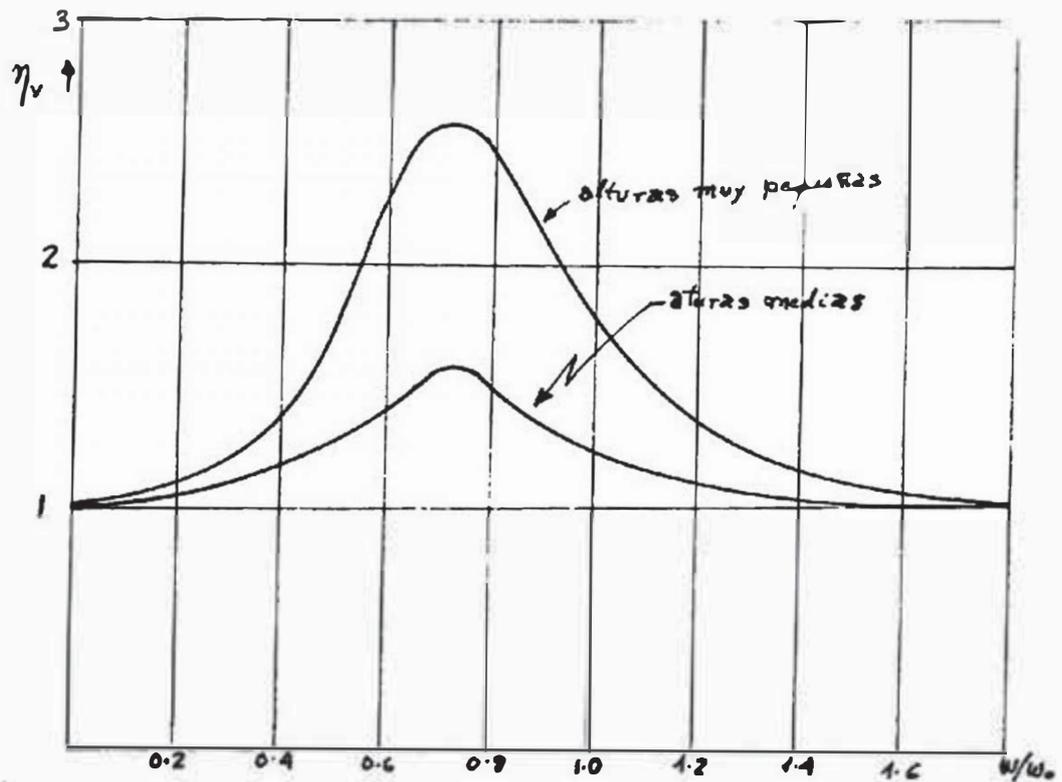


Fig. 3.6 Eficiencia volumétrica versus w/w_0 . /11/

Donde W_0 = velocidad de giro correspondiente a la frecuencia natural de la combinación de la capacitancia e inductancia (teoría del flujo inducido) :

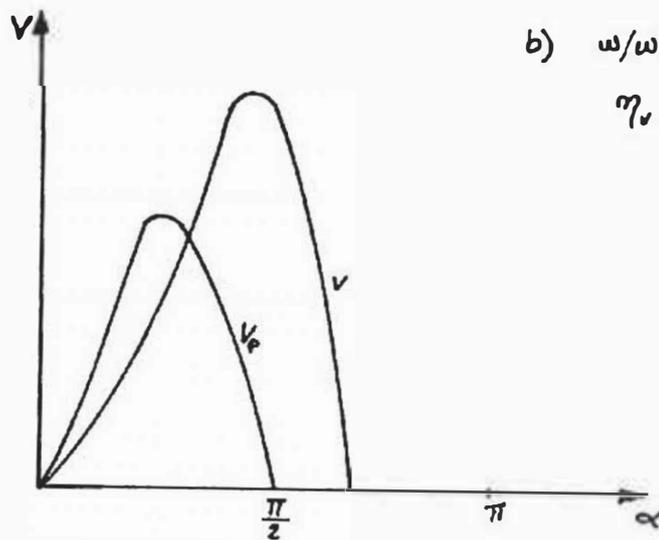
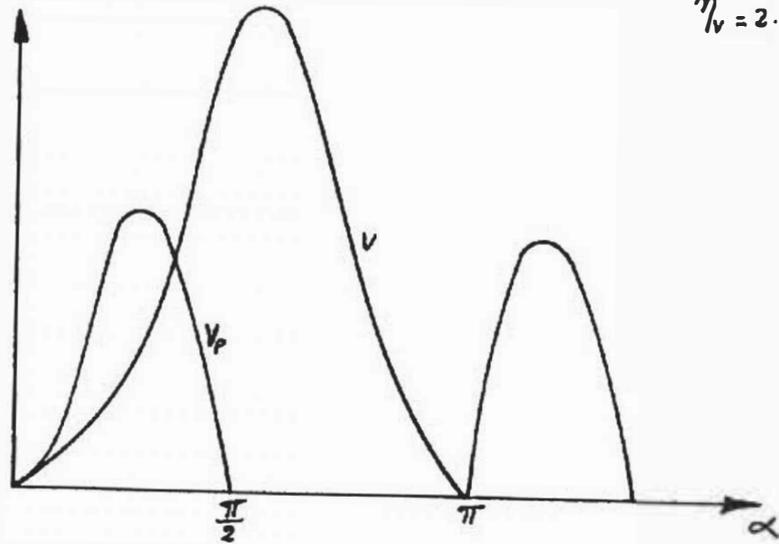
W = Velocidad de giro del disco.

A continuación se agrega la fig. 3.7. extraída de la Ref.10 donde se puede observar las curvas de velocidad del pistón (V_p) en contraste con las curvas de velocidad del líquido (V) según la teoría del flujo inducido, para distintos valores de α y ψ (relación de altura de descarga versus una altura de referencia de 110 pies = ψ)

Según la "Teoría del Flujo Inducido", los valores de la "Eficiencia Volumétrica" (hasta 250%) se logra a velocidades de giro altas con respecto a los valores usados hasta ahora - para bombas alternativas convencionales y con carreras [5] cortas.

$$a) \quad \omega/\omega_0 = 0.8, \quad \psi = 0.36$$

$$\eta_v = 2.14$$



$$b) \quad \omega/\omega_0 = 0.8, \quad \psi = 0.75$$

$$\eta_v = 1.45$$

$$\psi = \frac{\text{altura de bambo}}{\text{altura de referencia (110pies)}}$$

Fig. 3.7. "Velocidad de líquido V y del pistón V_p versus ángulo de giro del diseño. η "

Como se observa, sería útil aplicar en el futuro este concepto para plantas de bombeo eólico ya que se usará rotores de solidez más baja y bombas de menor tamaño, lográndose de este modo equipos de menor peso y costo.

Finalmente para efectos de cálculo se puede tomar $\eta_v=1.0$ puesto que se trata de pequeñas alturas de bombeo.

Luego:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_h \cdot \eta_v = 0.722 \times 0.83 \times 1.0 = 0.599 = 0.60$$

e) Potencia Real de la bomba.- la potencia real está determinada por la expresión:

$$P = \frac{P_a}{\eta}$$

Reemplazando P , η y despreciando el valor de A_v se tiene:

$$P = \frac{\gamma \text{ HARW}}{0.60} \left(\sin \alpha + \frac{a}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (3.21)$$

El valor de esta ecuación sólo es válido en la carrera de ascenso (carrera de bombeo) mientras que en la carrera de descenso se consume una mínima potencia suficiente para vencer las fuerzas producidas por el rozamiento.

Por lo tanto en la carrera de descenso es difícil conocer la potencia consumida y sólo se puede asumir como una fracción de la potencia de bombeo o de ascenso.

Gráficamente se puede representar como se muestra en la figura 3.8.

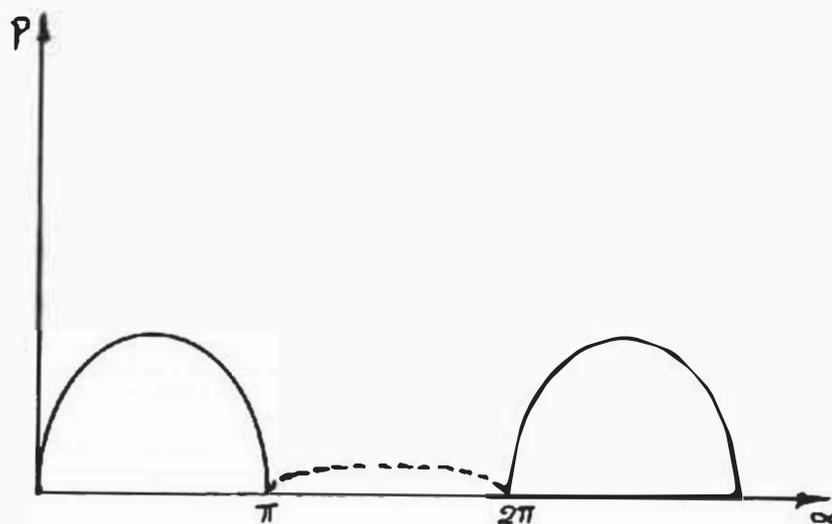


Fig. 3.8. Gráfico P.VS. α para bombas alternativas

3.2.3. Potencia Real Media (Pm)

Está determinada por la expresión siguiente

$$P_m = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} P \, d\alpha \quad (3.22.)$$

El rango de 0 a 2π se refiere al ángulo recorrido en cada ciclo.

Si se desprecia el trabajo realizado en la carrera de descenso, la ecuación 3.22 se puede expresar por:

$$P_m = \frac{1}{2\pi} \left(\int_0^{\pi} P \, d\alpha + \int_{\pi}^{2\pi} (P \rightarrow 0) \, d\alpha \right)$$

$$P_m = \int_0^{\pi} \frac{1}{2\pi} P \, d\alpha \quad (3.23.)$$

Reemplazando (3.21) en (3.22) se obtiene

$$P_m = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\pi} \left(\frac{\delta \text{ HARW}}{2} (\sin \alpha + \frac{a}{2} \sin 2\alpha) \right) d\alpha$$

Integrando:

$$P_m = \frac{\gamma H A R \omega}{\eta} \quad (3.24)$$

Introduciendo la frecuencia $n = \frac{\omega}{2\pi}$ y la carrera $S=2R$ en la ecuación (3.24.) esta se puede escribir como:

$$P_m = \frac{\gamma H A S n}{\eta}$$

Por otro lado se sabe que el caudal medio bombeado por una bomba de desplazamiento positivo se puede escribir como

$$Q = A n S$$

luego:

$$P_m = \frac{\gamma Q H}{\eta} \quad (3.25)$$

3.3.1. Dimensionamiento de la Bomba

Caudal a bombear; $Q = 1.0 \text{ lt/s}$

Altura de bombeo; $H = 10 \text{ cm.}$

El parámetro básico para dimensionar la bomba es el caudal medio Q .

$$Q = A n S = \frac{A N S}{60} \quad (3.26)$$

donde: A , área del pistón (m^2)

n , frecuencia de giro del disco (vueltas por segundo)

S , carrera del pistón (m)

N , velocidad de giro del disco (rpm)

3.3.1.1. Velocidad de giro en Revoluciones por Minuto (N)

Las bombas alternativas acopladas a molinos de viento, trabajan a velocidades de rotor.

Según resultados experimentales observados por el ITINTEC - /17/ las plantas eólicas trabajan bien en el rango de 30 a 60 rpm, que son valores pequeños comparados con los sistemas convencionales.

Para elegir un valor adecuado es necesario tener en cuenta la relación carrera diámetro del pistón, motivo por el cual en el siguiente acápite se hace un esbozo de las diferentes posibilidades de carrera y diámetro que se puede tomar.

3.3.2 Carrera y Diámetro del Pistón.

Tomando en cuenta lo mencionado en el acápite anterior $N = 30 \div 60$ rpm y con la ayuda de la ecuación (3.26) se puede elaborar el cuadro N° 3.3. que a continuación se incluye y donde se calcula las diferentes combinaciones de carrera y diámetro del pistón para el caudal de 1.0 lt/s.

Tabla 3.2. Valores de S para caudal de 1.0 lts/s, usando diferentes diámetros de pistón y rpm (S y D están en centímetros).

D (cm) \ N (rpm)	30	40	50	60
4	159.0	119.4	95.5	79.6
6	70.7	54.1	42.4	35.4
8	39.8	29.8	23.9	19.8
10	25.5	19.0	15.3	12.7
12	17.7	13.3	9.6	8.8
16	9.9	7.5	6.0	5.0
20	6.4	4.8	3.8	3.2

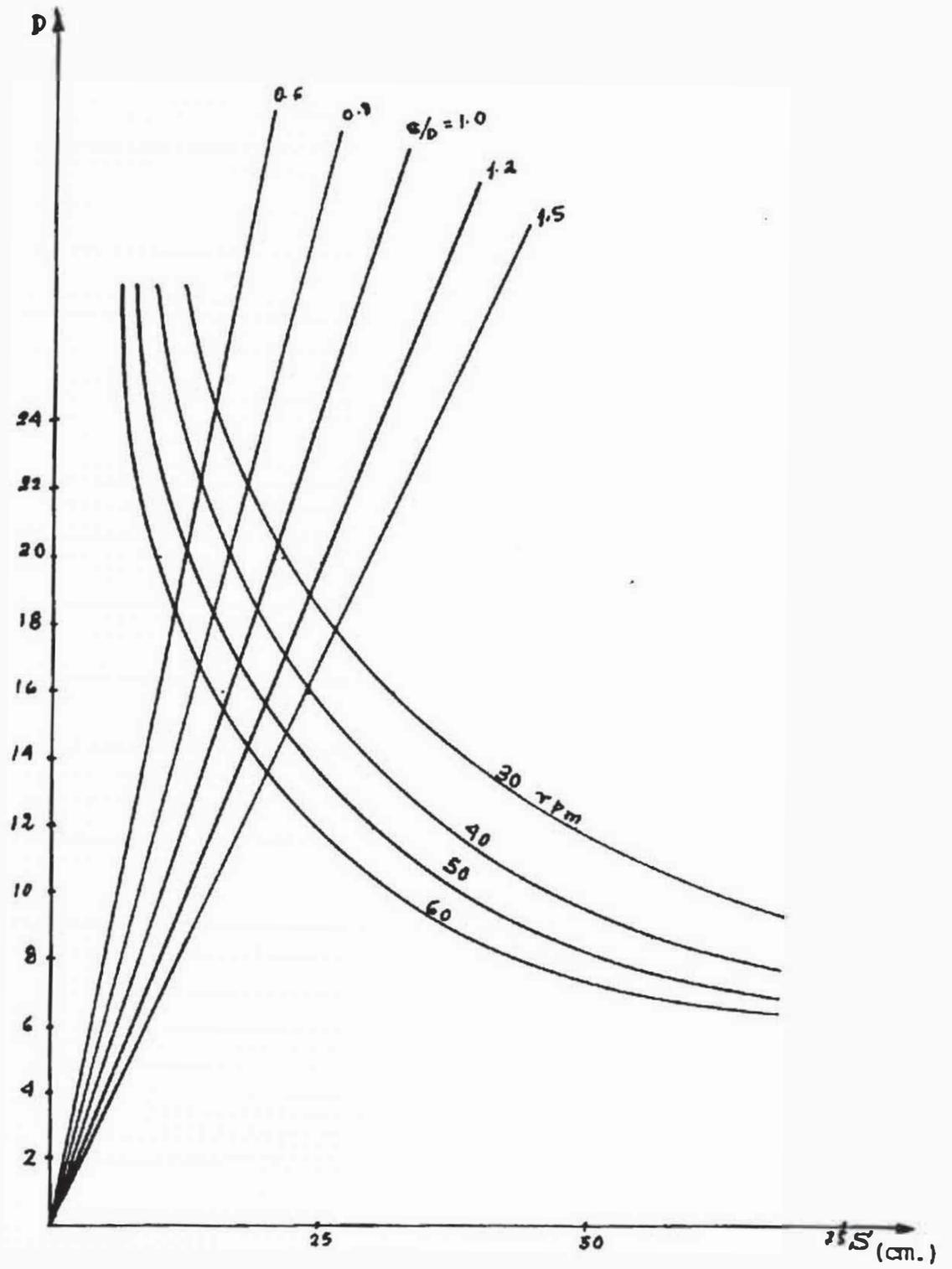


Fig. 3.9 Gráfico S vs. D , para diferentes rpm. para bomba (caudal 1 l/s)

3.3.3 Relación S/D

Como se puede apreciar en la Fig. 3.10 la relación S/D es un parámetro importante para el diseño de la bomba.

Según recomendaciones /1/ para instalaciones convencionales es recomendable tomar valores de S/D entre 0.7 y 2.5, sin embargo para instalaciones de máquinas eólicas es conveniente trabajar con valores S/D pequeños por las razones siguientes:

- a) Valores pequeños de S implican el uso de bielas de tamaño moderado, lo cual evita las vibraciones en el sistema.
- b) El uso de carreras pequeñas y bielas cortas conducen a dimensiones pequeñas de tomamesa, lo cual implica disminución de costos.

Según lo dicho en los puntos a y b, y las observaciones experimentales hechas en las instalaciones del ITIMEC, se puede concluir que para aplicaciones en plantas eólicas será recomendable trabajar con $S/D = 0.7 \div 1.2$

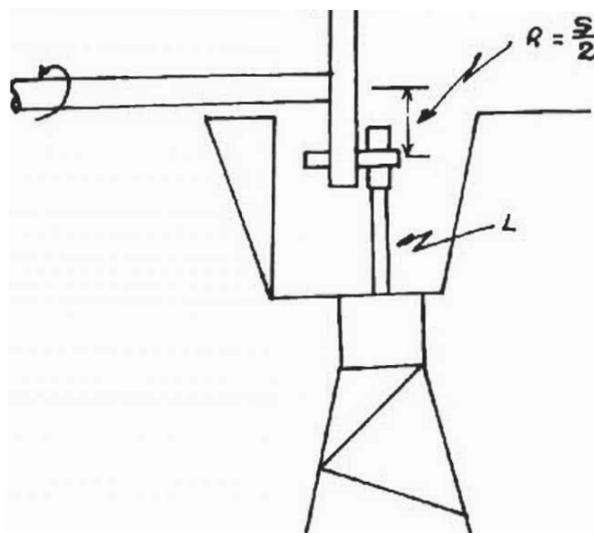


Fig. 3.10 Disposición del sistema biela-disco.

En la Tabla 3.2 se puede observar que sólo algunos valores de S cumplen con la recomendación $S/D = 0.7 \div 1.2$, para los cuales el correspondiente valor de D está entre 10 cm. y 16 cm.

Teniendo en cuenta la sencillez de construcción planteada como uno de los objetivos principales y el uso de materiales comerciales, se selecciona un tubo de 5" \emptyset de Fe. galvanizado para el cuerpo de la bomba, asimismo, para cumplir con las recomendaciones S/D el equipo se diseñará para 40 rpm.

El tubo de 5" \emptyset se maquinará interiormente con la finalidad de colocar una camiseta de PVC de 2 mm. de espesor, obteniendo un diámetro interno final de 128 mm. (Ver Capítulo 4).

Se incluye también la Tabla 3.3 que contiene las especificaciones técnicas de Fe. galvanizado y de PVC clase 7.5 a fin de que pueda ser usada en la construcción de bombas similares por los interesados.

Tabla 3.3. Especificaciones técnicas de algunos materiales posibles a usar para el cuerpo de la bomba.

\emptyset Nom. plg.	Fe.Galvan. Fe. Galvan.			PVC Clase 7.5		
	Di	De	e	Di	De	e
4	102.26	114.30	6.02	105.8	114.0	4.1
5	128.19	141.30	6.55	--	--	--
6	154.05	168.28	7.11	155.8	168.0	6.1
8	202.72	219.08	8.18	203.2	219.0	7.9
10	254.51	273.03	9.27	253.2	273.0	9.9

Finalmente, habiendo escogido el número de ciclos por minuto (N) y el diámetro interno del cilindro de la bomba, se procede al cálculo de la carrera para lo cual se usa la ecuación del caudal medio.

$$Q = \frac{ANS}{60}$$

$$Q = 0.001 \text{ m}^3/\text{S}$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (D = 0.128 \text{ m})$$

$$A = 0.01229 \text{ m}^2$$

$$N = 40 \text{ rpm.}$$

De donde:

$$S = \frac{60Q}{AN}$$

$$S = \frac{60 \times 0.001}{0.01229 \times 40}$$

Resumiendo :

$$D = 0.128 \text{ m}$$

$$S = 0.122 \text{ m}$$

$$N = 40 \text{ rpm.}$$

$$S/D = 0.95$$

3.4 Válvulas

La bomba está provista de dos válvulas :

Válvula del pistón

Valvula check

a) Válvula del pistón:

Nomenclatura

D , Diámetro del pistón (0.128m)

S , Carrera del pistón (0.095m)

N , Velocidad de rotación (40 rpm)

C_m , Velocidad media del agua en el cilindro de la bomba -
(m/s)

C_{mv} , Velocidad media del agua en el asiento de la válvula -
(m/s)

d_v , Diámetro de paso libre en el asiento de la válvula (m)

f , Superficie de paso libre en el asiento de la válvula (m)

F , Area del pistón (m²)

h_{max} . Carrera máxima de la válvula (m)

v , Eficiencia volumétrica de la bomba (100% asumido)

d , Diámetro de la válvula (m)

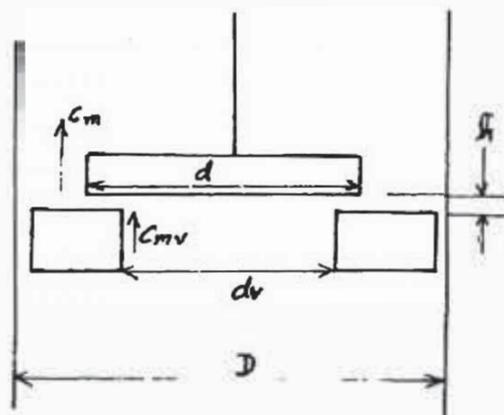


Fig. 3.11 Esquema de la válvula de pistón.

Por continuidad se tiene:

$$Q_{mv} = F C_m \quad (3.27)$$

De donde:

$$f = \frac{F C_m}{Q_{mv}} \quad (3.28)$$

También:

$$C_m = 2 NS \quad (3.29)$$

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \quad (3.30)$$

$$f = \frac{\pi d^2 v}{4} \quad (3.31)$$

Reemplazando (3.29), (3.30), (3.31) en (3.28), se tiene:

$$\frac{\pi d^2 v}{4} = \frac{\pi D^2 / 4 (2NS)}{Q_{mv}}$$

luego:

$$Q_{mv} = \frac{D^2 (2NS)}{d^2 v} \quad (3.32)$$

Por limitaciones constructivas, $dv = 70 \text{ mm}$. (ver plano)

Reemplazando los valores de D , N , y S en 3.32 se tiene:

$$Q_{mv} = 0.5 \text{ m/s}$$

Usando las Fig. 3.12 y eligiendo una pérdida de 0.5 m.c.a. (metros de columna de agua) se obtiene un $X = 0.3$

Donde:

$$X = \frac{\text{Sección máxima del intersticio}}{\text{Sección de paso en el asiento de la válvula}}$$

$$X = \frac{U_{\max}}{f} \quad (3.33)$$

$$U = \pi \cdot d \quad (3.34)$$

Para d se puede tomar un valor adecuado teniendo en cuenta - que deberá asentar sobre el paso d_v .

$$\text{Asumiendo } d = d_v + 6\text{mm.}$$

$$d = 76 \text{ mm}$$

luego:

$$X = \frac{d \cdot h_{\max}}{d_v^2/4} \quad (3.35)$$

$$X = \frac{4 \cdot d \cdot h_{\max}}{d_v^2}$$

$$h_{\max} = \frac{X \cdot d_v^2}{4d} \quad (3.36)$$

Usando los valores para d_v , d y X :

$$h_{\max} = \frac{0.3 (70)^2}{4(76)} = 4.83$$

Redondeando valores

$$h_{\max} = 5 \text{ mm.}$$

b) Válvula Check

Se usa la misma nomenclatura que en el caso de la válvula del pistón

De la ecuación 3.32 se obtiene:

$$d_v = \frac{D^2 (2 NS)}{C_{mv}} \quad (3.37)$$

Dado que la ecuación 3.37 es una ecuación con dos variables (d_v y C_{mv}) a continuación se elabora un cuadro para diferentes valores de C_{mv} .

Tabla 3.4 Diferentes combinaciones de C_{mv} y d_v para la válvula
Check

C_{mv} m/s	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	1.0	1.2	1.5
d_v (mm)	79.6	71.2	65.0	60.1	56.3	50.4	46.0	41.0

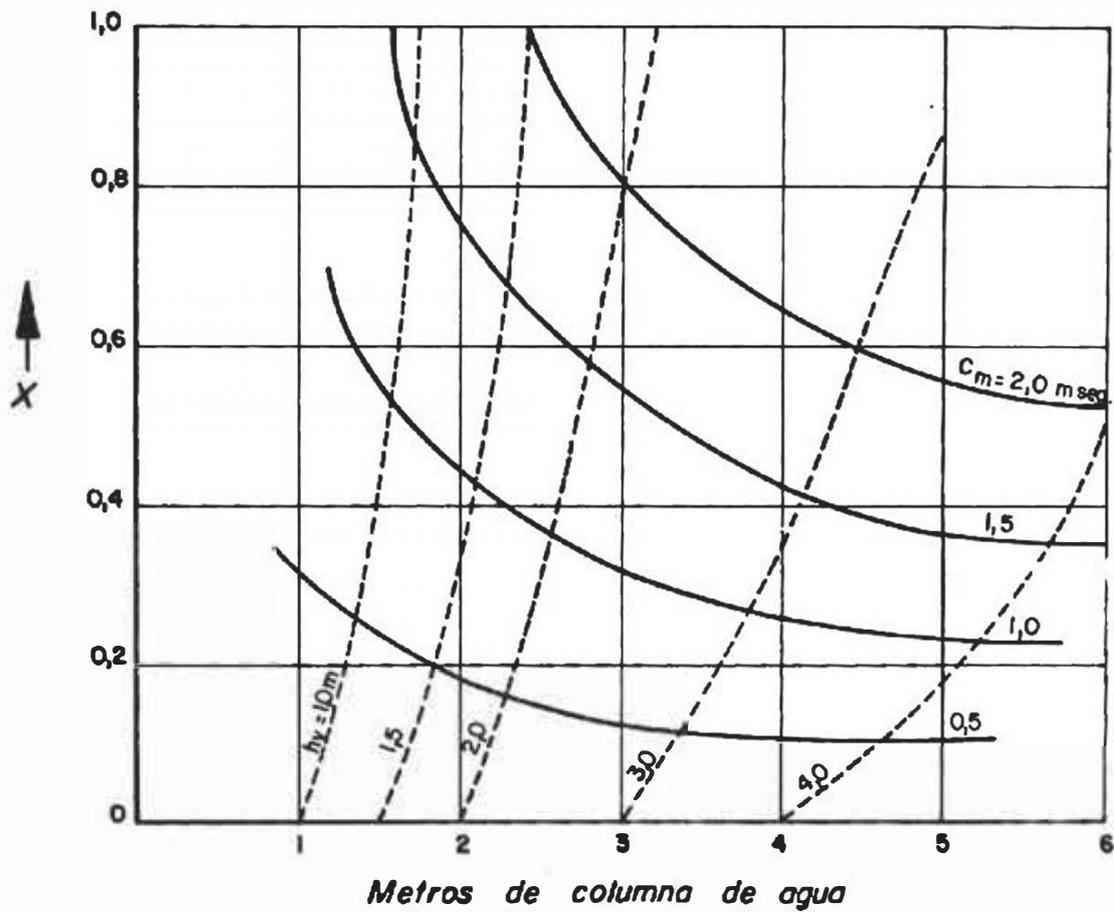


Fig. 3.12 Características de la válvula ordinaria de modelo -
normal./1/

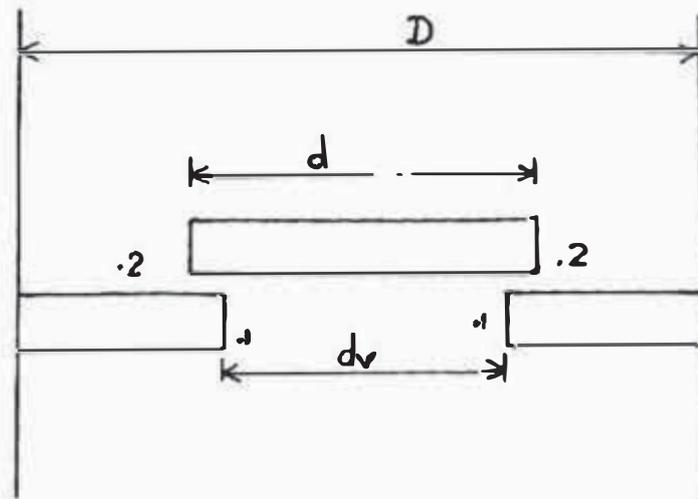


Fig. 3.13 Esquema de la válvula Check

Por continuidad entre los puntos 1 y 2 y asumiendo que
 $d = d_v + 6\text{mm}$.

Se debe cumplir que:

$$\frac{D^2}{4} - \frac{d^2}{4} = \frac{d_v^2}{4} \quad (3.38)$$

De donde:

$$D^2 - d^2 = d_v^2 \quad (3.38)$$

Asumiendo un diámetro $D = 3''$ para la válvula check (76.2 mm) y reemplazando además de valor de d , en función de d_v , de la ecuación 3.38, se obtiene:

$$d_v = 51 \text{ mm.}$$

$$d = 57 \text{ mm.}$$

De la Tabla 3.4 para $d_v = 51$ mm. se obtiene $C_{mv} = 1$ m/s -
 asumiendo además pérdidas de 1 m.c.a. en la válvula check, se
 gún la Fig. 3.12 se obtiene un valor de $X = 0.45$

Luego:

$$h_{\max} = \frac{X d_v^2}{4d}$$

$$h_{\max} = \frac{(4.5) (51 \text{ mm})^2}{4 (57 \text{ mm})} = 6.96 \text{ mm.}$$

Resumiendo:

a) Válvula del pistón:

$$d_v = 76 \text{ mm.}$$

$$d = 70 \text{ mm.}$$

$$h_{\max} = 5 \text{ mm.}$$

b) Válvula check

$$d_v = 51 \text{ mm.}$$

$$d = 57 \text{ mm.}$$

$$h_{\max} = 7 \text{ mm.}$$

CAPITULO IV

4. CALCULOS MECANICOS

Los programas de investigación sobre molinos de viento en el Perú contemplan básicamente sistemas semi-industriales posibles de ser fabricados inclusive en pequeños talleres /25/; - por lo tanto la bomba por ser parte del sistema eólico deberá ofrecer condiciones similares de fabricación, es en este sentido que se tratará de presentar un diseño sencillo y usando materiales de fácil obtención.

4.1 Cálculo de la Bomba

Las partes a tratar en la bomba son:

Cilindro

Pistón y Empaquetaduras

Válvulas

4.1.1. Cilindro de la Bomba

En el capítulo 3 se determinó el diámetro de la bomba y se seleccionó una sección de tubo estandar de 5" \emptyset de Fe. galvanizado para el cilindro de ésta, se vió también que era conveniente el uso de una camiseta de PVC al interior del cuerpo para permitir un deslizamiento mas suave entre la empaquetadura del pistón y las paredes del cilindro.

En este acápite se trata de dimensionar tanto el cilindro como la camiseta de PVC.

El cilindro se construirá entonces usando una sección L de tubo estandar de 5" \emptyset y una sección de plancha de PVC de 2mm. de espesor el cual se colocará interiormente, el tubo será torneado interiormente hasta obtener un diámetro interno de 132 mm. de tal modo que colocando la camiseta interior se obtendrá un diámetro interno del cilindro de 128 mm.

Como se puede observar el espesor de la pared queda en

$$E = \frac{De - 132}{2} \quad (4.1.)$$

E , espesor de pared del tubo después del torneado

De, diámetro externo del tubo estandar de 5" \emptyset en mm.

$$E = \frac{De - 132}{2} = \frac{141.3 - 132}{2} = 4.65 \text{ mm.}$$

Quedando de este modo un cilindro de 4.65 mm. de espesor de pared, el cual estará sometido a una presión interna equivalente a la columna de agua. El cálculo de resistencia se puede hacer usando la ecuación del ASME para el espesor mínimo de tuberías a presión, ver ec. 4.2 se asume una presión interna de 13 metros de columna de agua la cual incluye la altura física más pérdidas en válvulas y tubería.

$$t_{\min} = \frac{P De}{2St + 0.8P} + C \quad (4.2.)$$

P , presión interna de servicio (13 m.c.a. asumido)

t_{\min} , espesor mínimo de la tubería

De , diámetro externo de la tubería

St , esfuerzo permisible del material a la temperatura de operación.

C , valor que se agrega al espesor por roscado, esfuerzo mecánico y/o corrosión.

para acero comercial: $C = 0.065 \text{ plg.} = 0.165 \text{ mm.}$

$$S_t = 10,200 \text{ psi}$$

reemplazando datos se tiene $t_{\min} = 1.77 \text{ mm.}$

Como se puede observar el espesor calculado es de 1.77 mm. mientras que el espesor del cilindro después del maquinado interno es de 4.65 mm, quedando de este modo sobre dimensionado el espesor.

La longitud se determina teniendo en cuenta la carrera - del pistón, el tamaño del pistón y una tolerancia necesaria; esta tolerancia es necesaria tenerla en cuenta puesto que en las instalaciones eólicas de bombeo, el vástago es muy largo y cualquier imperfección en la instalación podría hacer que - el pistón choque en el punto muerto inferior o superior

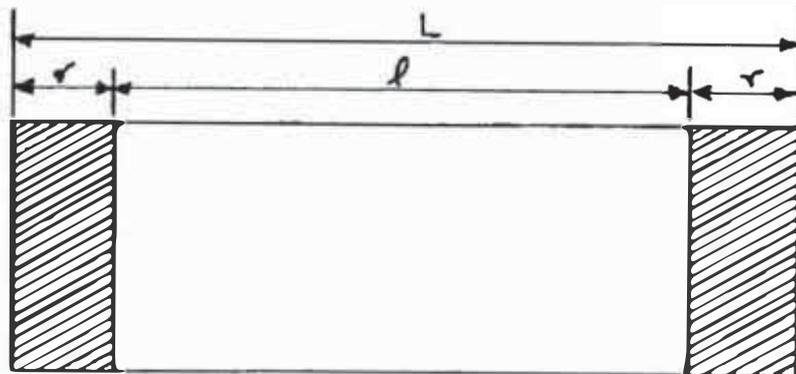


Fig. 4.1. Cilindro de la Bomba

Considerando una altura del pistón de 0.08 m y dándole una tolerancia de 0.01 m. por los motivos señalados en el acápite anterior se tiene:

$$L = S + 0.08 + 0.01$$

Usando el valor de ($S = 0.122$ m) calculado en el capítulo 3 tenemos:

$$L = 0.3020 \text{ m.}$$

(Ver detalles en el plano de la bomba)

4.1.2. Pistón y Empaquetaduras

En las figuras 4.4. y 4.5 se muestra una variedad de propuestas sobre forma de pistones y válvulas para bombas alternativas, sin embargo la aplicación a molinos de viento merece una especial atención debido a la gran esbeltez del vástago el cual trabajará a compresión en la carrera de descenso.

En las figuras 4.2. y 4.3 se puede observar el tipo de pistón, válvula y empaquetadura que se usarán en este caso y que resultan de combinar las figuras 4.4. f con la 4.5 f.

Altura del Pistón (h) y Espesor de la Empaquetadura (e)

Según recomendación /8/ (4.3)

$$10 \text{ mm.} \leq h \leq 30 \text{ mm.}$$

donde:

h , altura del pistón

Teniendo en cuenta que la presión que soporta es pequeña se tomará el mínimo valor recomendado para h .

$$h = 10 \text{ mm.}$$

También, según recomendación /8/

$$1''/8 \leq e \leq 1''/4 \quad (3.2 \text{ mm} \leq e \leq 6.4 \text{ mm.}) \quad (4.4)$$

Comercialmente se puede encontrar empaquetaduras de 5 mm. de espesor, razón por la que se toma :

$$e = 5 \text{ mm.}$$

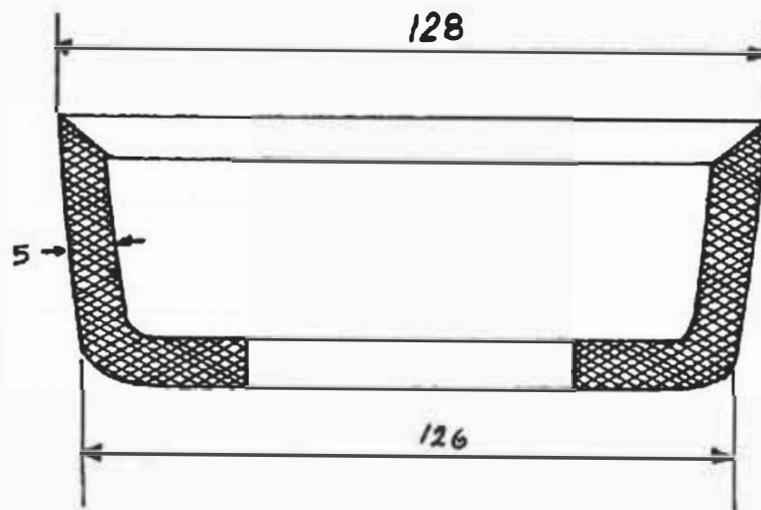


Fig. 4.2. Empaquetadura de cuero

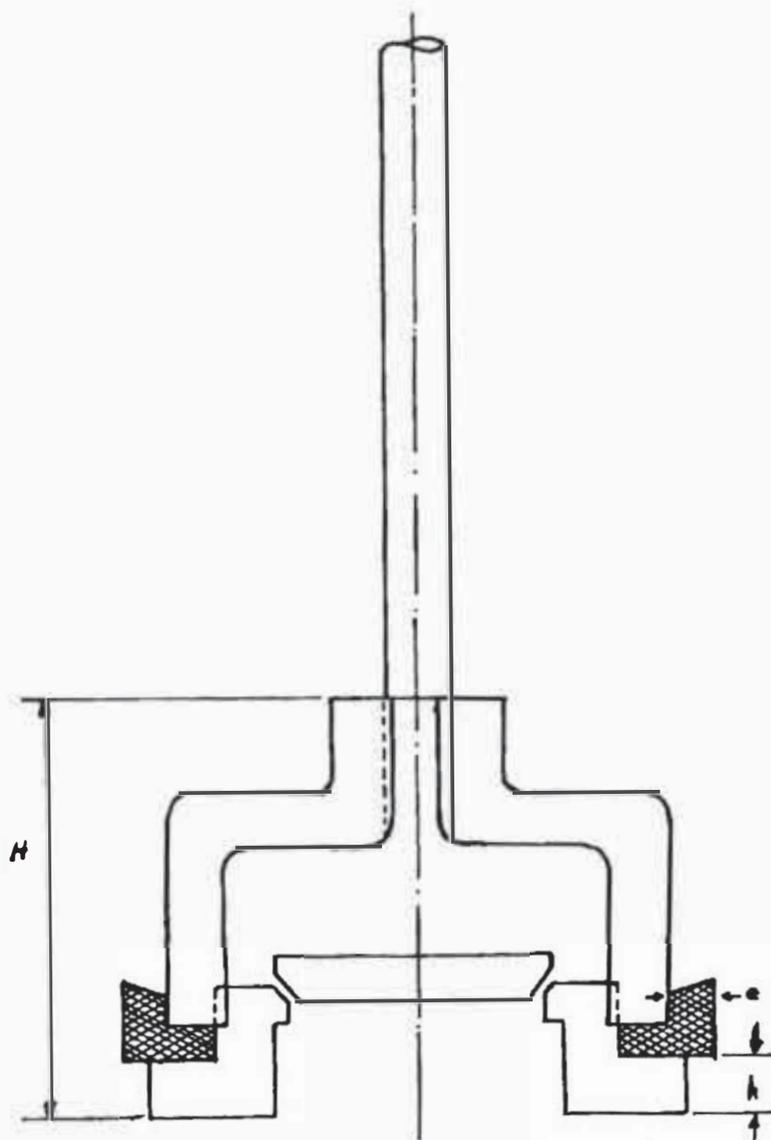
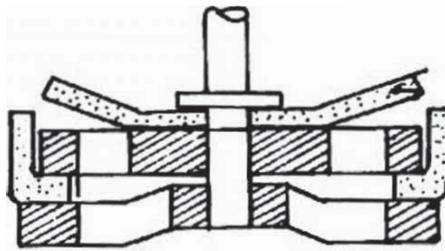
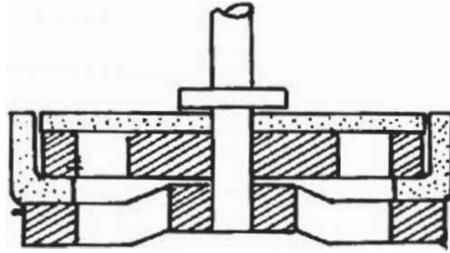


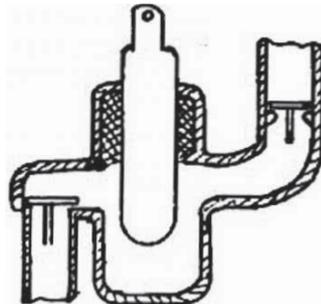
Fig. 4.3. Pistón a usar para la bomba

Como porta ~~empaquetadura~~ se usa un elemento ros-
cado (ver plano de la bomba)

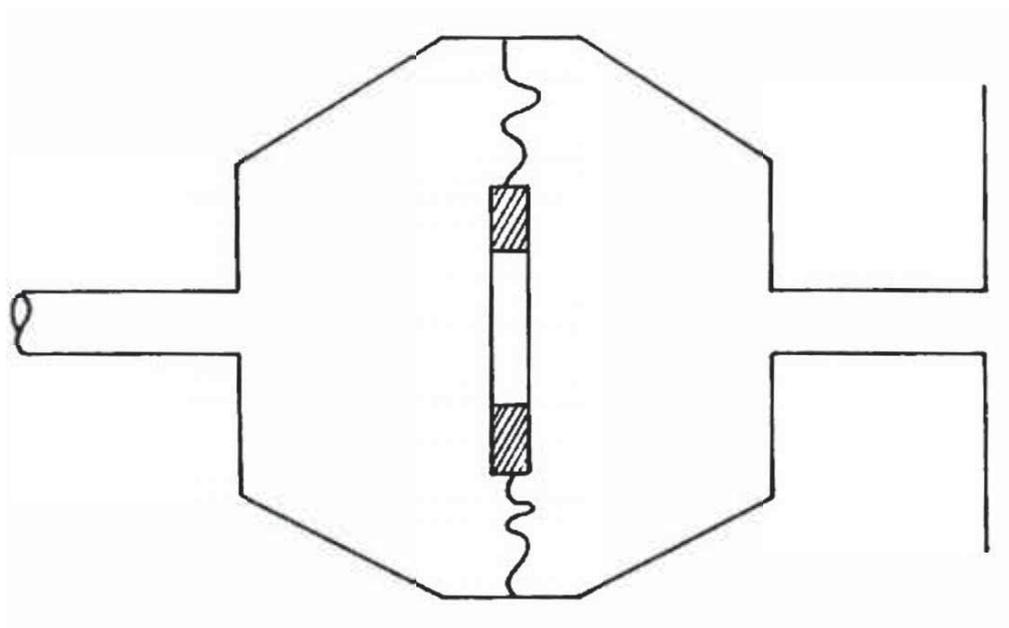
Fig. 4.4. Diferentes tipos de pistones aplicables en bombas alternativas



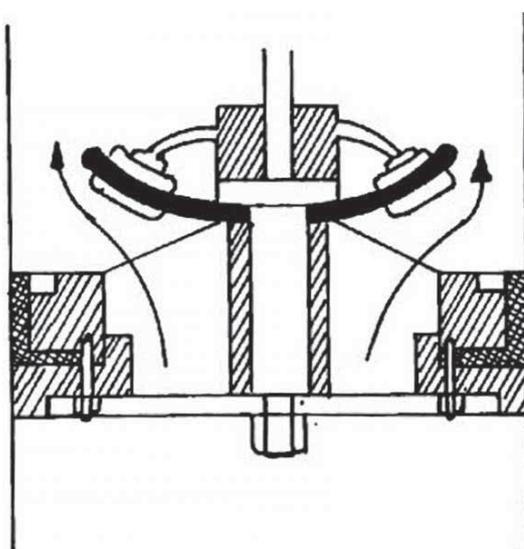
a) Embolo de guarnición y válvula de cuero /9/



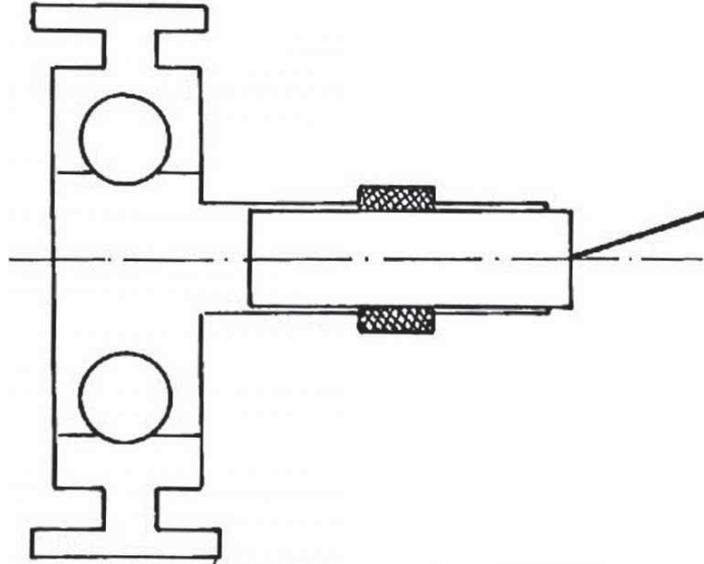
b) Embolo tipo buzo /9/



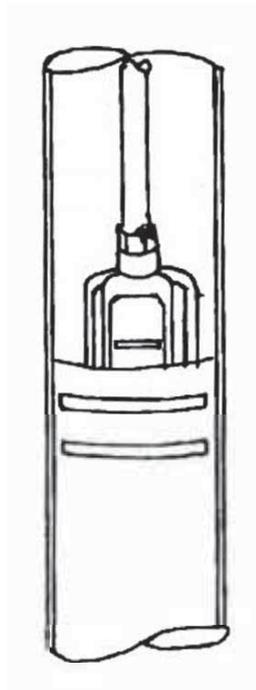
c) Embolo en sello flexible /10/



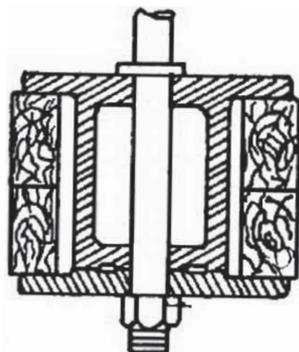
d) Embolo con chapaleta de goma /1/



e) Embolo horizontal con válvulas de bola /23/

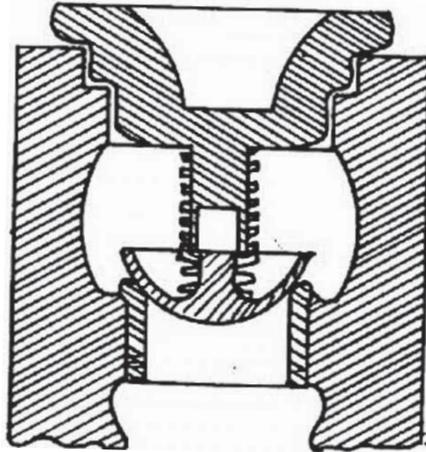


f) Embolo vertical con doble empaquetadura /18/

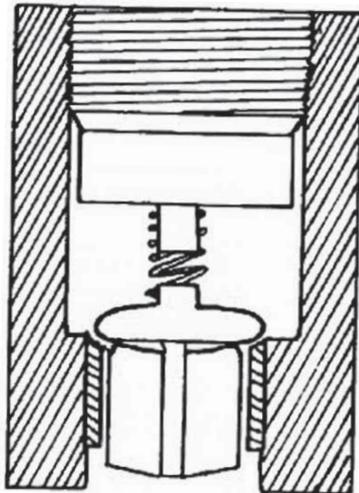


g) Embolo con empaquetadura de madera.

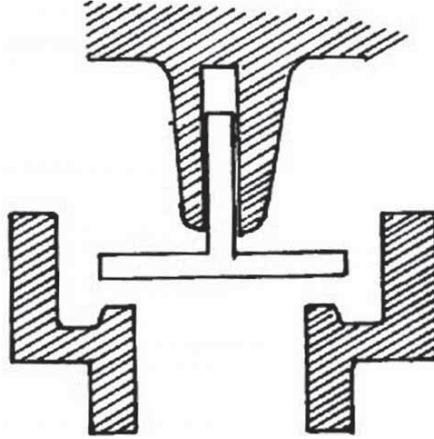
Fig 4.5 Tipos de Válvulas aplicables a
Bombas alternativas



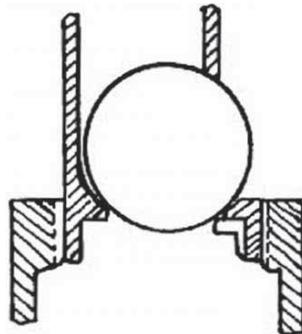
a) Válvula de casquete /5/



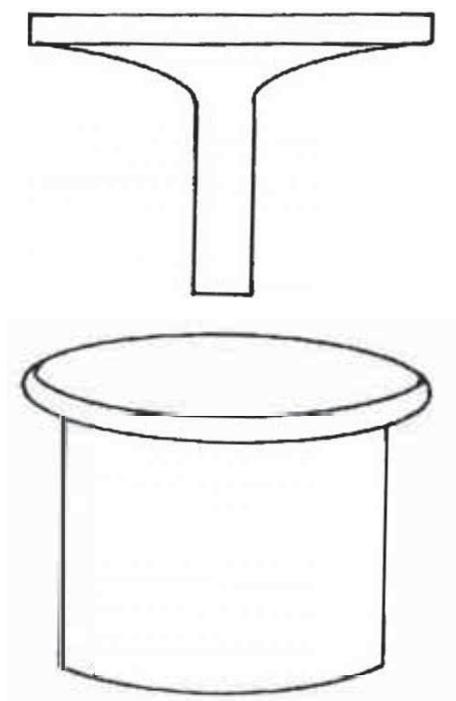
b) Válvula de alas de superficie conica /5/



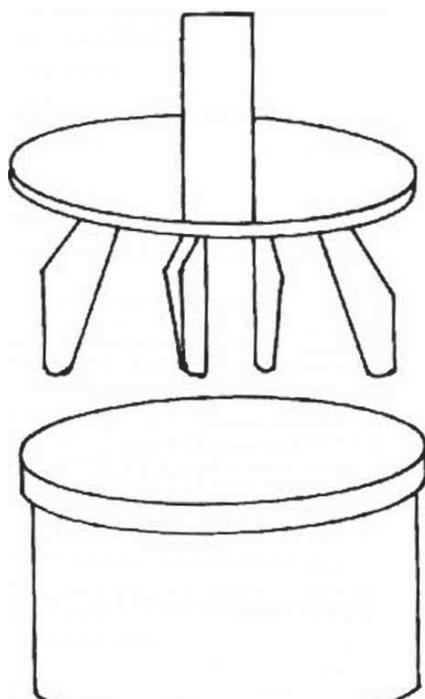
c) Válvula de disco /1/



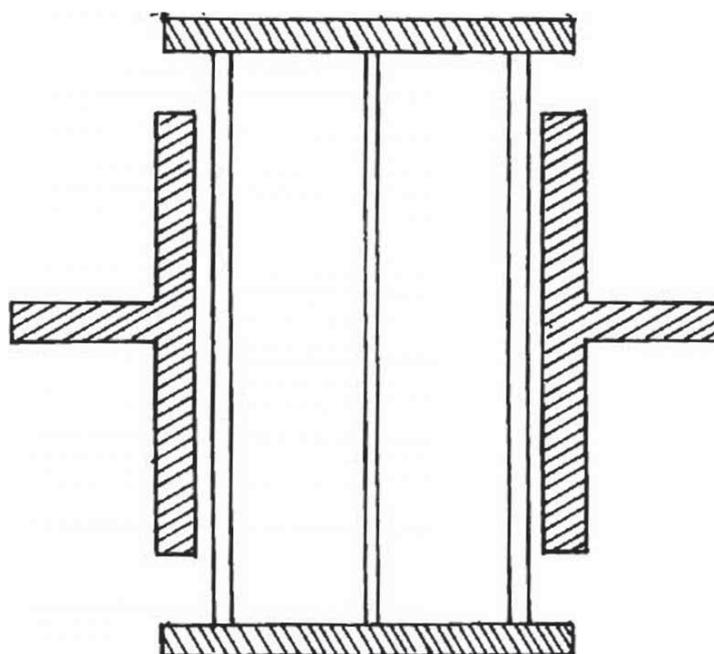
d) válvula tipo de esfera /12/



e) Válvula tipo cónico /12/



f) Válvula tipo Cónico /23/



h) Válvula de disco

(Catálogo : Pumps and Cylinders)

Cía.: Dempster

4.2. Selección y Cálculo de Válvulas.

4.2.1 Selección de Válvulas

En la Fig. 4.5 se muestra diversos tipos de válvulas aplicables a bombas alternativas, para el presente caso la selección del tipo de las válvulas se ha hecho teniendo en cuenta por un lado la sencillez de fabricación y por otro de obtener buena eficiencia hidráulica.

La válvula del pistón se puede observar en la Fig. 4.3.; para la válvula Check se ha tratado de simplificar lo mostrado - en la Fig. 4.5.c.

4.2.2. Cálculo de las Válvulas

Sólo se calcula el espesor.

Tanto la válvula del pistón como la válvula Check se calcularán usando la ecuación de una placa plana circular apoyada en sus bordes con carga uniformemente distribuida en toda la superficie (Fig. 1, Tabla 3.1, /17/)

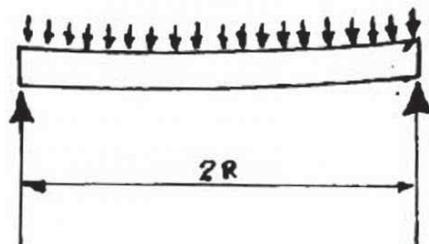


Fig. 4.6 Válvula del pistón con carga uniformemente distribuida.

$$\sigma_d = \frac{3W (3 + \mu)}{8 \pi t^2} \quad (4.5)$$

σ_d , Esfuerzo de diseño

S_y , Esfuerzo de fluencia (17,000 psi para el bronce fosforo)

n , Factor de seguridad

W , $\pi R^2 \omega$

R , Radio de la válvula (sometida a carga)

ω , Presión o carga por unidad de área

μ , Coeficiente de Poisson ($\mu = 0.35$ bronce)

t , Espesor

a) Aplicando la ecuación 4.5 para la válvula del pistón se tiene:

R , 3.5 cm. (Ver planos)

ω , 13N/cm^2 (valor aproximado de la presión a la salida de la bomba.

$$\sigma_d = 17,000 \text{ PSI} \times \frac{1}{14.2} \cdot \frac{\text{kg/cm}^2}{\text{Psi}}$$

$$\sigma_d = 2395 \text{N/cm}^2 \times 10 \text{N/kg}$$

Reemplazando en 4.5

$$2395 \text{ N/cm}^2 = \frac{(3.5 \text{ cm})^2 (13 \text{N/cm}^2) \times (3 + 0.35)}{8 \pi t^2}$$

$$t = \sqrt{\frac{(3.5)^2 (13) (3.35)}{\pi (2395) 8}}$$

$$t = 0.16 \text{ cm.}$$

b) Aplicando la ecuación 4.5 para la válvula check se tiene:

$$R = 2.5 \text{ cm}$$

$$\omega = 13 \text{ N/cm}^2$$

$$\sigma_d = 2395 \text{ N/cm}^2$$

$$t = \frac{\sqrt{(2.5)^2 \times (13) \times (3.35)}}{\pi (2395) (8)}$$

$$t = 0.11 \text{ cm.}$$

Como se puede observar en los cálculos resulta un valor t muy pequeño, sin embargo, por motivos constructivos se hace necesario tomar un valor mayor (5 mm.)

Luego:

Espesor de válvula del pistón, $t = 5 \text{ mm.}$

Espesor de válvula check, $t = 5 \text{ mm.}$

4.3. Cálculo de la Sección de la Biela y Vástago

4.3.1 Cálculo de la Biela

La biela será construida de una sección de barra lisa la cual puede considerarse como una columna delgada sometida a compresión y para el cálculo se usa la ecuación de Euler:

$$f P_c = n \pi^2 EI / L^2 \quad (4.6)$$

Donde:

f , Factor de seguridad (hasta 30 para condiciones inseguras,

/4/

P_c , Fuerza de compresión sobre la biela (15% de F , Ref. /19/

F , Fuerza de tracción sobre la biela (N)

E , Módulo de elasticidad ($2.1 \times 10^7 \text{ N/cm}^2$, acero)

I , Momento de inercia (N.n)

L , Longitud de la biela (m)

d , Diámetro de la biela (m)

n , Factor debido a las condiciones de los extremos (para este caso $n = 1/20$).

F_t , Fuerza perpendicular al radio R de la manivela (N)

R , $1/2$ de la carrera del pistón, $S/2$, (m)

L , Longitud de la biela (m.)

β , Angulo formado entre el eje vertical que pasa por el centro "O" del disco y la biela

α , Angulo de giro del disco

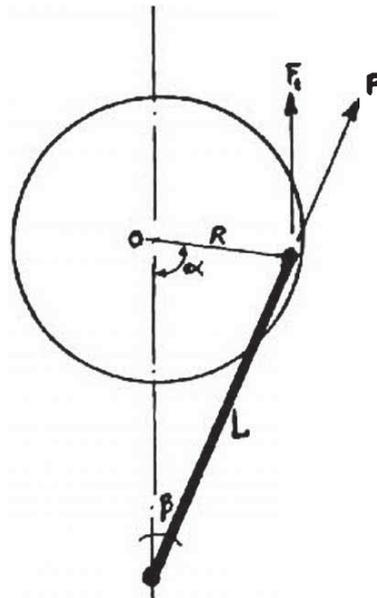


Fig. 4.7 Diagrama de fuerzas en el sistema Biela-Manivela.

Por relaciones geométricas:

$$F = F_t \operatorname{sen} (\alpha + \beta) \quad (4.7)$$

El valor de F_t se puede determinar a partir de la potencia.

Potencia requerida por la bomba (Ver Capítulo III)

$$P = \frac{\gamma QH}{\eta} = \frac{HAWR}{\eta} \left(\operatorname{sen} \alpha + \frac{a}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \right) \quad (4.8)$$

También:

Potencia = torque x velocidad angular

$$P = T.W. \quad (4.9)$$

y torque = fuerza tangencial x brazo

$$P = F_t \cdot RW \quad (4.10)$$

luego:

$$F_t = \frac{P}{RW} \quad (4.11)$$

Combinando 4.8 con 4.9 y 4.11

$$F = \frac{HA \left(\operatorname{sen} \alpha + \frac{a}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \right)^2}{\eta} \quad (4.12)$$

El valor máximo de F se producirá cuando $\frac{dF}{d\alpha} = 0$ cuyos valores coinciden con los correspondientes a la potencia máxima (Cap. III)

Tomando la relación $\frac{R}{L} = a = 0.2$ se tiene:

$$a = 0.2$$

$$R = s/2 = 0.0465 \text{ m.}$$

$$L = 0.233 \text{ m.}$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = 0.0127 \text{ m}^2 \text{ (Area del pistón)}$$

$$\gamma = 10000 \text{ N/m}^3 \text{ (peso específico del agua)}$$

$$\eta = 0.60 \text{ (eficiencia de la bomba)}$$

$$\alpha = 79.27^\circ$$

$$\beta = 11.33^\circ$$

$$f(a) = \left(\sin \alpha + \frac{a}{2} \sin 2\alpha \right) = 1.019 \text{ (Ver Cap. III)}$$

$$H = 13 \text{ m.}$$

Reemplazando valores en 4.7 se tiene:

$$F = \frac{1000 \text{ N/m}^3 \times 13 \text{ m} (0.0127 \text{ m}^2) \times (1.019)^2}{0.60}$$

$$F = 3007.6 \text{ N}$$

Tomando el 15% F como valor para Pc:

$$P_c = 0.15 \times 3007.6 \text{ N}$$

$$P_c = 451.1 \text{ N}$$

Volviendo a la ecuación de Euler y tomando un factor de seguridad de 10, se tiene:

$$10 (451.1 \text{ N}) = (1) \cdot \pi^2 \cdot (2.1 \times 10^7 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}) \frac{\pi d^4}{64} / (23.3 \text{ cm})^2$$

De donde:

$$d = 0.7 \text{ cm.}$$

4.3.1. Cálculo de la Sección del Vástago

El vástago es un elemento muy esbelto y por lo general tendrá una longitud no menor de 8m.

Para el presente caso el vástago tendrá una longitud equivalente a la suma de la profundidad del pozo (10m.) más la altura de la torre (10m.) que nos dará una longitud de varilla - de aproximadamente 20m. y se usarán tubos estandar de Fe. Fdo.

Para el cálculo se usará ecuación de Euler 1.6 siendo P_c - equivalente al 15% de f_y done:

$$F_y = F \cos \beta \quad (4.13)$$

F_y = componente vertical de F

$$F = 3007.6 \text{ N}$$

$$\beta = 11.33^\circ$$

Reemplazando en (8):

$$F_y = 3067.6 \times \cos 11.33^\circ$$

$$F_y = 3007.6 \times \cos 11.33^\circ$$

Luego:

$$P_c = 15\% F_y$$

$$P_c = 460.1 \text{ N}$$

Tomando la ecuación (6) con el módulo de elasticidad F_e -
Fdo $E = 10^7 \text{ N/cm}^2$

Y un factor de seguridad de 10 se tiene:

$$10(460.1\text{N}) = (1) \times \pi^2 \times \left(10^7 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}\right) \times \frac{\pi (d_e^4 - d_i^4)}{64} / L^2$$

donde:

$$d_e^4 - d_i^4 = 9.68 \times 10^{-4} / L^2 \quad (4.14)$$

d_e , diámetro externo del tubo (cm)

d_i , diámetro interno del tubo (cm)

L , distancia entre gufas (cm)

Debido a la gran esbeltez que presenta el émbolo se hace necesario poner gufas intermedias separadas una distancia "L" - que ayudarán a un deslizamiento vertical del vástago.

La selección del diámetro del tubo se hace por tanteos con la ecuación (4.14) con tubos de 1/2" , 3/4" y 1" como se muestra en la Tabla 4.1, y luego se elige el más apropiado.

Tabla 4.1. Diferentes diámetros de tubos posibles de pesar como vástago de la bomba y la distancia entre gufas

Diámetro nominal del tubo en plq.	1/2	3/4	1
Distancia entre gufas (L) en m.	1.32	1.80	2.76

Teniendo en cuenta que se ha tomado factores de seguridad - altos se puede tomar tubo de 3/4" con distancias entre gufas - de 2 m.

Resumiendo:

BIELA:

Diámetro = 0.7 cm.

Longitud = 23.3 cm.

Material = Acero

VASTAGO:

Tubo de 3/4" de diámetro nominal

Material, Fe. Fdo.

con guías d cada 2 metros

4.4. Cálculo del Diámetro del Rotor y Geometría de las Palas

La presente sección se limita a la selección del tipo de perfil, el dimensionamiento del diámetro del rotor y la determinación de la geometría de los álabes, más no se entra en detalle por no ser objeto del tema.

4.4.1 Diámetro del Rotor

El diámetro del rotor se determina en base a la potencia requerida para accionar la bomba y la potencia aprovechable del viento en el lugar de instalación.

a) Potencia requerida por la bomba potencia media (Ver Cap. - III)

$$P_m = \frac{\gamma H (A_p - A_v) R \omega}{\pi \cdot \eta} \quad (4.15)$$

despreciando el área del vástago (A_v) se tiene:

$$P_m = \frac{\gamma H A_p R \omega}{\pi \cdot \eta} \quad (4.16)$$

H , altura manométrica de bombeo (m.)

A_p , Área del pistón (m.)

R , Radio de manivela (m.)

W , Velocidad de giro (rad/s)

η , Eficiencia de la bomba

Usando los valores correspondientes de los parámetros indicados se obtiene .

$$P_m = 171.3 \text{ watt}$$

b) Potencia aprovechable del viento .- como ejemplo de cálculo se toma la potencia aprovechable del Dpto. de Piura /6/ cuyo valor es de 8.96 w/m^2 , valor aproximado.

Para el cálculo del diámetro basta igualar el valor del producto de la potencia aprovechable (PA) por el área del rotor con la potencia media requerida por la bomba (P_m), o sea:

$$P_A \cdot A_r = P_m \quad (4.17)$$

P_A , potencia aprovechable por metro cuadrado (8.96 w/m^2)

A_r , área del rotor

P_m , potencia media requerida por la bomba (171.3w)

reemplazando datos en 4.19 se tiene:

$$8.96 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot A_r = 171.3 \text{ W}$$

$$A_r = \frac{171.3}{8.96} \text{ m}^2$$

$$A_r = \frac{\pi L^2}{4} = \frac{171.3}{8.96} \text{ m}^2$$

D , diámetro del rotor (m.)

D , 5m.

Diámetro del Rotor = 5 m.

4.4.2 Geometría del álabe

Para las palas se puede usar planchas de fierro galvanizado unidas a un tubo soporte por medio de pequeñas planchas, las que darán la curvatura del álabe.

a) Celeridad

$$\lambda = \frac{U}{V} = \frac{2\pi NR}{60 V} \quad (4.18)$$

R = 2.5m. (radio del rotor)

N = 40 RPM (igual A/N de la bomba)

V = velocidad del diseño (asumido, 5m/seg)

luego:

$$\lambda = \frac{2 \cdot \pi \cdot (40) \cdot 2.5}{60 (5)} = 2.09$$

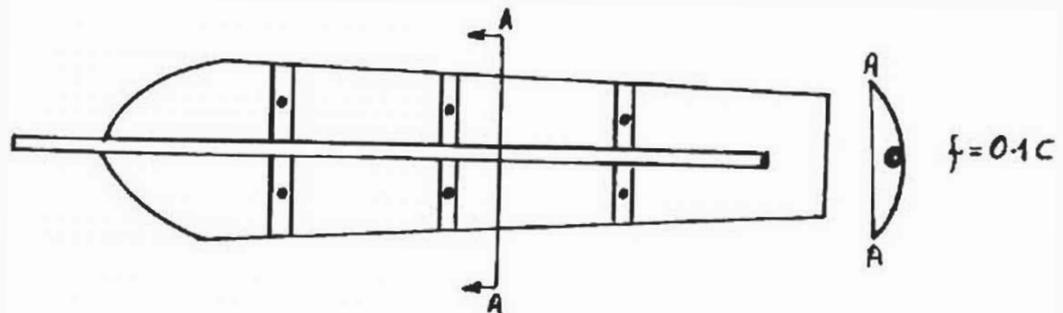


Fig. 4.8 Geometría del álabe

b) Número de álabes

Teniendo en cuenta la celeridad y las recomendaciones de la Tabla A1-1 del Anexo B se puede escoger un número de álabes igual a 12 consiguiendo de este modo anchos moderados de las palas.

luego:

$$B = 12$$

Dimensionamiento de los álabes

El dimensionamiento de los álabes se hace usando las ecuaciones simplificadas siguientes /7/

$$\lambda_r = \lambda \frac{r}{R} \quad (4.19)$$

$$\vartheta = \frac{2}{3} \arctg (1/\lambda_r) \quad (4.20)$$

$$C = \frac{B \pi r (1 - \cos \vartheta)}{B C_1} \quad (4.21)$$

$$\beta = \vartheta - \alpha \quad (4.22)$$

donde:

λ , celeridad en el extremo del álabe

λ_r , celeridad local

R, radio del rotor

ϑ , ángulo entre la velocidad relativa y el plano de rotación.

C, ancho del álabe

B, número de álabes

C_l , coeficiente de sustentación

ϕ , ángulo formado por el álabe con el plano de rotación del rotor

α , ángulo de ataque

Conociendo los datos $R = 2.5m.$, $\lambda = 2.09$, $B = 12$ y seleccionando un perfil tipo plancha curvada con tubo de soporte al lado cóncavo con una curvatura $f/c = 0.1$ que nos da un $\alpha = 4^\circ$ y un $C_L = 1.1$ /7/ se puede elaborar la Tabla 4.2 que contiene los valores de C_θ , y C para diferentes valores de radio de rotor.

Tabla 4.2. Geometría Teórica del álabe

R	λ_r	ϕ	β	c
0.50	0.418	44.9	40.9	0.23
0.75	0.627	38.6	34.6	0.31
1.00	0.836	33.4	29.4	0.31
1.25	1.045	29.1	25.1	0.30
1.50	1.254	25.7	21.7	0.28
1.75	1.463	22.9	18.9	0.26
2.00	1.672	20.6	16.6	0.24
2.25	1.881	18.7	14.7	0.23
2.50	2.090	17.0	14.0	0.21

Por razones de facilidad de construcción de la pala es necesario hacer uso del concepto de linealización, que consiste en hacer un corte a la pala en línea recta. En este caso por ser una pala de celeridad intermedia se hace nece

sario trazar dos líneas: la primera entre la base de la pala y $0.5R$ y la segunda entre $0.5R$ y $0.9R$, para el ángulo - se usará una sola recta y que pasará por $0.5R$ y $0.9R$, (Ver Fig. 4).

Aplicando este concepto se obtienen los resultados que se muestran en la Tabla 4.3 y que serán usados como definitivo para la geometría de la pala.

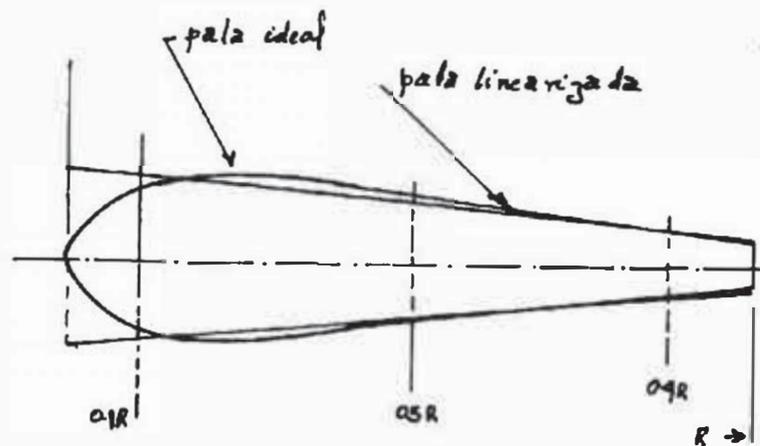


Fig. 4.9 Pala linearizada

Tabla 4.3. Geometría de la Pala Linealizada.

R	β	c
0.50	39.9	0.230
0.75	36.3	0.253
1.00	32.7	0.276
1.25	29.1	0.300
1.50	25.5	0.282
1.75	21.9	0.265
2.00	18.3	0.247
2.25	14.7	0.230
2.50	11.1	0.212

CAPITULO V

5. SISTEMAS AUXILIARES

5.1. Cámara de Aire de Impulsión

Para el presente caso sólo se calculará la cámara de aire de impulsión. En la tubería de aspiración no es necesario ya que la bomba irá en lo posible sumergida.

Asumiendo una eficiencia volumétrica de 100% y una relación radio de manivela (R) ÷ longitud de biela de 0.2 ($\frac{R}{L} =$

0.2 = a) el caudal desalojado será:

$$Q = AWR \left(\sin \alpha + \frac{a}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (5.1)$$

De acuerdo a esta ecuación Q se puede representar por la gráfica ABC Fig. 5.1 en función del ángulo descrito por la manivela.

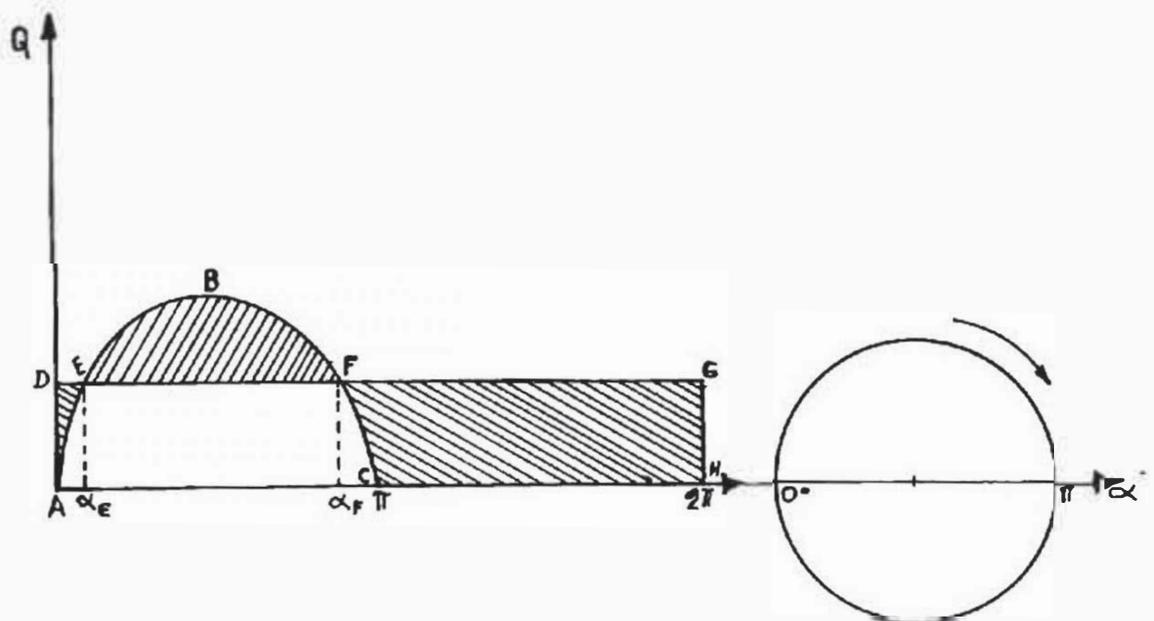


Fig. 5.1. Gráfico caudal bombeado (Q) vs. ángulo de giro de la manivela (α)

Con la ayuda de la figura 5.1 se procede a hacer el análisis del flujo del agua en la cámara de aire como a continuación se indica. El área bajo la curva ABC representa el volumen desalojado por una bomba sin cámara de aire y el área encerrada por el rectángulo ADGH representa el volumen desalojado por una bomba con cámara de aire. El volumen encerrado por la curva EBF se denomina volumen fluctuante.

Haciendo algunas relaciones geométricas se tiene que el área del rectángulo ADGH será igual a la superficie ABC; en los puntos E y F la cantidad de agua que entra a la cámara de aire es igual a la que sale; desde el punto E hasta F se produce un incremento de agua en la cámara produciéndose una compresión del aire y por tanto haciendo que el volumen ocupado por dicho aire se reduzca de un máximo en E hasta un mínimo en F.

Si el ángulo varía en $d\alpha$, según la ecuación 5.1. el volumen de agua que entra a la cámara de aire será $dQ = AR \cdot (\sin \alpha + \frac{a}{2} \sin 2\alpha) d\alpha$, al mismo tiempo el volumen que sale será: $dQ' = AS \frac{d\alpha}{2\pi} = \frac{AR d\alpha}{\pi}$

Por lo tanto la diferencia entre la cantidad que ingresa a la que sale de la cámara será la dada en la expresión 5.2.

$$dV = AR \left(\frac{1}{\pi} - (\sin \alpha + \frac{a}{2} \sin 2\alpha) \right) d\alpha \quad (5.2)$$

En E y F, $dV = 0$, de modo que:

$$\frac{1}{\pi} (\text{sen } \alpha + \frac{a}{2} \text{sen } 2\alpha) = 0$$

$$\frac{1}{\pi} - (\text{sen } \alpha + \frac{a}{2} \text{sen } 2\alpha) = 0$$

$$\frac{a}{2} \text{sen } \alpha + \text{sen } \alpha - \frac{1}{\pi} = 0$$

$$a = \frac{1}{5} \Rightarrow 0.1 \text{sen } 2\alpha + \text{sen } \alpha - \frac{1}{\pi} = 0$$

de donde:

$$\alpha_E = 15.47^\circ$$

$$\alpha_F = 164.53^\circ$$

α_E , ángulo de giro de la manivela en el punto E

α_F , ángulo de giro de la manivela en el punto F

Integrando dQ entre α_E y α_F se puede calcular el volumen de agua fluctuante.

$$V = AR \int_{\alpha_E}^{\alpha_F} \left(\frac{1}{\pi} - \text{sen } \alpha - \frac{a}{2} \text{sen } 2\alpha \right) d\alpha$$

$$V = AR \left[\int_{\alpha_E}^{\alpha_F} \frac{d\alpha}{\pi} - \int_{\alpha_E}^{\alpha_F} \text{sen } \alpha d\alpha - 0.1 \int_{\alpha_E}^{\alpha_F} \text{sen } 2\alpha \right]$$

$$V = AR \left[\frac{(\alpha_F - \alpha_E)}{\pi} - (-\cos \alpha_F + \cos \alpha_E) - 0.1(\text{sen}^2 \alpha_F - \text{sen}^2 \alpha_E) \right]$$

Usando los valores de α_F y α_E se obtiene el siguiente valor de V

$$V = AR \left[\frac{(2.873 - 0.270)}{\pi} (1.928) - 0.2 (0) \right]$$

$$V = 1.099 \text{ A.R} = 0.55 \text{ AS}$$

$$V = 0.55 \text{ AS}$$

(5.3)

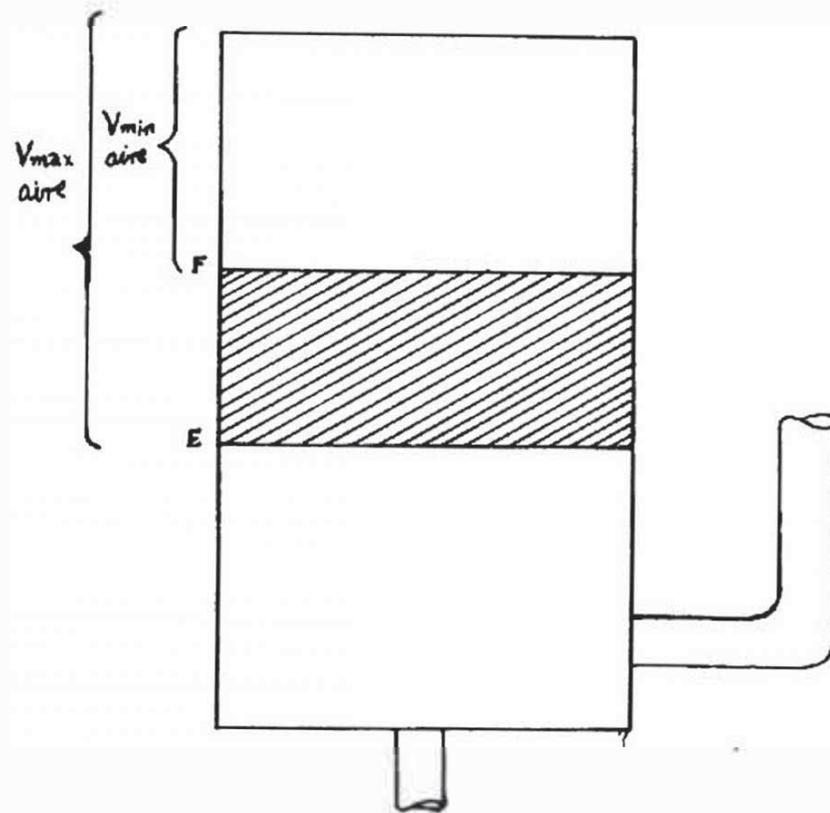


Fig. 5.2 Esquema de cámara de aire.

La cantidad de agua fluctuante V es igual a la variación del volumen de aire $V_{\max} - V_{\min}$.

Para los cálculos de la geometría de la cámara de aire se usa la definición de grado de irregularidad: estático y dinámico /1/

El grado de irregularidad estático está dado por:

$$\sigma_{ps} = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_m} = \frac{H_{\max} - H_{\min}}{H_m} \quad (5.4)$$

donde:

P_{\max} , presión máxima dentro de la cámara de aire

P_{\min} , presión mínima de la cámara de aire

Considerando una compresión y expansión isotérmica del aire:

$$P_{\min} \cdot V_{\max} = P_{\max} = P_m \cdot V_m.$$

Se puede representar δ_{ps} como:

$$\delta_{ps} = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_m} = \frac{V}{V_m} \quad (5.5)$$

donde:

V_m , volumen medio de la cámara de aire

Grado dinámico de irregularidad:

$$\delta_p = \delta_{ps} \frac{1}{1 - q^2}$$

$$\text{donde: } q = \frac{1}{n W} \sqrt{\frac{(H_m) A g}{(V_m) l}} \quad (5.6)$$

$$q = \frac{\text{número propio de oscilaciones de la columna de agua por segundo}}{\text{número de impulsos de la bomba por segundo}}$$

H_m , altura media absoluta de presión en cámara de aire (m)

A , superficie de la sección de la tubería (m)

n , número de expulsiones por ciclo (m)

El valor máximo para q es $1/\sqrt{2}$, $1/1$

El valor del volumen medio (V_m) de la cámara de aire se calcula según la ecuación 5.7

$$V_m = \frac{V}{\delta_p} + \frac{1}{n W^2} \cdot \frac{H_m A g}{l} \quad (5.7)$$

$$\delta_p = \frac{1}{10} \text{ a } \frac{1}{20} \text{ para cámaras de aire de aspiración}$$

$$\delta_p = \frac{1}{20} \text{ a } \frac{1}{100} \text{ en c\u00e1maras de aire de impuls\u00edon}$$

Tomando diferentes valores para el di\u00e1metro y considerando que se puede usar tubos disponibles en el mercado se puede elaborar la tabla siguiente:

Tabla 5.1 Combinaciones de D y L para una c\u00e1mara de aire de 0.034 m³

D (plg)	5"	6"	8"	10"
L (m)	2.10	1.46	0.82	0.52

De la tabla 5.1 se puede escoger una secci\u00f3n de tubo standar de 8" de di\u00e1metro por 0.82 m. de largo el cual ser\u00e1 acoplado a la bomba mediante bridas como se muestra esquem\u00e1ticamente en la figura 5.3 y en los planos de construcci\u00f3n de la bomba. El tubo de descarga ir\u00e1 conc\u00e9ntrico a la c\u00e1mara de aire.

Esta c\u00e1mara tambi\u00e9n puede ser construido de plancha rolada.

En todo caso depender\u00e1 de la disponibilidad del material y de su costo, as\u00ed mismo de la tecnolog\u00eda de dise\u00f1o y de las facilidades para su implementaci\u00f3n.

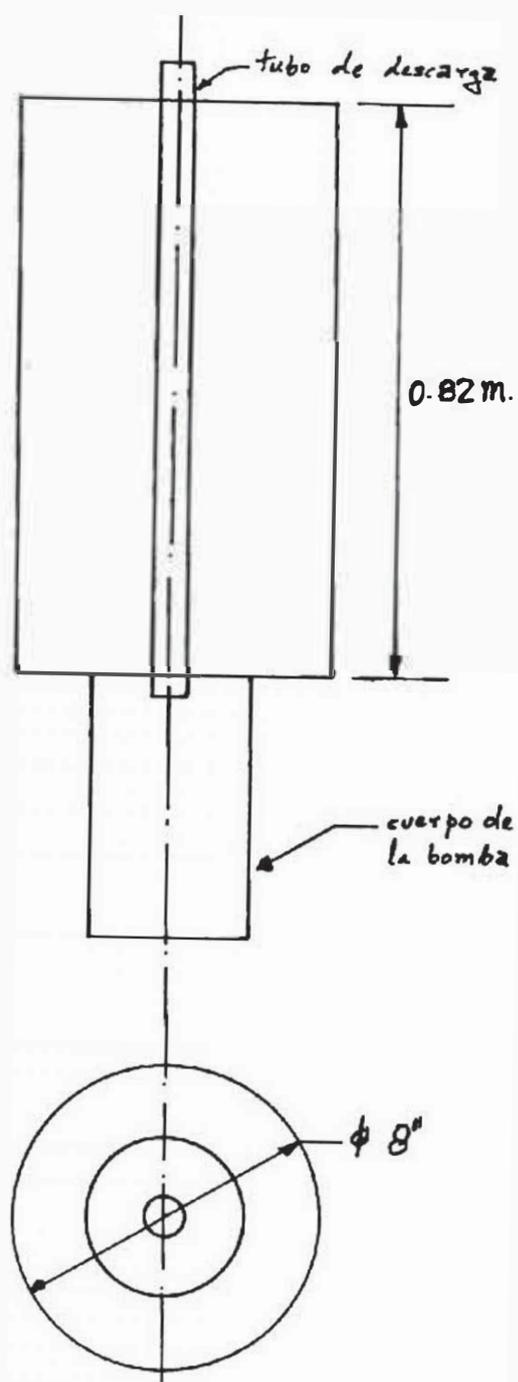


Fig. 5.3. Esquema cañara de aire-bomba

5.2 Sistema de Seguridad

El sistema considerado para el presente caso se basa en el uso de dos veletas una veleta principal acoplada con una ligera inclinación con respecto al eje del rotor y una veleta auxiliar de menor tamaño acoplada en dirección transversal al eje del rotor.

La veleta principal va articulada a un eje inclinado un ángulo β con respecto al eje vertical y un ángulo ϵ con respecto al eje del rotor.

La veleta principal tiende siempre a estar en el punto más bajo y después de cualquier movimiento desarrolla un torque que trata de poner al rotor frente al viento, mientras que la veleta auxiliar tratará siempre de sacar al rotor del viento.

El eje del rotor estará siempre formando un ángulo α con la dirección del viento. Este ángulo será mayor que cero si $\epsilon = 0$, por esta razón es necesario un ángulo $\epsilon \geq 0$ cuando el rotor está exactamente frente al viento, en la práctica es conveniente que $\alpha = 0$ cuando $V = V_d$ (V_d = velocidad de diseño del rotor).

Para facilitar los cálculos, la veleta auxiliar irá inclinado a un ángulo θ relativo al brazo horizontal que lo soporta Ver. fig. 5.4. esta inclinación permitirá obtener una ecuación más manejable debido a que se obtendrá un coeficiente C_M constante (Ver ec. 5.10.).

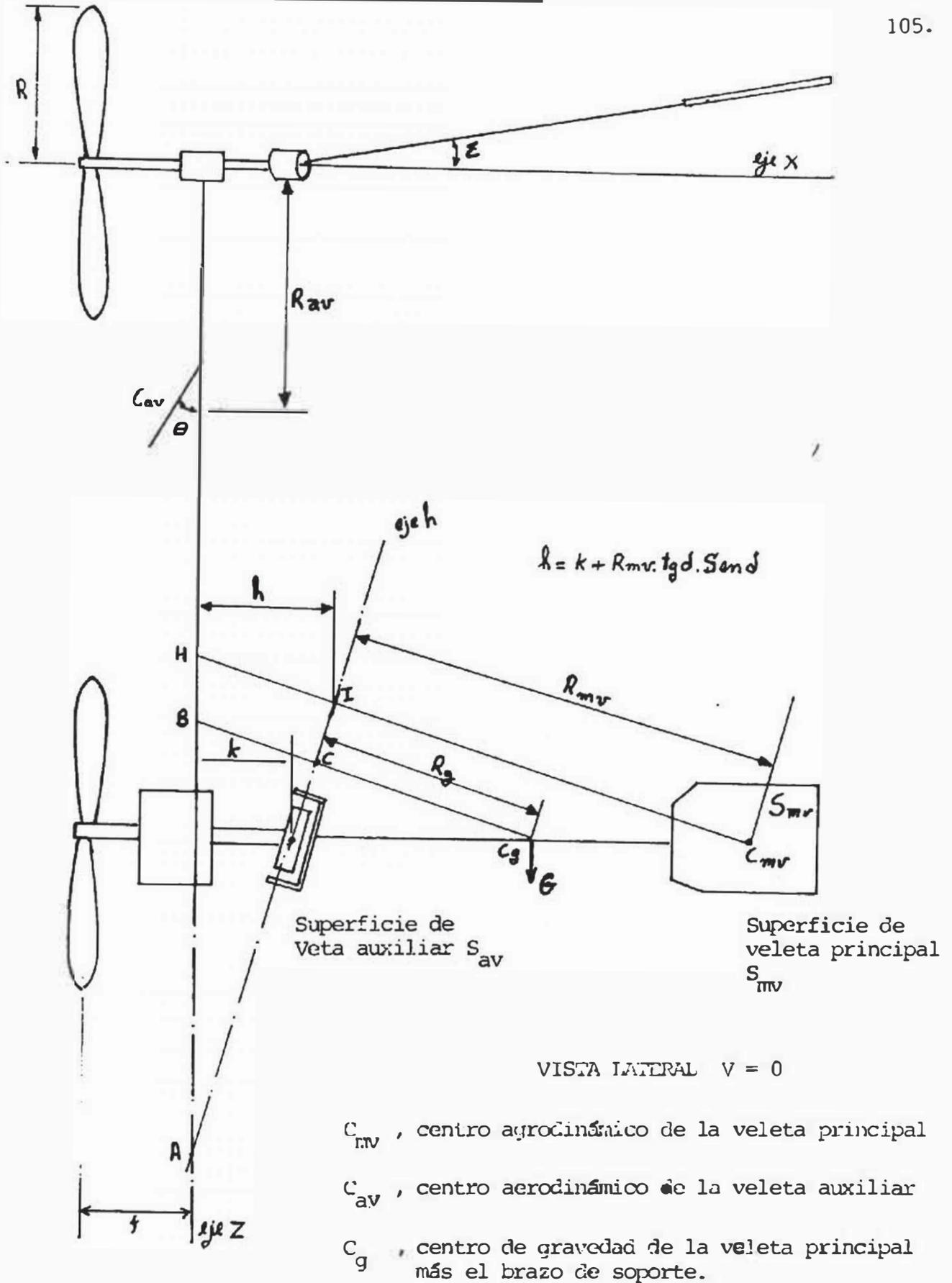


Fig. 5.4 Sistema de soportación de dos veletas.

5.2.1 Fuerzas que actúan sobre el sistema

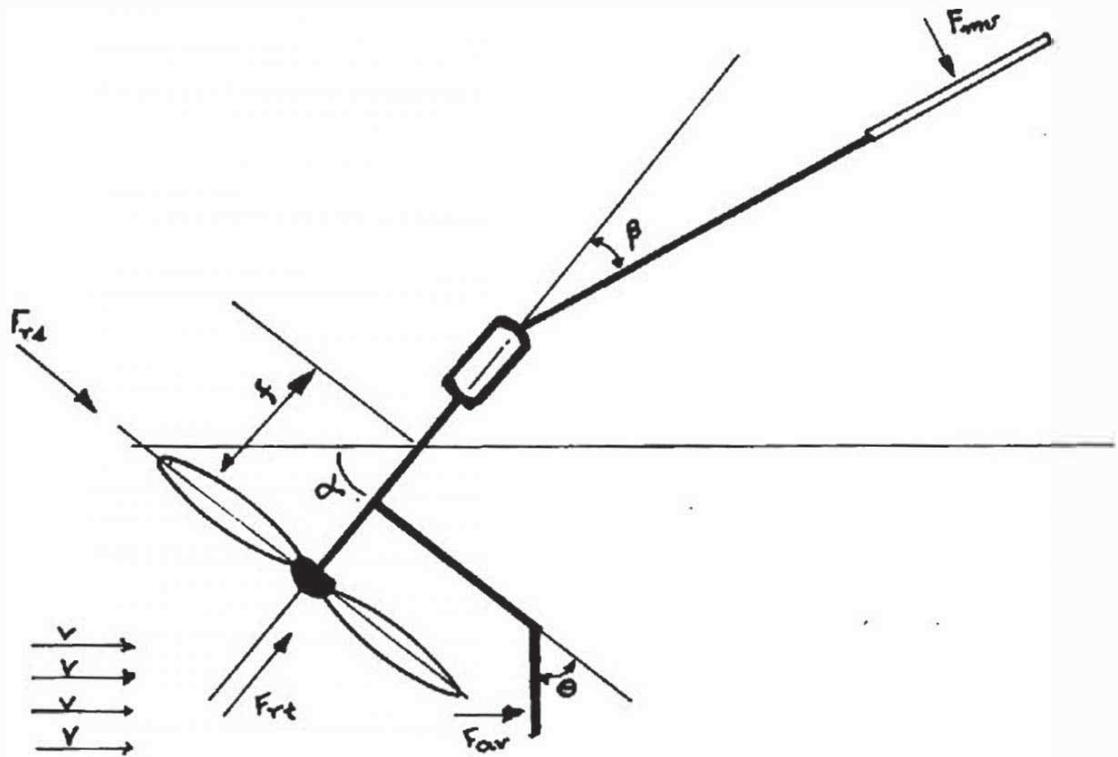


Fig. 5.5. Fuerzas sobre el sistema

a) Fuerzas sobre el rotor:

$$F_{rt} = C_t \frac{1}{2} \rho (V \cos \alpha)^2 \pi R^2 \quad (5.8)$$

Con $C_t = 8/9$ para $\lambda_d < \lambda < \lambda_{vacío}$

$$F_{rs} = C_f \frac{1}{2} \rho (V \sin \alpha)^2 A_p \quad (5.9)$$

A_p , área proyectada del rotor en la posición del perfil

Se asume además que $C_f = C_t = 8/9$

b) Fuerzas sobre las veletas

La fuerza normal en una superficie rectangular depende de la velocidad del viento (V) y del ángulo (φ) entre la superficie mencionada y la velocidad del viento y se puede expresar como:

$$F = C_N \frac{1}{2} \rho V^2 S_V \quad (5.10)$$

C_N , constante que depende del ángulo de posición

S_V , superficie rectangular

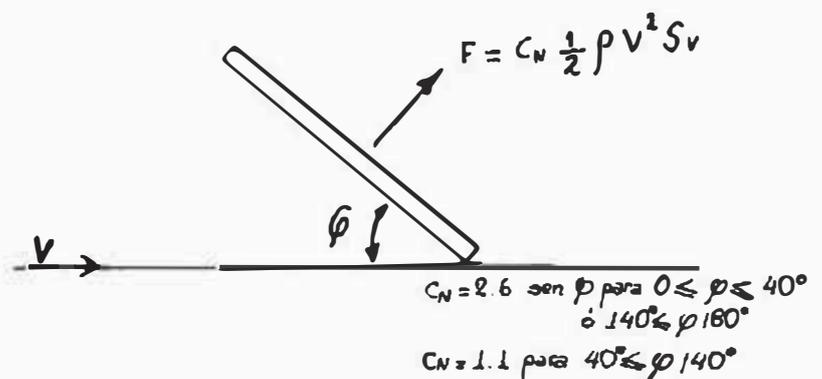
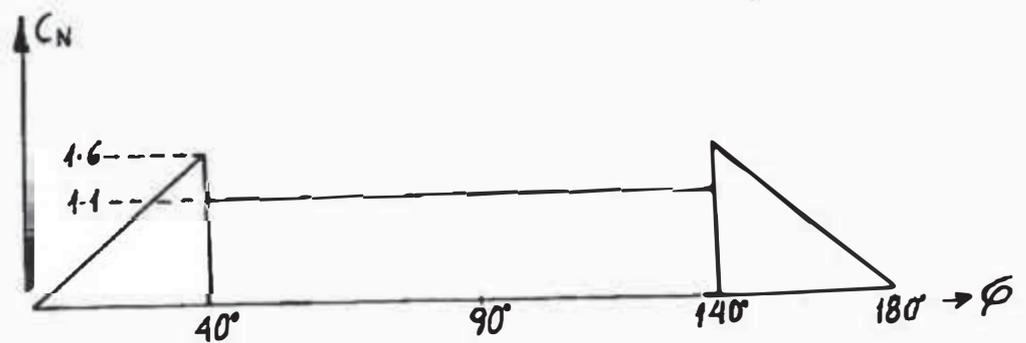


Fig. 5.6 Coeficiente C_N en función del ángulo de inclinación con respecto a la velocidad del viento

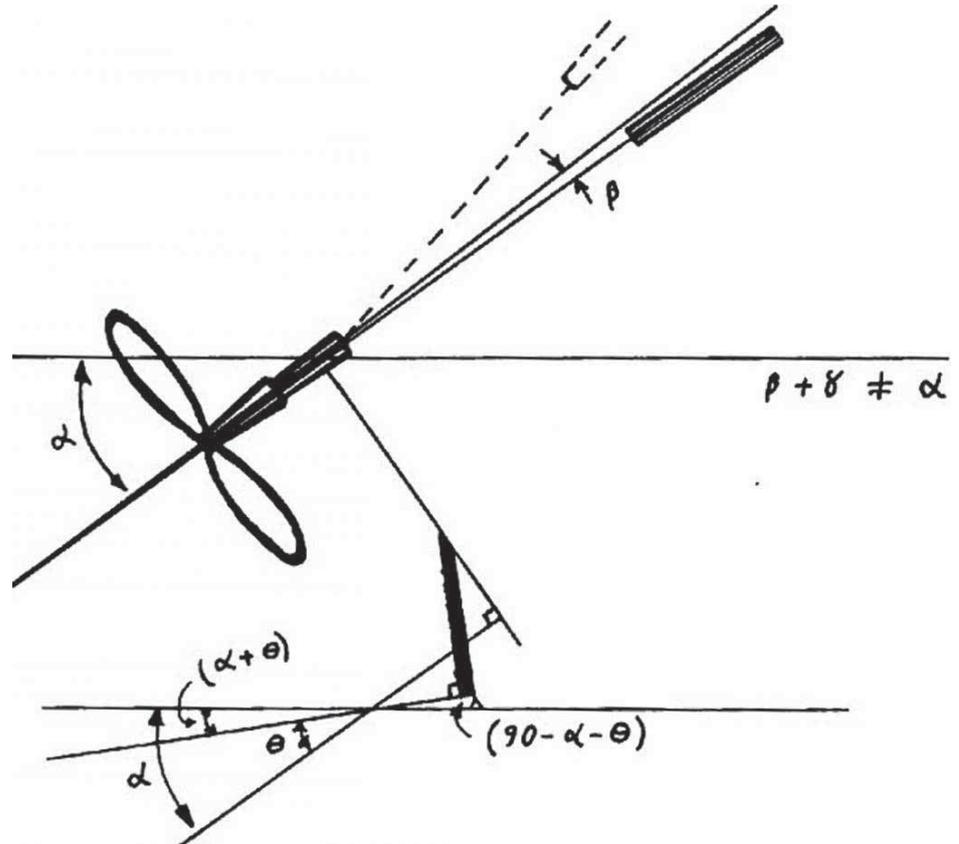


Fig. 5.7 Angulos formados durante el funcionamiento del sistema.

Para facilitar los cálculos se usará una veleta auxiliar inclinada hacia adelante, permitiendo un $C_N = 1.1$ constante /14/

$$C_N = 1.1 \text{ para } 40^\circ \leq 90^\circ - \alpha - \theta \leq 140$$

$$6 - 50 \leq \alpha + \theta \leq 50$$

luego:

La fuerza normal sobre la veleta auxiliar es:

$$F_{av} = C_N \frac{1}{2} \rho V^2 S_{av}$$

$$\text{para } -50 \leq \alpha + \theta \leq 50 \quad (5.11)$$

Para la veleta principal se asume que el ángulo de ataque será siempre menor que 40°

$$\text{es decir: } 0 \leq \gamma \leq 40, \text{ luego } C_N = 2.6 \text{ sen } \gamma$$

La velocidad del viento que incide sobre la veleta principal es una velocidad perturbada, puesto que ha atravesado al rotor y es considerada como una fracción de la velocidad del ambiente (aV).

$$\text{donde: } \frac{1}{3} \leq a \leq \frac{2}{3}$$

luego, la fuerza sobre la veleta principal es:

$$F_{mv} = 2.6 \text{ sen } \gamma \cdot \frac{1}{2} \rho (aV)^2 S_{mv} \quad (5.12)$$

$$0 \leq \gamma \leq 40^\circ$$

c) Peso de la veleta principal

El peso total de la veleta principal más la estructura que lo soporta tienen un peso G cuyo centro de gravedad

está a una distancia R_g del eje (h).

5.2.2. Equilibrio de Torques en el Sistema

Considerando la veleta auxiliar como parte de las fuerzas del rotor, la ecuación de equilibrio está dada por las fuerzas sobre el rotor multiplicadas por las respectivas distancias y las fuerzas sobre la veleta principal también multiplicadas por sus distancias.

$$Q_z (\text{rotor}) = Q_z (\text{mv}) \quad (5.13)$$

Por otro lado, tomando en cuenta la condición de equilibrio alrededor del eje h, se tiene que el torque producido por el peso de la veleta más su estructura soporte será igual al torque producido por el aire sobre la veleta principal

$$Q_h (\text{mv}) = Q_h (\text{G}) \quad (5.14)$$

Volviendo a la ecuación 7.13, el primer término está dado por:

$$Q_z (\text{rotor}) = Frs.f + Fav \cos \alpha \cdot Rav \quad (5.15)$$

El torque $Q_z (\text{mv})$ es calculado de la siguiente forma: Primero se descompone la fuerza F_{mv} paralela al eje Y, y paralela a la línea I Cm (ver Fig. 5.8, vista I); luego se resuelve paralela al eje X y al eje Z (vista II).

La fuerza producida en la dirección Y es:

$$F_{mv} \cos \beta$$

Y la fuerza paralela a X

$$\text{es : } F_{mv} \sin \beta \cos \delta$$

el torque total está dado por

$$Q_2 (mv) = Fmv \cos \beta (h + Rmv \cos \beta \cos \delta) \quad (5.16)$$

Analizando ahora el segundo término de la ecuación 5.14 y con la ayuda de la Fig. 5.9, se resuelve la fuerza G paralela al eje h y a la línea $C G_g$ (vista II), luego se resuelve paralela a la línea $C O_g$ y perpendicular a esta (vista I) esta última fuerza produce el torque alrededor del eje h , $Q_h(G) = Q \sin \delta \cdot \sin \beta \cdot R_g$.

5.2.3. Angulo

(Ver Fig. 5.10)

Considerando un ángulo $\alpha' = \alpha + \epsilon$, como ángulo entre la velocidad del viento V y el plano $X - Z$ (la velocidad es paralela al plano $X-Y$).

La velocidad es primeramente descompuesta en una componente paralela al eje X y otra paralela al eje Y (vista I) luego es resuelta paralela a la línea $I O_{mv}$ y al eje h (vista II), obteniéndose $V \sin \alpha'$ y $V \cos \alpha' \cos \delta$ en el plano inclinado.

Luego se resuelve en dos componentes, uno paralelo y otra perpendicular al plano de la veleta principal, el cual está a un ángulo del plano vertical (vista III).

Los tres componentes de la velocidad están ahora dados en una vista tridimensional relativa al plano de la veleta principal.

Finalmente el ángulo δ entre V y el plano de la veleta

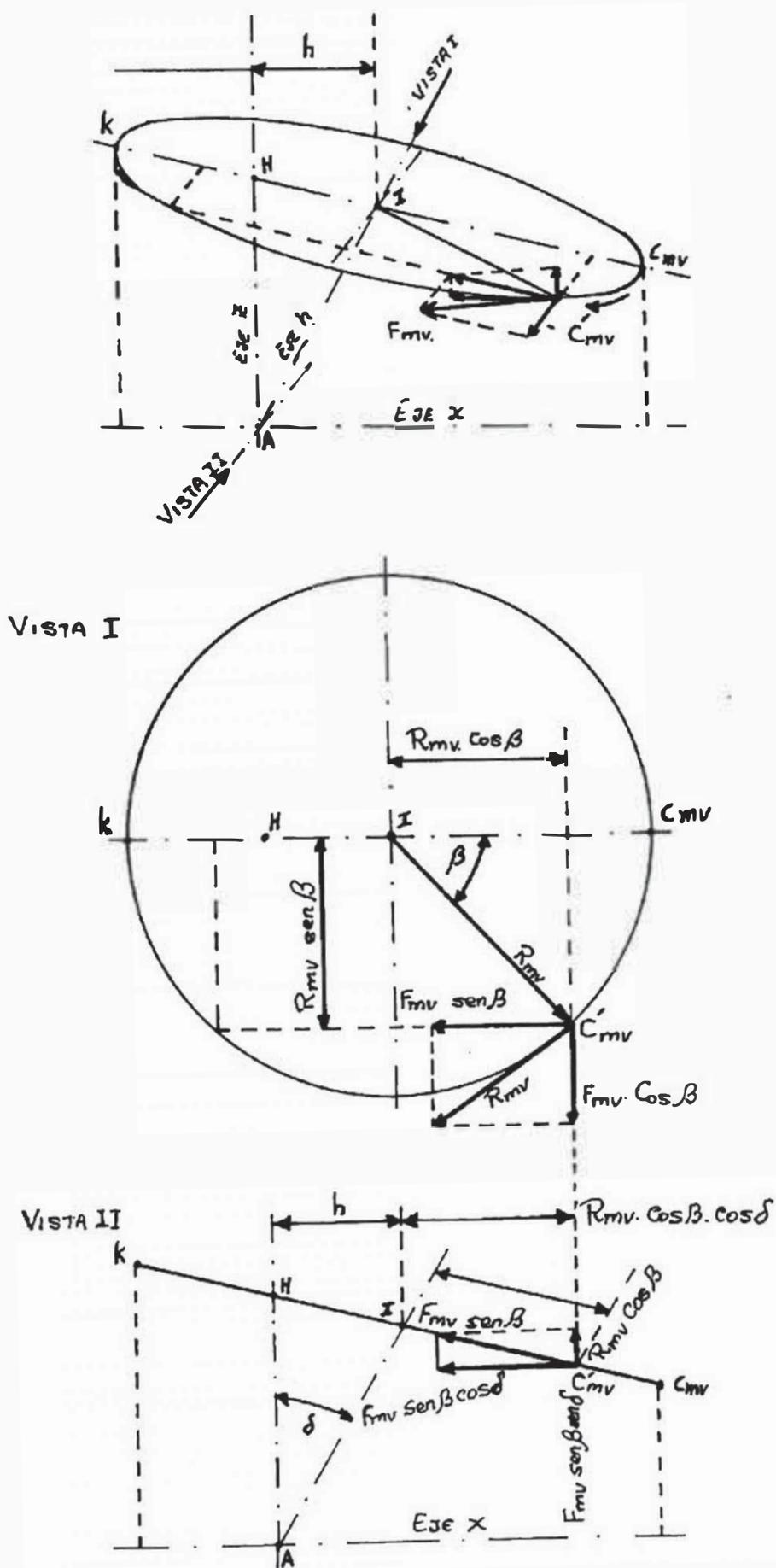


Fig. 5.8 Descomposición de fuerzas en el sistema de seguridad.

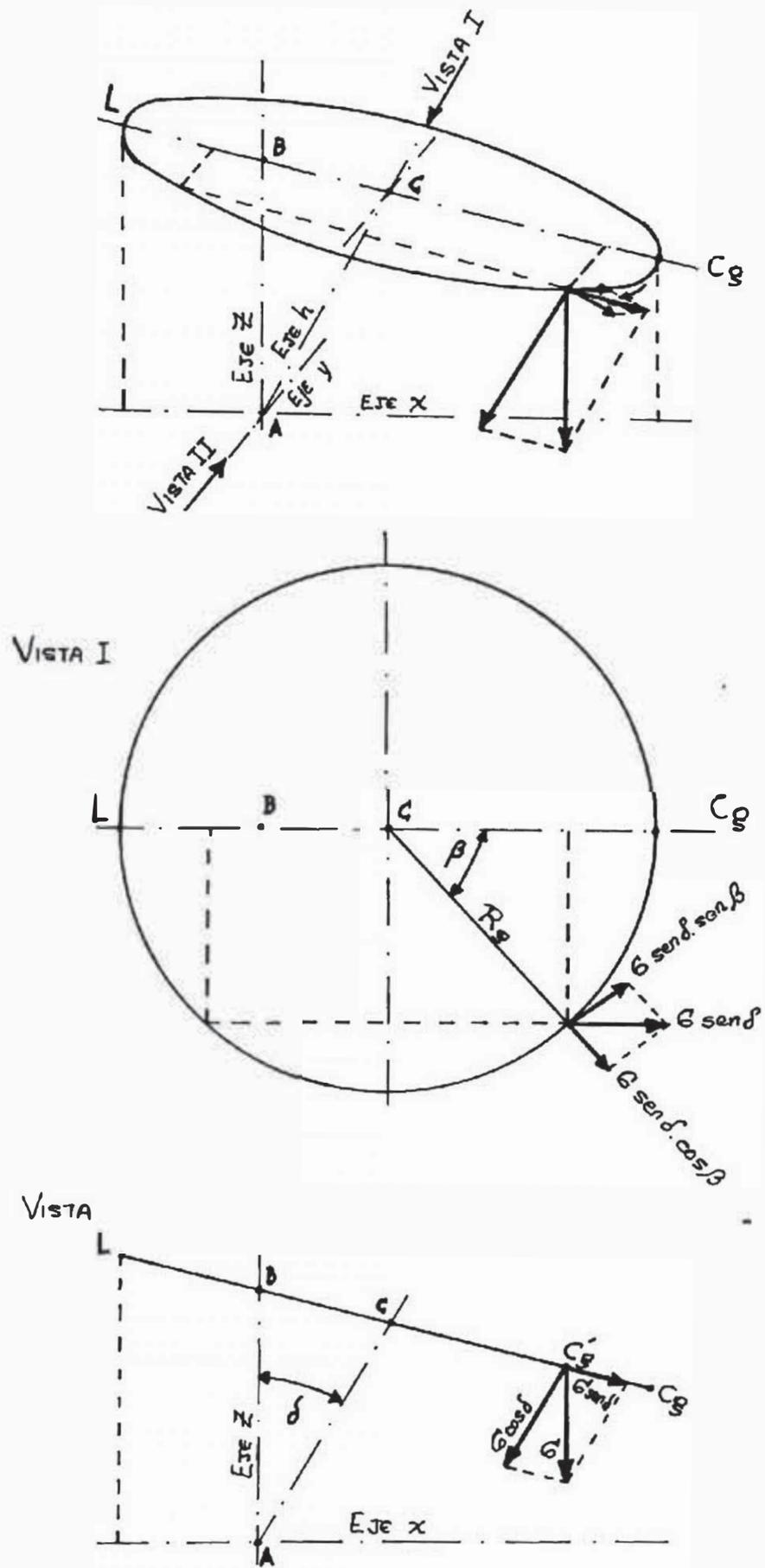


Fig. 5.9 Descomposición de fuerzas en el sistema de seguridad.

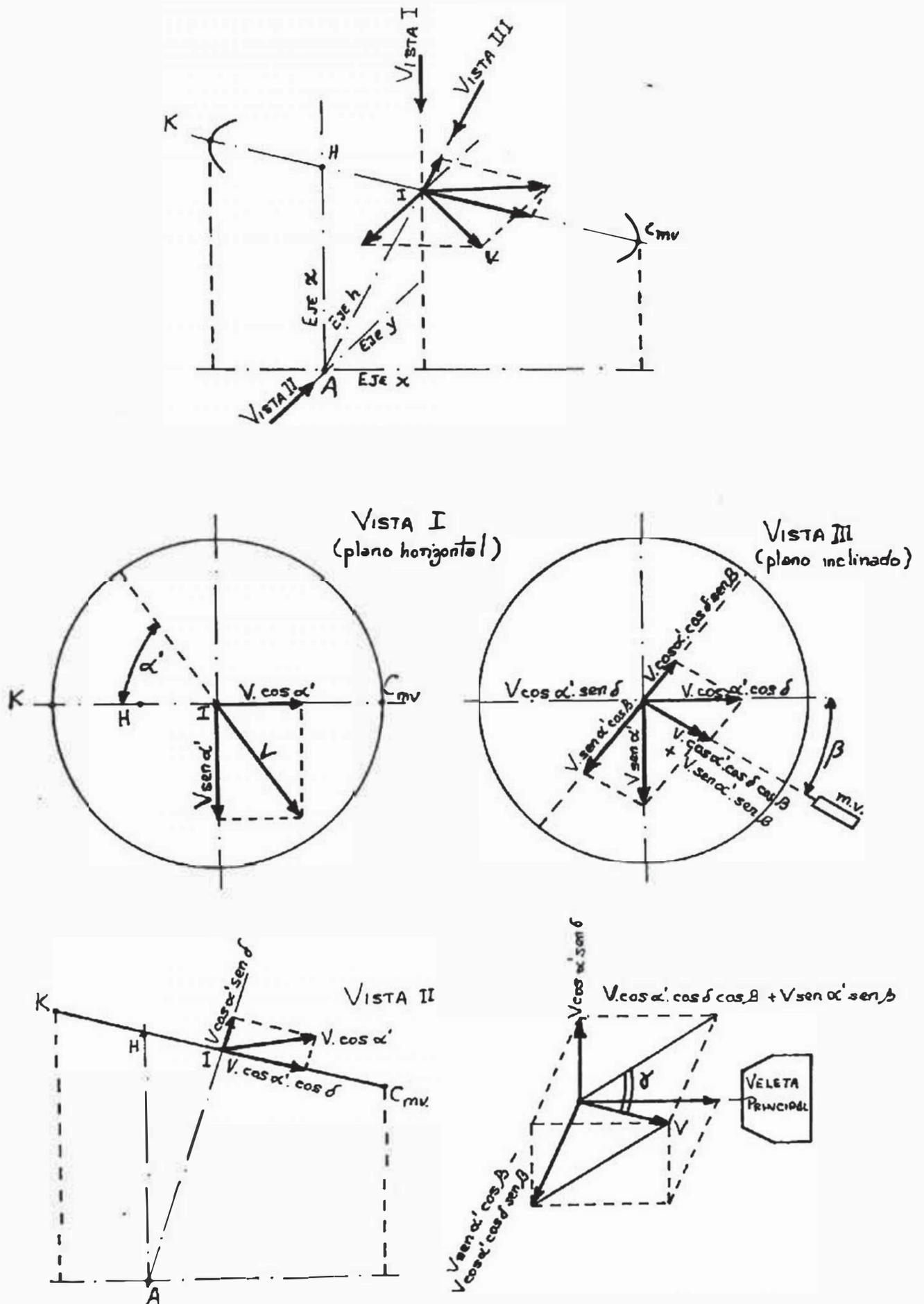


Fig. 5.10 Descomposición de fuerzas en el sistema de seguridad.

principal se puede expresar en la siguiente ecuación:

$$\frac{\text{sen } \gamma}{V} = \frac{V \text{ sen } \alpha' \cos \beta - V \cos \alpha' \cos \delta \cdot \text{sen } \beta}{V}$$

$$\text{sen } \gamma = \text{sen } \alpha' \cdot \cos \beta - \cos \alpha' \text{ sen } \beta \cos \delta$$

cuando δ es pequeño, $\cos \delta \approx 1$, luego:

$$\text{sen } \gamma = \text{sen } \alpha \cos \beta - \cos \alpha' \text{ sen } \beta = \text{sen } (\alpha' - \beta)$$

Es decir que para pequeños valores de δ se pueda decir que :

$$\gamma = \alpha - \delta$$

5.2.4. Resultados

Reemplazando las ecuaciones 5.9, 5.10, 5.11, 5.12, 5.15, 5.16 en 5.13

$$\text{Frs. } f + \text{Fav Rav. } \cos \theta = \text{Fmv } (h \cos \beta + \text{Rmv } \cos \delta) \quad (5.17)$$

$$\text{Fmv Rmv} = G \text{ sen } \delta \cdot \text{sen } \beta \cdot \text{Rg} \quad (5.18)$$

donde:

$$\text{Frs} = C_f \cdot \frac{1}{2} \rho v^2 \text{ sen}^2 \alpha \cdot A_p \quad (5.19)$$

$$\text{Fav} = C_N \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho v^2 \cdot S_{av} \quad (5.20)$$

$$\text{Fmv} = 2.6 \cdot \frac{1}{2} \rho v^2 a^2 (\text{sen } \alpha' \cos \beta - \cos \alpha' \text{ sen } \beta \cos \delta) \text{ Smv} \quad (5.21)$$

$$\alpha' = \alpha + \varepsilon$$

El propósito ahora es encontrar una ecuación que nos de α en función de v y las dimensiones del eje inclinado, esta ecuación será la base para el método de diseño del sistema

Reemplazando ahora 5.19, 5.20, 5.21, en 5.17, y 5.18 se tiene:

$$(C_f) \left(\frac{1}{2}\right) (\rho) V^2 \cdot \text{sen}^2 \alpha \cdot (A_p) \cdot (f) + (C_N) \frac{1}{2} \rho V^2 S_{av} R_{av} \cos \epsilon =$$

$$2.6 \left(\frac{1}{2}\right) (\rho) V^2 a^2 (\text{sen} \alpha' \cos \beta - \cos \alpha' \text{sen} \beta \cdot \cos \delta)$$

$$S_{mv} (h \cos \beta + R_{mv} \cos \delta) \quad (5.23)$$

$$2.6 \left(\frac{1}{2}\right) V^2 a^2 (\text{sen} \alpha' \cos \beta - \cos \alpha' \text{sen} \beta \cos \delta) S_{mv} R_{mv} =$$

$$G \cdot \text{sen} \delta \cdot \text{sen} \beta \cdot R_g \quad (5.24)$$

Dividiendo todos los términos de la expresión 5.23 por $2.6 a^2 V^2 S_{mv} R_{mv} \cos \delta$ y ordenando la ecuación 5.24 se tiene:

$$\frac{C_f \cdot A_p \cdot f \cdot \text{sen}^2 \alpha}{2.6 a^2 S_{mv} R_{mv} \cos \delta} + \frac{C_N S_{av} R_{av} \cos \epsilon}{2.6 a^2 S_{mv} R_{mv} \cos \delta} = (\text{sen} \alpha' \cdot \cos \beta -$$

$$\cos \alpha' \text{sen} \beta \cos \delta) \left(\frac{h \cos \beta + 1}{P_m \cos} \right)$$

$$\frac{2.6 \left(\frac{1}{2}\right) \rho a^2 \cdot S_{mv} R_{mv} V^2}{G R_g} = \frac{\text{sen} \delta \cdot \text{sen} \beta}{\text{sen} \alpha' \cos \beta - \cos \alpha' \text{sen} \beta \cos \delta}$$

Para simplificar se hace algunos cambios de variable, donde algunas de éstas nuevas variables resultan adimensionales como se puede observar a continuación.

$$A = \frac{C_N}{2.6 a^2} \cdot \frac{S_{av} R_{av}}{S_{mv} R_{mv}} \cdot \frac{\cos \epsilon}{\cos \delta} \quad (\text{adim.}) \quad (5.25)$$

$$B = \frac{C_t}{2.6 a^2} \cdot \frac{A_p \cdot f}{S_{mv} R_{mv}} \cdot \frac{1}{\cos \delta} \quad (\text{adim.}) \quad (5.26)$$

También $h = k + R_{mv} \operatorname{tg} \delta \cdot \operatorname{sen} \delta$

$$\delta \frac{h}{R_{mv} \operatorname{sen} \delta} = \frac{k}{R_{mv} \operatorname{Sen} \delta} + \operatorname{tg} \delta$$

haciendo:

$$D = \frac{h}{R_{mv} \operatorname{Sen} \delta} = \frac{k}{R_{mv} \operatorname{Sen} \delta} + \operatorname{tg} \delta \quad (\text{adim.}) \quad (5.27)$$

$$E = \frac{(2.6) \left(\frac{1}{2}\right) \rho a^2 S_{mv} R_{mv}}{(S^2/m^2)} \quad (5.28)$$

$$W = \frac{(2.6) \left(\frac{1}{2}\right) \rho a^2 S_{mv} R_{mv} \operatorname{tg} \delta}{G R_g} \sqrt{2} \quad (\text{adim.}) \quad (5.29)$$

Sustituyendo 5.25, 5.26, 5.27, 5.28 en 5.23 y 5.24 se tiene:

$$A + B \operatorname{sen}^2 \alpha = (\operatorname{sen} \alpha' \cos \beta - \cos \alpha' \operatorname{sen} \beta \cos \delta) \cdot (D \cos \beta \operatorname{tg} \delta + 1) \quad (5.30)$$

$$W = \frac{\operatorname{sen} \delta \operatorname{sen} \beta}{\operatorname{sen} \alpha' \cos \beta - \cos \alpha' \operatorname{sen} \beta \cos \delta} \quad (5.31)$$

Usando la ecuación 5.31 se puede encontrar la siguiente expresión para :

$$\operatorname{Sen} \beta = \frac{W \operatorname{sen} \alpha'}{\operatorname{sen} \delta \sqrt{1 + 2 W \operatorname{ctg} \delta \cdot \cos \alpha' + W^2 (\operatorname{ctg}^2 \delta + \operatorname{sen}^2 \alpha')}} \quad (5.32)$$

$$\operatorname{cos} \beta = \frac{\operatorname{sen} \delta + W \cos \delta \cos \alpha'}{\operatorname{sen} \delta \sqrt{1 + 2 W \operatorname{ctg} \delta \cdot \cos \alpha' + W^2 (\operatorname{ctg}^2 \delta + \operatorname{sen}^2 \alpha')}} \quad (5.33)$$

reemplazando 5.32 y 5.33, haciendo los arreglos correspondientes y el cambio de X por :

$$\sqrt{1 + 2 W \operatorname{ctg} \delta \cdot \cos \alpha' W^2 \cdot (\operatorname{ctg}^2 \delta + \operatorname{sen}^2 \alpha')}$$

se tiene:

$$A + B \operatorname{sen}^2 \alpha = \frac{\operatorname{sen} \alpha'}{X} \left[\frac{D (\operatorname{tg} \delta + W \cdot \cos \alpha')}{X} + 1 \right] \quad (5.34)$$

$$X = \sqrt{1 + 2 w \operatorname{ctg} \delta \cdot \cos \alpha' + W^2 (\operatorname{ctg}^2 \delta + \operatorname{sen}^2 \alpha')} \quad (3.35)$$

5.2.4. Dimensionamiento del sistema

Las ecuaciones 5.34 y 5.35 sirven como base para el dimensionamiento y están elaboradas para las siguientes condiciones

1. El eje del rotor no está descentrado con respecto al eje de la tornamesa.
2. El molino de viento sólo trabaja en el rango:
 $-50 \leq \alpha + \Theta \leq 50$ lo cual significa que C_N para la veleta auxiliar será constante $C_N = 1.1$.

La curva α vs. V es calculada sólo en tres puntos que se considera suficiente para trazar la curva; estos puntos son:

- a. Cuando $V = 0$
- b. Cuando $\alpha = 0$
- c. Cuando $\alpha' = 90 = \alpha + \varepsilon$

En el dimensionamiento habrá que tener en cuenta que la curva \hat{C}_r vs. V coincida con el máximo valor de RPM permitido para el rotor, como se puede observar en la Fig. 5.12 α_1 corresponde a una curva donde α crece muy rápidamente y por lo tanto el rotor no llegará a su máximo valor de rpm -

permitido para ningún valor de dicho ángulo. La curva α_3 corresponde a una variación de α muy lenta con la velocidad del viento permitiendo que los valores de la velocidad de giro del rotor superen al valor máximo permitido. Finalmente, se puede apreciar la curva α_2 donde el ángulo α permite llegar al máximo η permitido al rotor para un valor de V , y tanto para V inferior como superior a este punto α será mayor que el ángulo requerido para producir el máximo lo cual evitará trabajar a velocidades de giro peligrosas (Ver Fig.5.12)

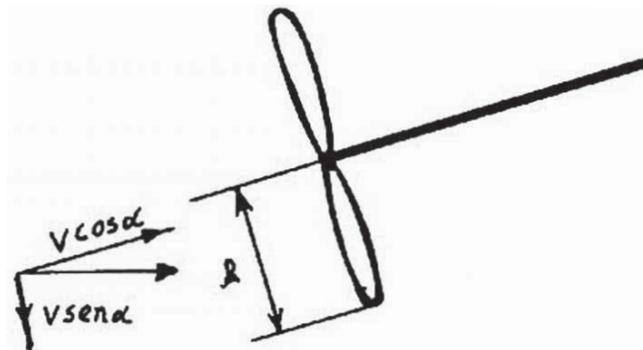


Fig. 5.11 Rotor con el eje inclinado.

$$u = \omega R = 2\pi n R = \lambda V \cos \alpha$$

$$\lambda = \frac{8}{5} \lambda_d \text{ (en vacío)}$$

$$2\pi n R = \frac{8}{5} \lambda_d v \cos \alpha$$

el ángulo $\alpha_{\text{mínimo}}$ ($\alpha_{\text{min.}}$) para evitar entrar en la zona peligrosa será $\alpha = \frac{5\pi n R}{4\lambda_d v}$

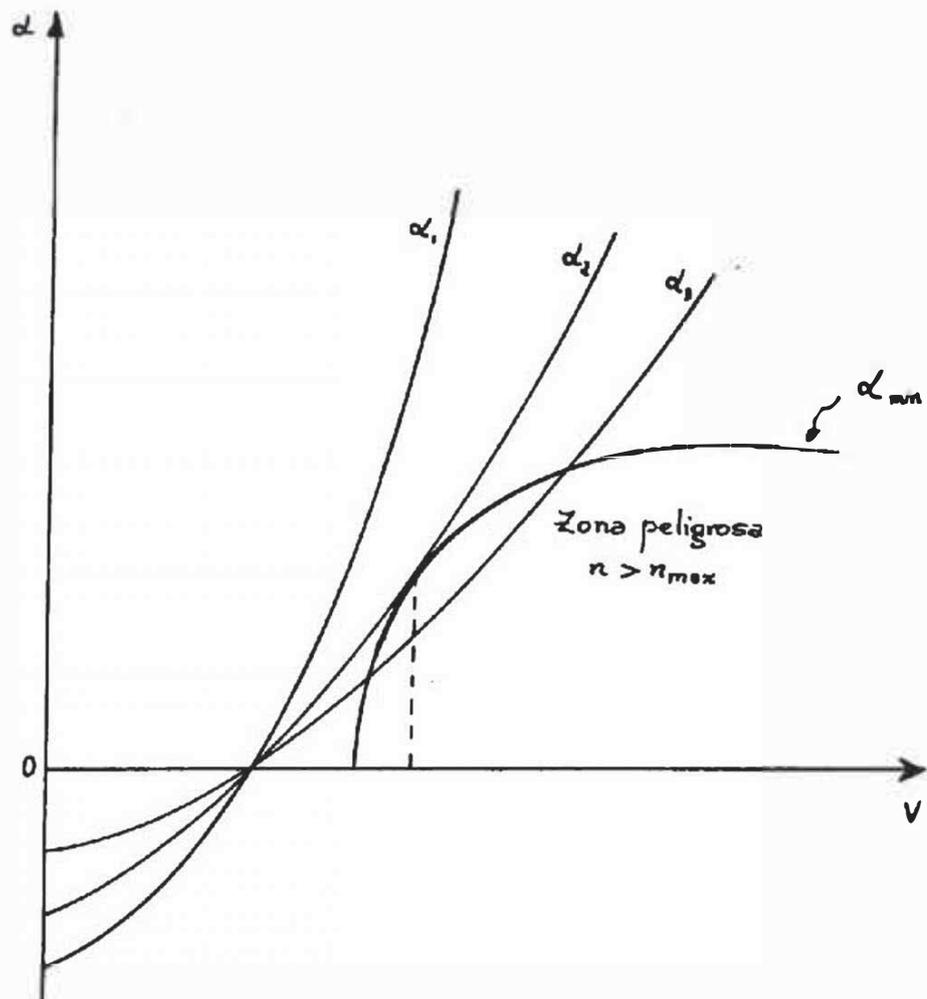


Fig. 5.12 Posición del eje del rotor para diferentes intensidades de velocidad de viento.

Volviendo nuevamente al sistema de seguridad, hasta este punto casi todos los parámetros se pueden escoger excepto el ángulo δ y valores de S_{av} , R_{av} y Θ

Tomando la velocidad de diseño V_d para $\alpha = 0$, es decir cuando el plano del rotor está perpendicular al viento se tiene:

$$W_0 = E V_d^2 \quad \text{para } \alpha = 0$$

Por otro lado teniendo en cuenta que E será generalmente un valor pequeño, se puede asumir que el rotor es bloqueado cuando $\alpha' = 90$, es decir:

$$\alpha = 90 - \delta \quad \text{para } \alpha' = 90^\circ$$

Como se puede apreciar en este punto, la velocidad del viento será ligeramente menor que la velocidad del bloqueo real ($\alpha = 90^\circ$), sin embargo para los cálculos no representa variación significativa.

Llamando $W_1 = W$ para esta condición, se tiene:

$$W_1 = E \cdot V_C^2 \quad (V_C = \text{velocidad de bloqueo})$$

El valor de W_0 se puede asumir sin restricciones mientras que para el rotor de W se puede hacer alguna restricción partiendo de la ecuación del seno de δ y eliminando

$$\text{sen } \delta = \frac{\text{sen } \alpha'}{\sqrt{1 + 2 W \text{ctg } \delta \cos \alpha' + W^2 (\text{cotg}^2 \delta + \text{sen}^2 \alpha')}} \quad (5.36)$$

usando $\alpha' = 90$ para simplificar los cálculos se tiene:

$$\text{sen } \delta = \frac{1}{\sqrt{1 + W_1^2 \cdot (\text{cotg}^2 \delta + 1)}}$$

de donde:

$$W_1 = \text{sen } \delta \text{ ctg } \gamma \quad (5.37)$$

Como se ha dicho, se asume que: $0 \leq \delta \leq 40^\circ$, lo que implica:

$$\text{Sen } \delta \text{ ctg } 40^\circ \leq W_1 \leq \infty \quad (5.38)$$

de la ecuación 5.38 se puede elaborar un cuadro que da los mínimos valores W_1 para diferentes δ (δ es pequeño).

Tabla 5.2 Valores mínimos de W_1 para diferentes valores de

δ	5°	10°	15°	20°	25°	30°
$W, \text{ min}$	0.10	0.21	0.31	0.41	0.50	0.60

De la Tabla 5.2 se puede decir que los valores altos de δ se usarán cuando los valores de V de bloqueo son altos e inversa.

Volviendo ahora a la condición $\alpha = 0$, en 5.34 se tiene:

$$A = \frac{\text{Sen } E}{X} \left\{ D \frac{(\text{tg } \delta + W_0 \cos E)}{X} + 1 \right\} \quad (5.39)$$

$$X = \sqrt{1 + 2 W_0 \text{ ctg } \delta \cos E + W_0^2 (\text{ctg}^2 \delta + \text{sen}^2 E)} \quad (5.40)$$

Asumiendo que E es pequeño:

$$\cos E \approx 1$$

$$\text{sen}^2 E \ll \text{ctg}^2 \delta$$

$$\text{de donde: } X = \sqrt{1 + 2W_0 \operatorname{ctg} \delta + W_0^2 \operatorname{ctg}^2 \delta}$$

$$X = W_0 \operatorname{ctg} \delta + 1$$

luego:

$$A = \frac{\operatorname{sen} \epsilon (D \operatorname{tg} \delta + 1)}{W_0 \operatorname{ctg} \delta + 1} \quad (5.41)$$

haciendo el cambio

$$M = \frac{D \operatorname{tg} \delta + 1}{W_0 \operatorname{ctg} \delta + 1} \quad (5.42)$$

Se tiene:

$$A = M \operatorname{sen} \epsilon \quad (5.43)$$

M es un parámetro adimensional y es función de δ , D y W_0 .
la ecuación anterior es válida para $-50 \leq \alpha + \theta \leq 50$, luego
si $\alpha = 0$, se tiene que : $-50 \leq \theta \leq 50$.

En el tercer punto de cálculo ($\alpha' = 90 = \alpha + \epsilon$) haciendo -
los reemplazos correspondientes se tiene:

$$A + B \cos^2 \epsilon = \frac{1}{X} \left\{ \frac{D \operatorname{tg} \delta}{X} + 1 \right\} \quad (5.44)$$

para :

$$- 50 \leq \alpha + \theta \leq 50 ; \delta$$

$$- 50 \leq 90 - \epsilon + \theta \leq 50$$

Usando $\alpha' = 90$, en la ecuación 28, se tiene:

$$X = \sqrt{1 + W_1^2 X (\operatorname{ctg}^2 \delta + 1)} = \sqrt{1 + \left(\frac{W_1}{\operatorname{sen} \delta}\right)^2} \quad (5.45)$$

reemplazando 5.45 en 5.44

$$A + B \cos^2 \xi = \frac{D \operatorname{tg} \delta}{\left(\frac{W}{\operatorname{sen} \alpha}\right)^2} + \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{W_i}{\operatorname{sen} \delta}\right)^2 + 1}} \quad (5.46)$$

Haciendo el segundo término igual a N, el cual también es adimensional, se tiene:

$$A + B \cos^2 \xi = N \quad (5.47)$$

$$40 \leq \xi - \theta \leq 140$$

Cálculo del Valor de ξ :

Tomando en cuenta la condición:

$$- 50 \leq \alpha + \theta \leq 50$$

$$- 50 - \alpha \leq \theta \leq 50 - \alpha \quad (\text{para } v = 0)$$

Para que el rotor se bloquee en la zona $-50 \leq \alpha + \theta \leq 50$ es necesario que $\alpha = 90^\circ$

Tomando estos valores se tiene:

$$- 50 - \alpha_{(v=0)} \leq \theta \leq 50 - \alpha_{(v=c_0)}$$

$$- 50 - \alpha_{(v=0)} \leq \theta \leq 50 - 90$$

de donde:

$$- 50 - \alpha_{(v=0)} \leq \theta \leq -40 \quad (5.48)$$

de donde:

$$- 10 \leq \alpha_{(v=0)} \leq 0$$

Según la bibliografía $-10 \leq \alpha \leq -5$

Usando las ecuaciones 5.43 y 5.47 se tiene :

$$\text{Sen } \xi = \frac{M}{2B} + \sqrt{\left(\frac{M}{2B}\right)^2 + 1 - \frac{N}{B}} \quad (5.49)$$

Cálculo de A

Teniendo los valores de ξ y M , el cálculo de A es muy simple y se puede hacer usando la Ec. 5.43

Cálculo de α_0

Quando $V = 0$ ($W = 0$), $\alpha = \alpha_0$, usando las ecuaciones 5.30 y 5.31, se tiene:

$$A + B \text{ sen}^2 \alpha_0 = \text{sen} (\alpha_0 + \xi) \cdot (D \cdot \text{tg } \phi + 1) \quad (5.50)$$

para $-50 < \alpha_0 \leq \theta \leq -40$

$$\Rightarrow -10 \leq \alpha \leq 0$$

CAPITULO VI

6. PROYECTO DE BANCO DE ENSAYOS

Las bombas en general son máquinas que transforman la energía mecánica en energía de presión.

Por su principio de funcionamiento y tipo de sellado interno, las bombas alternativas son capaces de mantener el flujo del líquido relativamente constante para cualquier presión de descarga (altura de bombeo), tal como se ilustra en la Fig. 6.2

En estas bombas la geometría interna se determina de modo de obtener un flujo constante por revolución o por unidad de tiempo, si por algún motivo se desea modificar el caudal hay que modificar también la geometría interna, para preveer este caso es posible diseñar la bomba de tal modo que se pueda variar la carrera sin modificar otros parámetros.

Las bombas alternativas normalmente son recomendadas para pequeños caudales y grandes alturas de bombeo. Sin embargo, debido a su gran adaptabilidad son usadas ventajosamente en sistemas eólicos a pesar de ser aplicadas a pequeñas alturas de descarga.

6.1 Método de Ensayos y Presentación de Datos

Dentro de las normas existentes para el presente tema se ha encontrado las normas ANSI (American National Standards Institute) y ASME (American Society of Mechanical Engineers). Se

toma como base las normas ANSI debido a que estas presentan mayor precisión en cuanto a los resultados e incluyen el circuito del banco de ensayos.

6.1.1. Objetivos

El propósito del presente acápite es presentar los métodos básicos de ensayos y presentación de datos para bombas de desplazamiento positivo que serán usados en sistemas eólicos de bombeo.

Los datos de comportamiento a ser considerados son los siguientes:

- a. Caudal (Q)
- b. Potencia consumida (P)
- c. Eficiencia (η)
- d. Requerimientos de presión al ingreso (P_i)

6.1.2. Nomenclatura y Unidades'

P , presión sobre la atmosférica (bar)

P_s , presión bajo la atmosférica (bar)

μ , viscosidad cinemática (m^2/s)

T , temperatura ($^{\circ}K$)

P , potencia (kw)

P_{max} , máxima presión permisible (bar)

N , velocidad de giro de la manivela (rpm)

6.1.3. Procedimiento General

- a. Instalar los instrumentos necesarios para la ejecución - de la sección 6.1.5
- b. Desarrollar todas las pruebas según la sección 6.1.5.
- c. Usando datos de la sección 6.1.5., realizar cálculos se-
gún 6.1.6
- d. Usando datos de 6.1.5 y cálculos de 6.1.6, presentar da-
tos según 6.1.7
- e. Tener en cuenta la precisión de los instrumentos según
la Tabla 6.1.

Tabla 6.1 Precisión de los Instrumentos

Magnitud	SI (unidades)	Tolerancia
Presión bajo la atm	bar	2%
Presión sobre la atm.	bar	2%
Caudal	l/min	2%
Torque	N.m	1%
Veloc.angular del eje	r.p.m.	0.5%
Temperatura	°K	O.A .C.

- f. Seleccionar y mantener los parámetros de prueba según la
Tabla 6.2.

Parámetros de Prueba	SI Magnitud	Tolerancia
Velocidad angular	r.p.m.	2%
Presión angular	bar	2%
Temperatura del fluido	°K	2.8%
Caudal	l/min	2%
Viscosidad	m ² /s	10%

6.1.4 Equipos e Instrumentos

a. Circuito de Ensayo

Usar el circuito mostrado de la Fig. 6.1

b. Fluido

a. Viscosidad .- Mantener la viscosidad dentro de los valores indicados en la Tabla 6.2

b. Aereación.- Minimizar la aereación del equipo como precaución sobre el diseño del sistema'

c. Filtración.-Mantener el sistema limpio, colocando filtros según recomendación del fabricante.

d. Temperatura.-Mantener los límites de temperatura según las recomendaciones dadas en la Tabla 6.2

c. Tolerancia en la Instrumentación

Seleccionar y mantener los instrumentos según los requerimientos dados en la Tabla 6.1

6.1.5 Procedimiento de la Prueba

a. Condiciones de la bomba antes de la prueba.

Verificar cuidadosamente si la bomba cumple con las condiciones de diseño o las recomendaciones del fabricante.

b. Prueba Estructural.

a. Operar el sistema antes de la prueba por un tiempo - de 10 minutos en las condiciones siguientes:

- Máxima velocidad angular determinada según el diseño o recomendada por el fabricante.
- Temperatura del fluido 322 °K (ingreso)
- Presión de ingreso. Igual a la presión atmosférica ± 0.04 bar
- Presión de descarga: 115% de P_{max}

b. Registrar cualquier evidencia de fugas.

c. Pruebas de caudal, potencia consumida y eficiencia:

c.1 Realizar las pruebas para cuatro puntos igualmente distribuidos dentro del rango recomendado (conocido mínimo).

Operar con la presión mínima de descarga requerida.

Tomar datos de torque, presión, caudal y r.p.m.

c.2 Repetir lo indicado en a, para un número de pasos - no menor de 5, igualmente distribuidos dentro del rango de presión mínima (3 m.c.a.) y la presión má

xima (P max).

- c.3 Si se trata de hacer pruebas para diferentes carreras, fijar la carrera (S), luego repetir lo indicado en (a) y (b)

6.1.6 Cálculos

- a. Potencia al eje = W x torque

$$P = \frac{\text{r.p.m.} \times (\text{N m})}{9956} \quad (\text{kw})$$

- b. Potencia hidráulica

$$P = \text{caudal} \times \text{presión}$$

$$P = \frac{(\text{l/min}) \times (\text{bar})}{600.2} \quad (\text{kw})$$

- c. Eficiencia total

$$\eta = \frac{\text{Potencia hidráulica de salida}}{\text{Potencia mecánica entregada}}$$

- d. Eficiencia volumétrica

$$\eta_v = \frac{\text{Caudal bombeado}}{\text{Caudal teórico}}$$

$$\text{Caudal teórico esperado: } Q = \frac{ANS}{60} \quad (\text{Ver Cap. 3})$$

A , área del pistón (m)

N , velocidad de rotación (rpm)

S , carrera (m)

6.1.7 Presentación de Datos.

- a. Incluir toda la información básica referente a la bomba

- Nombre del fabricante
- Identificación de la unidad por el fabricante
- Datos informativos (número de serie)
- Recomendaciones de rpm (del fabricante)
- Recomendaciones de mínima y máxima presión
- Viscosidad nominal del fluido
- Presión de descarga
- Dirección de rotación de la manivela

b. Gráficos

- Potencia versus presión a rpm constante (ver Fig.6.2)
- Caudal versus presión a rpm constante (ver Fig. 6.2)
- Eficiencia versus presión a rpm constante (ver Fig.6.2)
- Eficiencia total versus rpm (ver Fig. 6.4)
- Caudal versus rpm (ver Fig. 6.3)
- Eficiencia volumétrica versus rpm (ver Fig. 4)

6.2 Banco de Ensayos

El banco de ensayos proyectado ha sido construido e instalado en el Laboratorio de Energía del ITINTEC para el ensayo de bombas alternativas de su programa de energía eólica.

El objetivo principal del proyecto de banco de ensayos fue construir un sistema que permita el ensayo y estudio de las bombas alternativas que actualmente se usan en molinos de viento así como los ensayos de futuros diseños dentro de los cuales están básicamente las bombas de flujo inducido, comentadas brevemente en el Capítulo III.

También en este banco de ensayos se efectuará futuros ensayos de confiabilidad que consisten en instalar dos bombas en funcionamiento simultáneo, una testigo y otra de prueba, ambas se someterán a funcionamiento continuo y se podrá determinar el desgaste de materiales y compararlos y finalmente establecer la confiabilidad de la bomba.

Dado el objetivo señalado se proyectó e instaló el sistema mostrado en la fotografía de la Fig. 6.5 que se describe en el siguiente acápite.

6.2.1 Descripción del Banco de Ensayos

Este sistema ha sido conceptualizado de tal modo que usando un sólo motorreductor-variador de 5.5. HP y con un rango de 19 rpm a 96 rpm, se pueda efectuar ensayos en bombas alternativas lentas y rápidas (bombas de flujo inducido). Para las bombas lentas se ha acoplado un sistema biela-manivela de carrera variable al eje de motorreductor y para las bombas de flujo inducido se ha instalado un eje adicional el cual es accionado a través de un sistema de cadenas como se observa en la Fig. 6.5

El sistema de cadenas permite hacer la multiplicación necesaria para obtener valores mas altos de rpm y permitir trabajar en el rango requerido para las bombas de flujo inducido.

Siguiendo el esquema mostrado en la Fig. 6.1, el banco consta de dos tuberías de expulsión de 2" \emptyset en las cuales se instalan dos sensores de presión y de flujo, así mismo,

estas tuberías llevan las respectivas válvulas de regulación de caudal y las válvulas de alivio.

El tanque de descarga es un cilindro calibrado de una capacidad de 0.6 m^3 y tiene una tubería de rebose y una de descarga.

El sensor de torque va instalado en el eje de salida del motorreductor y permite medir directamente para el caso de las bombas lentas, para el caso de las bombas de flujo inducido es necesario asumir una eficiencia de la transmisión por cadenas.

El tanque de succión tiene una capacidad de 2 m^3 y es de concreto armado y esta por debajo del nivel del suelo. Las paredes han sido totalmente impermeabilizadas y en una de ellas se ha instalado los soportes para la instalación de las respectivas bombas de ensayo. La pared en la cual se instala las bombas lleva una cavidad que permite alojar tanto a las bombas como las cámaras de aire durante los ensayos.

El funcionamiento del sistema se hace a través de un interruptor magnético instalado en la pared, el cual lo conecta a la red eléctrica de los laboratorios del ITINTEC.

6.2.2 Instrumentación

Sensores de presión

Cantidad	: 2
Marca	: Philips Pr 9362-4.0
Tipo	: Strain gage
Rango	: 0-4 bar
Precisión	: 1%

Sensores de Flujo

Cantidad : 2
 Marca : Signet Scientific
 Tipo : Magnético
 Rango : 0.5-100 pie/s
 Precisión : 1%

Sensores de Torque

Cantidad : 1
 Marca : Philips MMS 9372-020
 Tipo : Strain Gage
 Rango : \pm 2000 N-m
 Precisión : 1%

Válvula reguladora de Caudal

Cantidad : 2
 Marca : N.H Inglesa 2" \emptyset
 Tipo : Bola de bronce
 Rango : 0.125 psi

Registrador de 2 canales

Cantidad : 1
 Marca : Gould
 Rango : 0.25-25V
 Precisión : 1%

6.23

Sistemas Auxiliares

Como sistemas auxiliares se tiene:

- Una tubería de alimentación de agua de la red con su respectiva válvula. Esta tubería tiene un diámetro de 1" y permite reponer el agua al tanque de succión en caso necesario ya que el sistema es un circuito cerrado.
- Un sistema de desague que consiste en una pequeña bomba eléctrica de 3/4 HP para desaguar el tanque de succión a la red, la tubería de desague es de 1" Ø y lleva una válvula check en la succión.
- Dos válvulas de auxilio instaladas una en cada tubo de descarga, éstas protegerán al sistema en casos de sobrepresión en la descarga.

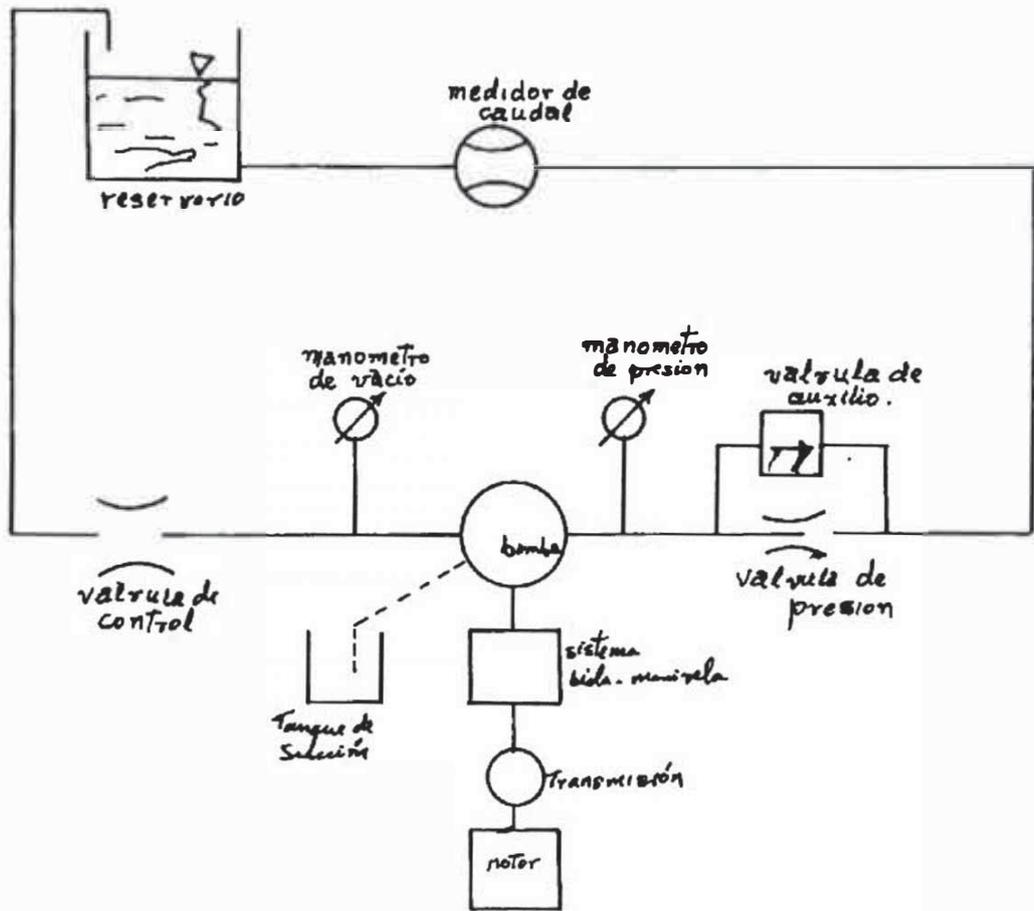


Fig. 6.1. Circuito típico para pruebas de bombas.

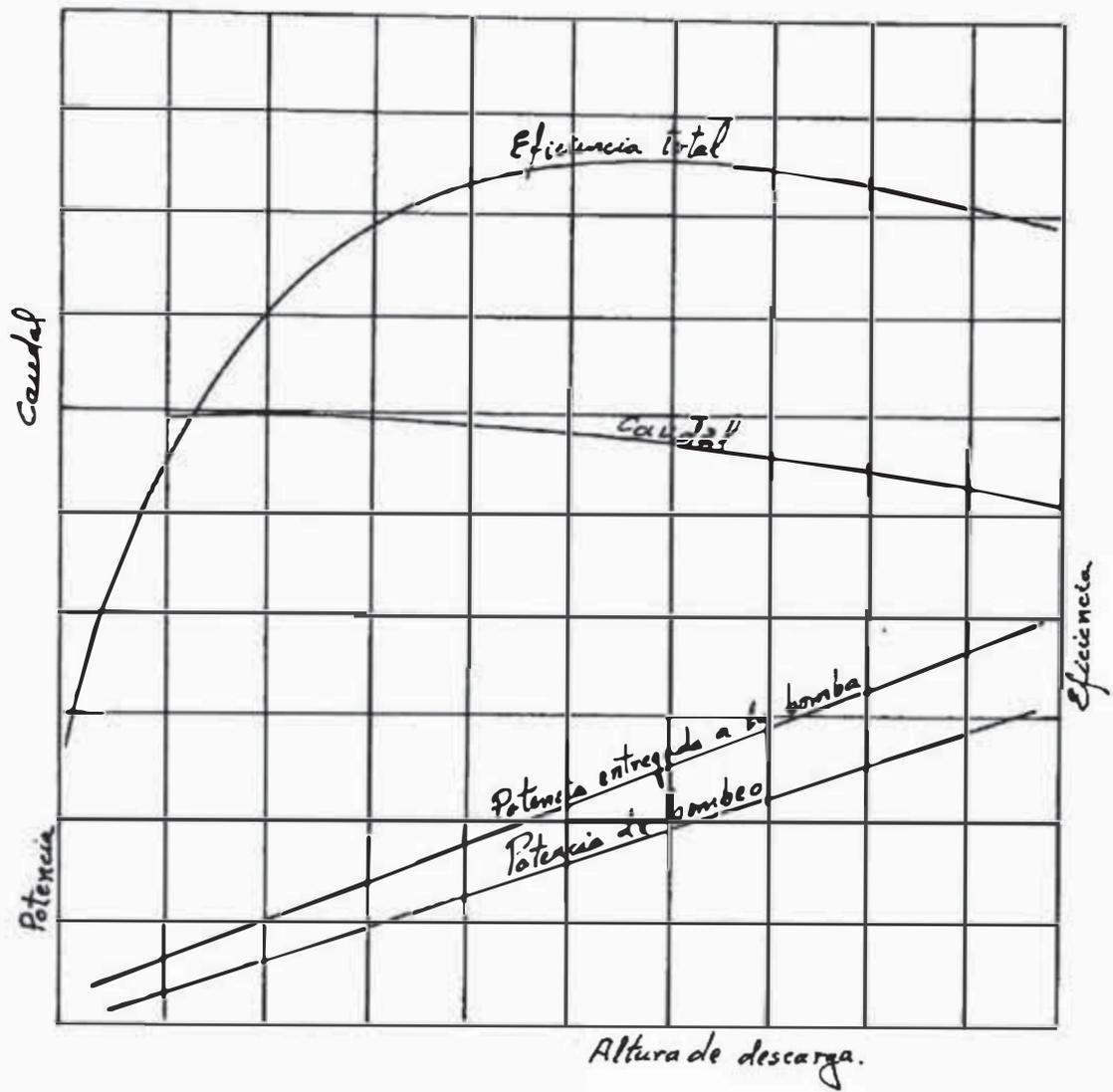


Fig. 6.2 Performance de las bombas alternativas.

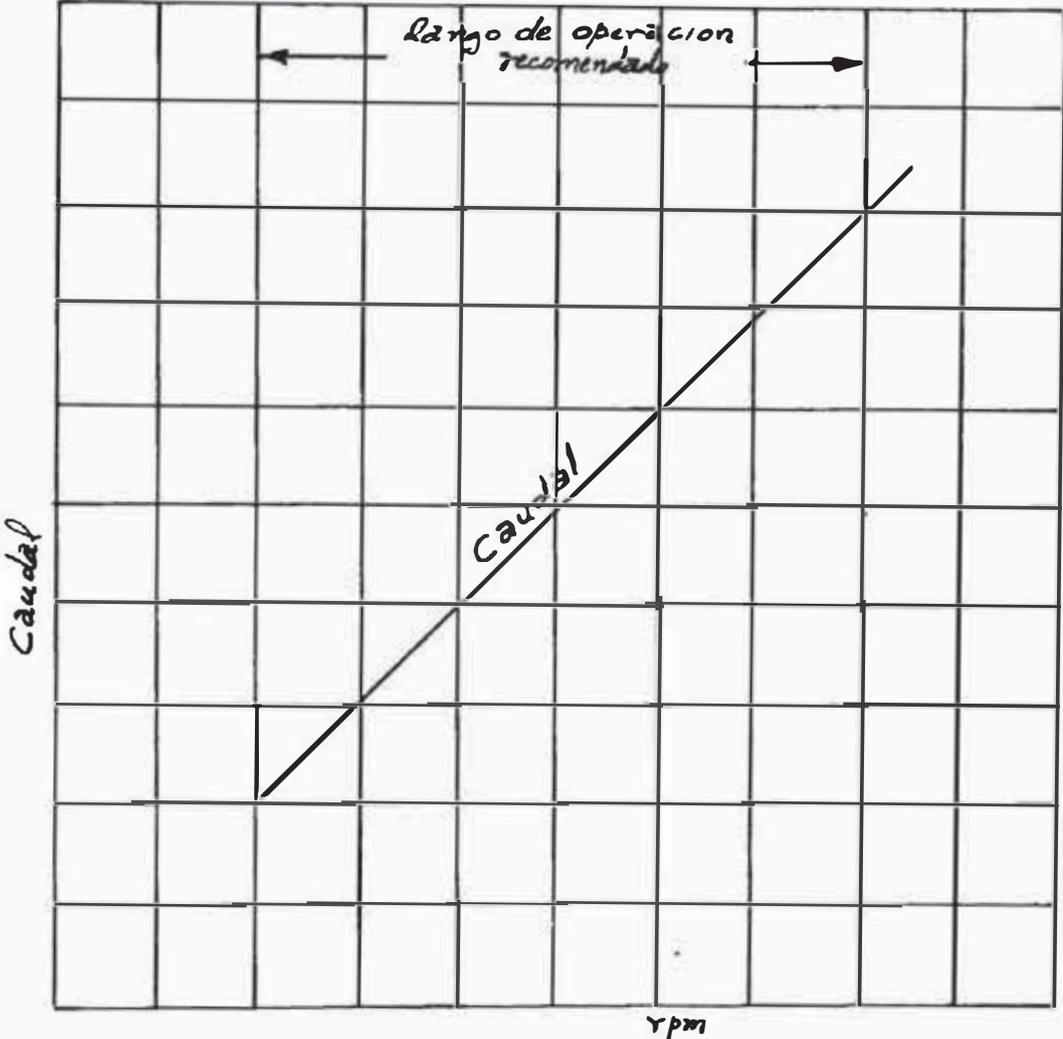


Fig. 6.3. Caudal versus rpm a presión constante

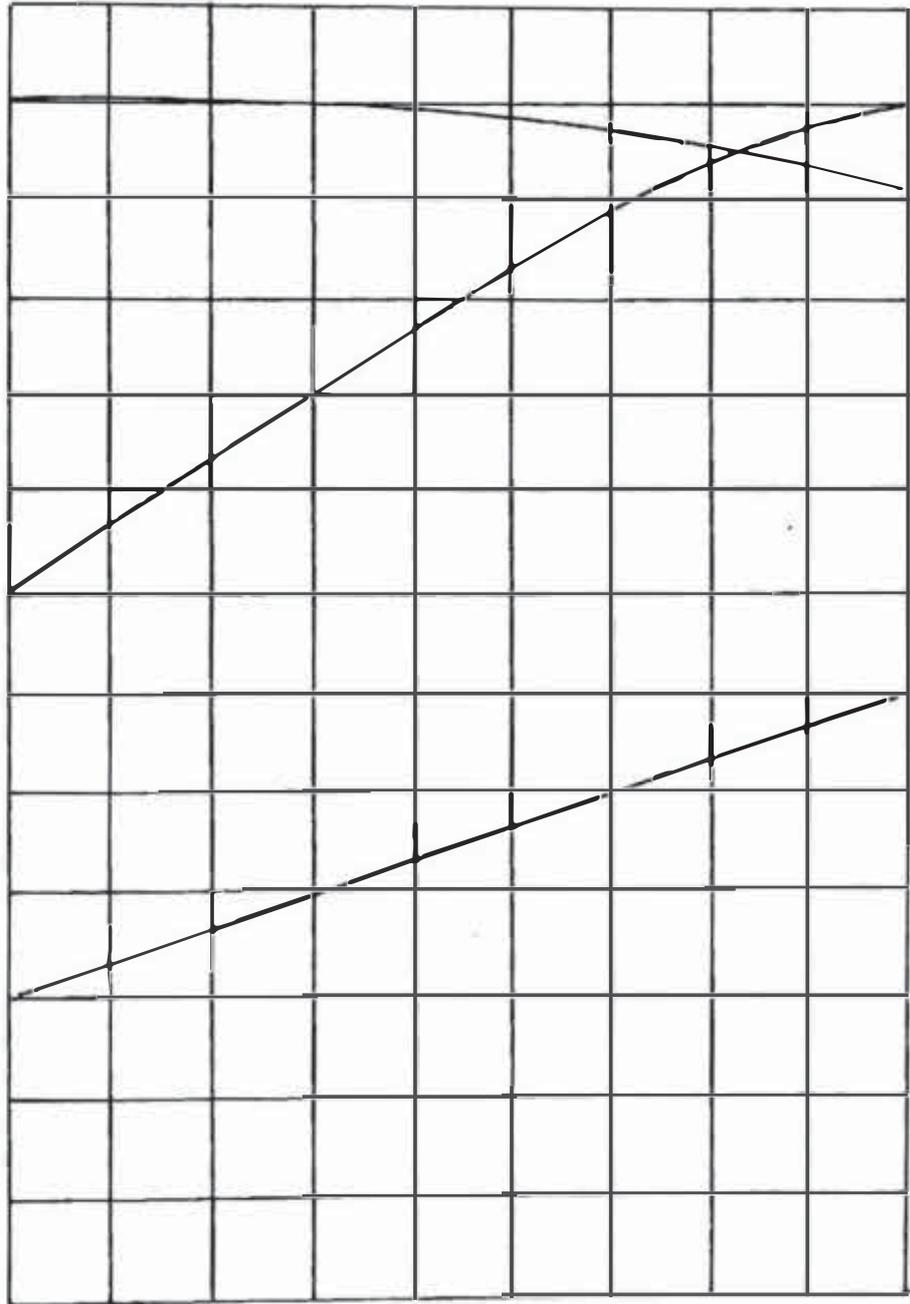


Fig. 6.4 Performance de la bomba versus rpm para varias alturas de descarga

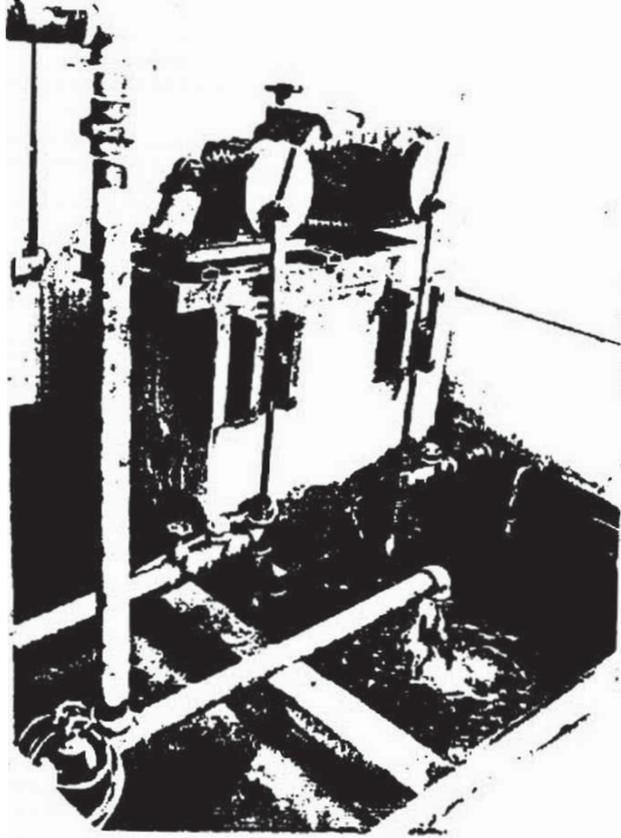


Fig. 6.6 Vista del banco de ensayos instalado en el Laboratorio de Energía del ITINTEC.

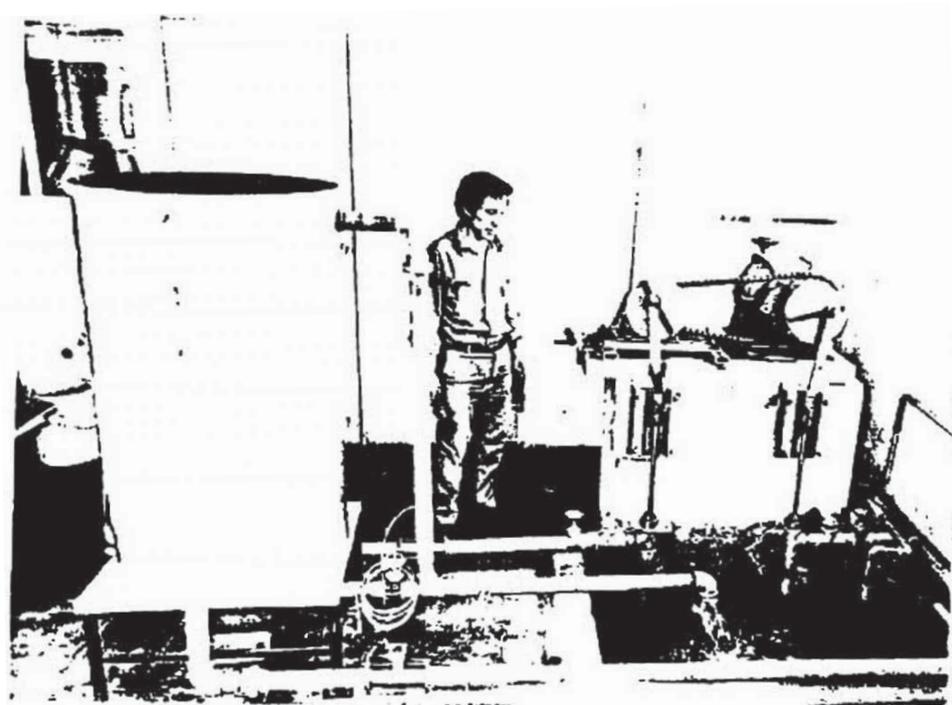


Fig. 6.5 Vista del banco de ensayos instalado en el Laboratorio de Energía del ITINTEC

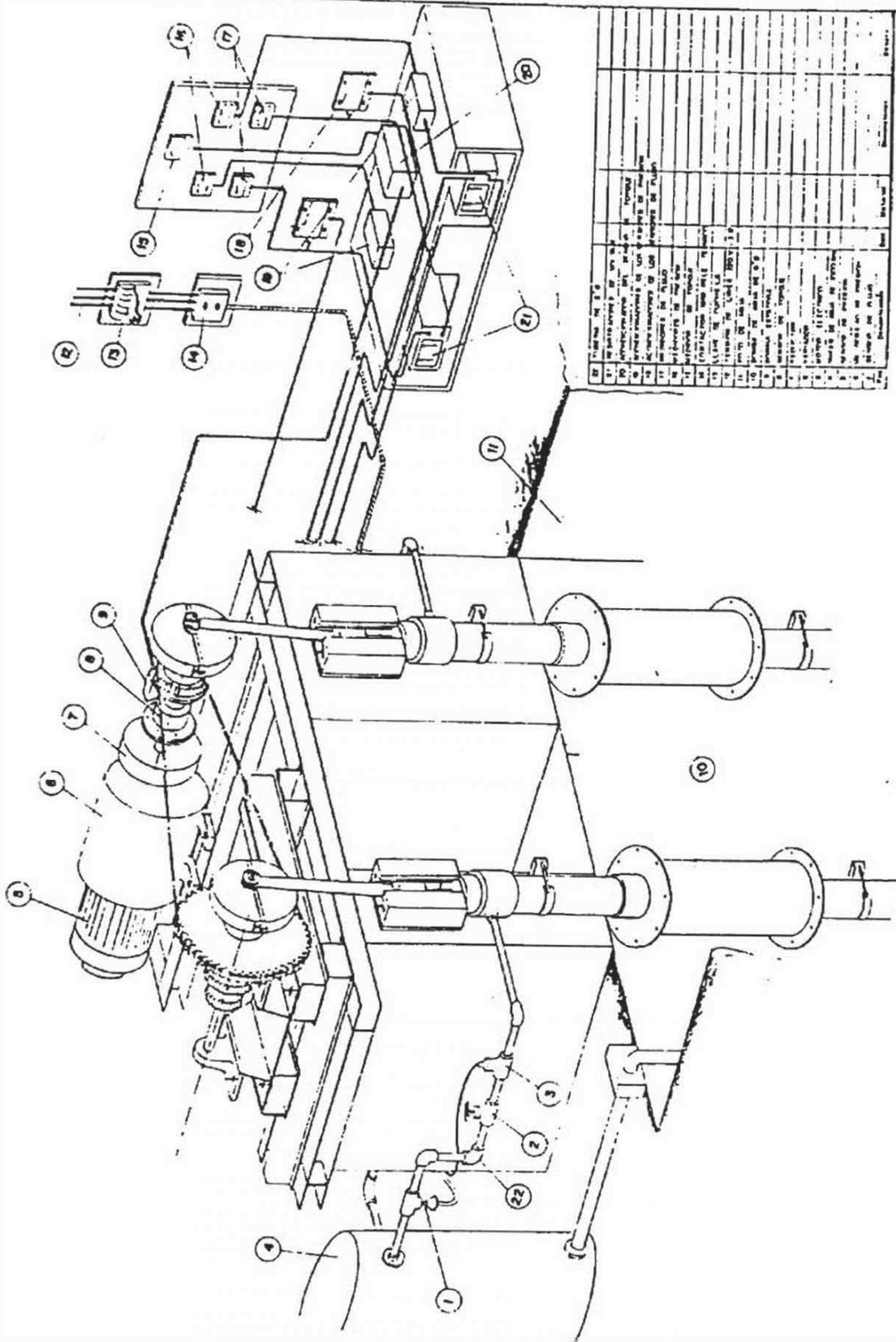


Fig. 6.6. Esquema del banco de ensayos de bombas alternativas del ITINTEC

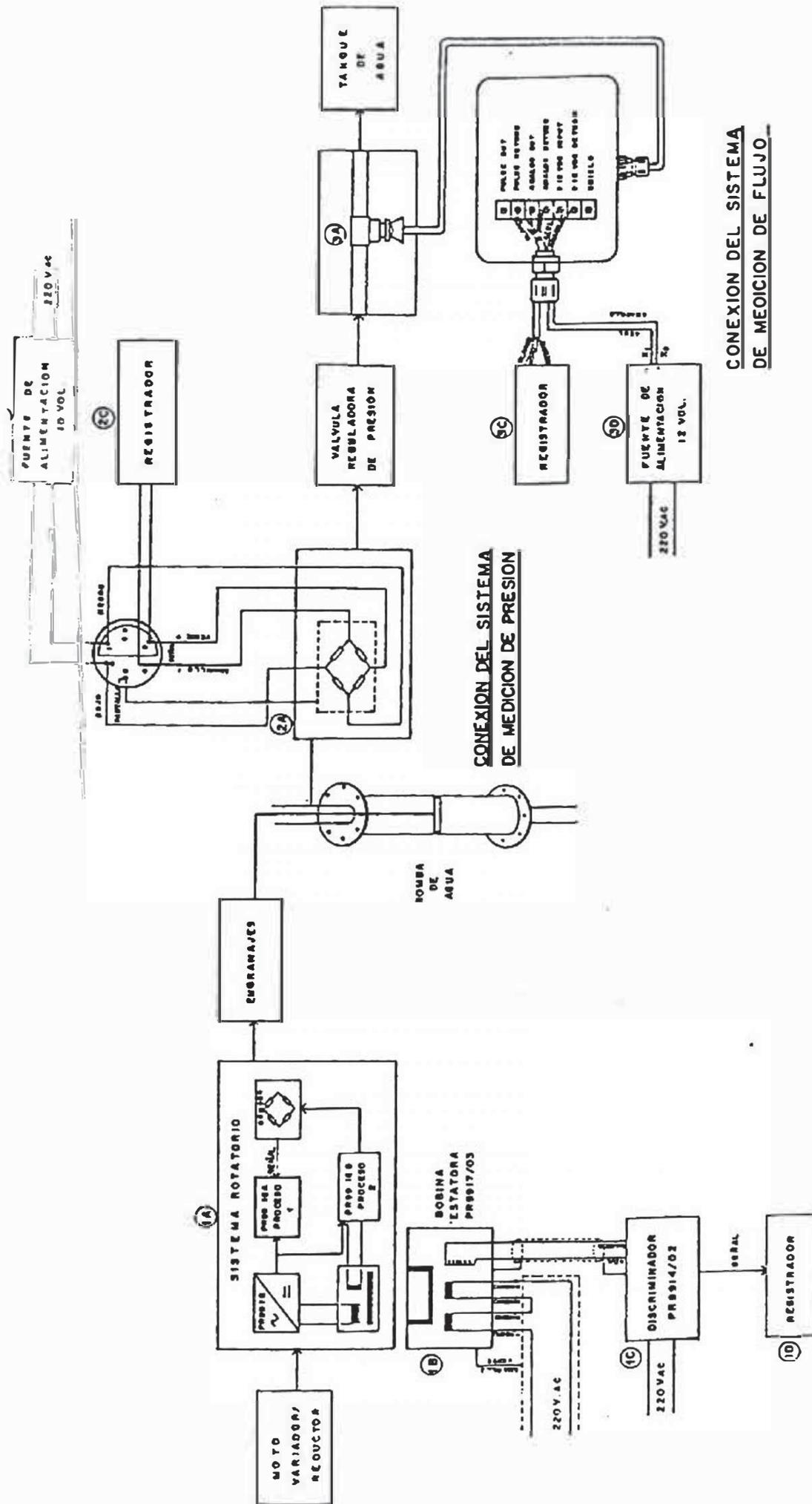


Fig. 6.7 Instalación de los instrumentos en el banco de ensayos del ITINTEC

CAPITULO VII

7. COSTOS

Aunque el tema de la presente tesis se refiere básicamente al estudio de una bomba alternativa para aplicación en molinos de viento, en el presente capítulo se ha creído conveniente hacer un análisis de costos del sistema eólico para bombeo y compararlo con los sistemas convencionales (bombas accionadas por motores a gasolina y diesel).

No se toma en cuenta los sistemas eléctricos de bombeo puesto que la aplicación de los molinos de viento es en el campo, principalmente donde no llega la red eléctrica.

Para el análisis se ha tomado los datos de costos de diferentes modelos de molinos de viento desarrollados por el ITINTEC, para los cuales se calcula el costo anualizado de cada uno de ellos y el volumen total anual posible de bombear para un lugar determinado, asimismo se calcula el costo anual de bombeo utilizando motobombas a gasolina o diesel para diferentes volúmenes de bombeo al año, finalmente se elaboran tablas comparativas de costos y gráficos.

Cabe señalar, que el método presentado es aplicable para cualquier zona del país sin embargo los resultados y conclusiones para cada caso serán diferentes puesto que el performance de los molinos será diferente para cada zona debido a la influencia de los parámetros meteorológicos.

Para darle mayor claridad al método presentado se toma como ejemplo la estación meteorológica de Miraflores (Piura) de cuya zona se conoce los parámetros meteorológicos y se hace un análisis comparativo con los sistemas ya mencionados.

7.1 Rendimiento de un Molino de Viento

Para calcular la producción de un molino de viento es necesario combinar la ecuación de comportamiento del viento expresado matemáticamente según el modelo de Weibull, ec. 7.1 con la ecuación de comportamiento de un molino de viento que usa bombas alternativas,

$$P(v) = K/C (V/C)^{k-1} \exp. (-V/C)^k \quad (7.1)$$

La potencia generada por un rotor de características conocidas funcionando con una bomba alternativa esta expresada por la siguiente expresión.

$$Pr = \frac{1}{8} \pi C_{pmax} \eta D_r^2 v_d^3 \left[\frac{v}{v_0} \frac{\lambda_{max}}{\lambda_D} - \frac{v_d}{v} \left(\frac{\lambda_{max}-1}{\lambda_D} \right) \right] \quad (7.2)$$

La potencia requerida por la bomba para elevar un caudal de agua a una altura H esta dada por la siguientes expresión.

$$P_b = \rho_w \cdot g \cdot H \cdot q \quad (7.3)$$

Igualando las expresiones 7.2. y 7.3 se puede obtener una expresión para el caudal bombeado por el molino de viento en metros cúbicos por segundo, multiplicado por 86,400 segundos

que tiene un día se obtiene el volumen diario posible de bombear en m^3 y finalmente dividiendo por 1000 lts. que tiene cada metro cúbico se obtiene el caudal diario producido por el sistema.

$$q_v = \frac{10.8}{\rho_w g H} C_{pmax} \cdot D_r^2 \cdot V_D^3 \left[\frac{V/V_D}{D} - \frac{V_D}{V} \left(\frac{\lambda_{max}}{\lambda_D} - 1 \right) \right] \quad (7.4)$$

Las constantes y variables usadas son:

$P_{(v)}$, probabilidad de ocurrencia de una velocidad V de viento (adim.)

K , factor de forma (adim.)

C , factor de escala (m/s)

V , velocidad del viento

q_v , volumen diario bombeado por el sistema (m^3 /día)

ρ_w , densidad del agua ($kg./m^3$)

g , aceleración de la gravedad (m/s^2)

H , altura de bombeo (m)

C_{pmax} , coeficiente máximo de potencia (adim.)

η , eficiencia de transmisión y bomba (adim)

ρ , densidad del aire (kg/m^3)

D_r , diámetro del rotor (m)

V_D , velocidad del viento de diseño (m/s)

λ_{max} , celeridad máxima (adim.)

λ_D , celeridad de diseño (adim.)

multiplicando la ecuación 7.1 por la ecuación 7.4 se obtiene la expresión final (7.5), para calcular el volumen bombeado por día para un lugar donde K y C son conocidos se tiene:

$$q_v = \frac{10.8}{\rho_w gH} C_{pmax} \cdot \eta \cdot D_r^2 \cdot V_D^3 \left[\frac{V/V_D \lambda_{max}}{\lambda_D} - \frac{V_D}{V} \left(\frac{\lambda_{max}}{\lambda_D} - 1 \right) \right] \cdot K/C \cdot (V/C)^{k-1} \exp^{- (V/C)^k} \quad (7.5)$$

Para el ejemplo mencionado, Miraflores (Piura) se puede observar la siguiente tabla de valores K y C /6/

Tabla 8.1 Valores de K y C para la estación de Miraflores

Mes	K	C
Enero	2,515	4,066
Febrero	2.583	3.816
Marzo	2.663	3.733
Abril	2.657	4.015
Mayo	2.600	4.060
Junio	2.583	3.828
Julio	2.759	3.883
Agosto	3.027	4.332
Setiembre	3.161	4.469
Octubre	3.025	4.559
Noviembre	2.735	4.418
Diciembre	2.650	4.293

Usando la tabla 7.1 e introduciendo los parámetros para cada modelo de molino de viento se puede obtener el volumen diario para cada mes que multiplicado por el número de días del mes dará el volumen mensual bombeado.

7.2 Características de los Molinos de Viento usados para el análisis de costos y costo de inversión inicial en cada modelo.

En el análisis de costos se ha usado los modelos de molinos desarrollados por el ITINTEC ya que se dispone de datos de costos y además estos modelos han sido conceptuados para nuestra realidad.

Para diferenciar con mayor facilidad a los diferentes rotores usados se opta por asignarle una nomenclatura de modelo, esta nomenclatura sólo es válida para el presente análisis ya que es el ITINTEC el único que podrá asignarle código de modelo definitivo por ser el autor y dueño de la tecnología de estos equipos.

En la siguiente tabla se puede observar los códigos según el diámetro del rotor

Tabla 7.2 Modelos de Molinos de viento usados para el análisis.

Diámetro de rotor (m.)	Modelo asignado
2.3	23 SI
4.0	40 SI
5.0	50 SI
6.2	62 I
10.0	100 A

A continuación se hace un breve comentario sobre cada uno de los modelos usados.

- a. Modelo 23 SI .- Es un molino de 2.3 m. de rotor, con torre de madera de 6m. de altura, diseñado para ser construido en pequeños talleres (tipo semi-industrial, SI).
- b. Modelo 40 SI.- Rotor de 4 m. de diámetro, torre de 8 m. de altura (la torre puede ser metálica o de madera), esta conceptuado para ser fabricado en pequeños talleres, tecnología semi-industrial SI.
- c. Modelo 50 I.- Rotor de 5.0 m de diámetro totalmente metálico, torre de 10.0 m. de altura, y está conceptuado para fabricación en serie (tecnología industrial, I).
- d. Modelo 62 A.- Rotor de 6.2 m. de diámetro, torre de 8.0 m. de altura (tecnología artesanal,A).
- e. Modelo 100 I.- Rotor de 10.0 m de diámetro, torre de 12 m. de altura totalmente metálico (tecnología industrial, I).

En la tabla 7.3. se incluye las características de los modelos descritos .

Tabla 7.3. Características de modelos usados para el análisis y sus respectivos costos.

Modelo	23SI	40I	50I	62A	100I
Tecnología	Semi industrial	Semi Industrial	Industrial	Arte sanal	Industrial
$C_{p\max}$	0.30	0.30	0.35	0.17	0.35
η	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60
D_r	2.3	4.0	5.0	6.2	10.0
λ_D	1.0	1.0	2.0	1.5	3.0
λ_{\max}	2.0	2.0	3.75	2.8	4.5
H	13	13	13	13	13
Costo en US \$	900	1300	1500	800	4000
Vida útil en años	20	20	20	10	20

7.3

Volumen total anual bombeado por los diferentes modelos para Miraflores (Piura)

Usando la ecuación 7.5 y calculando para los diferentes valores de V , desde $V = 3$ m/s hasta $V = 10$ m/s se obtiene un volumen total bombeado para cada velocidad de viento cuya suma total es el volumen diario.

Si se gráfica el volumen bombeado para cada velocidad y para un día de un mes cualquiera se obtendrá una figura como la que se muestra a continuación, en la cual cada pequeño rectángulo viene a ser el volumen bombeado por día para cada velocidad (considerando la distribución Weibull de la velocidad).

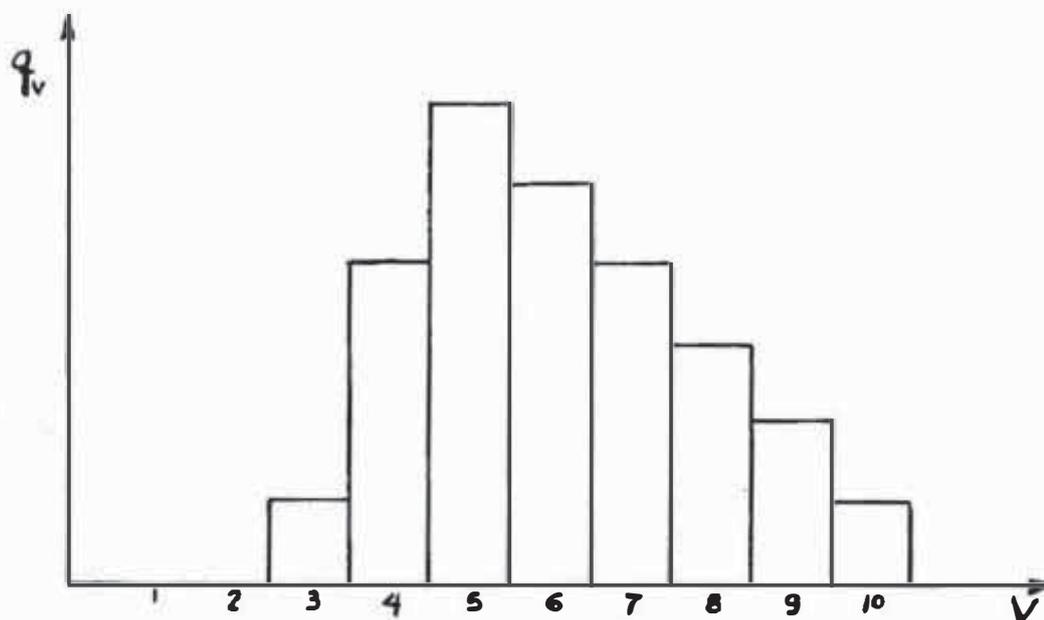


Fig. 7.1 Distribución de la energía en términos de agua bombeada.

Usando las características de los diferentes modelos y las ecuaciones anteriormente indicadas se ha elaborado el programa de cálculo del volumen anual de agua que se puede ver en el Anexo D y con el cual se ha obtenido los resultados que se muestran en la Tabla 7.4

Tabla 7.4 Volumen Anual bombeado por los diferentes modelos en metros cúbicos (m^3)

Modelo	Volumen anual
23 SI	6,385
40 SI	19,313
50 I	34,901
62 A	26,135
100 I	140,279

7.4 Cálculo de costos

7.4.1. Costos Anuales usando Molinos de Viento

El costo anual de bombeo usando un molino de viento se puede expresar con la ecuación 7.6

$$C_{mv} = C_{MA} + C_{RA} + C_{OMA} \quad (7.6)$$

donde:

$$C_{MA} = \frac{P_{MV} (1+i)^n i}{(1+i)^n - 1}, \text{ costo anualizado de la inversión inicial}$$

P_{MV} , Inversión inicial

i , Tasa de interés (10%)

n , vida útil en años

$$C_{RA} = \frac{P_R (1+i)^n i}{(1+i)^n - 1}, \text{ costo anualizado del reservorio}$$

P_R , Costo del reservorio

C_{OMA} , Costo anual de operación y mantenimiento

7.4.2. Costos Anuales usando Motobombas (de carburador y Diesel)

a. Motobomba de Carburador

$$C_{AMG} = C_{BG} + C_{OM} + C_{CC} \quad (7.7)$$

C_{AMG} , Costo anual de bombeo usando motobombas a gasolina.

$$C_{BG} = \frac{P_{BG} (1+i)^n i}{(1+i)^n - 1}, \text{ costo anualizado de inversión inicial.}$$

P_{BG} , Costo del equipo

i , Tasa de interés

n , Vida útil en años

C_{OM} , Costo anual de operación y mantenimiento

C_{CC} , Costo de combustible usado durante un año.

b. Motobomba Diesel

$$C_{AMD} = C_{BD} + C_{OM} + C_{CD} \quad (7.8)$$

C_{AMD} , Costo anual de bombeo usando motobomba Diesel.

C_{BD} , $\frac{P_{BG}(1+i)^n i}{(1+i)^n - 1}$, costo anualizado de inversión inicial.

C_{OM} , Costo de operación y mantenimiento.

C_{CD} , Costo de combustible anual

n , Vida útil

i , tasa de interés

Resumiendo los acápites 7.4.1. y 7.4.2 se tiene la Tabla -
7.5

El costo de operación y mantenimiento se ha estimado como un porcentaje de la inversión total en el equipo.

C_u , Consumo específico de combustible (l/hp-hr)

E_a , Energía consumida durante el tiempo de funcionamiento

El valor de E_a , se puede calcular usando las expresiones siguientes:

$$E_a = hf \times P_B \quad (7.9)$$

$$h_f = \frac{\text{Vol}}{q} \quad (7.10)$$

Donde:

P_B , Potencia de la bomba en hf

h_f , Número total de horas de trabajo para un tiempo determinado (hr)

Vol, Volumen requerido de agua para ser bombeada en un tiempo determinado (m^3)

q , Caudal horario de la bomba (m^3/hr)

CL , Costo de combustible por litro.

Tabla 7.5.

		Inversión Inicial US \$	Costo de Reservoir. US \$	Tasa de Interes	Costo de Operac.y Mant. (%Inv.)	Costo de Energía
MOLINOS DE VIENTO	Modelo 23 SI	900	2000	10	5	-
	40 SI	1300	2000	10	5	-
	62 A	900	2000	10	5	-
	50 I	1500	2000	10	5	-
	100 I	400	2000	10	5	$C_u \times E_a \times CL$
MOTOBOMBAS	Motobomba de carburador	920	-	10	5	$C_u \times E_a \times CL$
	Motobomba Diesel	2500	-	10	5	$C_u \times E_a \times CL$

Analizando los costos se obtiene la tabla 7.6 donde se incluye los costos anuales producidos por la inversión inicial tanto para los diferentes modelos de molinos de viento así como de las motobombas.

Tabla 7.6 Costos anualizados de la inversión inicial

EQUIPOS		Costo - anual por Inv. Inic.	Costo - anual por Reservor.	Costo - anual de op. y Mant.	Costo - anual com bustible
M O D E L O S I N V E N T O	Modelo 2.3 SI	105.7	234.9	45	-
	4.0 I	152.7	234.9	65	-
	5.0 I	176.2	234.9	75	-
	6.2 I	146.4	234.9	90	-
	10.0 I	470.0	234.9	200	-
M O T O B O M B A S		242.7		50	$C_u \times E_a \times CL$
		487.4		90	$C_u \times E_a \times CL$

Los valores del consumo específico C_u son 0.27 l/hp.hr para motores de carburador y 0.19 l/hp.hr para motores diesel usando los coeficientes indicados, y las ecuaciones 7.9 y 7.10 para:

- 1° Una motobomba gasolinera de 7 hp que según datos del fabricante rinde $56.8 \text{ m}^3/\text{hr}$ a 13 m. de altura, y
- 2° Una motobomba diesel de 6hp cuyo rendimiento es $55.1 \text{ m}^3/\text{hr}$, se tiene las siguientes expresiones de costo de combustible.

a) Motobomba de carburador

$$C_{CC} = 0.0333 \times VOL \times CL \quad (7.11)$$

b) Motobomba diesel

$$C_{CC} = 0.0207 \times VOL \times CL \quad (7.12)$$

donde:

C_{CC} , Cesto de combustible al año.

VOL , Volumen a bombear durante todo el año

CL , Costo del combustible por litro.

Para comparar adecuadamente los costos se asume que la cantidad bombeada por la bomba es la misma que del molino, y con la capacidad de bombeo de los distintos modelos se puede elaborar las tablas 7.7 y 7.8 de costos por volumen bombeado.

Tabla 7.7 Costo anual de combustible para diferentes volúmenes bombeados al año y para diferentes costos de combustible por litro (CL), usando bombas de carburador de 7Hp

VOLUMENES ANUALES	Costos de Combustible por litro en dolares			
	0.1	0.2	0.3	0.4
6,385	21.3	42.6	63.9	85.6
19,313	64.3	128.6	192.9	257.2
26,135	87.0	174.0	261.0	348.0
34,901	116.2	232.4	348.6	464.9
140,279	467.1	934.2	1401.9	1868.4

Tabla 7.8 Costo anual de combustible para diferentes volúmenes bombeados al año y para diferentes costos de combustible por litro (CL), usando una bomba diesel de 6 Hp

VOLUMEN ANUAL	Costos de Combustible por litro			
	0.1	0.2	0.3	0.4
6,385	13.2	26.4	39.6	52.8
19,313	40.0	80.0	120.0	160.0
26,135	54.1	108.2	162.3	216.4
34,901	72.2	144.4	216.6	288.8
140,279	290.3	580.6	870.9	1161.2

Sumando los costos anuales debidos a la inversión inicial del molino y el reservorio tabla 7.6 con los costos de operación y mantenimiento de la tabla 7.6 se obtiene la tabla 7.9 de costos totales usando molinos de viento.

Asimismo, sumando los costos anuales debidos a la inversión con los costos de operación y mantenimiento de las motobombas de la tabla 7.5 con los costos de combustibles de las tablas 7.6 y 7.7 se obtiene los costos totales usando motobombas, ver tablas 7.8 y 7.9 y 7.10

Tabla 7.9 Costo de bombeo de agua usando Molinos de Viento

VOLUMEN ANUAL	Costo total	Costo/m ³
6,385	385.6	0.060
19,313	462.5	0.024
26,135	471.3	0.018
34,901	486.1	0.014
140,279	904.1	0.006

Tabla 7.10 Costo de bombeo de agua usando motobomba de carburador

VOLUMEN ANUAL	Diferentes costos por litro (dolares/litro)			
	0.1	0.2	0.3	0.4
6,385	314.0	335.3	356.6	378.3
19,313	358.0	421.3	485.6	549.9
26,135	379.9	466.7	553.7	640.7
34,901	408.9	525.1	641.3	757.6
140,279	759.8	1226.9	1694.6	2161.1

Tabla 7.11 Costo de bombeo de agua usando motobomba diesel

VOLUMEN ANUAL	Diferentes costos por litro (dolares/litro)			
	0.1	0.2	0.3	0.4
6,385	590.2	603.4	616.6	629.8
19,313	617.0	657.0	697.0	737.0
26,135	631.1	685.2	739.3	793.4
34,901	649.2	721.4	793.6	865.8
140,279	867.3	1157.6	1447.8	1738.2

El costo por unidad de volumen de agua a bombear usando motobombas se puede calcular tal como se puede observar en las tablas 7.12 y 7.13

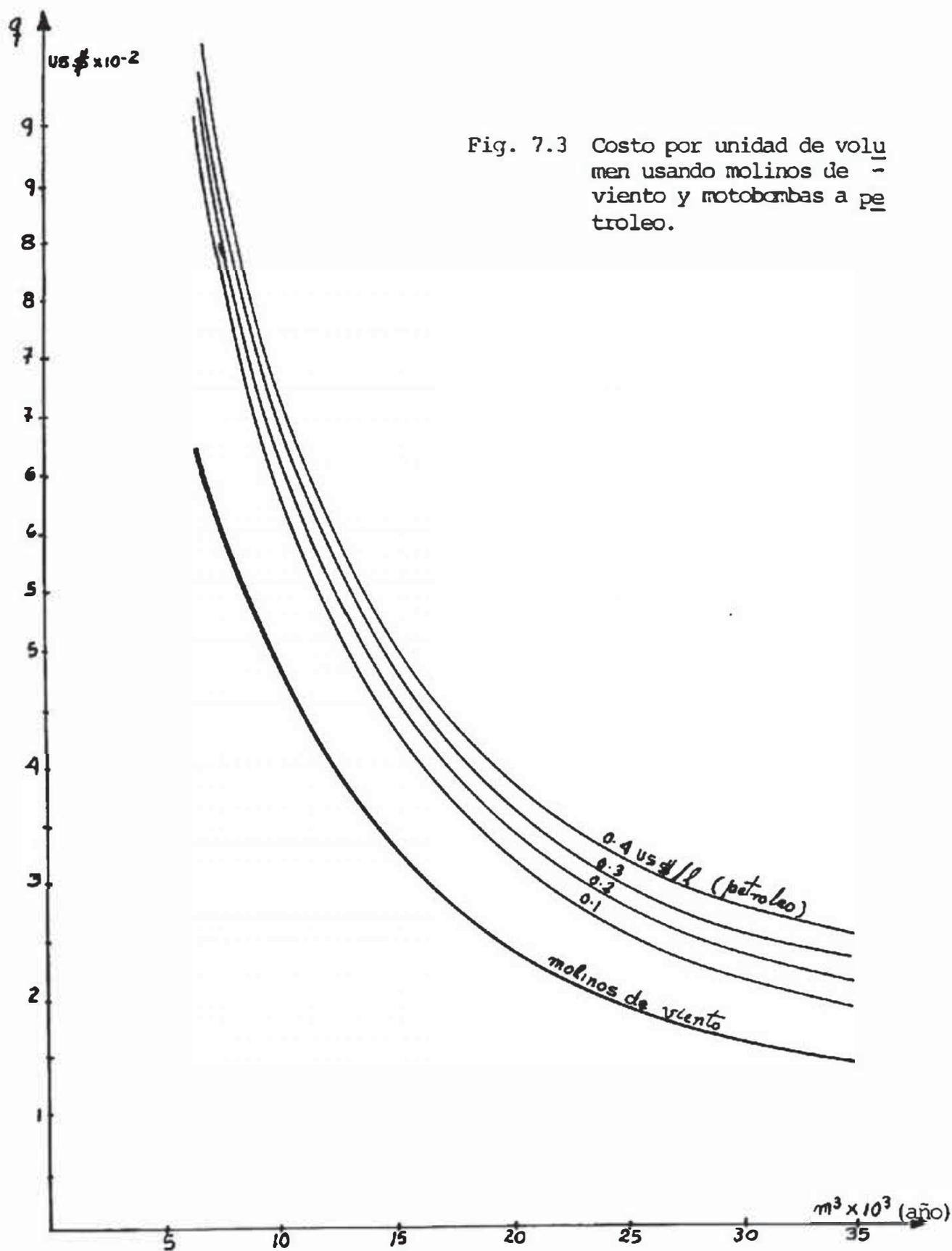
Tabla 7.12 Costo por unidad de volumen bombeado con motobombas de carburador de 7 Hp

VOLUMEN ANUAL	Diferentes costos por litro de combustible US \$			
	0.1	0.2	0.3	0.4
6,385	0.049	0.053	0.056	0.059
19,313	0.019	0.022	0.025	0.028
26,135	0.014	0.018	0.021	0.025
34,901	0.012	0.015	0.018	0.022
140,279	0.005	0.009	0.012	0.015

Tabla 7.13 Costo (US\$) por unidad de volumen bombeado con motobombas diesel de 6 Hp.

VOLUMEN ANUAL	Diferentes costos por litro (US \$)			
	0.1	0.2	0.3	0.4
6,385	0.092	0.096	0.097	0.098
19,313	0.032	0.034	0.036	0.038
26,135	0.024	0.026	0.028	0.030
34,901	0.019	0.021	0.023	0.025
140,279	0.006	0.008	0.010	0.012

Graficando las tablas 7.11, 7.12, 7.13 se tiene la figura 7.2 donde se muestra el costo por unidad de volumen usando diferentes sistemas y para diferentes costos de combustible.



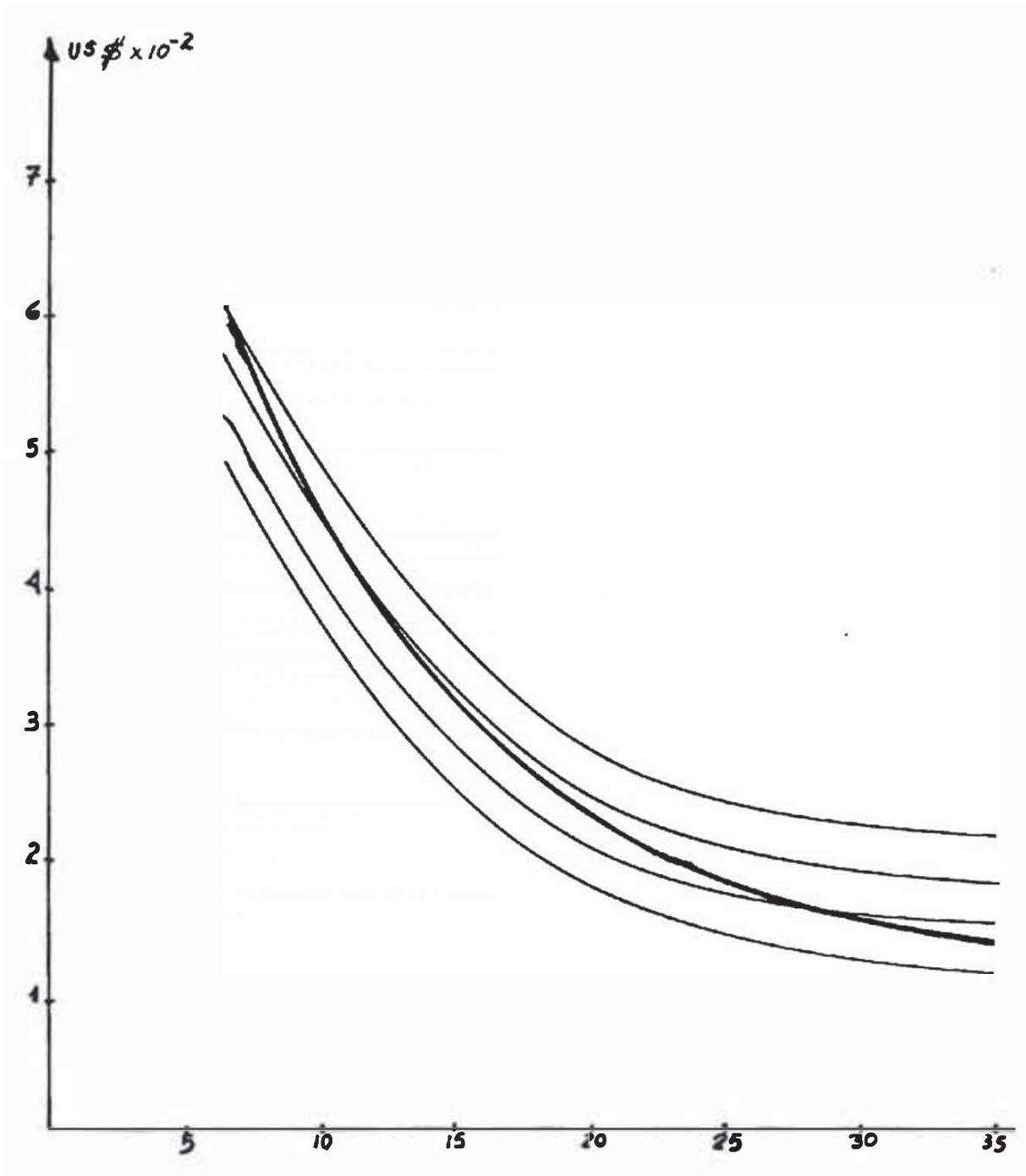


Fig. 7.2 Costo por unidad de volumen usando molinos de viento y motobombas a gasolina

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. El motivo de la presente tesis fue diseñar una bomba alternativa para aplicación en molinos de viento y la necesidad de este planteamiento surgió después de haber llegado a la conclusión de que la confiabilidad de un sistema eólico dependía mayormente del diseño de la bomba. Actualmente después de haber revisado los antecedentes del uso de la energía eólica, las ecuaciones teóricas de comportamiento del líquido al atravesar la bomba, los aspectos de diseño del rotor, de la bomba y las continuas observaciones hechas en las instalaciones experimentales del ITINTEC a nivel nacional se confirma plenamente que la confiabilidad del sistema eólico depende del diseño y construcción de la bomba, aunque por su puesto no se puede dejar de lado la importancia de los sistemas auxiliares (sistema de seguridad y cámara de aire).

El diseño resultante es una bomba de cuerpo metálico con una camiseta de PVC embutido interiormente, esta camiseta permite una buena duración de la empaquetadura por un lado y menor desgaste de la misma, con este diseño se espera una confiabilidad de 2 años; tiempo durante el cual solamente se hará necesario un mantenimiento sencillo consistente en engrase a los rodamientos y guías del vástago.

2. El estudio realizado ha permitido también mayor claridad en cuanto a la eficiencia de las bombas alternativas para pequeñas alturas de bombeo, como se puede observar en el Anexo C,

la eficiencia para estas alturas es pequeña y la influencia de las pérdidas ya sea hidráulicas o mecánicas es grande. Este aspecto hay que tenerlo en cuenta puesto que es importante para el diseño de un sistema eólico de bombeo ya que casi en la totalidad de los casos se tratará de instalaciones para pequeñas alturas.

Por otro lado a permitido también la restricción de algunos parámetros como la relación radio de manivela-biela (R/L) pues como se ha comentado en el Capítulo III, las referencias recomiendan un rango de 0.7 a 2.5, sin embargo, en un molino de viento donde el sistema biela-manivela está en la parte más alta de la torre, por lo tanto no tiene un apoyo completamente estable requiere de una relación R/L pequeño de modo que no produzca esfuerzos grandes que finalmente provocarían vibraciones en el sistema.

Después de un análisis de las fuerzas que se producen en el sistema biela-manivela, las observaciones de diferentes instalaciones se recomienda usar relaciones R/L en el rango 0.7 a 1.2.

3. Aunque las bombas alternativas son recomendadas para grandes alturas y pequeños caudales se ha observado que son aplicables ventajosamente en los molinos de viento, los cuales casi en la totalidad de casos son aplicados para pequeñas alturas de bombeo y caudales también pequeños.

Lo comentado en el acápite anterior también es reforzado por la bibliografía revisada y los catálogos de los fabrican-

tes.

Cabe señalar también que según la revisión bibliográfica , lo observado experimentalmente y haciendo algunas especulaciones con las ecuaciones que definen la geometría de la bomba - (carrera y diámetro) , se puede concluir que los sistemas de bombeo elico de acoplamiento directo (rotor, transmisión, bomba) tienen un límite en cuanto a tamaño y para nuestra realidad se puede estimar en aplicaciones de hasta unos 10m. de diámetro de rotor. Para requerimientos de mayor embergadura se hará necesario usar aerogeneradores y con la energía eléctrica accionar la bomba. Este mismo sistema es aplicable a pozos profundos.

4. El diseño del banco de ensayos resultó exitoso y fue instalado en el Laboratorio de Energía del ITINTEC, quien gracias a un convenio con Agroacción Alemana logró un financiamiento de la construcción y la instrumentación antes señalada en el Capítulo VI. Este banco permitirá efectuar ensayos de perfor - mance y de confiabilidad que será de gran utilidad para un conocimiento más preciso de los modelos de bombas que se desarrollen, asimismo permitirá ensayar nuevos modelos de bombas alternativas e iniciar un proyecto de bombas de "flujo inducido" que tiene previsto.

En este sentido se recomienda iniciar a la brevedad posible tanto los ensayos antes mencionados así como el desarrollo del proyecto sobre bombas de flujo inducido que permitirá llegar finalmente al diseño de sistemas más ligeros y de menor costo.

5. En cuanto a costos se puede decir que a pesar de su alto costo de inversión inicial los sistemas eólicos resultan competitivos sobre todo frente a los sistemas de motobomba a petróleo y para cantidades de agua por sobre los 20,000 m³/año (aproximadamente) frente a los sistemas de motobombas a gasolina.

Se cree que una difusión adecuada de estos sistemas en el país podrían contribuir eficazmente a la ampliación de la frontera agrícola.

6. El recurso eólico en el país aún no ha sido evaluado convenientemente y solamente existe un mapa eólico del departamento de Piura y algunas evaluaciones puntuales en Arequipa, Puno, Lima y Ayacucho. Sería muy interesante que las instituciones gubernamentales tomen conciencia de la importancia de contar con una evaluación de este recurso con fines de aprovechamiento y se efectúe al menos a lo largo del litoral y en zonas de la sierra como Cajamarca, Arequipa, Ayacucho, Puno, Huanuco, etc.

El conocimiento del potencial eólico permitirá una explotación adecuada del recurso sobre todo en el aspecto económico.

7. El sistema de seguridad analizado y descrito en el Capítulo V ha resultado interesante y actualmente ya se está aplicando a los sistemas instalados por el ITINTEC con buenos resultados

Este sistema es recomendable ya que permite un mayor aprovechamiento del recurso incluso si pasa de las velocidades límites (aprox. 10 m/s para el país), esto es debido a que por

sobre de la velocidad antes señalada con una inclinación gradual del rotor permite el aprovechamiento de un componente de la velocidad del viento, por otro lado con este sistema de seguridad se permite un retorno a su posición normal con cierta lentitud lo cual ayuda a preservar al sistema al evitar que se produzcan grandes esfuerzos debido al desbalance producido después de las ráfagas de viento.

*** **

BIBLIOGRAFIA

1. Fuchslocher, Schultz, "Bombas; funcionamiento, cálculo y - construcción". 621.64 F88
2. I.N.E. "Primer Foro Nacional de la Energía" UNI, Lima, Octubre 1965.
3. Mario Buchi "Le Pompe", Editorial Hoepli, Italia 1967.
4. Academia Hutte, "Manual del Ingeniero" 28a. Edic. Barcelona Tomo II, Editorial Gustavo Gili S.A. 1965-1971.
5. Marks, Lionel "Manual del Ingeniero Mecánico", Mexico, Editorial UIHEA. 1967.
6. ITINTEC, "Resumen del Estudio Meteorológico del Departamento de Piura" año 1982.
7. W.A.M. Jansen, Horizontal axis Fast running Windturbines for developing countries, the netherlands publications, June 1976
8. Hanchen, Richard. "Manual del Ingeniero Técnico" Bilbao, Ediciones Urmo. 1966.
9. Ramírez G.S. "Bombas Instalación y Funcionamiento", Barcelona Editorial Sites 1961.
10. Greedon RL, William R, Lobo Guerrero, "High Speed induced - flow reciprocating pumps Inst Mecchanical Engineering, London, 1972 -
11. Lobo Guerrero, Burton, "Induced Flow reciprocating pump Theory Supported by new performance data" Inst. Mechanical Engineering, London 1974.
12. Higgs, Tyler G. "Bombas en selección y aplicación", Mexico, Editorial Continental S.A. 1974.
13. Dubbel H., "Manual del Constructor de Máquinas" Tomo II Editorial Labor S.A., Barcelona 1969.
14. CG. Justus and Amir Mikhail, "Height variation of wind speed and wind distribution statistics", school of aerospace engineering, Georgia Institute of Technology, May 1976.
15. SWD. Steering Committee Wina Energy Developing Contries, the Netherlands. Agosto 1982.
16. A.G. Dorattsev, "Determining the proning and pressure factors of piston pumps". Russian Engeneering Journal, Vol. 6, Junio 1971.

17. A. Oliveros, T. Sánchez, "Aerobombas de baja solidez", - VII CONIMERA, Lima 1983.
18. Aeromotor "Catálogos con especificaciones técnicas sobre Molinos de Viento".
19. OLADE, "Primer Seminario Latinoamericano de Molinos de Viento para bombeo de Agua". Lima, 1982.
20. Ferdinand L. Singer "Resistencia de Materiales", Harper and Row Publishers inc. Mexico 1971.
21. Vilibald Kolarcik "Pulsation of piston pump capacity" Czech Heavy Industry, 1975.
22. S.E. Try "Selection of pump materials" Alless-Chalmers Manufacturing CO. Chicago, February, 1971.
23. G. Weter Fortschritte in der Konstruktion Von oszillierenden vergrager pampen. 1974.
24. ITINTEC, "Primer Seminario Nacional de Energía Eólica", Piura 1982.
25. ITINTEC, "Informe final proyecto Motores Eólicos de Baja Potencia", 1982.
26. ITINTEC, "Segundo Seminario Nacional de Energía Eólica", Tacna, 1985.
27. OLADE, Mapa eólico preliminar de sudamérica. Quito, Ecuador 1982.
28. M.S. Jovaj, "Teoría de cálculo y estructura de los motores - a combustión interna. Editorial Moscú.
29. OLADE, "Atlas eólico preliminar de América Latina y el Caribe" Volumen IV, Quito, Ecuador, 1983.
30. VITA, Windmills for less developed countries, Volunteer in technical assistance, 3706 Rhode Island Avenue, Mt. Rainier, Maryland 20822 (Banco de datos ITINTEC).
31. Vaughn Nelson, "Wind Energy Assessment for the state of Chubut Republic of Argentina, Alternative Energy Institute Box 248, WTSU, Canyon, TX 79016, January 24, 1985.