



D-9959

T
621.67
B826
C-2



BIBLIOTECA

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería Mecánica



“ DISEÑO DE UN PROTOTIPO DE BOMBA
DE FLUJO AXIAL Y SU MODELO ”

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentada por:
Eduardo Rodrigo Bravo Córdova

Guayaquil - Ecuador
1989



AGRADECIMIENTO

A mis PADRES, por el constante apoyo y estímulo que significaron para mi superación

Al ing. Marcos Tapia, Director de Tesis, por su valiosa ayuda y colaboración en la realización de esta obra

A los señores Jose Garces Vallejo y Antonio Puga, por la desinteresada y valiosa ayuda durante la consecución de este trabajo

Presentada por:

Eduardo Rodrigo Bravo Córdova

Cajayaguil - Ecuador

1982



BIBLIOTECA

DEDICATORIA

A mis PADRES

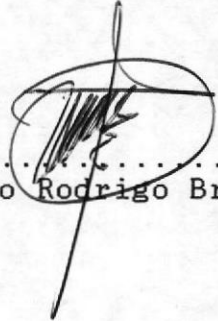
A mis hermanos

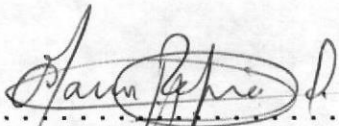
DECLARACION EXPRESA

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

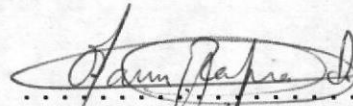
(Reglamento de exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL).

.....
Eduardo Rodrigo Bravo Cordova





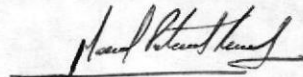
.....
ing. Marcos Tapia Q.
SUBDECANO DE LA FACULTAD
DE INGENIERIA MECANICA



.....
ing. Marcos Tapia Q.
DIRECTOR DE TESIS



.....
ing. Francisco Andrade S.
MIEMBRO DEL TRIBUNAL



.....
ing. Mario Patiño
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

RESUMEN

El gran auge de la producción de camarón en cautiverio (piscinas), ha favorecido el desarrollo de actividades afines. Una de ellas es la fabricación de bombas de flujo axial.

La fabricación nacional de bombas en su mayor parte esta basada en diseños copiados de las primeras bombas que se importaron en los inicios de la producción camaronera en gran escala.

Los fabricantes locales por lo general no poseen información técnica sobre rendimientos y capacidad como para predecir el funcionamiento de sus productos.

Esta tesis y otras que se han desarrollado en los últimos años en el país, pretende solventar en algo esta desfavorable situación. Los tres primeros capítulos dan el marco teórico, abarcando conceptos fundamentales, principios de funcionamiento y diseño de las bombas en general. En el capítulo tercero se especifica sobre las bombas de flujo axial. El capítulo cuarto recoge la

teoría de los capítulos precedentes y la aplica al cálculo y diseño de un prototipo de bomba de flujo axial.

Un factor determinante que ha frenado el desarrollo de tecnología nacional en el campo de las bombas, es la carencia de trabajo experimental, que permita probar y mejorar la tecnología aplicada a bombas. Por tal motivo en el capítulo cinco se recoge una breve teoría sobre el modelado de turbomáquinas hidráulicas (bombas) y al final del mismo se recalcula los parámetros hidráulicos y mecánicos principales.

INDICE DE ABREVIATURAS



bep	punto de diseño o de mejor eficiencia
bhp	caballos de potencia al freno
C	velocidad absoluta del flujo
C_m	componente meridional (axial) de la velocidad del flujo
C_u	componente tangencial de la velocidad del flujo
D	diámetro
D_r	diámetro del cubo
D_m	diámetro medio
D_o	diámetro exterior
e	eficiencia total o global
e_r	eficiencia hidráulica
e_m	eficiencia mecánica
e_{v_a}	eficiencia de la pala
E	Módulo de elasticidad
g	constante de la gravedad (9.81 m/s^2)
gpm	galones por minuto
H	cabezal total de la bomba
H_d	cabezal de descarga
H_e	cabezal de euler
H_i	cabezal de entrada
H_s	cabezal de succión

I	módulo de inercia
K_m	constante de capacidad
K_v	constante de velocidad
L	longitud
m	masa
n_{es}	velocidad específica
N	velocidad de rotación
p	presión
P	potencia, pitch, carga dinámica equivalente
P_{es}	pitch por segundo
Q	caudal
$Q_{l...}$	pérdidas de caudal por fugas
r_{c1}	radio del cubo
r_m	radio medio
r_{e2}	radio exterior
rpm	revoluciones por minuto
rps	revoluciones por segundo
T	torque
u	velocidad periférica
v	velocidad tangencial, relación de cubo
w	velocidad angular, velocidad relativa del flujo
w_{c1}	velocidad crítica
W	peso
W_{es}	velocidad específica adimensional
α	ángulo de ataque de la pala
β_1	ángulo de entrada de la pala
β_2	ángulo de descarga de la pala

δ peso específico
 \emptyset coeficiente de capacidad
 \forall coeficiente de cabezal

INDICE GENERAL



RESUMEN

INDICE GENERAL

LISTA DE PLANOS

INTRODUCCION

1. TOPICOS SELECTOS DE HIDRAULICA

1.1 Teorema del impulso en mecánica de fluídos

1.2 Movimiento de vórtice

1.3 Triángulos de velocidad

2. TEORIA DE BOMBAS

2.1 Definición

2.2 Características técnicas generales

2.2.1 Clasificación de las bombas

2.2.2 Principios de funcionamiento de bombas rotodinámicas

2.2.3 Características de una bomba

2.3 Criterio de selección de una bomba

2.4 Descripción de elementos que forman una bomba

2.4.1 Carcaza

2.4.1 Impulsor

2.4.3 Arbol ó flecha

2.4.4 Cojinetes

2.5 Materiales de construcción

2.5.1 Criterios generales

2.5.2 Materiales

2.5.3 Selección de materiales de construcción

√2.6 Definiciones generales

2.6.1 Presión dinámica

2.6.2 Velocidad específica

2.6.3 Altura de elevación del sistema

2.6.4 Pérdidas

2.6.5 Eficiencias

2.6.6 Cabezal neto positivo de succión (NPSH)

√3. TEORIA DE BOMBAS AXIALES

3.1 Características de funcionamiento

3.2 Pitch de entrada, pitch de salida, Pitch por segundo

3.3 Teoría de vórtice del cabezal de Euler: bomba de flujo axial

3.4 patrón de flujo de vórtice forzado: impulsor de flujo axial

3.5 Entrada de flujo al impulsor: prerrotación

3.6 Constantes de diseño del impulsor

3.7 Terminología y geometría del impulsor de flujo axial

3.8 Factores experimentales de diseño

3.9 Diagrama de Stepanoff: características de funcionamiento

3.10 Empuje axial

3.11 Carcaza

3.12 Diseño del árbol para velocidades críticas

4. DISEÑO DE UN PROTOTIPO DE BOMBA AXIAL

4.1 Introducción

4.2 Diseño hidráulico

4.2.1 Procedimiento de diseño de un impulsor de flujo axial

4.2.2 Cálculos

4.3 Diseño mecánico

4.4 Proceso de fabricación del prototipo

5. LEYES DE SEMEJANSA Y MODELOS

5.1 Similitud y estudio de modelos

5.1.1 Introducción

5.1.2 Similitud

5.1.3 Relaciones entre la velocidad angular y otras características de una bomba

5.1.4 Relación entre el coeficiente de similitud geométrica "E" y las características de dos bombas geoméricamente semejantes, teniendo la misma velocidad angular

5.1.5 Relaciones entre dos bombas geoméricamente semejantes trabajando a diferentes velocidades

5.2 Cálculo de las características del modelo

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

BIBLIOGRAFIA

LISTA DE PLANOS

- 0 Subconjunto 0
- 0.0 Bomba centrífuga vertical
- 0.1 Caja prensaestopas
- 1.0 Subconjunto 1
- 1.1 Cajera de rodamientos
- 1.2 Tapa superior
- 1.5 Tapa inferior roscada
- 1.6 Bocín de acero
- 2.0 Subconjunto 2
- 2.1 Soporte de los bocines de apoyo del árbol
- 2.2 Bocín externo de apoyo del árbol de la bomba
- 2.3 Carcaza de la bomba
- 2.4 Bocín de bronce-caucho del árbol de la bomba
- 3.0 Subconjunto 3
- 3.1 Alabes correctores del flujo
- 3.2 Hélice de bomba axial
- 3.3 Anillo partido de seguridad
- 3.4 Arbol de la bomba
- 3.5 Arandela de tope de la turbina

INTRODUCCION

EL autor de esta tesis: "Diseño de un prototipo de bomba de flujo axial y su modelo", pretende desarrollar un objetivo: diseñar un prototipo de bomba de flujo axial y al mismo tiempo sugerir un proceso de fabricación.

El proceso de diseño comprende dos partes: el diseño hidráulico, que abarca el diseño del impulsor partiendo de tres parámetros básicos: caudal, cabezal y velocidad rotativa del árbol de la bomba. En este caso no se lleva a cabo el diseño de la carcasa, pues esta se adapta a las necesidades. El diseño mecánico comprende el cálculo, selección y dimensionamiento de las partes de la bomba.

El proceso de fabricación que se sugiere es adaptado a la disponibilidad de equipo de una metalmecánica. Adicionalmente, en la selección de los materiales para determinadas piezas se sugiere la utilización de un material alternativo que brinda mejores prestaciones, pero que su uso está limitado por el hecho de poder conseguirlo en el mercado nacional o tener que importarlo expresamente.

1. TOPICOS SELECTOS DE HIDRAULICA

1.1 TEOREMA DEL IMPULSO EN MECANICA DE FLUIDOS

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

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

Multiplicando los dos miembros de la ecuación por dt e integrando tendremos:

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

y siendo m constante

$$\int F dt = m(v_2 - v_1) \quad (1.1)$$

(impulso sobre una partícula de fluido)

donde:

$\int F dt$: impulso de la fuerza F que en general variará con el tiempo en el intervalo t_2-t_1 .

mv : cantidad de movimiento de la partícula

La ecuación 1.1 es el teorema del impulso aplicado a una partícula de fluido

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

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

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

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

ECUACION DEL CABEZAL DE EULER

Una expresión para el cabezal teórico de Euler de una bomba centrífuga es obtenido aplicando el principio del momento angular a la masa del líquido que pasa a través del impulsor. Este principio establece que la razón del cambio del momentum angular de un cuerpo con respecto al eje de rotación es igual al torque de la fuerza resul-

tante sobre el cuerpo con respecto al mismo eje.

Considerando una masa de líquido llenando el espacio entre dos palas adyacentes del impulsor. (figura 1.1). En el tiempo $t=0$ su posición es $abcd$, después de un intervalo de tiempo dt su posición ha cambiado a $efgh$. se llama a la masa del líquido de un espesor infinitesimal $abef$ que sale del canal del impulsor como dm . Esto es igual a la masa del líquido entrando al canal en el mismo intervalo de tiempo dt , representado por $cdgh$. La parte del líquido $abgh$ contenido entre 2 palas del impulsor no cambia su momentum en un intervalo de tiempo dt ; así el cambio de momentum de toda la masa contenida en el canal es dado por el cambio del momentum de la masa entrando al impulsor ($cdgh$) y la masa dm saliendo del impulsor ($abcf$). Este cambio de momentum es igual a el momento de todas las fuerzas externas aplicadas al líquido contenido entre dos palas del impulsor. El momento de las fuerzas externas es denotado por T , lo anterior es expresado matemáticamente como

$$T = \frac{dm}{dt} (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad (1.1)$$

Las fuerzas externas aplicadas al líquido contenido entre las palas son: (1) la diferencia de presión en los lados de cada pala (p_r y p_b); (2) las Presiones p_a y p_c , en las caras ab y cd de la sección elemental del líquido respectivamente, las cuales son fuerzas radiales y no

tienen momento alrededor del eje de rotación; y (3) fuerzas de presión hidráulica las cuales se oponen al flujo relativo y producen torque, adicionalmente al ejercido por las palas del impulsor. Las fuerzas de fricción son despreciadas en un flujo idealizado.

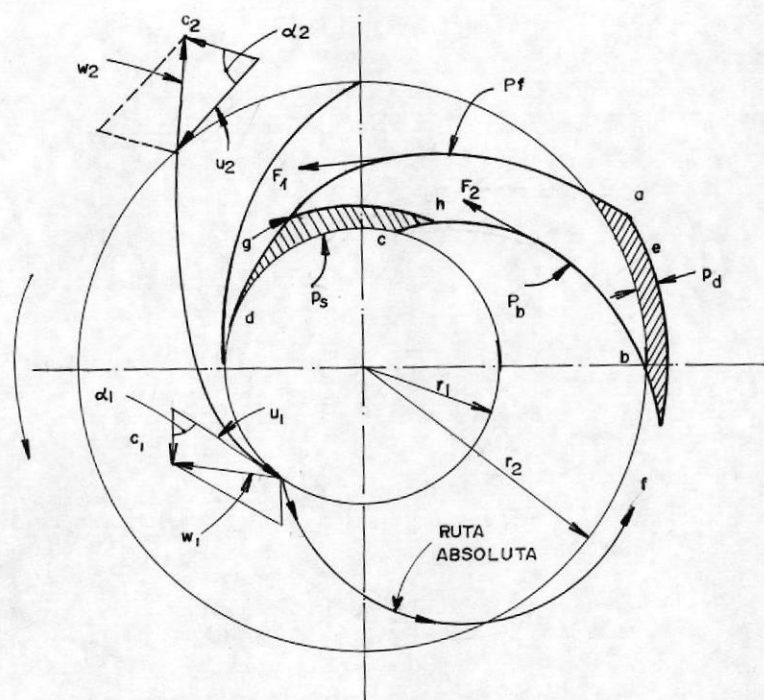


Figura 1.1: velocidades en un impulsor

El término dm/dt , cuando se extiende a todos los canales del impulsor, representa la razón constante de cambio de la masa de flujo a través del impulsor el cual es $Q\delta/g$ (δ , peso específico). Sustituyendo en la ecuación 1.1 y multiplicando ambos lados de ella por w (velocidad angular del impulsor), obtenemos

$$T_w = \frac{Q\delta}{g} w (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad (1.2)$$

El lado izquierdo de la ecuación 1.2, representa la potencia de entrada P aplicada a el líquido por las palas del impulsor. Sustituyendo $u_2 = wr_2$, $c_2 \cos \alpha_2 = c_{u2}$, $u_1 = wr_1$ y $c_1 \cos \alpha_1 = c_{u1}$

$$P = \frac{Q\delta}{g} (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \quad (1.3)$$

Asumiendo que no hay pérdida de cabezal entre el impulsor y el punto donde el cabezal total dinámico es medido

$$Q\delta H_1 = \frac{Q\delta}{g} (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \quad (1.4)$$

Eliminando $Q\delta$, obtenemos una expresión para el cabezal

$$H_1 = \frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{g} \quad (1.5)$$

Puesto que todas las pérdidas hidráulicas entre los puntos donde el cabezal total dinámico real de una bomba es medido, han sido despreciados, el cabezal H_1 es un cabezal teórico; la ecuación es conocida como la ecuación de Euler.

Si el líquido entra al impulsor sin la componente tangencial, es decir si $c_{u1} = 0$, (radialmente para una bomba de

flujo radial y axialmente para una bomba de flujo axial), la ecuación de Euler se reduce a

$$H_d = \frac{U_2 C_{u2}}{g} \quad (1.6)$$

1.2 MOVIMIENTO DE VORTICE

El movimiento del agua en una ruta circular es conocido como movimiento de vórtice. Todas las partículas de líquido describen circunferencias de el mismo radio, formando flujos en forma de cilindros. Las partículas del mismo cilindro de flujo se mueven con la misma velocidad tangencial y angular. Estas velocidades pueden variar de un cilindro a otro. *La variación en la velocidad lineal o angular determina la distribución de presión a lo largo del radio, o la forma de la superficie libre si el recipiente que contiene el líquido es abierto a la atmósfera.*

La condición de equilibrio requiere que, para cada partícula, la fuerza centrífuga deba ser balanceada por la presión o la columna estática de líquido en el mismo punto.

$$\frac{dp}{dr} = \frac{\delta}{g} \frac{v^2}{r} = \frac{\delta}{g} w^2 r \quad (1.7)$$

Donde p es la presión en el radio r , v es la velocidad tangencial, y ω es la velocidad angular.

Si la variación de la velocidad angular con el radio es conocida, la sustitución de este valor de ω en la ecuación 1.7 permitirá la integración, y se obtendrá la distribución de presión a lo largo del radio. En la tabla 1, los resultados de la integración de la ecuación 1.7 son tabulados para una distribución de velocidad dada por una ecuación:

$$\omega = Cr^m \quad (1.8) \quad \text{ó} \quad v r^n = C \quad (1.9)$$

donde

$$n = -(m + 1)$$

Diferentes valores de m dan diferentes tipos de vórtices. El vórtice libre y el vórtice forzado descritos en textos de hidráulica son casos especiales de esta serie. El primero es determinado por una condición

$$v r = C_m \quad (1.10)$$

y la distribución de presión es obtenida de

$$h + \frac{p}{\delta} + \frac{v^2}{2g} = E = \text{constante} \quad (1.11)$$

el cual es un estado en que todas las partículas poseen la misma cantidad de energía (figura 1.3, curva tres). Si tal vórtice es superimpuesto sobre un flujo axial con una velocidad uniforme, la ecuación 1.11 requerirá además que no se adicione energía a el líquido o que la energía sea adicionada a una tasa constante. Tal patrón de flujo es a veces asumido para bombas de flujo axial.

En un vórtice forzado la velocidad angular es constante

$$w = \text{constante} \quad (1.12)$$

Esto significa que el líquido se mueve como un cuerpo sólido. Después que el líquido es puesto en movimiento, despreciando las pérdidas, no se requiere mas potencia para mantener el movimiento de vórtice. La curva de distribución de presión es una parábola cuadrática; ver figura 1.3(a), curva 7.

Si un vórtice forzado es superimpuesto sobre un flujo uniforme axial en un conducto cilíndrico, una espiral axial de vórtice forzado es obtenida. Este tipo de flujo es observado en bombas de flujo axial. Se adiciona energía para mantener este flujo. Las partículas llevan diferente cantidad de energía a diferentes radios, con un máximo a la periferia.

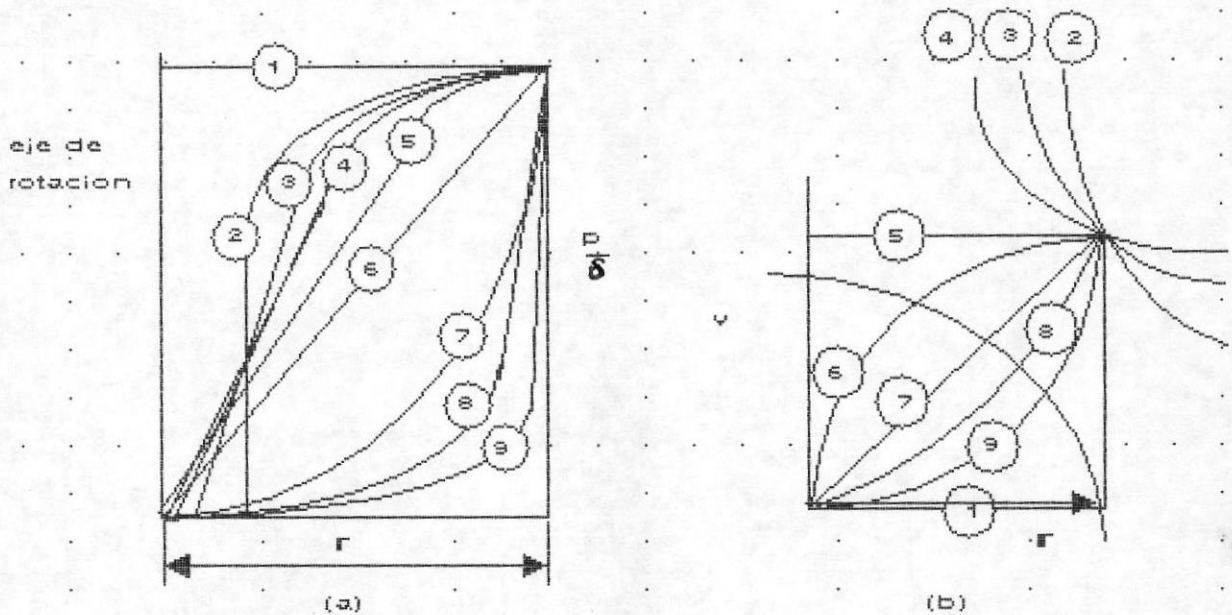


FIGURA 1.3: (a) distribución de presión del vortice
(b) distribución de velocidad del vortice

Un movimiento de espiral de vórtice libre es observada cuando el agua fluye a través de un agujero en el fondo de un recipiente. El vórtice usualmente empieza naturalmente, con algo de perturbación inicial mientras se inicia el movimiento de rotación. El agua se mueve espiralmente hacia la abertura, la fricción limita las velocidades en el eje a ciertos valores finitos.

Cuando grandes bombas verticales del tipo de propulsor (flujo axial) son operadas con una pequeña sumergencia (sección 5.2, figuras 5.2 y 5.3), espirales de vórtice libre son formados en el sumidero de succión.

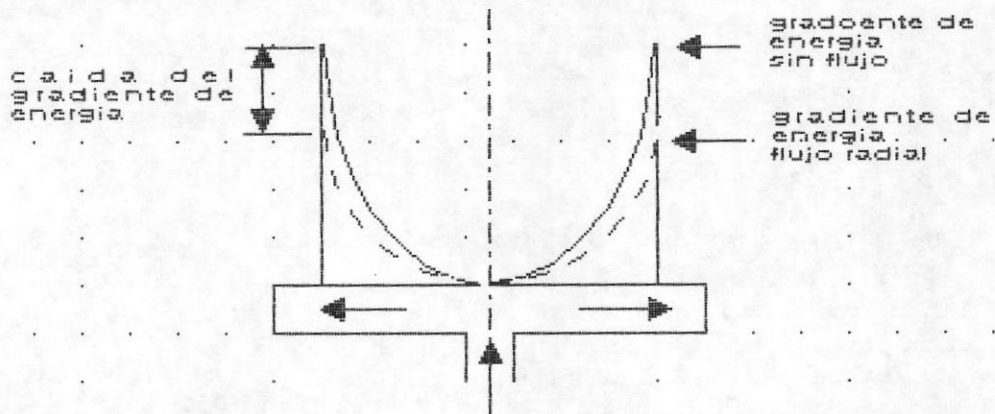


Figura 1.4: gradiente de energía, vórtice forzado

Aire es arrastrado dentro de la campana de succión de la bomba a través de los espacios formados en los ejes de estos vórtices.

1.3 TRIANGULOS DE VELOCIDAD

La mejor forma de llevar acabo gráficamente un estudio de las varias componentes de la velocidad del flujo a través de un impulsor es mediante el uso de vectores de velocidad. La forma de tales diagramas vectoriales es triangular y son llamados triángulos de velocidad. Ellos pueden ser dibujados para cualquier punto de la trayectoria de flujo a través del impulsor, pero usualmente la atención se centra sobre la entrada y descarga de las palas del impulsor, los triángulos de velocidad son llamados triángulos de entrada y descarga.

Es necerario distinguir entre velocidades absolutas y

relativas. La velocidad relativa de flujo es considerada relativa respecto al impulsor. La velocidad absoluta de flujo es considerada respecto a la carcasa de la bomba y siempre es igual a la suma vectorial de la velocidad relativa y la velocidad periférica del impulsor. Cualquier punto sobre el impulsor describirá una circunferencia alrededor del eje del árbol y tendrá una velocidad periférica.

$$u = \frac{\pi D}{12} * \text{rps} \quad \text{ó} \quad u = \frac{D * \text{rps}}{229} \quad \text{pie/s}$$

Donde D es el diámetro de la circunferencia en pulgadas.

La figura 1.5(a) muestra un triángulo de entrada, y la figura 1.5(b) un triángulo de descarga, donde

u = velocidad periférica del impulsor, pies por segundo

w = velocidad relativa del flujo, pies por segundo

c = velocidad absoluta del flujo, pies por segundo

El subíndice 1 se refiere a la entrada; el subíndice 2 a la descarga. Las componentes tangenciales de las velocidades relativas y absolutas se las señala con el subíndice u . Las componentes de la velocidad absoluta perpendiculares a la velocidad periférica son designadas como c_{m1} y c_{m2} , para los diagramas de entrada y descarga.

Esta componente es radial en un impulsor centrífugo y axial en un impulsor axial. A esta velocidad se la llamará, en general, como meridional, y tendrá el subíndice m .

A menos de que se especifique otra cosa, todas las velocidades son consideradas velocidades a una sección transversal a la dirección general del flujo en un punto determinado. Esta es una de las aproximaciones hechas para el estudio teórico y diseño práctico la cual no es verdad en la realidad.

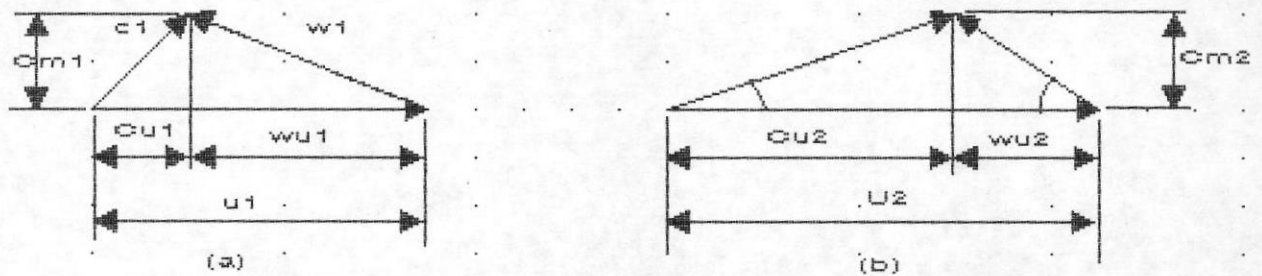


FIGURA 1.5: (a) triángulo de velocidad de entrada
 (b) triángulo de velocidad de salida

TEORIA DE BOMBAS

2.1 DEFINICION.

Una bomba es una máquina ganadora, generadora que se instala en un sistema de transporte de fluido. Esta máquina recibe energía de una fuente externa (normalmente energía mecánica) y la transforma a energía hidráulica que es asimilada por el fluido (normalmente en la forma de presión y/o velocidad). La energía ganada por el fluido sirve para vencer alturas y pérdidas hidráulicas en el sistema de conducción.

2.2 CARACTERISTICAS TECNICAS GENERALES

2.2.1 CLASIFICACION DE LAS BOMBAS

Las bombas se clasifican en:

- 1) Bombas rotodinámicas. Todas y solo las bombas que son turbomáquinas pertenecen a este grupo.

Estas son siempre rotativas. Su funcionamiento se basa en la ecuación de Euler; y su órgano transmi-



sor de energía se llama rodete.

Se llaman rotodinámicas porque su movimiento es rotativo y la dinámica de la corriente juega un papel esencial en la transmisión de la energía

- 2) Bombas de desplazamiento positivo. A este grupo pertenecen no solo las bombas alternativas, sino las rotativas llamadas rotoestáticas porque son rotativas, pero en ellas la dinámica de la corriente no juega un papel esencial en la transmisión de la energía. Su funcionamiento se basa en el principio de "desplazamiento positivo".

CLASIFICACION DE LAS BOMBAS ROTODINAMICAS.

- Según la dirección del flujo: bombas de flujo radial, de flujo axial, y de flujo radioaxial (mixto).
- Según la posición del eje: bombas de eje horizontal, de eje vertical, y de eje inclinado.
- Según la presión generada: bombas de baja presión, de media presión y de alta presión.
- según el número de flujos en la bomba: de simple aspiración o de un flujo y de doble aspiración o

de dos flujos.

- Según el número de rodetes: de una etapa o de varias etapas

2.2.2 PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO DE BOMBAS ROTODINAMICAS.

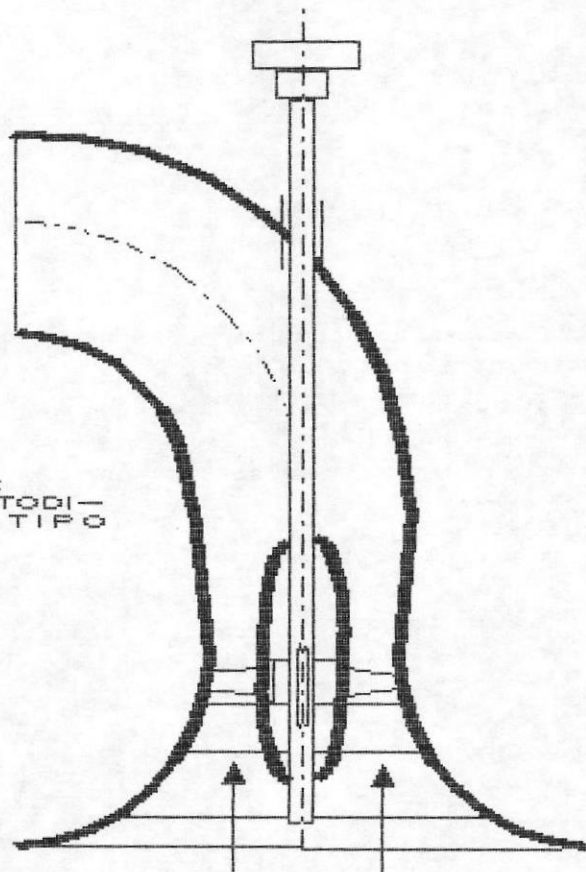
Una bomba rotodinámica es una máquina que recibe energía de una fuente externa y la transfiere al líquido del sistema en donde está instalada. Esta transferencia se realiza por la acción de las fuerzas a las que se somete el líquido dentro de la bomba, estas fuerzas son producidas por la la parte más importante de la bomba llamada impulsor o rodete.

Para transmitir las fuerzas el rodete gira, impulsado por un elemento motor que es la fuente externa de energía, (por lo general es un motor eléctrico, un motor de combustión interna o una turbina de vapor). El eje del elemento motor en unos casos es el mismo en el que está instalado el rotor, en cuya circunstancia se tiene un acople directo, en otros casos el rotor va acoplado a un eje que no es el del elemento motor, interviniendo entonces un elemento transmisor que generalmente es una polea, en esta circunstancia se habla de un acople indirecto.

BOMBA AXIAL

Las bombas de tipo axial se llaman así porque el líquido circula paralelamente al eje de la bomba, movido por una hélice colocada en el conducto. La presión de carga la genera la acción de las paletas. La carcaza de caracol que utilizan las bombas centrífugas no es necesaria. Estas bombas se usan actualmente en aplicaciones de baja carga y gran caudal, son bombas cuya velocidad específica es alta (mas de 10000).

FIGURA 2.1:
BOMBA ROTODI-
NAMICA TIPO
AXIAL



2.2.3 CARACTERISTICAS DE UNA BOMBA

CAPACIDAD.

El volumen de líquido bombeado lo llamamos capacidad y es generalmente medido en galones por minuto [gpm]. Grandes capacidades son especificadas en pies cúbicos por segundo [pie^3/s], o millones de galones por día [gal/día]. A continuación se dan factores de conversión

$$\begin{aligned} 1 \text{ pie}^3/\text{s} &= 448.8 \text{ gpm} \\ 1'000.000 \text{ gal/día} &= 694.4 \text{ gpm} \end{aligned}$$

La altura que el líquido es levantado por la bomba centrífuga es llamada cabezal y es medida en unidades lineales (pies, metros, etc). Esta no depende de la naturaleza del líquido (su peso específico), en tanto que la viscosidad del líquido no sea mayor que la del agua. La performance de las bombas centrífugas bombeando agua es usada como norma de comparación debido a que prácticamente todas las pruebas comerciales de bombas son hechas con agua. Cuando una bomba no es usada para un levantamiento neto del líquido sino para generación de presión el cabezal puede además ser expresado en pies de líquido o libras, por pulgada cuadrada (lb/pul^2). La determinación del cabezal total depende del método de medición de las presiones en la aproximación y mas allá de la bomba, y varía según el tipo de bomba.

CABEZAL TOTAL DINAMICO.

Para una bomba horizontal el cabezal total dinámico es definido como.

$$H = H_d - H_m + \frac{v_d^2}{2g} - \frac{v_m^2}{2g} \quad (2.1)$$

H_d , es el cabezal de descarga medido en la garganta de descarga y respecto a la línea central del eje de la bomba, y es expresado en pies; H_m es el cabezal de succión en pies medido en la garganta de succión respecto al mismo nivel de referencia. Si el cabezal de succión es negativo, el término H_m en la ecuación 2.1 se torna positivo.

Los últimos dos terminos en la ecuación 2.1 representan la diferencia en la energía cinética o cabezal de velocidad en las gargantas de succión y descarga.

Para una bomba vertical con el elemento de bombeo (impulsor) sumergido (figura 2.3), el cabezal total dinámico es dado por

$$H = H_d + H_m + \frac{v_d^2}{2g} \quad (2.2)$$

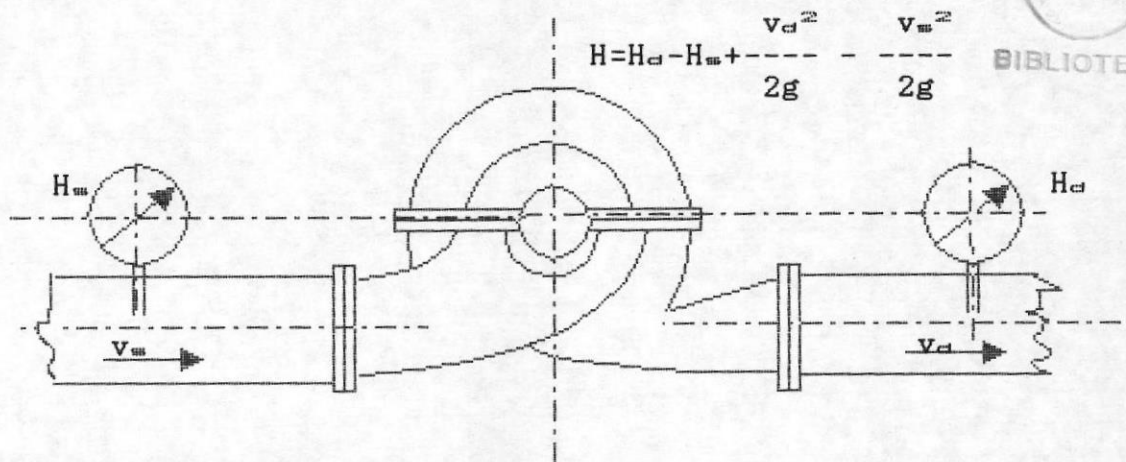


Figura 2.2: cabezal total dinámico de bombas horizontales

donde H_m es la distancia desde el nivel del líquido en la succión a la línea de centro del codo de descarga y H_d en el cabezal de descarga en pies referido a el centro del codo de descarga. El último término en la ecuación 2.2 representa el cabezal de velocidad en la descarga. En este caso las pérdidas en la campana de succión y la columna de descarga, hasta el punto donde el cabezal de descarga es medido, constituye carga para la bomba.

EFICIENCIA.

El grado de perfección tanto mecánica como hidráulica de una bomba es juzgada por su eficiencia. Esta es definida como la razón de la energía de salida de la bomba a la energía de entrada aplicada a el árbol de la bomba. Lo último es lo mismo que la salida del motor y es llamado caballos de potencia al freno (bhp por sus siglas en

inglés, *brake horse power*).

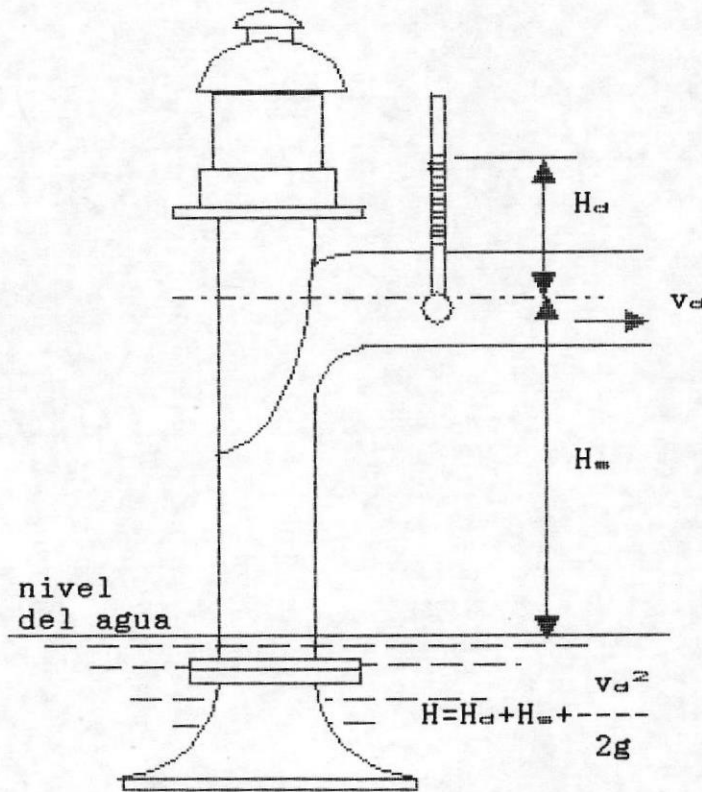


Figura 2.3: cabezal total dinámico de bombas verticales

$$\begin{aligned} \text{Eficiencia } e &= \frac{\text{Salida de la bomba}}{\text{bhp}} \\ &= \frac{Q\delta H}{550 * \text{bhp}} \end{aligned} \quad (2.3)$$

Donde Q es la capacidad en pies cúbicos por segundo, δ es el peso específico del líquido (para agua fría=62.4 lb/pie³), y $Q\delta$ es el peso del líquido bombeado por segundo. Si la capacidad es medida en galones por



minuto, la ecuación 2.3 para el agua se torna

$$e = \frac{\text{gpm} * 8.33 * H}{60 * 550 * \text{bhp}} = \frac{\text{gpm} * H}{3960 * \text{bhp}} \quad (2.4)$$

En la ecuación 2.4 (gpm * H) / 3960 es la salida de la bomba expresada en caballos de potencia y se las denomina caballo de potencia de agua (WHP, por sus siglas en inglés *Water horse power*). Si se usa otro líquido que no sea el agua fría, los caballos de potencia de agua deberían ser multiplicados por el peso específico del líquido para obtener la potencia de salida.

La eficiencia global de las bombas es definida por las ecuaciones 2.3 y 2.4. Esta es usada por ingenieros para la comparación de la performance de bombas centrífugas. Además de estos existen varias eficiencias parciales usadas por diseñadores y expertos; estas describen solo una faceta de la bomba: Hidráulica, mecánica, volumétrica, y no son de interés para los usuarios de bombas, pero son importantes en el estudio del rendimiento de las bombas.

CURVAS DE PERFORMANCE.

La variación del cabezal con la capacidad, a velocidad constante, es una característica de la bomba (figuras

2.4/2.5/2.6). Las características completas incluyen además las curvas de eficiencia y potencia al freno. El cabezal y la capacidad de una bomba varían con la velocidad de tal forma que las curvas de performance conservan sus rasgos característicos. La variación de cabezal, capacidad y potencia al freno con la velocidad siguen reglas definidas conocidas como *leyes de afinidad*.

Estas originalmente fueron encontradas experimentalmente pero tienen una rigurosa base teórica. Cuando se aplica a cada punto sobre la curva cabezal-capacidad. Estas leyes establecen que: cuando la velocidad es variada, la

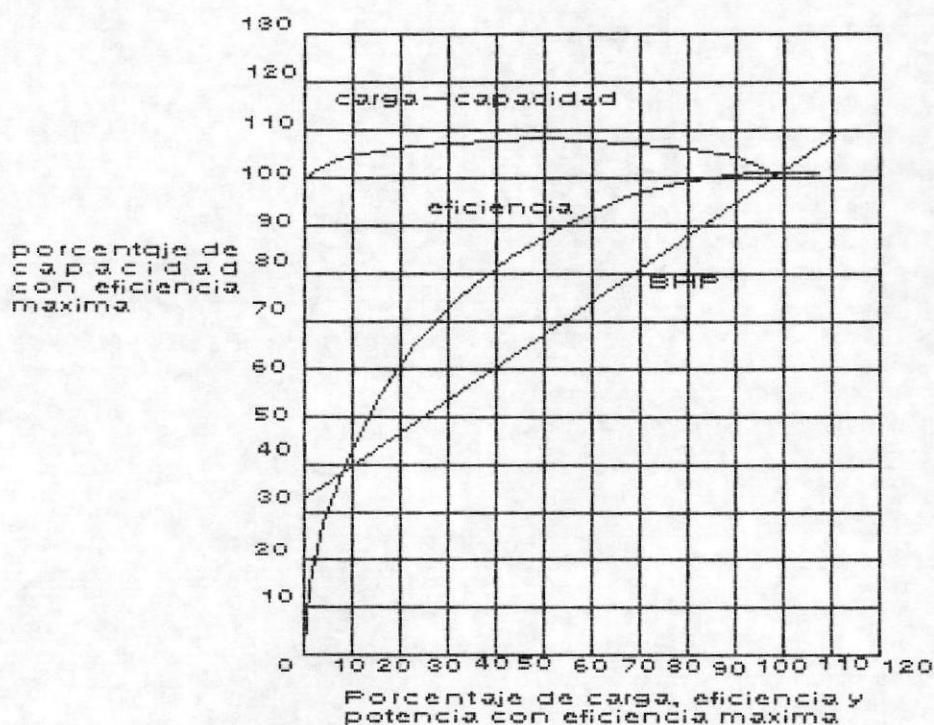


Fig. 2.4: características tipo para impulsor de admisión sencilla y $N=600$

capacidad varía directamente con la velocidad, el cabezal varía directamente con el cuadrado de la velocidad, y la potencia al freno varía directamente con el cubo de la velocidad.

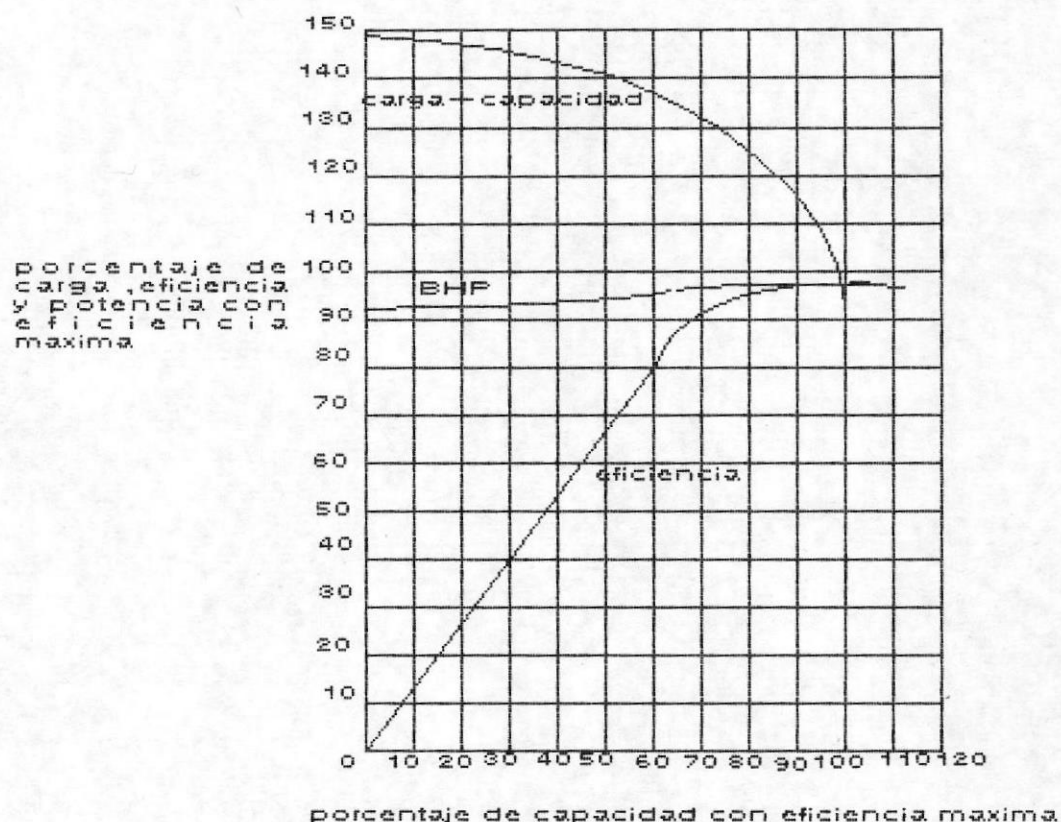


Figura 2.5: características tipo para impulsor de admisión sencilla y $N_s=4000$

El cubo de la velocidad es basado en el supuesto de que la eficiencia permanece constante con la velocidad para cada punto. Las leyes de afinidad son expresadas mediante las siguientes ecuaciones.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad \frac{H_1}{H_2} = \frac{N_1^2}{N_2^2} \quad \frac{(bhp)_1}{(bhp)_2} = \frac{N_1^3}{N_2^3} \quad (2.5)$$

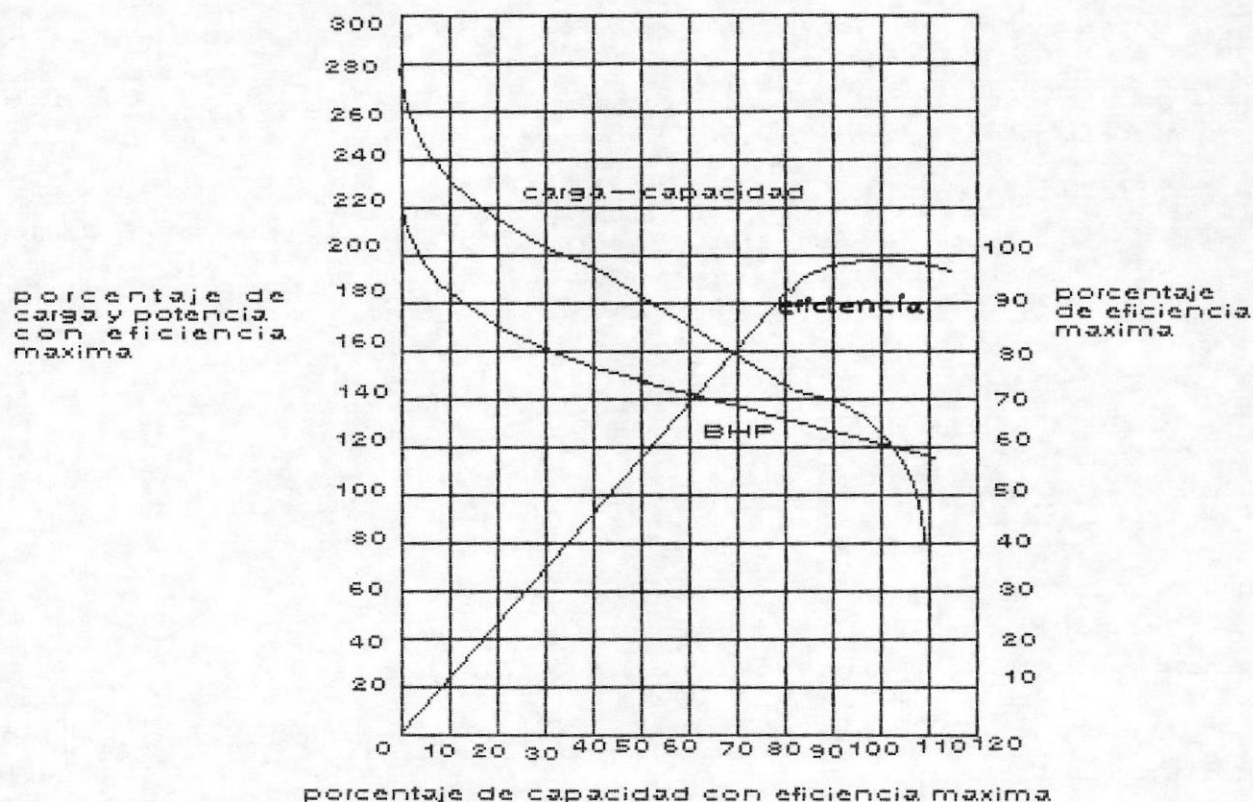


Fig. 2.6: características tipo para impulsor de admisión sencilla y $N_m=10000$

La figura 2.7 muestra tres curvas de cabezal capacidad a las velocidades n_1 , n_2 y n_3 . Los puntos conectados por las leyes de afinidad son llamados puntos de correspondencia y están conectados por líneas curvas las cuales son parábolas cuadráticas. Estos puntos tienen la misma eficiencia y son de la misma velocidad específica.

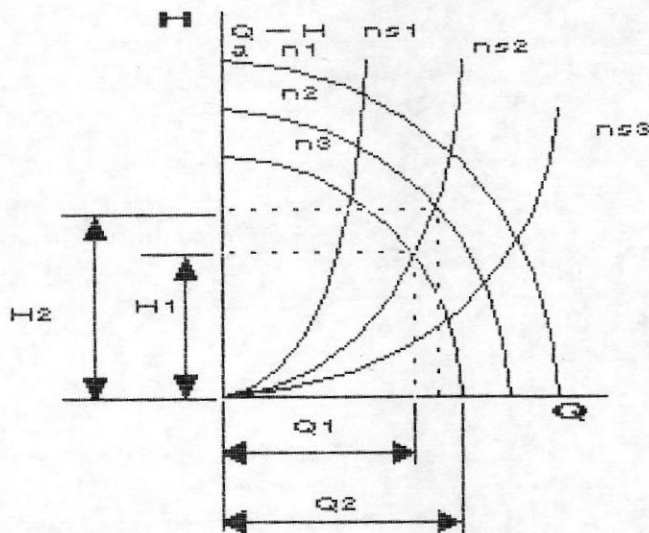


Figura 2.7: variaciones de cabezal y capacidad con la velocidad.

2.3 CRITERIO GENERAL DE SELECCION DE UNA BOMBA

La determinación del tipo de bomba a usar proviene de un análisis del caudal respecto a la altura, para lo cual nos servimos de la figura 8.

Como se puede observar para grandes caudales y bajas alturas, como son los requerimientos de bombas para piscinas camaroneras se debe escoger una bomba de flujo axial tipo hélice o una bomba de flujo mixto. Los parámetros de caudal y altura más el número de revoluciones intervienen en el dimensionamiento de la bomba como se verá mas adelante en el capítulo 4, referente al diseño.

Para mover un mismo caudal las bombas de flujo mixto

necesitan el doble de potencia que las bombas axiales, según catálogos proporcionados por fabricantes de bombas. Además las bombas de flujo axial presenta mayores facilidades de construcción que las de flujo mixto. Estos dos aspectos influyen directamente en los costos de instalación y operación del equipo.



Figura 2.8: carta de selección de bombas

2.4 DESCRIPCIÓN DE ELEMENTOS QUE FORMAN UNA BOMBA

2.4.1 CARCAZA

El impulsor de una bomba centrífuga descarga líquido a una

velocidad alta. Una función de la carcasa de la bomba es reducir esta velocidad y convertir la energía cinética en energía de presión, ya sea por medio de una voluta o de un conjunto de paletas o álabes difusores.

Una bomba axial y otra centrífuga, del tipo difusor se ilustran en la figura 2.9(a) y 2.9(b). El desarrollo del difusor mejoró apreciablemente la eficiencia de las formas imperfectas de las carcasas de voluta características de los principios de la construcción de bombas centrífugas. Las mejoras posteriores del diseño hidráulico de los impulsores y carcasas de voluta hicieron que el difusor tubiera poco o ningún valor para aumentar la eficiencia de la bomba.

Actualmente, exepcto para ciertos diseños de bombas de varios pasos de alta presión, la pincipal aplicación de bombas de álabes difusores es en las de turbina vertical y en las de poca altura de elevación de una etapa de hélice (implelente).

En las bombas axiales la carcasa es un tubo que no presenta mayores cambios en su geometría, además de la forma acodada del ducto que se hace necesario para dar salida al eje y eventualmente tener un ensanchamiento gradual justo a la salida del impulsor con divergencia de 15° a 20° , que sirve para completar la conversión de energía cinética en potencial.

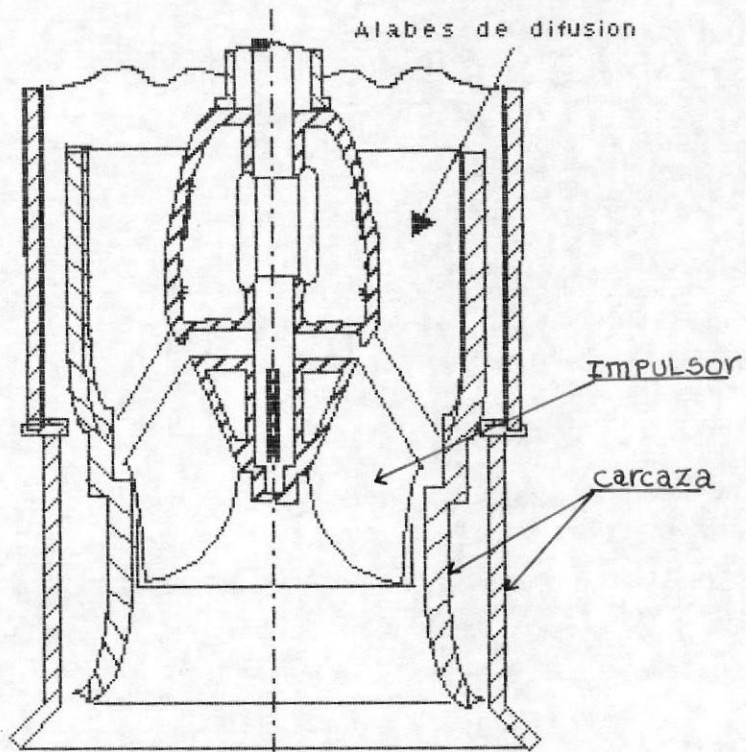


FIGURA 2.9a: BOMBA VERTICAL DE PROPULSOR CON ALABES DE DIFUSION

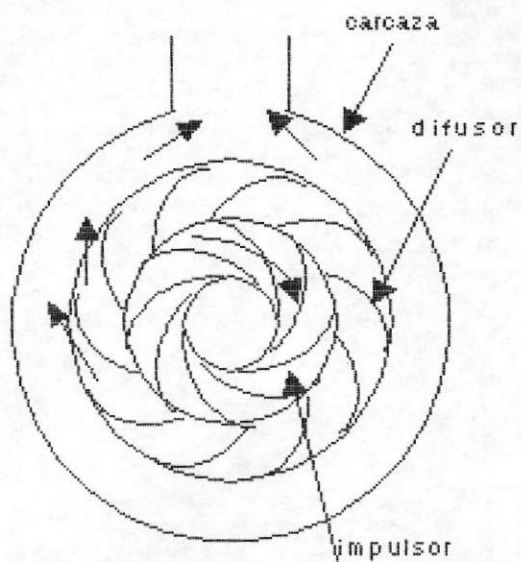


FIGURA 2.9b: BOMBA CENTRIFUGA DIFUSORA

2.4.2 IMPULSOR

El impulsor es el corazón de la bomba centrífuga. Hace girar la masa de líquido con la velocidad periférica de las extremidades de los álabes, determinando así la altura de elevación producida o la presión de trabajo de la bomba.

El impulsor de una bomba de flujo axial tiene la forma de hélice (figura 2.10), debido a lo cual a estas bombas se las llama también de hélice. Debido a que en estos impulsores la acción centrífuga es nula, la carga de presión se debe lograr a expensas del cambio de magnitud de la velocidad relativa, con resultados desacelerativos en estas, a fin de producir un efecto de difusión a lo largo del ducto de los álabes. El número de álabes del impulsor dependiendo de la aplicación que se quiera dar a la bomba varía, teniendo en cuenta que para incrementar la carga o presión de descarga el número de álabes debe ser mayor (5 ó 6), pero al mismo tiempo se incrementan las pérdidas por fricción.

Sin embargo si se quiere mover grandes caudales, que es donde encuentra verdadera aplicación este tipo de bombas, se debe reducir el número de álabes a 3 ó 4, siempre que el requerimiento de presión de descarga sea pequeño.

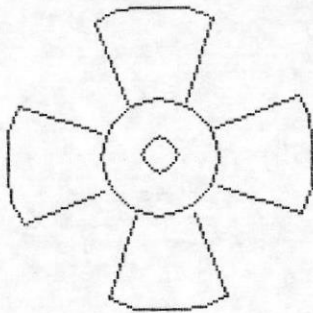


Figura 2.10: impulsor de flujo axial

2.4.3 ARBOL O FLECHA

La función básica de la flecha de una bomba centrífuga es transmitir los momentos de flexión o torques que se presentan al arrancar y durante la operación, mientras está soportando el impulsor y las otras partes giratorias. Debe ejecutar este trabajo con una desviación menor que el espacio libre mínimo que hay entre las partes giratorias y las estacionarias. Las cargas que intervienen son: (1) los torques, (2) el peso de las partes, y (3) las fuerzas hidráulicas, tanto radiales como axiales. Al diseñar una flecha, la desviación máxima permisible, la distancia entre apoyos o de extremo volante y la localización de las cargas, deben todas considerarse, al igual que la velocidad crítica del diseño resultante.

Las flechas generalmente están diseñadas para resistir el esfuerzo que se aplica al arrancar súbitamente una bomba; por ejemplo, cuando el motor está conectado directamente

en la línea. Si la bomba maneja líquidos calientes, la flecha esta diseñada para resistir el esfuerzo aplicado cuando la unidad se arranca fría sin un calentamiento preliminar.

El eje en las bombas axiales es una sola pieza a lo largo de la bomba, de sección variable de acuerdo a los requerimientos de los distintos elementos que van acoplados a él.

2.4.4 COJINETES

La función de los cojinetes en las bombas centrífugas es mantener la flecha o rotor en correcto alineamiento con las partes estacionarias bajo la acción de cargas radiales y transversales. Aquéllos que le dan la colocación radial al rotor se conocen como *cojinetes de alineación*, mientras que aquéllos que sitúan el rotor axialmente se llaman *cojinetes de empuje*. En la mayoría de las aplicaciones los cojinetes de empuje en realidad sirven como cojinetes de empuje y de alineación. Puesto que las cargas más importantes que se presentan en la bomba de flujo axial son en sentido axial, son los rodamientos de rodillos cónicos, ocasionalmente también los rodamientos rígidos de bolas y los rodamientos axiales de bolas los que se utilizan.

2.5 MATERIALES DE CONSTRUCCION

2.5.1 CRITERIOS GENERALES

Los requisitos esenciales para que una instalación de bombas sea exitosa son: un correcto comportamiento y que tenga larga vida. Al hablar de comportamiento nos referimos a las características de la bomba: carga, capacidad y eficiencia. La vida es el número de horas totales de operación antes de que uno o más componentes de la bomba deba ser reemplazado para mantener un comportamiento aceptable. El comportamiento inicial es responsabilidad del fabricante de la bomba y es inherente al diseño hidráulico hasta cierto punto. La vida es básicamente una medida de la resistencia de los materiales de construcción a la corrosión, a la erosión, o a una combinación de ambas bajo las condiciones reales de operación.

La selección del material más económico para un servicio particular, sin embargo, requiere un conocimiento no solo del diseño y manufactura de la bomba, sino también de las propiedades contra la erosión y la corrosión del material bajo consideración cuando se encuentra sujeto a las velocidades reales que se encuentra en la bomba. Existen muy pocos datos de corrosión por el efecto de las velocidades encontradas en las bombas para líquidos que

no sean agua de mar.

Los factores que favorecen una larga vida de la bomba son:

- Líquido neutros a bajas temperaturas.
- Ausencia de partículas abrasivas.
- Operación continua a, o cerca de la capacidad máxima de eficiencia de la bomba.

Cualquier instalación de bombeo que satisfaga estos criterios tendrán una larga vida de comportamiento óptimo. Para hablar de valores de vida éstos tienen relación directa con el uso de la bomba así, en una instalación de agua potable se esperarán valores de alrededor 50 años o mas, por otro lado una bomba de tipo químico manejando un líquido corrosivo en caliente con partículas abrasivas en suspensión tendrá una vida de comportamiento que podría contarse en meses a pesar del hecho que para la construcción se hayan seleccionado los materiales más resistentes disponibles.

La mayoría de las aplicaciones de bombeo quedan en algún punto entre estos dos extremos.

Aparte de la corrosión directa o abrasión por las partículas abrasivas en el fluido, el único factor que reduce la vida de comportamiento es la operación a flujos

diferentes de la eficiencia máxima o capacidad nominal de la bomba. Los ángulos de los álabes del impulsor están diseñados para coincidir con el ángulo del flujo a la capacidad de diseño. A flujos diferentes de la capacidad nominal, el ángulo del fluido no coincide con el ángulo del álabe, originando una separación que aumenta en intensidad, a medida que el punto de operación se aleja de la capacidad máxima de eficiencia. La destrucción de los álabes del impulsor es particularmente severa a la entrada del impulsor, ya que éste es el punto de menor presión en la bomba.

2.5.2 MATERIALES

Tradicionalmente los materiales para bombas de uso general se eligen de acuerdo con el valor del pH del fluido a manipular. Según esto las recomendaciones básicas son:

pH

0 - 4	acero inoxidable
4 - 6	totalmente de bronce
6 - 9	Fundición de hierro ó acero moldeado
9 - 14	totalmente de hierro

Los materiales normalizados para bombas centrífugas son: la fundición de hierro para carcazas y rodetes, el acero de alta resistencia a la tracción para los ejes, y el acero o el bronce para las piezas recambiables sometidas a desgaste. Estas especificaciones son de amplia acepta-

ción para bomba de baja y media presión que deban manipular fluidos dentro del intervalo de pH de 6 a 9, es decir sustancialmente neutros.

Si se trata de fluidos mas ácidos, las mismas bombas se construyen de dos materiales, para ampliar el alcance de sus aplicaciones. Entre los materiales estandar o de uso más frecuentes citaremos el acero inoxidable, el bronce, el metal para cañones o una combinación de los dos últimos.

La construcción a base de plásticos sigue en desarrollo, con interés creciente hacia el poliester reforzado con fibra de vidrio para grandes piezas como los impulsores, siendo las resinas preferidas las epoxy.

En la elección de determinado material los factores básicos que intervienen son: el costo, la facilidad de fabricación, las condiciones de resistencia a la corrosión y al desgaste.

IMPULSORES

En la selección de materiales para el impulsor, se deben considerar los siguientes criterios:

1. Resistencia a la corrosión
2. Resistencia al desgaste por abrasión

3. Resistencia a la cavitación
4. Propiedades de fundición y maquinabilidad
5. Costo

Para la mayoría de los servicios de agua y no corrosivos, el bronce satisface estos criterios en base a una evaluación. Como resultado, el bronce es el material para impulsores más ampliamente usado.

Sin embargo, los impulsores de bronce no deben usarse para bombear a temperaturas mayores de 250°F. Esta es una limitación impuesta principalmente por la velocidad de expansión diferencial entre el impulsor de bronce y el eje de acero. Arriba de 250°F la velocidad de expansión diferencial originará un claro inaceptable entre el impulsor y el eje. El resultado sería un impulsor suelto sobre el eje.

Los impulsores de fundición de hierro se usan hasta cierto límite en las bombas pequeñas de bajo costo. Como la fundición de hierro es inferior al bronce en cuanto a resistencia a la corrosión, a la erosión y a la cavitación, la única justificación para el uso de un impulsor de hierro fundido sería el bajo costo inicial, en base a una evaluación.

Los impulsores de acero inoxidable de la serie 400 se usan ampliamente en donde el bronce no satisfaría los

requisitos de resistencia a la corrosión, a la erosión o a la cavitación. Los aceros inoxidable de la serie 400 no se usan para el agua de mar, ya que las picaduras limitarían su vida útil. Estos aceros deben usarse en donde las temperaturas de bombeo exceden los 250°F, ya que así se elimina el problema de la expansión diferencial entre impulsor y eje.

Los aceros inoxidable austeníticos de la serie 300 son el siguiente escalón en la escala de resistencia a la corrosión y a la cavitación. Aquí, el costo inicial es un factor que se debe evaluar contra el aumento de vida útil.

CARCAZAS

Los siguientes criterios deben considerarse en la selección de materiales para las carcazas de las bombas:

1. Resistencia mecánica
2. Resistencia de la corrosión
3. Resistencia al desgaste por abrasión
4. Propiedades de fundición y maquinado
5. Costo

Para la mayoría de las aplicaciones de bombeo la fundición de hierro es el material preferido para carcazas de bombas, cuando se hace una evaluación contra el costo inicial. Para las bombas de un solo paso, la fundición

de hierro tiene generalmente la resistencia suficiente para las presiones desarrolladas. Para los productos corrosivos y volátiles del petróleo puede ser necesario especificar fundición de acero o fundiciones de acero inoxidable de las series 400 a 300.

Las carcazas de fundición de hierro para las bombas de varios pasos están limitadas a aproximadamente 1000 psi de presión de descarga y 350°F.

En cualquier evaluación de fundiciones de hierro contra fundiciones de acero se debe considerar la probabilidad de la erosión en la carcaza durante la operación. La erosión puede ocurrir tanto por las partículas abrasivas en el fluido como por el estirado de alambre entre las bridas de una bomba de carcaza partida. Aunque el costo inicial de una carcaza de acero es mayor que una de fundición de hierro, la de acero se puede con frecuencia salvar soldando las partes erosionadas y después remaquinando. El salvamento de una carcaza de fundición de hierro por soldadura no es práctico. Normalmente hay que reponer la carcaza.

Los hierros dúctiles son materiales útiles en las carcazas, para rangos de temperatura entre la fundición de hierro y los aceros. Mientras que el módulo de elasticidad para los hierros dúctiles es esencialmente el mismo

que para la fundición de hierro, la resistencia a la tensión se duplica aproximadamente. En cualquier evaluación entre los hierros dúctiles y los aceros dentro del rango de presiones y temperaturas intermedias, debe recordarse que las carcazas de hierro dúctil no se pueden reparar por soldadura, de un modo efectivo, en el campo.

EJES

En la selección de materiales para una bomba que posea un eje considerable grande se debe tener en cuenta los siguientes criterios:

1. Límite de resistencia a los esfuerzos repetidos
2. Resistencia a la corrosión
3. Sensibilidad a la indentación

El límite de resistencia a los esfuerzos repetidos es el esfuerzo abajo del cual el eje resistirá un número infinito de esfuerzos reversibles sin fallar. Puesto que por cada revolución del eje ocurre un esfuerzo reversible, esto significa que, por lo menos idealmente, el eje nunca fallará si el esfuerzo flexionante máximo real en el eje es menor que en el límite de resistencia a los esfuerzos repetidos del material del árbol.

En la práctica, sin embargo, el límite de resistencia a los esfuerzos repetidos se reduce sustancialmente debido

a la mayor sensibilidad a la corrosión y a la concentración de esfuerzos originados en las roscas, cuñeros y escalones sobre el eje. En la evaluación para la selección del material para el eje, se debe considerar la resistencia a la corrosión del material en el fluido en el que se bombea, así como la sensibilidad a la indentación.

2.5.3 SELECCION DE LOS MATERIALES DE CONSTRUCCION

La selección de los materiales para las bombas es un compromiso entre el costo de manufactura y los costos anticipados de mantenimiento. Muchas instalaciones de bombas arrancan con un bajo factor de servicio y a lo largo de la experiencia en operación se van mejorando los materiales, hasta que se logra un programa aceptable y programado de reemplazo. Debe anticiparse que para los servicios más corrosivos, serán necesarios modificaciones y reemplazos de las partes mojadas, durante la vida de la bomba.

Cuando el líquido que se bombea es también un electrolito se debe poner particular atención sobre la evaluación de la probabilidad de un nivel inaceptable de corrosión galvánica. Los electrolitos más comúnmente encontrados en las aplicaciones de bombas son el agua de mar, las salmueras y aguas de las mismas.



2.6 DEFINICIONES GENERALES

2.6.1 PRESION DINAMICA

El concepto de presión dinámica se lo puede entender mas claramente si lo comparamos con el de presión estática. Las presiones estáticas se refieren al líquido en reposo, mientras que las dinámicas a líquidos en movimiento. Las presiones dinámicas pueden ser menores, iguales o mayores que la presión hidrostática, la cual va ligada a la columna de agua del punto al que se refiere. Una presión dinámica tiene dirección de aplicación mientras que la estática se transmite en todas direcciones.

2.6.2 VELOCIDAD ESPECIFICA (n_m)

Un análisis del funcionamiento de una bomba centrífuga proyectada sería difícil sin el progreso logrado en la ciencia de la hidrodinámica en los cuatro siglos de su existencia. Este progreso se puede acreditar directamente a la aplicación casi universal del estudio de modelos, que previene la necesidad de experimentar en construcciones de tamaño real comercial que son muy caras y poco convenientes para lograr la información necesaria. Sir Isaac Newton estableció la teoría de la similaridad dinámica, en 1687, introduciendo así el respaldo matemático a las investigaciones con modelos.

La aplicación de los principios newtonianos de la similitud dinámica ha dado origen desde entonces al amplio uso de modelos de maquinaria hidráulica, así como en otros campos de la ciencia, y a un conocimiento extenso del funcionamiento relativos de modelos y prototipos.

Una de las ventajas de las relaciones de modelos y prototipos es el haber permitido a los ingenieros predecir el funcionamiento de bombas centrífugas sobre la base del comportamiento de otras máquinas, de menor o mayor tamaño, operando en una amplia variación de condiciones de diseño, pero modeladas y similares unas a otras.

El principio de similaridad dinámica expresa el hecho de que dos bombas geoméricamente similares una a otra tendrán características de funcionamiento similares. Con objeto de contar con alguna base de comparación entre varios tipos de máquinas centrífugas, se hizo necesario plantear un concepto que eslabonara los tres factores principales de estas características de funcionamiento y capacidad, carga y velocidad rotatoria en un solo término, "velocidad específica" es ese concepto. En su forma básica, la velocidad específica es un número índice sin dimensiones que es *numéricamente* igual a la velocidad giratoria a la que un modelo exacto teórico de una máquina centrífuga tendría que operar con objeto de descargar una unidad de capacidad contra una unidad de

carga total. Se expresa matemáticamente como:

$$N_m = \frac{n(Q)^{3/4}}{(gH)^{3/4}} \quad (2.6)$$

en la que:

N_m = velocidad específica
 n = velocidad giratoria
 Q = capacidad
 H = carga (por paso para bombas de varios pasos)
 g = constante gravitacional

Con objeto de que esta relación permanezca sin dimensiones, cuando se usan unidades inglesas, la velocidad giratoria deberá expresarse en revoluciones por segundo la capacidad en pies cúbicos por segundo y la carga en libras pie por libra o pie. Sin embargo, puesto que la velocidad específica se usa sólo como un índice o número tipo, se permiten ciertas libertades al seleccionar unidades usadas. Así la constante gravitacional, g , se eliminará de la relación, quedando:

$$N_m = \frac{n(Q)^{3/4}}{H^{3/4}} \quad (2.7)$$

La velocidad rotativa se expresa en revoluciones por minuto. Durante cierto tiempo, se usaron en los Estados Unidos dos unidades de capacidad para determinar la

velocidad específica, los galones por minuto han sido aceptados como norma por el Instituto de Hidráulica y son ahora la base aprobada (3.785 lt/min en cgs). La unidad de carga es un pie (0.305 m).

La fórmula para la velocidad específica de una bomba permanece sin cambios, ya sea que se use impulsor de admisión doble o sencilla. Es costumbre, por lo tanto, cuando se anota un valor definitivo de velocidad específica, mencionar que tipo de impulsor se tiene en mente.

VELOCIDAD ESPECIFICA DE OPERACION

La presentación acostumbrada de las características de funcionamiento de una bomba centrífuga consiste en trazar su carga o altura de elevación, consumo de energía y eficiencia como ordenadas contra la capacidad de la bomba como abscisa a una velocidad rotativa constante. Puesto que la velocidad de la bomba, capacidad y carga, todas entran en el concepto de velocidad específica para cualquier condición de operación dada, es también posible calcular la velocidad específica para cualquier condición dada de carga y capacidad y trazar esta velocidad específica de operación contra la capacidad de la bomba.

VELOCIDAD ESPECIFICA TIPO

La velocidad específica tipo, por defición, es aquella

velocidad específica de operación que da la eficiencia máxima para una bomba en particular, y es el número que idéntica el tipo de bomba. Se debe notar que este número índice es independiente de la velocidad rotativa a la que la bomba opera, puesto que cualquier cambio de velocidad lleva consigo un cambio de capacidad en proporción directa y un cambio de carga que varía como el cuadrado de la velocidad.

La variación normal de velocidades específicas que se encuentran en diseños de impulsores de admisión sencilla es de 500 a 15000. Básicamente, mientras menor es la velocidad específica, es mas alta la carga por etapa que se puede desarrollar con la bomba.

Normalmente, las condiciones de servicio para las que se vende una bomba están relativamente cercanas al punto de eficiencia máxima, y la velocidad específica determinada de las condiciones de servicio será una indicación aproximada del tipo de bomba.

IMPORTANCIA DE LA VELOCIDAD ESPECIFICA TIPO

Una de las aplicaciones mas importantes del concepto de velocidad específica es el hecho de que todos los tamaños de bombas pueden catalogarse en un índice según la velocidad rotativa de sus modelos de unidad de capacidad

y unidad de carga. Así, el concepto de velocidad específica puede usarse de tal manera que para diseños homólogos, el funcionamiento de cualquier impulsor de la serie se puede predecir con el conocimiento del funcionamiento de cualquier otro impulsor de la serie. Debido a que las características físicas y el contorno general de los perfiles de impulsores están íntimamente conectados a sus respectivas velocidades específicas tipo, el valor de esta última describirá inmediatamente la forma aproximada del impulsor en cuestión. Como una ilustración de esta aseveración, la figura 2.11 representa unos cuantos contornos típicos de impulsores unidos a sus velocidades específicas tipo.

La figura 2.11 también indica las variaciones máximas de eficiencias que se pueden obtener de los impulsores de bomba de diferentes velocidades específicas tipo. Los impulsores de baja velocidad específica tipo tienen una eficiencia máxima mas baja que los impulsores de velocidad específica tipo mediana, porque los primeros tienen considerablemente mas área de disco para un conjunto dado de condiciones de operación y, por lo tanto, una pérdida mayor en caballos de fuerza de disco. Las velocidades específicas tipo mas alta también tiene una eficiencia máxima mas baja que las velocidades específicas tipo medianas porque, aunque todavía tienen áreas mas reducidas y, por lo tanto, pérdidas aún mas bajas de caballos

de fuerza de disco, presentan malas condiciones de flujo desde la entrada a la descarga.

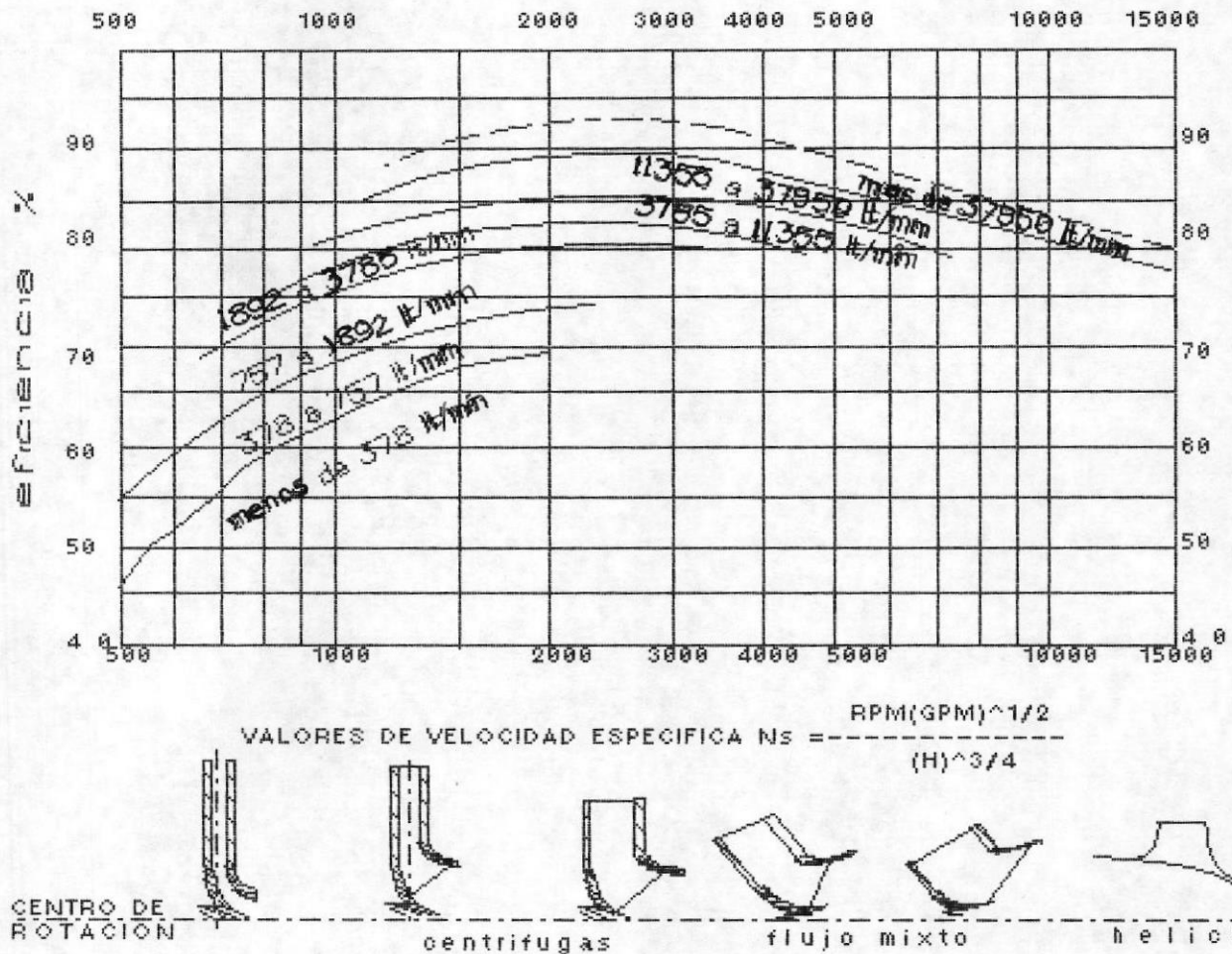


FIGURA 2.11: relacion aproximada entre las formas de impulsore y variaciones de eficiencia con la velocidad especifica

2.6.3 ALTURA ELEVACION DEL SISTEMA

En su forma elemental, la altura de elevación o carga hidráulica denota la distancia a la que la superficie libre de una extensión de agua descansa sobre una línea de referencia; como tal, representa una energía o una

habilidad para hacer trabajo. La energía puede existir también como una presión. Algunos consideran que la carga estática es la suma de la carga de presión y de la carga estática de elevación; sin embargo, estos dos factores se consideran generalmente separados. En cualquier sistema de bombeo, el líquido se tiene que mover a través de tuberías o conductos que ofrecen ciertas resistencias o, en otras palabras, causan ciertas pérdidas por fricción. Esta disipación de energía, o pérdida de altura de elevación, se llama carga de fricción mientras que la energía que se ha convertido en velocidad se llama elevación correspondiente a la velocidad. Por lo tanto, las cargas estáticas, cargas de presión, cargas de fricción y elevaciones correspondiente a la velocidad, pueden todas encontrarse en cualquier sistema. Cuando se considera una bomba por si sola, la "carga" es una medida de la energía total impartida al líquido a una cierta velocidad y capacidad de operación.

La carga total de un sistema contra la cual debe operar una bomba está compuesta de los siguientes componentes:

1. Carga estática
2. Diferencia de presiones que existen en el líquido
3. Carga de fricción
4. Pérdida de entrada y salida
5. Elevación correspondiente a la velocidad.

CARGA ESTÁTICA

La carga estática se refiere a la diferencia de elevación. Así, la "carga estática total" de un sistema es la diferencia de elevación entre el nivel del líquido de descarga y el nivel del líquido de succión figura 2.12 La "carga estática de descarga" es la diferencia de elevación entre el nivel del líquido de descarga y la línea de centro de la bomba. La "carga estática de succión" es la diferencia de elevación entre el nivel del líquido de succión y la línea de centro de la bomba. Si la carga estática de succión es un valor negativo por que el nivel del líquido de succión está abajo de la línea de centro de la bomba, generalmente se dice que es una "elevación estática de succión".

Si el nivel del líquido de succión o el de descarga está a otra presión que no sea la atmosférica, esta presión se considera algunas veces como parte de la carga estática, pero con frecuencia se considera por separado. Esta última práctica generalmente permite una idea mas clara del sistema. Si el suministro de succión se toma de un recipiente cerrado y el nivel del líquido está arriba de la línea de centro de la bomba, la diferencia de elevación del nivel del líquido de succión y la línea de centro de la bomba se llama "sumersión" en vez de "carga estática de succión".

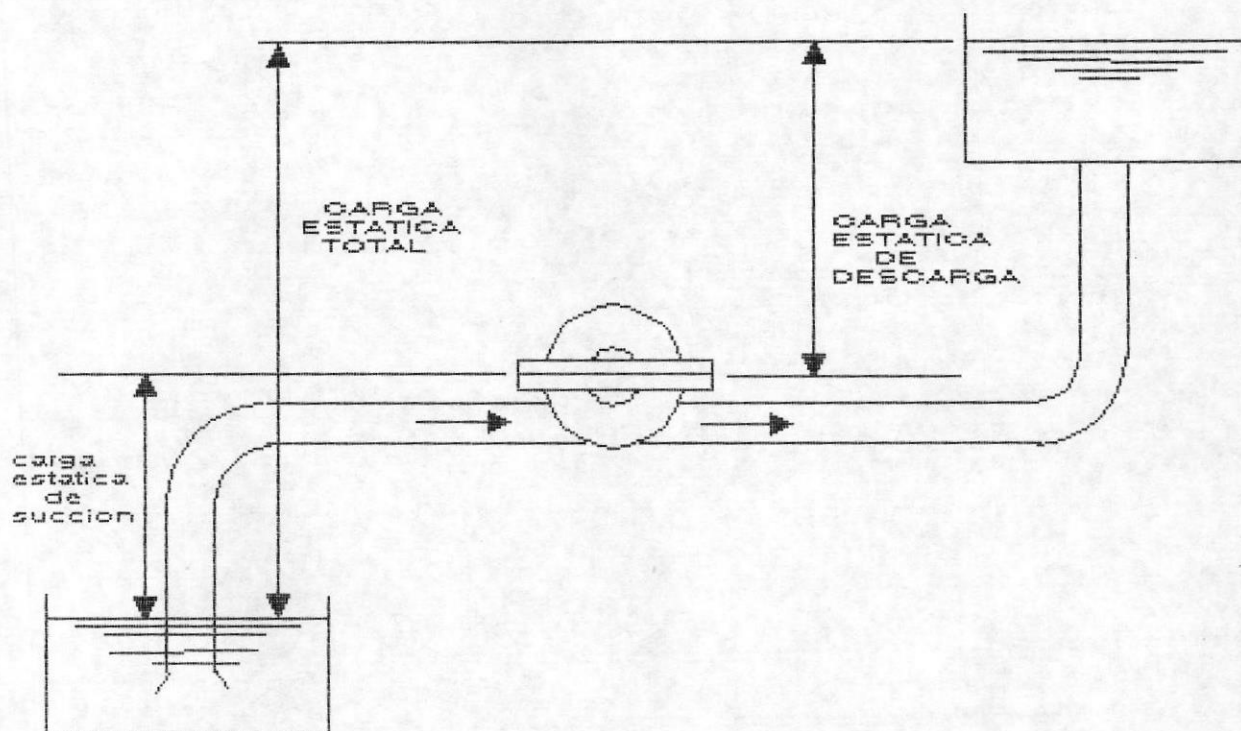


Figura 2.12: nivel del líquido de la descarga a presiones atmosféricas y nivel de succión abajo de la línea de centro de la bomba

CARGA DE FRICCIÓN

La carga de fricción es la carga equivalente, expresada en metros del líquido bombeado, que es necesaria para vencer las pérdidas de fricción causadas por el flujo del líquido a través de la tubería, incluyendo todo los accesorios. La carga de fricción varía con: (1) la cantidad de flujo, (2) el tamaño, tipo y condición de la tubería y accesorios, y (3) el tipo del líquido bombeado.

PERDIDAS DE ENTRADA Y SALIDA

A menos que proceda de una línea principal a presión,

como una de suministro de agua a la ciudad, el abastecimiento de succión de una bomba viene de un depósito de alguna forma o de una cámara de entrada. El punto de conexión de la tubería de succión a la pared de la cámara de entrada o el extremo de la tubería de succión que penetra en la cámara de entrada o depósito se llama entrada de la tubería de succión. La pérdida por fricción en este punto se llama "pérdida de entrada". La magnitud de esta pérdida depende del diseño de la entrada de la tubería, produciendo una boca acampanada bien diseñada, la pérdida será la más baja posible.

Igualmente, en el lado de la descarga del sistema donde termina la línea de descarga en alguna extensión de líquido, el extremo de la tubería se llama la salida.

Esta salida es generalmente del mismo tamaño que la tubería, y la elevación correspondiente a la velocidad se pierde completamente. El extremo de la tubería de descarga algunas veces es un cono largo para que la velocidad pueda ser efectivamente reducida y recuperar la energía.

Algunos ingenieros consideran las pérdidas de entrada y salida como parte de las pérdidas de fricción de la tubería de succión y descarga. Otros prefieren considerarlas separadamente para asegurarse de que no se pasan

por alto. Este método tiene la ventaja adicional de mostrar claramente si una o ambas pérdidas son excesivas.

ELEVACION CORRESPONDIENTE A LA VELOCIDAD

La elevación correspondiente a la velocidad, es la energía cinética de un líquido en cualquier punto, expresada en kilográmetros por kilogramo de líquido, es decir, en metros del líquido en cuestión. Si el líquido se está moviendo a cierta velocidad, la elevación correspondiente a la velocidad equivalente a la distancia que la masa de agua tendría que caer para adquirir esa velocidad. Por lo tanto, la elevación correspondiente a la velocidad puede calcularse con la ecuación:

$$h_v = \frac{v^2}{2g} \quad (2.6)$$

en la cual:

h_v = elevación correspondiente a la velocidad, en metros
 v = velocidad en m/seg
 g = la aceleración debida a la gravedad, o 9.81 m/s

Para determinar la carga que existe en una tubería en cualquier punto, es necesario agregar la elevación correspondiente a la velocidad, a la presión manométrica leída, porque esta última puede indicar sólo la energía de presión, mientras que la carga real es la suma de las

energías cinética (velocidad) y potencial (presión). Así, para determinar la carga real de succión o de descarga, es necesario agregar la elevación correspondiente a la velocidad, a la lectura manométrica.

Si las presiones de succión y descarga de una bomba centrífuga se toman en puntos en lo que las velocidades son las mismas, el componente de velocidad de cada una de ellas será la misma. Los componentes de energía cinética tanto de la carga de succión como de descarga serán también iguales, y la carga total se puede determinar restando la lectura manométrica de la succión de la lectura manométrica de la descarga.

En bombas de gran altura de elevación, la energía cinética es relativamente pequeña, pero en bombas de poca altura de elevación es relativamente alta. Por lo tanto, si se deja de tomar en cuenta la elevación correspondiente a la velocidad al determinar cargas en bombas de gran altura de elevación, no se afectarán apreciablemente los resultados. Por ejemplo, consideremos una bomba que maneja 5677.5 lt/min con una descarga de 15.24 cm. La elevación correspondiente a la velocidad de descarga es 1372 m mientras la de succión 0.457 m. Si el manómetro de succión muestra una carga de 2623 m y el de la descarga 32177 m, la carga total verdadera sería $(32177+1372)$ menos $(2623+0.475)$ o 30.5 m mientras la



BIBLIOTECA

diferencia en las lecturas de los manómetros sería 29.55. Por lo tanto, el error es de 3.1% de la carga total. Si esta bomba hubiera tenido una lectura manométrica de descarga, de 305 m la carga total verdadera sería de 303.32 m mientras que la diferencia en las lecturas manométricas sería 303.38 m.

El error de 0.3% es demasiado pequeño para que sea importante. Si esta fuera una bomba en la que la carga de descarga fuera de 13877 m, sin embargo, la carga total sería 12.2 m mientras que la diferencia en lecturas manométricas sería de 11254 m para un error de 7.8%.

Si se puede o no ignorar la elevación correspondiente a la velocidad depende de la precisión deseada en la determinación de la altura de elevación y de la precisión de las lecturas de presión que se pueden hacer. Para la lectura de 305 m citada arriba, aun con un manómetro preciso de escala grande, sería imposible que alguien leyera la presión dentro de 3 m, un error básico de 1%.

2.6.4 PERDIDAS

Un estudio de pérdidas en bombas centrífugas se deberá tener en cuenta por: (1) la información acerca de la naturaleza y magnitud de las pérdidas puede indicar la forma de reducirlas; (2) si las pérdidas son conocidas,

es posible predeterminar la curva cabezal-capacidad de una nueva bomba como primera aproximación o el establecimiento en alguna otra manera de la curva cabezal-capacidad de una bomba ideal; (3) ya que la curva H-Q de una bomba ideal es una línea recta, la forma de la curva de una bomba real es determinada mediante las pérdidas hidráulicas. Así sería posible, cuando se conoce algo acerca de las pérdidas hidráulicas, cambiar la forma de la curva H-Q para ajustarla a algún requerimiento especial.

Considerando el alto grado de perfeccionamiento de las bombas modernas, como lo demuestra las eficiencias totales alcanzadas sobre el 90 %, solamente existen ecuaciones empíricas o métodos experimentales para predecir las pérdidas en bombas centrífugas. Ninguno de los tres objetivos anteriores ha sido logrado en algún grado apreciable, debido a la actual falta de conocimiento de las pérdidas.

El progreso en el diseño de bombas ha avanzado mayormente en forma experimental. Siendo la eficiencia total de la bomba el único criterio del mejoramiento del rendimiento. Se asumirá que todas las pérdidas son agrupadas bajo los epígrafes: hidráulicas, fugas, mecánicas y fricción de disco.

PERDIDAS HIDRAULICAS

Estas son las menos conocidas de todas las pérdidas de bombas y, al mismo tiempo, ellas son unas de las mas esenciales para el logro de tres de los objetivos anteriores. La razón para esto es que existen muchos factores involucrados en las pérdidas hidráulicas. Mas aún, el efecto combinado de estos factores no puede ser precisado exactamente. En general se puede decir que las pérdidas hidráulicas son causadas por: (1) fricción superficial y (2) pérdidas de contracorriente y separación debido a los cambios en dirección y magnitud de la velocidad de flujo. El último grupo incluye el asi llamado "perdidas de choque y difusión".

En los canales desde la succión a la garganta de descarga, no existen un solo tramo de la ruta donde la dirección o el área y forma del canal sean constantes; ademas, parte del canal esta rotando, de esta forma trastocando la distribución de velocidad y nuevamente complicando el estudio de las pérdidas hidráulicas. Bajo tales condiciones es imposible calcular las pérdidas de fricción a través de la bomba con un grado de exactitud suficiente como para que sirva para cualquier aplicación útil.

PERDIDAS POR FUGAS

Las pérdidas por fugas son pérdidas de capacidad a través del claro entre el elemento rotativo y las partes de la carcasa estacionaria. Las fugas pueden ocurrir en uno o varios de los siguientes sitios, de acuerdo al tipo de bomba: (1) entre la carcasa y el impulsor en el ojo del impulsor; (2) entre dos etapas adyacentes de bombas de múltiples etapas; (3) a través de la caja de empaquetaduras o prensaestopas; (5) a través de los dispositivos de balanceo del empuje axial.

La capacidad a través del impulsor es mayor que la medición de la capacidad de la bomba por la cantidad de fugas, y la razón de la capacidad medida Q a la capacidad del impulsor $Q + Q_L$ es la eficiencia volumétrica

$$\frac{Q}{(Q + Q_L)} = e_v \quad (2.8)$$

Usualmente la eficiencia volumétrica solo toma en cuenta las fugas entre el impulsor y la carcasa en el ojo del impulsor para bombas de una y varias etapas.

PERDIDAS POR FRICCIÓN DE DISCO

De todas las pérdidas mecánicas externas, la fricción de disco es por mucho la más importante. Considerable información de pruebas se encuentran disponibles para

fricción de disco con agua fría, y varias fórmulas son usadas. Todas las cuales se derivan de una ecuación fundamental

$$(hp)_d = Kn^3D^5 \quad (2.9)$$

donde:

$(hp)_d$ es la potencia obtenida por la fricción de disco
 K es un factor experimental el cual a su vez cuida de las unidades usadas
 n son las revoluciones por minuto
 D es el diámetro del disco en pies

PERDIDAS MECANICAS

Aunque la naturaleza de las pérdidas en la caja de retenedores y cojinetes es bien conocida, muy pocos datos reales sobre los valores de estas pérdidas son útiles. Las dificultades reposan en que son pequeñas y dificultosas de medir con pruebas ordinarias. El diseño tanto de la caja de retenedores como de los cojinetes es gobernado por requerimientos para una performance mecánica. Además las pérdidas por fricción en la caja de retenedores es afectada por varios factores, por ejemplo, tamaño y profundidad de la caja de retenedores, velocidad de la bomba, presión, y métodos de empaque y lubricación, de tal forma que cualquier valor real será representativo solamente de un cierto tipo de caja de retenedores.

EQUILIBRIO DE POTENCIA VERSUS VELOCIDAD ESPECIFICA

Si las pérdidas de disco, y fugas para el b.e.p. (best efficient point) para diferentes velocidades específicas son conocidas es posible determinar las pérdidas hidráulicas para los mismos puntos. Las bombas de doble succión serán consideradas aquí con sus eficiencias óptimas para diferentes velocidades específicas como las dadas en la figura 2.13. Tomando la menor velocidad específica a la cual una eficiencia máxima de sobre el 90 por ciento es alcanzada ($n_m = 2000$), las pérdidas conocidas, de la figura 2.14 son: fricción de disco 3.0 %, fugas 1.5 %, y mecánicas 1 %, haciendo un total de 5.5 % de la potencia de entrada. Siendo la potencia de salida 90 %, esto deja 4.5 % para todas las pérdidas hidráulicas. Las pérdidas hidráulicas son esencialmente todas de fricción y serán asumidas como igualmente divididas entre el impulsor y la carcasa. Las pérdidas hidráulicas del impulsor (de 2.25 %) serán asumida constante para todas las velocidades específicas.

En la figura 2.15, un equilibrio de potencia es dibujado para bombas de doble succión de diferentes velocidades específicas. Las pérdidas a través de la carcasa son obtenidas por sustracción de la entrada de la bomba de todas las pérdidas conocidas y la salida de la bomba.

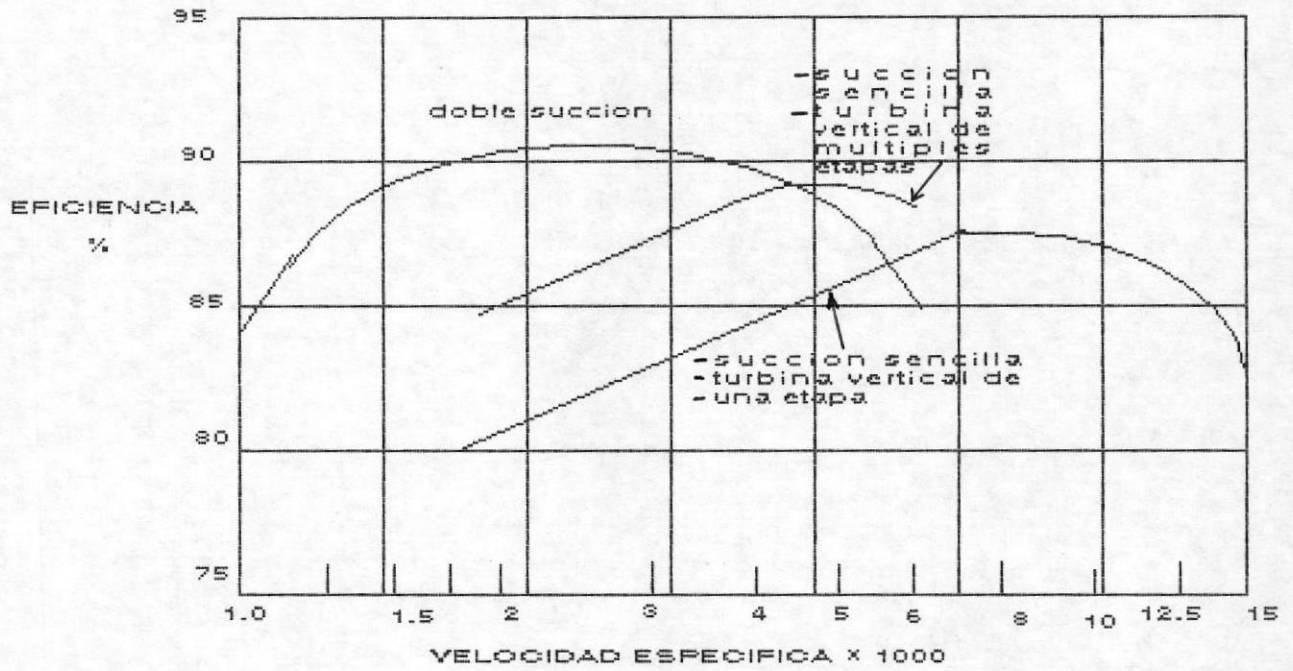


Figura 2.13: influencia del diseño de la carcasa sobre la eficiencia de la bomba

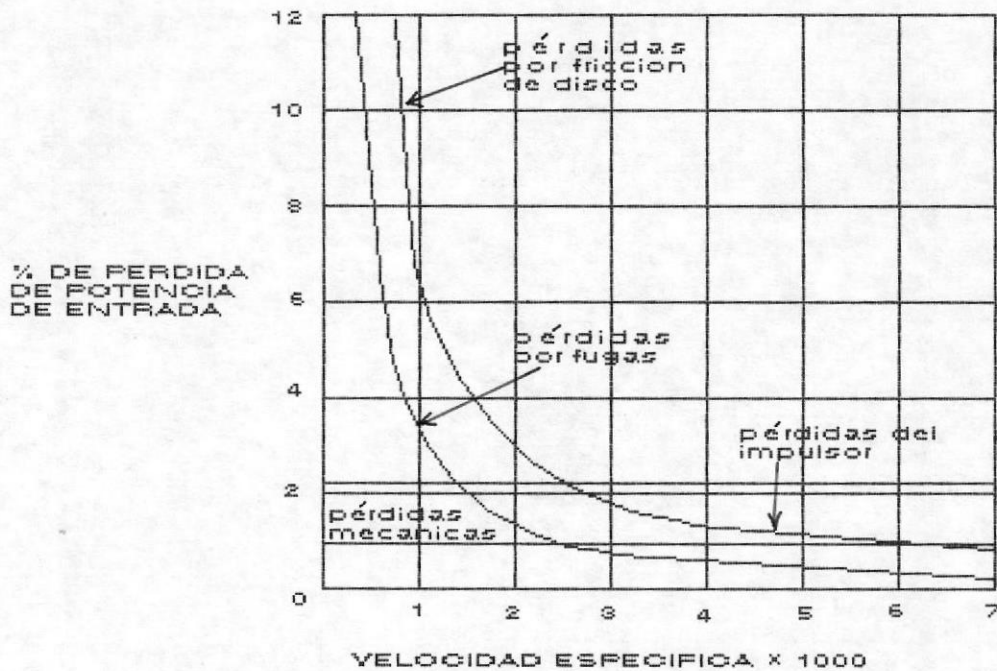


Figura 2.14: pérdidas versus velocidad específica para bombas de doble succión.

Para velocidades específicas bajo 2000, las pérdidas hidráulicas de la carcasa permanecen constantes e iguales a las pérdidas del impulsor (suposición). Para mayores velocidades específicas las pérdidas de la carcasa se incrementan. En la figura 2.15 la salida de la bomba es numéricamente igual a la eficiencia total de la bomba. La salida de bombas verticales es representada por una línea quebrada. La diferencia entre las pérdidas de la carcasa de los dos tipos de bombas es atribuible a los efectos de aproximación en la succión de bombas de doble succión. Esto no significa necesariamente pérdidas hidráulicas extras en la boca de succión. Como las pérdidas además incluyen los efectos desfavorables del giro de 90° adelante del ojo del impulsor sobre la eficiencia del impulsor. Este efecto es además evidenciado por las características de deterioro por cavitación.

La eficiencia hidráulica en términos de potencia expresada como

$$e_n = \frac{Q\delta H}{Q\delta H + (Q\delta h_1)/e_v} = \frac{H}{H + h_L/e_v} \quad (2.10)$$

donde h_L es la suma de todas las pérdidas hidráulicas y e_v es la eficiencia volumétrica. La eficiencia hidráulica de bombas de velocidad específica bajo 2000 es

aproximadamente constante. Aunque las pérdidas hidráulicas en porcentaje de potencia de entrada sean constantes para bombas de velocidad específica bajo 2000, la eficiencia volumétrica decrese con la velocidad específica y la eficiencia hidráulica decrecerá además, como muestra la ecuación 2.10.

A la velocidad específica $n_m = 2000$, la eficiencia hidráulica tal como se calcula de los datos en la figura 2.15 es igual a $e_n = 95.3 \%$. Esto es tomado como una eficiencia hidráulica óptima para todas las velocidades específicas y es señalado como el punto B en el diagrama de Stepanoff, figura 3.23. *Observando de la figura 2.15 que la eficiencia hidráulica decrese para velocidades específicas arriba de 2000, esto es debido al incremento de las pérdidas de disco y fugas.*

PERDIDAS VERSUS CAPACIDAD A VELOCIDAD CONSTANTE

Un balance de potencia para una bomba operando a velocidad constante y variando la capacidad puede ser dibujado, como se observa en la figura 2.16, de la siguiente forma. Es hecho para bombas de 12", doble succión de $n_m = 1900$.

La salida de la bomba en la figura 2.16 es representada por la curva EFG, la cual es la eficiencia total, puesto

que

$$e = \frac{Q\delta H}{bhp} \quad (2.11)$$

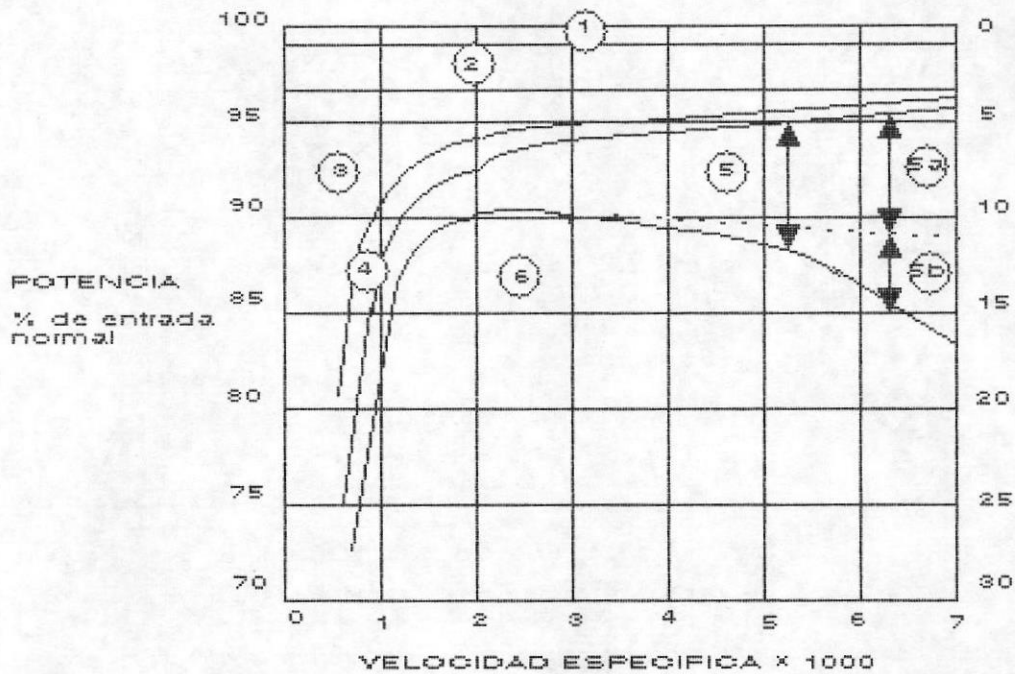


Figura 2.15: balance de potencia para bombas de doble succión en el b.e.p.

- 1) Pérdidas mecánicas 1%
- 2) Pérdidas del impulsor 2.25%
- 3) Pérdidas por fricción de disco
- 4) Pérdidas por fugas
- 5) Pérdidas hidráulicas de una carcasa de doble succión
- 5a) Pérdidas de carcasa de una bomba vertical
- 5b) Pérdidas en la succión, bomba de doble succión
- 6) Descarga de la bomba

Aunque las pérdidas mecánicas, incluyendo las pérdidas de disco, son constantes para cualquier capacidad en la figura 2.16, cuando se expresa como un porcentaje de los

caballos de potencia al freno, el porcentaje se incrementará para capacidades menores, puesto que los caballos

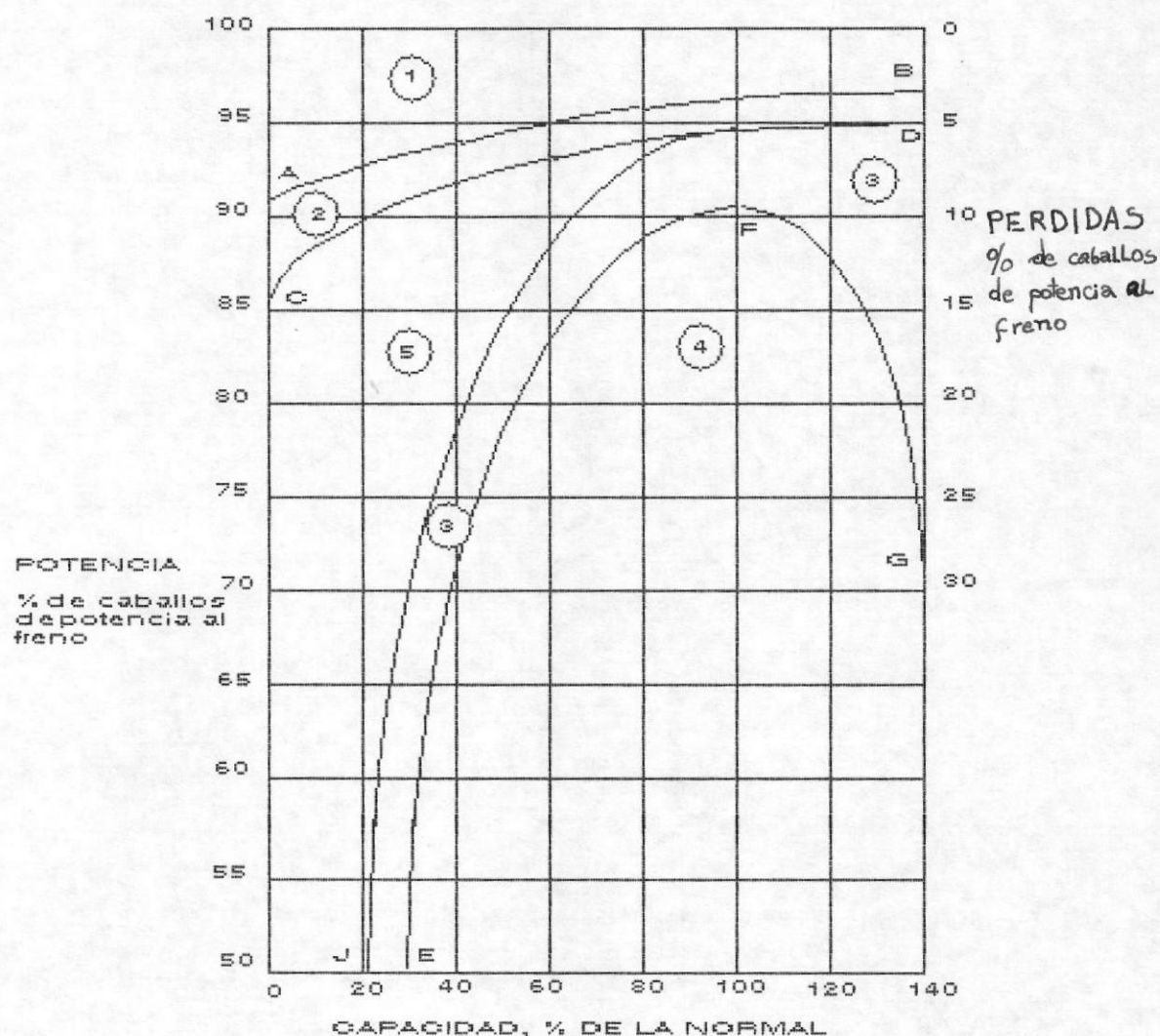


Figura 2.16: Balance de potencia versus capacidad a velocidad constante (bomba de doble succión, $N=1900$).

- 1 Pérdidas mecánicas
- 2 Fugas
- 3 Pérdidas hidráulicas
- 4 Descarga de la bomba
- 5 Pérdidas por recirculación

de potencia al freno decrecen hacia la capacidad cero. Además el porcentaje de pérdida de potencia por fugas se incrementa por la misma razón. Además, las fugas en galones por minuto se incrementan tal como la capacidad decrece a causa del incremento de cabezal hacia el cierre.

$$(\text{hp})_L = Q_L \delta H_L = \frac{Q_L \delta H}{e_n} \quad (2.12)$$

2.6.5 EFICIENCIAS

Todo el cabezal en una bomba centrífuga es generado por el impulsor. El resto de las partes en nada contribuye pero acarrear inevitablemente pérdidas (hidráulicas, mecánicas y fugas). Todas las pérdidas las cuales toman lugar entre los puntos donde se miden las presiones de succión y descarga constituyen pérdidas hidráulicas. Estas incluyen fricción superficial a lo largo de la ruta del líquido entre la succión y la descarga; cambios repentinos de área o dirección del flujo y pérdidas debido a remolinos cualquiera que sea su causa. La *eficiencia hidráulica* es definida como la razón del cabezal total dinámico efectivo a el cabezal de entrada, o

$$e_h = \frac{H}{H_1} = \frac{H_1 \text{ pérdidas hidráulicas}}{H_1} \quad 2.13$$

La razón del cabezal de entrada al cabezal de Euler se denomina como eficiencia de la pala, o

$$\frac{H_1}{H_e} = e_{va} \quad (2.14)$$

En la figura 2.17, AED es el triángulo de velocidad de Euler y AFD es el triángulo de velocidad de entrada. El área AFB es proporcional a la entrada del impulsor debido a que $H_1 = U_2 C_{u2} / g$ y $Q = C_{m2} A_2$, cuando A_2 es el área normal de descarga a C_{m2} . Luego

$$P = Q \delta H_1 = \frac{U_2 C_{u2}'}{g} * C_{m2} \delta A_2 = \frac{C_{u2}' C_{m2}}{2} * K$$

En la expresión anterior, K es una constante para una determinada bomba a una velocidad angular (rpm) específica.

Similarmente, el área AEC es proporcional a la entrada para producir el cabezal de Euler. Luego la razón de las dos áreas es la eficiencia de la pala.

$$\frac{AFC}{AEC} = \frac{H_1}{H_e} = \frac{C_{u2}'}{C_{u2}} \quad (2.15)$$

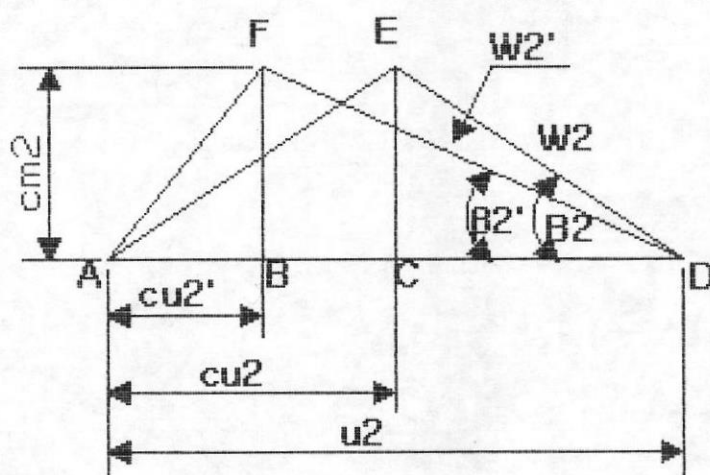


FIGURA 2.17: triángulos de velocidad de entrada real (') y de Euler

Además, de las pérdidas de cabezal existen *pérdidas de capacidad*, conocidas como pérdidas por fugas. Estas ocurren a través de los claros entre las partes rotativas y estacionarias de la bomba. La capacidad efectiva en la descarga de la bomba es menor que la que traspasa el impulsor en una cantidad igual a las fugas. La razón de las dos, es llamada la eficiencia volumétrica.

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{Q}{Q + Q_1} = e_v \quad (2.16)$$

Donde Q_1 es la pérdida por fugas.

Las pérdidas mecánicas incluyen las pérdidas de potencia en los cojinetes y cajas de retenedores, y la fricción de

disco. La fricción de disco es de naturaleza hidráulica pero es contada en las pérdidas mecánicas, puesto que es externa a el flujo que atravieza la bomba y no produce pérdidas de cabezal. La eficiencia mecánica es la razón de la potencia realmente absorbida por el impulsor y convertida a cabezal y la potencia aplicada a el árbol de la bomba, o

$$e_m = \frac{\text{potencia al freno} - \text{pérdidas mecánicas}}{\text{potencia al freno}} \quad (2.17)$$

Las relaciones entre las eficiencias parciales definidas anteriormente y la eficiencia total e pueden ser obtenidas de

$$e = \frac{Q\delta H}{550 * \text{bhp}} \quad (2.18)$$

Mediante la sustitución de Q por $Q=e_v Q_1$, H por su equivalente $H=e_m H_1$, y bhp por el valor obtenido de la ecuación 2.17,

$$e = e_v * e_m * e_m \quad (2.19)$$

2.6.6 CABEZAL NETO POSITIVO DE SUCCION (*net positive suction head, NPSH*)

En el bombeo de líquidos la presión en cualquier punto en la línea de succión nunca deberá reducirse a la presión de vapor del líquido. La energía disponible que puede utilizarse para pasar el líquido por la tubería de succión y la vía de agua de succión de la bomba dentro del impulsor es por eso la carga total de succión menos la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. La carga disponible medida en la abertura de succión de la bomba se ha llamado "carga neta de succión positiva". Generalmente se indica por las iniciales NPSH.

Tanto la carga de succión como la presión de vapor deberán expresarse en metros del líquido que se está manejando, y ambas deben expresarse ya sea en unidades manométricas o absolutas. Una bomba que maneja agua a 16.7°C (presión de vapor de 0.183 m) al nivel del mar con una elevación de succión total de 0 metros, tiene una NPSH de $10339 - 0.183$, o 10156 m; mientras que una operando con una elevación total de succión de 4575 m tiene una NPSH de $10339 - 0.183 - 4575$, o 5.81 m.

Una bomba operando con elevación de succión manejará una cierta capacidad máxima de agua fría sin "cavitación". La NPSH o cantidad de energía disponible en la boquilla de succión de esa bomba es la presión atmosférica menos la suma de la elevación de succión y la presión de vapor

de agua. Para manejar esta misma capacidad con cualquier otro líquido, la misma cantidad de energía se debe disponer en la boquilla de succión. Así, para un líquido en su punto de abullición (en otras palabras, a una presión equivalente a la presión de vapor correspondiente a su temperatura) esta energía tiene que existir completamente como una carga positiva. Si el líquido está abajo de un punto de ebullición, la carga de succión requerida se reduce en la diferencia entre la presión existente en el líquido y la presión de vapor correspondiente a la temperatura.

Es necesario distinguir entre NPSH *disponible* y *requerida*. La primera, que es una característica del sistema en el que trabaja una bomba centrífuga, representa la diferencia entre la carga de succión absoluta existente y la presión de vapor a la temperatura dominante. La NPSH requerida, que es una función del diseño de la bomba, representa el margen mínimo requerido entre la carga de succión y la presión de vapor a una capacidad determinada.

Tanto la NPSH requerida como la disponible varían con la capacidad (figura 2.18). Con una cierta presión estática o diferencia de elevación en el lado de la succión de una bomba centrífuga, la NPSH disponible se reduce con los aumentos de capacidad por las pérdidas de fricción en la

tubería de succión. Por otra parte la NPSH requerida, siendo una función de las velocidades en los conductos de la succión de la bomba y en la entrada del impulsor, aumenta básicamente como el cuadrado de la capacidad.

Las limitaciones de succión para determinadas capacidades en una bomba específica se expresaban antiguamente en función de elevación de succión permisible al nivel del mar. Este cálculo requería un trabajo considerable si la bomba iba a manejar agua a temperaturas mas altas, si iba a manejar un líquido que no fuera agua o si estaba instalada en una localización arriba del nivel del mar. Hay una marcada tendencia a indicar la limitación de capacidad-succión de todas las bombas centrífugas en forma de NPSH-capacidad.

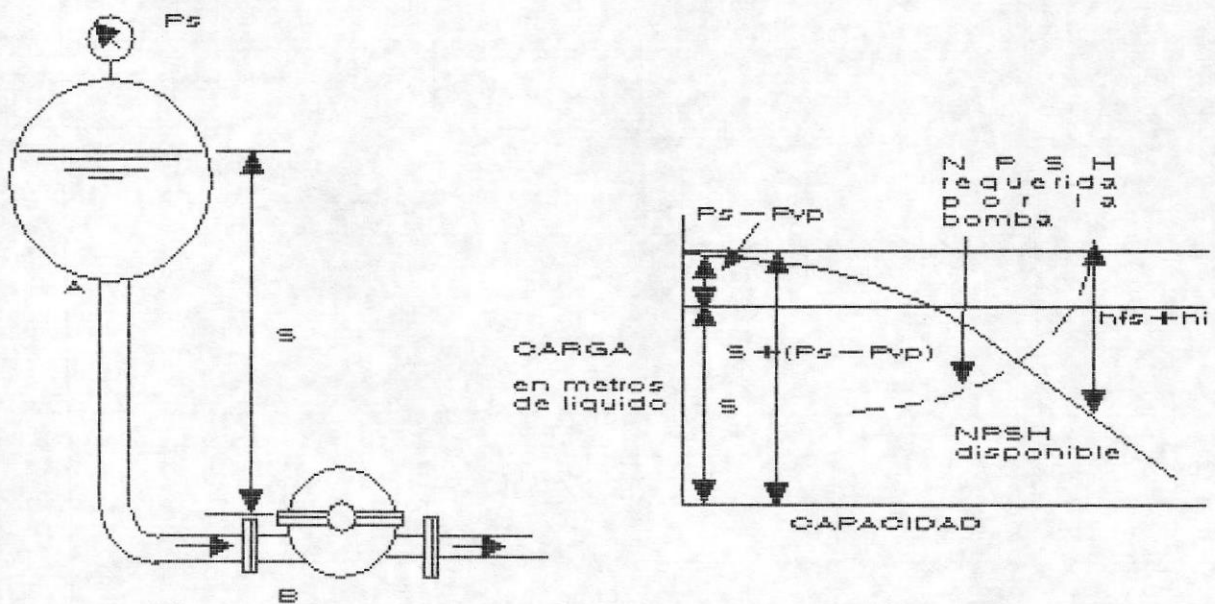


Figura 2.18: determinación de la (NPSH) carga neta de succión positiva de la línea de centro de la bomba y relación de la NPSH requerida y la capacidad de la bomba

CLAVE

- S = carga estática
- P_m = valor de presión arriba o abajo de la atmosférica
- P_{VP} = presión de vapor del líquido
- h_{fm} = pérdida por fricción de A a B
- h_i = pérdida de entrada en A

TEORIA DE BOMBAS AXIALES

3.1 CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO

Las bombas de flujo axial desarrollan su columna por la acción de impulso o elevación de las paletas sobre el líquido (figura 3.1). El diámetro del impulsor es el mismo en el lado de succión y en el de descarga. Una bomba de impulsor es un tipo de bomba de flujo axial.

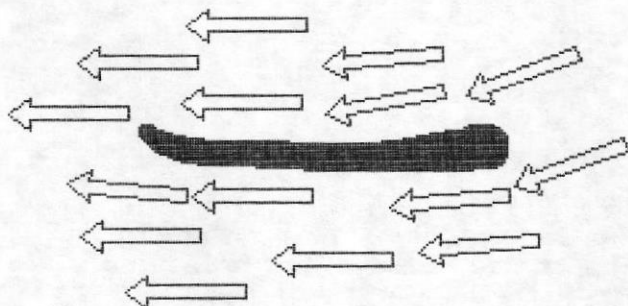


FIGURA 3.1: una bomba de impulsor desarrolla la mayor parte de su columna por la acción del alabe sobre el líquido

3.2 PITCH DE ENTRADA, PITCH DE SALIDA, PITCH POR SEGUNDO

Toda la discusión teórica y diseño útil de bombas de flujo axial son basados en la suposición de que la velocidad axial es constante a través del impulsor. La velocidad axial de aproximación del impulsor y mas allá

de él es asumida como igual a la que atravieza el impulsor. Esta suposición es razonable con un diseño normal exepcto por los efectos del arrastre debido a la fricción en la carcaza y las paredes del impulsor. Tal distribución ha sido actualmente observada en compresores de flujo axial. Para mantener una velocidad axial uniforme, la pala del impulsor podría tener el mismo pitch de entrada a diferentes radios. Esto último es definido como $P_1 = \pi D \tan \beta_1$ donde P_1 es el pitch de entrada, D es el diámetro del impulsor, y β_1 es el ángulo de entrada de la pala, figura 3.2(a).

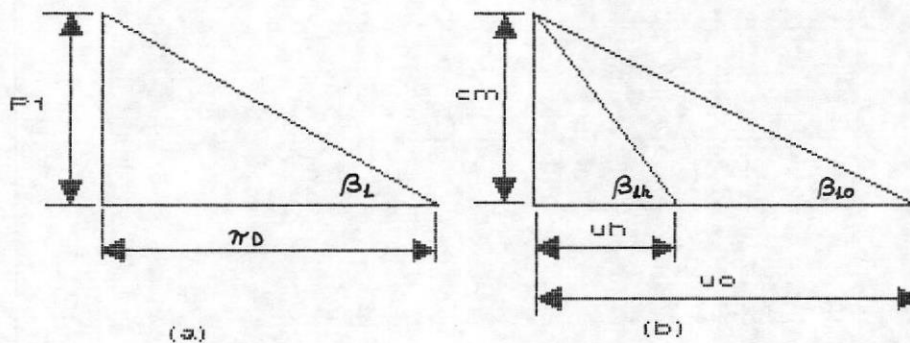


Figura 3.2: (a) pitch de entrada (b) triángulo de velocidad en la entrada para una bomba de flujo axial

Existe una precisa relación entre la velocidad axial c_m a capacidad normal y pitch P_1 . Del triángulo de velocidad a la entrada, figura 3.2(b),

$$\frac{c_m}{u_o} = \tan \beta_{1o} \quad \text{y} \quad \frac{c_m}{u_h} = \tan \beta_{1h} \quad (3.1)$$

donde el subíndice o (out) se refiere al diámetro exterior y h se refiere a el cubo (hub).

Pero

$$u_h = \pi D_h * rps \quad u_o = \pi D_o * rps \quad (3.2)$$

y

$$\tan \beta_{1h} = \frac{P_h}{\pi D_h} \quad \tan \beta_{1o} = \frac{P_o}{\pi D_o} \quad (3.3)$$

$$c_m = P_h * rps = P_o * rps = P_1 * rps = P_{1m} \quad (3.4)$$

Así, para mantener constante la velocidad axial c_m , el perfil de entrada a todos los radios debería ser constante.

Para proveer la acción impulsora, los ángulos de pala del impulsor deberían incrementarse gradualmente desde la succión hacia la descarga o el pitch de la pala debería incrementarse. Para mantener la misma velocidad axial a lo largo de los radios el pitch para todos los radios debería mantenerse constante para asegurar el mismo grado de impulsión para varias línea de flujo de diferentes radios. Así, por definición (figura 3.3),

$$P_2 = \pi D_h \tan \beta_{2h} = \pi D_o \tan \beta_{2o} \quad (3.5)$$



y, multiplicando por las revoluciones por segundo, obtenemos (figura 3.5)

$$P_2 * rps = u_n \tan \beta_{2n} = u_o \tan \beta_{2o} = P_{2m} \quad (3.6)$$

P_{2m} puede ser denominado pitch por segundo en la descarga, un término usado en la discusión de la geometría del impulsor. Similarmente $P_1 * rps = P_{1m}$ puede ser denominado como el pitch por segundo en la entrada.

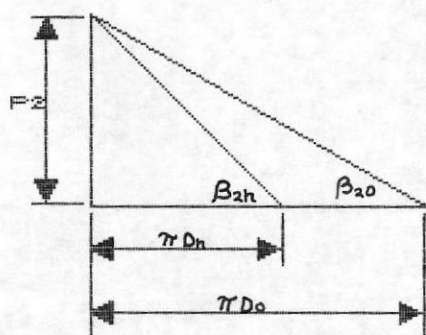


FIGURA 3.3: pitch de salida.

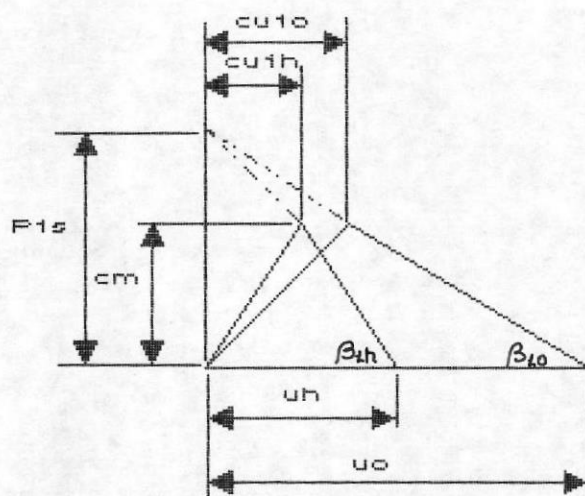


FIGURA 3.4: bomba de flujo axial triángulo de entrada con prerrotación

Con una velocidad de entrada axial, $P_{1m} = c_m$ a capacidad normal.

Si alguna prerrotación es permitida adelante del impulsor y los ángulos de entrada de la pala son así seleccionados tal que el pitch de entrada es constante a lo largo del radio, el triángulo de velocidad de entrada será como se

En una bomba de flujo axial, las partículas de líquido salen del impulsor al mismo radio, al cual ellas entran. Aplicando la ecuación de Euler

$$H_m = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{c_{u2}^2 - c_{u1}^2}{2g} + \frac{w_{u1}^2 - w_{u2}^2}{2g} \quad (3.7)$$

En un punto sobre la periferia del impulsor y observando que $u_2 = u_1$, obtenemos.

$$H_m = \frac{c_{u2}^2 - c_{u1}^2}{2g} + \frac{w_{u1}^2 - w_{u2}^2}{2g} \quad (3.8)$$

Asumimos primero que el líquido se aproxima al impulsor sin prerrotación ($c_{u1}=0$ y $w_{u1}=u_1$), la ecuación 3.8 se reduce a

$$H_m = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{c_{u2}^2}{2g} - \frac{w_{u2}^2}{2g} \quad (3.8a)$$

sustituyendo $c_{u2} = u_2 - w_{u2}$, obtenemos

$$H_m = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 w_{u2}}{g} \quad (3.9)$$

El cabezal es generado por medio del movimiento de vórtice y el flujo a través del impulsor es causado por

la caída del gradiente de energía $u_z w_{uz}/g$. La distribución de cabezal a lo largo del radio es mostrada en la figura 3.6, donde la curva AA' muestra el cabezal a diferentes radios con flujo cero. La curva es una parábola cuadrática. La curva CC' muestra la variación de cabezal para una tasa de flujo (w_{uz}). AC es la caída del gradiente de energía en la periferia. Las ordenadas entre las curvas AA' y CC' representan la caída del gradiente de energía para diferentes radios. Para un diseño normal, ambas, w_{uz} y u_z varían directamente con el radio. Por lo tanto la caída del gradiente de energía, $u_z w_{uz}/g$, varía directamente con el cuadrado del radio

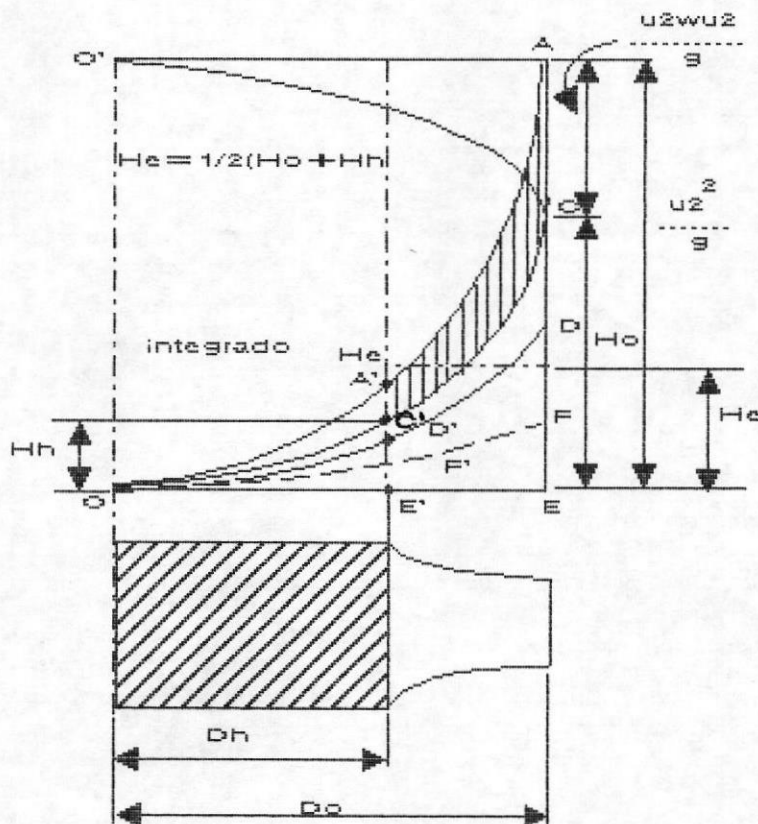


Figura 3.6: cabezal de Euler, bomba de flujo axial

(curva O'C), y la curva de cabezales OC es una parábola cuadrática. Esto es una característica del vórtice forzado, cuando todas las partículas rotan con la misma velocidad angular.

Si bien la distribución de cabezal a lo largo de los radios es similar para bombas axiales y radiales, existe una importante diferencia entre el resultado final de las dos. En un impulsor radial todas las partículas alcanzan el mismo cabezal máximo en la periferia del impulsor. En una bomba de flujo axial, las partículas de líquido entran y salen a los mismos radios y el cabezal producido a diferentes radios son diferentes, siendo un máximo en la periferia y un mínimo en el cubo. El cabezal total de la bomba es un promedio de la suma. La suma hidráulica del cabezal sobre el área total del impulsor toma lugar en la descarga de la carcasa donde la componente tangencial de la velocidad absoluta es convertida a presión y la presión es uniformada sobre el área total del tubo de descarga. En una carcasa de difusión eficiente esta uniformación de presión ocurre sin que se mezclen las líneas de flujo, como se demuestra con compresores axiales mediante la introducción de humo y chispas en la succión.

Evidentemente la uniformación de la presión toma lugar por conducción, es decir, que las líneas de corriente del flujo intercambian energía entre ellas aumentando algunas

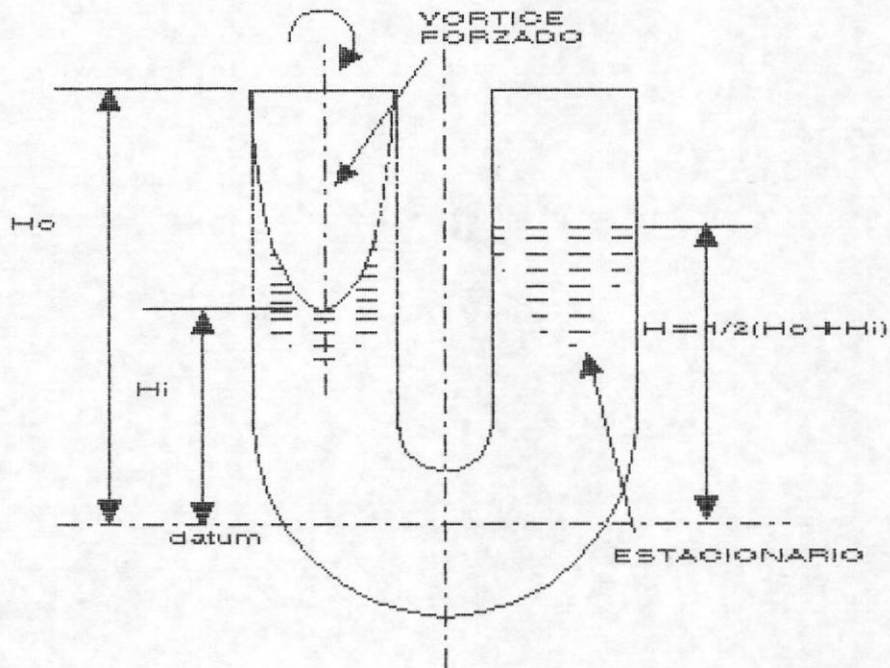


Figura 3.7: diagrama de integración hidráulica

de ellas su energía total a expensas de otras; pero la de energía total del flujo permanece igual. Este intercambio de energía ocurre sin que se mezclen las líneas de corriente. La figura 3.7 muestra un diagrama de suma hidráulica. El volumen de líquidos en las dos ramas del tubo en U es la misma. En el ramal izquierdo, el líquido está en rotación. La columna de líquido en el centro del ramal izquierdo soporta un mayor cabezal H que el ramal derecho del tubo. El cabezal sumado del impulsor en la figura 3.6 es igual al promedio del cabezal del cubo (H_m) y el cabezal en la periferia (H_o). Esto se origina de las propiedades geométricas de un paraboloides cuadrático.

$$H_m = \frac{H_m + H_o}{2} \quad (3.10)$$

Si el líquido se aproxima al impulsor con prerrotación, el cabezal de Euler para un impulsor de flujo axial es dado por la ecuación 3.8 el cuál es el mismo para el impulsor radial. El término negativo es del mismo tipo como el primer término, y representa una parábola cuadrática de cabezal de succión a diferentes radios (FF', figura 3.6). El cabezal de Euler neto a diferentes radios es representado por las ordenadas entre las curvas CC' y FF'. La curva del cabezal de Euler permanecerá como una parábola cuadrática.

3.4 PATRON DE FLUJO DE VORTICE FORZADO: IMPULSOR DE FLUJO AXIAL

Un pitch constante P_1 a la entrada y P_2 a la descarga, donde $P_2 > P_1$, asegura un movimiento de vórtice forzado del líquido por el impulsor. Asumiendo entrada axial, se sigue la consideración de dos pares de triángulos similares OBE y EFD, OEA y EFC, de figura 3.5

$$\frac{C_{u2}h}{u_h} = \frac{C_{u2}h}{u_o} = \frac{P_{2m} - C_m}{P_{2m}} \quad (3.11)$$

de aqui

$$\frac{C_{u2h}}{r_h} = \frac{C_{u2e}}{r_e} = w' \quad (3.12)$$

donde w' es la velocidad angular del flujo absoluto saliendo del impulsor la cual es constante para todas las líneas de flujo a diferentes radios. Esto es: el requerimiento para un vórtice forzado.

De triángulos similares EBO y DBK, EAO y CLA (figura 3.5),

$$\frac{W_{u2h}}{u_h} = \frac{W_{u2e}}{u_e} = \frac{C_m}{P_{2m}} \quad \text{y} \quad \frac{W_{u2h}}{r_h} = \frac{W_{u2e}}{r_e} = w''$$

ademas

$$w' + w'' = w \quad (3.13)$$

donde w'' es la velocidad angular relativa de flujo, y ademas constante para todas las líneas de flujo.

El régimen de vórtice forzado es mantenido para todas las capacidades, o todos los valores de c_m . La condición de cabezal cero ($c_u = 0$) ocurre simultaneamente a todas las líneas de flujo a $c_m = P_{2m}$. Ademas, la condición de capacidad cero ocurre al mismo tiempo en todos los puntos sobre los diferentes radios cuando $c_m = 0$.

Resumiendo: el cabezal de Euler en una bomba de flujo axial puede ser generado por un movimiento de vórtice forzado. Para producir un vórtice forzado el impulsor tiene que ser de pitch constante a lo largo del radio, el pitch se incrementa de la succión a la descarga. El pitch en el borde de succión fija la velocidad axial a capacidad normal.

3.5 ENTRADA DE FLUJO AL IMPULSOR: PRERROTACION

Para estudiar el efecto del canal de entrada del impulsor sobre la performance, es preferible tomar en consideración parte del tubo de succión, debido a que la reacción del impulsor sobre el flujo puede extenderse una considerable distancia mas allá del impulsor. El flujo hacia el impulsor, a través, y mas allá de él es causado por la caída del gradiente de energía bajo su nivel, a flujo cero. La caída del gradiente de energía permite al líquido trasponer el impulsor contra un gradual incremento del cabezal. El gradiente de energía del líquido selecciona la ruta de menor resistencia para trasponer el impulsor y seguir hasta la descarga de la bomba. El líquido adquiere prerrotación para entrar a los pasajes del impulsor con una perturbación mínima y la dirección depende del ángulo de entrada de la pala β_1 . Para una velocidad dada del impulsor existe solo una capacidad a la cuál el líquido se aproximará al impulsor meridionalmente, es decir sin prerrotación; (ver figura 3.8a). A

una capacidad considerablemente menor que la normal, el líquido podría adquirir prerrotación en la dirección de la rotación del impulsor, que le permite entrar al canal a un ángulo aproximado a β_1 ; (ver figura 3.8b). Pero a una capacidad mayor que la normal, una prerrotación en la dirección opuesta, es necesaria al líquido para satisfacer el requerimiento, "ruta de menor resistencia". El comportamiento del líquido en bombas reales sigue este patrón, modificado en algo por los efectos de la garganta de succión y el diseño del tubo de succión. *Observese que la rotación del líquido en la entrada del impulsor no es inducida desde el impulsor, ya que es evidente que un impulsor no puede impartir al líquido una rotación opuesta a la propia (una condición frecuentemente observada a capacidades arriba de la normal).*

Si el tubo de succión de una bomba de una etapa es tal que un vórtice forzado puede ser establecido y si la presión de succión es medida en la brida de succión, el cabezal total basado en el cabezal de succión obtenido de esta forma será menor que su verdadero valor. Este error es mas pronunciado a menores capacidades, afectando la forma de las curvas cabezal-capacidad y eficiencia

Refiriendonos a las figuras 3.9, 3.10, y 3.11, será observado que el gradiente de energía cae mayormente a lo largo de las líneas de flujo que pasan por el medio del

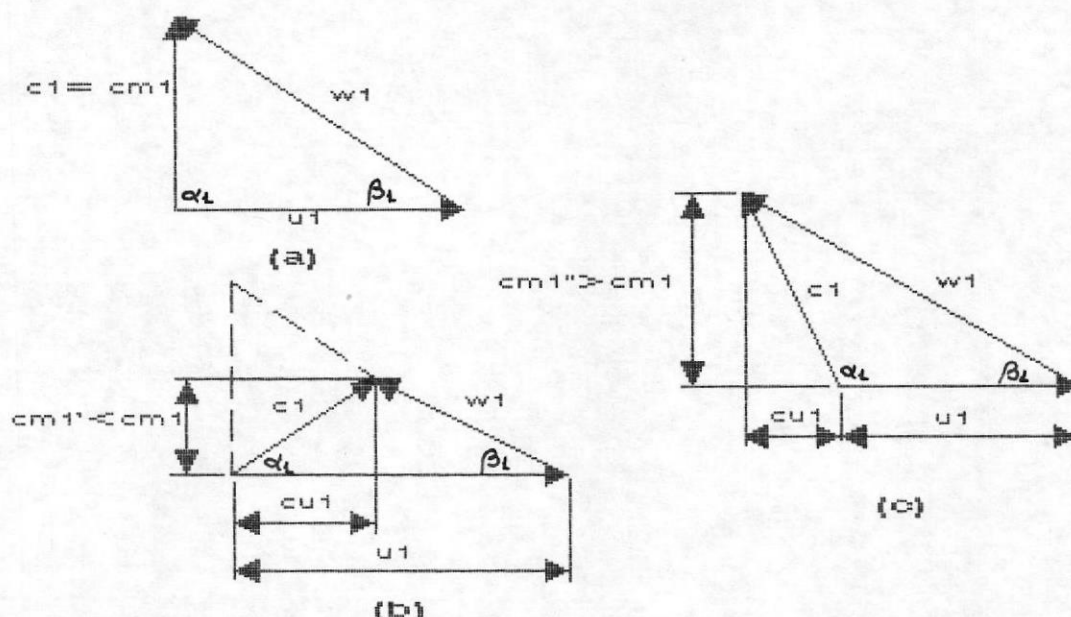


Figura 3.8: triángulos de velocidad en la entrada

tubo de succión que las líneas de flujo cercanas a las paredes del tubo. De esta forma mayores velocidades son observadas en el medio del ojo del impulsor. A bajas capacidades, próximas a cero, las diferencias entre las velocidades en el tubo de succión se tornan mas pronunciadas. Esto ofrece al impulsor una oportunidad para incrementar la componente tangencial de la velocidad del flujo próximo a la periferia del ojo del impulsor, mediante el arrastre viscoso del líquido. Así, la energía de las líneas de flujo próximas a las paredes del tubo puede incrementarse y podría no necesitar una caída efectiva del gradiente de energía para mantener el flujo a lo largo de estas líneas de corriente. Como resultado, el flujo cercano a la periferia del impulsor puede revertirse a capacidades cercanas a cero.

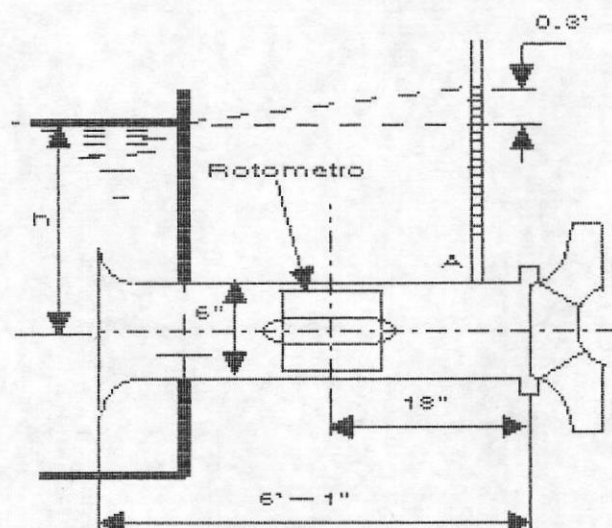


Figura 3.9: observación de prerrotación en el tubo de succión

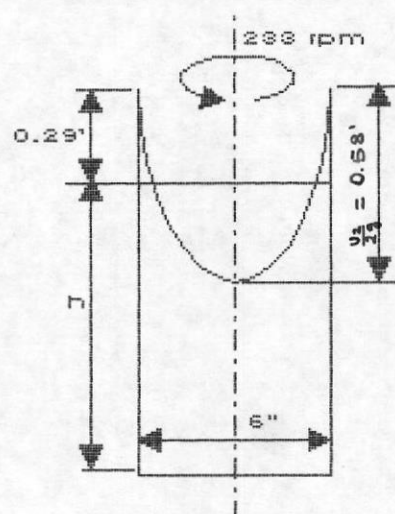


Figura 3.10: incremento de presión debido a la rotación del líquido

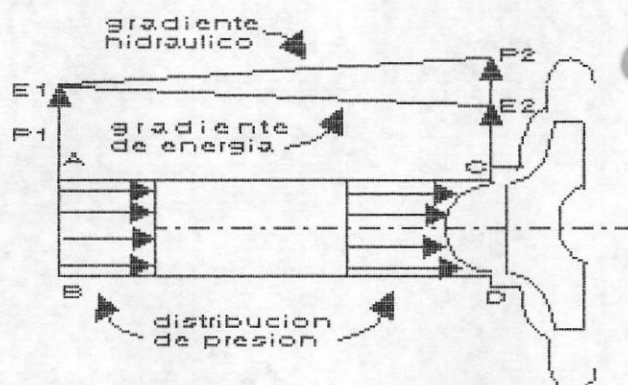


Figura 3.11: gradiente hidráulico y de energía lo largo de la succión del impulsor

3.6 CONSTANTES DE DISEÑO DEL IMPULSOR

ANGULO DE DESCARGA DE LA PALA

Este ángulo es el mas importante elemento de diseño. Ha sido demostrado que las características teóricas son determinadas solo por este ángulo. En bombas modernas,

β_z es aún el factor decisivo de diseño. Todas las constantes de diseño dependen del valor de β_z . por lo tanto una selección de β_z es el primer paso en la selección de las constantes de diseño del impulsor. Esta selección es basada en la consideración de una inclinación deseada de la curva cabezal-capacidad y si se desea o no una salida máxima de un impulsor de determinado diámetro tanto a un cabezal normal y un incremento de capacidad, con el ángulo β_z . Si no existen tales limitaciones, la selección de β_z es hecha para una eficiencia óptima, o diseño normal¹. Un valor promedio de 22.5° puede ser llamado normal para todas las velocidades específicas. Para una salida forzada puede aumentar a 27.5° sin que se afecte la eficiencia apreciablemente. El límite bajo de β_z , consistente con un buen diseño, es de alrededor de 17.5°.

CONSTANTES DE VELOCIDAD

Una constante de velocidad es un factor que da la relación entre el cabezal total de la bomba y la velocidad periférica de la bomba. Varias de tales constantes son usadas.

La constante de velocidad mas ampliamente usada se define

¹A. J. STEPANOFF, "Centrifugal y Axial Flow Pumps", segunda edición, sección 5.2

Los valores de las constantes de diseño seleccionadas en esta tesis corresponden al llamado "diseño normal".

como sigue:

$$K_u = \frac{u_2}{(2gH)^{1/2}} \quad \text{ó} \quad u_2 = k_u(2gH)^{1/2} \quad \text{y} \quad H = \frac{1}{k_u^2} \frac{u_2^2}{k_u^2} \quad (3.14)$$

En la figura 3.12, las curvas para K_u son dibujadas para un diseño promedio normal y un ángulo de descarga del impulsor β_2 de aproximadamente 22.5° . La figura 3.18 muestra el número usual de palas para bombas de flujo mixto y axial. El número de palas además depende del tamaño de la bomba y del cabezal total de la bomba, menores cabezales de bombas requieren menos palas.

EL COEFICIENTE DE CABEZAL

El coeficiente de cabezal definido por la ecuación 3.15

$$\Psi = \frac{H}{u^2/g} = \frac{gH}{\pi^2 n^2 D^2} \quad (3.15)$$

Donde:

Ψ = coeficiente de cabezal
 H = cabezal total
 u = velocidad tangencial del impulsor

puede ser además usado como una constante de velocidad para la determinación del diámetro del impulsor. Puede ser demostrado que

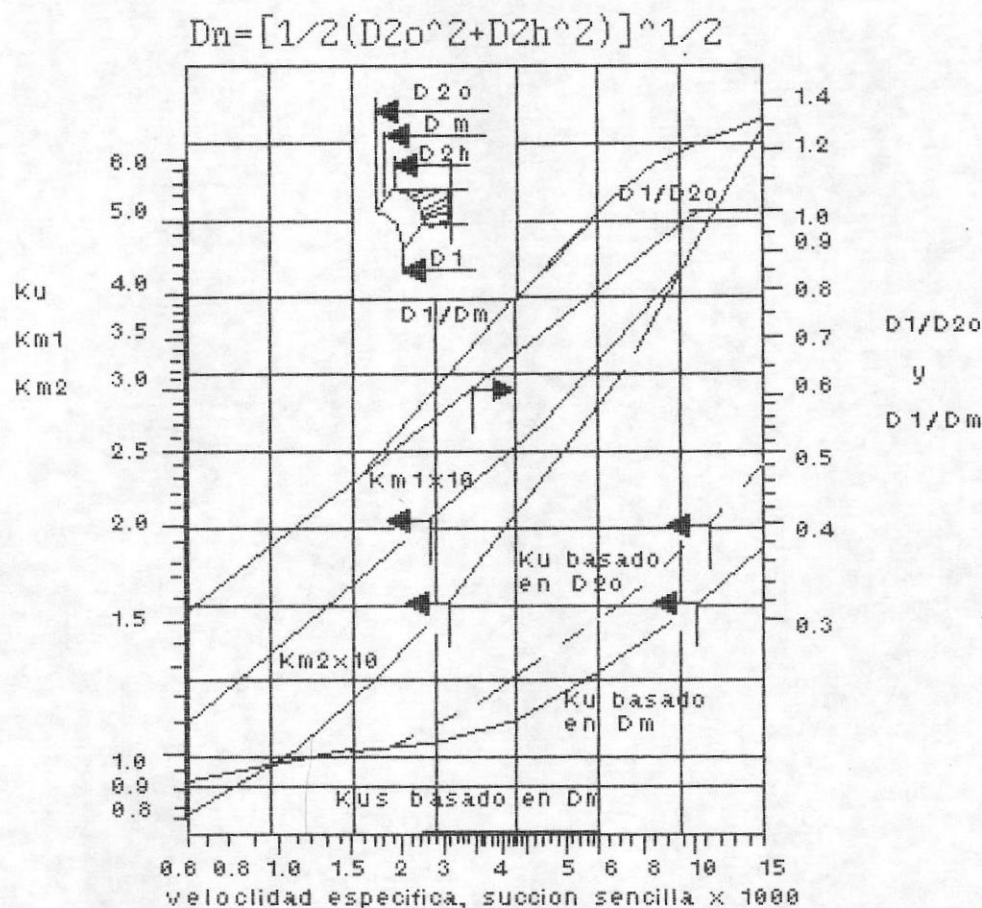


Figura 3.12: constantes del impulsor

$$\Psi = \frac{1}{2k_u^2} \quad (3.16)$$

3.6.4 DIAMETRO MEDIO EFECTIVO DEL IMPULSOR

La correlación y trazado de varias constantes de diseño cubriendo un rango completo de impulsores desde radiales rectos a los del tipo de flujo axial, tornandose particularmente sencillo si la velocidad periferica en la descarga del impulsor es basada en el diámetro "medio efectivo" del impulsor definido como sigue (figura 3.13):

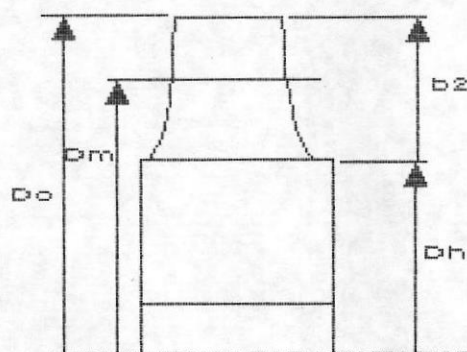


Figura 3.13: diámetro medio efectivo

$$D_m^2 = D_o^2(1 + v^2)/2 \quad (3.17)$$

Donde $v = D_i/D_o$ es la razón de cubo (v es la letra Griega nu).

Se puede demostrar que para impulsores de flujo axial y mixto el diámetro medio efectivo divide el flujo a través del impulsor en dos partes iguales.

LA CONSTANTE DE CAPACIDAD

La constante de capacidad es definida por

$$k_m = \frac{c_{m2}}{(2gH)^{1/4}} \quad (3.18)$$

Donde c_{m2} es la velocidad meridional en la descarga. Cuando c_{m2} es calculada de datos de pruebas en el punto de máxima eficiencia, la fugas son despreciadas. luego,

mentales tabulados o dibujados no es necesario considerar las fugas.

En la práctica, los valores experimentales de k_{mz} son trazados contra la velocidad específica (figura 3.12) para una continua línea de bombas.

COEFICIENTE DE CAPACIDAD

Este es usado como una constante de diseño de capacidad y es definido como:

$$\phi = c_{mz}/u \quad (3.19)$$

Donde c_{mz} es la velocidad meridional en la descarga del impulsor, para el punto de mayor eficiencia, basado en el área neta de descarga (excluyendo las palas y despreciando las fugas). Después, el coeficiente de presión es seleccionado y u es establecido. Esto se conecta a k_{mz} como sigue:

$$\phi = \frac{k_{mz}}{k_{\omega}} \quad (3.20)$$

VELOCIDAD DE ENTRADA

A fin de completar el perfil del impulsor, la velocidad meridional a la entrada debería ser conocida. Esta es

dada por la relación

$$k_{m1} = \frac{C_{m1}}{(2gH)^{1/2}} \quad (3.21)$$

Esta es calculada para el área en el borde de entrada de la pala, de nuevo omitiendo las fugas.

Las velocidades de entrada como las mostradas en la figura 3.12 son alrededor de 1.5 veces la velocidades de descarga del impulsor a velocidades específicas bajas e igual a las de bombas de flujo axial recto. Estas velocidades de entrada podrían ser consideradas como normales.

VELOCIDAD ESPECIFICA ADIMENSIONAL

Para el análisis de la performance de una bomba y correlacionando las constantes de diseño experimentales (coeficientes de presión y capacidad), la expresión para la velocidad específica (ecuación 2.7) puede ser transformada para incluir el coeficiente de capacidad adimensional ϕ y el coeficiente de cabezal adimensional ψ en vez de los valores en galones por minuto y el cabezal en pies.

Haciendo las siguientes sustituciones en la ecuación 2.7.

$$Q = \text{gpm} = (c_{mz} b_z \pi D_m v_m) * 60 * 7.48 \quad (3.22)$$

$$n = 60 u_z / \pi D_m \quad (3.23)$$

$$H = \frac{1}{2} u_z^2 / g \quad (3.24)$$

$$\phi = c_{mz} / u_z \quad (3.25)$$

$$n_m = 6830 \left[\frac{(1-v^2)}{(1+v^2)} \right]^{1/2} \frac{\phi^{1/2}}{\frac{1}{2} u_z^{3/4}} \quad (3.26)$$

donde $v = D_n / D_o$ es la razón de cubo, un importante criterio para el impulsor de flujo axial. Puesto que para todos los impulsores similares la razón b_z / D_m es constante, la razón

$$w_m = \phi^{1/2} / \frac{1}{2} u_z^{3/4} \quad (3.27)$$

puede ser usada como un número típico u otra forma de la velocidad específica adimensional.

3.7 TERMINOLOGIA Y GEOMETRIA DEL IMPULSOR DE FLUJO AXIAL

PALAS EN CASCADAS.

En la discusión de la acción de un impulsor de palas en una bomba de flujo axial es conveniente representar las palas desarrolladas en varias secciones cilíndricas. Tres de estos desarrollos son de particular interés: en

el diámetro exterior de la pala D_o ; en el cubo D_r y en el diámetro medio efectivo D_m . Este D_m se refiere al definido por la ecuación 3.17.

Sobre el desarrollo cilíndrico, las palas aparecen igualmente espaciadas a una distancia $t = \pi D / z$, a veces definida como "pitch," donde z es el número de palas y D es el diámetro de la sección cilíndrica. La relación de la longitud de la cuerda de la pala a el espacio de pala (l/t) es un importante elemento de diseño, siendo un indicador de la "solidez de la pala". La solidez de la pala es un término que describe la relación del área de la pala (verdadera o proyectada) al área anular normal al flujo. La relación cuerda-espaciamiento generalmente se incrementa desde el borde de la pala hacia el cubo (figura 3.14).

Para ejecutar una acción directriz efectiva sobre el fluido, el ángulo de la pala debe incrementarse gradualmente de β_1 a β_2 . La diferencia entre los dos $\beta_1 - \beta_2$, es una medida de la curvatura de la pala a lo largo de cualquier sección particular de la pala. De la geometría de la figura 3.14, las siguientes relaciones entre varios ángulos pueden ser escritas:

(a) Curvatura de la pala

$$\beta_2 - \beta_1 = \phi = \theta_1 + \theta_2 \quad (3.28)$$

(b) Angulo de la cuerda

$$\beta_m = \beta_1 - \theta_1 \quad (3.29)$$

(c) Pala de arco circular

$$\begin{aligned} \theta_1 = \theta_2 = \theta = \phi/2 \\ \beta_2 - \beta_1 = \phi = \text{ángulo central} \\ l = 2r \sin \theta \end{aligned} \quad (3.30)$$

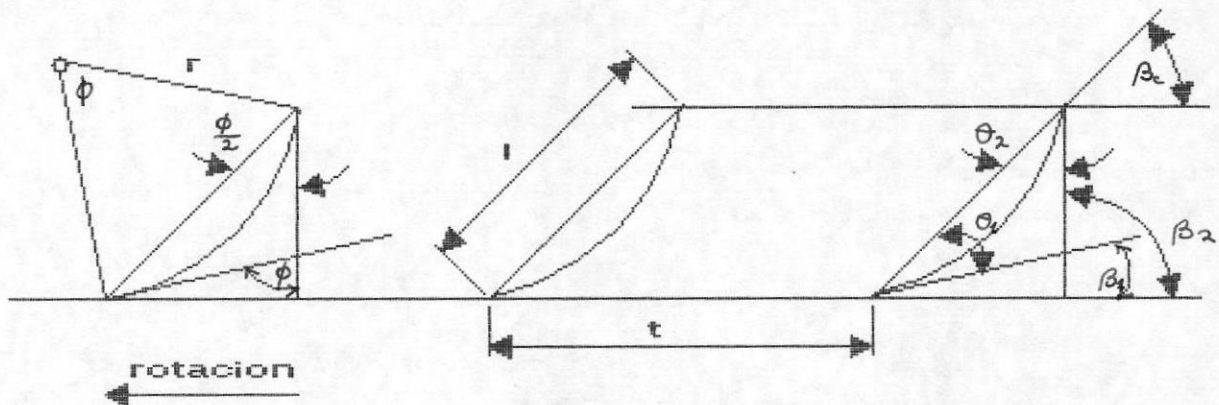


Figura 3.14: notación de palas en cascada

SUPERFICIES DE SUSTENTACION (airfoils)

En vista del muy bajo cabezal que produce un impulsor de flujo axial, las pérdidas por fricción superficial (que se las conoce como arrastre), adquieren mayor importancia que en los impulsores de flujo centrífugo o mixto. Por esta razón un alto grado de aerodinámica y pulido deben poseer las palas para obtener el máximo de eficiencia. Para satisfacer estos requerimientos y otros de resistencia mecánica, el perfil de las palas del impulsor toma forma de airfoils. Aunque los airfoils fueron primero desarrollados para soportar aeroplanos en flujos de aire, los airfoils han encontrado un amplio uso en el campo de

las turbomáquinas de flujo axial y, por lo tanto, familiarizarse con las propiedades de los airfoils es esencial.

Una gran cantidad de airfoils han sido probados en varios países por muchos años para determinar los airfoils para diseños de aeroplanos, que soporten un peso máximo con un mínimo de consumo de potencia. En el reporte de N.A.C.A.² número 460 (1935) todos los airfoils útiles han sido clasificados de acuerdo a su curvatura y espesor. Para este propósito los airfoils son considerados como compuestos de una cierta forma de espesor de perfil dispuesta alrededor de cierta línea media (figura 3.15). La forma de la línea media determina completamente la mayoría de las propiedades hidráulicas importantes de los airfoils, considerando que el espesor es determinado por los requerimientos de resistencia mecánica. Todos los buenos airfoils tienen aproximadamente la misma variación de espesor a lo largo de la línea media. El máximo espesor es diferente para los diferentes airfoils. La distancia máxima desde la cuerda a la línea media se denomina "camber" y es usualmente expresada en porcentaje de la longitud de la cuerda, o c/l , figura 3.15.

Cada airfoil de la N.A.C.A. es designado por cuatro dígitos tal como 4312. El primer dígito indica el camber

²N.A.C.A.: National Advisory Committee on Aeronautics, Comité Asesor Nacional de Aeronáutica

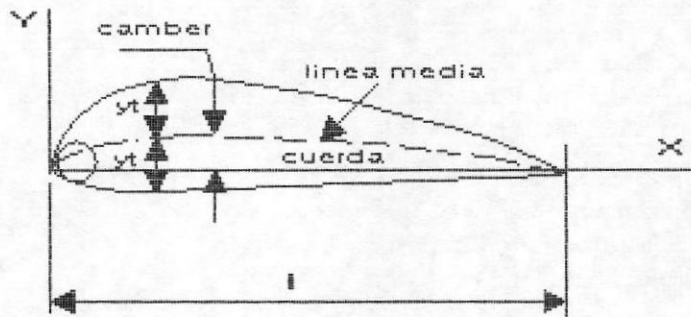


Figura 3.15: nomenclatura del airfoil

de la línea media; el segundo, la localización del camber respecto del borde de ataque en décimos de la longitud de la cuerda. Los últimos 2 dígitos muestran el máximo espesor de la pala en porcentaje de la longitud de la cuerda.

El ángulo de ataque es el ángulo agudo (α , figura 3.16) entre la cuerda de la pala y la dirección de la velocidad relativa del flujo. La proporción dimensional es la relación entre la longitud del airfoil a la longitud de la cuerda.

Todas las secciones N.A.C.A. fueron probadas con una proporción dimensional de 6 a 1, pero los resultados fueron además recalculados para una proporción dimensional infinita. Debido a que en una bomba el fluido es confinado entre el cubo y la pared de la carcasa y no es libre de fluir radialmente, el uso de los datos de los airfoils para una proporción dimensional infinita se justifica.

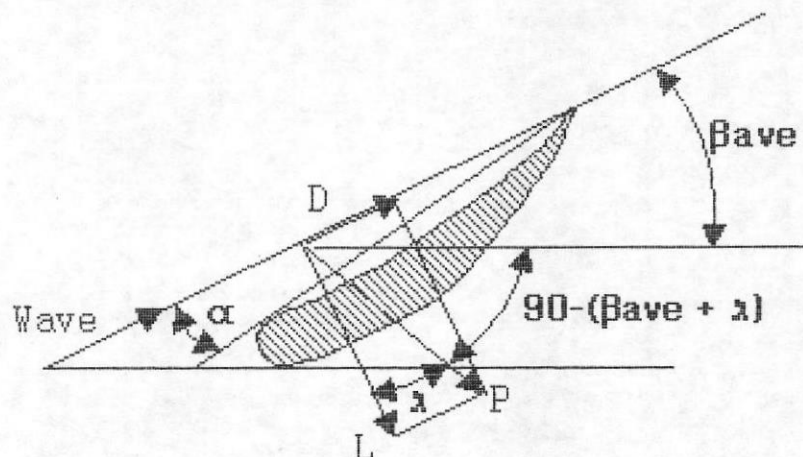


FIGURA 3.16: fuerzas actuando sobre un airfoil

AIRFOILS: METODO DE MUNK.

Munk³ ha mostrado que la línea de camber media de los perfiles de cuatro dígitos de la N.A.C.A. y sus propiedades aerodinámicas son completamente definidas por dos tangentes cuyos puntos de contacto son los extremos de ataque y salida de la línea media (AC y BC de la figura 3.17). Teniendo su origen en las propiedades de las curvas parabólicas, que posee la línea media de esta familia de airfoils. Las tangentes AC y BC pueden ser dadas por los ángulos específicos θ_1 y θ_2 entre la cuerda y las tangentes. El resto de las tangentes pueden ser dibujadas mediante la división de las tangentes AC y BC en un número igual de partes y juntando los correspondientes puntos (1,2,3,4,5, y 6). El punto C de intersec-

³MAX M. MUNK, "On the Geometry of Streamlining", volumen de aniversario Theodore Von Kármán, página 8, Instituto de Tecnología de California, 1941

ción de las dos tangentes determina la localización del camber máximo, y el valor del camber ED es igual a la mitad de la distancia EC. Es evidente que el método geométrico de dibujo de la línea media de las superficies de sustentación de Munk es paralelo al método de dibujo de Stepanoff⁴ para las secciones de impulsores de flujo axial, que se basa en los ángulos de entrada y descarga β_1 y β_2 establecidos de los triángulos de velocidad de Euler. De la figura 3.17 las siguientes relaciones entre los ángulos $\beta_1, \beta_2, \theta_1$ y θ_2 son evidentes.

$$\beta_2 - \beta_1 = \theta_2 + \theta_1 \quad (3.31)$$

La curvatura de la pala ($\beta_2 - \beta_1$) puede ser expresada en términos del camber y su localización. De la figura 3.17, $\tan \theta_1 = 2ED/AE = 2c/l_c$ y $\theta_2 = 2ED/EB = 2c(1-l_c)$ donde c es el camber y l_c es la localización respecto al borde de ataque, ambos expresados como fracción de longitud de la cuerda del perfil. Puesto que los ángulos θ_1 y θ_2 son usualmente pequeños, los valores de los ángulos en radianes son aproximadamente iguales a sus tangentes. Por lo tanto:

$$\beta_2 - \beta_1 = \frac{2c}{l_c} + \frac{2c}{1-l_c} = \frac{2lc}{l_c(1-l_c)} \quad (3.32)$$

⁴A. J. Stepanoff, "Centrifugal and Axial Flow Pumps", segunda edición, capítulo 9, John Wiley & sons, 1957

La ecuación 3.32 muestra que la curvatura de la pala ($\beta_2 - \beta_1$) establece las propiedades hidrodinámicas del airfoil, razonable y completamente así como lo hace el camber y su localización en la clasificación de la N.A.C.A..

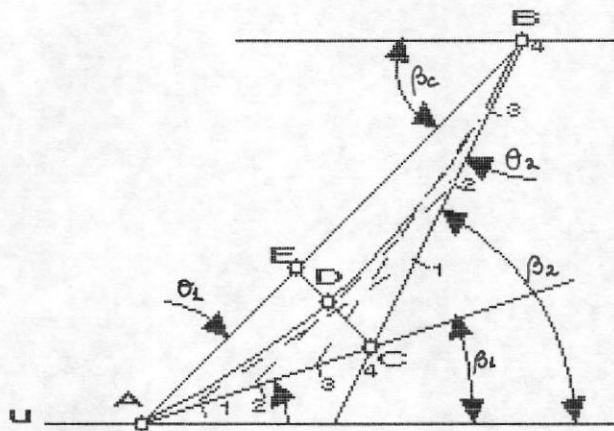


Figura 3.17: características del airfoil en términos de su curvatura $\beta_2 - \beta_1 = \theta_2 + \theta_1$.

3.8 FACTORES EXPERIMENTALES DE DISEÑO

Existe un número de elementos de diseño de bombas de flujo axial los cuales no entran en la discusión teórica aunque afectan directamente la performance del impulsor axial. Estos incluyen: (1) relación de cubo, (2) número de palas, (3) espesor de la pala, (4) rotación de la palas sobre el cubo como si fuesen impulsores de pala ajustables, (5) carcasa de la bomba, con o sin álabes de difusión. La selección de cualquiera de estos elementos de diseño depende sobremanera de la experiencia.

RELACION DE CUBO DEL IMPULSOR

La relación del diámetro del cubo del impulsor al diámetro exterior del impulsor esta directamente relacionado con la velocidad específica de bombas de flujo axial. Esta relación es establecida experimentalmente. A mayor velocidad específica las bombas tienen menores cubos, lo cual da una mayor área libre para el flujo y un menor diámetro a la línea de flujo promedio, resultando en una mayor capacidad y un menor cabezal. La figura 3.18 da relaciones de cubo para varias velocidades específicas compiladas de un grupo de modernas bombas de flujo axial y ventiladores. La relación de cubo es el mas importante elemento de diseño que gobierna la velocidad específica en los impulsores de flujo axial. La dispersión de los puntos se deriva de las pruebas usando varios impulsores en la misma carcaza de bomba. Cuando más de un punto son mostrados en la misma relación de cubo, el punto negro indica el mejor valor de este grupo.

RAZON CUERDA-ESPACIAMIENTO (l/t)

La razón cuerda-espaciamento l/t es otro importante elemento de diseño el cual es seleccionado sobre la base de experimentos previos. Para bombas de flujo axial de velocidad específica de 10,000 y mayores, la razón l/t es menor que la unidad. Para impulsores fundidos en una pieza, las palas no sobrepuestas son mayormente usadas, ya que requieren un moldeo muy simple sin ningun procedimiento de moldeo de un macho. La razón l/t varía a lo

largo del radio, incrementándose hacia el cubo. Este incremento en l/t en el cubo es deseable por razones mecánicas. La figura 3.18 muestra valores de razones l/t para la sección a la periferia del impulsor para varias relaciones de cubo. El valor de l/t en el cubo es 1.25 a 1.30 veces que en diámetro exterior del impulsor.

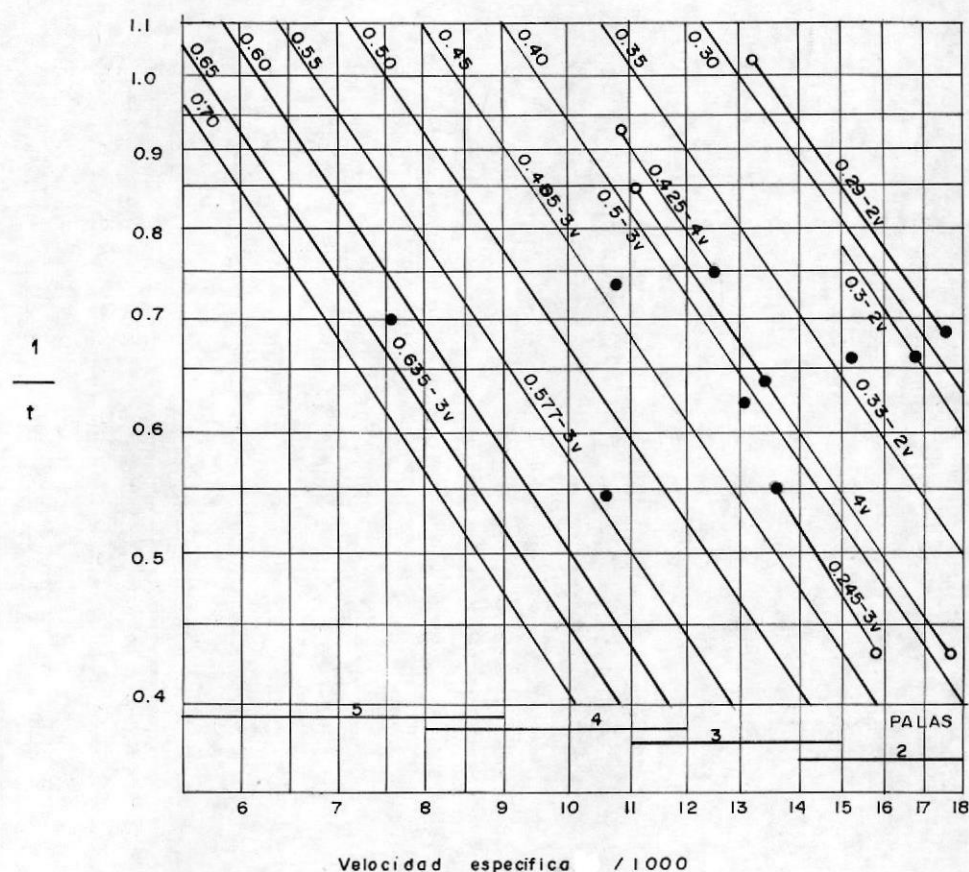


Figura 3.18: relación de cubo, número de palas, y razón l/t para bombas de flujo axial

NUMERO DE PALAS

La figura 3.19 muestra una prueba de una bomba con idénticas palas numeradas de 2 a 5. Se nota que:

1. Las capacidades para un cabezal normal y cero son las mismas para los diferentes impulsores. Lo cual es determinado principalmente por el ángulo de entrada de la pala.
2. El cabezal se incrementa con el número de palas. Esto es debido al incremento de la relación l/t .

La figura 3.20 muestra las pruebas de tres impulsores que poseen cuatro palas cada uno, pero con relaciones l/t de 0.4, 0.6, y 0.8. Las curvas son similares a las mostradas en la figura 3.19, en ambos casos l/t fue variado.

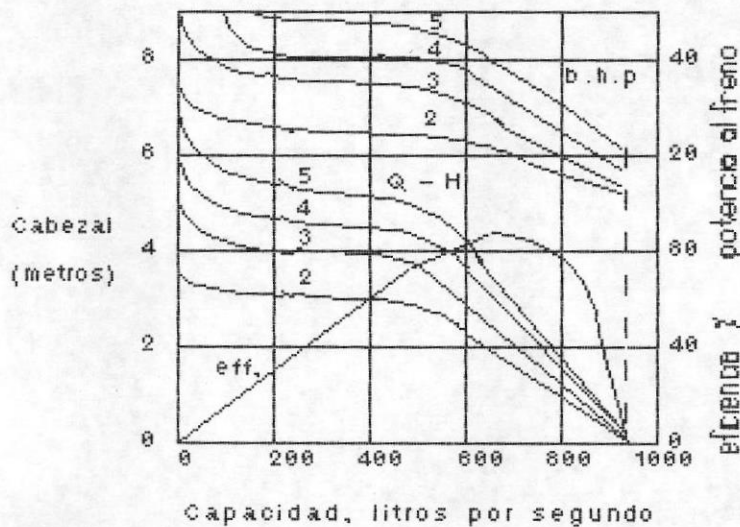


FIGURA 3.19: efecto del número de palas sobre la performance

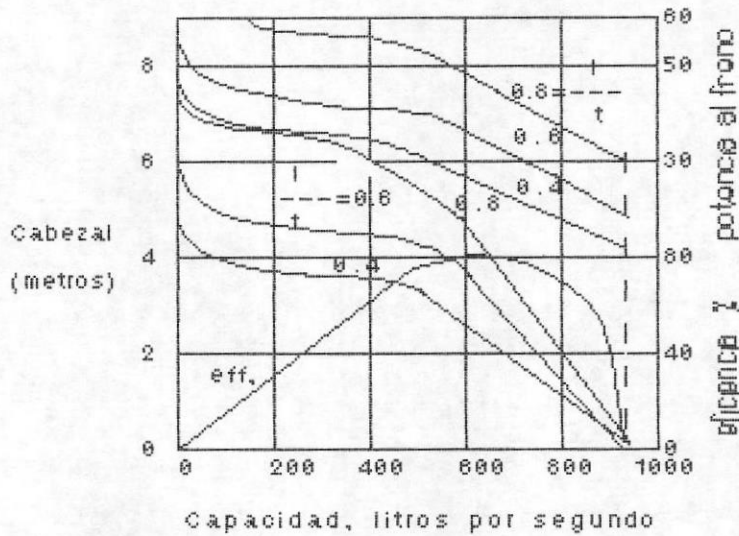


FIGURA 3.20: efecto de $1/t$ sobre la performance; 730 rpm; $B_2=20$ grados promedio

3.8.4 CURVATURA Y ARREGLO DE LA PALA

La figura 3.21 muestra la performance de un impulsor de cuatro palas con diferente arreglo de las palas, la curvatura de la pala $\beta_2 - \beta_1$, permanece igual. El ángulo de descarga β_2 y el ángulo de succión β_1 varían en la misma cantidad. El punto de interés es que el cabezal producido es esencialmente el mismo para todos los arreglos de palas y por lo tanto es solo una función de la curvatura de la pala ($\beta_2 - \beta_1$). Esto significa que aunque la componente tangencial en la descarga del impulsor (c_{u2}) es mayor (a mayor valor de β_2), la componente tangencial de succión (c_{u1}) es incrementada aproximadamente en la misma cantidad.

Siendo la velocidad periférica la misma en la succión y

descarga, no altera el cabezal resultante. La eficiencia es buena sobre un ancho rango de capacidades. De hecho el trazado de los bordes del perfil podría ser cambiado para cada arreglo de palas del impulsor, El decrecimiento en la eficiencia en ambos lados del arreglo óptimo podría permanecer pequeño. La capacidad varia directamente proporcional con el pitch de succión ($\tan \beta_1$). Este punto en particular fue proporcionado por las pruebas de Schmidt.⁵

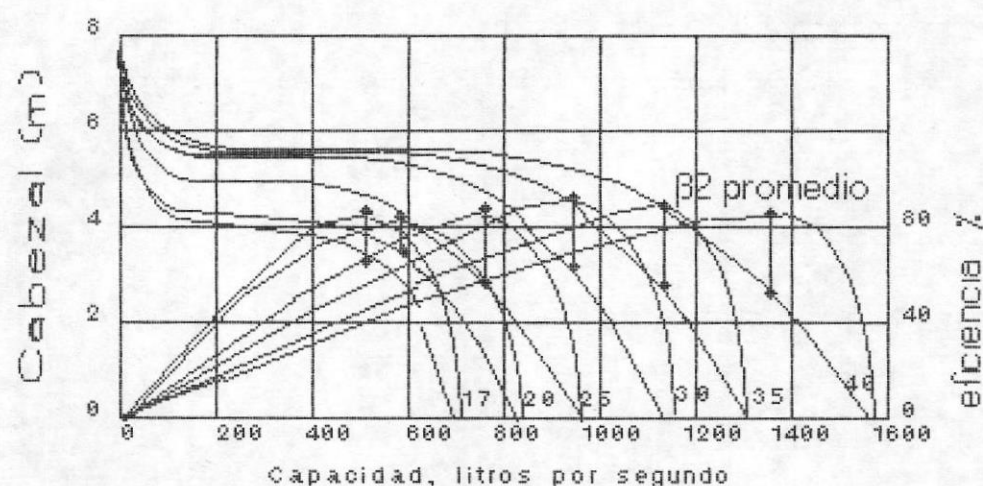


FIGURA 3.21: performance de un impulsor de 4 palas, 500 mm de diámetro, a diferentes ángulos de pala, 650 rpm

ESPESOR DE LA PALA

La figura 3.22 muestra los resultados de la pruebas

⁵HENRY E. SCHMIDT, "Some Screw Propeller Experiments With Particular Reference to Pumps and Blowers", Journal Am. Society Naval Engineers, volumen XL, No. 1, febrero 1928.

realizadas por Eckert⁶ de dos impulsores, uno con palas de airfoils bien perfilados y pulidos, el otro de la misma solidez y línea de curvatura pero hecho con palas de hojas de acero estampado soldadas al cubo. La performance de los dos impulsores es idéntica. Similares resultados fueron obtenidos por varios investigadores.

Eckert además encontró mediante pruebas que otro impulsor del mismo tipo de superficie de sustentación pero hecho de hierro fundido con el borde de ataque de alrededor de 1/8 de pulgada de espesor era 5 puntos menor en eficiencia. Parte de la reducción de eficiencia era causada por la mayor rugosidad relativa de las palas de hierro fundido comparada la pala de aleación pulida. Para las palas fundidas es necesario adicionar metal al borde de ataque que será removido después del maquinado. El excesivo espesor de la pala produce separación y ruido con impulsores de alta presión y alta velocidad. Por lo tanto las ventajas de secciones tipo airfoil descansan en el hecho de que ellas permiten la resistencia mecánica deseada con un mínimo sacrificio de la eficiencia.⁷

⁶B. ECKERT, "Neure Erfahrungen an Uberdruck-axialgeblasen", boletín 88, No.37/38, Berlin, Verein Deutscher Ingenieure, página 516, septiembre 16, 1944

⁷El reporte 460 de la N.A.C.A. expresa claramente sobre tal efecto en la p.3: "La forma del espesor es de particular importancia desde un punto de vista estructural. De otro lado, la forma de la línea media determina casi independientemente algunas de las más importantes propiedades aerodinámicas de una sección aerodinámica."

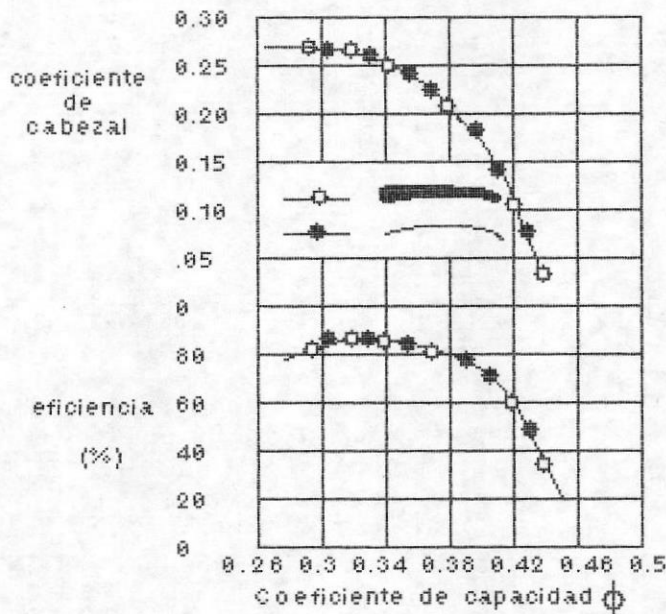


FIGURA 3.22: performance de uma pala delgada y de un airfoil

3.9 DIAGRAMA DE STEPANOFF: CARACTERISTICAS DE LA BOMBA

CONSTRUCCION DEL DIAGRAMA

La figura 3.23 es un diagrama maestro preparado por Stepanoff, cubriendo características esenciales de diseño y performance de impulsores de todas las velocidades específicas y un ángulo de descarga β_m , para el b.e.p. (best efficient point).

El punto B en la figura 3.23 fue obtenido por el cálculo de la eficiencia hidráulica C_0/B_0 en b.e.p. de una bomba centrífuga representativa.

El punto D representa el valor al cierre de Ψ_m , y es

común para todas las máquinas.

3.9.2 PROPIEDADES DEL DIAGRAMA

1. Las líneas generadas desde el punto ϱ son los lugares geométricos de los b.e.p. de cabezal-capacidad para diferentes ángulos de descarga del impulsor y velocidades específicas, la última se incrementa del borde superior al inferior de la carta. Aunque el cierre (punto D) es común para todos los ángulos y velocidades específicas, la ubicación del b.e.p. fija la inclinación de la curva cabezal-capacidad.
2. Mediante la unión de cualquier punto sobre la carta, vale decir F' , con los puntos O y A, el triángulo de velocidad real es obtenido con ángulos y velocidades aproximados (pero muy cercanos) iguales a los de la descarga del impulsor. Cualquier inexaptitud es producto de los efectos de las pérdidas hidráulicas en la carcasa.
3. El triángulo de velocidad de Euler AFO es obtenido mediante la unión del punto A con E para obtener F a una capacidad dada \varnothing .
4. La carta da los datos de diseño básico del impulsor: diámetro del impulsor, ancho, y ángulo de descarga; además de la velocidad en la carcasa (voluta o palas

de difusión) y el ángulo de descarga de la pala de la carcaza de difusión α_2' .

5. La relación funcional de los elementos de diseño es claramente mostrada en el diagrama. (a) Cuando el ángulo de descarga del impulsor es cambiado, mas alla del cambio del perfil, el punto de operación se mueve a lo largo de la curva de velocidad específica constante. (b) Si el punto de operación es movido a lo largo de la línea de cabezal constante ($\Psi = \text{constante}$) la carta dará la variación de la velocidad meridional c_{m2} , para diferentes β_2 y de aqui el ancho del impulsor, a una velocidad dada.⁸

6. La carta en la figura 3.23 da solo elementos esenciales de los triángulos de velocidad de descarga para una fila continua de tipos hidráulicos. Adicionalmente a los representados en la carta, existen un número de elementos de diseño, tales como la razón del cubo del impulsor, número de palas, y diseño de la carcaza, los cuales tienen influencia en la performance de la bomba. Si estos elementos secundarios de diseño se desvían considerablemente de los valores normales promedios, los puntos de Ψ y ϕ no caerían en sus

⁸Observe que todas las velocidades en la Fig. 9.1 aparecen en forma adimensional. Para obtener velocidades en pies por segundo, los valores de la carta podrían ser multiplicados por el valor de la velocidad periférica u_2 en pies por segundo.

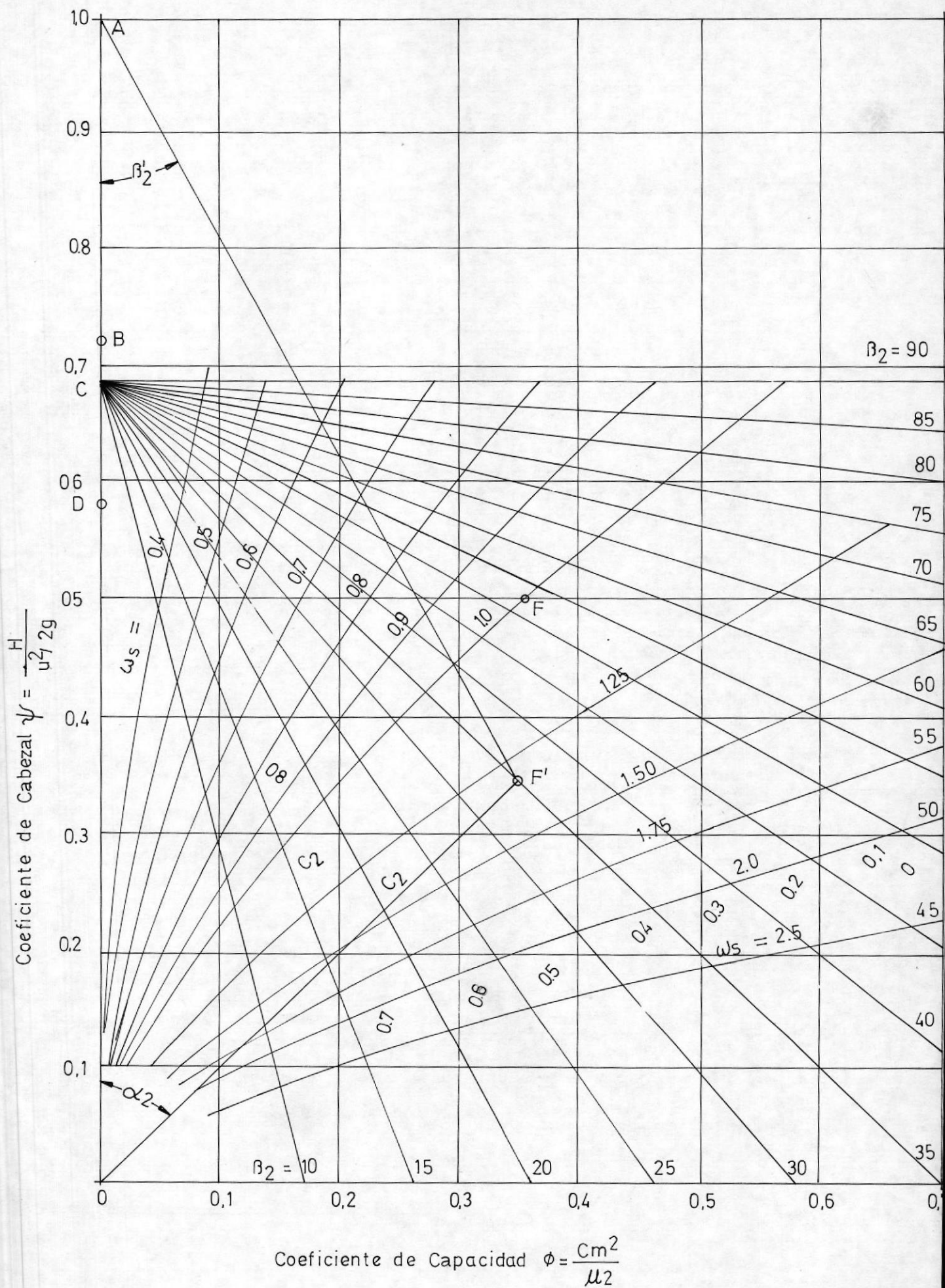
respectivos lugares sobre la carta. Es el problema del diseñador reconocer tales desviaciones de los diseños normales y anticipar sus efectos en la performance de la bomba.

7. La figura 3.23 es preparada para bombas no considerando o no previniendo la prerrotación en la entrada del impulsor. Cuando existe prerrotación, la figura 3.23 puede ser usada, pero el cabezal real especificado podría ser menor o mayor por el valor $c_{u1}'u_1/g$. El valor de c_{u1}' es obtenido por la multiplicación del valor c_{u1} obtenido del trazado de los triángulos de velocidad de Euler en la guía de entrada del ángulo de la pala α_1 , por un factor $0.691 = C_0/A_0$ en la figura 3.23.

USO DEL DIAGRAMA

El diagrama de la figura 3.23 puede ser usada para seleccionar los coeficientes de cabezal y capacidad del impulsor (Ψ y ϕ).

Con el valor del ángulo de descarga β_2 conocido, se puede entrar en la carta de la figura 3.23 mediante la localización del punto de diseño conocido en la carta y, siguiendo la línea de $w_m = \text{constante}$, los valores de constantes de diseño para otros valores del ángulo de descarga del impulsor β_2 pueden ser determinados.





CRITERIO ADIMENSIONAL DE CARCAZA DE BOMBA

Mediante simple sustitución algebraica puede ser demostrado que el coeficiente de cabezal Ψ , coeficiente de capacidad ϕ , y velocidad específica adimensional w_m son solamente funciones del ángulo de descarga del impulsor β_2' y la velocidad absoluta del ángulo de descarga, α_2 . Asi refiriendonos a la figura 3.24, puede ser escrito

$$\Psi = \frac{c_{u2'}}{u_2} = \frac{c_2' \cos \alpha_2'}{u_2} = \frac{\sin \beta_2' \cos \alpha_2'}{\sin(\alpha_2' + \beta_2')}$$

ó

$$\Psi = \frac{1}{1 + \tan \alpha_2' \cot \beta_2'} \tag{3.33}$$

y

$$\phi = \frac{c_{m2}}{u_2} = \frac{c_2 \sin \alpha_2'}{u_2} = \frac{1}{\cot \alpha_2' + \cot \beta_2'} \tag{3.34}$$

de aqui

$$w_m = f(\alpha_2', \beta_2') = \phi^{1/2} \Psi^{3/4} \tag{3.35}$$

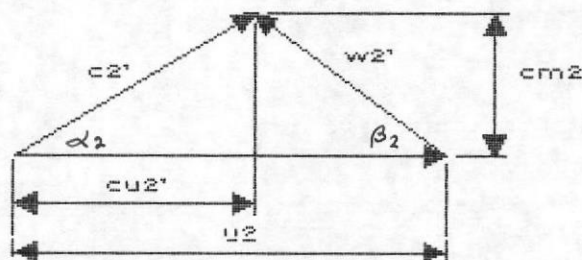


Figura 3.24: triángulo de velocidad en la descarga

EFICIENCIA OPTIMA DE LA BOMBA

Las constantes de diseño y relaciones básicas derivadas de la figura 3.23 son basadas en los datos de pruebas de una gran cantidad de bombas y compresores exitosos, cubriendo un amplio rango de velocidades específicas y ángulos de descarga del impulsor β_2 . Es una opinión que las constantes de diseño representan valores que guían hacia una óptima eficiencia de la bomba. Diferentes combinaciones de varios elementos de diseño del impulsor y carcasa de aquellas derivadas de la figura 3.23 pueden producir diferentes valores de los coeficientes de cabezal y capacidad, para el b.e.p. pero con algo de sacrificio de la eficiencia. Tales desviaciones de los diseños normalizados son frecuentemente requeridos en la práctica para extender el rango de operación de las bombas mediante la provisión de varios impulsores a dos diferentes carcazas. Ambos casos producen un desajustamiento de impulsores y carcazas.

3.10 EMPUJE AXIAL

En impulsores radiales abiertos o cerrados, el empuje axial es producido por la presión estática en las caras del impulsor, el cual no toma parte en la generación de cabezal. El flujo toma lugar en un plano normal a el eje y la diferencia de presión en las caras de las palas del impulsor no contribuye a el empuje axial. En impulsores

axiales, no hay caras de plano, y el flujo es en la dirección axial; cualquier diferencia de presión sobre las dos caras de las palas se registra como un empuje axial sobre el elemento rotativo. Existe además una fuerza axial pequeña debido a la diferencia de presión en las dos caras del cubo del impulsor. El empuje axial de un impulsor de flujo axial es igual a $T = A_w \delta H / e_n$ donde A_w es el área de la corona circular entre el cubo del impulsor y la carcasa, H es el cabezal total de la bomba en pies, δ es el peso específico del líquido, y e_n es la eficiencia hidráulica. Esta expresión puede ser obtenida de la siguiente consideración. El trabajo por unidad de tiempo hecho en el levantamiento de líquido por un impulsor axial puede ser representado por T_{c1} y T es una fuerza axial. Esta fuerza es una reacción del líquido sobre las palas del impulsor y es igual a el empuje axial. Por otro lado, el mismo trabajo por segundo es igual a la entrada del impulsor $Q\delta H / e_n$. Mediante la igualación de las dos obtenemos la expresión buscada, ó

$$T_{c1} = \frac{Q\delta H}{e_n}$$

de aquí

$$T = \frac{Q}{c_1} \frac{\delta H}{e_n} = \frac{A_w \delta H}{e_n} \quad (3.36)$$



BIBLIOTECA

A este empuje T , debe ser sumada una fuerza debido a la diferencia estática de presión sobre las dos caras del cubo.

3.11 C A R C A Z A

El propósito de una carcasa de difusión en una bomba de flujo axial es convertir en presión la componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida del impulsor. Esto es realizado mediante enderezadores del flujo que sale del impulsor y la reducción de la velocidad.

La curvatura de la pala de difusión es seleccionada de tal forma que el líquido ingrese a la pala de difusión con un mínimo de pérdida y salga axialmente. Con un impulsor diseñado para un patrón de flujo de vórtice forzado, la velocidad angular del flujo que sale del impulsor es constante. La angularidad de la pala de difusión es ajustada de tal forma que el flujo continúe con velocidad angular constante, el valor de la cual es decrecida hasta que toda la velocidad tangencial es eliminada del flujo. Para realizar esto los ángulos de entrada del álabe de difusión deberían ser planificados para tener un pitch P_{zm} constante (figura 3.25).

DIAMETRO MEDIO EFECTIVO DEL IMPULSOR.

Primero: la dirección de la velocidad absoluta a la

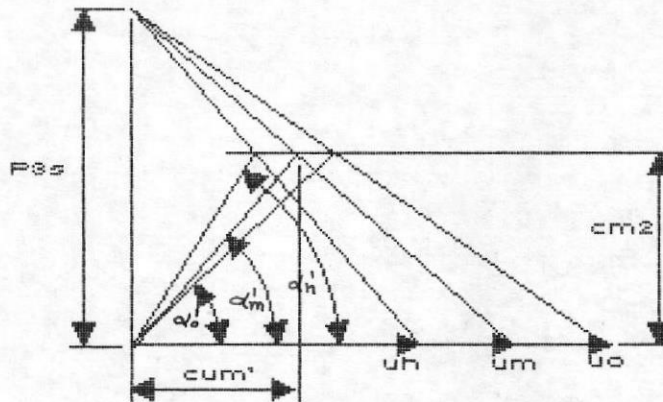


Figura 3.25: diagrama de velocidad a la entrada de una carcasa de difusión

salida del impulsor, por lo menos en un punto, debe ser determinada. Es ventajoso seleccionar este punto en el diámetro medio efectivo, el cual es definido como

$$D_m = \frac{(D_o^2 + D_h^2)^{1/2}}{2^{1/2}} \quad (3.37)$$

Será demostrado que el cabezal producido a este diámetro es igual al cabezal total integrado. En la sección 3.4, ecuación 3.10 y figura 3.6, ha sido mostrado que el cabezal integrado es igual al promedio aritmético de los cabezales generados en el cubo y en la periferia, y

$$H_m = \frac{u_o c_{u_o} + u_h c_{u_h}}{2g} = \frac{u_m c_{u_m}}{g} \quad (3.38)$$

donde u_m es la velocidad periférica en el diámetro D_m y c_{u_m} es la componente tangencial al mismo diámetro. De la

ecuación 3.38

$$2 = \frac{U_o C_{uo}}{U_m C_{um}} + \frac{U_n C_{un}}{U_m C_{um}} \quad (3.39)$$

En vórtice forzado, las velocidades periférica y tangencial varían como los diámetros; por lo tanto

$$2 = \frac{D_o^2}{D_m^2} + \frac{D_n^2}{D_m^2}$$

ó

$$D_m = \frac{(D_o^2 + D_n^2)^{1/2}}{2^{1/2}} \quad (3.40)$$

Nótese que el diámetro medio efectivo así definido por la ecuación 3.40 es directamente relacionado con el patrón de vórtice forzado de generación de cabezal en un bomba de flujo axial.

CABEZAL A LA SALIDA DEL IMPULSOR.

A continuación, el cabezal a la salida del impulsor es estimado. El cabezal total H y la eficiencia bruta de la bomba e son considerados como conocidos. Tomando la eficiencia hidráulica como $e_n = (e)^{1/2}$, el cabezal de entrada H_i es determinado de

$$H_1 = \frac{H}{(e)^{1/2}} \quad (3.41)$$

El cabezal a la salida es menor que H_1 debido a las pérdidas hidráulicas en el impulsor. Si las pérdidas de la carcaza son iguales a las del impulsor (cada parte representa un arreglo de palas), el cabezal que sale del impulsor es H_2

$$H_2 = \frac{H_1 + H}{2} = \frac{\frac{H}{(e)^{1/2}} + H}{2} \quad (3.42)$$

Este cabezal puede ser expresado como

$$H_2 = \frac{U_m C_{Um}'}{g} \quad (3.43)$$

C_{Um} puede ser encontrada gráficamente como se muestra en la figura 3.25 donde el ángulo de la velocidad absoluta $\alpha_{e'}$, $\alpha_{h'}$, y α_m' son señalados.

Para desviar líquido de esas direcciones los ángulos de los álabes de difusión podrían ser mayores por unos pocos grados, o el ángulo de ataque podría ser permitido.

Para mantener un patrón de flujo de vórtice forzado la

pala debería ser de un pitch constante. El ángulo de ataque puede suministrarse por una reducción del pitch por segundo, P_{seg} .

Adicionalmente, para obtener la reducción por la transformación de la componente tangencial de la velocidad a presión, la velocidad axial puede ser aún reducida por el incremento del diámetro del difusor en la descarga. Un pequeño ángulo de divergencia de el cono difusor (8° en total) es esencial para una efectiva conversión.

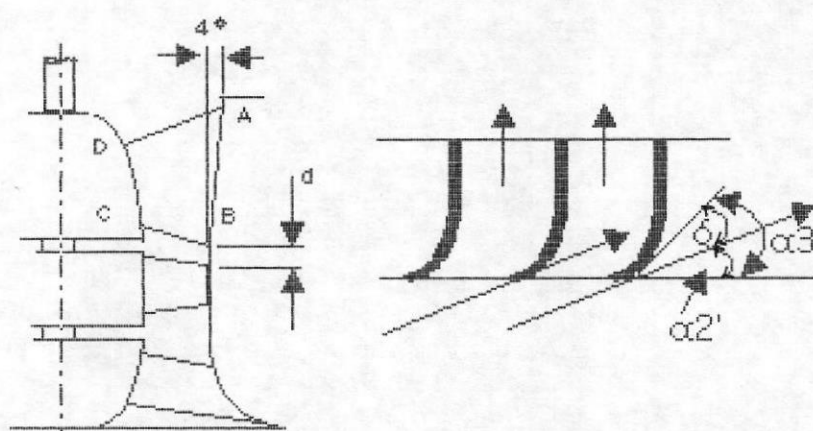


FIGURA 3.26: CARCAZA CON DIFUSOR DE BOMBA DE FLUJO AXIAL

El número de álabes en la carcasa difusora varía de 5 a 8, un menor número de álabes es usado para las bombas más pequeñas. La longitud del álabe en el cubo puede ser reducida ($DC < AB$, figura 3.26) debido a que el espaciamiento del álabe es más reducido en el cubo de lo que es en diámetro exterior. La distancia axial d entre las

palas del impulsor y los álabes de difusión tiene algún efecto en la performance, y el más favorable valor de la relación d/D_0 es de alrededor de 0.05.

El valor del ángulo del álabe de difusión no es muy crítico, y variaciones tan grandes como $\pm 5^\circ$ respecto del valor óptimo difisilmente tiene algun efecto sensible sobre la performance de la bomba.

3.12 DISEÑO DEL ARBOL PARA VELOCIDADES CRITICAS

El árbol de la bomba es diseñado para transmitir la potencia requerida sin vibración. Además del torque y el propio peso del rotor, el empuje axial debe ser considerado.

Las vibraciones del árbol usualmente aparecen como resultado de la deflexión dinámica la cual alcanza su máximo valor en las velocidades críticas. Aún con rotores cuidadosamente balanceados, hay siempre un desbalance residual, el cual desarrolla una fuerza centrífuga, y esto último causa una deflección dinámica del eje además de la deflexión estática debido al propio peso del rotor. La fuerza centrífuga se incrementa con el incremento de la deflexión, a mayores velocidades, hasta que algunas partes internas son dañadas o el árbol falla.

CALCULO DE LAS VELOCIDADES CRITICAS

La primera velocidad crítica puede ser calculada mediante el uso de la ecuación 3.44

$$w_{c1}^2 = \frac{K}{m} \quad (3.44)$$

Donde m es la masa del elemento rotativo y K es la constante elástica del árbol la cual depende de las dimensiones del árbol, material y método de soporte y cargado.

$$K = \frac{P}{y} \quad (3.45)$$

Para cargas concentradas sobre un árbol sin peso K puede ser encontrada mediante la sustitución por P del peso de la masa rotativa y por y la deflexión estática y_e bajo estos pesos. Mediante la sustitución del valor de K así encontrado, la ecuación 3.44 se torna.

$$w_{c1}^2 = g/y \quad (3.46)$$

Con cargas uniformemente distribuidas (peso del árbol) la carga sobre el árbol debido a la fuerza centrífuga es diferente de la distribución de carga estática; por lo tanto, el valor de K es diferente, y es mayor que para

cargas estáticas solamente, además con un árbol con dos cojinetes, una carga en voladizo (tal como una unión), incrementa la deflexión dinámica en tanto que la deflexión estática es reducida por la carga en voladizo.

Estos casos demuestran que la deflexión estática es usada para la determinación de la constante elástica del árbol solo para cargas concentradas y no tiene nada que ver con las velocidades críticas. Con cargas distribuidas, la deflexión dinámica es solo usada para el cálculo de la constante elástica del árbol. Debido a que la constante K del árbol y la velocidad crítica son cantidades fijas. La ecuación 3.46 puede ser usada para cualquier tipo de carga, con un factor experimental, la máxima deflexión estática y_0 que es usada

$$w_c = [c(g/y_0)]^{1/4} \quad (3.47)$$

Para un árbol con dos soportes de cojinete el coeficiente c es

$$1 < c < 1.2685 \quad (3.48)$$

El mayor valor es aplicado a un árbol cargado uniformemente (propio peso del árbol), y $c=1$ para cargas concentradas, siendo usado un valor máximo del valor de la deflexión del árbol. El factor c responde por la

diferencia entre la resultante de la distribución de carga estática y dinámica resultado del hecho de que cerca de los cojinetes la fuerza centrífuga tiene un menor efecto sobre la deflexión del eje.

La deflexión estática puede ser determinada por métodos encontrados en libros de texto sobre resistencia de materiales. La solución a casos simples es dado en la figura 3.27.

Con uno o dos impulsores y un árbol simétrico de sección uniforme, la máxima deflexión debido al peso del eje e impulsores ocurriría en la mitad del árbol. Por lo tanto, y_0 puede ser encontrada separadamente para el árbol e impulsores, y adicionalmente obtener la máxima deflexión estática del árbol.

ECUACION DE DUNKERLEY

Dunkerley en Inglaterra determinó mediante experimentos extensivos para varias cargas concentradas y un árbol libremente apoyado sobre cojinetes, la velocidad crítica, expresada muy precisamente por la siguiente ecuación

$$\frac{1}{W_c^2} = \frac{1}{W_m^2} + \frac{1}{W_1^2} + \frac{1}{W_2^2} + \dots \quad (3.49)$$

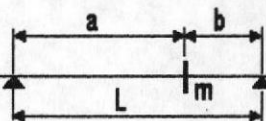
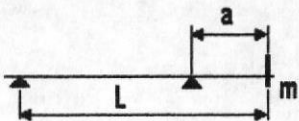
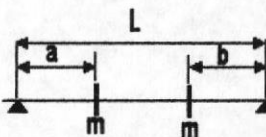
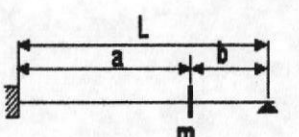
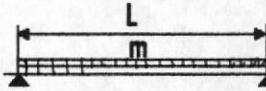
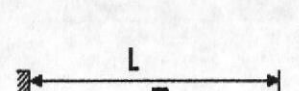
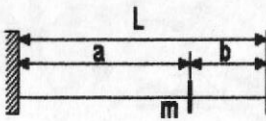
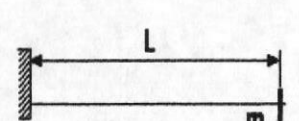
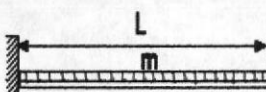

 $w_{c1}^2 = \frac{3EI}{ma^2b^2}$	 $w_{c1}^2 = \frac{3EI}{ma^2L}$
 $w_{c1}^2 = \frac{6EI}{ma^2(3L-4a)}$ $\frac{w_{c1}^2}{w_{c2}^2} = \frac{(L-2a)^2}{L(3L-4a)}$	 $w_{c1}^2 = \frac{12EI L^3}{ma^3b^2(3L+b)}$
 <p>carga uniformemente distribuida</p> $w_{c1}^2 = \frac{98EI}{mL^3}$ $w_{c1} : w_{c2} : w_{c3} = 1 : 4 : 9$	 $w_{c1}^2 = \frac{237EI}{mL^3}$ $w_{c1} : w_{c2} : w_{c3} = 1 : 9 : 24 : 6.76$
 $w_{c1}^2 = \frac{3L^3EI}{ma^3b^3}$	 $w_{c1}^2 = \frac{3EI}{mL^3}$
 $w_{c1}^2 = \frac{502EI}{mL^3}$ $w_{c1} : w_{c2} : w_{c3} = 1 : 2.78 : 5.45$	 $w_{c1}^2 = \frac{12.4EI}{mL^3}$ $w_{c1} : w_{c2} : w_{c3} = 1 : 6.9 : 17.5$

FIGURA 3.27: velocidades críticas para cargas individuales

$$w_{c^2} = g \left(\frac{1}{y_m} + \frac{1}{y_1} + \frac{1}{y_2} + \dots \right) = \frac{g}{\Sigma y} \quad (3.49a)$$

Donde:

w_c es la velocidad crítica del sistema
 w_m es la velocidad crítica del árbol solo
 y_m " " " " " " " "
 w_1 es la vel. crit. del peso 1 sobre un árbol sin peso
 y_1 " " " " " " " "
 w_2 es la vel. crit. para el disco 2, y así sucesivamente.
 y_2 " " " " " " " "

Mediante el uso de la ecuación 3.46 para las cargas individuales, dividiendo el árbol en varias cargas, la ecuación de Dunkerley se reduce a:

$$w_{c^2} = \frac{g}{\Sigma y} \quad (3.50)$$

Evidentemente, la velocidad crítica del sistema es menor que la velocidad crítica debido a las cargas individuales.

Si el diámetro del eje es variable la ecuación de Dunkerley es aplicada también mediante la sustitución de un árbol de sección uniforme (lo cual reducirá la precisión de los resultados) o mediante la división del árbol en un número de partes y sustituyendo las cargas concentradas para las varias secciones del árbol.

SELECCION DE LA VELOCIDAD CRITICA

Experimentos extensivos realizados por varios investigadores han comprobado un muy satisfactorio compromiso entre los valores de velocidades críticas calculados y observados. Por lo tanto es posible seleccionar dimensiones del árbol en tal forma que se reduzca la posibilidad de vibraciones del árbol a un mínimo. La operación bajo la velocidad crítica da una máxima seguridad de operación libre de vibración. Sin embargo, esto frecuentemente lleva a diseños imprácticos desde el punto de vista comercial.

De las consideraciones discutidas en artículos previos, la selección de las dimensiones del árbol para la velocidad crítica podría ser guiada por las siguientes consideraciones:

1. La velocidad de operación no debería ser una fracción ($1/2$, $1/4$) o un múltiplo ($2,3,4$) de la primera velocidad crítica.
2. La velocidad de operación no debería ser tan cercana a las velocidades críticas primera o segunda.

$n < 0.8 N_{c1}$ donde n = velocidad de operación
 $n > 1.3 N_{c1}$ donde n_{c1} = primera velocidad crítica
 $n < 0.7 N_{c2}$ donde n_{c2} = segunda velocidad crítica

3. Una operación satisfactoria arriba de la segunda velocidad crítica es imposible.

A mayor velocidad, y especialmente arriba de la velocidad crítica, la deflexión del árbol podría tener un considerable efecto sobre el balanceo. Como resultado de esto, el rotor puede ser balanceado solo para una velocidad definida.

DISEÑO DE UN PROTOTIPO DE BOMBA AXIAL

4.1 INTRODUCCION

En el diseño de una máquina hidráulica es preciso abordar dos puntos fundamentales: el diseño hidráulico y el diseño mecánico.

El diseño hidráulico se centra primordialmente en la hélice o impulsor, ya que para este caso en particular no se hace diseño de carcaza debido a que las formas de ésta se ajustan a cada necesidad específica y los espesores que se obtienen al calcularlos son muy pequeños en vista de que las presiones que maneja ese tipo de bomba no son valores considerables. Aparte de estos dos elementos mencionados el diseño hidráulico no contempla ningún otro elemento.

El diseño mecánico abarca el diseño y dimensionamiento de todos los elementos considerando las propiedades físicas de cada uno de los materiales implicados en cada caso. Es de primordial importancia dentro del diseño mecánico el diseño del eje de la bomba el cual debe ser completo, son también partes importantes el diseño de la

caja de rodamientos y la selección de rodamientos, bocines, retenedores, bandas, poleas, y demás piezas auxiliares.

Al tratarse el diseño de un prototipo de una bomba de flujo axial los datos y parámetros fundamentales a escoger serán los mas representativos dentro de los que se enmarcan el grupo de bombas de flujo axial. El proceso para diseñar bombas de distinta capacidad sigue los mismos pasos que se detallan a continuación.

4.2 DISEÑO HIDRAULICO

4.2.1 PROCEDIMIENTO DE DISEÑO DE UN IMPULSOR DE FLUJO AXIAL

El procedimiento de diseño para un impulsor de flujo axial de una sola etapa es esencialmente el mismo que para un impulsor centrífugo. De hecho, dentro del campo de las bombas, los impulsores axiales son el extremo de alta velocidad específica que sigue a continuación de los impulsores centrífugos de baja velocidad específica, continuando con varios tipos de impulsores mixtos con cubos cónicos de mayor velocidad específica (figura 2.11). El procedimiento de diseño envuelve los siguientes pasos:

1. Determinar los requerimientos de cabezal-capacidad, seleccionar la velocidad (rpm) de diseño; así la

velocidad específica del impulsor es obtenida

2. Con la velocidad específica así obtenida, la relación de cubo y espaciamento de pala l/t son seleccionadas. La figura 3.18 es usada como una guía. El número de palas es asumida al mismo tiempo.
3. La constante de velocidad y las constantes de capacidad son elegidas a continuación. En el gráfico de la figura 3.12 se dan esas constantes para un ángulo de descarga del impulsor β_2 , promedio, de 22.5° . Para valores a diferente ángulo de descarga el diagrama de la figura 3.23 puede ser usado. Habiendo sido establecidas estas constantes permiten calcular la velocidad meridional y el diámetro del impulsor. El perfil del impulsor puede ser dibujado.
4. El perfil de la pala del impulsor, la curvatura y el giro de la pala son dibujados⁽¹⁾ después de que los ángulos de succión y descarga para varias líneas de flujo son establecidas de los triángulo de velocidad de entrada y salida de Euler. Las secciones 1.1 y 3.2 dan una guía para la comprensión y trazado de estos triángulos.

¹Método de munk, sección 3.7.3

4.2.2 CALCULOS

Los parámetros fundamentales para el diseño de una bomba de flujo axial son: el caudal (Q) la velocidad rotación (N) en el b.e.p., y el cabezal total de la bomba H .

Para determinar el caudal de diseño (en el b.e.p.) se consultó a productores locales (provincia de El Oro) para que el diseño se apege a la realidad del medio. Se encuentra que localmente la tendencia es ha construir piscinas con un área promedio de 10 hectareas y a veces mas, para compensar el bajo nivel de producción que se tiene en relación a otros productores (como en la China) que aplicando modernas técnicas consiguen obtener mayor producción por hectárea. Asi mismo se determinó que la profundidad de las piscinas es variable, aún dentro de la misma piscina, encontrándose entre 1 y 1.5 metros de profundidad. Adicionalmente se observó que por lo general se instalaban dos bombas con una capacidad del 70 % del caudal requerido para prevenir que en los tiempos de parada de la bomba ya sea por daño o mantenimiento periódico se interrumpa el suministro de agua y peligre la producción. En estos casos la otra bomba supliría el agua trabajando mas tiempo o simplemente se trabaja con una para ahorrar energía (diesel cuando se usa motores de combustión interna o electricidad con los motores electricos). Adicionalmente se encontró que los productores del medio cambian de un 15 a 20 % del volumen de

agua de la piscina diariamente.

En base a las consideraciones anteriores se elige un área de piscina promedio de 12 hectáreas con un profundidad de 1.5 metros y ocho horas diarias de bombeo

$$\text{volumen de agua por piscina} = 120000 \text{ m}^2 * 1.5 \text{ m} = 180000 \text{ m}^3$$

$$Q \text{ de diseño (Q)} = 180000 * 0.7 * 0.2 = 25200/8 \text{ horas} \text{ (2)}$$

$$Q = 0.875 \text{ m}^3/\text{s} = 13875 \text{ gpm (gal/min)}$$

El caudal de diseño Q se elige como 15000 gpm, el cabezal total H como 4.5 y la velocidad de giro $N = 700$ rpm. Esto se hace con el propósito de que seán similares a los datos de funcionamiento de una bomba de manufactura extranjera (SIGMA) que se distribuye en nuestro país y que ha dado satisfactorios resultados en piscinas camaroneras, para disponer de un nivel de referencia para el diseño del prototipo.

Datos de diseño

$$Q = 15000 \text{ gpm} = 0.946 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$N = 700 \text{ rpm} = 73.3 \text{ rad/s}$$

$$H = 4.5 \text{ m} = 14.76 \text{ pies}$$

Velocidad específica

²0.7 = 70 % de la capacidad requerida

0.2 = 20 % de recambio de agua de la piscina diariamente

$$N_{es} = \frac{NQ^{3/4}}{H^{3/4}} \quad (\text{ecuación 2.7})$$

$$= \frac{700 * (15000)^{3/4}}{(14.76)^{3/4}} = 11385$$

Eficiencia total

$$n = 0.83 = 83 \% \quad (\text{figura 2.11})$$

CONSTANTES DE DISEÑO

Angulo de descarga de la pala

$$\beta_{2m}' = 22.5 \text{ } ^{\circ} \text{ } ^{(3)} \quad (\text{valor promedio normal para el diámetro medio definido como en la ecuación 3.17, sección 3.6.1})$$

Constante de velocidad

$$K_u = 1.6 \quad \text{basado en el diámetro medio (figura 3.12)}$$

Relación de cubo

Con $N_{es}=11385$ y # de palas del impulsor igual a 4 (para este tipo de bombas se recomienda de 3 a 4 palas) en la figura 3.18

³El superíndice prima (') se lo utiliza para expresar que se trata de valores reales (experimentales) y diferenciar de los valores teóricos (Euler). Ver sección 3.9.1 numerales 2 y 3.



Figura 4.1

$$v = \frac{D_m}{D_o} = 0.425$$

Velocidad específica adimensional

$$W_s = \frac{N_s}{6830 \left[\frac{1 - v^2}{1 + v^2} \right]^{1/4}} \quad (\text{ecuación 3.26})$$

$$W_s = \frac{11385}{6830 \left[\frac{1 - (0.425)^2}{1 + (0.425)^2} \right]^{1/4}} = 2.00$$

Uso de diagrama de Stepanoff (figura 3.23)

Con $W_s=2$ y $\beta_z'=22.5$ se traza una recta desde el punto Q hasta interceptar el eje de ϕ en $\phi=\tan 22.5^\circ=0.414$. La intersección de esta recta con la curva $W=2$ se denomina punto P'. Se traza la recta P'O (figura 4.1) y se obtiene

$$\phi_m = 0.308 \quad (\text{coeficiente de caudal en el diámetro medio, sección 3.6.6})$$

$$\psi_m = 0.183 \quad (\text{coeficiente de cabezal en el diámetro medio, sección 3.6.3})$$

$$\alpha_{zm}' = 60^\circ \quad (\text{ángulo de descarga real de la velocidad absoluta a la altura del diámetro medio, figura 3.25})$$

Dimensionamiento del impulsor

Con $\phi=0.183$ y $H=4.5$ m y considerando que en un impulsor axial $u_1=u_2=u_3=u$ (velocidad periférica del impulsor, sección 3.4)

$$u = \left[\frac{Hg}{\phi} \right]^{1/2} \quad (\text{ecuación 3.15})$$

$$u_m = \left[\frac{4.5 \text{ m} * 9.81 \text{ m/s}^2}{0.183} \right]^{1/2} = 15.53 \text{ m/s}$$

$$u = w r_m \quad \begin{array}{l} r_m = \text{radio medio } (D_m/2) \\ w = \text{velocidad angular } (73.3 \text{ rad/s}) \end{array}$$

$$r_m = \frac{u_m}{w} = \frac{15.53 \text{ m/s}}{73.3 \text{ rad/s}} = 0.212 \text{ m}$$

$$D_m = 0.424 \text{ m} \approx 8.33 \text{ pul}$$

$$\frac{D_o}{D_m} = 1.25 \quad (\text{figura 3.12})$$

D_o = diámetro exterior (out), del impulsor

$$D_o = 1.25 D_m = 1.25 * 0.424 \text{ m} = 0.53 \text{ m} \approx 20.86 \text{ pul}$$

Se selecciona un $D_o=22''$ tanto para compensar las fugas de caudal y para trabajar con un tamaño comercial de bomba. Se dan los valores de los diámetros en pulgadas pues son las unidades de uso común entre usuarios y fabricantes de bombas. Recalculando el diámetro medio se obtiene

$$D_m = \frac{D_o}{1.25} = \frac{22''}{1.25} = 17.6 \text{ pul} = 0.447 \text{ m}$$

Relación de cubo (v)

Con $N_s=11385$ y un número de palas igual a 4, en la figura 3.18

$$v = \frac{D_h}{D_o} = 0.425 \quad D_h = \text{diámetro del cubo (hub) del impulsor}$$

$$D_h = 0.425 * D_o = 0.425 * 0.559 = 0.238 \text{ m} = 9.35 \text{ pul}$$

Razón cuerda-espaciamento

Con $N_s=11385$ y un # de palas=4, en la figura 3.18, se obtiene

$$(l/t)_o = 0.86$$

$$t_o = \frac{\pi D_o}{4} = \frac{\pi * 0.55 \text{ m}}{4} = 0.439 \text{ m}$$

$$l_o = 0.86 t_o = 0.86 * 0.439 \text{ m} = 0.378 \text{ m}$$

$$(l/t)_h = 0.95 \quad (\text{valor elegido, ver sección 3.8.2})$$

$$t_h = \frac{\pi D_h}{4} = \frac{\pi * 0.238 \text{ m}}{4} = 0.187 \text{ m}$$

$$l_h = 0.95 t_h = 0.95 * 0.187 \text{ m} = 0.178 \text{ m}$$

$$(1/t)_m = 0.894$$

Para encontrar la razón $(1/t)$ en el diámetro medio D_m se utiliza la regla de tres

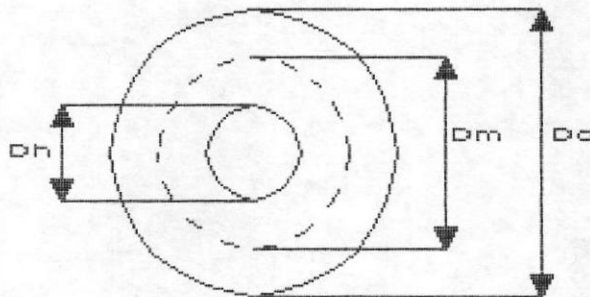


FIGURA 4.2: esquema de relación geométrica entre los diámetros: exterior (D_o), medio (D_m), y diámetro del cubo (D_h) de un impulsor

$$D_o - D_h = 0.321 \quad \text{--->} \quad \text{ancho de pala } b = 0.16 \text{ m}$$

$$D_o - D_m = 0.112 \quad \text{--->} \quad r_o - r_m = 0.056$$

$$(1/t)_h - (1/t)_o = 0.95 - 0.86 = 0.09$$

$$(1/t) - (1/t)_o = X$$

$$\begin{array}{ccc} 0.16 & 0.09 & \\ 0.056 & X & \text{----> } X = 0.032 \end{array}$$

$$(1/t)_m = 0.89$$

$$t_m = \frac{\pi D_m}{4} = \frac{\pi * 0.447 \text{ m}}{4} = 0.351 \text{ m}$$

$$l_m = 0.89 t_m = 0.89 * 0.351 \text{ m} = 0.312 \text{ m}$$

Ángulos de descarga de la pala (β_m)

$$P_z = \pi D_h \tan \beta_{zh} = \pi D_o \tan \beta_{zo} = \pi D_m \tan \beta_{zm} \quad (\text{ecuación 3.5})$$

$$P_z = \pi D_m \tan \beta_{zm} = \pi * 0.447 \text{ m} * \tan 22.5^\circ = 0.581 \text{ m}$$

$$P_{zs} = P_z * \text{rps} \quad (\text{ecuación 3.6})$$

$$P_{zs} = 0.581 \text{ m} * 11.67 \text{ rev/s} = 6.78 \text{ m/s}$$

$$\beta_{zh} = \text{inv tan} \left(\frac{P_z}{\pi D_o} \right) = \text{inv tan} \left(\frac{0.581 \text{ m}}{\pi * 0.239 \text{ m}} \right) = 37.8^\circ$$

$$\beta_{zo} = \text{inv tan} \left(\frac{P_z}{\pi D_o} \right) = \text{inv tan} \left(\frac{0.581 \text{ m}}{\pi * 0.559 \text{ m}} \right) = 18.3^\circ$$

Velocidades periféricas o tangenciales

$$u_o' = \omega r_o = 73.3 \text{ rad/s} * (0.559/2) \text{ m} = 20.5 \text{ m/s}$$

$$u_m' = \omega r_m = 73.3 \text{ rad/s} * (0.447/2) \text{ m} = 16.4 \text{ m/s}$$

$$u_h' = \omega r_h = 73.3 \text{ rad/s} * (0.238/2) \text{ m} = 8.7 \text{ m/s}$$

Velocidad meridional

$$\phi = c_m' / u' \quad (\text{ecuación 3.12})$$

$$c_m' = \phi u_m = 0.308 * 16.4 \text{ m/s} = 5.051 \approx 5.1 \text{ m/s}$$

$$c_{m1}' = c_{m2} = c_m \quad \text{en una bomba axial (ver sección 3.2)}$$

Angulos de entrada de la pala

$$\beta_{1o}' = \text{inv tan} \left(\frac{c_m}{u_o} \right) ; \quad \beta_{1m} = \text{inv tan} \left(\frac{c_m}{u_m} \right)$$

$$\beta_{1h} = \text{inv tan} \left(\frac{c_m}{u_h} \right)$$

$$\beta_{1o} = \text{inv tan}\left(\frac{5.1}{20.5}\right) = 14^\circ$$

$$\beta_{1m} = \text{inv tan}\left(\frac{5.1}{16.4}\right) = 17.3^\circ$$

$$\beta_{1n} = \text{inv tan}\left(\frac{5.1}{8.7}\right) = 30.4^\circ$$

TRIANGULOS DE VELOCIDAD

Diámetro medio

Con el valor de la velocidad meridional, $c_m=5.1$ m/s; $u_m'=16.4$ m/s ; $\beta_{z'}=22.5$ y $\alpha_{zm'}=60^\circ$ se traza los triángulos de velocidad de entrada y salida (figura 4.3).

Triángulo de velocidad de salida

1. A una escala adecuada (1 cm = 1 m/s) trazamos u_m
2. Trazamos W_{zm}' con un ángulo $\beta_{z'}$ desde Y_z
3. Trazamos $c_{z'}$ con un ángulo $\alpha_{zm'}$ desde X_z hasta interceptar W_{zm}'

Triángulo de velocidad de entrada

1. $u_1=u_z$ debido a que en un impulsor axial el flujo sale al mismo radio que entró.
2. Se traza w_{1m}' entre Z_1 y Y_1

TRIANGULOS DE VELOCIDADES DE ENTRADA (1) Y SALIDA (2) DE LA PALA

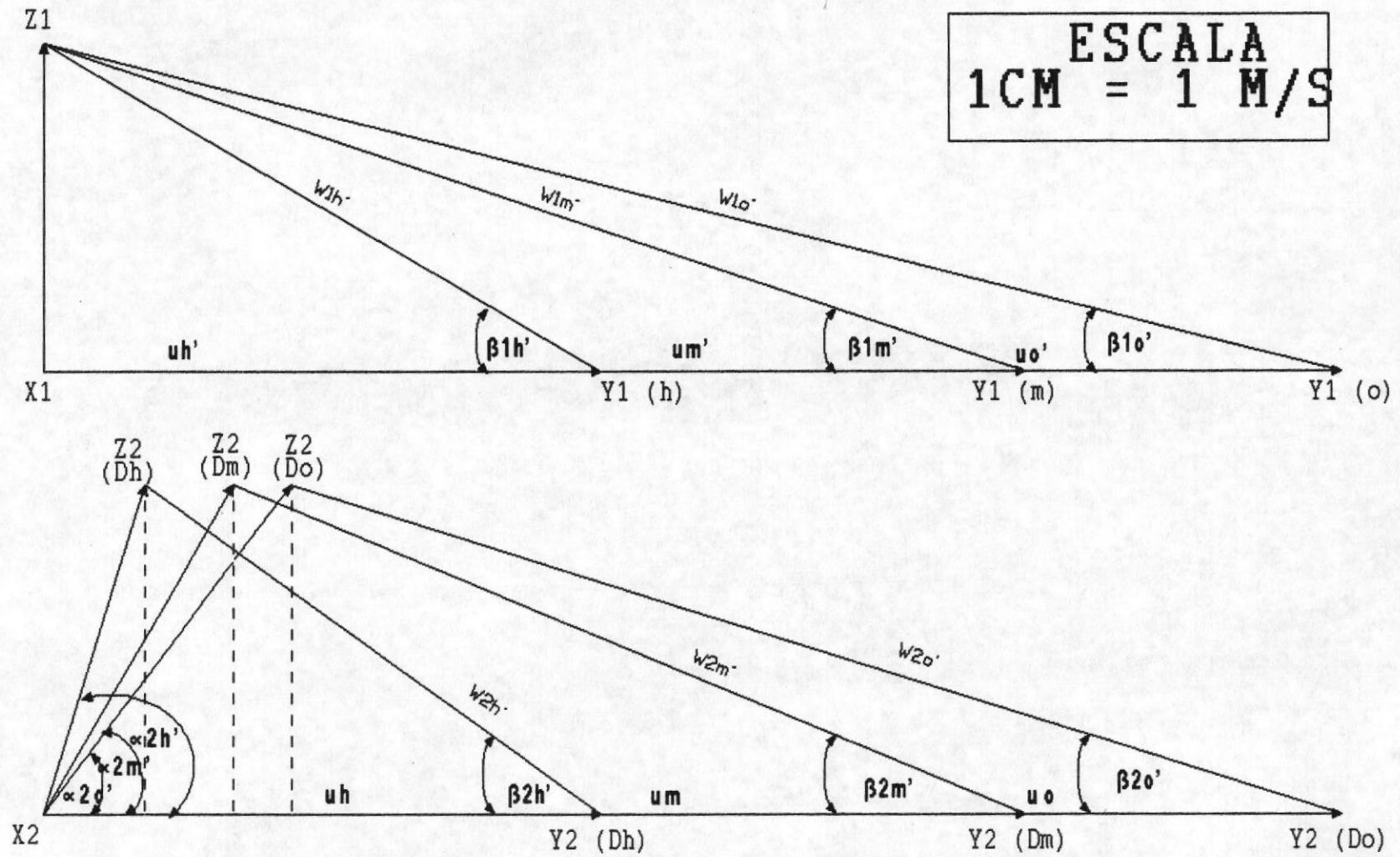


FIGURA 4.3

TRIANGULOS DE VELOCIDADES DE ENTRADA (1) DE ALABES DIFUSORES

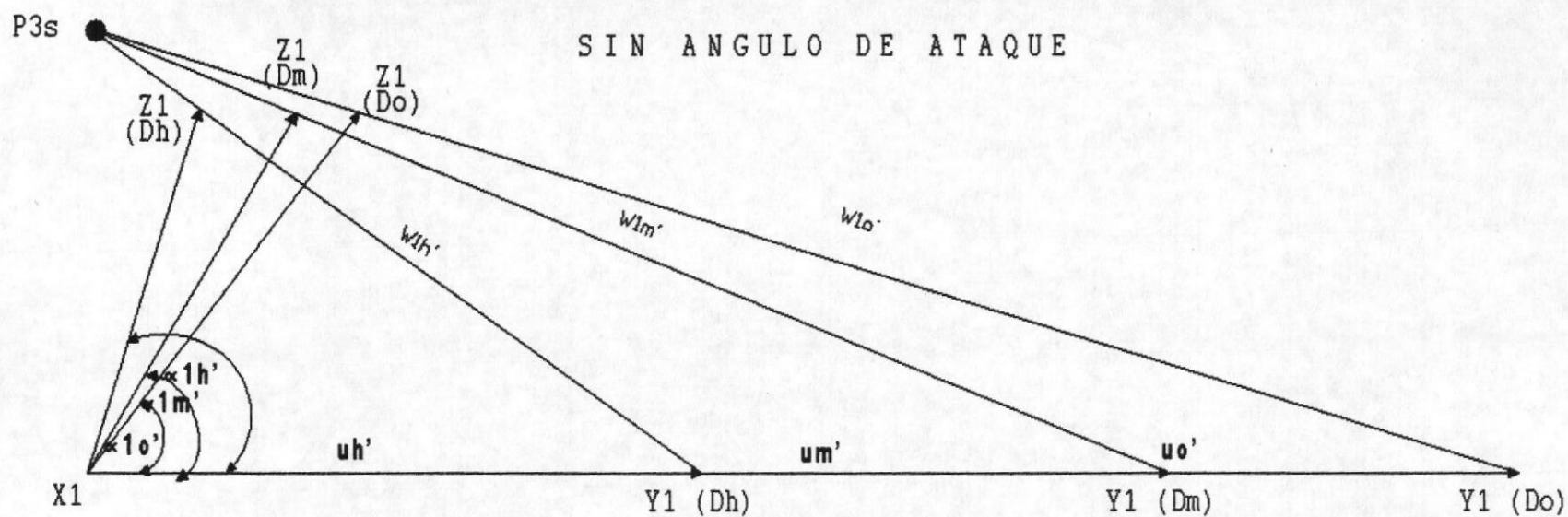
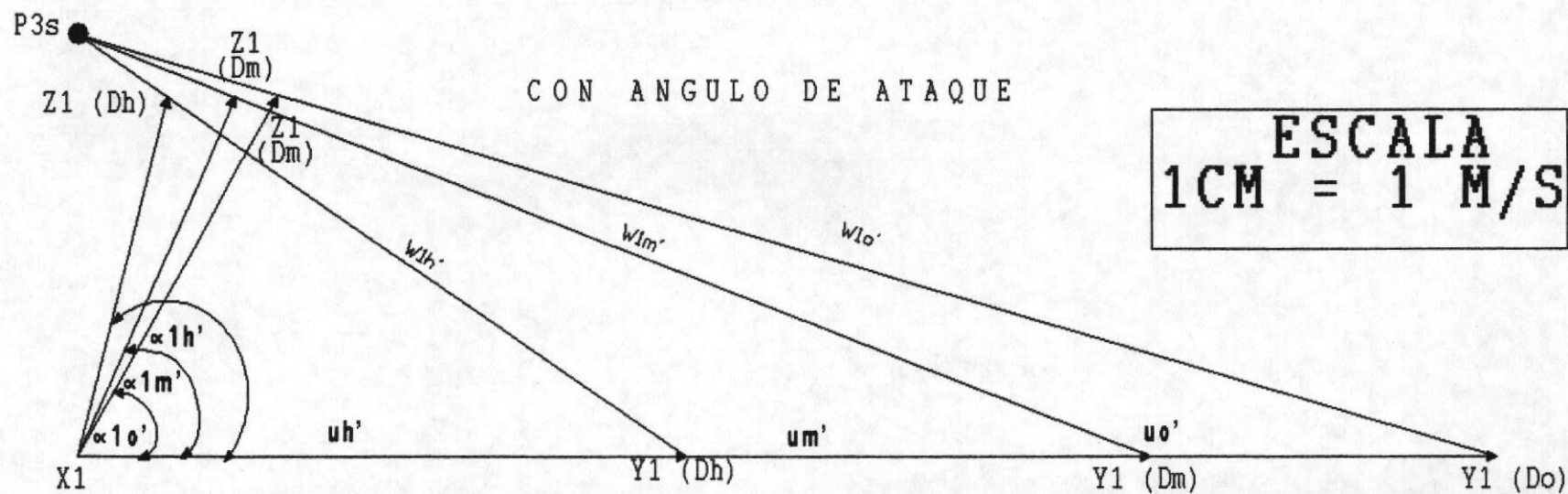


FIGURA 4.4

El trazado de los triángulos de velocidad de entrada y salida, tanto en diámetro exterior como en el cubo es similar al proceso anterior; con la salvedad del paso 2 del trazado de triángulo de salida. No se conoce el valor del ángulo α_2' . Este es determinado al trazar entre X_2 (punto de origen) y Z_2 (punto de intersección de Y_2Z_2 y la horizontal $c_m=5.1$ m/s).

DISEÑO DE CARCAZA

Triángulos de velocidad: sin ángulo de ataque

Con los valores de u_{∞}' , u_m' , u_n' , c_m y $P_{33}=P_{23}$ (para que la corriente de flujo continúe con la misma velocidad angular, ver sección 3.11), se traza los triángulos de velocidad de salida; puesto que ya se conoce la dirección del flujo (idealmente debe ser totalmente axial).

Se traza los vectores correspondientes a las velocidades relativas w desde sus respectivos puntos Y_1 hasta interceptar el valor de $P_{33}=6.8$ m/s (figura 3.25).

Triángulos de velocidad: con ángulo de ataque

Se disminuye el valor de P_{33} para permitir un ángulo de ataque (figura 3.26 y sección 3.11.1)

Potencia al freno

De figura 3.11, con $N_s=11385$ -----> $n = 83 \%$ (n. total)

$$\text{bhp} = \frac{QH}{e} \frac{\delta}{4570} \quad (\text{ecuación 2.20})$$

bhp: caballos de potencia al freno (*brake horse power*)

Q: caudal, lt/min

H: cabezal total, m

δ : peso específico del agua de mar, 1.028

$$\text{bhp} = \frac{56760 * 4.5}{0.83} * \frac{1.028}{4570} = 69.22$$

De la figura 2.6: el bhp al cierre es aproximadamente del 210 % del bhp en el b.e.p. (punto de diseño, *best efficient point*), para una bomba de $N_s=10000$. Tomando en cuenta que el n_s con que se trabaja es de 11385 y considerando la tendencia que se observa a través de las figuras 2.4, 2.5 y 2.6; esto es, que a mayor N_s mayor bhp al cierre ($Q=0$) que se necesita para el arranque de la bomba. Se elige un bhp al cierre de 2.2 el bhp en el b.e.p..

$$\text{bhp}_{\text{cierre}} = 2.2 * 69.22 \text{ hp} \approx 152 \text{ hp}$$

Eje

Este tipo de bombas pueden operar con diversas inclina-

ciones del eje. Una de las más comunes es la posición vertical, por lo que también se les suele llamar como bombas verticales. En nuestro medio (y específicamente en la provincia de El Oro) se fabrican con una inclinación del eje de 45° , por las facilidades que ofrece esta orientación; la más importante: el uso de un sistema de transmisión de potencia con polea y banda tipo "v" en vez de un sistema de cabezal reductor (engranajes) y acople directo a la bomba con cardán, que si bien es cierto es un sistema más eficiente su costo es elevado.

Se consideran los siguientes puntos sobre el árbol de la bomba:

Punto A: donde va colocado el soporte de la punta del eje con un cojinete tipo marino

Punto B: donde actúa la hélice

Punto C: Apoyo con cojinete tipo marino

Punto D: donde se asume se encuentra concentrado el peso del eje en el tramo CE

Punto E: apoyo con cojinete, punto donde el eje atraviesa la carcasa

Punto F: apoyo con rodamientos cónicos dispuestos en posición "X" (cruzada)

Punto G: Donde actúa la polea

DIMENSIONES

Tramo AB

Se toma en cuenta la mitad del ancho del cojinete, mas el claro entre cojinete y hélice, mas la mitad del ancho del cubo de la hélice.

$$AB = 10 + 5 + 6 = 21 \text{ cm}$$

Tramo BC

La mitad del ancho del cubo de la hélice, mas el claro entre el borde de las palas de la hélice y el borde de las palas difusoras (distancia d (figura 3.26), mas la mitad del ancho del cojinete tipo marino

$$BC = 6 + 3 + 10 = 19 \text{ cm}$$

Tramo EF

La mitad del cojinete, mas el ancho de un rodamiento cónico, mas la mitad del ancho del anillo separador de los rodamientos, mas la distancia entre el cojinete tipo marino y los rodamientos cónicos.

$$EF = 10 + 3 + 2 + 15 = 30 \text{ cm}$$

Tramo FG

La mitad del ancho del anillo separador de los rodamientos cónicos, mas el ancho de un rodamiento cónico, mas la mitad del ancho de la polea (asumo 5 bandas), mas la distancia entre la polea y los rodamientos cónicos.

$$FG = 2 + 3 + 2 + 15 = 30 \text{ cm}$$

Tramos CD y DE

La longitud del tramo CE es fijada de acuerdo a los requerimientos de sumersión y cabezal total requeridos por la bomba.

En la succión, debido a la acción del impulsor, el flujo experimenta un cambio brusco de su velocidad. Esto se realiza a expensas de la disminución de la presión del líquido. Esta reducción de presión en la succión esta limitada por la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. Para proveer suficiente presión en la succión se debe ubicar el impulsor a una determinada profundidad del nivel del líquido en reposo, esta distancia se denomina *sumersión*.

A pesar de existir la teoría para la determinación de la sumersión, este valor es determinado mas bien experimentalmente, utilizando el valor calculado solo como una referencia de la seguridad del diseño. Grandes fabricantes de bombas (Sigma, Hidrostral) realizan extensas prue-

bas para determinar el valor óptimo; así como centros de investigación como *HIDRAULIC INSTITUTE* (*). Consultando los folletos de los fabricantes se llega a la conclusión de que el valor apropiado para esta bomba es 1.6 metros.

Otro aspecto que se debe considerar es la longitud del tramo de eje que atravieza el codo de descarga

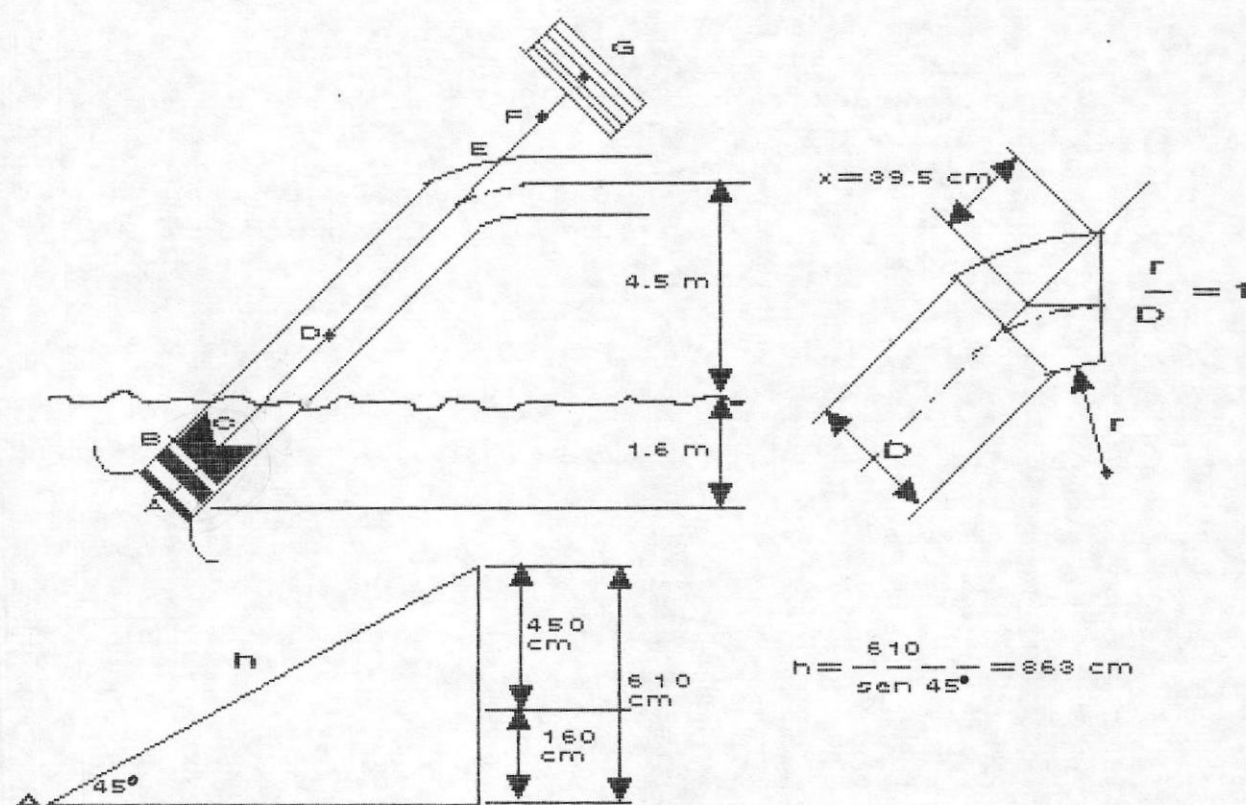


FIGURA 4.5

Se Hace un dibujo del codo de descarga, en un papel milimetrado a una escala conveniente determinandose que la distancia X es de 39.5 cm \approx 40 cm. Se elige un codo

*Sección 5.2, figura 5.2 y 5.3

que consta de tres secciones con un ángulo de giro de 45° y un $r/D=1$

$$L_{AE} = h + X = 863 + 40 = 903 \text{ cm}$$

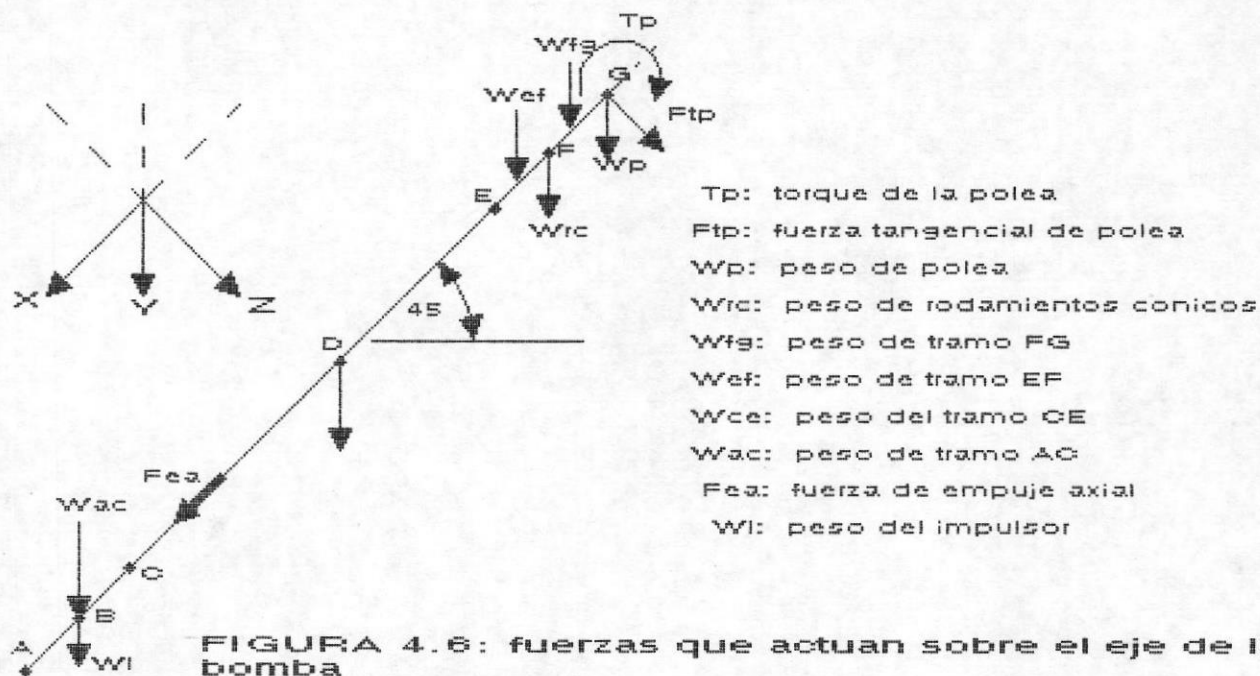
$$L_{AG} = L_{AE} + L_{EF} + L_{FG} = 903 + 30 + 33 = 966 \text{ cm}$$

El punto D señala el centro de gravedad del árbol en el tramo AE

$$L_{GD} = \frac{1}{2} L_{AE} - L_{AB} - L_{BC} = 451 - 21 - 19 = 411 \text{ cm}$$

$$L_{DE} = \frac{1}{2} L_{AE} = 451 \text{ cm}$$

FUERZAS Y TORQUES QUE ACTUAN SOBRE EL ARBOL



Peso del impulsor

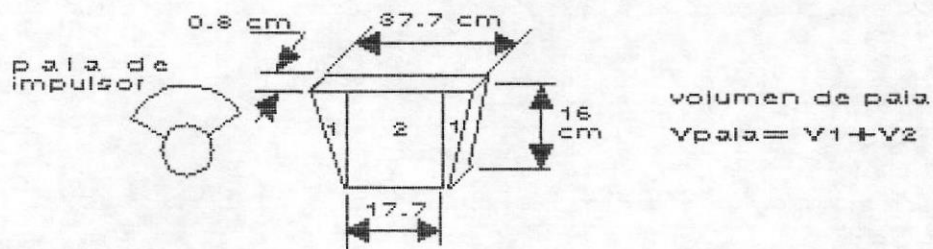


Figura 4.7a

$$V_1 = 2(0.16 * 0.008 * 0.1) = 2.56 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

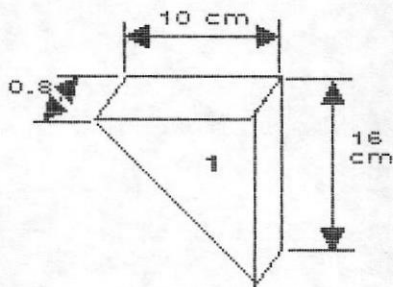


FIGURA 4.7b

$$V_2 = 0.177 * 0.008 * 0.16 = 2.77 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

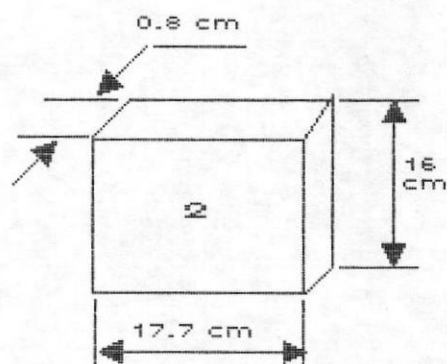


FIGURA 4.7c

$$V_{pala} = V_1 + V_2 = 4.83 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

Volumen del cubo

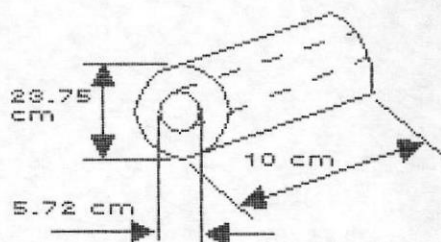


FIGURA 4.6

$$V_n = [\pi/4(0.2375^2 - 0.0572^2)0.1] = 41.73 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

volumen total

$$\begin{aligned} V_T &= 4V_{\text{pala}} + V_n = [4 * (4.83 * 10^{-4})] + (41.73 * 10^{-4} \text{ m}^3) \\ &= 61.05 * 10^{-4} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Las palas del impulsor se hacen de plancha de acero inoxidable AISI 304 de 8mm de espesor y en el cubo del impulsor tambien se utiliza este acero. La razón de utilizar la plancha de acero inoxidable AISI 304 es por el proceso de fabricación de las palas del impulsor: el estampado, en vista de que este proceso se adapta mejor a los talleres del medio (metalmecánicas) y la gran resistencia al desgaste abrasivo y corrosión de este material; además el AISI 304 permite ser estampado facilmente y posee una buena soldabilidad. Estas ventajas unidas a una mayor vida de servicio y facilidad de reparación

$$\delta_{\text{AISI 304}} = 8040 \text{ kg/m}^3$$

$$\begin{aligned} W_I &= V_T * \delta = (61.05 * 10^{-4} \text{ m}^3) * (8040 \text{ kg/m}^3) \\ &= 49.0842 \text{ kg} \approx 49 \text{ kg} \end{aligned}$$



BIBLIOTECA

Peso de tramos AC(W_{AC}) y CE(W_{CE})

Se usa un diámetro del árbol de $2 \frac{1}{4}$ " de un acero SANDVIK SR10 (AISI 304) se tiene que el peso del árbol por unidad de longitud es 20.1 kg/m. Se utiliza el acero inoxidable debido a que el árbol estará expuesto a un medio corrosivo fuerte como es el agua de mar y no estará protegido por nada puesto que se utilizarán cojinetes marinos, los cuales se lubrican con el agua de mar. Este sistema simplifica enormemente el diseño y montaje de la bomba. La alternativa plantea el uso de acero de transmisión alinado con rodamientos de bolas. Este sistema requiere que el conjunto árbol-rodamiento sea protegido por un tubo a manera de camisa la cual esta llena de aceite para lubricar los rodamientos de bolas. Si bien es cierto que de esta forma el costo de fabricación disminuye, acarrea dificultades para obtener una buena retención del aceite dentro de la camisa y plantea el tener que diseñar un sistema de circulación de aceite al interior de la camisa. Los fabricantes locales estan adoptando el primer sistema puesto que la simplificación de la fabricación y montaje del árbol añadido a esto una vida útil ilimitada (adicionalmente se ha visto que con el rápido aumento del costo del acero inoxidable las bombas se pagan solas) compensan el mayor costo de fabricación.

$$W_{AC} = L_{AC} * 20.1 \text{ kg/m} = 0.39 \text{ m} * 20.1 = 7.84 \text{ kgf}$$

$$W_{CE} = L_{CE} * 20.1 \text{ kg/m} = 8.62 \text{ m} * 20.1 = 173.26 \text{ kgf}$$

$$W_{EF} = L_{EF} * 20.1 \text{ kg/m} = 0.3 \text{ m} * 20.1 = 6.03 \text{ kgf}$$

$$W_{FG} = L_{FG} * 20.1 \text{ kg/m} = 0.33 \text{ m} * 20.1 = 6.63 \text{ kgf}$$

Estos pesos se consideran concentrados en el centro de gravedad de los respectivos tramos.

Fuerza de empuje axial

Se considera al impulsor como un anillo plano

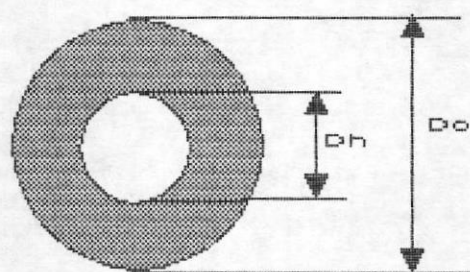


FIGURA 4.9

$$A = \pi/4(D_o^2 - D_i^2) = \pi/4[(0.553 \text{ m})^2 - (0.2375 \text{ m})^2] = 0.211 \text{ m}^2$$

$$\delta_{\text{agua de mar a } 20^\circ \text{C}} = 1028 \text{ kgf/m}^3$$

$$H = 4.5 \text{ m}$$

$$e_n = (e)^{1/4} \quad (\text{sección 3.11.2})$$

$$= (0.83)^{1/4} = 0.91$$

$$F_{EA} = \frac{A\delta H}{e_n} \quad (\text{ecuación 3.36})$$

$$= \frac{0.2011 \text{ m}^3 * 1028 \text{ kgf/m}^3 * 4.5 \text{ m}}{0.91} = 1022 \text{ kgf}$$

Selección de bandas y poleas⁽⁵⁾

$$hp_{\text{diseño}} = hp_{\text{nominal}} * fs$$

$$hp_{\text{nominal}} = bhp \quad (\text{b.e.p.})$$

fs: factor de servicio

De tablas (página A83 del catálogo de la Browning) se elige un factor de servicio de 1.5

$$hp_{\text{diseño}} = 69.3 \text{ hp} * 1.5 = 103.95 \text{ hp}$$

$$\text{razón de velocidad} = \frac{\text{vel. del conductor}^{(6)} \quad 1750}{\text{vel. del conducido} \quad 700} = 2.5$$

Elijo una distancia entre centros $DC=53.6''$ ⁽⁷⁾

Con una razón de velocidad de 2.5, $DC=53.6$ y velocidad del motor igual a 1750 rpm, en la página A245 del catálogo de la BROWNING, se selecciona una banda tipo "C"

⁵Catálogo #9 de "BROWNING": gripbelt drive engineering data, pp. A101-A104

⁶Se asume que el motor que moverá la bomba es un motor eléctrico. Los motores eléctricos de 1750 rpm son los más comunes en el mercado local

⁷Una regla práctica de diseño aconseja mantener la distancia entre centros en el rango: tres veces la suma de los diámetros de paso de las poleas y, el diámetro de la polea mayor, $D < DC < 3(D+d)$. En nuestro caso esto se traduce a: $24'' < DC < 100''$

super".

Con una razón de velocidad de 2.5 se selecciona del catálogo de la BROWNING un diametro pitch (DP) para la polea menor de 9.6" (E) se establece en el mismo catálogo que el DP del conductor debe ser de 24". Por lo tanto el número de banda seleccionado es el C158, que resiste 20.49 hp por banda con un factor de corrección de potencia $f=0.98$

$$\begin{aligned} \text{hp por banda corregido} &= \text{hp por banda} * f \\ &= 20.48 * 0.98 = 20.07 \end{aligned}$$

$$\# \text{ de bandas} = \frac{\text{hp}_{\text{diseño}}}{\text{hp por banda corregido}} = \frac{103.42}{20.07} = 5.18$$

$$\# \text{ de bandas} = 6$$

$$\begin{aligned} \text{hp de diseño corregido} &= \text{hp X banda corregido} * \# \text{ de bandas} \\ &= 20.07 * 6 = 120.42 \text{ hp} \end{aligned}$$

Con el DP en página A278 (cat. BROWNING) y # de bandas=6

DP = 9.6" ----> polea 6TC96; peso 43.6 lbs = 19.8 kgs

DP = 24" ----> polea 6TC240; peso 108 lbs = 43 kgs

Torque transmitido por polea al árbol de la bomba (T_p)

$$\text{Potencia} = \text{Torque} * W$$

*Shigley/Mitchell, "Diseño en ingeniería mecánica", cuarta edición, tabla 17.2, p. 805

$$T_F = \frac{\text{Potencia}}{W}$$

$$\text{Potencia} = 69.2 \text{ hp} \approx 70 \text{ hp} * 76.04 \frac{(\text{kgf-m})/\text{s}}{\text{hp}} = 5323 \frac{\text{kgfm}}{\text{s}}$$

$$T_F = \frac{5323 \text{ kgfm/s}}{73.3 \text{ rad/s}} = 72.62 \text{ kgfm}$$

Fuerza tangencial de la polea (F_{TF})

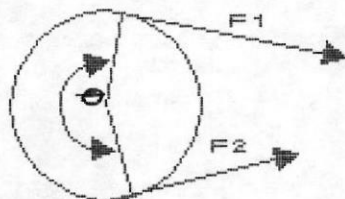


FIGURA 4.10

$$T_F = (F_1 - F_2)r = 72.62 \text{ kgfm}$$

$$r = \frac{1}{2} DP = \frac{1}{2}(24") = 12" = 0.3048 \text{ m}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta} \quad (9)$$

f : fuerza de rozamiento estático entre bandas y polea
 θ : ángulo de contacto entre banda y polea

$$\theta = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1}[(D-d)/(2DC)] \quad (10)$$

$$\theta = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1}[(24" - 9.6")/(2 * 53.6")] = 180.27^\circ$$

⁹Shigley/Mitchell, "Diseño en ingeniería mecánica", cuarta edición, p. 802

¹⁰Shigley/Mitchell, "Diseño en Ingeniería Mecánica", cuarta edición, p.801, figura 17.3(a)

con $\theta/360=0.5$ y $f=0.4$ ⁽¹¹⁾ tenemos:

$$e^{f\theta} = 3.51 \quad (12)$$

$$F_1 = F_2 e^{f\theta} = 3.51 F_2$$

$$T = (F_1 - F_2)r = (3.51F_2 - F_2)0.3048 = 0.765F_2$$

$$F_2 = \frac{T}{0.765 \text{ m}} = \frac{72.62 \text{ kgfm}}{0.765 \text{ m}} = 94.93 \text{ kgf}$$

$$F_1 = 333.2 \text{ kgf}$$

$$F_{TP} = (e^{f\theta} - 1)F_2 \quad (10)$$

$$= (3.51 - 1)94.93 \text{ kgf} = 238.27 \text{ kgf}$$

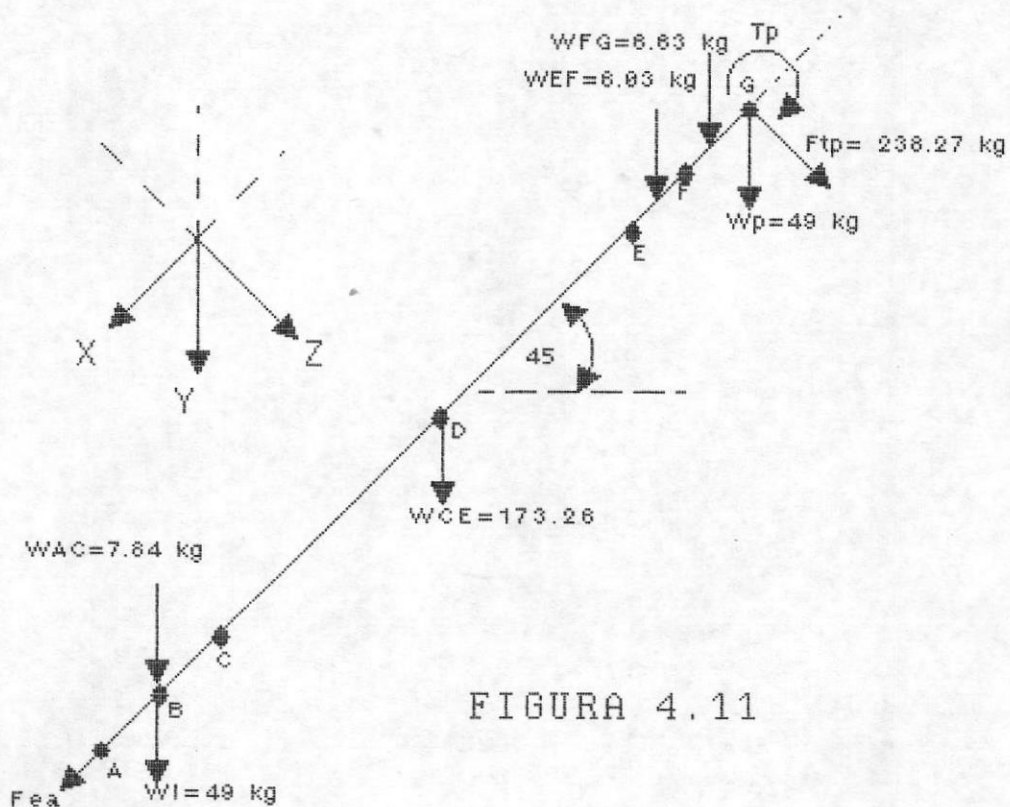


FIGURA 4.11

¹¹Engineering data for multiple V-belts, p.5, GOOD YEAR

¹²MARKS, MANUAL DEL INGENIERO MECANICO, octava edición, tabla 3, p. 3.32

Para efectos de calculo se abate el árbol a su posición horizontal. Se empieza analizando el plano XY

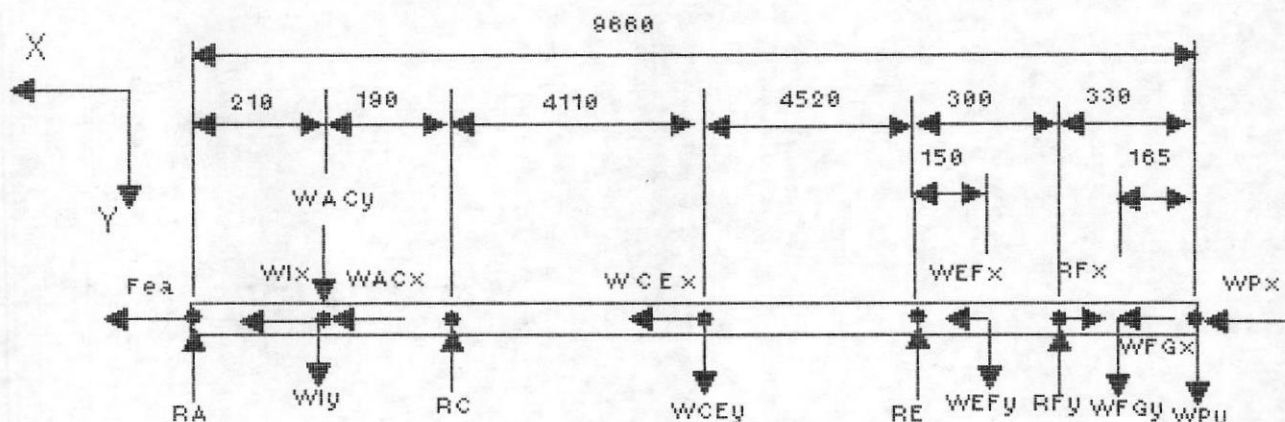


FIGURA 4.12

La carga axial es soportada únicamente por los rodamientos cónicos ubicados en el punto F (R_{ex})

$$\leftarrow \sum F_x = 0$$

$$F_{ea} + W_{ix} + W_{acx} + W_{cex} + W_{efx} - R_{ex} + W_{fpx} + W_{px} = 0$$

$$W_{iy} = W_{ix} = W_i \cos 45^\circ = 49 * \cos 45^\circ = 34.65 \text{ kgf}$$

$$W_{acy} = W_{acx} = 7.84 * \cos 45^\circ = 5.54 \text{ kgf}$$

$$W_{cey} = W_{cex} = 173.2 * \cos 45^\circ = 122.51 \text{ kgf}$$

$$W_{efy} = W_{efx} = 6.03 * \cos 45^\circ = 4.26 \text{ kgf}$$

$$W_{fgy} = W_{fgx} = 6.63 * \cos 45^\circ = 4.69 \text{ kgf}$$

$$W_{fy} = W_{fx} = 49 * \cos 45^\circ = 34.65 \text{ kgf}$$

$$R_{ex} = 1022 + 34.65 + 5.54 + 122.51 + 4.26 + 4.69 + 34.65 \\ = 1228.3 \text{ kgf}$$

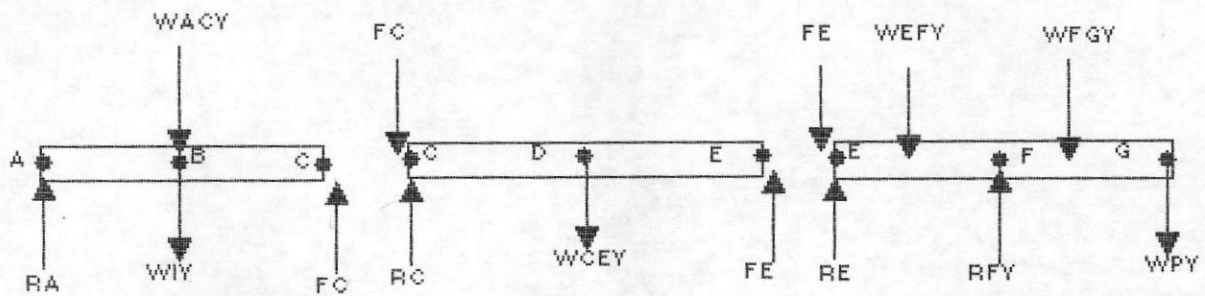


figura 4.13

Tramo AC

$$\uparrow \Sigma F_Y = 0$$

$$-R_A + W_{ACY} + W_{IY} - F_C = 0$$

$$R_A + F_C = 40.19$$

$$\oplus \Sigma M_A = 0$$

$$0.21(W_{ACY} + W_{IY}) - 0.4F_C = 0 \quad \text{-----} \rightarrow \begin{aligned} F_C &= 58.34 \text{ kgf} \\ R_C &= 85.27 \text{ kgf} \end{aligned}$$

Tramo CE

$$\uparrow \Sigma F_Y = 0$$

$$F_C - R_C + W_{CEY} - F_E = 0$$

$$R_C + F_E = 143.61 \text{ kgf}$$

$$\oplus \Sigma M_C = 0$$

$$4.11W_{CEY} - 8.63F_E = 0 \quad \text{-----} \rightarrow \begin{aligned} F_E &= 58.34 \text{ kgf} \\ R_C &= 85.27 \text{ kgf} \end{aligned}$$

Tramo EG

$$\uparrow \Sigma F_Y = 0$$

$$F_E - R_E + W_{EFY} - R_{FY} + W_{FGY} + W_{PY} = 0$$

$$R_E + R_{FY} = 101.94$$

$$\oplus \Sigma M_E = 0$$

$$0.15W_{EFY} - 0.3R_{FY} + 0.465W_{FGY} + 0.63W_{PY} = 0$$

$$R_{FY} = 82.16 \text{ kgf}$$

$$R_E = 19.78 \text{ kgf}$$

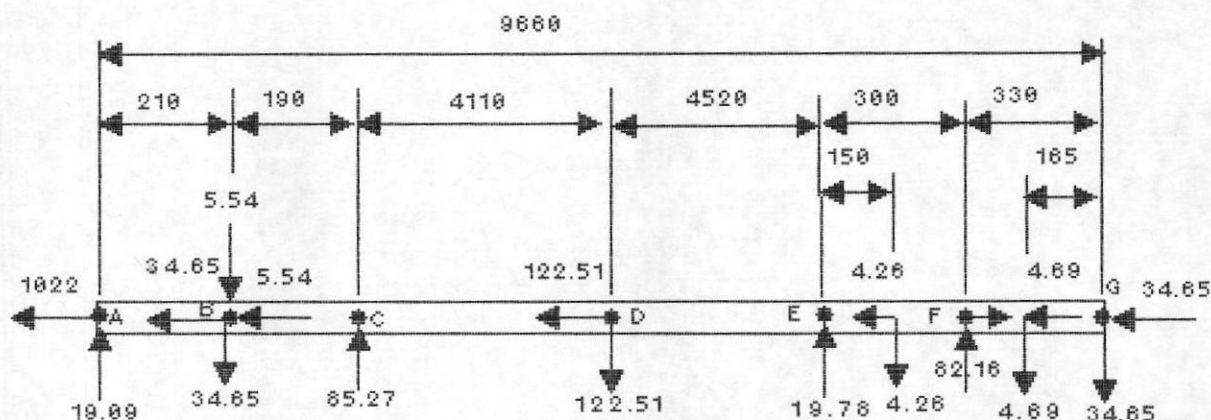


FIGURA 4.14

CALCULO DE LA VELOCIDAD CRITICA DEL ARBOL DE LA BOMBA

Se usa las soluciones para casos simples dadas en la figura 3.27 y la ecuación de DUNKERLEY (ver sección 3.12.2), se procede a encontrar la primera velocidad crítica del árbol.

El árbol es considerado por tramos para que se adapte a las soluciones dadas en la figura 3.27.

El árbol de la bomba se diseña como "árbol rígido", es decir: su velocidad de operación se encuentra por debajo de su primera velocidad crítica.

DATOS

Material: acero SANDVIK 5R10 (AISI 304)

Diámetro exterior: 2¼"

Velocidad de operación: 700 rpm

Modulo de elasticidad $E = 2 * 10^{10}$ kg/m² a 20 °C (13)

$I = \pi d^4/64 = \pi(0.057)^4/64 = 5.24 * 10^{-7}$ m⁴ (14)

Tramo AC

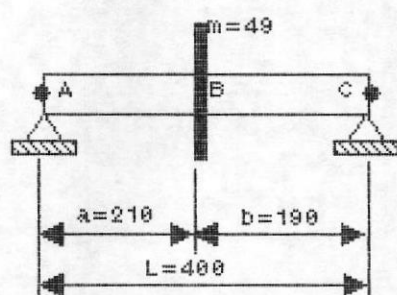


FIGURA 4.15(a)

¹³Catálogo de aceros SANDVIK, edición mayo de 1974

¹⁴Shigley/Mitchell, "DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA", cuarta edición, tabla A-14, p. 857

$$y_{b1} = \frac{ma^2b^2}{3EIL} \quad (\text{de figura 3.27})$$

$$= \frac{49 \text{ kg}(0.21 \text{ m})^2(0.19 \text{ m})^2}{3(2 * 10^{10} \text{ kg/m}^2)(5.24 * 10^{-7} \text{ m}^4)0.40 \text{ m}}$$

$$= 62.03 * 10^{-7} \text{ m}$$

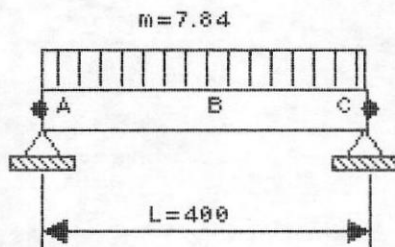


FIGURA 4.15(b)

$$y_{b2} = \frac{m_a c L^3}{98 EI} \quad (\text{de figura 3.27})$$

$$= \frac{7.84 \text{ kg}(0.4 \text{ m})^3}{98(2 * 10^{10})(5.24 * 10^{-7})} = 4.89 * 10^{-7} \text{ m}$$

$$N_{c1} = \left(\frac{g}{\Sigma y_b} \right)^{1/2} \quad (\text{ecuación 3.50})$$

$$N_{c1} = \left[\frac{9.81 \text{ m/s}^2}{(62.03 + 4.89) * 10^{-7} \text{ m}} \right]^{1/2} = 1210.75 \text{ rad/s} = 11561 \text{ rpm}$$

Tramo CE

$$y_b = \frac{173.26 \text{ kg} (8.63 \text{ m})^2}{98(2 * 10^{10} \text{ kg/m}^2)(5.24 * 10^{-7} \text{ m}^4)} = 1084284 * 10^{-7} \text{ m}$$

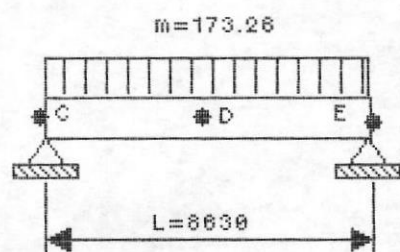


FIGURA 4.16(a)

$$N_{c1} = \left(\frac{9.81 \text{ m/s}^2}{1084284 * 10^{-7}} \right)^{1/4} = 9.51 \text{ rad/s} = 90.83 \text{ rpm}$$

La primera velocidad crítica para este tramo es inaceptable. Para remediar esto, se divide el tramo CE en cuatro partes iguales, mediante la adición de tres puntos de apoyo

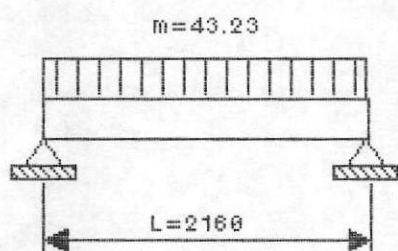


FIGURA 4.16(b)

$$y = \frac{43.32 \text{ kg}(2.16 \text{ m})^3}{98(2 * 10^{10} \text{ kg/m}^2)(5.24 * 10^{-7})} = 4250.71 * 10^{-7} \text{ m}$$

$$N_{c1} = \left(\frac{9.81 \text{ m/s}^2}{4250.71 * 10^{-7} \text{ m}} \right)^{1/4} = 151.92 \text{ rad/s} = 1450 \text{ rpm}$$

Tramo EG

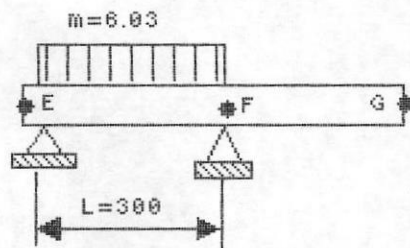


FIGURA 4.17(a)

$$y_m = \frac{m_{EF}L^3}{98EI} = \frac{6.03 \text{ kg}(0.3 \text{ m})^3}{98(2 \times 10^{10} \text{ kg/m}^2)(5.24 \times 10^{-7})} = 1.58 \times 10^{-7}$$

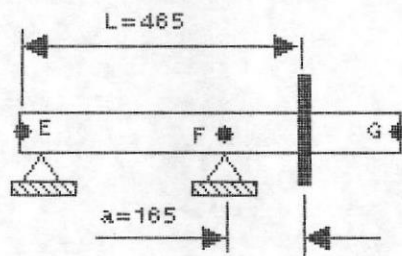


FIGURA 4.17(b)

$$y_b = \frac{m_{EF}a^2L}{3EI} = \frac{6.63 \text{ kg}(0.165 \text{ m})^2(0.465 \text{ m})}{3(2 \times 10^{10} \text{ kg/m}^2)(2.54 \times 10^{-7} \text{ m}^4)} = 26.69 \times 10^{-7} \text{ m}$$

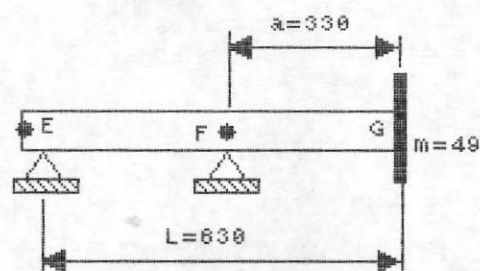


FIGURA 4.17(c)

$$y_c = \frac{m \cdot a^2 L}{3EI} = \frac{49 \text{ kg}(0.33 \text{ m})^2(0.63 \text{ m})}{3(2 \cdot 10^{10} \text{ kg/m}^2)(2.54 \cdot 10^{-7})} = 1069 \cdot 10^{-7} \text{ m}$$

$$N_{c1} = \left(\frac{9.81 \text{ m/s}^2}{1098 \cdot 10^{-7} \text{ m}} \right) = 298.9 \text{ rad/s} = 2854 \text{ rpm}$$

La primera velocidad crítica del sistema es 1450 rpm (correspondiente a cualquiera de los cuatro tramos en que se dividió el tramo CE)

Considerando el criterio expuesto en la sección 3.12.3: la velocidad de operación que se seleccione ($N=700$ rpm) debe encontrarse en el rango

$$N < 0.8 N_{c1}$$

esto es

$$700 \text{ rpm} < 1160 \text{ rpm}$$

Selección de rodamientos

Al utilizarse en el árbol de la bomba, acero inoxidable, permite el uso de cojinetes de bronce con recubrimiento de neopreno en el área de contacto. Este tipo de cojinete es lubricado por el agua de mar, por lo que es muy usado en los árboles de las hélices de las embarcaciones. Debido a esto el sistema de lubricación se simplifica enormemente.

Estos cojinetes marinos solo soportan carga radial y tomando en cuenta que la mayor carga que soporta el eje de la bomba es de tipo axial, es necesario seleccionar otro tipo de cojinete para soportar esta carga.

Es de uso bastante común en el medio utilizar un par de rodamientos de rodillos cónicos dispuestos en "X" (figura 4.18), es decir el uno frente al otro. Este tipo de arreglo permite soportar tanto cargas radiales como axiales en ambos sentidos. Estos cojinetes se ubican en el punto F.

El tamaño del rodamiento se selecciona en base a su capacidad de carga dinámica, (puesto que el rodamiento está sometido a cargas dinámicas) y a la **duración**⁽¹⁵⁾ que se desea que tenga

$$L_{10h} = \frac{1'000.000}{60 N} \left(\frac{c}{P}\right)^P \quad \text{ó} \quad \frac{c}{P} = \left(\frac{60NL_{10h}}{1'000.000}\right)^{3/10}$$

donde:

L_{10h} = duración nominal, en horas de servicio ⁽¹⁶⁾

¹⁵"La duración se define como el número de revoluciones (o de horas a una velocidad constante determinada) que el rodamiento puede realizar antes que se manifieste el primer signo de falla (desconchado) en uno de sus aros o sus elementos rodantes", CATALOGO GENERAL SKF, edición 1982, p.27

¹⁶"Toda la información que presenta SKF sobre capacidades de carga dinámica está basada en la duración alcanzada o sobrepasada por el 90 % de rodamientos aparentemente idénticos de un grupo suficientemente grande. A esta duración se la denomina **duración nominal** y está de acuerdo con la definición ISO". CATALOGO GENERAL SKF, edición 1982, pps. 27, 28

N = velocidad constante de rotación

C = capacidad de carga dinámicas

p = exponente de fórmula de duración (2 para rodamientos de bolas y $10/3$ para rodamientos de rodillos)

Carga dinámica equivalente (P)

En los rodamientos cónicos de 1 hilera de rodillos, la carga resultante no es puramente axial o radial, mas bien es una combinación de las dos. En este caso es necesario calcular la carga dinámica equivalente sobre el rodamiento. Esto se define como: la hipotética carga radial (o axial para rodamientos axiales) constante en magnitud y dirección, que produciría sobre la duración del rodamiento, el mismo efecto que las cargas reales.

Para rodamientos de una hilera de rodillos cónicos

$$P = 0.4 F_r + YF_a \quad \text{donde } F_a/F_r > e$$

Donde F_a (carga axial) y F_r (carga radial) son las fuerzas que actúan en los rodamientos. El valor de Y y e se indican en las tablas de rodamientos.

En el catálogo general SKF (pagina 291, edición 1982) se muestran las diversas posibilidades de disposición de dos rodamientos cónicos. Las condiciones de este caso inducen a seleccionar la disposición 2a (figura 4.18)

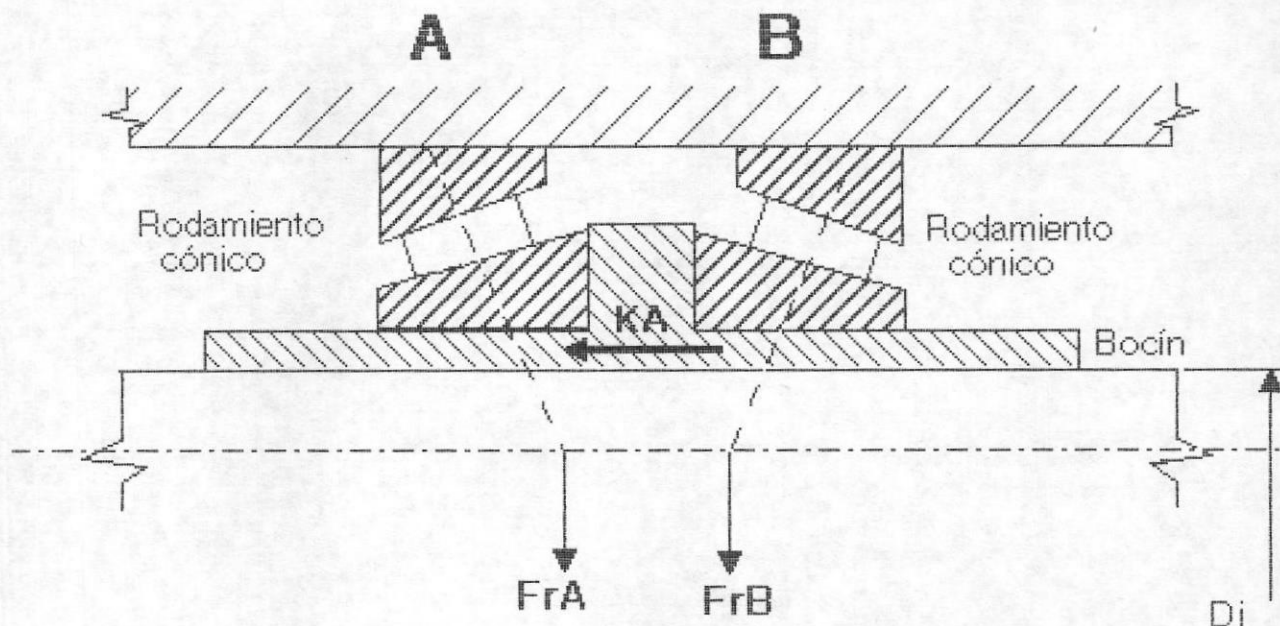


FIGURA 4.18
Montaje de rodamientos en "X"

$$K_{mA} = F_{mB} + K_m \quad F_{mB} = \frac{0.5F_r}{Y}$$

$$K_m = -R_{r \times}$$

Los rodamientos no se montan directamente sobre el árbol, se montan sobre un bocín, sobre el cual se aplicará toda la carga axial en vez de aplicarla directamente sobre los rodamientos, por lo que los rodamientos deben tener un diámetro interior mayor que el diámetro exterior del árbol, para dar cabida al bocín.

Se elije $D_i = 75 \text{ mm}$

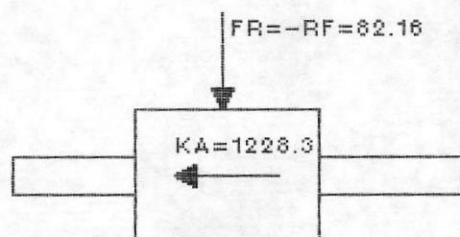


FIGURA 4.19

esquema de fuerzas actuando en los radamientos cónicos

$$F_{mB} = \frac{0.5F_r}{Y} \quad : \quad Y = 1.5 \text{ (valor promedio)} \text{ }^{(17)}$$

$$F_{mB} = \frac{0.5 * 82.16 \text{ kgf}}{1.5} = 27.39 \text{ kgf}$$

$$F_{mA} = F_{mB} + K_m = 27.39 \text{ kgf} + 1228.3 \text{ kgf} = 1255.69 \text{ kgf}$$

$$P_A = 0.4 F_r + YF_{mA} = 0.4(82.16) + 1.5(1255.69) = 1917 \text{ kgf}$$

Se especifica que la duración nominal sea de 3 años, trabajando un promedio de 8 horas diarias

$$L_{10h} = 3(\text{años}) * 365(\text{días}) * 8(\text{horas}) = 8760 \text{ horas}$$

$$\left(\frac{c}{P}\right)_A = \left(\frac{60 * 700 \text{ rpm} * 8760 \text{ horas}}{1'000.000}\right)^{\frac{1}{3}} = 5.88$$

$$c_A = 5.88P_A = 11272 \text{ kgf} = 110578 \text{ Newtons}$$

¹⁷CATALOGO GENERAL SKF, edición 1982, p. 301

con $c_A=110578$ Newtons y $D_1=75$ mm en el catálogo general SKF

Rodamiento A: 30215

En el catálogo SKF el valor de Y para este rodamiento es $Y=1.4$, pero esto no afecta mayormente los cálculos.

Para el rodamiento B la carga equivalente es mucho menor

$$P_B = 0.4(82.16) + 1.5(27.4) = 73.96 = 726 \text{ Newtons}$$

Al revisar el catálogo general de rodamientos SKF para un diámetro interior de 75 mm se selecciona el rodamiento 32015X, pues es el de menor capacidad de carga dinámica que se encuentra en el mismo

Rodamiento B: 32015X

4.4 PROCESO DE FABRICACION DEL PROTOTIPO

INTRODUCCION

En esta sección se detalla el proceso de fabricación de las partes mas importantes que conforman la bomba. El proceso fue elegido teniendo presente un taller metalme-cánico, por lo cual la bomba no presenta piezas fundidas (carcaza, impulsor, etc.), sino mas bien, piezas estampa-das, forjadas, soldadas, taladradas, roladas, en defini-

tiva los procesos comunes en una metalmecánica del medio.

Un hecho importante a destacar en la selección de los materiales, es la disponibilidad a nivel comercial local (Ecuador) de materiales. Este aspecto ha sido un limitante determinante en la selección de los diversos materiales para el prototipo. Adicionalmente se sugiere la utilización de materiales de mejor prestación que los seleccionados previamente, pero estos no se los consigue fácilmente en el mercado local, siendo necesario importarlos expresamente.

IMPULSOR

Como se menciona previamente (sección 4.3), el material para el impulsor es el acero inoxidable austenítico AISI 304 (como el SANDVIK SR10). Las palas del impulsor se las fabrica con plancha de 8 mm de espesor, utilizando el área desarrollada de la pala (ver anexo). Primero se corta la forma aproximada con una cizalla y posteriormente mediante forja se ajusta la forma. Para obtener la curvatura de la pala utilizamos una prensa, ya sea manual o hidráulica (la presión necesaria para deformar el material es pequeña).

El cubo del impulsor se lo fabrica de una barra sólida o si se consigue una barra perforada adecuada, mucho mejor, para evitar un excesivo desperdicio de material y mayor

trabajo de maquinado. El agujero del cubo se lo taladra y tornea para dar el acabado a la medida del diámetro del árbol. Posteriormente se maquina la ranura de la chaveta con un cepillo y se taladran los agujeros para los pernos de la tapa del cubo del impulsor, finalmente se roscan estos agujeros con machuelo y tarraja.

Para unir las palas al cubo procedemos a soldarlas. Si bien es cierto que el acero AISI 304 posee una excelente soldabilidad hay que tener presente que su coeficiente de conductividad térmica es muy bajo, lo cual determina que se concentre el calor en la zona del cordón de soldadura, adicionalmente, el 304 no es un acero "estabilizado", es decir, puede precipitar carburos de cromo en el rango de temperatura de 420 a 700 °C dejando las zonas adyacentes pobres en cromo y generando la llamada "corrosión intergranular". Por este motivo al soldar se debe procurar mantener fría la zona afectada por el arco eléctrico, enfriando continuamente con un trapo húmedo y procurando no depositar cordones largos de soldadura. El proceso recomendado es el de cordones cortos y alternados procurando soldar siempre hacia el "punto frío". En la figura 4.20 se muestra la forma y orden en que se deben depositar los cordones al soldar

Adicionalmente se debe evitar depositar los cordones mediante vaiven, para evitar sobrecalentar la pieza. En

vez de esto se debe soldar en línea recta.

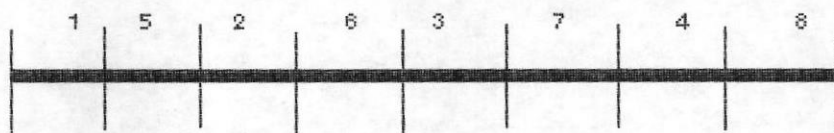


FIGURA 4.20

orden y forma en que se deben depositar los cordones de soldadura al soldar el acero AISI 304

Una vez unidas las palas al cubo, el impulsor debe ser torneado a la medida exacta del diámetro exterior, esto es 559 mm (22 pulgadas).

El último proceso lo constituye el balanceo del impulsor. En vista de la simetría del mismo es suficiente un balanceo estático, colocando al impulsor entre puntos en un torno.

Se deben soldar las palas con un electrodo adecuado, tal como el EUTECTRODE 54L⁽¹⁸⁾, según la guía de aleaciones y productos de la EUTETIC+CASTOLIN este electrodo puede soldar aceros inoxidables no estabilizados de los tipos

¹⁸Marca comercial registrada por la EUTETIC+CASTOLIN, empresa con una amplia gama de productos especiales para recuperar piezas desgastadas.

301, 302, 304, 304L, 3051, y 308L⁽¹⁹⁾.

Es importante recalcar que no se selecciona el acero AISI 304 por el hecho de ser el más adecuado para este tipo de prestación, sino mas bien, por ser el único tipo de acero inoxidable austenítico que se consigue en el mercado local. Un acero mas adecuado para este tipo de prestación sería el AISI 316-L, el cual es un acero austenítico estabilizado.

COMPOSICION QUIMICA (%) ⁽²⁰⁾

tipo	C	Si max.	Cr	Ni	Mo
304	0.08-2.00	1.00	18.00-20.00	8.00-12.00	-----
316L	0.03-2.00	1.00	16.00-18.00	10.00-14.00	2.00-3.00

Si se compara la composición química de estos dos aceros se evidencia que el 316-L tiene menos porcentaje de carbono que el 304, reduciendo la posibilidad de formación de carburos de cromo cuando se eleva la temperatura, adicionalmente el 316-L posee de 2 a 3 % de Molibdeno, el cual es un fuerte formador de carburos, lo cual "estabiliza" el acero. Estas características le dan una clara ventaja al 316-L, pues se reduce al mínimo el

¹⁹Este electrodo cumple con las normas: AWS A54-62T, ASTM A298-62T, DIN 8556. Es importante recalcar que se debe especificar que el electrodo sea de la clase #16 que suelda en toda posición en vez de la clase #15 que es solo para soldar en posición plana.

²⁰ASTM (American Society for Testing Metals), "Metal Handbook, 8va edición, volumen 1, pp. 409, tabla 1

riesto de la corrosión intergranular.

Para soldar el 316-L se debe usar un electrodo como el EUTEC TRODE 53L, que es un electrodo de extra bajo carbono y con Molibdeno, es decir, es un electrodo estabilizado. Este electrodo cumple las mismas normas que el EUTEC TRODE 53L.

ARBOL

El árbol de la bomba se fabrica con el 304. Se debe tener cuidado al maquinar este acero pues la sola presión de la cuchilla al arrancar viruta, podría torcer la barra; por lo cual las pasadas deben ser pequeñas. Esto además evita que la temperatura del área maquinada se eleve y se produzca la precipitación de los carburos de cromo.

El árbol se construye de una sola pieza, si bien es ciertos que esto entraña cierto peligro, puesto que para esta longitud (9660 mm) el propio peso del árbol podría llegar a torcelo si no se lo manipula con cuidado; se debe de disponer de suficientes puntos de apoyo para maquinar el árbol (que la luz entre cada punto de apoyo no sea mayor a 3 metros). Las ventajas que ofrece este tipo de construcción son: un menor costo de fabricación (se elimina la necesidad de fabricar acoples) y mayor facilidad de montaje y desmontaje puesto que el árbol se

introduce en la carcaza por un extremo.

CARCAZA

La carcaza se fabrica de la llamada "plancha negra". Para unir las partes se utiliza un electrodo E7018. La porción de la carcaza donde se aloja el impulsor debe ser torneada para asegurar una gran precisión. Es de suma importancia que el claro entre la carcaza y el impulsor sea lo mas pequeño posible (el ancho de una hoja de papel común), puesto que a mayor claro aumentan las fugas de caudal y por consiguiente las pérdidas.

Similarmente al caso del impulsor, el material de la carcaza no fue seleccionado por ser el mejor, si no mas bien, por estar disponible en el mercado local. Un material que brindaría una mejor prestación en este caso sería el acero "CORTEN" (ASTM A588), pues es un acero resistente a la corrosión atmosférica. Para soldar este acero se puede utilizar un electrodo del tipo E8018-G como el 8018-G XLM⁽²¹⁾.

ALABES DIFUSORES

Los materiales y el proceso de fabricación de estos álabes es similar al de la carcaza, es decir, el material en un caso sería la plancha negra y para soldar el

²¹Tabla de electrodos "McKAY", de baja aleación y bajo hidrógeno

electrodo E7018 y en otro caso el acero "CORTEN" y el electrodo E8018-G.

LEYES DE SEMEJANSA Y MODELOS

5.1 SIMILITUD Y ESTUDIO DE MODELOS

5.1.1 INTRODUCCION

Dentro del diseño, es de uso frecuente, el llevar a cabo estudios sobre modelos de estructuras hidráulicas y máquinas. Estos estudios permiten visualizar el flujo y hacer posible obtener ciertos resultados numéricos y parámetros de diseño útiles. En el caso de bombas se presta mayor atención a la determinación de eficiencia, caudal y cabezales.

La similitud puede probarse formalmente, pero es evidente, que si dos condiciones de operación son tales que todos los coeficientes de funcionamiento tiene el mismo valor, sin tener en cuenta los valores de las variables separadamente, se tienen exactamente condiciones físicas similares en ambas máquinas.

Una similitud física completa entre dos máquinas implica¹

¹Manuel Polo Encinas, TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS, Limusa-Wiley, 1984, p. 24

1. Similitud geométrica: que significa que las relaciones entre las dimensiones lineales son las mismas en puntos homólogos de los dos sistemas o máquinas, esto es, las formas son las mismas independientemente del tamaño.

2. Similitud cinemática: las velocidades y otras cantidades cinemáticas guardan la misma relación, en este caso los triángulos de velocidades serán semejantes, como también las redes de flujo que materialicen el movimiento del fluido a través de la máquina.

3. Similitud dinámica: las relaciones entre magnitudes de las diferentes fuerzas son las mismas, en el mismo instante, en puntos homólogos de las dos máquinas.

En una similitud física, las cantidades de la misma naturaleza que caracterizan a las máquinas, tienen la misma relación en todos los puntos homólogos en tiempos homólogos.

En la práctica, cuando la variación de cualquier parámetro es considerable, las relaciones de similitud no se conservan y mucho menos las eficiencias. Por otro lado, entre un modelo y un prototipo existen ciertas discrepancias que son imposibles de evitar, causando ciertos problemas a la similitud. Es dudoso que pueda lograrse

alguna vez una completa similitud física. El cumplimiento estricto de todas las proporciones suele ser imposible de lograr, excepto cuando se tiene una relación de escalas 1.1. Sin embargo para fines prácticos se puede aproximar mucho en casos determinados, resultando de gran utilidad.

La aplicación mas inmediata se tiene en la operación de modelos a escala lineal mas reducida de manera que se pueden realizar experimentos poco costosos, que permiten obtener resultados satisfactorios aplicables a los prototipos.

5.1.2 SIMILITUD

Como ya se ha dicho la similitud física completa requiere de que exista: similitud geométrica, cinemática y dinámica. A continuación se expondrá las formulaciones matemáticas de cada una.

Similitud Geométrica

Dos figuras o volúmenes son geoméricamente semejantes cuando hay una correspondencia entre cada uno de los elementos, puntos, líneas, superficies, ángulos. Esos puntos, líneas y ángulos se dice que son homólogos. Las escalas de similitud se dan para líneas, superficies y volúmenes homólogos.

Denominando a la escala de similitud geométrica con la letra E ⁽²⁾, tenemos:

$$E = \frac{D}{D'} \quad \text{para longitudes homólogas} \quad (5.1a)$$

$$E^2 = \frac{S}{S'} \quad \text{para superficies homólogas} \quad (5.1b)$$

$$E^3 = \frac{V}{V'} \quad \text{para volúmenes homólogos} \quad (5.1c)$$

De estas relaciones se desprende que se puede pasar de la geometría del modelo a la del prototipo en todas las formas, lo que incluye la rugosidad superficial. Esto último es bastante difícil de conseguir con exactitud.

Similitud Cinemática

Si dos sistemas son cinemáticamente semejantes, entonces las partículas homólogas ocuparán posiciones homólogas a tiempos homólogos.

Es fácil comprender que los vectores representativos de las velocidades y aceleraciones tendrán direcciones homó-

²Miguel Reyes Aguirre, CURSO DE MAQUINAS HIDRAULICAS, Representaciones y Servicios De Ingeniería, Mexico, 1980, p. 94

logas en tiempos homólogos.

Las trayectorias de dos partículas homólogas serán curvas homólogas.

Si denominamos como " τ " la escala de tiempos homólogos tenemos ⁽³⁾.

$$\tau = \frac{T}{T'} \quad (5.2)$$

Es necesario además considerar la escala de velocidades homólogas ⁽³⁾

$$\frac{\text{Escala de longitudes}}{\text{Escala de tiempos}} = \frac{E}{\tau} = u \quad (5.3)$$

Similitud Dinámica

Dos sistemas son dinámicamente semejantes si los puntos homólogos de esos sistemas están sometidos a sistemas de fuerzas homólogas.

Puede notarse que si dos sistemas tienen una distribución de masas semejante de acuerdo con la ley $F = m.a$, la

³Miguel Reyes Aguirre, CURSO DE MAQUINAS HIDRAULICAS, Representaciones y Servicios De Ingeniería, México, 1980, pps. 94 y 95

similitud cinemática impone la similitud dinámica.

Considerando dos volúmenes de fluido geoméricamente semejantes, estudiaremos las fuerzas que obran en las partículas homólogas A y A'. El significado de las fuerzas es el siguiente:

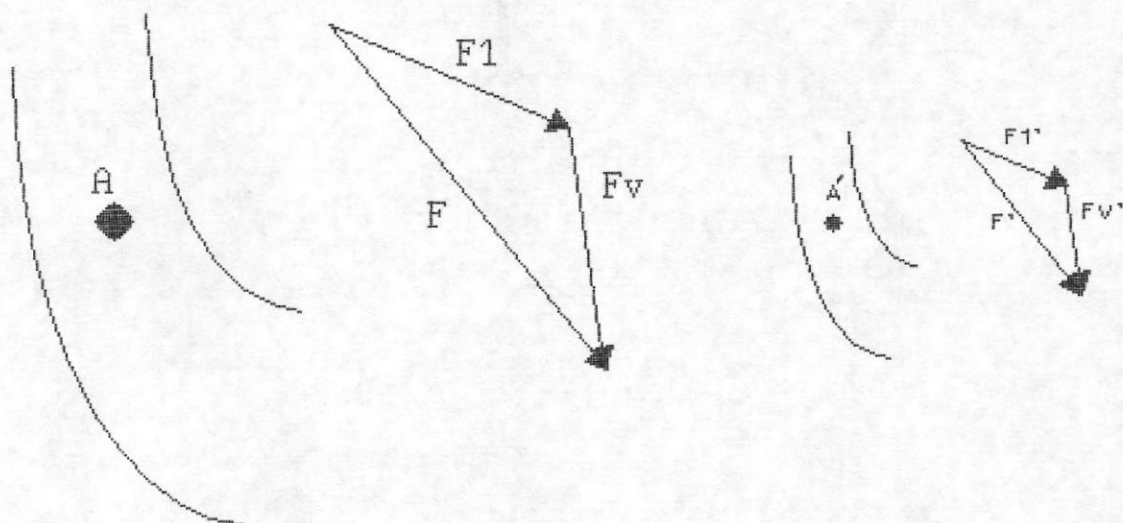


FIGURA 5.1

En donde:

F = fuerza causante del movimiento, debida a la diferencia de presión entre la parte anterior y posterior de la partícula de agua.

F_1 = fuerza proporcional a la masa, es decir, fuerza de inercia.

F_v = fuerza debida al frotamiento, es decir, fuerza de viscosidad.

Los siguientes principios son aplicables a la figura

anterior:

- *1. Debido al principio de acción y reacción, la resultante de estas fuerzas es nula.
2. Siendo A y A' dos puntos homólogos de la máquina y el modelo, los movimientos son semejantes y hacen que la relación de fuerzas homólogas sean iguales:

$$\frac{F_{\perp}}{F_{\perp}'} = \frac{F_{\vee}}{F_{\vee}'} = \frac{F}{F'}$$

3. Las fuerzas de inercia y de viscosidad se derivan de las propiedades físicas del fluido. De los movimientos, es decir, de la similitud, la relación de fuerzas de inercia será igual a la relación de fuerzas de viscosidad.

De lo dicho anteriormente se puede concluir que para asegurar la similitud dinámica se debe asegurar la igualdad en el número de Reynolds, que es el que relaciona fuerzas viscosas y fuerzas de inercia, tanto en el modelo como en el prototipo.

Una vez que se ha identificado el problema de la similitud, se presenta un estudio de las formas de similitud que se aplican a las turbomáquinas en los tres casos mas

comunes en los que se hace pruebas de similitud (⁴):

1. Relaciones entre la velocidad angular y otras características de una bomba.
2. Relaciones entre el coeficiente de similitud geométrica, E , y las características de las bombas geoméricamente semejantes, teniendo la misma velocidad angular.
3. Relaciones entre dos bombas geoméricamente semejantes y trabajando a diferentes velocidades.

5.1.3 RELACIONES ENTRE LA VELOCIDAD ANGULAR Y OTRAS CARACTERÍSTICAS DE UNA BOMBA

Este caso presenta el resumen de las relaciones que han de aplicarse para obtener las diferentes características de una misma bomba cuando trabaja a distintas velocidades. Es decir que solo se varía el número de revoluciones, pero se mantiene constante el tamaño.

Velocidades

Haciendo variar el número de r.p.m. de una bomba de N' a N'' , se modificarán sus velocidades tangenciales y con esa relación todas las demás velocidades en proporción

⁴Miguel Reyes Aguirre, CURSO DE MAQUINAS HIDRAULICAS, Representaciones y Servicios De Ingeniería, México, 1980, p. 142

N'/N'' , es decir:

$$\frac{u'}{u''} = \frac{N'}{N''} \quad (5.5)$$

Caudales

Los caudales o gastos impulsados por las bombas, serán proporcionales al número de rpm, puesto que el caudal es función solamente de las velocidades y las áreas, el tamaño se mantiene constante; por lo tanto las áreas serán invariables, el caudal variará solo en la proporción en que lo hagan las velocidades; esto es, N'/N'' . Por tanto:

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{N'}{N''} \quad (5.6)$$

Alturas

Todas las alturas son proporcionales al cuadrado del número de rpm

$$\frac{H'}{H''} = \left(\frac{N'}{N''}\right)^2 \quad (5.7)$$

Potencias

Si no se varía el fluido de trabajo, ρ se mantiene

constante, por lo que las potencias varían con Q y H . Como Q varía con N'/N'' y H con $(N'/N'')^2$, las potencias variarán con el cubo de la relación del número de rpm

$$\frac{P'}{P''} = \left(\frac{N'}{N''}\right)^3 \quad (5.8)$$

5.1.4 RELACION ENTRE EL COEFICIENTE DE SIMILITUD GEOMETRICA "E" Y LAS CARACTERISTICAS DE DOS BOMBAS GEOMETRICAMENTE SEMEJANTES, TENIENDO LA MISMA VELOCIDAD ANGULAR

Este caso presenta las relaciones que han de aplicarse para obtener las diferentes características de una bomba, partiendo de las características de otra de diferente tamaño pero que opera al mismo número de rpm.

$$\frac{u'}{u''} = \frac{D'}{D''} \quad (5.9)$$

$$\frac{Q'}{Q''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^3 \quad (5.10)$$

$$\frac{H'}{H''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^2 \quad (5.11)$$

$$\frac{P'}{P''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^5 \quad (5.12)$$

5.1.5 RELACIONES ENTRE DOS BOMBAS GEOMETRICAMENTE SEMEJANTES TRABAJANDO A DIFERENTES VELOCIDADES

Este caso abarca los dos anteriores, es decir, se varía el número de rpm y también el tamaño, así las relaciones serán la unión de las enunciadas en los dos casos anteriores

$$\frac{u'}{u''} = \left(\frac{D'}{D''}\right) \left(\frac{N'}{N''}\right) \quad (5.13)$$

$$\frac{Q'}{Q''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^3 \left(\frac{N'}{N''}\right) \quad (5.14)$$

$$\frac{H'}{H''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^2 \left(\frac{N'}{N''}\right)^2 \quad (5.15)$$

$$\frac{P'}{P''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^5 \left(\frac{N'}{N''}\right)^3 \quad (5.16)$$

5.2 CALCULO DE LAS CARACTERISTICAS DEL MODELO

Para el cálculo de las características del modelo se parte de las características del prototipo. Puesto que las dimensiones del prototipo son enormes se debe priorizar el tamaño del modelo, esta reducción tiene sus límites puesto que según la recomendación de HIDRAULIC

INSTITUTE ^(*) el diámetro exterior del modelo del impulsor no debería ser menor a 12 pulgadas. Tanto el modelo como el prototipo tienen la misma velocidad de giro ($N=700$ rpm), por lo que las ecuaciones a aplicarse corresponden al segundo caso, sección 5.1.4 (ecuaciones 5.9, 5.10, 5.11 y 5.12).

Datos del prototipo

$$bhp_{\text{cierra}} = 152$$

$$N = 700 \text{ rpm}$$

$$Q = 15000 \text{ gpm}$$

$$H = 4.5 \text{ m} = 14.76 \text{ pies}$$

$$D_o = 22 \text{ pulgadas}$$

$$D_n = 9.35 \text{ pulgadas}$$

Escala geométrica

$$E = \frac{D''}{D'} = \frac{12 \text{ pul.}}{22 \text{ pul.}} = 0.545$$

Este valor del factor de escala proporciona todos los valores geométricos del modelo partiendo de los valores conocidos del prototipo, así por ejemplo:

$$D_n' = 0.28 \text{ m} = 9.35 \text{ pul.} \text{ ----> } D_n'' = 5.1 \text{ pul.}$$

$$L_{es} = 9.66 \text{ m} \text{ ----> } L_{es} = 5.27 \text{ m}$$

^{*}HIDRAULIC INSTITUTE STANDARDS, 14va edición, 1983, p. 94

Potencia al freno de cierre

$$bhp_{\text{cierre}}'' = E'' bhp' = (0.545)^3 152 = 7.308$$

Caudal

$$Q'' = E'' Q' = (0.545)^3 15000 \text{ gpm} = 2428 \text{ gpm}$$

Cabezal total

$$H'' = E'' H' = (0.545)^3 4.5 \text{ m} = 1.337 \text{ m} = 4.391 \text{ pies}$$

Velocidad específica

$$N_{es}'' = \frac{700 \text{ rpm} (2428 \text{ gpm})^{3/4}}{(4.387 \text{ pies})^{3/4}} \approx 11385 = N_{es}'$$

Datos del modelo

$$bhp_{\text{cierre}} = 7.308$$

$$N = 700 \text{ rpm}$$

$$Q = 2434 \text{ gpm}$$

$$H = 1.337 \text{ m} = 4.391 \text{ pies}$$

$$D_o = 12 \text{ pulgadas}$$

$$D_m = 5.1 \text{ pulgadas}$$

Conversión de eficiencias

En la práctica no es posible conseguir la igualdad en el número de Reynolds, y no se puede obtener la semejanza

geométrica de la rugosidad superficial; por ello es necesario una fórmula de conversión para la eficiencia. Usando fórmulas empíricas se puede predecir el rendimiento del modelo en base al rendimiento del prototipo

$$\frac{1 - e''}{1 - e'} = \left(\frac{1}{E}\right)^n \quad (6)$$

Donde el exponente n es determinado de datos experimentales. Este exponente se puede fijar sin gran error con un valor $n=0.1$ (7).

$$e'' = 1 - (1 - e') \left(\frac{1}{0.545}\right)^{0.1} = 1 - (1 - 0.83) \left(\frac{1}{0.545}\right)^{0.1}$$

$$e'' = 0.819 \approx 0.82 \quad \text{----> } 82 \%$$

Observese que la reducción en la eficiencia es de solo 1 punto, lo cual nos asegura que las mediciones efectuadas sobre el modelo serán lo suficientemente aproximadas a los valores reales del prototipo.

Sumersión

La sumersión se define como la diferencia $H-C$ (8)

⁶HIDRAULIC INSTITUTE STANDARS, 14va edición, 1983, p. 95

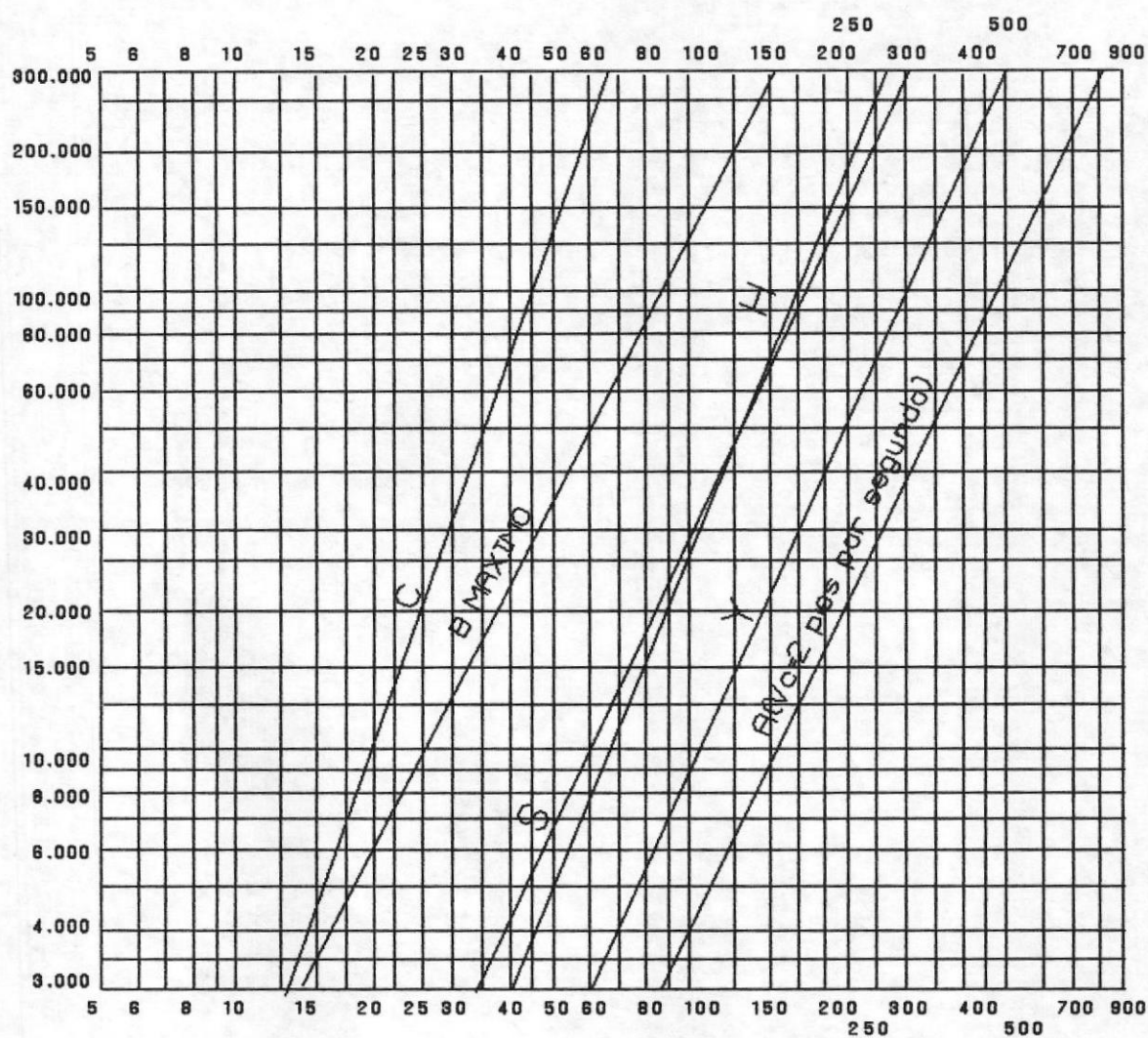
⁷- Claudio Mataix, MECANICA DE FLUIDOS Y MAQUINAS HIDRAULICAS, Harla, segunda edición, p. 531, ecuación 25-4

⁸HIDRAULIC INSTITUTE STANDARS, 14va edición, 1983, p. 125

(figura 5.3)

con $Q=2434$ gpm en figura 5.2: $H=40$ pul. y $C=12.5$ pul.

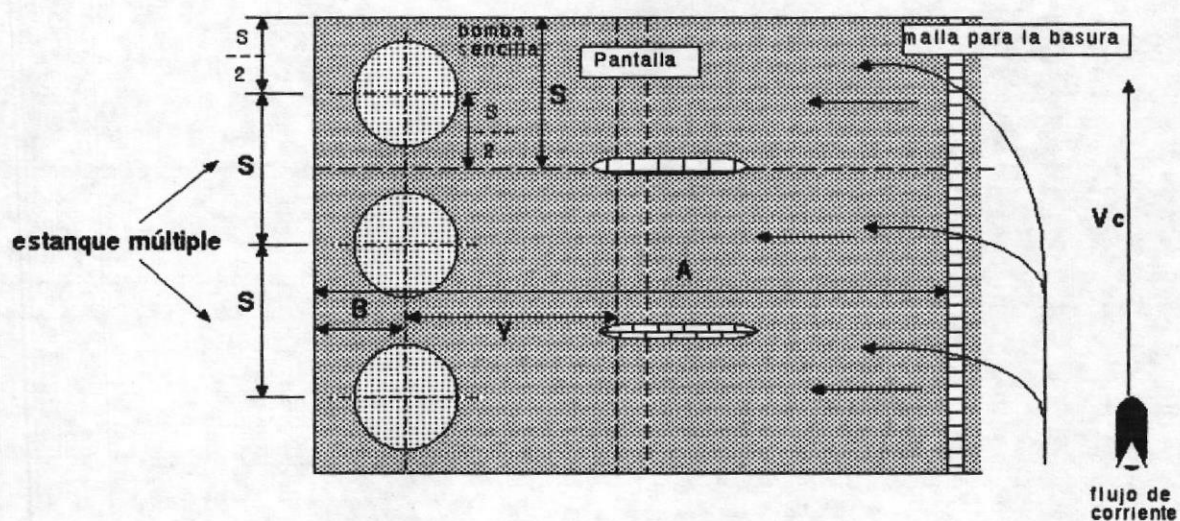
sumersión = $40 - 12.5 = 27.5$ pulgadas = 69.85 cm ≈ 70 cm



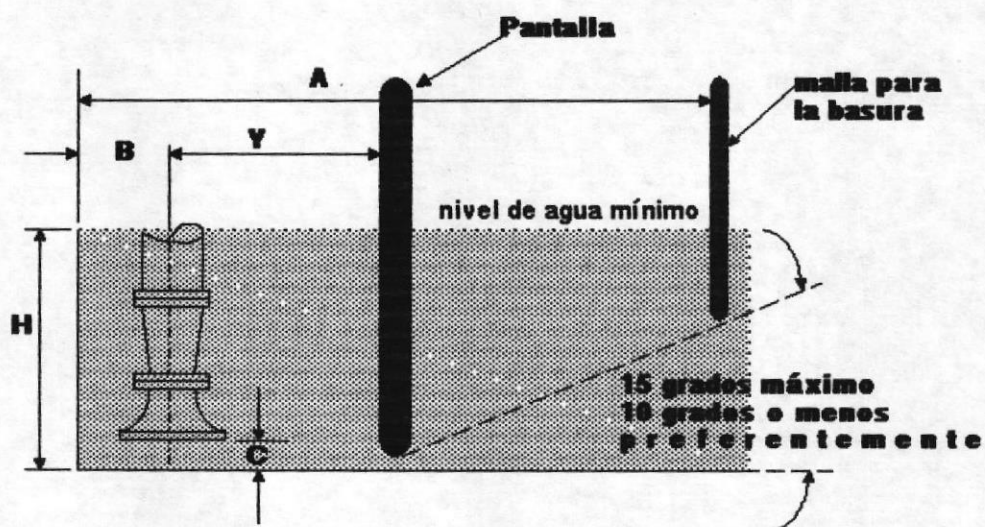
Dimensiones recomendadas del estanque de succión en pulgadas

FIGURA 5.2: dimensiones del estanque versus el flujo

NOTA: los valores recomendados de Y son aproximadamente 3D para la mayoría de los diseños de campanas



DIMENSIONES DEL ESTANQUE, VISTA DE PLANTA



DIMENSIONES DEL ESTANQUE, VISTA DE ELEVACION

FIGURA 5.3

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. La fabricación local de bombas de flujo axial orientada de manera especial hacia la actividad camaronera ha dado origen a muchos talleres metalmecánicos, especialmente en las provincias del El Oro y el Guayas.
2. La mayoría de estos talleres han copiado los diseños de las primeras bombas de flujo axial que llegaron al país en el inicio del auge camaronero. Por lo general los impulsores son comprados a talleres de fundición, que aprovechan su experiencia en impulsores de barco.
3. Es notorio el desconocimiento tecnológico por parte de la mayoría de los productores de bomba. Limitándose a fabricarlas valiéndose mas que nada de la observación y experiencia propia.
4. No solamente la falta de conocimientos técnicos conspiran para que se fabriquen bombas de flujo axial que ofrezcan mejores prestaciones. Se suma el hecho de la poca disponibilidad de materiales apropiados en el

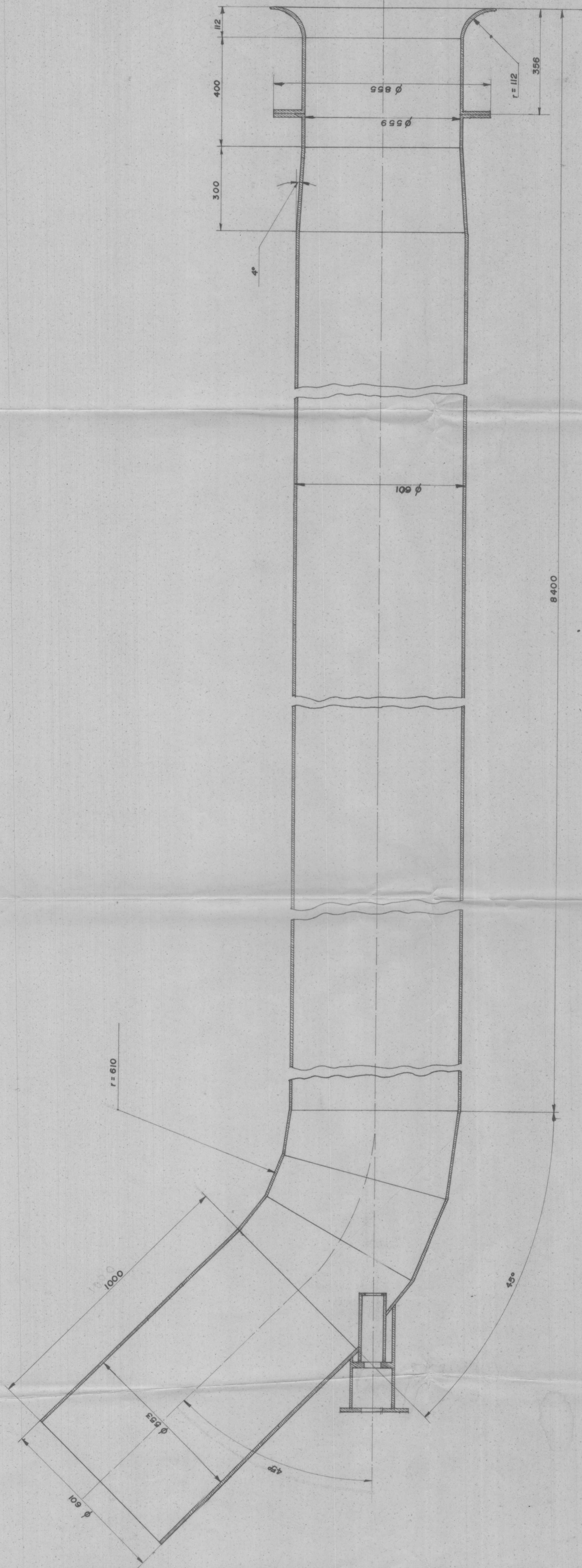
mercado local. Unos cuantos fabricantes grandes pueden importar ciertos materiales de superior calidad

5. El papel que desempeña esta tesis y otras que se han realizado estos últimos tiempos, es el de ir eliminando la carencia de conocimientos técnicos respecto a las bombas y su fabricación. Se adapta tecnología a las necesidades y disponibilidad tanto de equipos y materiales del país.
6. El autor de esta tesis esta conciente de que este aporte no llena totalmente el vacío tecnológico, pero si contribuye con ideas y soluciones prácticas adaptables a nuestro medio.
7. Considero que el mayor aporte de este trabajo lo constituye el proceso de diseño del impulsor. Además se recopila consejos prácticos para el diseño y construcción de las diversas partes de la bomba.

8. En el capítulo cinco se repasa brevemente la teoría de similitud y semejanza de modelos y adicionalmente se efectúa un recalcado de los parámetros principales del modelo. El complemento natural de trabajos como el presente lo constituye el trabajo experimental con modelos para así aprovechar estos esfuerzos aislados.

BIBLIOGRAFIA

1. ASTM. Metal Handbook, 8va edición, volumen 1, pp. 409
2. BROWNING MANUFACTURING DIVISION POWER TRANSMISION EQUIPMENT, catálogo #9, EEUU., 1980
3. ENCINAS M., Turbomáquinas Hidráulicas, Limusa-Wiley, 1984
4. EUTETIC+CASTOLIN, Guía de Aleaciones y Productos, Sociedad Ecuatoriana de comercio
5. HIDRAULIC INSTITUTE, Hidraulic Institute Standars, EEUU, 14va edición
6. IVAN BOHMAN C.A., Catálogo de aceros especiales ASSAB-SKF-SANDVIK
7. KARASSIK I./CARTER R., Bombas centrífugas: selección, operación y mantenimiento, CEGSA, Mexico, 13va impresión, 1985
8. MATAIX C., Mecánica de Fluidos y Máquinas hidráulicas, HARLA, 2da edición
9. McKAY, Tablas de Electrodoos McKAY de baja aleación y bajo hidrógeno, pp. 5
10. MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico, 8va edición
11. REYES M., Curso de Máquinas Hidráulicas, Representaciones y Servicios de Ingeniería, Mexico, 1980
12. SANDVIK, Catálogo de Aceros, marzo de 1974
13. SHIGLEY J/MITCHELL L., Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw Hill, México, 14va edición, 1985
14. SKF, Catálogo General de Rodamientos, edición 1982
15. STEPANOFF A., Theory of Centrifugal and Axial Flow Pumps, John Wiley and Sons ltda. New York, 1957



Fecha	Nombre
22/10/89	E. Pérez
22/10/89	E. Bravo
22/10/89	E. Bravo

FACULTAD DE
INGENIERIA MECANICA

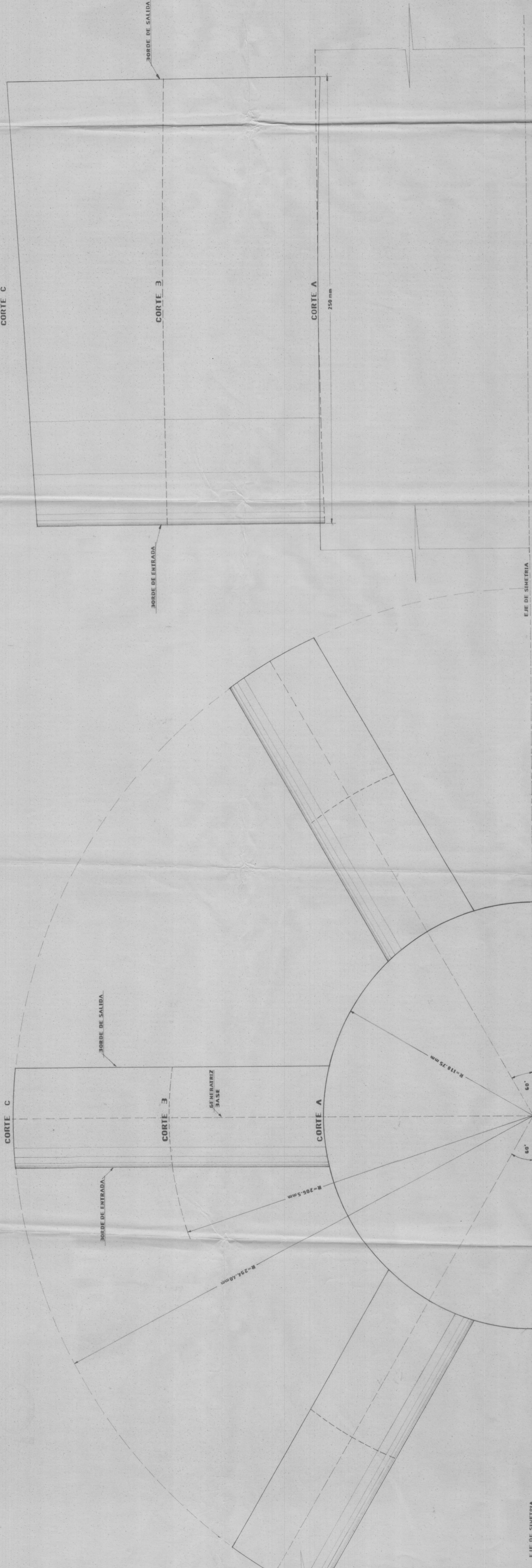
ES POL

E

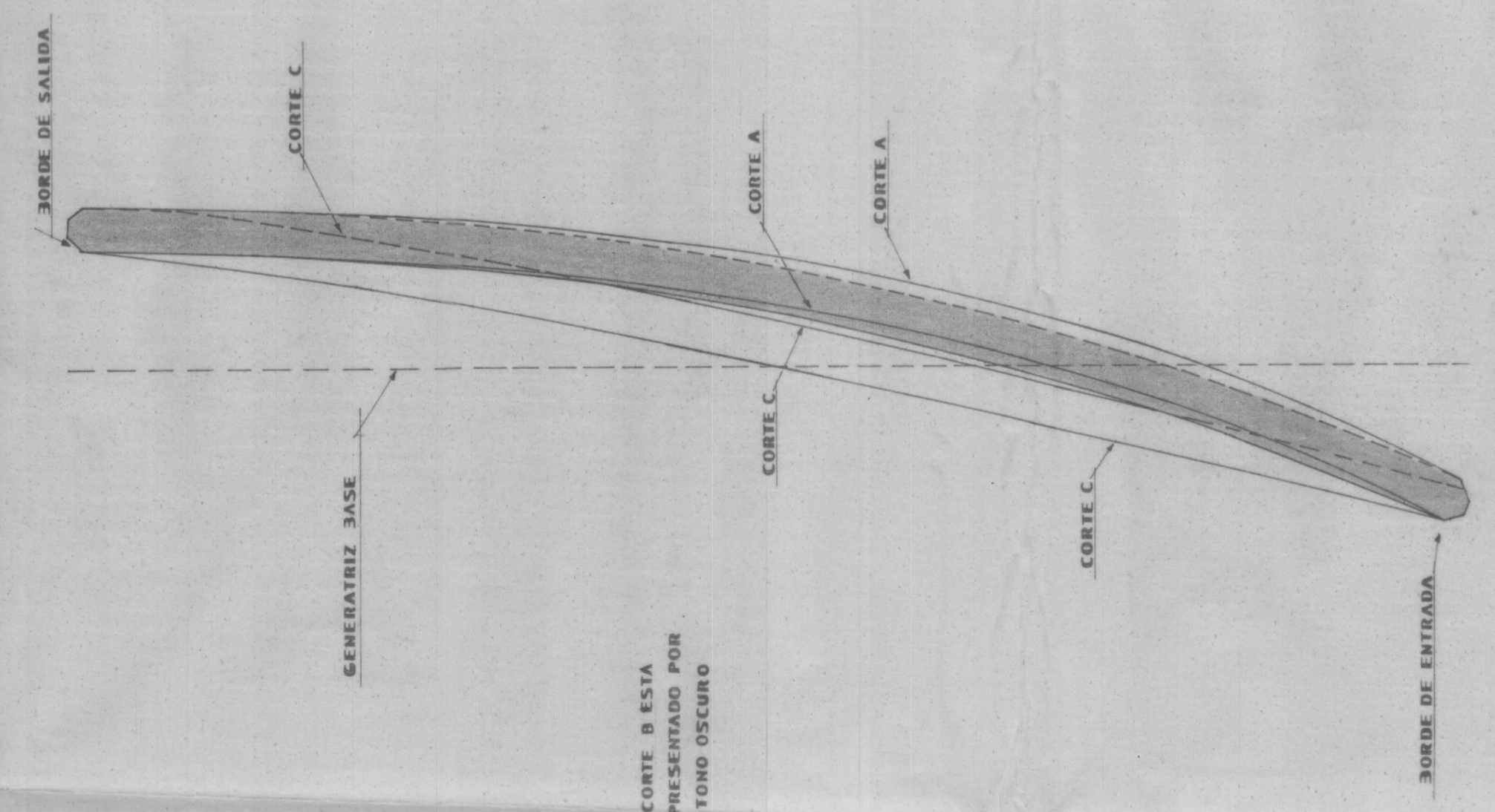
1:10

CARCASA DE LA BOMBA

2.3

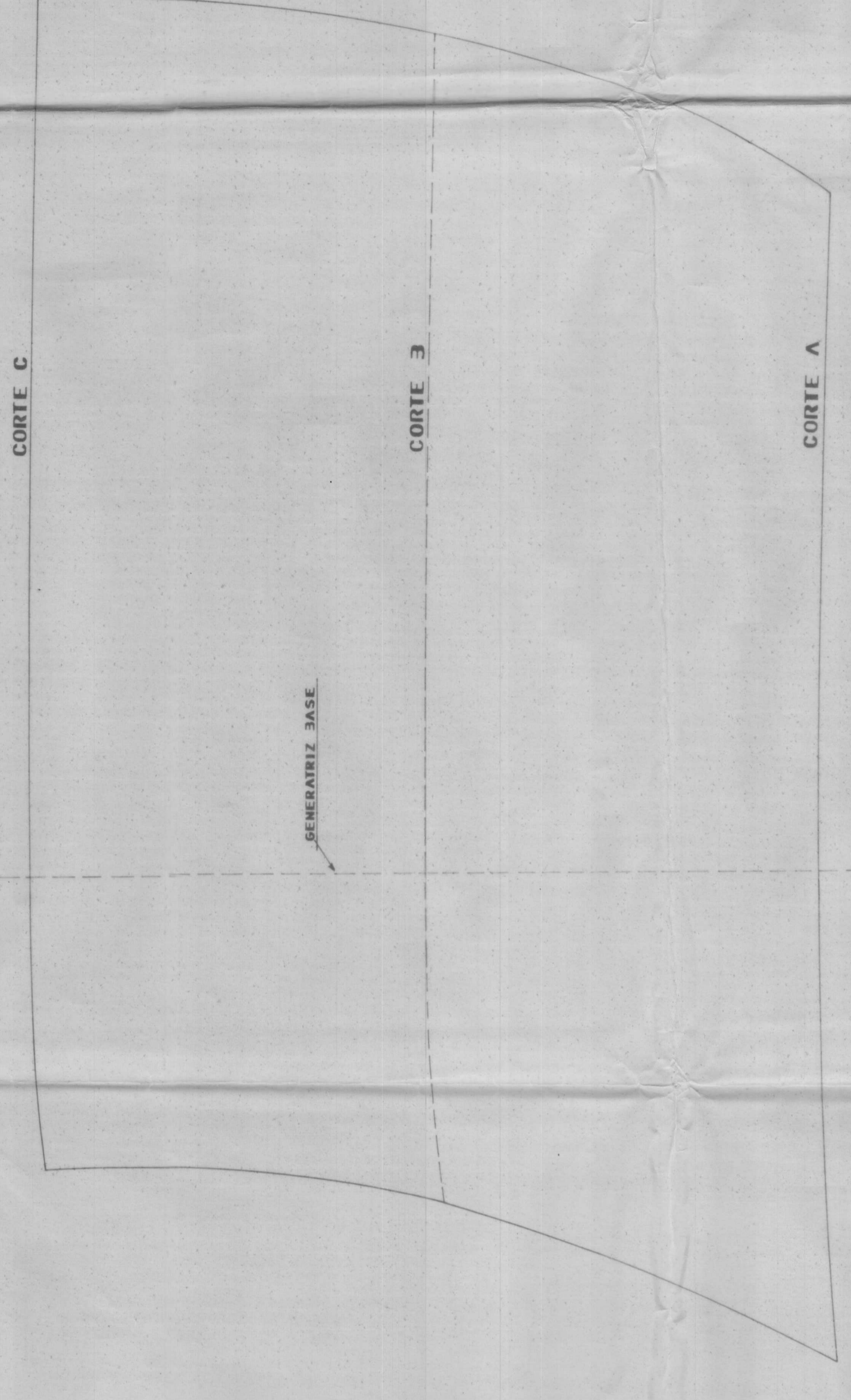


•PROYECCION — FRONTAL•



•PERFILES DE CORTES•

•PROYECCION — LATERAL•



•AREA — DESARROLLADA•

CARACTERISTICAS
 NUMERO DE PALAS = 6
 DIAMETRO MAXIMO = 588.8 mm
 DIAMETRO NUCLEO = 237.5 mm
 AREA DESARROLLADA = 0.045 m²
 AREA DEL DISCO = 0.272 m²
 ESPESOR DE LAS PALAS = 8 mm
 MATERIAL DE LAS PALAS = ACERO INOX AISI 304

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	
TESIS DE GRADO PERTENECIENTE A:	
EGDO. SR. EDUARDO BRAVO	
PLANO DE ALABES CORRECTORES DE FLUJO	
ESCALA UTILIZADA: 1:1	DIBUJO: 3.1
FECHA: SEPTIEMBRE /89	