



D-9151



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Mecánica



"DISEÑO DE UNA BOMBA DE FLUJO MIXTO"

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentada por:

MANUEL MUÑOZ HELENO

Guayaquil - Ecuador

1.988

AGRADECIMIENTO

Al Ing. FRANCISCO ANDRADE,
Director de Tesis, por su
ayuda y colaboración para
la realización de este traba
bajo.

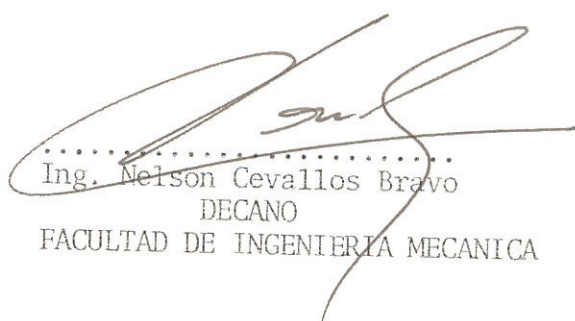
DEDICATORIA

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

A MI ESPOSA

A MI HIJA



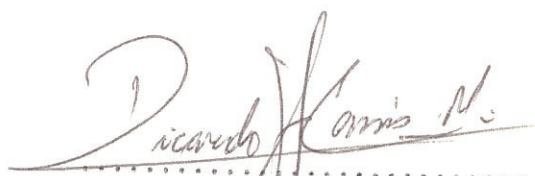
.....
Ing. Nelson Cevallos Bravo
DECANO
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



.....
Ing. Francisco Andrade
DIRECTOR DE TESIS



.....
Ing. Galo Betancourt S.
MIEMBRO DEL TRIBUNAL



.....
Ing. Ricardo Cassis Martínez
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

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).

A handwritten signature in blue ink, consisting of a large, stylized 'M' followed by several vertical strokes.

.....
MANUEL MUÑOZ HELENO

RESUMEN

El objetivo de este trabajo, es diseñar una bomba de flujo mixto, tal que al construirse o de hacerse realidad este objetivo cumpla a cabalidad con todos los requerimientos necesarios para lo que se ha diseñado. Aunque esta bomba tenga diversas aplicaciones, se la ha destinado para el riego por inundación; aplicable a la agricultura, para el caso de las zonas arroceras.

Conociendo de esta manera su objetivo y aplicación que se le dará a esta bomba, su diseño se lo realizará a través de un estudio meticoloso, relacionado con principios teóricos que nos permitirán entender la operación de las bombas de "FLUJO MIXTO".

Con estos principios, damos un paso más; al fácil entendimiento, que es el diseño aplicable a un caso específico que la haría entenderse por sí misma.

Puesto que es esencial conocer de la clase y tipos de bombas en cualquier estudio o análisis; y siendo este proyecto sólo un diseño teórico sin llegar a la consecución del mismo, en que nos pudiera ayudar en pruebas experimentales, los resultados que obtengamos serán en base a fórmulas empíricas con alto aceptamiento práctico.

INDICE GENERAL

	<u>Pág.</u>
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VII
INDICE DE FIGURAS	X
INDICE DE TABLAS	XIII
INDICE DE PLANOS	XV
SIMBOLOGIA	XVI
INTRODUCCION	24
CAPITULO I	
CARACTERISTICAS TECNICAS DE LA BOMBA	27
1.1 Información general	27
1.2 Determinación de las características técnicas para el riego por inundación	32
1.2.1 Factores esenciales del riego	32
1.2.2 Planificación del riego	39
1.3 Justificación del proyecto	48
CAPITULO II	
TEORIA SOBRE LAS BOMBAS DE FLUJO MIXTO Y CONSIDERACIONES GENERALES	51
2.1 Definiciones	51
2.1.1 Bombas de flujo mixto y sus partes constitutivas	53
2.1.2 Clasificación de las bombas de flujo mixto	55

2.1.3	Características de operación de la bomba de flujo mixto	57
2.2	Diseño hidráulico	62
2.2.1	El fenómeno del flujo a través del impulsor	62
2.2.2	La teoría de las máquinas rotodiná- micas	64
2.2.3	Triángulos de velocidad	65
2.2.4	Cabezal teórico de las bombas de flujo mixto	68
2.3	Pérdidas hidráulicas y mecánicas	75
2.3.1	Pérdidas hidráulicas	75
2.3.2	Pérdidas mecánicas	76
2.4	Diseño del impulsor y consideraciones téc- nicas	77
2.4.1	Construcción de impulsores de flujo mixto	77
2.4.2	Impulsores de flujo mixto con álabes de doble curvatura	78
2.4.3	Cálculo del momento estático	90
2.4.4	Cálculo del número de álabes	92
2.4.5	Cálculo del coeficiente de construc- ción	93
2.4.6	Método punto por punto	100
2.5	Diseño de la voluta	112

	<u>Pág.</u>
2.6 Diseño del eje de la bomba . . .	123
2.7 Empuje axial y radial . . .	126
2.8 Diseño de las partes menores . . .	132
2.9 Cavitación . . .	137
CAPITULO III	
DISEÑO HIDRAULICO . . .	148
3.1 Diseño y cálculo del impulsor . . .	148
3.1.1 Empuje axial y radial . . .	181
3.1.2 Diseño y cálculo de la voluta .	195
CAPITULO IV	
DISEÑO MECANICO . . .	200
4.1 Diseño y cálculo del eje de la bomba .	200
4.2 Diseño y cálculo de las partes menores .	216
CAPITULO V	
NORMALIZACION DE LAS BOMBAS . . .	234
5.1 Determinación del campo característico cu- bierto por las bombas . . .	235
5.2 Planos de las bombas normalizadas . .	248
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES . . .	266
BIBLIOGRAFIA . . .	273

INDICE DE FIGURAS

<u>Nº</u>		<u>Pág.</u>
1.1	BOMBAS MODERNAS	28
1.2	RELACION DE MATERIALES RECOMENDADOS PARA LAS BOMBAS DE ACUERDO CON EL LIQUIDO A ELE- VAR	31
1.3	LISTA DE PRECIOS DE BOMBAS IDEAL (FOB) .	50
1.4	LISTA DE PRECIOS DE MONTAJE DE BOMBAS Y AC- CESORIOS	50
2.1	BOMBA DE FLUJO MIXTO	52
2.2	PARTES CONSTITUTIVAS DE LA BOMBA DE FLUJO MIXTO DE SIMPLE ETAPA	54
2.3	BOMBA DE FLUJO MIXTO DE MULTIPLES ETAPAS (VERTICAL)	56
2.4	CARACTERISTICA DE UNA BOMBA HELICOIDAL .	60
2.5	FLUJO A TRAVES DEL IMPULSOR DE UNA BOMBA DE FLUJO MIXTO	67
2.6a	TRIANGULO DE VELOCIDAD : ENTRADA . .	67
2.6b	TRIANGULO DE VELOCIDAD : SALIDA . .	67
2.7	FLUJO A TRAVES DE UN IMPULSOR . . .	69
2.8	TRIANGULO DE VELOCIDAD A LA ENTRADA . .	73
2.9	TRIANGULO DE VELOCIDAD PARA UN IMPULSOR CON UN INFINITO NUMERO DE ALABES . . .	73
2.10	GRAFICOS DE COEFICIENTES DE VELOCIDADES .	81
2.11	TRIANGULO DE VELOCIDAD CON EL ANGULO DE IN- CIDENCIA δ_1	82

<u>Nº</u>		<u>Pág.</u>
2.12	PERFIL DEL ALABE	94
2.13	PERFIL DEL ALABE CON LINEAS ORTOGONALES .	94
2.14	DISTRIBUCION DE LAS LINEAS DE FLUJO . .	99
2.15	TRIANGULO DE VELOCIDAD ENTRADA PARA UN IM- PULSOR DE DOBLE CURVATURA	99
2.16	METODO PUNTO POR PUNTO PARA DETERMINAR LA FORMA DEL ALABE	101
2.17	DETERMINACION DE LA SUPERFICIE DEL ALABE POR EL METODO DE REPRESENTACION CONFORMAL	108
2.18a	VOLUTAS : DE VELOCIDAD VARIABLE	114
2.18b	VOLUTAS : DE VELOCIDAD CONSTANTE . . .	114
2.19	VOLUTA Y SUS PARTES	116
2.20	PARAMETRO DE DISEÑO DE LA VOLUTA . . .	116
2.21	VARIACION DE LA VELOCIDAD EN LA VOLUTA .	117
2.22	RELACION ENTRE EL ANGULO DE DIVERGENCIA Y LA VELOCIDAD C_v	117
2.23	GRAFICO DE LA RELACION $K_{C_v} = f(n_s)$. . .	118
2.24	ANCHO EN LA ENTRADA DE LA VOLUTA . . .	122
2.25	DISTURBIO DEL FLUJO EN EL INICIO DE LA VO- LUTA	130
2.26	COEFICIENTE DE EMPUJE RADIAL K_r COMO FUN- CION DE LA VELOCIDAD ESPECIFICA Y DESCARGA	131
2.27	PARA EJES QUE ESTAN ROTANDO DONDE b ES LA DIMENSION DEL EMPAQUE	136
2.28	ACOPLAMIENTO	136

<u>Nº</u>		<u>Pág.</u>
3.1	TRIANGULO DE VELOCIDAD DE ENTRADA (β_1). . .	178
3.2	TRIANGULO DE VELOCIDAD DE SALIDA (β_2) . . .	179
3.3	CURVA DE CONTROL PARA LOS ANGULOS DE INCLI <u>U</u> NACION DEL ALABE	180
3.4	PERFIL DEL ALABE, PRESIONES Y VELOCIDAD AXIAL	182
3.5	TRAZADO DE LOS ALABES POR EL METODO PUNTO POR PUNTO	188
4.1	DIAGRAMAS DE FUERZAS CORTANTE Y MOMENTO FLEXTOR	201
4.2	REPRESENTACION DEL EJE DE LA BOMBA . . .	207
4.3	DEFLEXION DEL EJE BAJO CARGAS ESTATICAS . .	213
4.4	DEFLEXION DEL EJE BAJO CARGAS DINAMICAS . .	214
4.5	EJE CON CHAVETA Y LA LONGITUD DE LA MISMA . .	221
4.6	SOPORTE DE RODAMIENTOS	221
4.7	DIAGRAMA DE EQUILIBRIO DEL SOPORTE DE RODA <u>U</u> MIENTOS	223
5.1a	PUNTO DE FUNCIONAMIENTO : MAXIMO . . .	242
5.1b	PUNTO DE FUNCIONAMIENTO : CURVA EMPINADA . .	242
5.1c	PUNTO DE FUNCIONAMIENTO : CURVA PLANA . . .	242
5.2	INTERVALO DE TRABAJO	244
5.3	ENTORNO DE TRABAJO	244
5.4	ENTORNO PRACTICO PARA DIFERENTES BOMBAS EN SERIE	246
5.5	PLANO DE BOMBAS NORMALIZADAS	249

INDICE DE TABLAS

<u>Nº</u>		<u>Pág.</u>
I	RESUMEN DE LAS PROPIEDADES FISICAS DEL SUELO	41
II	COEFICIENTE EXPERIMENTAL PARA TODA VELOCIDAD ESPECIFICA	128
III	ENTRADA DEL ALABE β_1	161
IV	SALIDA DEL ALABE β_2	176
V	CALCULO DE LA VARIACION DEL ANGULO β , LINEA B_1 B_2	183
VI	CALCULO DE LA VARIACION DEL ANGULO β , LINEA C_1 C_2	184
VII	CALCULO DE LA VARIACION DEL ANGULO β , LINEA A_1 A_2	185
VIII	CALCULO DE LA VARIACION DEL ANGULO β , LINEA D_1 D_2	186
IX	CALCULO DE LA VARIACION DEL ANGULO β , LINEA E_1 E_2	187
X	RESULTADOS OBTENIDOS PARA A_ϕ , r , ρ_{ex}	198
XI	FACTORES DE K_M y K_T PARA LOS DIFERENTES TI- POS DE CARGAS	204
XII	RECOMENDACIONES MAXIMAS PERMITIDAS PARA EJES SOMETIDOS A VARIOS TIPOS DE CARGAS	205
XIII	DATOS PARA OBTENER LAS CURVAS DE DEFLEXION ESTATICA Y DINAMICAS DEL EJE	212

<u>Nº</u>		<u>Pág.</u>
XIV	TABLA DE PERNOS	232
XV	GRUPOS EN SERIE DE DIAMETROS NORMALIZADOS .	238
XVI	CAUDALES NORMALIZADOS	240
XVII	CABEZALES NORMALIZADOS	250
XVIII	TABLA DE SELECCION	251

INDICE DE PLANOS

<u>Nº</u>		<u>Pág.</u>
1	IMPULSOR	275
2	EJE	276
3	TAPA INTERIOR	277
4	TAPA EXTERIOR	278
5	PRENSA ESTOPA	279
6	ANILLO DE LINTERNA	280
7	SOPORTE DE RODAMIENTOS	281
8	CARCAZA DE LA BOMBA	282
9	TUERCA DEL IMPULSOR	283
10	ARANDELA DEL IMPULSOR	284
11	ACOPLAMIENTO	285
12	DIBUJO DE CONJUNTO	286

SIMBOLOGIA

a	: Constante
A	: Area
A_o	: Area de entrada al ojo del impulsor
A'_o	: Area total
A_1, A_I	: Aristas de entrada
A_2, A_{II}	: Aristas de salida
A_b	: Area de aplastamiento
A_h	: Area del cubo de la rueda
A_{ef}	: Area efectiva de flujo
A_s	: Area de esfuerzo cortante
b	: Ancho del empaque
b'	: Ancho de la llanta
b_1	: Ancho del impulsor en la entrada
b_2	: Ancho del impulsor en la salida
b_3	: Ancho de la voluta
C	: Carga dinámica
C	: Velocidad absoluta
C_o	: Carga estática
C_o	: Velocidad axial
C_1	: Velocidad absoluta de entrada
C_2	: Velocidad absoluta de salida
C_m	: Componente meridional
C_{m1}	: Velocidad meridional en la entrada
C_{m2}	: Velocidad meridional en la salida



C_R	: Capacidad básica de carga
C_P	: Corrección de Pfleiderer's
C_u	: Velocidad tangencial de la velocidad absoluta
C_{u_2}	: Componente tangencial de la velocidad absoluta
C_s	: Velocidad del líquido en la sección media
C_{u_3}	: Velocidad absoluta de salida
C_r	: Velocidad media de flujo
d'	: Diámetro del eje en el acople
d	: Diámetro del círculo
d_b	: Diámetro del perno
d''	: Diámetro del círculo para cualquier sección de la voluta
D	: Diámetro medio
D_o	: Diámetro del ojo del impulsor
D_1	: Diámetro de entrada
D_2	: Diámetro de salida
D_3	: Diámetro del círculo base
D_e	: Diámetro mínimo del eje
D'_e	" Diámetro exterior del disco
D_c	: Diámetro del cubo
D_h	: Diámetro del mango de fijación del impulsor
D'_h	: Diámetro del cubo de la rueda
D_t	: Diámetro del círculo que pasa por los pernos
e	: Longitud del centro de la línea A_1A_2
e'	: Espesor de la llanta
e_d	: Espesor del disco
E	: Módulo de elasticidad

E_a	: Empuje axial
E_r	: Empuje radial
f	: Factor
f_1	: Arcos
F	: Fuerza tangencial
F_a	: Fuerza axial
F_{ec}	: Fuerza o carga radial equivalente
F_{rD}, F_{rC}	: Fuerza o carga radial
$F.A$: Factor de aplicación de carga
g	: Aceleración de gravedad
g_1	: Segmentos
H_d	: Cabezal dinámico total
H	: Cabezal
H_{th}	: Cabezal teórico
H_{tjoo}	: Cabezal teórico para un infinito número de álabes
H_{cb}	: Altura centro de la brida
i	: Número de pernos
I	: Momento de inercia
K	: Constante
K_a	: Coeficiente experimental en función de n_s
K_r	: Coeficiente experimental en función de n_s y Q
K_{Cv}	: Coeficiente de velocidad
K_{cm_1}	: Coeficiente de velocidad en la entrada
K_{cm_2}	: Coeficiente de velocidad en la salida
K_t	: Factor de corrección
ℓ	: Longitud

L	: Longitud del cubo
ISO	: International Standards Organization
m	: Masa
M_f	: Momento flexor
M_{st}	: Momento estático
n	: Velocidad de rotación
n	: Factor de seguridad
n_s	: Velocidad específica
n_Q	: Número de revoluciones específicas
n_N	: Número rotacional nominal
NPS H_r	: Cabezal de succión neto requerido
NPS H_d	: Cabezal de succión neto disponible
$n_{cr'}$: Velocidad de rotación crítica
p	: Presión
p_o	: Presión atmosférica
p_v	: Presión de vapor
p_{sr}	: Presión de succión en el reservorio
P	: Peso
P	: Potencia
P_h	: Potencia hidráulica
P_{sh}	: Potencia al eje
P_f	: Potencia al freno
P_N	: Potencia nominal
P_s	: Potencia suministrada
Q	: Caudal
Q'	: Caudal de descarga

Q_N	: Caudal nominal
Q_ϕ	: Caudal en cualquier parte de la sección de la voluta
R	: Confiabilidad
R	: Reacción
r_m	: Radio medio
r	: Radio
r	: Radio de círculos
s	: Longitud de segmentos
S	: Espesor del álabe
S_1	: Espesor del álabe en la entrada
S_2	: Espesor del álabe en la salida
S_{u_1}	: Proyección del espesor en la entrada S_1
S_{u_2}	: Proyección del espesor en la salida S_2
S_y	: Resistencia a la fluencia
S_{sy}	: Resistencia al cortante
S_{ut}	: Resistencia última
t	: Tiempo
t	: Espesor
t'	: Ancho y alto
t_1	: Paso de los álabes en la entrada
t_2	: Paso de los álabes en la salida
T	: Torque
T_e	: Carga de empuje externa
u	: Velocidad periférica
u_1	: Velocidad periférica de entrada
u_2	: Velocidad periférica de salida



V_T	: Volumen total
V	: Fuerza cortante
W	: Velocidad relativa
W_1	: Velocidad relativa de entrada
W_2	: Velocidad relativa de salida
W_{u^2}	: Componente tangencial de la velocidad relativa
X	: Coordenada
\bar{X}	: Centroide
Y	: Deflexión dinámica
Y_S	: Deflexión estática
z	: Número de álabes
Z_0	: Distancia vertical entre la superficie del líquido y plano de referencia.
Z_S	: Pérdidas de carga en tubería de aspiración
Z_1	: Distancia vertical (centro de succión y plano de referencia).
A_S	: Gravedad específica aparente de suelo
C_C	: Contenido de humedad correspondiente a la capacidad de campo (porcentaje en base de peso seco).
C_M	: Contenido de humedad en el coeficiente de marchitez permanente (porcentaje en base de peso seco).
d_n	: Lámina neta de agua aprovechable, expresada en centímetros
d_s	: Lámina neta de saturación expresada en centímetros
D_r	: Profundidad efectiva del sistema radicular de la planta de arroz (cm)
f_r	: Frecuencia de riego
I	: Filtración y permeabilidad (cm/h)
L_r	: Dosis de riego (mm)
N_R	: Eficiencia de riego

- N_t : Porosidad total del suelo expresado en porcentaje en base volumen.
 P_w : Peso seco
 P_v : Volumen
 Q : Caudal (m^3/h)
 Q_b : Caudal bruto
 Q_{nr} : Caudal neto requerido
 S : Area de riego
 S_r : Superficie a regarse
 t : Duración del riego
 T_r : Horas de riego por día

ALFABETO GRIEGO :

- α : Angulo formado por c y u
 α_o : Angulo
 α_1 : Angulo de inclinación de C_{u_1}
 α_2 : Angulo de inclinación de C_{u_2}
 α_3 : Angulo de inclinación de C_{u_3}
 β : Angulo
 β_1 : Angulo de entrada
 β'_1 : Angulo de construcción (entrada)
 β_2 : Angulo de salida
 γ : Peso específico
 δ' : Angulo de divergencia
 δ_1 : Angulo de incidencia
 θ : Angulo central
 π : 3.14 radián

τ	: Esfuerzo cortante
τ_{nom}	: Esfuerzo cortante nominal
σ	: Esfuerzo de flexión simple
σ	: Factor de cavitación
σ	: Esfuerzo
σ_t	: Esfuerzo torcional máximo permisible
σ_c	: Esfuerzos combinados
σ_{apla}	: Esfuerzo de aplastamiento
σ_{aga}	: Esfuerzo de desgarramiento
Σ	: Sumatoria
ϕ	: Angulo
ψ	: Coeficiente de construcción
ψ_1	: Coeficiente de construcción de entrada
ψ_2	: Coeficiente de construcción de salida
ρ	: Densidad
ρ	: Grado de reacción
ρ_{ex}	: Radio exterior de la voluta
λ_1	: Angulo entre la superficie del álabe y la corriente
λ'	: Angulo
ω	: Velocidad angular
ω_{cr}	: Velocidad angular crítica
η	: Eficiencia global
η_v	: Eficiencia volumétrica
η_h	: Eficiencia hidráulica
η_m	: Eficiencia mecánica

INTRODUCCION

En la industria y en la agricultura se presentan con mucha frecuencia problemas de transporte de líquidos a través de sistema de tubería, venciendo presiones y desniveles, que hacen necesario el empleo de máquinas hidráulicas denominadas bombas. Existiendo dos grandes grupos fundamentales :

- Las de desplazamiento positivo
- Las de efecto centrífugo

Siendo estas últimas las que han adquirido una gran importancia por sus grandes posibilidades y vasto campo de aplicación habiendo desplazado casi por entero a las primeras.

Dentro del grupo de las bombas de efecto centrífugo tenemos las de tipo flujo mixto, que es una clasificación de las bombas centrífugas, según el "Instituto Hidráulico de los Estados Unidos" en sus últimas normas y es de alta aplicación en nuestro medio, por los grandes caudales que maneja a bajas presiones con baja altura de impulsión.

Según un análisis de estudios realizados en nuestro país, sólo se producen bombas centrífugas de los siguientes tipos: de flujo radial, mixto (semiaxial), axial, siendo la

producción especialmente en las de flujo mixto muy baja, que podríamos considerar prácticamente que no se la produce o diseña, luego entonces la gran demanda nacional hace que estas bombas sólomente selas importe en un porcentaje muy alto.

Estos estudios sobre las bombas de flujo mixto, hacen posible esta tesis, para que de esta manera lleguemos a ser poseedores de una tecnología propia, con miras hacia el futuro y con el avance tecnológico en nuestro país, podríamos cubrir gran parte de la demanda nacional, y a escalas que no difieren de los grandes diseñadores en el mundo.

Con la tecnología actual que existe en el país las bombas de flujo mixto de posición horizontal o vertical, con una selección de materiales y un proceso de manufactura apropiados la bomba que diseñamos es factible construirla en nuestro medio.

Las bombas de flujo mixto son de una etapa y múltiples etapas, etc.

Las de una etapa son las de mayor aplicación en nuestro medio como en las camaroneras mayormente, agricultura (arrozales), control de avenidas, servicio de muelles, circulación de condensadores, etc.

BIBLIOTECA

De todas estas aplicaciones que tiene la bomba en mención escogemos la aplicación a la agricultura (arrozales), ya que estas plantas necesitan también abundante agua para su cultivo.

Para esto usaremos una extensión de terreno de 20 hectáreas (has) ubicada en determinado lugar del litoral ecuatoriano, especialmente en las zonas arroceras.



CAPITULO I

CARACTERISTICAS TECNICAS DE LA BOMBA

La bomba de flujo mixto es una bomba rotodinámica que se caracteriza también en definir sus campos de trabajo hidráulico y con sus principales dimensiones para el caso de una bomba de flujo horizontal.

1.1 INFORMACION GENERAL

Las bombas se clasifican según dos consideraciones generales, en que se nota la diferencia:

- a) La que toma en consideración las características de movimiento de líquido; y
- b) La que se basa en el tipo de aplicación específica para la cual se la ha diseñado.

La gran diferencia que existe entre clase y tipo es que la clase se refiere a la mecánica del movimiento de líquido y tipo al servicio para la cual se la diseña la bomba. Podemos apreciar las tres clases de bombas modernas y cada clase con sus respectivos tipos. (Véase Fig. N° 1.1).

<u>CLASE</u>	<u>TIPO</u>
CENTRIFUGA	{ Voluta
	{ Difusor
	{ Turbina regenerativa
	{ Turbina vertical
	{ Flujo mixto
	{ Flujo axial (impulsor)
ROTATORIA	{ Engrane
	{ Alabe
	{ Leva pistón
	{ Tornillo
	{ Lóbulo
	{ Bloque de vaivén
RECIPROCANTE	{ Acción directa
	{ Potencia (incluyendo manivela y volante
	{ Diafragma
	{ Rotatoria-pistón

Fig. N° 1.1 BOMBAS MODERNAS

El Instituto Hidráulico de los Estados Unidos, recomienda que la clasificación normal se considere como aplicada sólomente al tipo. Luego entonces la Fig. N° 1.1 es muy útil, por la sencilla razón de que nos permite comparar detalle por detalle.

El Instituto Hidráulico de los Estados Unidos en sus últimas normas clasifica las bombas centrífugas como:

- Centrífugas o flujo radial
- Flujo mixto
- Flujo axial

Cada una de éstas se subdividen según el número de pasos (o succión):

- Simples
- Múltiples

Según tipo de carcaza :

- Espiral
- Circular o difusor

Según posición de flecha:

- Horizontal
- Vertical

Con respecto a los materiales de construcción, el Instituto Hidráulico usa las designaciones siguientes:

- Con aditamiento de bronce
- Toda de bronce
- Bronce de composición específica
- Toda de hierro
- Con aditamiento de acero inoxidable
- Toda de acero inoxidable

La Fig. N° 1.2, nos da ejemplos con aplicaciones.

LIQUIDOS	MATERIALES
Aceite carbón	Todo hierro
Aceite cresota	Todo hierro
Aceite mineral	Todo hierro
Aceite vegetal	Todo hierro
Agua de cal	Todo hierro
Agua marina	Todo de bronce
Agua azucarada	Bronce
Agua de anilina	Todo hierro
Agua destilada	Bronce
Acido Pirogálico	Acero inoxidable
Acido cáustico	Acero inoxidable
Jugo de Caña	Bronce
Jugo de uvas	Bronce
Potasio cáustico	Todo hierro, acero inoxidable
Orina	Todo bronce
Manteca	Todo hierro
etc.	etc.

Fig. N° 1.2 RELACION DE MATERIALES RECOMENDADOS PARA LAS BOMBAS DE ACUERDO CON EL LIQUIDO A ELEVAR.

CARACTERISTICAS GENERALES :

En cualquier problema de diseño de una bomba de flujo mixto hay que tener presente la columna de succión, no debe exceder el límite máximo recomendado.

La capacidad en litros por minutos (ℓ/min), determina el tamaño de la bomba.

La naturaleza del fluido también es importante en el diseño y construcción de una bomba.

Naturalmente la columna también es un factor primordial, ya que esta bomba maneja un gran caudal y altura de impulsión reducida.

Una vez que se han definido estos puntos, hay que estudiar los detalles de la válvula de la bomba, materiales de construcción, motor, etc.

Por lo general, los detalles están sujetos en gran parte a los requisitos de aplicación. Esta bomba va a ser diseñada para riego por inundación o por sumersión.

RIEGO POR INUNDACION :

El sistema de riego por inundación consiste en cubrir el suelo con una capa de agua de mayor o menor espesor; se la deja durante un tiempo necesario para que penetre por filtración a la profundidad útil. Para esto, usamos un gran caudal de agua, para que no sea absorbido inmediatamente por el suelo, de manera que el agua se "acumula y duerme".

1.2 DETERMINACION DE LAS CARACTERISTICAS TECNICAS PARA EL RIEGO POR INUNDACION.

En el riego por inundación hay varios factores a considerar.

1.2.1 FACTORES ESENCIALES DEL RIEGO

Como es lógico, en todo proyecto de riego, deben tenerse en cuenta los factores: suelo, agua, planta y clima, los mismos que se presentan en cada zona con características propias e intensidad variable y de cuyas interrelaciones así como de su adecuada utilización depende el éxito o el fracaso en la producción de cultivos.

Sólo mediante una revisión de las principales características o propiedades intrínsecas de los mencionados factores, así como de ciertos principios básicos en un riego conservador, puede formarse una idea general de cómo se retiene el agua del suelo, y cómo se la proporciona a las plantas, así como la cantidad que de ella el suelo puede retener. Tiene que conocer cómo determinar cuándo debe regar y cuánta agua debe aplicar también se debe conocer acerca de las características relativas de la infiltración del agua en el suelo y de los ajustes que deben hacerse en la magnitud del gasto y el tiempo de aplicación de la misma para adaptarse a las condiciones de la infiltración en el suelo.

i. INFORMACION BASICA SOBRE EL SUELO :

- a) FUNCION DEL SUELO EN RELACION A LAS PLANTAS.- La cantidad de agua que un suelo puede mantener disponible para uso de las plantas influye en el tiempo que las plantas pueden sobrevivir en dicho suelo sin añadirsele agua. Esta información es esencial para poder calcular la frecuencia de riego y

la capacidad de suministro que debe tener el sistema de riego a fin de asegurar el crecimiento continuo de los cultivos.

b) TEXTURA.- La textura es una propiedad física de los suelos que indica la proporción relativa de los diferentes grupos por tamaño de partículas minerales. Los diversos grupos de tamaño de partículas minerales en un suelo son llamadas fracciones, siendo las principales: la arena, limo y la arcilla.

c) VARIACION DE LA TRANSPIRACION, EVAPORACION :

La transpiración.- Esta varía a lo largo del ciclo vegetativo de la planta de arroz, aumentando muy rápidamente a partir del trasplante durante el período de macollamiento, para alcanzar su máximo valor después del mismo, disminuyendo de la espigación a la floración.

La evaporación.- Es un fenómeno climatológico, que alcanza su máximo en el

período ólgido del ahijamiento. Desde este momento va disminuyendo hasta llegar a un mínimo en el período de formación de las espigas.

La permeabilidad.- La permeabilidad en los campos de arroz es alta en las primeras fases del riego y va haciéndose gradualmente más baja, durante 40 ó 50 días que siguen el trasplante.

Alcanza un mínimo en el período del medio ciclo vegetativo y luego aumenta en las últimas fases del desarrollo de la planta. Las razones de tales cambios se debe a :

- La estabilidad de las partículas del suelo después de la inundación;
- La disminución de la porosidad a causa del crecimiento de los sistemas radiculares de las plantas;
- La compactación del suelo por las labores.
- Los cambios químicos producidos en



el suelo a causa de la oxidación; como la formación de gases y cambios en la intensidad de la transpiración.

d) CALIDAD DEL AGUA DE RIEGO Y SU INFLUENCIA.- La calidad del agua de riego es generalmente buena; cuando su contenido es menos 600 ppm (partes por millón) de sales solubles, el agua que tenga más de esta cantidad de cloruro de sodio no debe ser usada para el riego de cultivos jóvenes de arroz si el suelo está seco y si el agua ha de permanecer sobre el campo, porque de esto depende el rendimiento del arroz y calidad.

e) PRACTICAS DE RIEGO EN EL CULTIVO DE ARROZ.- El riego es una de las operaciones más importantes en el cultivo del arroz, métodos principales: por sumersión continua y mediante riego y desague intermitentes.

El riego por inundación continua requiere de una superficie razonablemente

bien nivelada y una pendiente menor al 0.5%, así como una permeabilidad hasta saturación de 0.025 cm/hora o menor, con una capa restrictiva de este tipo inmediatamente por debajo de la zona ocupada por las raíces.

Estudios realizados en cultivos de arroz bajo condiciones de inundación continua, con láminas de agua de 5, 10, 15 y 20 cm. de profundidad, muestran que el rendimiento en grano no difiere apreciablemente.

ii. ASPECTOS DEL RIEGO :

- a) FRECUENCIA DE RIEGO.- Es el número de días que debe transcurrir entre dos riegos consecutivos. Esta depende de la tasa de uso consuntivo del cultivo y de la cantidad de agua aprovechable en la zona radicular (diferencia entre la capacidad de campo y el nivel de hume-dad para iniciar la aplicación del riego).



El consumo de agua por las plantas varía con el clima y con el estado de desarrollo de las mismas, por tanto, la frecuencia de riego usada para el diseño es el tiempo entre un riego y el siguiente en el período de mayor uso consecutivo del cultivo.

- b) PERIODO DE RIEGO.- El período de riego representa el número de días de que se puede disponer para aplicar un riego a una área de diseño determinada durante el tiempo de uso consecutivo máximo del cultivo que se está regando constituye la base para el diseño de la capacidad y el equipo.
- c) DURACION DEL RIEGO.- Es el tiempo necesario para aplicar un volumen dado de agua a una superficie determinada. Como se comprenderá está en función del gasto disponible o capacidad del sistema de bombeo.

1.2.2 PLANIFICACION DEL RIEGO

En el sistema de riego para el arroz, deben tenerse en cuenta tres operaciones que son críticas :

- La inundación rápida para la preparación del suelo, para la siembra o trasplante, o la saturación e inundación después de un drenado y proceso de secado para airear el suelo controlar las malezas acuáticas o cualquier planta de las raíces.
- El mantenimiento de la inundación, el cual debe de asegurar una lámina de inundación, así como reemplazar las pérdidas de agua por evapotranspiración y percolación profunda.
- Remoción de la inundación u operación de desague, por el cual se seca la superficie del suelo para el control de las pestes, aplicar fertilizantes, o preparar el suelo para la cosecha.

El mantenimiento de la inundación limita el tamaño de la superficie arroceras que puede ser

regada con un caudal de agua dado y constituye la base de cálculo para la capacidad del sistema.

Con estas consideraciones procederemos a calcular la capacidad de retención de humedad disponible, así como la capacidad de saturación a la profundidad de extracción de las raíces y otros aspectos importantes en la aplicación del agua de riego.

a) CAPACIDAD DE RETENCION DE HUMEDAD :

La lámina de agua retenida por el suelo a disposición del cultivo de arroz a la profundidad de enraizamiento, se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$d_n = \frac{C_C - C_M}{100} \cdot A_s \cdot D_r \quad (1.1)$$

Si reemplazamos estos elementos de la ecuación (1.1) por sus valores correspondientes, para el suelo en estudio de la Tabla I para un suelo.

TEXTURA DEL SUELO	FILTRACION Y PERMEABILIDAD C_m/h I	TOTAL ESPACIO POROSO $\% N_t$	PESO ESPECIFICO APARENTE A_s	CAPACIDAD DEL CAMPO $\% C_c$	MARCHITEZ PERMANENTE $\% C_m$	HUMEDAD TOTAL UTILIZABLE ²		
						PESO SECO $\% P_w = C_c - C_m$	VOLUMEN $P_v = P_w A_s$	C_m/m $P_w = \frac{P_w}{100} A_s D$
ARENOSO	5 (2, 5-25, 5)	38 (32-42)	1,65 (1,55-1,80)	9 (6-12)	4 (6-12)	5 (4-6)	8 (6-10)	8 (7-10)
FRANCO-ARENOSO	2,5 (1,3-7,6)	43 (40-47)	1,50 (1,40-1,60)	14 (10-18)	6 (4-8)	8 (6-10)	12 (9-15)	12 (9-15)
FRANCO	1,3 (0,8-2,0)	47 (43-49)	1,40 (1,35-1,50)	22 (18-26)	10 (8-12)	12 (10-14)	17 (14-20)	17 (14-19)
FRANCO-ARCILLOSO	0,8 (0,25-1,5)	49 (47-51)	1,35 (1,30-1,40)	27 (23-31)	13 (11-15)	14 (12-16)	19 (16-22)	19 (17-22)
ARCILLOSO-ARENOSO	0,25 (0,03-0,5)	51 (49-53)	1,30 (1,25-1,35)	31 (27-35)	15 (13-17)	16 (14-18)	21 (18-23)	23 (18-23)
ARCILLOSO	0,5 (0,01-0,1)	53 (51-53)	1,25 (1,20-1,30)	35 (31-39)	17 (15-19)	18 (16-20)	23 (20-25)	23 (20-25)

NOTA: Los intervalos normales son consignados entre paréntesis.

1. Los intervalos filtración real varían mucho con la estructura del suelo y su estabilidad estructural.
2. La humedad fácilmente utilizable representa un 75% de la totalmente utilizable.

TABLA I RESUMEN DE LAS PROPIEDADES FISICAS DEL SUELO.

$$C_C = 35$$

$$C_M = 17$$

$$A_S = 1.20$$

$$D_r = 45 \text{ cm}$$

entonces:

$$d_n = \frac{35 - 17}{100} \times 1.2 \times 45$$

$$d_n = 9.72 \text{ cm}$$

Del mismo modo, la lámina de agua necesaria para saturar el suelo a la misma profundidad, considerando un nivel inicial de humedad del suelo equivalente al coeficiente de marchitamiento permanente se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$d_s = \frac{N_t - C_M \times A_S}{100} \times D_r \quad (1.2)$$

Reemplazando los elementos por su valor tenemos según Tabla I.

$$N_t = 55$$

entonces :

$$d_s = \frac{55 - 17 \times 1.2}{100} \times 45$$

$$d_s = 15,57 \text{ cm}$$

Por tanto, la lámina de agua equivalente al agua de superflua o sea aquella que está en exceso en relación a la capacidad de retención del suelo y que por tanto se hallará sometida a la atracción gravitacional perdiéndose como percolación a horizontes más profundos, es de :

$$d_s - d_n = 15,57 - 9,72$$

$$d_s - d_n = 5,85 \text{ cm}$$

b) FRECUENCIA DE RIEGO :

Para establecer la frecuencia de riego a lo largo del ciclo vegetativo de la planta de arroz debe tenerse en consideración los consumos diarios de agua a través del mismo.

Según el método de BLANNEY-CRIDDLE, obtenemos los siguientes valores de consumo diario para los cuatro primeros meses de crecimiento de una variedad de arroz 140 días, los que son: 0,35; 0,54; 0,65 y 0,74 cm de lámina de agua.

Para nuestros propósitos de diseños se adaptarán los siguientes valores de consumo diario para un cultivo trasplantado a los 25 días de edad :

- Desde el trasplante hasta 30 días
después del trasplante 0,45 cm/día
- Desde los 30 días hasta los 65
días después del trasplante 0,65 cm/día
- Desde los 65 días hasta los 95 días 0,75 cm/día

En caso de ser arroz de siembra directa es tos consumos asignados se considerarán en su orden, para períodos de 0 - 40 días, 40 - 80 días y de los 80 - 120 días a partir de la siembra.

La modalidad de riego que adoptaremos será la de mantener el suelo con un nivel de humedad antes de cada riego igual al 50% de su capacidad de retención; de este modo conociendo la lámina de riego a aplicarse para reponer aquella consumida por las plantas, así como los consumos diarios podemos calcular las correspondientes frecuencias de riego en las etapas de crecimiento men-

cionadas, las que serían de : 10, 7, 6 días respectivamente, es decir :

$$f_r = \text{frecuencia de riego} = \frac{\text{Capacidad neta de humedad entre la capacidad de campo y el nivel a inicio del riego}}{\text{tasa de consumo máximo del cultivo}}$$

$$f_r = \frac{d_n - 0,5 d_n}{C_{mc}} \quad (1.3)$$

$$f_r = \frac{9,72 - 0,5(9,72) \text{ cm}}{0,75 \text{ cm/día}} = 6,5 \text{ días}$$

escogemos el inmediato superior que es 7, es decir:

$$f_r = 7 \text{ días}$$

c) PERIODO DE RIEGO :

El período de riego (dotación de agua en cada riego) que se establecerá será de 7 días trabajando 18 horas diarias, ya que requerimos más caudal; esta cantidad de agua debe restituir aquella consumida por las plantas y, la que se pierde por percolación profunda, así como suministrar una lámina de inundación.

De esta manera, la dotación de agua por riego en la época de máximo consumo será:

- Agua para restituir aquella consumida por las plantas	4.86 cm
- Lámina de inundación	5.00 cm
- Pérdida por percolación (40% de agua superflúa)	2.34 cm
	<hr/>
L_r = Dosis de riego	12.20 cm

d) CAPACIDAD DE LA BOMBA :

La capacidad del equipo de bombeo están en función directa del área a regarse y de la lámina de agua que debe aplicarse en un riego y en función inversa al período de riego y a la eficiencia total del sistema de riego.

Asumiendo una eficiencia de riego igual al 75% y siendo 20 hectáreas las aptas para su nivelación y riego, la capacidad del equipo de bombeo se establece mediante la siguiente fórmula :

$$Q = \frac{S_r \times L_r \times 10}{F_r \times T_r \times N_R} \quad (1.4)$$

entonces :

$$Q = \frac{20 \text{ (Has)} \cdot 122 \text{ (mm)} \cdot 10}{7 \text{ días} \times 18 \frac{\text{h}}{\text{días}} \times 0.75} = 260 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$Q = 260 \text{ m}^3/\text{h}; (72 \text{ l/seg})$$

$$(4332 \text{ l.p.m}) ; 1144 \text{ G. p. m})$$

El caudal neto requerido por unidad de superficie en la epoca de máxima demanda es de :

$$Q_{nr} = 0.75 \frac{260}{20} = 9,75 \text{ m}^3/\text{h}$$

El gasto bruto a su vez, es de :

$$Q_b = \frac{260}{20} = 13,0 \text{ m}^3/\text{h}$$

e) DURACION DEL RIEGO.- La duración del riego está representada por la siguiente ecuación :

$$t = \frac{S d_n}{Q} \quad (1.5)$$

De este modo, el tiempo de riego por unidad de superficie es:

$$t = \frac{10.000 \text{ m}^2 \times 0,122 \text{ m}}{260 \times 0,75 \text{ m}^3/\text{h}}$$

$$t = 6,30 \text{ h}$$

1.3 JUSTIFICACION DEL PROYECTO

Nuestro país con tierras fértiles y con numerosos ríos que facilitan el riego de todos los tipos y especialmente cuando se necesitan grandes cantidades de agua para el agro. No contaba con la tecnología adecuada para lograr diseños y construcción de bombas del tipo flujo mixto, como es el proceso de la fundición de carcaza que es lo más difícil, de igual manera el impulsor que es de doble curvatura (tipo helicoidal). Todo esto ha dado lugar a que compañías extranjeras se hagan presentes en nuestro medio, para importar estos tipos de bombas, especialmente para negociar con las grandes camaroneras entre otras; y son las que más compran estas bombas que van desde los tamaños de 8 pulgadas arriba, por los grandes caudales que manejan y baja altura de impulsión.

Las compañías que más venden sus productos en nuestro país son :

- VAN-HECK (holandeses)
- BOMBAS IDEAL (españolas)

Luego tenemos otras en menor escala como son:

- Bombas de flujo mixto (colombiana)
- Hidrosta1 (peruana)

Generalmente este producto es importado y los mercados están llenos de productos extranjeros, mayormente de las Bombas Ideal que son de mayor competencia, no tanto por ser de buena calidad sino porque están al alcance de nuestra moneda; y por ser más portátil (poco peso), y las de Van-Heck que le hace competencia por ser también de buena calidad, pero más caras y menos portátil; estas dos grandes compañías son las que más venden sus productos y están en continua competencia.

Por lo tanto, si nosotros nos proponemos a hacer algo más allá de lo que antes no podíamos hacer por nuestro país y por la gran demanda que representa, ahora con la tecnología que está avanzando a pasos acelerados en nuestro medio podemos construir estas bombas no entrando a competir, pero sí presentando una tecnología adecuada al medio y que nuestro subdesarrollo ya no sea el desarrollo de otros que en el transcurso del tiempo lograremos todos nuestros objetivos y propósitos que anhelamos alcanzar.

A continuación presentamos una lista de precios de las bombas de FLUJO MIXTO, de las Bombas Ideal (Véase Fig. N° 1.3).

"BOMBAS IDEAL"	
MODELO	VALOR
RN 160-80 (5 x 4)	S/. 180.000,00
RN 200-125 (6 x 5)	" 280.000,00
RN 250-150 (8 x 6)	" 380.000,00
RN 315-200 (10 x 8)	" 495.000,00
RN 450-400 (18 x 16)	" 1'280.000,00
RN 500-450 (20 x 18)	" 1'450.000,00
RN 650-600 (26 x 24)	" 2'500.000,00
RN 750-700 (30 x 28)	" 3'750.000,00

Fig. N° 1.3 LISTA DE PRECIOS DE BOMBAS IDEAL (FOB) hasta 16/09/87

También hay una gran diferencia de precios en lo con-
cerniente a montajes entre Van-Heck, Bombas Ideal y
APLITEC. (Véase Fig. N  1.4).

MONTAJES		VALOR
Bombas Aplitec	S/.	15.000,00 c/pulg
Bombas de otras marcas	"	17.500,00 c/pulg
VAN-HECK	"	25.000,00 c/pulg
Bombas Ideal	"	20.000,00 c/pulg
TUBERIAS		VALOR
Tubos de 6 m con bridas	S/.	950,00 c/pulg/m
Tubos de 6 m con bridas	"	975,00 c/pulg/m
Tubos de 3 m con bridas	"	1.000,00 "
Codos de 90 grados	"	1.850,00 "
Codos de 45 grados	"	1.250,00 "
Válvula check	"	4.750,00 "

Fig. N  1.4 LISTA DE PRECIOS DE MONTAJE DE BOMBAS Y ACCESORIOS

CAPITULO II

TEORIA SOBRE BOMBAS DE FLUJO MIXTO Y CONSIDERACIONES GENERALES

2.1 DEFINICIONES

Las bombas de flujo mixto combinan los principios del flujo axial y radial, por la forma helicoidal del impulsor.

Estas bombas desarrollan su columna parcialmente por fuerzas centrífugas y parcialmente por el impulso de los álabes sobre el líquido (véase Fig. N° 2.1). El diámetro de descarga de los impulsores es mayor que el de entrada.

Las bombas de flujo mixto se diseñan especialmente para grandes capacidades con cargas moderadas. La de menor tamaño es de una etapa, funciona eficientemente con cargas bajas de unos 2 a 9 metros. Las de múltiples etapas pueden levantar cargas hasta de unos 37 metros, tienen capacidad desde 3800 ℓ.p.m hasta 190.000 ℓ.p.m. aproximadamente, según el tamaño, etapas y cargas.

Este tipo de bomba funciona más eficientemente con

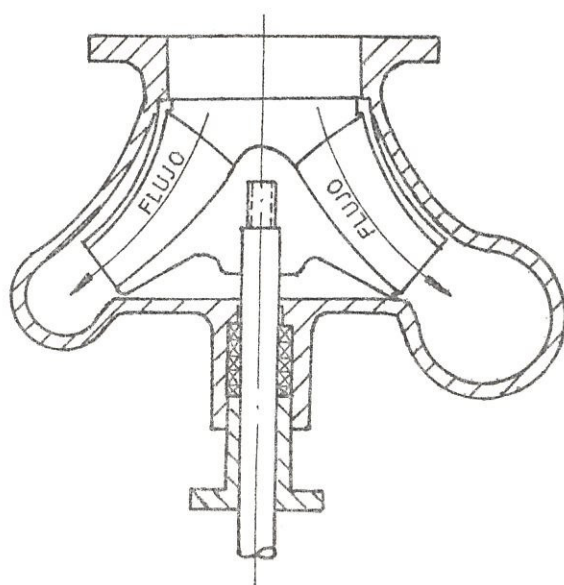


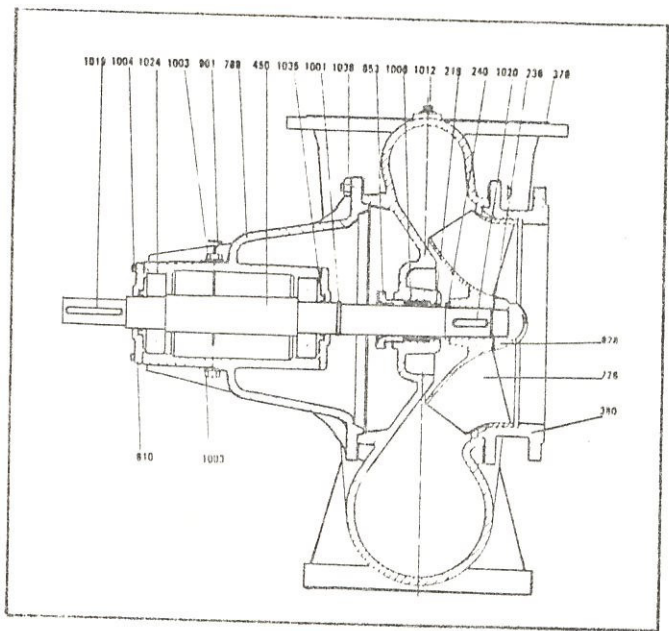
Fig. N° 2.1 BOMBA DE FLUJO MIXTO

cargas altas, que el de tipo axial.

2.1.1 BOMBA DE FLUJO MIXTO Y SUS PARTES CONSTITUTIVAS.

La bomba de flujo mixto es una máquina hidráulica compuesta en esencia por un impulsor con álabes de doble curvatura de forma helicoidal, que accionado desde el exterior transmite al líquido la energía necesaria para obtener una presión determinada. El cuerpo de la bomba o voluta recibe el líquido salido del impulsor y por su construcción especial transforma su energía cinética en presión, dirigiéndolo al mismo tiempo hacia el exterior por la tubería de descarga. El cuerpo de la bomba no interviene en la producción de altura.

Las partes constitutivas de esta bomba son : el impulsor, la carcasa y el sin número de piezas adicionales que también forman parte de ella como podemos ver en la Fig. Nº 2.2 con sus respectivas denominaciones.



RN 14" > 28"

Cod.	DENOMINACION PIEZAS		
210	Arandela tope cierre mec.	1001	Deflector
218	Aro refrigeración	1002	Prisionero exág. interior
219		1003	Tapón
220	Aro refrig. casq. prensa	1004	Tornillo c/exagonal
221	Aro refrig. cierre mec. doble	1005	Engrasador
240	Arandela tope rodete	1006	Empaquetadura
241	Arandela tope rúte. casq. prens	1007	Espárrago c/caña
320	Casquillo prensa	1008	Tuerca exagonal
379	Cuerpo bomba	1009	Arandela plana
397	Casquillo cierre eje	1010	Aro cierre impulsión
448	Eje casquillo prensa	1011	Aro cierre aspiración
449	Eje cierre mecánico	1012	Tapón purga
450	Eje	1013	Arandela dubo
538	Junta	1014	Tapón vncado
539	Junta	1015	Tapón manómetro
545	Junta	1016	Tapón vacuómetro
653	Prensa estopas	1017	Tornillo c/exagonal
654	Prensa cierre mecánico	1018	Tornillo c/exagonal
655	Prensa casquillo prensa	1019	Chaveta ajuste
658	Prensa cierre mecán. doble	1020	Chaveta ajuste
671-9	Pie soporte n.º 1 a n.º 9	1021	Tornillo c/exagonal
726	Rodete	1022	Arandela plana
789	Soporte rodamientos	1023	Arandela grower
801	Tapa cámara refrigerada	1024	Rodamiento
810	Tapa rodamiento	1025	Cierre mecánico 24.960
812	Tapa cuerpo	1026	Tornillo c/exagonal
813		1027	Junta tórica
815	Tapa cuerpo cámara refrig.	1028	Empaquetadura
828	Tuerca sujeción rodete	1029	Chaveta ajuste
		1030	Tornillo clavellanada
		1031	Prisionero exág. interior

Fig. Nº 2.2 PARTES CONSTITUTIVAS DE LA BOMBA DE FLUJO MIXTO DE SIMPLE ETAPA.

2.1.2 CLASIFICACION DE LAS BOMBAS DE FLUJO MIXTO.

Estas se clasifican tomando en cuenta factores como el impulsor y carcaza de hay que:

- a) Cuando una posee un solo impulsor, se le denomina "bomba" de una etapa (véase Figura N° 2.2). Cuando el número de impulsores es mayor a dos se le designa con el nombre de "múltiples etapas" (véase Fig.N° 2.3).
- b) La posición del eje de la bomba determina la gran diferencia y aplicación entre las bombas verticales y horizontales (véase Figuras N° 2.2 y 2.3).
- c) De acuerdo al tipo de impulsor con el que vienen equipadas pueden ser del tipo cerrado y abierto, con las velocidades específicas, medias y altas.
- d) Según el diseño mecánico de la carcaza la sección transversal puede ser de velocidad constante y de velocidad variable.



SD-1-2-4

CORTE Y DESPIECE

REFER. CATALOGO	DENOMINACION	Nº DE PIEZAS	Nº CODIGO DE PIEZA
1053	Cojinete superior empuje	1	355
1051	Disco axial	1	434
197	Cojinete superior bomba	1	367
193	Válvula	1	973
192	Tirantes sujeción bomba	5/bomba	839
164	Difusor	5/fases	424
175	Casquillo tope rodete	1	326
174	Casquillo inferior eje	1	322
171	Retén fluido (bomba)	2	—
112	Cuerpo impulsión válvula	1	395
111	Cuerpo impulsión	1	381
108	Casquillo superior eje	1	324
105	Cojinete cuerpo aspiración	1	416
104	Eje bomba	1	445
103	Cuerpo descarga	1	386
101	Buje corto	1	299
095	Casquillo interrodetes	5/fases	327
093	Cuerpo de bomba	5/fases	379
091	Cojinete difusor	5/fases	412
090	Buje	5/fases	296
088	Rodete	5/fases	726
087	Aro cierre rodete	5/fases	216
086	Cierre de arena	1	341
084	Casquillo cierre de arena	1	338
083	Manguito acoplamiento	1	610
082	Cuerpo de aspiración	1	380
527	Rotor completo	1	729
500	Estator bobinado	1	460
248	Casquillo eje (motor)	2	420
070	Diafragma	1	436
069	Tapa diafragma	1	805
068	Caja soporte	1	309
062	Tornillo regulación ó rótula	1	872
060	Taza soporte	1	857
059	Cojinete inferior empuje	1	354
056	Tuerca sujeción quicio	1	830
055	Quicio acero	1	716
054	Cojinete superior empuje	1	355
051	Hilo ó cable bobinas	—	518
049	Retén fluido (motor)	2	—
023	Soporte inferior	1	779
013	Cojinete soporte	4	356
012	Soporte superior	1	778

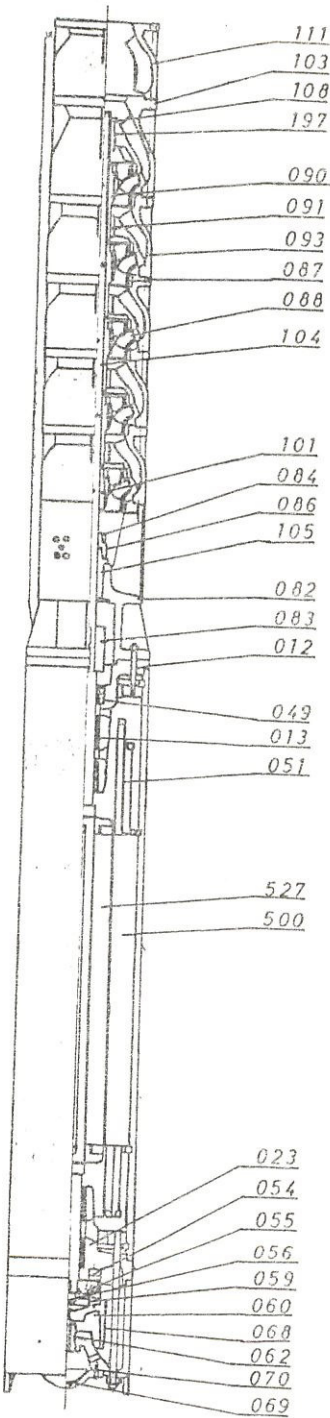


Fig. Nº 2.3 BOMBA DE FLUJO MIXTO DE MULTIPLES ETAPAS (VERTICAL)

2.1.3 CARACTERISTICAS DE OPERACION DE LA BOMBA DE FLUJO MIXTO.

Las características de operación de una bomba se las resume sencillamente en las curvas de rendimiento.

- a) CAUDAL.- Como habíamos mencionado en el Capítulo I, el caudal (Q), determina el tamaño de la bomba y en nuestro caso será medido en : m^3/h ; m^3/seg ; l/min ; l/seg .
 Q es el caudal o volumen del líquido bombeado por unidad de tiempo.
- b) CABEZAL DINAMICO TOTAL (H_d). - El cabezal dinámico total de una bomba de flujo mixto horizontal está dado por el incremento de energía cinética del fluído; entre las bridas de succión y descarga; y se las expresa en unidades de altura, en metros de columna del líquido impulsado (llamado también altura de impulsión).
- c) POTENCIA HIDRAULICA (P_h). - La potencia hidráulica de una bomba viene dada por el producto del caudal (Q) por el cabezal (H)

está dado por las fórmulas:

$$P_h = \frac{\gamma Q H}{75} \quad (\text{HP métricos}) \quad (2.2)$$

$$P_h = \frac{\gamma Q H}{102} \quad (\text{Kw}) \quad (2.3)$$

De donde cada término se expresa en:

γ en Kgf/m^3

Q en m^3/seg

H en (m)

d) EFICIENCIA (η). - La eficiencia total o global (η) de una bomba es la razón entre la potencia transmitida al líquido P_h y la potencia al eje (P_{sh}) de la bomba, siendo ésta la potencia al freno (P_f) del motor que impulsa se la expresa por la fórmula siguiente:

$$\eta = \frac{P_h}{P_{sh}} \quad (2.4)$$

Al hablar de la eficiencia total de una bomba también estamos hablando de otras eficiencias que están relacionadas con la eficiencia total, es decir que la eficiencia global η es :

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h \quad (2.5)$$

e) CURVAS DE RENDIMIENTO.- La bomba de flujo mixto es una clasificación de las bombas centrífugas, lo que implica que también tiene curvas de rendimiento y son: (véase Fig. N° 2.4).

$$H = f(Q)$$

$$P = f(Q)$$

$$\eta = f(Q)$$

Estas tres curvas de rendimiento nos dan una idea más clara de lo que sucede en la bomba, entre la relación de descarga y el cabezal total, potencia y eficiencia de una bomba cuyo eje está rotando a una cierta velocidad.

Cuando se instala una bomba es importante conocer las "características nominales" que son caudal (Q_N), cabezal (H_N), potencia (P_N) y velocidad rotacional (n_N), que son los parámetros de diseño, todas ellas constituyen el punto de diseño.

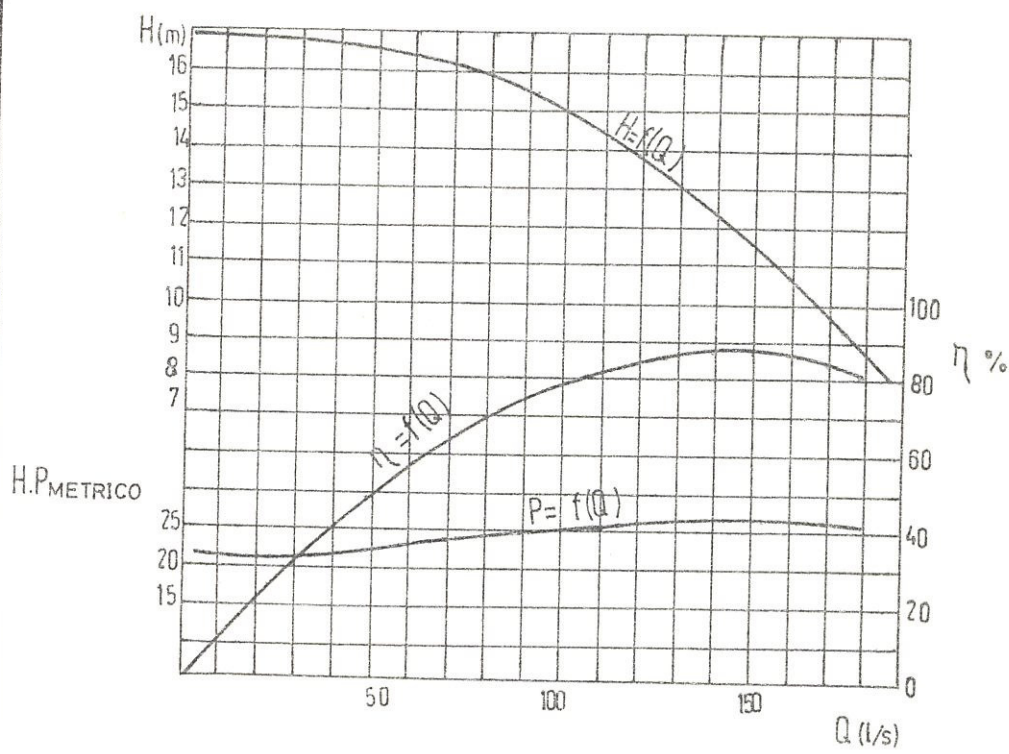


Fig. Nº 2.4 CARACTERISTICA DE UNA BOMBA HELICOIDAL

f) VELOCIDAD ESPECÍFICA (η_s). - La velocidad específica (η_s) se la define como :

$$\eta_s = \frac{n_N \sqrt{Q_N}}{H_N^{3/4}} \quad (2.6)$$

en la que : n_N , Q_N , H_N son característica de diseño cuyas unidades son r.p.m; m^3/seg y m respectivamente.

Esta es una ecuación con un número referencial cuyo valor se mantiene constante para bombas similares.

La velocidad específica es un índice del tipo de bomba que usa la capacidad de columna que se obtiene en el punto de máxima eficiencia, determina el perfil o forma general del impulsor.

En números la velocidad específica es la velocidad en revoluciones por minuto a la cual un impulsor deberá girar si su tamaño se reduce para dar un gasto en litros por minutos (ℓ/min) contra una columna en metros.

Los impulsores para columnas altas tienen generalmente una velocidad específica baja. Los impulsores para columnas reducidas tienen generalmente una velocidad específica alta.

2.2 DISEÑO HIDRAULICO

El diseño hidráulico comprende en el análisis del flujo a través del impulsor y voluta.

2.2.1 EL FENOMENO DEL FLUJO A TRAVES DEL IMPULSOR.

El análisis del flujo a través del impulsor de una bomba rotodinámica está basado sobre los factores establecidos experimentalmente, y esto hace posible que lo difícil de entender se esclarezca simplifícadamente.

Luego entonces el análisis representativo que hagamos del flujo a través del impulsor y difusores estará basado en asunciones:

- a) Asumimos que el número de álabes que conforman el impulsor es tan grande; y lo asumimos infinito, que es equivalente a asu-

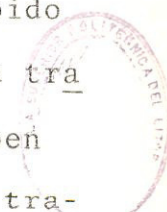
mir un flujo perfecto como es el "AXISIMETRICO".

b) Las otras simplificaciones ahora a considerarse en este análisis están relacionadas con la "velocidad absoluta C " que se descompone en dos componentes:

- La componente meridional C_m
- La componente tangencial C_u que es la velocidad periférica.

De esta manera el flujo AXI-SIMETRICO puede ser resuelto en dos componentes :

- FLUJO MERIDIONAL, en el que las partículas del líquido se mueve con velocidad (C_m) en planos que pasan a través del eje del impulsor;
- FLUJO CIRCUNFERENCIAL, en el cual las partículas del líquido se mueven con velocidad (C_u) sobre círculos definidos en planos perpendiculares al eje del impulsor; y debido a la condición de flujo axial total, la trayectoria de las líneas de flujo describen planos al flujo meridional y pasando a tra-



vés del mismo círculo, es la misma en todos los planos que pasan a través del eje del impulsor; finalmente debemos notar que las superficies de flujo generadas por líneas de flujo adyacentes serán superficies de revolución concéntricas con el eje del impulsor.

2.2.2 LA TEORIA DE LAS MAQUINAS ROTODINAMICAS.

Esta teoría considera diámetros de entradas y diámetros de salidas (d_1 y d_2) respectivamente (Véase Fig. N° 2.5).

De igual manera también las líneas $A_1 A_2$ que representan el centro de la línea de un espacio del impulsor circunscrito por las superficies de los álabes con perfiles $B_1 B_2$ y $C_1 C_2$.

Cuando se considera el flujo a través de los álabes de un impulsor que rota a una velocidad W , debe de hacerse una diferenciación entre el "flujo absoluto", referido a las paredes estacionarias de la carcasa, y el "flujo relativo", considerado con respecto a la rotación del impulsor en movimiento.

Esto a su vez nos lleva a introducir los conceptos de velocidades absoluta y relativa; y al mismo tiempo trayectorias absolutas y relativas de las partículas del líquido fluyendo a través del impulsor.

De las consideraciones introducidas en la sección 2.2.1, se restablece que las líneas de flujo a través de todos y cada uno de los canales del impulsor, son congruentes, más con otras. En consecuencia, las trayectorias relativas de las partículas fluyendo a través de dichos canales tienen la misma forma que el perfil de los álabes.

La teoría de flujo basado en estas consideraciones es llamada la "teoría unidimensional de las máquinas rotodinámicas", y considera que el flujo de partículas de líquido a lo largo de la línea central de uno de los canales del impulsor es representativo del flujo a través del mismo.

2.2.3 TRIANGULOS DE VELOCIDAD

La geometría del flujo a través del impulsor

está basada en consideraciones generales. Cada una de las partículas definen una línea y en cada punto podemos definirlos por medio de vectores de tres velocidades :

- Velocidad absoluta (C)
- Velocidad relativa (W)
- Velocidad periférica (u)

que suceden ya sea en la entrada como en la salida del impulsor.

La velocidad periférica es el producto de la velocidad angular a la que rota el impulsor y la distancia radial (r) desde cualquier punto sobre el que está el eje de simetría.

Esta velocidades vectoriales constituyen el triángulo de velocidades, y cada una de ellas tiene su significado y representación simbólica.

Todas estas velocidades están representadas en la Figura N° 2.6 de los triángulos de velocidades de entrada y salida.

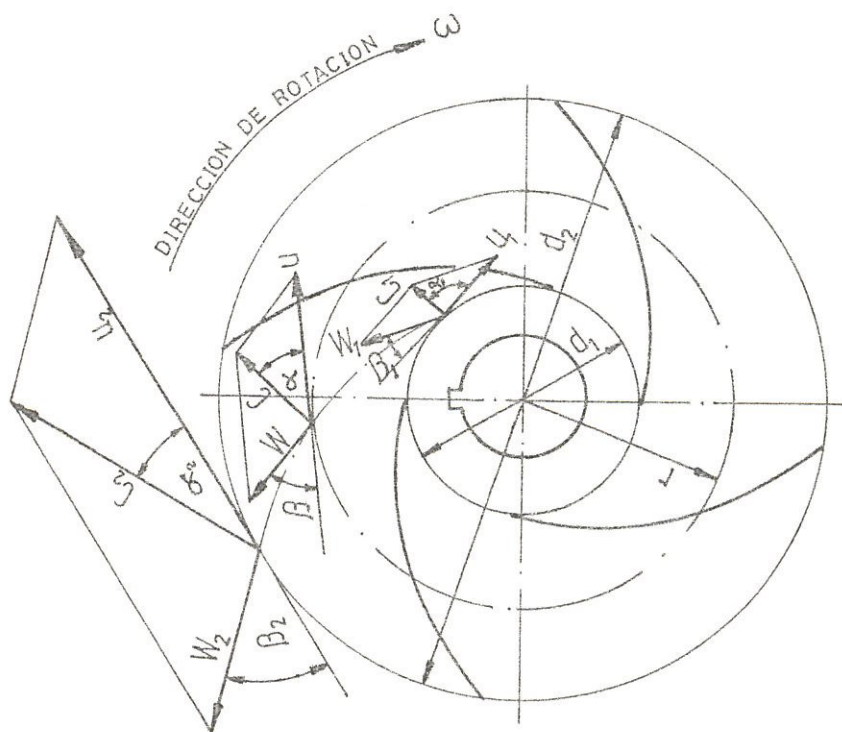


Fig. N° 2.5 FLUJO A TRAVES DEL IMPULSOR DE UNA BOMBA DE FLUJO MIXTO.

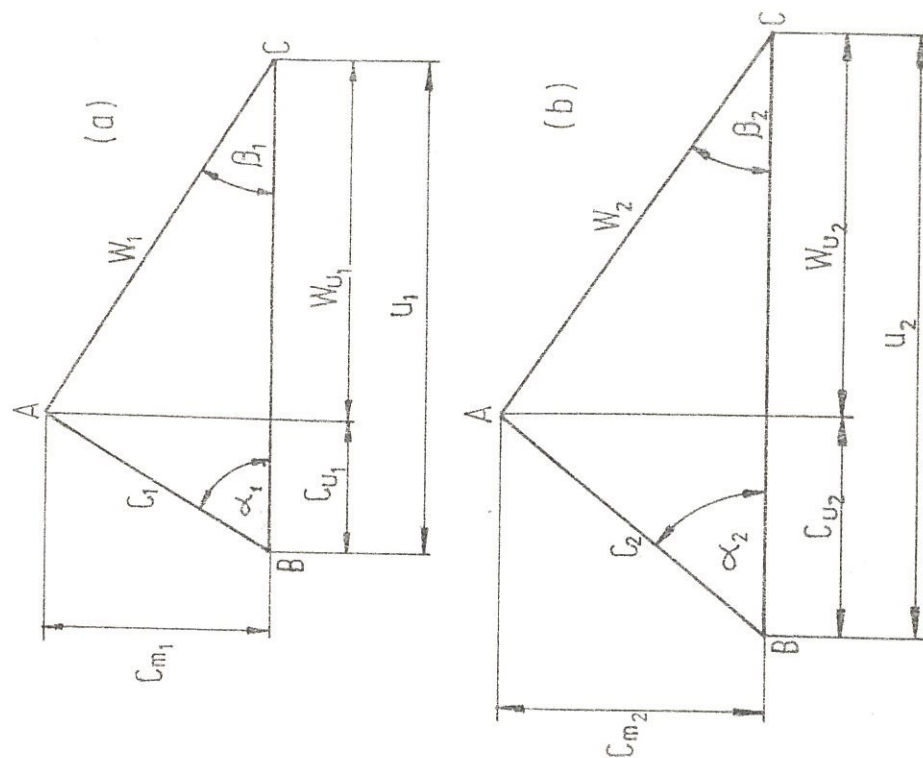


Fig. N° 2.6 TRIANGULO DE VELOCIDAD
(a) ENTRADA (b) SALIDA

2.2.4 CABEZAL TEORICO DE LAS BOMBAS DE FLUJO MIXTO

El cabezal teórico H_{th} , es el cabezal que esta bomba podría generar sino existen pérdidas hidráulicas y pérdidas mecánicas.

Todo cabezal teórico de bomba, por lo general está basado en la ecuación de Euler para bombas ideal y que la potencia suministrada o impartida P_s por el impulsor, es igual a la potencia absorbida P_{ab} por el líquido que fluye fuera de la bomba.

$$P_{ab} = P_s = \gamma Q H_{th} \quad (2.7)$$

$$H_{th} = \frac{\gamma P_s}{\gamma Q} \quad (2.8)$$

Considerando el flujo a través del impulsor estable, podemos nosotros llegar a deducir la ecuación fundamental para impulsores de bombas, ya que todo impulsor con rotación provocada por un motor, produce un incremento en el momento angular del líquido a través de éste y considerando la Fig. N° 2.7, podemos deducir su torque, por supuesto, partiendo de elementos diferenciales de masa (d_m), en dife

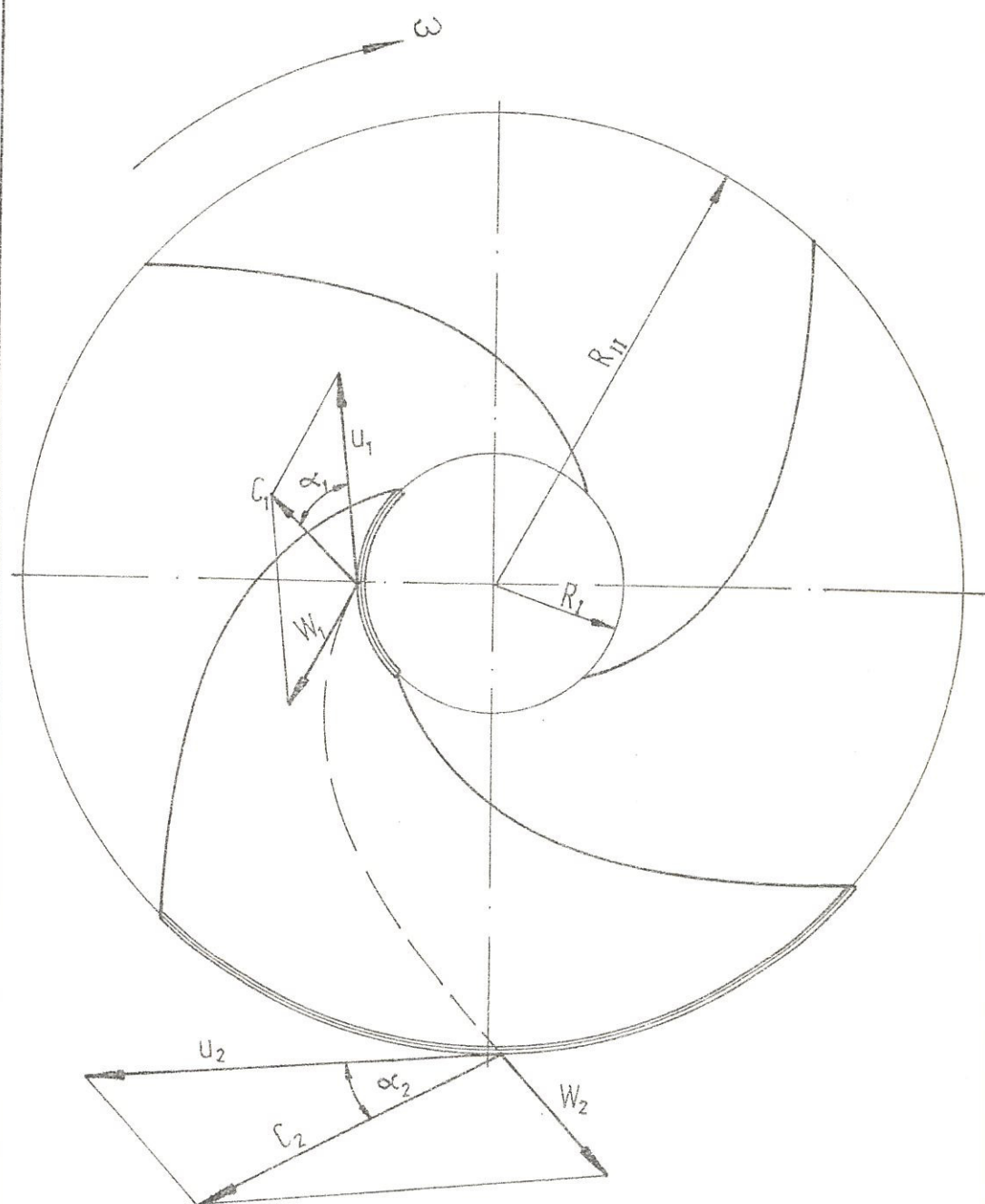


Fig. N° 2.7 FLUJO A TRAVES DE UN IMPULSOR

renciales de tiempo (d_t) que es $\frac{dm}{d_t}$ y que está dado por $\rho Q = \frac{Q\gamma}{g}$ ya el flujo de masa es constante, resolvemos directamente el torque (T).

De la Fig. N° 2.7, obtenemos el torque producido por fuerzas externas:

$$T = \frac{\gamma Q}{g} (R_{II} C_2 \cos\alpha_2 - R_I C_1 \cos\alpha_1) \quad (2.9)$$

que es la ecuación fundamental para impulsores de bombas.

Según los triángulos deducidos de la Fig. N°2.6 podemos hacer ciertas relaciones trigonométricas

$$C_{u_1} = C_1 \cos\alpha_1 \quad \text{y} \quad C_{u_2} = C_2 \cos\alpha_2$$

entonces:

$$T = \frac{\gamma}{g} Q (R_{II} C_{u_2} - R_I C_{u_1})$$

La potencia transmitida al líquido por el impulsor es :

$$P_S = T\omega = \frac{\gamma}{g} Q (R_{II} \omega C_{u_2} - R_I \omega C_{u_1})$$

Siendo la velocidad periférica de entrada y/o salida es

$$u_1 = R_I \omega \quad \text{y} \quad u_2 = R_{II} \omega$$

tenemos:

$$P_S = \frac{\gamma}{g} Q (C_{u_2} u_2 - C_{u_1} u_1)$$

$$P_S = \frac{\gamma}{g} Q (C_2 u_2 \cos \alpha_2 - C_1 u_1 \cos \alpha_1)$$

De esta ecuación podemos eliminar las funciones trigonométricas por medio de la ley del coseno:

$$W_1^2 = C_1^2 + u_1^2 - 2 C_1 u_1 \cos \alpha_1$$

$$W_2^2 = C_2^2 + u_2^2 - 2 C_2 u_2 \cos \alpha_2$$

Haciendo:

$$C_1 u_1 \cos \alpha_1 = \frac{C_1^2 + u_1^2 - W_1^2}{2}$$

$$- C_2 u_2 \cos \alpha_2 = \frac{1}{2} (W_2^2 - C_2^2 - u_2^2)$$

Obtenemos que:

$$P_S = \gamma Q \left(\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} \right) \quad (2.10)$$



Reemplazo en la ecuación (2.8) y tenemos el cabezal teórico H_{th}

$$H_{th} = \frac{\gamma Q}{\gamma Q} \left(\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \right)$$

Por lo tanto :

$$H_{th} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \quad (2.11)$$

donde :

$$\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} = \text{Incremento de energía cinética del líquido}$$

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad \text{y} \quad \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$$

representan el cambio en el cabezal estático desde la entrada hasta la salida del impulsor.

El cabezal teórico de un impulsor de bomba depende exclusivamente del incremento de momento de velocidad del impulsor e independiente del peso específico y de la viscosidad del líquido bombeado y se lo expresa en metros de líquido bombeado.

El triángulo de velocidad a la entrada del á-



labe se indica en la Fig. N° 2.8.

Se determina para un número infinito de álabes en una bomba con paleta de guía con :

$$\alpha_1 = 90^\circ$$

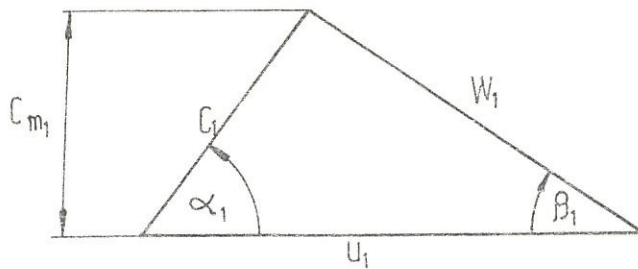


Fig. N° 2.8 TRIANGULO DE VELOCIDAD A LA ENTRADA.

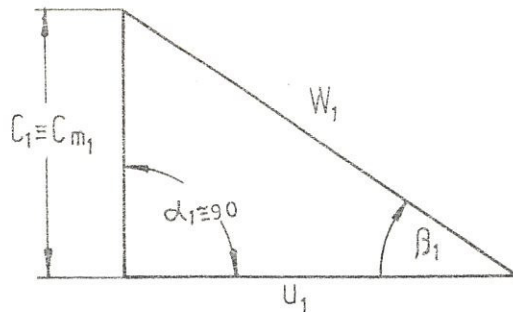


Fig. N° 2.9 TRIANGULO DE VELOCIDAD PARA UN IMPULSOR CON UN INFINITO NUMERO DE ALABES.

También podemos determinar para un número infinito de álabes el cabezal teórico H_{thoo} usando la ecuación

$$P_s = \frac{\gamma}{g} Q (C_{u2} u_2 - C_{u1} u_1)$$

y reemplazando en la ecuación (2.8) tenemos:

$$H_{thoo} = \frac{1}{g} (u_2 C_{u_2} - u_1 C_{u_1}) \quad (2.12)$$

Para un número finito de álabes y una eficiencia hidráulica (η_h) calculada de la ecuación de eficiencia global y la obtenida del gráfico, promedio de ambas; podemos también calcular el cabezal teórico, constante para todo punto sobre el ojo del impulsor.

$$H_{th} = \frac{H}{\eta_h} \quad (2.13)$$

GRADO DE REACCION DE UNA BOMBA (ρ) :

Llámesese grado de reacción de una bomba a la relación :

$$\rho = 1 - \frac{g H_{th}}{2 u_2^2} \quad (2.14)$$

Las bombas rotodinámicas son siempre diseñadas como máquinas de reacción, por la alta velocidad rotacional, y (ρ) está en un rango dado para las bombas de reacción $0 < \rho < 1$, para $\alpha_1 = 90^\circ$, sucede el alto grado de reacción, y grandes velocidades específicas.

2.3 PERDIDAS HIDRAULICAS Y MECANICAS

En cualquier tipo de bomba, siempre estarán presentes las llamadas pérdidas hidráulicas y mecánicas; ambas son de considerar en caso de diseños y construcción.

2.3.1 PERDIDAS HIDRAULICAS

Las pérdidas hidráulicas son también llamadas pérdidas internas y son las más importantes en las máquinas rotodinámicas. Se presentan en los pasajes del impulsor y la voluta, incluyendo escapes. Las pérdidas por escapes ocurren en los anillos de desgaste, boquillas de escape o entre los distintos pasos y medios de balanceo cuando se usan.

Estas pérdidas son causadas por el rozamiento de superficie que se debe a la deformación viscosa y en números elevados de Reynolds que da circunscrito prácticamente en la capa límite; en cambio el rozamiento de forma es el rozamiento debido a un gradiente de presiones adverso que hace que se desprenda la capa límite y depende de la forma del impulsor (con-

torno).

Por eso al aumentar el número de álabes en el impulsor aumenta la resistencia de superficie al aumentar la superficie mojada; y mientras que si disminuye aquel aumenta la resistencia de forma.

2.3.2 PERDIDAS MECANICAS

Las pérdidas mecánicas o pérdidas externas tienen lugar en todas las máquinas que pueden ser en forma de energía específica (o altura H), en forma de caudal (Q), o de potencia (P) que son por rozamiento del disco, es decir se presentan en:

- Los prensaestopas y toda clase de cierres de contacto.
- Los cojinetes
- La transmisión
- El accionamiento de órganos auxiliares.

2.4 DISEÑO DEL IMPULSOR Y CONSIDERACIONES TECNICAS

El diseño del impulsor está contenido en la sección 2.2, en una forma muy apegada.

Sus consideraciones técnicas en este tópico, se refieren a la aplicación de un equipo de bombeo; en que se toma en cuenta lo más importante como: caudal, cabezal y la velocidad de rotación; aunque hay otros factores como el líquido que se maneja, disposición de tubería y tipo de motor que también son importantes.

2.4.1 CONSTRUCCION DE IMPULSORES DE FLUJO MIXTO

Los impulsores de flujo mixto se los construye de dos tipos: cerrados y abiertos, dependen de la velocidad específica (n_s).

a) IMPULSORES CERRADOS.- Ocurren en bombas centrífugas y en algunos tipos de bombas helicoidales y diagonales; estos impulsores tienen dos anillos de refuerzo, frente y atrás, entre los cuales los álabes son fijados.

b) IMPULSORES ABIERTOS.- Ocurren en bombas de propulsor y en bombas tipo helicoidal y flujo diagonal, estos impulsores tienen un cubo en la rueda y otro atrás, que los álabes son fijo como en caso de la bomba propulsor.

Estos tienen la ventaja de la mayor facilidad de fabricación, por ser su fundición más sencilla. Pero su rendimiento es bajo a no ser que se reduzca mucho el fuego entre él y la carcaza.

c) MATERIALES DE CONSTRUCCION.- Estos impulsores son construidos para que:

- Resistan a la corrosión
- Al desgaste por abración
- A la cavitación

2.4.2 IMPULSORES DEL FLUJO MIXTO CON ALABES DE DOBLE CURVATURA.

Generalmente los impulsores de flujo mixto son de doble curvatura y para lograr su diseño se basa en el de simple curvatura.

i. ENTRADA AL IMPELER

- a) Usualmente se lo realiza con el cálculo de la velocidad específica n_s dados los valores de Q y H y asumido n ; entonces :

$$n_s = \frac{N_N \sqrt{Q_N}}{H_N^{3/4}} \quad (2.15)$$

para estas bombas de flujo mixto la velocidad específica está entre 80-160.

- b) Estimamos, la eficiencia hidráulica η_h y procedemos al cálculo del diámetro del ojo del impulsor D_o .

- Calculamos el diámetro mínimo del eje D_e donde el impulsor va a ser montado, luego determinar el diámetro de mango de fijación del impulsor D_h que está dado por :

$$D_h = (1.3 - 1.4) D_e$$

La parte del cubo de la rueda en el lado de otras es usualmente

$$D_h' = (1.35 - 1.5) D_e$$

Luego determinamos el diámetro del ojo del impulsor D_o

- Determina el área del cubo de la rueda A_h que es :

$$A_h = \frac{\pi D_h^2}{4}$$

- Calculo la velocidad meridional C_{m_1} en la entrada del impulsor y está dada por la ecuación :

$$C_{m_1} = K_{C_{m_1}} \sqrt{2g H} \quad (2.16)$$

donde:

$K_{C_{m_1}}$ es coeficiente de velocidad, lo obtenemos de la Fig. N° 2.10 y es en función de la velocidad específica n_s .

- Calculo de la velocidad de entrada del impulsor; la velocidad axial C_o puede ser desde 1.5-6 m/seg aunque en otros puede ser hasta 12 m/seg.

La velocidad axial viene dada por:

$$C_o = (0,80 - 0,90) C_{m_1}$$

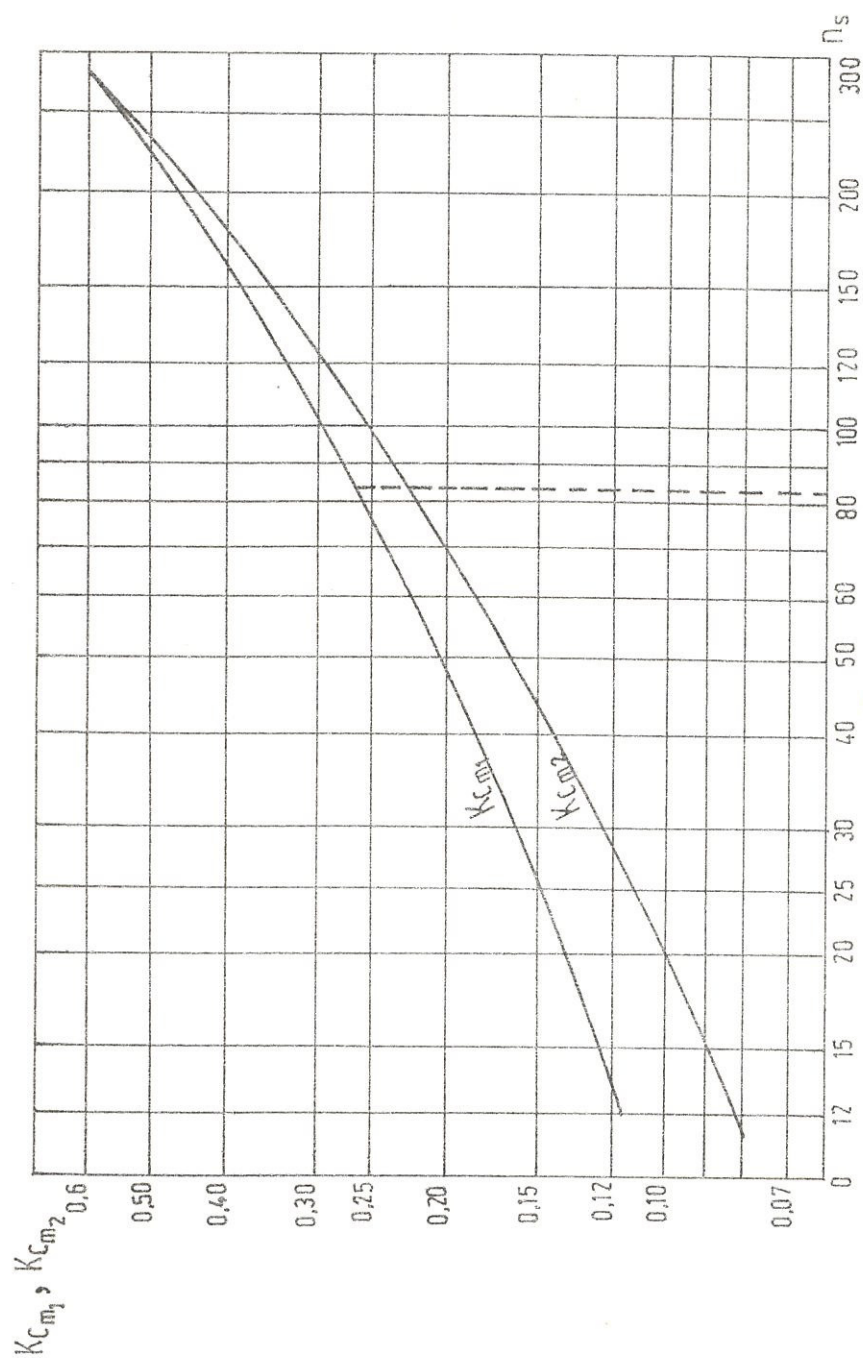


Fig. N° 2.10 GRAFICOS DE COEFICIENTES DE VELOCIDADES

es encontrada de la fórmula:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \quad (2.17)$$

Asumiendo $\alpha_1 = 90^\circ$ de la Fig. N° 2.9, el ángulo del álabe es calculado de la ecuación :

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{m1}}{u_1} \quad (2.18)$$

Para lograr una descarga requerida es necesario incrementar el ángulo del álabe β_1 calculado de la ecuación (2.18) por el ángulo de incidencia $\delta_1 = 2 - 6^\circ$ (véase Fig. N° 2.11).

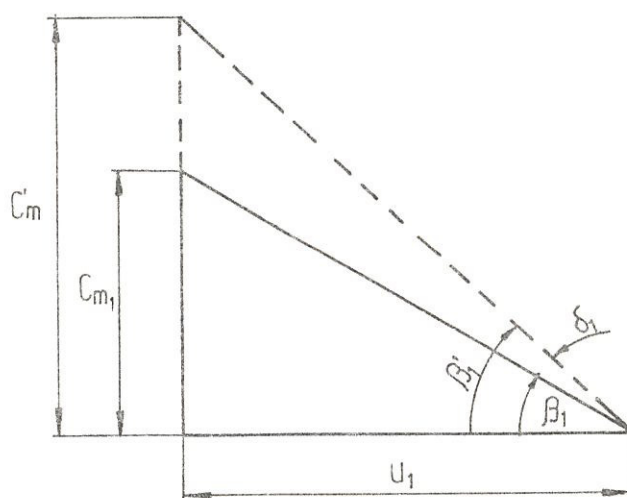


Fig. N° 2.11 TRIANGULO DE VELOCIDAD CON EL ANGULO DE INCIDENCIA δ_1

- Determinamos la descarga de la bomba Q' asumiendo una eficiencia volumétrica η_v

$$Q' = \frac{Q}{\eta_v}$$

- Calculamos el área de entrada A_o que es :

$$A_o = \frac{Q'}{C_o}$$

- Entonces el área total $A'_o = A_o + A_h$, con esta área A'_o determinamos el diámetro del ojo del impulsor D_o que será :

$$D_o = \sqrt{\frac{4 A'_o}{\pi}}$$

- c) Angulo de entrada β_1 y ancho del impulsor en la entrada b_1 .

Habiendo obtenido el diámetro de entrada D_o , el diámetro D_1 está dado conforme a la posición y forma asumida por la entrada en el ojo. La velocidad periférica u_1 para el diámetro D_1

El nuevo ángulo de inclinación del álabe β_1 es obtenido de la siguiente ecuación, que es el ángulo de construcción:

$$\beta_1' = \beta_1 + \delta_1 \quad (2.19)$$

El ángulo de entrada β_1 usualmente es tá entre $15 - 30^\circ$ incluyendo δ_1 , pero en casos particulares éste puede ser a medida que crece hasta 45° .

El área de entrada en el impeler en el acceso al álabe es :

$$A_1 = \psi_1 \frac{Q'}{C_{m1}} \quad (2.20)$$

Donde ψ_1 es un coeficiente de la constricción para la reducción del área de entrada por el álabe. El ancho de la entrada en el álabe es :

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi d_1} \quad (2.21)$$

y b_1 es el diámetro del círculo cuyo centro está en el ojo de entrada del álabe en el diámetro D_1 .

d) PRE-ROTACION.- La diferencia entre la descarga óptima Q_{opt} obtenida de medidas y la descarga calculada sobre la asunción de $\alpha_1 = 90^\circ$ y $Cm_1 = u_1 \tan \beta'_1$ en el punto de eficiencia óptima con libre afluencia de líquido.

ii. SALIDA DEL IMPELER.

a) La velocidad meridional en la salida del impeler Cm_2 .

Esta velocidad en la salida Cm_2 es tomada como inferior que la velocidad en la entrada (Cm_1).

$$Cm_2 = (0,7 - 0,75) Cm_1$$

El valor de la velocidad Cm_2 puede ser encontrada por la ecuación:

$$Cm_2 = K_{cm_2} \sqrt{2g H} \quad (2.22)$$

donde :

K_{cm_2} es el coeficiente de velocidad y es tomado del gráfico de la Figura N° 2.10.

b) Angulo de salida del álabe β_2 .

La inclinación del álabe en la salida β_2 es asumida dentro de los límites 15° a 35° , usualmente es del orden de 25° .

Los valores bajos de β_2 son usados para bombas de alta velocidad específica.

c) Velocidad periférica en la salida del impeler u_2 y el diámetro de salida D_2 .

Para determinar la velocidad u_2 , nosotros usamos la ecuación fundamental para impulsores de bombas en forma general.

$$H_{thoo} = \frac{1}{g} (u_2 C_{u_2} - u_1 C_{u_1})$$

Del triángulo de velocidad de la Figura N° 2.6, tenemos que:

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{m_2}}{u_2 - C_{u_2}}$$

luego :

$$C_{u_2} = u_2 - \frac{C_{m_2}}{\tan \beta_2}$$

Reemplazo este valor en la ecuación fundamental, obtenemos:

$$H_{thoo} = \frac{1}{g} \left[u_2 \left(u_2 - \frac{C_{m_2}}{\tan \beta_2} \right) - u_1 C_{u_1} \right]$$

entonces:

$$g H_{thoo} = u_2 \left(u_2 - \frac{C_{m_2}}{\tan \beta_2} \right) - u_1 C_{u_1}$$

ó

$$u_2^2 - u_2 \frac{C_{m_2}}{\tan \beta_2} = g H_{thoo} + u_1 C_{u_1}$$

Agrupamos sus términos a semejanza de una ecuación de segundo grado para determinar u_2 .

$$u_2^2 - \frac{u_2 C_{m_2}}{\tan \beta_2} - (g H_{thoo} + u_1 C_{u_1}) = 0$$

$$u_2 = -\frac{-\frac{C_{m_2}}{\tan \beta}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\frac{C_{m_2}}{\tan \beta}}{4}\right)^2 - [-(g H_{thoo} + u_1 C_{u_1})]}$$

$$u_2 = \frac{C_{m_2}}{2 \tan \beta_2} \pm \sqrt{\left(\frac{C_{m_2}}{2 \tan \beta_2}\right)^2 + g H_{thoo} + u_1 C_{u_1}}$$

(2.23)

Ya que no pueden haber valores negativos de velocidad, tomamos el segundo término de valor positivo.

Sí, usualmente tomamos el valor de α_0 como cero ($\alpha_0 = 0$) en la entrada u_1 $C_{u_1} = 0$ y

$$u_2 = \frac{C_{m_2}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{m_2}}{2 \tan \beta_2}\right)^2 + g H_{thoo}} \quad (2.24)$$

tomando la relación $C_{u_2} = C_{u_3} (1 + C_p)$ y

$H_{thoo} = H_{th} (1 + C_p)$ nosotros obtenemos:

$$u_2 = \frac{C_{m_2}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{m_2}}{2 \tan \beta_2}\right)^2 + g H_{th} (1 + C_p)} \quad (2.25)$$

Con estos valores, podemos nosotros calcular el diámetro D_2 del impeler, asumiendo básicamente un valor para la velocidad rotacional de la fórmula.

$$u_2 = \omega R_{II} \quad \text{siendo} \quad D_2 = D_{II} = 2 R_{II} \quad \text{y}$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30}$$

entonces:

$$u_2 = \frac{\pi n}{30} \left(\frac{D_2}{2} \right)$$

ó

$$u_2 = \frac{\pi n D_2}{60} \quad (2.26)$$

De la ecuación, calculamos D_2 ó simplemente : $D_2 = 60 u_2 / \pi n$

La corrección de Pfleiderer's para un número finito de álabes es tomado como $1 + C_p = 1.25 - 1.35$ para cálculos preliminares. A menudo calculamos D_2 el valor asumido de $(1 + C_p)$ puede ser chequeado con la ecuación básica

$$C_p = \frac{\psi r_2^2}{Z M_{st}} \quad (2.27)$$

Esta ecuación es semi-empírica. Para impulsores con álabes curvados en tres dimensiones, el coeficiente ψ es :

$$\psi = (1 - 1.2) (1 + \text{sen} \beta_2) \frac{r_1}{r_2} \quad (2.28)$$

d) Ancho del impulsor b .

Calculamos este valor en forma semejante a la entrada.

$$A_2 = \psi_2 \frac{Q'}{C_{m_2}} \quad (2.29)$$

ψ_2 lo asumimos y luego chequeamos y corregimos el ancho del impulsor en la salida es:

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi D_2} \quad (2.30)$$

Si la velocidad C_{m_1} cambia blandamente más allá de cualquier valor; la entrada b_1 y salida b_2 pueden ser graduales.

2.4.3 CALCULO DEL MOMENTO ESTATICO M_{st} .

Para los álabes de doble curvatura, la manera de proceder a calcular los momentos estáticos es la siguiente:

$$M_{st} = \int_{r_1}^{r_2} r \, d_s = \Delta s \sum_{r_1}^{r_2} r \quad (2.31)$$

Esta ecuación la aplicamos al perfil del álabe (véase Fig. N° 2.12).

Dividimos el perfil del álabe en cinco (5) líneas de corriente, E_1E_2 , D_1D_2 , A_1A_2 , C_1C_2 y B_1B_2 luego en cada línea tomamos segmentos de Δs de 10 mm desde $B_2C_2A_2D_2E_2$ hasta $B_1C_1A_1D_1E_1$ para cada segmento tomamos su radio (r) respectivo. Las aristas de entrada A_I y salida A_{II} se las puede determinar de la manera siguiente :

$$A_I = 2\pi(r_{E_1} \phi_{E_1D_1} + r_{D_1} \phi_{D_1A_1} + r_{A_1} \phi_{A_1C_1} + r_{C_1} \phi_{C_1B_1})$$

$$A_{II} = 2\pi(r_{E_2} \phi_{E_2D_2} + r_{D_2} \phi_{D_2A_2} + r_{A_2} \phi_{A_2C_2} + r_{C_2} \phi_{C_2B_2})$$

La arista de salida A_{II} es calculada también por la ecuación :

$$A_{ef} = f \pi D b_2 \quad (2.32)$$

donde:

f = factor que vale 0.95.

Las aristas de entrada y salida se las obtiene del plano N° 1.

2.4.4 CALCULO DEL NUMERO DE ALABES.

El número de álabes en una bomba depende de la forma de los mismos y de la forma del impulsor, también de la velocidad específica n_s . En definitiva depende también de otros factores como:

- De la relación de diámetros D_1/D_2 , si son cortos o largos.
- De la altura y tamaño del impulsor.
- Angulo de entrada β_1' y de salida β_2

Para nuestro caso el número de álabes lo calculamos para la línea central A_1A_2 para la ecuación :

$$Z \approx 13 \frac{r_m}{e} \operatorname{sen} \frac{\beta_1' + \beta_2}{2} \quad (2.33)$$

donde:

$$r_m = \frac{M_{st}}{e}$$

2.4.5 CALCULO DEL COEFICIENTE DE CONSTRICCION ψ

- EN LA ENTRADA ψ_1 :

Para realizar este cálculo nos ayudamos con el gráfico del perfil del álabe (véase Fig. N° 2.13) y porque en casos de álabes de doble curvatura como el que estamos tratando; siempre asumimos ψ_1 y es necesario chequear ya que hablamos de espesores de álabe S'_1 , dado por la intersección del álabe y la superficie de corriente, es más grande que el verdadero espesor S_1 así es que :

$$S'_1 = \frac{S_1}{\lambda_1} \quad (2.34)$$

donde λ_1 es el ángulo entre la superficie del álabe y la superficie de corriente.

El ángulo λ_1 puede ser cálculo de la relación :

$$\text{ctg } \lambda_1 = \text{ctg } \lambda'_1 \cos \beta_1 \quad (2.35)$$

donde:

λ'_1 es el ángulo entre el ojo de entrada y la línea en la entrada del impulsor $A_1 A_2$ (véase Fig. N° 2.13).

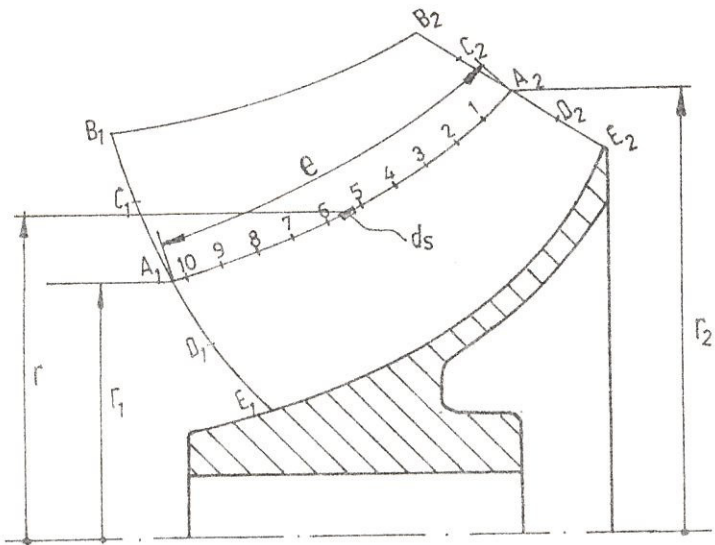


Fig. N° 2.12 PERFIL DEL ALABE

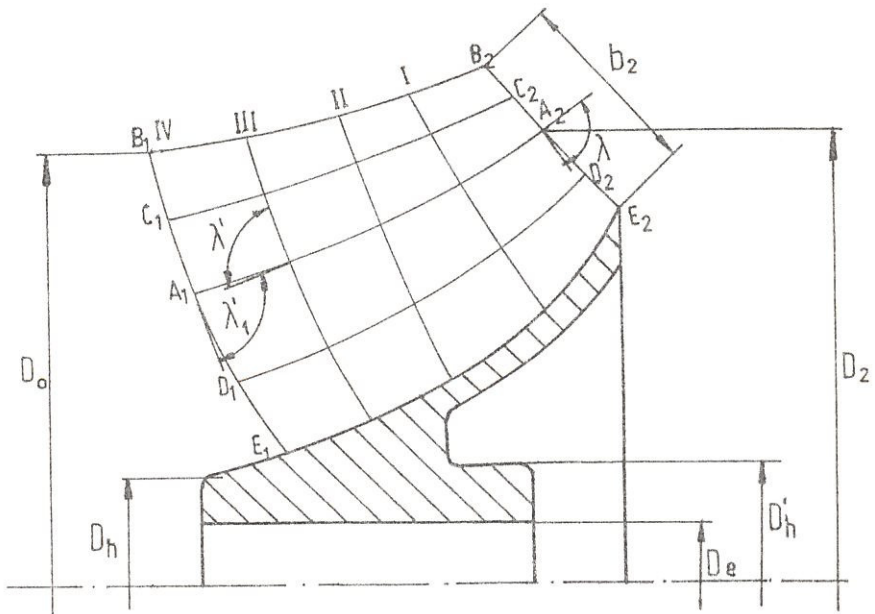


Fig. N° 2.13 PERFIL DEL ALABE CON LINEAS ORTOGONALES

En este canal

$$S_{u_1} = \frac{S_1'}{\text{sen} \beta_1} = \frac{S_1}{\text{sen} \beta_1 \text{ sen} \lambda_1} \quad (2.36)$$

Ecuación que está basada en la asunción que el plano pasa por el ojo de entrada hasta el eje del impulsor, el cual no está de acuerdo con los factores, sin embargo, esta aproximación no es perceptible al efecto sobre los cálculos.

El coeficiente de constricción está dado por y de la ecuación (2.35):

$$\frac{1}{\psi_1} = \frac{t_1 - S_{u_1}}{t_1} = 1 - \frac{S_{u_1}}{t_1}$$

$$\frac{1}{\psi_1} = 1 - \frac{S_1}{t_1 \text{ sen} \beta_1 \text{ sen} \lambda_1}$$

por trigonometría :

$$\text{sen } \lambda_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \text{ctg}^2 \lambda_1}}$$

Induciendo la ecuación (2.35) tenemos:

$$\text{sen } \lambda_1 = \frac{1}{\sqrt{1 - \text{ctg}^2 \lambda_1' \cos^2 \beta_1}}$$

y efectuando transformaciones, obtenemos el coeficiente de entrada :

$$\frac{1}{\psi} = 1 - \frac{S_1}{t_1} \sqrt{1 - \frac{\text{ctg}^2 \beta_1}{\text{sen}^2 \lambda'_1}} \quad (2.37)$$

donde :

$$t_1 = \frac{\pi D_1 A_1 A_2}{Z}$$

- EN LA SALIDA ψ_2

$$t_2 = \frac{\pi D_2 A_1 A_2}{Z}$$

y

$$S_{u_2} = \frac{S_2}{\text{sen} \beta_2}$$

entonces :

$$\psi_2 = \frac{t_2}{t_2 - S_{u_2}} \quad (2.38)$$

La línea de flujo es determinada por varias trayectorias ortogonales I, II, III, IV dados en la línea $A_1 A_2$ y en las otras líneas de flujo; es trazado por el ojo así como la intercepta la trayectoria en ángulo recto.

Círculos son inscritos tangencialmente a las líneas sobre los segmentos de la trayectoria.

La distribución de la velocidad C_m a lo largo de la trayectoria requiere para chequear la línea de flujo correctamente distribuída y corresponde a asumir:

- 1) El flujo a través del impulsor se mantiene perfectamente simétrico con respecto al eje (flujo AXI-SIMETRICO) en cuyo caso la velocidad varía a lo largo de la trayectoria.

Esta asunción corresponde a los principios de la dinámica de líquidos perfectos. Es decir no influye la fricción de los álabes en el líquido, y la distribución de velocidades la ideal teóricamente. A parte de esto, la determinación de la línea de flujo por el método de los radios.

En este caso las líneas de flujo son correctamente distribuídos en Fig. N° 2.14

$$2\pi r_1 d_1 = 2\pi r_2 d_2 \quad ; \quad 2\pi r'_4 d_4 = 2\pi r'_3 d_3$$

ó

$$r_1 d_1 = r_2 d_2 \quad r'_4 d_4 = r'_3 d_3 \quad (2.39)$$

La velocidad media C_m disminuye del valor C_{m_1} en la entrada al valor C_{m_2} en la salida del impeler. Entonces, éste sería diferente para cada trayectoria ortogonal.

El ángulo de inclinación del álabe β_1 calculada para el centro de la línea A_1A_2 , de la ecuación (2.18).

$$\tan \beta_{1A} = \frac{C_{m_1}}{u_{1A}}$$

Este ángulo puede ser incrementado por el ángulo de incidencia $\delta_1 = 2 - 6^\circ$, el valor bajo de δ_1 sería usado para pequeños ángulos de β_{1A} entonces el ángulo de construcción $\beta'_{1A} = \beta_{1A} + \delta_1$

Los ángulos de las otras líneas de flujo son determinadas gráficamente de la Fig. Nº 2.15.

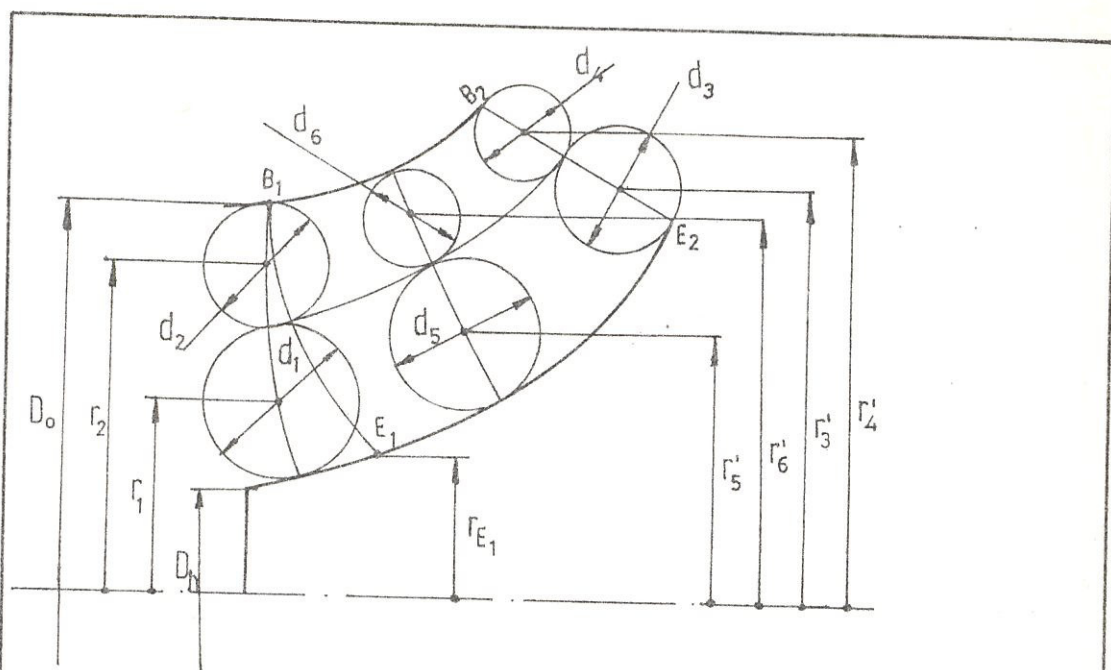


Fig. N° 2.14 DISTRIBUCION DE LAS LINEAS DE FLUJO

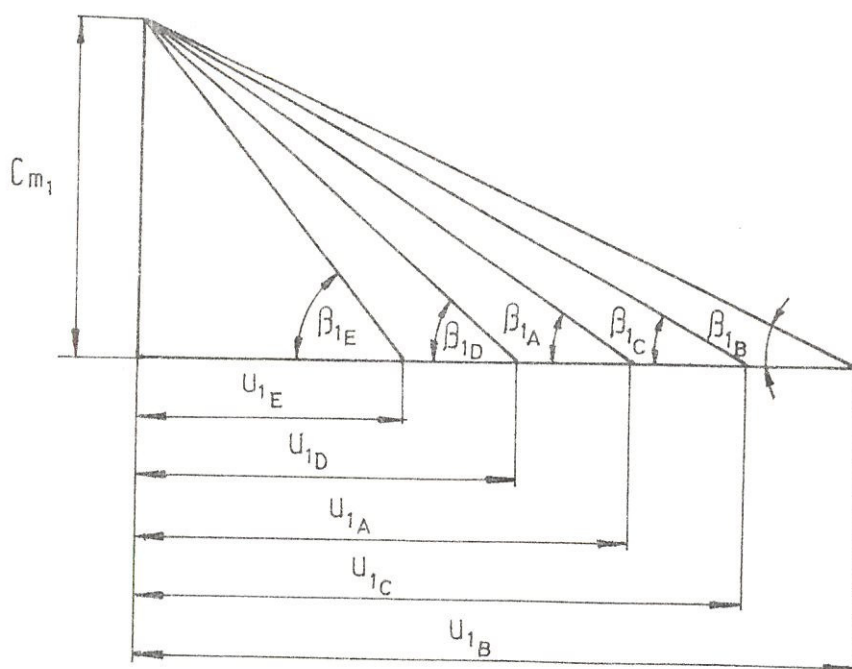


Fig. N° 2.15 TRIANGULO DE VELOCIDAD ENTRADA PARA UN IMPULSOR DE DOBLE CURVATURA.

$$\tan\beta_{1C} = \frac{C_{m1}}{u_{1C}} \quad ; \quad \tan\beta_{1B} = \frac{C_{m1}}{u_{1B}}$$

$$\tan\beta_{1D} = \frac{C_{m1}}{u_{1D}} \quad ; \quad \tan\beta_{1E} = \frac{C_{m1}}{u_{1C}}$$

$$\tan\beta'_{1B} = \tan\beta'_{1A} \times \frac{u_{1A}}{u_{1B}} = \tan\beta'_{1A} \times \frac{d_{1A}}{d_{1B}} \quad (2.40)$$

$$\tan\beta'_{1C} = \tan\beta'_{1A} \times \frac{u_{1A}}{u_{1C}} = \tan\beta'_{1A} \times \frac{d_{1A}}{d_{1C}}$$

El diámetro d_{1C} da β'_{1C} , el cual no excede de 50° .

Para grandes ángulos, el álabe sería más torcido, tenemos que considerar la diferencia entre las magnitudes de ángulos β'_{1B} y β'_{1C} que tiene una desfavorable influencia sobre la forma del paso del impeler.

2.4.6 METODO PUNTO POR PUNTO.

El método punto por punto se usa para determinar la forma del álabe, haciendo las siguientes consideraciones según la Fig. N° 2.16

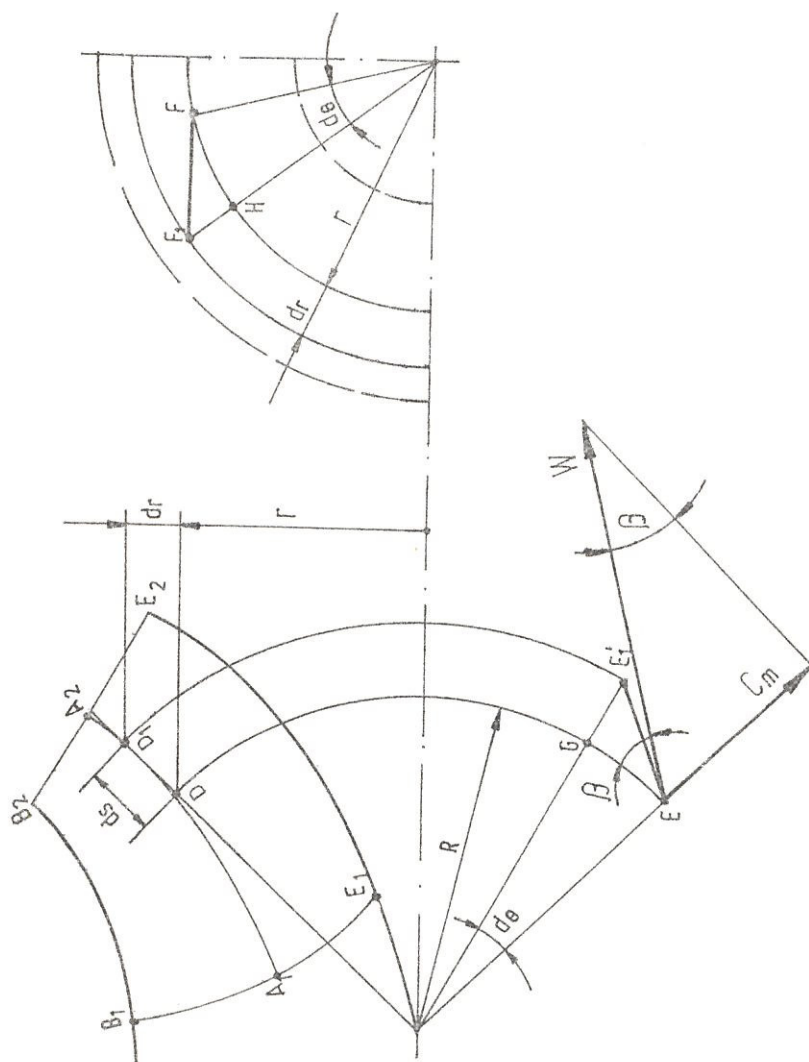


Fig. № 2.16 METODO PUNTO POR PUNTO PARA DETERMINAR LA FORMA DEL ALABE.

Cualquier línea es representada por $A_1 A_2$ en u na proyección sobre un plano meridional.

Examinamos un segmento muy pequeño $DD_1 = d_s$ la sección meridional. La magnitud real EE'_1 es visible sobre una elevación; en este plano representado por el segmento FF_1 .

En el triángulo muy pequeño EE'_1G el ángulo en G debe considerarse recto y el ángulo en E debe considerarse igual a β_1 , por ejemplo

$$EG = \frac{GE'_1}{\tan \beta} = \frac{d_s}{\tan \beta}$$

Entonces el segmento EG del círculo concéntrico con el eje del impeler es en concordancia con esta proyección $HF = rd\theta$, nosotros tenemos:

$$rd\theta = \frac{d_s}{\tan \beta}$$

ó

$$d\theta = \frac{d_s}{r \tan \beta} \quad (2.41)$$

multiplicando por $\frac{180}{\pi}$ e integrando para obten

ner el ángulo central en grados.

$$\theta = \frac{180}{\pi} \int_0^s \frac{ds}{r \tan \beta} \quad (2.42)$$

Esta ecuación es similar a la ecuación para álabes de simple curvatura.

El valor de θ y s son medidas desde el punto de inicio situado sobre el ojo de entrada del álabe.

La relación entre β , r , y s no es dado en la ecuación. La integración será numéricamente, asumiendo incremento finito Δs .

El procedimiento para integrar es el siguiente:

La línea A_1A_2 es dividida en $10 \div 12$ segmentos de igual longitud Δs , y el valor de r para cada valor de s es leído de la sección meridional.

El valor de β es obtenido directamente de la curva, mostrando la variación de β con los límites de β_1 y β_2 , dependiendo sobre el desarrollo de la línea dada. Nosotros podemos

también asumir variaciones en las velocidades C_m y W , como en el caso de los álabes de simple curvatura, y calculamos el ángulo β de la relación:

$$\text{sen}\beta = \frac{C_m}{W} = \frac{\psi C_{m0}}{W} \quad (2.43)$$

El coeficiente de constricción será :

$$\psi = \frac{t}{t - \text{sen}\beta}$$

que es necesario para la determinación del valor de C_m , la relación dada provisionalmente puede ser usada,

$$\text{sen}\beta = \frac{S'}{t} + \frac{C_m(\text{net})}{W}$$

donde:

$C_m(\text{net})$ es la velocidad en $S = 0$ y

S' el espesor del álabe dado por la intersección de la superficie de corriente y el álabe.

$$S' = \frac{S}{\text{sen}\lambda_1} \quad (2.44)$$

Donde λ_1 es el ángulo entre la superficie del álabe y la superficie de corriente; se lo encuentra de la ecuación (2.44).



La intersección correcta define el ángulo λ' que no es encontrado en la fase inicial de la forma del álabe; entonces un valor de λ' puede ser asumida y entonces corregida necesariamente, siempre corregimos los cálculos.

Para álabes de espesores constantes, que son los más frecuentemente usados (encontrados); uno puede tomar la variación de S'_1 como una línea correcta conectando el valor inicial S'_1 con el valor final S'_2 como un resultado de que los cálculos son considerablemente simplificados.

En la entrada podemos tomar $\lambda' = \lambda'_1$ y después igual al ángulo entre la línea y el ojo de entrada. En el coeficiente de constricción de salida tiene una pequeña influencia, que uno puede asumir $S'_2 = S_2$

Usando coordenadas polares para cada punto, por ejemplo el ángulo central θ en el radio r , la forma de la línea dada es visible en el plano trazado.

El espesor del álabe depende del tamaño del

impulsor del material empleado y de la calidad de fundición. Si es de fundición se los construye con un espesor de 4 - 8 mm.

Si los álabes son delgados y de espesor constante, como es usualmente el caso, la eficiencia hidráulica inicial aumenta, pero puede deteriorarse con el tiempo al no soportar la erosión debida a cavitación; aunque facilita la fabricación del modelo. Los ángulos de inclinación del álabe varían significativamente de aquellos calculados.

- 1) El álabe es demasiado largo, tanto que el ángulo de trazado excede de $35 - 50^\circ$, que no es deseado, incrementando con esto la superficie de fricción.
- 2) El ojo de entrada en el plano es una línea mal pronunciada; en este caso se hace una desviación radial considerable diferencias en las longitudes individuales de las líneas.

En este caso es necesario hacer una corrección :

- Por acortamiento de algunas de las líneas y alargamiento de otras.
- Directamente, por la asunción de la variación del ángulo β .
- Indirectamente, por un cambio asumido en la variación de las velocidades C_m y W_1 nosotros obtenemos la longitud requerida del álabe y la forma deseada del ojo de entrada.

A) METODO DE REPRESENTACION CONFORMADA.

Este método, es relativamente simple y menos laborioso que el método punto por punto de la determinación de la forma del álabe, es muy usado en los Estados Unidos, bajo el nombre de "Método de triángulo de error". La construcción básica se indica en la Fig. N° 2.17.

La Fig. N° 2.17(a), representa la línea E_1E_2 en elevación gráfica, dividido en una serie de segmentos iguales (cuatro en el gráfico: S_1, S_2, S_3, S_4). Planos perpendiculares al eje del impulsor mediante la división de puntos E_1, J, K, L, E_2 ; los tra-

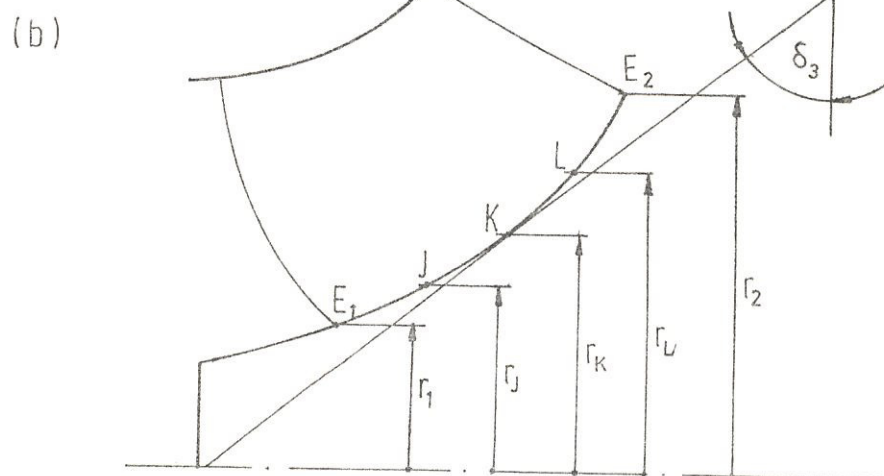
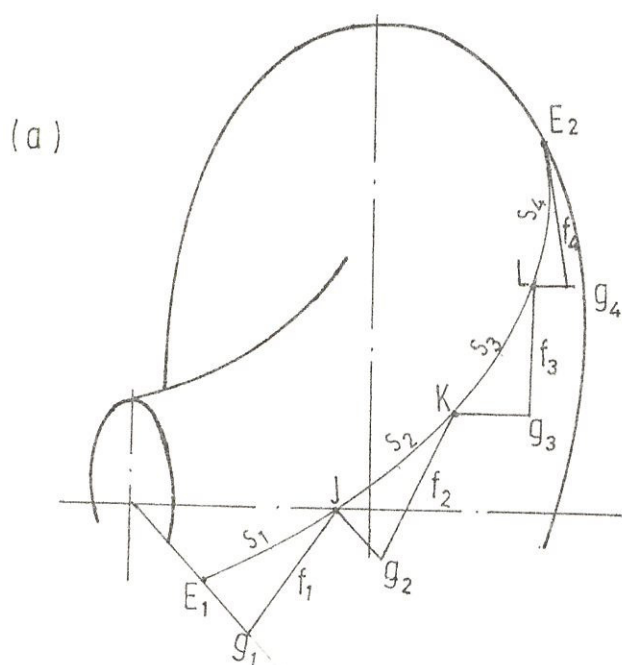


Fig. N° 2.17 DETERMINACION DE LA SUPERFICIE DEL ALABE
POR EL METODO DE REPRESENTACION CONFORMAL.

zos de la intersección, estos planos con la superficie del gráfico forman círculos con céntricos (en el gráfico, los puntos de ar co circulares son : f_1, f_2, f_3, f_4). Proximamente nosotros graficamos planos meridional mediante los puntos E_1, J, K, L y E_2 intersectando las curvas g_1, g_2, g_3 y g_4 . Los segmentos de la línea $E_1 E_2$ juntamente con los arcos f_1, f_2, f_3, f_4 y las curvas g_1, g_2, g_3, g_4 de triángulos curvilíneos, cada uno consiste de tres arcos.

La representación de estos triángulos sobre un plano conduce a lo siguiente:

- Nosotros vemos una serie de segmentos iguales a Δs a largo de trayectoria (perfil) sobre la sección meridional del impeler (Fig. N° 2.17b), comienzo de la sa lida del ojo y funcionamiento hacia el ojo de entrada. En la Fig. N° 2.17b los cuatro segmentos g_1, g_2, g_3 y g_4 son sobre la trayectoria $E_1 E_2$ en la gráfica mostrada.

Los radios r_1, r_J, r_K, r_L y r_2 ; y los

ángulos δ_1 , δ_J , δ_K , δ_L , δ_2 formados por tangentes a la trayectoria en la división de puntos y la perpendicular al eje del impeler, corresponde a la división de puntos E_1 , J, K, L y E_2 .

- Los segmentos g_1 , g_2 , g_3 y g_4 sobre el eje OE_2 de un sistema rectangular de coordenadas en la Fig. N° 2.17c.

Del número de álabes y el ángulo asumido de traslape (35-50°) nosotros admitimos el valor del ángulo central de θ . (Figura N° 2.17d). Conociendo la posición del punto extremo E_1 y E_2 y ángulos β_1 y β_2 , nosotros podemos aproximadamente establecer la forma de la trayectoria o perfil de E_1E_2 en el plano. Nosotros transferimos y desarrollamos esta línea en la Figura N° 2.17c, de conformidad con los ángulos β_1 y β_2 constante. Los segmentos S_1 , S_2 , S_3 y S_4 de los desarrollo de las trayectorias E_1E_2 sobre un plano. El mayor número de triángulos, los más acercado al desarrollo de la trayectoria sería de 10 a 12 triángulos son usualmente suficiente.

Los ángulos entre las trayectoria E_1E_2 y el círculo f (ángulo de inclinación del álabe) son iguales durante el desarrollo la línea E_1E_2 .

- En la Fig. N° 2.17d, los puntos E_1 , J , K , L y E_2 , muestran círculos de radios r_1 , r_J , r_K , r_L y r_2 respectivamente. Las distancias f_1 , f_2 , f_3 , f_4 entre los puntos C_1 , ... C_2 sobre arcos medidos de radios r_1 , ... r_2 pueden ser transferidos como verdaderas longitudes del desarrollo provisional de la C_1C_2 (Fig. N° 2.17c) sobre el plano (Fig. N° 2.17d). Las proyecciones horizontales de las trayectorias restantes son determinados en forma similar.

2.5 DISEÑO DE LA VOLUTA.

Las bombas centrífugas del tipo flujo mixto y otros tipos de bombas están usando la voluta por las grandes ventajas que presenta y versatilidad.

La voluta es la parte integrante que rodea al impulsor, son del tipo espiral, su función básica es de



convertir la energía cinética en energía de presión. Estas son de dos tipos, según la Fig. N° 2.18.

Nuestra bomba es de velocidad variable porque las áreas seccionales se van incrementando y por ende las velocidades hasta salir un caudal Q con una velocidad V_4 lo que nos lleva a pensar en un ducto difusor que es su salida, porque tiene una forma cónica y que a la vez hay cierta ventaja con respecto al de velocidad constante; y es que las pérdidas disminuyen a la descarga por la función anteriormente dicha (Véase Fig. N° 2.18).

Las formas de las volutas es de acuerdo a las necesidades y la aplicación que le demos.

i. CALCULO DE LA VOLUTA.

Para esto tenemos que considerar ciertos parámetros como:

- a) Asumir que el flujo en la voluta obedece al principio del momentun constante es decir:

$$M_m = C_v r = C_{v_3} r_2 = \text{cte}$$

- b) Que la velocidad media (C_v) de flujo es cons-

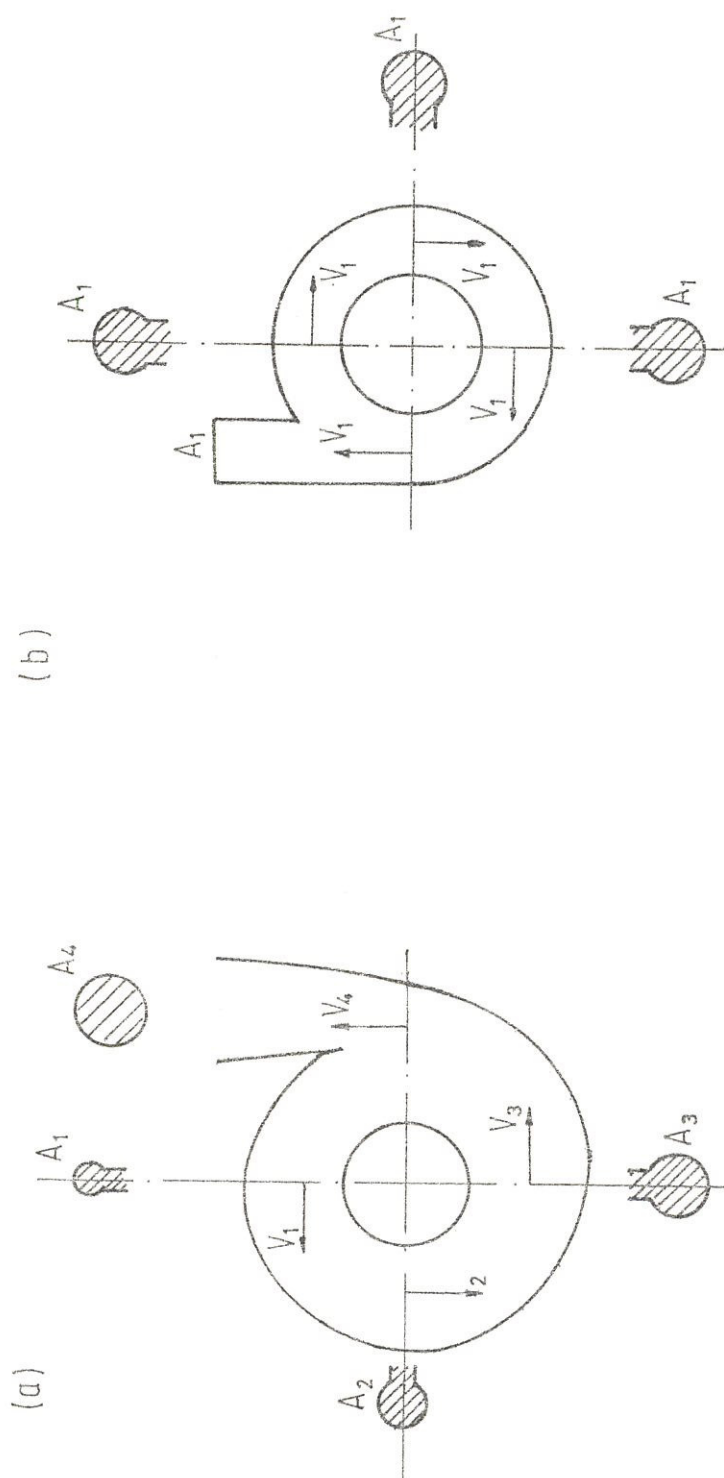


Fig. N° 2.18a VOLUTAS: DE VELOCIDAD VARIABLE

Fig. N° 2.18b VOLUTAS: DE VELOCIDAD CONSTANTE

tante en toda la sección transversal de la misma, pero disminuye cuando el ángulo central θ se incrementa $C_v = f(\theta)$

La consideración del párrafo (a) es válida sólo cuando el flujo es perfecto.

El impulsor de nuestra bomba es de diámetros diferentes y su diseño se lo hace aplicando el método punto por punto, pero debido a que este método es muy laborioso y tedioso, usaremos un método sencillo para su obtención, que consiste en hacer cierta consideración matemática como:

$$\rho_{ex} = \frac{D_3}{2} + d'$$

donde:

D_3 = Diámetro base (véase Fig. N° 2.23).

d' = Angulo de divergencia (Véase Fig. N° 2.22)

La Fig. N° 2.20 y N° 2.21, guardan una estrecha relación según (K. Rutschi).

El diámetro $d'' = 2r$ y r es el radio del círculo de la sección de la voluta, su área circular es

$$A\phi = \pi r^2$$

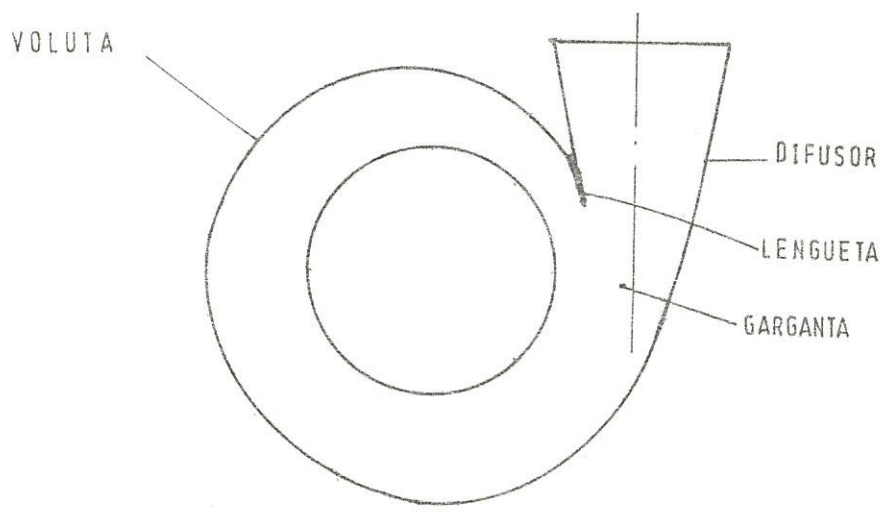


Fig. N° 2.19 VOLUTA Y SUS PARTES

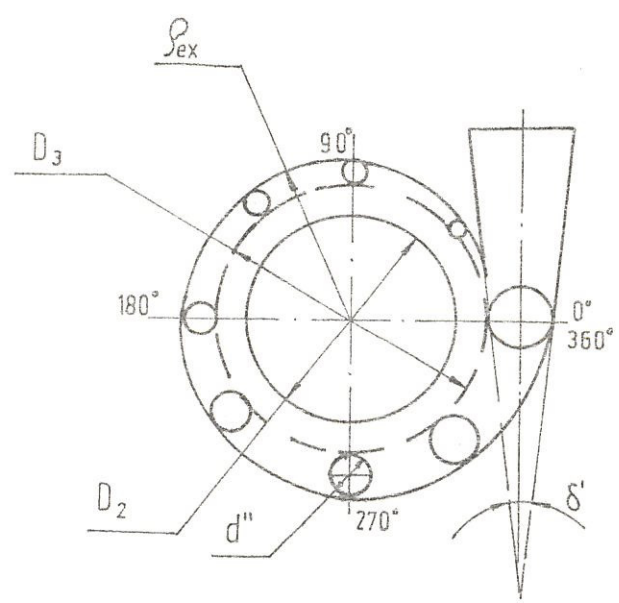


Fig. N° 2.20 PARAMETRO DE DISEÑO DE LA VOLUTA

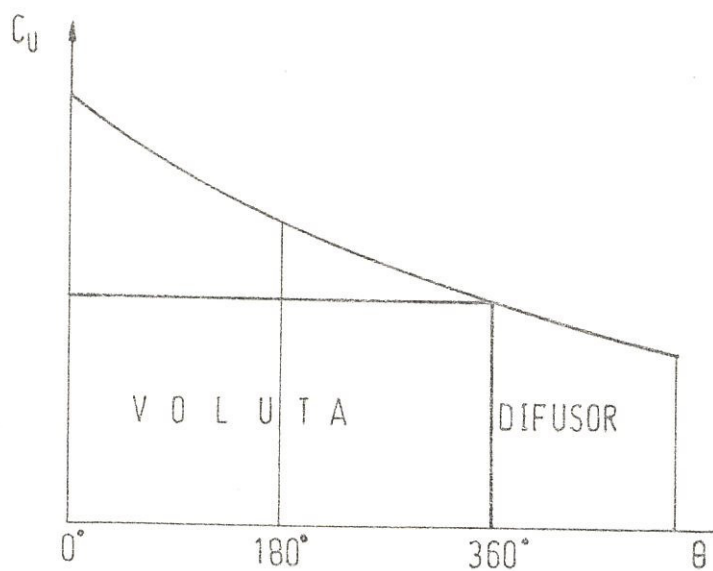


Fig. N° 2.21 VARIACION DE LA VELOCIDAD EN LA VOLUTA

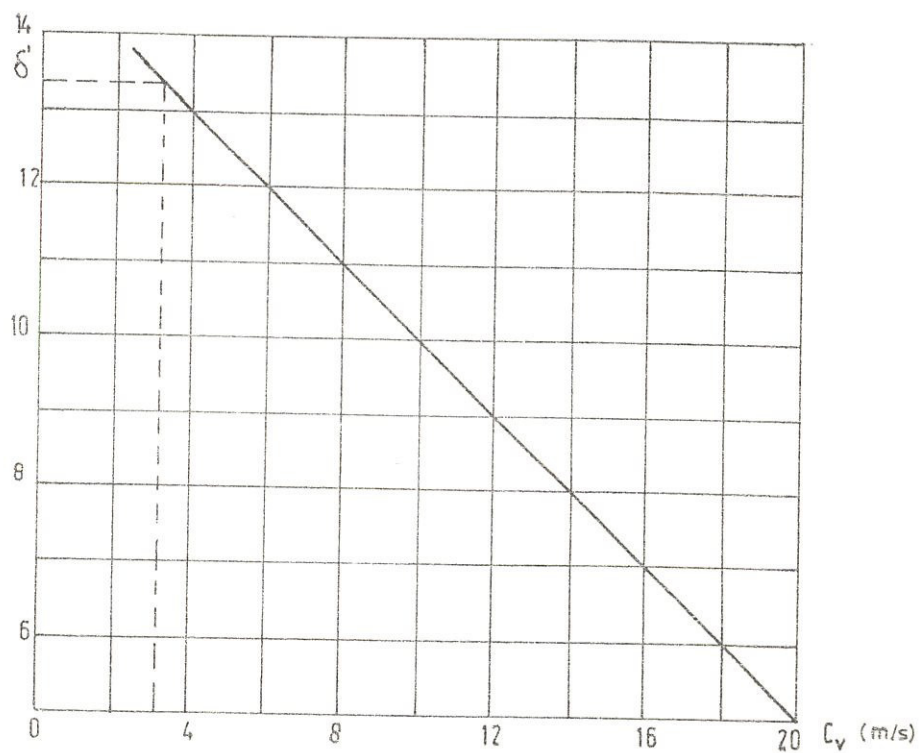


Fig. N° 2.22 RELACION ENTRE EL ANGULO DE DIVERGENCIA Y LA VELOCIDAD C_v

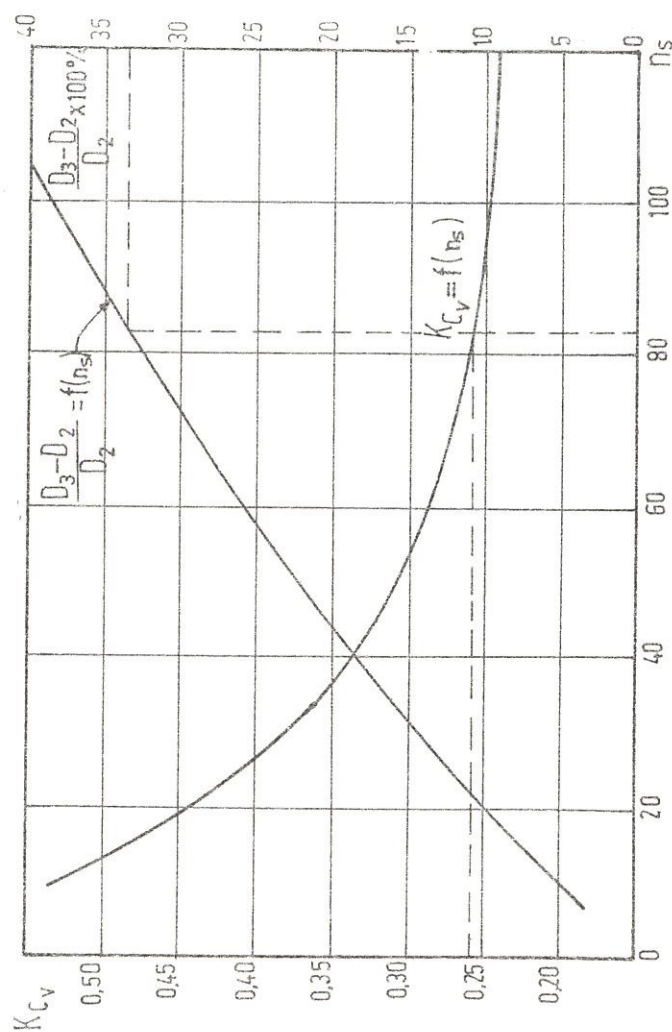


Fig. N° 2.23 GRAFICO DE LA RELACION $K_{Cv} = f(n_s)$

$$r = \frac{A\phi}{\pi} \quad (2.45)$$

ii. CALCULO DE LA VELOCIDAD MEDIA DE FLUJO (C_v)

Por la segunda consideración del cálculo de la voluta, asumiendo que la velocidad media de flujo es constante en la voluta en toda la sección transversal, usamos la fórmula

$$C_v = K_{C_v} \sqrt{2g H} \quad (2.46)$$

Según Stepanoff, el valor de $K_{C_v} = f(n_s)$ y está dado por el gráfico de la Fig. N° 2.23.

Ya determinado C_v , nosotros calculamos el área seccional de la voluta $A\phi$ para cualquier ángulo central ϕ de la fórmula:

$$A\phi = \frac{Q\phi}{C_v} \quad (2.47)$$

Como el área $A\phi$ la hemos asumido arbitrariamente de forma circular, y examinando el flujo a través de ella, en la sección meridional, considerando el ángulo central ϕ con el origen en la espiral y que varían sus valores radialmente pa-

ra el diseño con

$$\phi = 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ, 180^\circ, 225^\circ, 270^\circ, 315^\circ, 360^\circ.$$

El volumen a través de la sección de la voluta, calculado para cada uno de los ángulos ϕ , entre sus radios será de $Q\phi$ donde:

$$Q\phi = f(\phi^\circ) \quad y$$

$$Q\phi = \frac{\phi^\circ}{360^\circ} Q \quad (2.48)$$

iii. ESPACIO LIBRE ENTRE EL IMPULSOR Y LA GARGANTA DE LA VOLUTA.

El espacio libre es la distancia mínima que hay entre el impulsor y la lengüeta de la voluta, ésta depende a su vez del diámetro del impulsor y de la magnitud de la velocidad específica (n_s). Esta distancia mínima puede ser calculada de la relación $(D_3 - D_2)/D_2$, donde D_3 es el diámetro en que la lengüeta está situada, y D_2 , el diámetro de la trayectoria A_1A_2 del impulsor a la salida.

La relación $\frac{D_3 - D_2}{D_2} = f(n_s)$ según Stepanoff es dado en el gráfico de la Fig. N° 2.23.

- Si la distancia entre la lengüeta y el impulsor es pequeña, la bomba hace ruido y la eficiencia disminuye.
- Si la distancia es demasiado grande también causa una caída de eficiencia, puede causar demasiado consumo de energía en la circulación del líquido que va por el claro entre el impulsor y la lengüeta.
- Si la distancia es excesivamente grande, causa una reducción del cabezal total.

Las distancias grandes entre el impulsor y la lengüeta son necesarias para bombas que manejan líquidos con sólidos como: piedras,

iv. ANCHO DE LA VOLUTA.

El ancho de la voluta b_3 puede ser mayor que la salida del impulsor b_2 , está dada por la relación $b_3/b_2 = 1.4$ a 1.8 , el valor bajo corresponde a bombas con altas velocidades específicas (n_s) (véase Fig. N° 2.24).

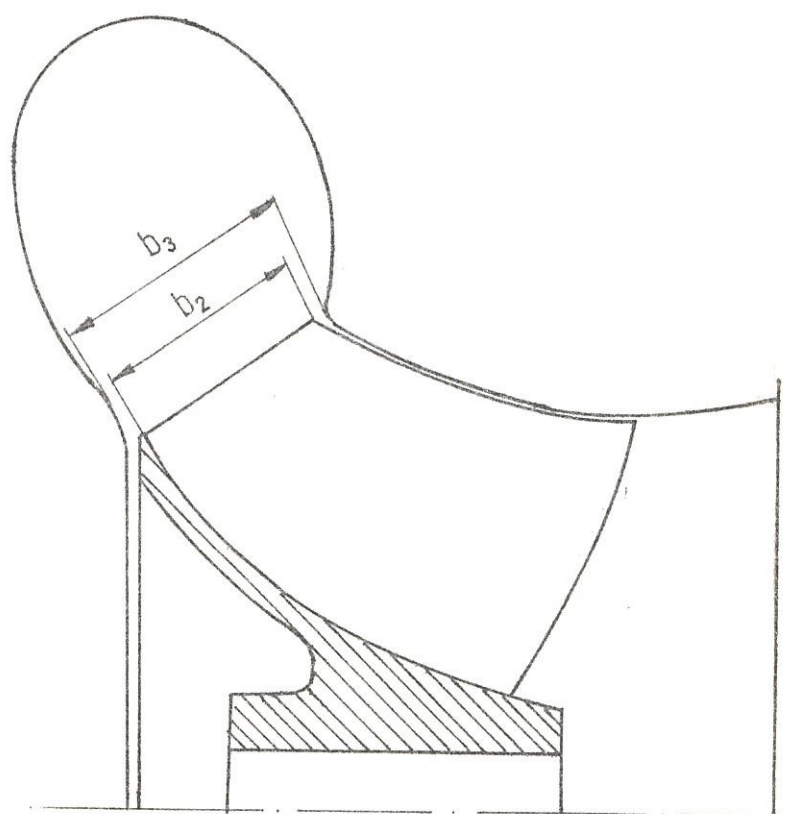
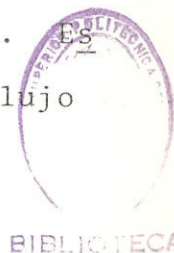


Fig. N° 2.24 ANCHO EN LA ENTRADA DE LA VOLUTA

2.6 DISEÑO DEL EJE DE LA BOMBA.

Para las bombas de flujo mixto, diseñar su eje es muy importante considerar lo que sucede dentro de la bomba; como por ejemplo en el impulsor que es de forma helicoidal y, que estará sujeto a una combinación de fuerzas como radial y axial, siendo esta bomba semi-axial; vamos a tener un gran empuje en el sentido axial y otro en el sentido radial; ambos dan una fuerza resultante, la que el eje tendrá que soportar además del torque resultante. Para ello tenemos que :

- a) Seleccionar las dimensiones del eje, deben ser adecuadas para el montaje de los otros elementos; tales como: el impulsor, rodamientos, empaquetadura, acople, chavetas, etc.
- b) Las cargas que soportan el eje, por la forma que tiene el impulsor; cargas externas como:
 - Torsionales (debidas a la transmisión de potencia).
 - De flexión (debidas al peso propio del eje).
 - La carga axial que origina un empuje axial. Esta carga es grande en los impulsores de flujo mixto (porque son semi-axial).



- c) La deflexión en el eje, originada por el empuje radial y axial en el impeler a más del peso del eje. Cuando la bomba opera en $Q = 0$ su deflexión no debe de pasar de 0,02 mm.
- d) La influencia del peso muerto (estático) del eje y el impulsor. En todo eje horizontal siempre hay deflexiones estática Y_s , que son causadas por el peso del eje y el impulsor.
- e) La relación entre la velocidad crítica y la deflexión del eje debido al peso del impulsor. Esta deflexión debido a la carga muerta, se la calcula con la siguiente ecuación:
- $$Y_s = \frac{g}{\omega_{cr}^2} \quad \text{ó} \quad \omega_{cr}^2 = g/Y_s \quad (2.49)$$
- f) Métodos gráficos para determinar la velocidad crítica de un eje de diámetros variables para cualquier sistema cargado, esta velocidad crítica es determinada gráficamente por medio de métodos aproximados.

Como la fuerza centrífuga es proporcional a las deflexiones, es decir $(Y_m \omega_o^2)$ son calculadas para las deflexiones correspondientes, el valor de ω_o

es tomado entre 10 - 100 de la curva de deflexión debido a la fuerza centrífuga.

La nueva deflexión Y no son usualmente en concordancia con las deflexiones obtenidas de la velocidad angular asumida ω_0 ésta no es la velocidad crítica.

Las fuerzas centrífugas son proporcionales a la velocidad angular y a las deflexiones, tenemos entonces:

$$\frac{\omega_{cr}^2}{\omega_0^2} = \frac{Y_s}{Y}$$

ó

$$\omega_{cr} = \omega_0 \sqrt{\frac{Y_s}{Y}} \quad (2.50)$$

- g) En la mayoría de los casos, los ejes de impulsores de bombas son diseñados como elementos rígidos; la velocidad crítica n_{cr1} es mayor que la velocidad rotacional n ; ($n < n_{cr1}$), su operación es garantizada en caso de problemas de vibraciones.

$$0,50 n_{cr1} < n < 0,8 n_{cr1}$$

2.7 EL EMPUJE AXIAL Y RADIAL.

La bomba de flujo mixto, como habíamos mencionado en la sección 2.1. Combina los principios de flujo axial y radial; por tanto existen dos tipos de empuje: empuje axial y empuje radial, que son fuerzas que están presentes desde que entra en funcionamiento la bomba.

Ambos empujes son de mucha importancia en este tipo de bomba, y depende de la velocidad específica y del tipo del impulsor, si es cerrado o abierto y semiaabierto; tenemos:

a) EMPUJE AXIAL :

El tipo de impulsor que tiene nuestra bomba es del tipo abierto en un lado. Estos impulsores producen un alto empuje axial mayor que en los del tipo cerrado, entonces la fuerza que está actuando sobre el lado de salida del lado de atrás ésta es balanceada prácticamente por la fuerza que actúa sobre el interior del impulsor.

Cálculo del empuje axial en una bomba de un paso (como la nuestra), no necesita ser muy exacto,



puesto que el desbalance axial provocado lo recibe los rodamientos siempre, en adición al balance hidráulico. Por esta razón hay una fórmula empírica, que nos permite calcular rápidamente y con suficiente exactitud para todo propósito práctico.

Stepanoff nos da una fórmula para impulsores abiertos en un lado, para calcular el empuje axial.

$$E_a = K_a p A_0 \quad (2.51)$$

donde:

A_0 = Area de entrada del impeler en cm^2

p = La presión generada por la bomba en Kg/cm^2

K_a = Un coeficiente experimental

Los valores de K_a para toda velocidad específica n_s son dados por la Tabla II.

Las bombas industriales operan con un $Q < Q_n$ según los requerimientos del proceso. El empuje axial se incrementa en proporción al cabezal total y alcanza un máximo valor en $Q = 0$.

El empuje en el lado de descarga se lo determina de la ecuación siguiente:

n_s	20	30	40	55	70	90	110	140	170	200
K_a	1,85	1,68	1,55	1,41	1,31	1,22	1,15	1,06	1,01	0,98

TABLA II COEFICIENTE EXPERIMENTAL PARA TODA VELOCIDAD ESPECIFICA

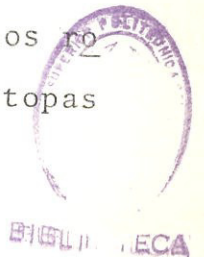
$$E_a \Big|_d = \frac{\gamma}{g} Q C_o \quad (2.52)$$

Sus parámetros son muy conocidos y determinados. Ambas ecuaciones para el cálculo del empuje axial, nos permiten determinar el empuje axial neto que es :

$$E_a \Big|_{\text{NETO}} = E_a - E_a \Big|_d$$

b) EMPUJE RADIAL :

Como nuestra bomba es semi-axial, por ser de flujo mixto, es muy lógico que tendrá una componente radial, que causará adicionalmente una deflexión al eje, ya que nuestra bomba es horizontal a parte del peso de los otros elementos sobre el eje y que estas cargas pueden ser absorbidas por los rodamientos, la fuga del casquillo de prensaestopas



y avería del eje debido a la fatiga.

Este empuje se incrementa cuando $Q > Q_n$ y podemos ver en la Fig. N° 2.25. Cuando la distribución de presión no es uniforme.

La magnitud del empuje radial E_r puede ser cálculo de una ecuación empírica que nos da Troskolanski.

$$E_{r_1} = K_r p D_2 b_2 \quad (2.53)$$

donde:

K_r = Coeficiente experimental.

p = La presión generada por la bomba en Kg/cm^2

D_2 = Diámetro del impulsor en (cm)

b_2 = Ancho del impulsor en la salida en (cm)

El valor de K_r lo calculamos del gráfico de la Figura N° 2.26, porque es en función de la velocidad específica y caudal.

También el Manual de bomba Subicaray nos da una ecuación para calcular en empuje radial E_r que es:

$$E_{r_2} = \frac{K H D_2 b_2}{2,31} \quad (2.54)$$

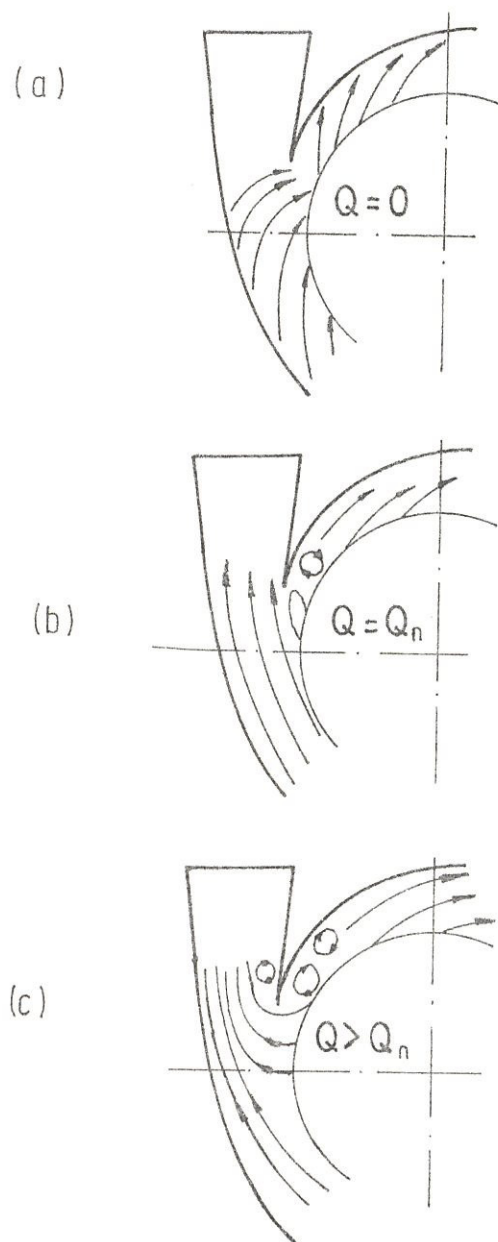


Fig. N° 2.25 DISTURBIO DEL FLUJO EN EL INICIO DE LA VOLUTA.

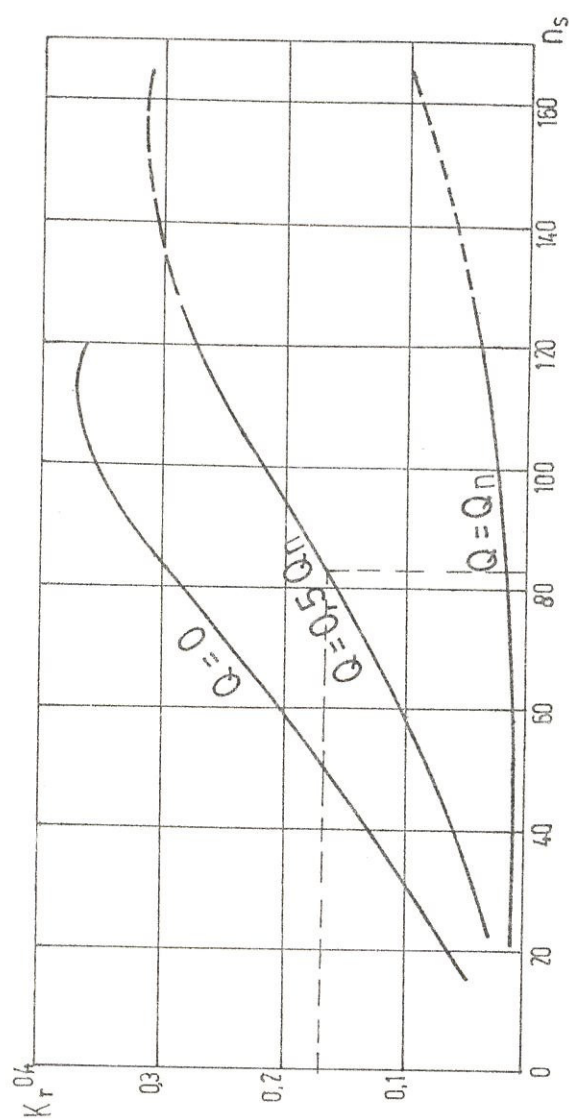


Fig. N° 2.26 COEFICIENTE DE EMPUJE RADIAL K_r COMO FUNCION DE LA VELOCIDAD ESPECIFICA Y DESCARGA.

entonces :

K = Es un valor que se lo calcula con un flujo

Q = 0 y esta fórmula experimental es :

$$K = 0,36 \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_n} \right)^2 \right]$$

Y los valores H, D₂, b₂ son calculados en pies, pulgadas respectivamente.

Con los dos valores de empuje radial calculamos el promedio E_r , con el cual trabajamos.

Pero como el empuje radial es directamente proporcional, ya que está relacionado con el cabezal, luego tenemos que :

$$E_{r_3} = E_r \left(\frac{H_2}{H_1} \right) \quad (2.55)$$

2.8 DISEÑO DE LAS PARTES MENORES.

- a) PRENSAESTOPAS.- Es una pieza de apriete. La función del prensaestopas es de controlar las fugas del líquido a través de la caja de la empaquetadura.

Su porción cilíndrica es de ℓ/mm , sujetado con dos pernos, con un diámetro entre cuatro de $\phi(\text{mm})$ para que nos facilite el paso de los pernos, el material del prensaestopa es de hierro fundido gris. Sus dimensiones dependen de la caja de empaquetadura según H. A. Rothbart (véase Fig.Nº 2.27).

Las dimensiones de la empaquetadura son generalmente cuadradas con un ancho que va desde
 $b = 7 - 10 - 12 - 20 \text{ mm}$ etc. y en algunos casos también es asumido que $b = 0,25 \text{ d(eje)}$ en la empaquetadura.

b) TAPAS DE LOS RODAMIENTOS :

La tapa de los rodamientos de esta bomba son de presión baja, para retenes de goma y que no permitan la fuga de aceite o grasa seleccionamos las tapas, de una forma muy sencilla porque no van a soportar cargas.

c) PERNOS :

Los pernos son debidamente calculados según la carga a soportar y en el sitio que van a trabajar:

- SOPORTE DE RODAMIENTOS :

Para este caso, como existe la posibilidad de que nuestra bomba puede trabajar a 1800 RPM y hasta 3000 RPM, con el torque generado a los 1800 RPM, determino la carga tangencial en el extremo en voladizo del soporte; luego calculo el peso del soporte y hallo su centroide; para proceder a calcular los pernos que la sujetarán en el cuerpo de la bomba o carcaza.

d) TUERCA DEL IMPULSOR :

La función básica de esta tuerca es de sujetar al impulsor; y su forma varía según el tamaño de la bomba. Para nuestro caso usaremos una tuerca ciega, ya que la bomba es pequeña con rosca en sentido contrario al giro del impulsor, sus dimensiones se aprecian en el Plano N° 9 , su material será de acero.

e) ARANDELA DE TOPE :

El impulsor llevará una arandela de tope en su parte posterior, para evitar el desgaste con el eje al rotar, y se la construirá de acero.



f) CHAVETA DEL IMPULSOR Y DEL ACOPLAMIENTO :

Ambas chavetas serán de acero SAE 1040 y las calculamos la teoría de energía de distorsión según SHIGLEY, y con el torque máximo a 1800 RPM.

g) ACOPLAMIENTO RIGIDO :

Para realizar el cálculo de este elemento escogemos la velocidad de 1800 RPM a la que probablemente trabaje nuestra unidad y con su torque respectivo. Además que hay también valores empíricos, para cálculos preliminares como : (véase Fig. N° 228).

$$D_t = 2.4 d' + 40$$

$$d_b = 0,5 d' / \sqrt{i}$$

$$i = 0,5 d_b + 3$$

$$D_c \approx 1.7 d' + 20$$

$$D'_e \approx 3.1 d' + 60$$

$$e_d = 0,35 d' + 10$$

$$e' = 0,10 d' + 3$$

$$L = 1,2 d' + 30$$

$$b' = 0,7 d' + 20$$

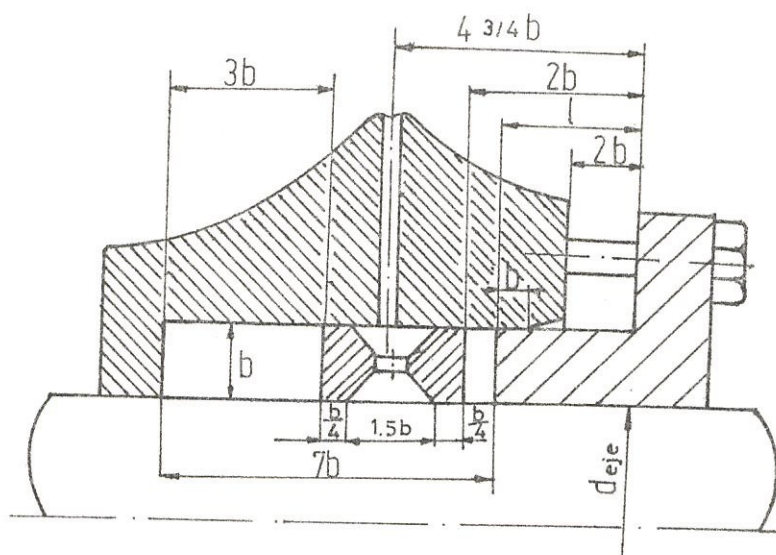


Fig. N° 2.27 PARA EJES QUE ESTAN ROTANDO DONDE b ES LA DIMENSION DEL EMPAQUE.

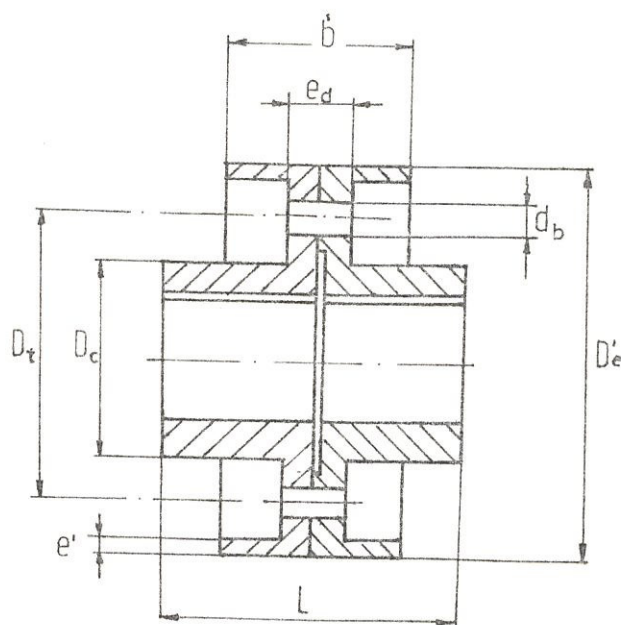


Fig. N° 2.28 ACOPLAMIENTO

Considerando corte en el perno, la fuerza tangencial puede ser calculada por:

$$F = 2T/D_t \quad (2.56)$$

y el esfuerzo cortante en el perno será:

$$\tau = 8T/\pi d_b^2 D_t \quad (2.57)$$

El esfuerzo cortante nominal es :

$$\tau_{nom} = \frac{T}{\frac{\pi d^3}{16}}$$

2.9 CAVITACION

La cavitación consiste en la formación de cavidades o burbujas llenas de vapor de líquido circunvecino.

a) LA CAVITACION EN LOS IMPULSORES DE BOMBAS :

El desarrollo del fenómeno de cavitación en impulsores de bombas es como sigue :

- Si la presión del líquido en cualquier sitio interno en una bomba cae bajo la presión de vapor saturado en la predominante temperatura, pequeñas burbujas de vapor empiezan a formarse

y los gases disueltos son desarrollados.

Las burbujas de vapor son obstruidas encima por líquidos que fluyen y pasan rápidamente al interior de la región de alta presión donde ella se condensa violentamente en un tiempo de colapso de 0,003 segundos, acompañado por un tremendo incremento de presión, que tiene el carácter de golpes de martillo de agua. Impactos que suceden rápidamente, las burbujas de vapor rompen o estallan en la cercana vecindad de la superficie atacada por los poros.

Los golpes de martillos de agua causan vibración en las paredes sujetas martillos de agua en la bomba.

Por lo general, el comienzo de cavitación es provocada por las siguientes circunstancias :

- Una relación de presión baja con respecto a la presión de vapor del líquido bombeado en la temperatura dominante, que ocurre con un cabezal succión excesivamente grande o con una pequeña relación de cabezal sumergida.



- Al aumentar excesivamente la razón de descarga normal debido al incremento de velocidad del flujo y la caída de presión.
- La forma incorrecta de la trayectoria de un punto cinemático de ver, cambios apresurados en la dirección de flujo, expansión repentina de la bomba en el paso y malas condiciones de aproximar en la entrada al impulsor.

b) RELACION ENTRE EL FACTOR DE CAVITACION Y LA VELOCIDAD ESPECIFICA (n_s)

La depresión dinámica en la entrada es igual a la suma del cabezal de velocidad absoluta y la caída local en la baja presión, la presión media prevaleciente en la entrada al impulsor.

$$\Delta h = \Delta \frac{C_1^2}{2g} + \lambda \frac{W_1^2}{2g} \quad (2.58)$$

Llámanse depresión dinámica, donde ocurre la caída de presión local y la absoluta.

Nosotros podemos relacionar la ecuación (2.58) y definir una relación entre la depresión dinámica

y el cabezal de velocidad en la sección de entrada del álabe del impulsor como punto de partida para nuestra consideración.

El líquido entra al impulsor sin choque, la velocidad W_1 y C_1 son proporcionales a la velocidad periférica.

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$$

entonces la depresión dinámica es :

$$\Delta h \propto u_1^2 \propto n^2 D_1^2 \quad (2.59)$$

La razón de flujo a través de la bomba:

$$Q \propto u_1 D_1^2 \propto n D_1 \times D_1^2 \propto n D_1^3$$

Nosotros obtenemos la relación:

$$D_1 \propto \left(\frac{Q}{n} \right)^{1/3} \quad (2.60)$$

entonces:

$$\Delta h \propto n^2 \left(\frac{Q}{n} \right)^{2/3} = n^{4/3} (Q)^{2/3}$$

$$\Delta h \propto (nQ)^{4/3} \quad (2.61)$$

El factor de cavitación :

$$\sigma = \frac{\Delta h}{H} \propto \left(\frac{n Q}{H^{3/4}} \right)^{4/3} \propto n_s^{4/3} Q \quad (2.62)$$

La razón del factor de cavitación de dos bombas con diferentes velocidades específicas puede ser:

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \left(\frac{n_{s_1}}{n_{s_2}} \right)^{4/3} \quad (2.63)$$

Reescribimos la ecuación (2.62) de la siguiente manera:

$$\sigma = K n_s^{4/3} \quad (2.64)$$

donde:

K es un coeficiente que depende en cierto modo de la bomba y la eficiencia hidráulica η_h .

Según H. Anderson, da una fórmula que define los valores medios del factor de cavitación para bombas centrífugas impulsores de simple entrada.

$$\sigma = 8.8 \times 10^{-4} n_s^{4/3} / \eta_h^2 \quad (2.65)$$

y según Karassik :

$$\sigma = 7.7 \times 10^{-4} n_s^{4/3} \quad (2.66)$$

c) MARGEN PRESION :

El margen de presión anticavitación de una bomba, es llamado también "cabezal de succión neto positivo", es referido a la presión del vapor p_{vp} del líquido bombeado y se lo define por la fórmula :

$$\Delta h_{\text{CAV}_{\text{bomba}}} = \Delta h_{\text{CAV}} = \frac{p_o}{\gamma \ell} - \frac{p_{vp}}{\gamma \ell} + \frac{C_o^2}{2g} \quad (2.67)$$

donde:

p_o = Presión absoluta

C_o = Velocidad absoluta (axial) en la sección de entrada del impulsor.

La cantidad Δh_{CAV} , es un distintivo individual de una bomba dada, dependiendo de su diseño y construcción.

Aplicando el teorema de Bernoulli, entre la superficie libre en el depósito y la sección en la brida de la bomba, obtenemos la relación :

$$\frac{p_o}{\gamma \ell} + \frac{C_o^2}{2g} = \frac{p_{sr}}{\gamma \ell} - H_{cb\text{max}} - \Delta h_{sp} \quad (2.68)$$

Donde H_{cb} es la altura del centro de la brida de

succión superior al nivel de succión del agua y Δh_{sp} la suma de las pérdidas en la succión del tubo.

Reemplazando este término en la ecuación (2.67) tenemos el margen de presión anticavitación disponible de un sistema de bomba.

$$\Delta h_{CAV \text{ sistema}} = \frac{P_{sr}}{\gamma \ell} - H_{cbm\acute{a}x} - \frac{P_{vp}}{\gamma \ell} - \Delta h_{sp} \quad (2.69)$$

El margen de presión anticavitación disponible de una bomba armada deberá ser mayor que el margen de anticavitación de una bomba empleada en un sistema.

$$\Delta h_{CAV} \Big)_{\text{sistema}} > \Delta h_{CAV} \Big)_{\text{bomba}}$$

El margen de presión anticavitación de un sistema de bombeo puede ser calculado con la ecuación .. (2.69). Pero el margen de presión anticavitación de una bomba puede ser determinada por experimentos.

La ecuación (2.65) la podemos relacionar con la ecuación (2.66) (n_s) y la transformamos en:

$$\sigma = \frac{8.8}{\eta_h^2} \frac{(n^2 Q)^{2/3}}{H} \times 10^{-4} \quad (2.70)$$

COLUMNA DE SUCCION NETA POSITIVA (NPSH) :

Por definición el NPSH es la altura total de carga a la entrada de la bomba, medida con relación al "plano de referencia", aumentada de la altura correspondiente a la presión atmosférica y disminuida de la altura a la tensión de vapor del líquido (caso de bombas con flecha horizontal).

Para esto hay que tener presente dos conceptos :

a) CABEZAL DE SUCCION NETO REQUERIDO ($NPSH_r$) :

Es la presión absoluta mínima en el oído del impulsor, que garantiza un flujo sano en el interior de la bomba. Esta presión se la indica en los diagramas confeccionan los fabricantes como en nuestro caso, y es en función del diseño de la bomba y varía de una marca a otra, y entre diferentes modelos de una sola marca, así como con la capacidad y velocidad de una bomba dada.

b) CABEZAL DE SUCCION NETO DISPONIBLE ($NPSH_d$) :

Es la fusión absoluta total en el oído del impulsor, como resultado final de la aplicación específica de las condiciones de la instalación. Su conocimiento es importante para evitar posibles fracasos. Varía según el caso $NPSH_d$ y vemos que :

- Para un proyecto se aplica la fórmula:

$$NPSH_d = \pm Z_0 + \frac{p'_0 + p_a - p_v}{\gamma} - Z_s \quad (2.71)$$

donde:

p'_0 = Presión efectiva sobre la superficie del líquido (metros).

p_a = Presión atmosférica (metros).

p_v = Presión vapor del líquido a $t^\circ C$ (metros).

Todos estos datos nosotros los podemos obtener fácilmente por cálculo o por conocimiento de la instalación.

- Para el caso de un ensayo en banco de pruebas o una instalación ya realizada, se obtendrá el $NPSH_d$ con ayuda de la relación.

$$NPSH_d = Z_1 + \frac{p_1 + p_a - p_v}{\gamma} + \frac{C_s^2}{2g} \quad (2.72)$$

siendo :

Z_1 = Distancia vertical entre el centro de la sección de medida y el "plano de referencia" (metros).

P_1 = Presión en el centro de la sección de medida (metros).

C_s = Velocidad del líquido en la sección de medida (m/seg)

Todos estos datos pueden ser medidos o deducidos de las lecturas en alguna instalación.

Si queremos un correcto funcionamiento de una instalación tenemos que tener siempre :

$$NPSH_d > NPSH_r$$

Pero a pesar de esta relación puede presentarse algún fenómeno de cavitación al reducir el caudal bombeado a límites en los que se produce una recirculación en el oído del impulsor, que puede provocar localmente una disminución de presión, inferior a la tensión del vapor del líquido.



Como en nuestro caso no vamos a confeccionar diagramas porque nuestro proyecto sólo es teórico; pero podemos de una manera aproximada deducir el $NPSH_r$, haciendo uso del llamado coeficiente de cavitación de THOMA σ , cumpliendo las siguientes igualdades :

$$NPSH_r = \frac{C_o^2}{2g} + \Delta h + \frac{D_o}{2} \quad (2.73)$$

y

$$\sigma = \frac{\Delta h}{H} \quad (2.74)$$

El valor de σ lo calculamos de la ecuación (2.70).

donde:

H es la altura de elevación (metros).

NOTA:

"Plano de referencia" es el plano horizontal que pasa por el centro del círculo descrito en su giro, por el punto más elevado del borde de entrada del álabe del rodete.

CAPITULO III

DISEÑO HIDRAULICO

3.1 DISEÑO Y CALCULO DEL IMPULSOR

Conociendo la aplicación que le daremos a esta bomba y el tipo de fluído que manejará, habiendo ya determinado la capacidad (Q) requerida, asumimos una altura (H) de elevación de 7,8 metros, la cual corregiremos más adelante; porque la columna y la capacidad tienen casi la misma categoría. El líquido que manejará esta bomba es agua con un PH aceptable y con un peso específico (γ) de 1000 Kg/m³, con una velocidad de trabajo de 1.450 R.P.M.

Con estos datos, podemos iniciar el cálculo del impulsor; empezando con la determinación de la velocidad específica (n_s) y para ello usamos la ecuación (2.15) de la sección 2.4.2.

$$n_s = \frac{1450 \sqrt{0,072}}{(7,8)^{3/4}} = 83$$

El número de revoluciones específicas es:

$$n_Q = \sqrt{\frac{\gamma}{75}} \times n = \sqrt{\frac{1000}{75}} \times 83$$

entonces :

$$n_Q = 304$$

Como nuestro impulsor es de forma helicoidal y abierto, tenemos que su velocidad específica n_s está entre 80 y 160.

a) POTENCIA AL FRENO (P_{sh}) :

Escogiendo una eficiencia total de $\eta = 65\%$ y conocidos los valores de γ , Q y H ; su cálculo lo realizamos con la ecuación (2.3) :

$$P_{sh} = \frac{1000 \times 0,072 \times 7,8}{102 \times 0,65} = 8,47 \text{ Kw}$$

Asumiendo una reserva de potencia de 20%, la potencia al freno es de :

$$P'_{sh} = (1 + 0,20) 8,47 \text{ Kw} = 10,16 \text{ Kw}$$

ó

$$P'_{sh} = 14 \text{ HP}$$

b) DIAMETRO DEL EJE (D_e) :

El diámetro donde el impulsor va a ser montado es

el diámetro mínimo del eje, que lo calculamos con la ecuación siguiente:

$$D_e = K \sqrt[3]{\frac{48,7 \times K_t \times P'_{sh}}{\sigma_t \times \eta}} \quad (3.1)$$

donde:

K = Factor de corrección (para ejes sólidos $K=1$)

K_t = Factor de corrección aplicable al momento torsional ($K_t = 1$)

σ_t = Esfuerzo torsional máximo permisible en N/mm^2

El material del eje es "acero comercial" y

$\sigma_t = 41.33$.

Procedemos al cálculo reemplazando valores :

$$D_e = 1 \sqrt[3]{\frac{48,7 \times 1 \times 10 \times 10^6}{41.33 \times 1450}} = 20 \text{ mm}$$

Como el eje está sometido a empuje axial y radial y a deflexiones debido al peso del impulsor; además el chavetero causa debilitamiento por concentración de esfuerzo. Incrementamos su diámetro un 25% más, es decir que : $D_e = 25 \text{ mm}$



c) DIAMETRO DEL MANGO DE FIJACION DEL IMPULSOR :

Con el diámetro del eje ($D_e = 25 \text{ mm}$), calculamos los diámetros D_h y D'_h según la Fig. N° 2.13 y de la sección 2.4, tenemos :

$$D_h = 1,4 \times 25 = 35 \text{ mm} \quad \text{y} \quad D'_h = 1,5 \times 25 = 38 \text{ mm}$$

Pero debido a las razones anteriormente anotadas ambos diámetros se los incrementarán a un $D_h = 38$ y $D'_h = 42 \text{ mm}$ respectivamente.

d) AREA DEL CUBO (A_h) :

$$A_h = \frac{\pi D_h^2}{4} = \frac{\pi (38 \times 10^{-3})^2}{4}$$

$$A_h = 0,0011 \text{ m}^2$$

e) DIAMETRO DEL OJO DEL IMPULSOR (D_o) :

Conocido los parámetros n_s , Q y H podemos determinar el diámetro del ojo del impulsor D_o .

De la Fig. N° 2.10, obtenemos el coeficiente $K_{cm_1} = 0,27$; usando la ecuación (2.16) calculamos la velocidad meridional para el impulsor en la entrada.

$$c_{m_1} = 0.27 \sqrt{2 \times 9,81 \times 7,8} = 3,34 \text{ m/seg}$$

De la sección 2.4, tenemos que la velocidad axial

$c_o = \frac{1}{\psi_1} c_{m1}$, donde ψ_1 lo asumimos 1.11 dando una velocidad axial de :

$$c_o = \frac{1}{1,11} (3.34) = 3.01 \text{ m/seg}$$

La descarga calculada por la bomba es :

$$Q' = \frac{Q}{\eta_v}$$

Asumiendo una eficiencia volumétrica de 0.95 reemplazando valores, el nuevo caudal es :

$$Q' = \frac{0,072}{0,95} = 0,076 \text{ m}^3/\text{seg}$$

El area de entrada (A_o) viene dada por :

$$A_o = \frac{Q'}{c_o} = \frac{0,076}{3,01} = 0,0252 \text{ m}^2$$

El área total (A_o') es la suma del área de entrada (A_o) y el área del cubo (A_h).

$$A_o' = A_o + A_h$$

Sustituyendo valores vemos que :

$$A'_O = 0,0263 \text{ m}^2$$

Con esta área A'_O determinamos el diámetro D_O :

$$D_O = \sqrt{\frac{4 A'_O}{\pi}} = 0,183 \text{ m}$$

La nueva velocidad axial C_O es :

$$C_O = \frac{Q'}{A'_O} = \frac{0,0760}{0,0263} = 2,89 \text{ m/seg}$$

i. CALCULO DE LOS DIAMETROS PARA LAS LINEAS DE ENTRADA.

Para proceder, a calcular cada uno de los diámetros en la entrada; usamos la media aritmética entre D_O y D_h y así para los otros diámetros respectivamente en cada línea.

El primer diámetro que hallamos se refiere a la línea A_1A_2 (central) entonces :

$$D_{IA} = \sqrt{\frac{D_O^2 + D_h^2}{2}}$$

reemplazando sus valores :



$$D_{1A} = \sqrt{\frac{183^2 + 38^2}{2}} = 132 \text{ mm}$$

a) VELOCIDAD PERIFERICA DE ENTRADA EN LA LINEA A_1

Esta velocidad es calculada de la siguiente manera : ecuación (2.17).

$$u_{1A} = \frac{\pi D_{1A} n}{60}$$

De donde u_{1A} será:

$$u_{1A} = \frac{\pi \times 0,132 \times 1450}{60} = 10.02 \text{ m/seg}$$

b) INCLINACION DEL ALABE EN EL PUNTO A_1 :

La inclinación del álabe está dada por la tan gente del ángulo β_1 de la ecuación (2.18).

$$\tan\beta_1 = \frac{C_{m_1}}{u_{1A}}$$

reemplazamos valores :

$$\tan\beta_1 = \frac{3.34}{10.02}$$

entonces $\beta_1 = 18^\circ 26'$

Asumiendo un ángulo de incidencia δ_1 de $3^\circ 30'$ para calcular el ángulo de construcción β_1' de la ecuación (2.19).

$$\beta_1' = \beta_1 + \delta_1 = 18^\circ 26' + 3^\circ 30'$$

y

$$\beta_1' = 21^\circ 56'$$

c) CHEQUEO DEL COEFICIENTE DE CONSTRICCIÓN ψ_1

Para realizar esta operación, asumimos un número de álabes ($Z=4$) con un espesor de $S_1=6$ mm y el ángulo $\lambda_1=58^\circ$ para un diseño aceptable; ψ_1 viene dado por la ecuación (2.37).

$$\frac{1}{\psi_1} = 1 - \frac{S_1}{t_1} \sqrt{1 + \frac{\text{ctg}^2 \beta_1'}{\text{sen}^2 \lambda_1}}$$

y

t_1 es el paso de los álabes y es igual a :

$$t_1 = \frac{132 \pi}{4} = 104 \text{ mm}$$

luego :

$$\frac{1}{\psi_1} = 1 - \frac{6}{104} \sqrt{1 + \frac{\text{ctg}^2 21^\circ 56'}{\text{sen}^2 58^\circ}}$$



BIBLIOTECA

entonces :

$$\psi_1 = 1.22$$

Corrección de :

La velocidad axial :

$$C_o = \frac{3,34}{1,22} = 2,74$$

Diámetro del ojo del impulsor:

$$A_o = \frac{Q'_o}{C_o} = \frac{0,076}{2,74} = 0,0277 \text{ m}^2$$

luego :

$$A'_o = A_o + A_h$$

por lo tanto :

$$A'_o = 0,0288 \text{ m}^2$$

El diámetro del ojo será :

$$D_o = 192 \text{ mm}$$

d) LOS DIAMETROS DE LA LINEA DE ENTRADA.

Aplicando la media aritmética para cada uno y

el nuevo diámetro D_1 es :

$$D_{1A} = \sqrt{\frac{192^2 + 38^2}{2}} = 138 \text{ mm}$$

De la misma manera para los otros diámetros tenemos :

$$D_{1C} = 167 \text{ mm}$$

$$D_{1D} = 104 \text{ mm}$$

$$D_{1E} = 50 \text{ mm}$$

tal como se puede apreciar en la Tabla III, donde :

$$D_0 = D_{1B}$$

ii. CALCULO DE LAS VELOCIDADES PERIFERICAS DE ENTRADA.

Usando la ecuación (2.17) para todas las líneas de entrada obtenemos que :

$$u_{1A} = \frac{\pi(0,138) 1450}{60}$$

$$u_{1A} = 10,48 \text{ m/seg}$$

Así calculamos las otras velocidades respectivamente (véase Tabla III).

$$u_{1C} = 12,59 \text{ m/seg}$$

iii. INCLINACION DEL ALABE β_1

De la ecuación (2.18) tenemos :

$$\beta_{1A} = \tan^{-1} \frac{3,34}{10,48}$$

y

$$\beta_{1A} = 17^\circ 41'$$

trabajando con el mismo ángulo de incidencia δ_1 para calcular el ángulo de construcción β_1' vemos que :

$$\beta_1' = 21^\circ 11'$$

Usando el ángulo $\lambda_1 = 58^\circ$ para la nueva corrección de ψ_1 y calculando $t_1 = 108 \text{ mm}$; tenemos que en este valor ψ_1 no difiere del otro valor ψ_1 en su chequeo; es decir ($\psi_1 = 1.22$) al aplicar la ecuación (2.37).

Y para calcular los ángulos de inclinación del álabe β_1 aplicamos el sistema de ecuación (2.40), tomando u_{1A} y β_{1A} constante; o sea $\tan\beta'_{1A} = 0,3875$ así tenemos en su orden (véase Tabla III).

$$\beta'_{1B} = \tan^{-1} 0,3875 \times \frac{10,48}{14,58} = 15^\circ 14'$$

iv. VELOCIDADES RELATIVAS DE ENTRADA (W)

Como hemos asumido la velocidad meridional C_{m_1} constante para cada una de las líneas, además que u_{1A} es también constante y su respectivo ángulo de construcción β'_{1A} razón por la cual $C_{m_1} = \text{cte.}$ Si calculamos para cada línea C_{m_1} con sus diferentes ángulos de construcción β'_1 vemos que se mantiene casi invariable, entonces:

$$C_{m_1} = u_{1A} \tan (\beta_1 + \delta_1)$$

reemplazando valores:

$$C_{m_1} = 10,48 \tan (21^\circ 11')$$

y

$$C_{m_1} = 4,06 \text{ m/seg}$$

Del triángulo de velocidades de la Fig. N° 2.11 por trigonometría calculamos cada una de las velocidades relativas de entrada para todas las líneas, entonces :

$$W_{1B} = \frac{4.06}{\sin 15^\circ 14'} = 15,45 \text{ m/seg}$$

(véase Tabla III).

i. SALIDA DEL ALABE β_2

a) CALCULO DEL DIAMETRO DE SALIDA D_2 :

Para efectuar este cálculo, asumimos una eficiencia mecánica $\eta_m = 0,97$ en primera instancia y luego determinar la eficiencia hidráulica η_h , conociendo la eficiencia global y la volumétrica η_v aplicamos la ecuación (2.5).

$$\eta_h = \frac{0,65}{0,95 \times 0,97} = 0,71$$

También el Manual de Bombas nos da una ecuación teórica para calcular la eficiencia hidráulica η_h , a más de su gráfico, entonces:

$$\eta_h = 1 - \frac{0,071}{Q^{0.25}} \quad (3.2)$$



BIBLIOTECA DE LA ESCUELA POLITÉCNICA DE GUATEMALA

LINEA	D_1 (m)	u_1 (m/seg)	C_{m_1} (m/seg)	$\tan \beta'_1 = \frac{C_{m_1}}{u_1}$	β'_1	$W = \frac{C_{m_1}}{\text{sen} \beta'_1}$
B_1B_2	0,192	14,58	4,06	0,278	15°33'	15,14
C_1C_2	0,167	12,59		0,320	17°45'	13,32
A_1A_2	0,138	10,48		0,387	21°11'	11,24
D_1D_2	0,104	7,89		0,514	27°20'	8,84
E_1E_2	0,050	3,80		1,06	46°54'	5,56

TABLA III ENTRADA DEL ALABE β_1

Siendo Q un parámetro conocido, obtenemos:

$$\eta_h = 1 - \frac{0,071}{0,072^{0.25}}$$

donde:

$$\eta_h = 0,86$$

De ambos resultados, sacamos un promedio para trabajar con él.

$$\eta_h = \frac{0,71 + 0,86}{2}$$

luego :

$$\eta_h = 0,78$$

Con el valor de η_h estamos en capacidad de poder determinar el cabezal teórico H_{th} de la ecuación (2.13).

$$H_{th} = \frac{H}{\eta_h} =$$

reemplazando sus valores tenemos:

$$H_{th} = \frac{7,8}{0,78}$$

y



$$H_{th} = 10 \text{ m}$$

Para un número infinito de álabes usamos la relación de la sección 2.4, que nos da el cabezal H_{thoo} tomando un $C_p = 0,40$ y

$$H_{thoo} = H_{th} (1 + C_p)$$

sustituyendo cada valor:

$$H_{thoo} = 10 (1 + 0,40)$$

y

$$H_{thoo} = 14 \text{ m}$$

La ecuación (2.22) nos permite determinar la velocidad meridional (C_{m_2}) en la salida y el gráfico N° 2.10, nos da el coeficiente de velocidad $K_{cm_2} = 0,227$; partiendo de datos conocidos como: $H = 7.8 \text{ m}$ y que $g = 9.81 \text{ m/seg}^2$ luego :

$$C_{m_2} = 0,227 \sqrt{2 * 9,81 * 7.8}$$

entonces :

$$C_{m_2} = 2,81 \text{ m/seg}$$

Asumiendo un $\beta_2 = 22^\circ$ para el centro de las líneas $A_1 A_2$ que lo corregiremos más adelante, también asumimos que a la entrada del impulsor $C_{u_1} \times u_1 = 0$; $1 + C_p$ factor de corrección.

De la ecuación (2.25) procedemos a determinar la velocidad periférica u_2 reemplazando cada término, y

$$u_2 = \frac{2,81}{2 \tan 22^\circ} + \sqrt{\left(\frac{2,81}{2 \tan 22^\circ}\right)^2 + 9,81 * 10 * 1.4}$$

donde :

$$u_2 = 15.70 \text{ m/seg}$$

El diámetro de salida D_2 en la línea $A_1 A_2$ (central), lo calculamos de la ecuación (2.26) despejando D_2 tenemos :

$$D_2 = \frac{60 u_2}{\pi n}$$

reemplazando valores:

$$D_2 = \frac{60 * 15,70}{\pi 1450}$$

obtenemos que:

$$D_2 = 0.207 \text{ m (207 mm)}$$

b) GRADO DE REACCION DE LA BOMBA :

El grado de reacción de la bomba se lo calcula de la ecuación (2.14) y reemplazando cada valor se tiene:

$$\rho = 1 - \frac{9.81 * 10}{2 * (15,70)^2}$$

luego:

$$\rho = 0,80$$

c) CANAL DE SALIDA DEL IMPULSOR (b_2)

Asumimos un coeficiente de salida ψ_2 , este coeficiente de restricción lo chequearemos o lo corregiremos más adelante; por ahora lo asumimos como $\psi_2 = 1.11$ y a la ecuación (2.29) le sustituyo cada término por su valor respectivo y el área de salida es :

$$A_2 = \psi_2 \frac{Q}{C_{m_2}}$$

por consiguiente :

$$A_2 = 1,11 \frac{0,076}{2,81}$$

entonces:

$$A_2 = 0,0300 \text{ m}^2$$

Usando la ecuación (2.30) vemos que:

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi D_2}$$

y

$$b_2 = \frac{0,0300}{\pi 0,207} = 0,046 \text{ m (46 mm)}$$

o sea :

$$b_2 = 46 \text{ mm}$$

CHEQUEO DEL COEFICIENTE DE CONSTRICCION DE SALIDA ψ_2 :

El paso del álabe a la salida t_2 es :

$$t_2 = \frac{D_{2A} \pi}{Z}$$

En consecuencia :

$$t_2 = \frac{207 \pi}{4} = 163 \text{ mm}$$

Como hemos asumido un número de álabes $Z = 4$ y un espesor igual a la entrada y salida de $S_1 = S_2 = 6 \text{ mm}$. Calculamos S_{u_2} por trigonometría :

$$S_{u_2} = \frac{S}{\sin \beta_2}$$

luego :

$$S_{u_2} = \frac{6}{\sin 22^\circ}$$

así :

$$S_{u_2} = 16 \text{ mm}$$

El coeficiente de restricción viene dado por:

$$\psi_2 = \frac{t_2}{t_2 - S_{u_2}}$$

Con sus valores ya conocidos determinamos ψ_2

$$\psi_2 = \frac{163}{163 - 16}$$

y

$$\psi_2 = 1.11$$

En este caso no necesita más corrección ni chequeo ψ_2 .

d) DIAMETROS DE SALIDA PARA TODAS LAS LINEAS DEL ALABE β_2 .

Para calcular los otros diámetros de salida a partir del diámetro en la línea central $A_1 A_2$ (D_{2A}), usamos un valor que en muchos casos de bombas como en la nuestra se ha aplicado; ese valor es : $\psi'' = 0,90$.

Este valor de ψ'' multiplicado por el diámetro D_{2A} nos dará el diámetro en la línea inferior D_{2E} es decir en la línea $E_1 E_2$; con este diámetro calculado aplicamos la media aritmética al igual en la entrada de β_1 y

$$D_{2E} = 0,90 D_{2A}$$

donde:

$$D_{2E} = 0,90 (207)$$

de esta manera :

$$D_{2E} = 186 \text{ mm}$$

El orden de las entrelíneas es tal como se muestra en la Tabla IV.



e) VELOCIDADES PERIFERICAS (u_2) DE SALIDA :

La ecuación (2.26) que aplicamos para calcular el diámetro de salida D_2 , la usamos para cada velocidad perfiérica con sus respectivos diámetros y así tenemos que :

$$u_{2B} = \frac{\pi \times 0.227 \times 1450}{60} =$$

así :

$$u_{2B} = 17,23 \text{ m/seg}$$

las otras velocidades se encuentran registradas en la Tabla IV.

f) VELOCIDADES ABSOLUTAS DE SALIDA (C_{u_3}) :

Como hemos considerado una entrada directa, es decir $\alpha_1 = 90^\circ$ luego $u_1 C_{u_1} = 0$; el cabezal teórico queda reducido a :

$$H_{th} = \frac{1}{g} (u_2 C_{u_3})$$

de hay que:

$$C_{u_3} = \frac{g H_{th}}{u_2}$$

A partir de esta relación determinamos cada u na de las velocidades absolutas C_{u_3} en las líneas.

$$C_{u_{3A}} = \frac{9,81 \times 10}{15,72}$$

entonces :

$$C_{u_{3A}} = 6,24 \text{ m/seg}$$

Y así sucesivamente, listadas en la Tabla IV.

g) ARISTA DE SALIDA (A_2) :

Esta arista de salida la podemos determinar del plano N° 1 ó de la ecuación (2.32) y nos da el mismo resultado.

$$A_2 = 2\pi (1,2 \times 9,3 + 1,15 \times 9,8 + 1,10 \times 10,3 + 1,3 \times 10,8)$$

$$A_2 = 300 \text{ cm}^2 (0,0300 \text{ m}^2)$$

h) CORRECCION DE PFLEIDERER'S (C_p) :

La sección 2.4.2, nos da una ecuación semiem

írica para la determinación de C_p ; siendo ésta :

$$C_p = \frac{r_2^2 \psi'}{Z M_{St}}$$

Para el centro de la línea A_1A_2 tenemos la ecuación (2.28) :

$$\psi' = (1 - 1,2) (1 + \text{sen}\beta_2) \frac{r_1}{r_2}$$

reemplazando términos:

$$\psi' = (1 - 1,2) (1 + \text{sen } 22^\circ) \frac{69}{104}$$

y

$$\psi = 0,91 \div 1,09$$

Pero nosotros habíamos asumido $\psi = 1,22$ y en lo chequeado y corregido $\psi' = 1,22$ para todas las líneas, entonces trabajamos con este valor ($\psi' = 1,22$).

MOMENTO ESTÁTICO (M_{st}) :

Para álabes de doble curvatura, el momento es tático está dado por la ecuación (2.31) en la sección 2.4.3.

$$M_{st} = \int_{r_1}^{r_2} r \, d_s = \Delta s \sum_{r_1}^{r_2} r$$

La calculamos para cada línea de la siguiente manera:

LINEA A₁ A₂ :

$$M_{st} = 1*9,8 + 1*9,25 + 1*8,8 + 1*8,4 + 1*8,0 + \\ 1*7,6 + 1*7,3 + 1*7,1 + 1*6,9$$

$$M_{st} = 73,15 \text{ cm}^2 \text{ (0,0073 m}^2\text{)}$$

LINEA C₁ C₂ :

$$M_{st} = 0,0077 \text{ m}^2$$

LINEA B₁ B₂ :

$$M_{st} = 0,0077 \text{ m}^2$$

LINEA D₁ D₂ :

$$M_{st} = 0,0064 \text{ m}^2$$

LINEA E₁ E₂ :

$$M_{st} = 0,0057 \text{ m}^2$$

CHEQUEO DEL NUMERO DE ALABES (Z) :

La ecuación (2.33) nos da el número de álabes correcto, de la manera más sencilla y :

$$Z = 13 \frac{r_m}{e} \left[\text{sen} \left(\frac{\beta'_{1A} + \beta_2}{2} \right) \right]$$

donde:

$$r_m = \frac{(M_{st}) A_1 A_2}{e}$$

Luego, e ; lo obtenemos del plano N° 1, entonces :

$$r_m = \frac{0,0073 \text{ m}^2}{0,091 \text{ m}}$$

y

$$r_m = 0,080 \text{ m (80 mm)}$$

$$\beta'_{1A} = 21^\circ 11' \quad \text{y} \quad \beta_2 = 22^\circ$$

Reemplazando los valores:

$$Z = 13 \frac{80}{91} \text{ sen } \frac{(21^\circ 11' + 22^\circ)}{2}$$

por lo tanto :

$$Z = 4 \text{ álabes}$$

Con todos estos datos obtenidos, estamos en capacidad de poder calcular el coeficiente C_p y tabular en la Tabla IV, ordenadamente para cada línea, de esta manera :

LINEA $A_1 A_2$:

$$C_p = \frac{(0,104) (1,22)}{4 (0,0073)}$$

se tiene :

$$C_p = 0,451$$

i) COMPONENTE TANGENCIAL C_{u_2} de la velocidad absoluta :

De la sección 2.4.2, la relación a aplicar para cada línea de flujo con su respectivo coeficiente C_p es :

$$C_{u_2} = C_{u_3} (1 + C_p)$$

LINEA $A_1 A_2$:

$$C_{u_2} = 6,24 (1 + 0,451)$$

siendo :

$$C_{u_2} = 9,05 \text{ m/seg}$$

Todos estos datos están registrados en la Tabla IV.

j) COMPONENTE TANGENCIAL DE LA VELOCIDAD RELATIVA (W_{u_2}) :

Del triángulo de velocidad, de la Fig. N° 2.6 de salida; en la sección 2.2.3, nos dice que es la diferencia entre la velocidad periférica u_2 y la componente de la velocidad absoluta C_{u_2} , para cada línea es :

$$W_{u_2} = u_2 - C_{u_2}$$

LINEA $A_1 A_2$:

$$W_{u_2} = 15,72 - 9,05$$

por lo tanto :

$$W_{u_2} = 6,67 \text{ m/seg}$$

Así sucesivamente hasta obtener todas las componentes tangenciales y ordenarlos en la Tabla IV.

k) ANGULO DE SALIDA (β_2) :

Este ángulo β_2 es calculado del triángulo de velocidad por la tangente del ángulo, luego tabulados en la Tabla IV y así para todas las

LÍNEAS	D ₂ (m)	u ₂ (m/seg)	C _{m2} (m/seg)	C _{u3} (m/seg)	C _p	C _{u2} (m/seg)	W _{u2} (m/seg)	tanβ ₂	* β ₂ (o 1)	W ₂ = $\frac{C_{m2}}{\sin\beta_2}$	$\tan\alpha_3 = \frac{C_{m2}}{C_{u3}}$	* α ₃ (o 1)
B ₁ B ₂	0,227	17,23	2,81	5,69	0,514	8,61	8,62	0,326	18°3'	9,07	0,494	26°17'
C ₁ C ₂	0,217	16,43	2,81	5,95	0,470	8,75	7,73	0,364	20°0'	8,22	0,472	25°16'
A ₁ A ₂	0,207	15,72	2,81	6,24	0,451	9,05	6,67	0,421	22°51'	7,24	0,450	24°14'
D ₁ D ₂	0,197	14,96	2,81	6,56	0,463	9,60	5,36	0,524	27°40'	6,05	0,428	23°10'
E ₁ E ₂	0,186	14,12	2,81	6,95	0,467	10,20	3,92	0,717	35°38'	4,82	0,404	22°

TABLA IV SALIDA DEL ALABE β₂

líneas :

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{m_2}}{W_{u_2}}$$

LINEA $A_1 A_2$:

$$\tan \beta_2 = \frac{2,81}{6,67}$$

$$\tan \beta_2 = 0,421$$

donde :

$$\beta_2 = 22^\circ 51'$$

Las Tabla III y IV hacen posible graficar las velocidades periféricas de entrada y salida (véase Fig. N° 3.1 y 3.2); también las curvas de control para los ángulos de inclinación del álabe (véase Fig. N° 3.3).

PESO DEL IMPULSOR :

El impulsor lo asemejamos a una figura geométrica para que nos facilite el cálculo y su volumen en primer lugar y por la densidad del material nos de su peso aproximadamente; lo a semejamos a un tronco de cono y tenemos :

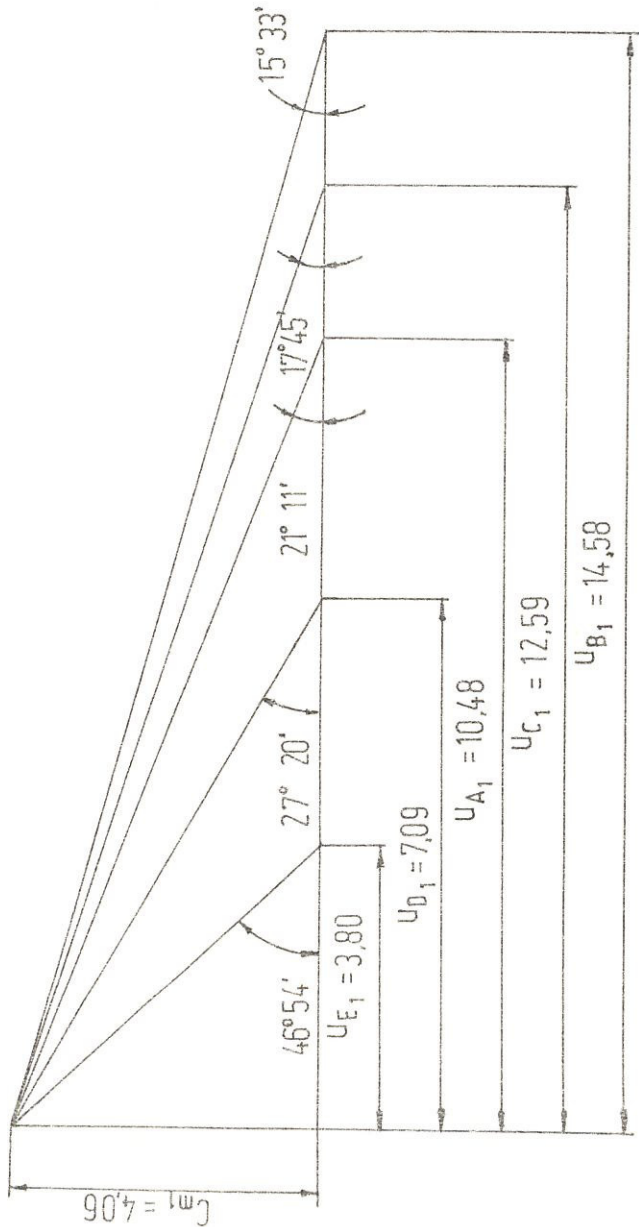


Fig. N° 3.1 TRIANGULO DE VELOCIDAD DE ENTRADA (β_1)

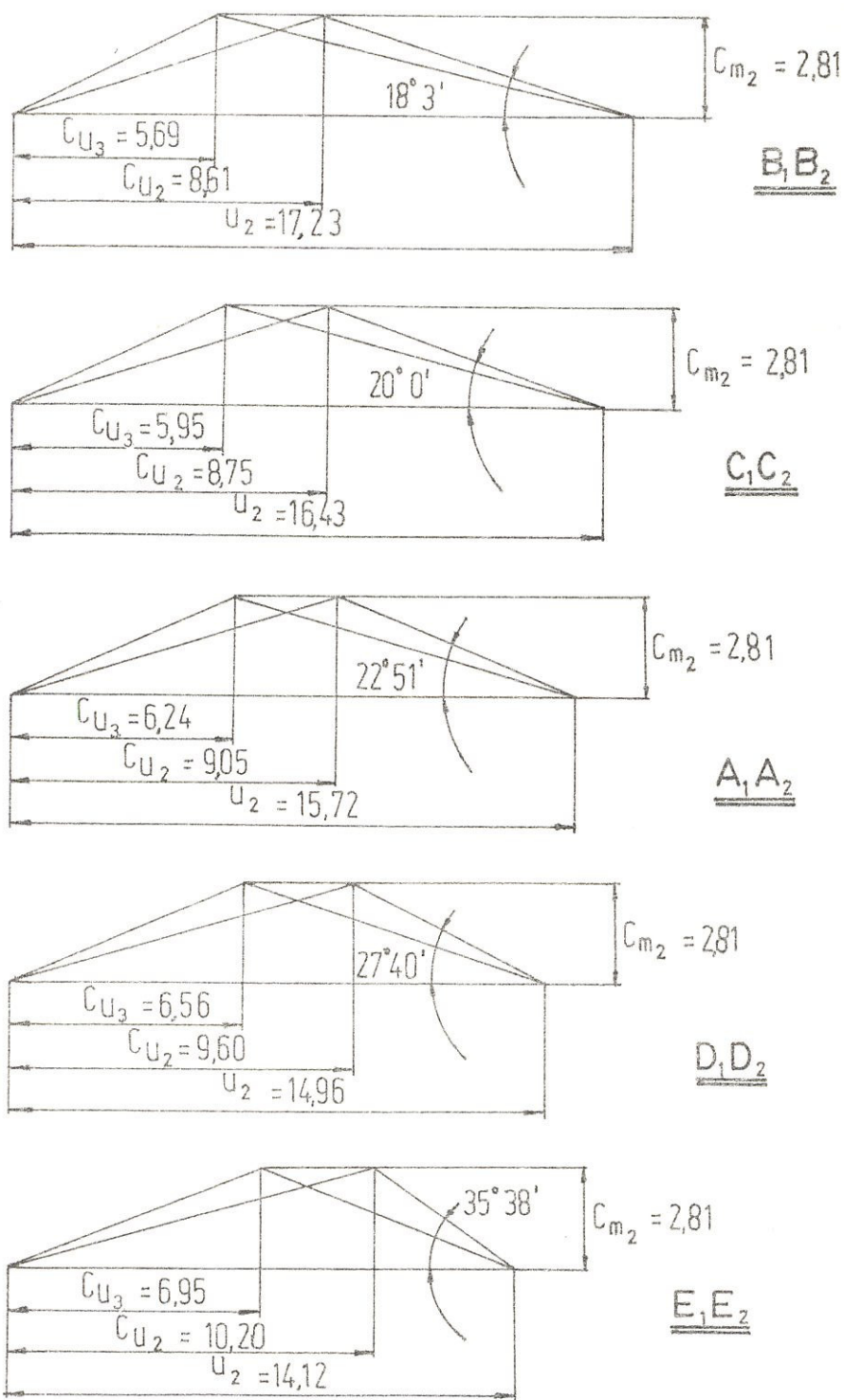


Fig. N° 3.2 TRIANGULO DE VELOCIDAD DE SALIDA (β_2)

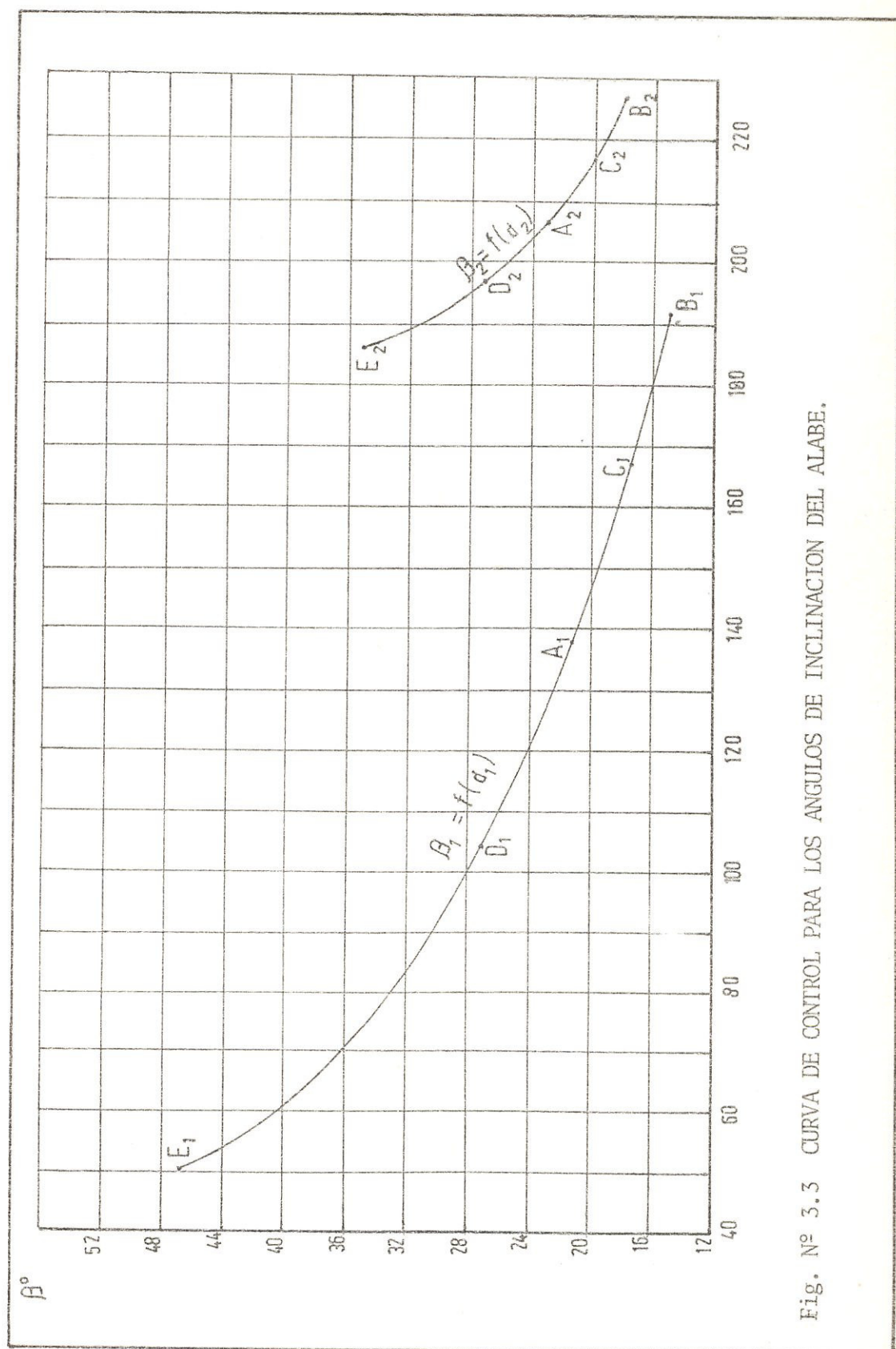


Fig. N° 3.3 CURVA DE CONTROL PARA LOS ANGULOS DE INCLINACION DEL ALABE.

El volumen total = $779,41 \text{ cm}^3$

Densidad del hierro fundido = $7,25 \text{ Kg/dm}^3$

Peso del núcleo del impulsor = $\underline{779,41 * 7,25}$

= $5,65 \text{ Kg (56,5 N)}$

Peso de los cuatro álabes = $1,95 \text{ Kg (19,5 N)}$

Peso total del impulsor = (76 N)

CALCULO DE LA VARIACION DEL ANGULO β PARA TODAS LAS LINEAS DE CORRIENTE :

Para la variación del ángulo β , usamos la teoría del impulsor de la sección 2.4.6 y aplicamos el método punto por punto; para determinar la superficie del álabe, para cada línea y en cada punto variamos β (véase Tablas V, VI, VII, VIII y IX de las cuales pasamos a graficar (véase Fig. N° 3.5)).

3.1.1 EMPUJE AXIAL Y RADIAL

a) EMPUJE AXIAL :

Según A. J. Stepanoff, podemos nosotros calcular el empuje axial; por la ecuación (2.51) que se aplica para impulsores abiertos en un lado (véase Fig. N° 3.4).

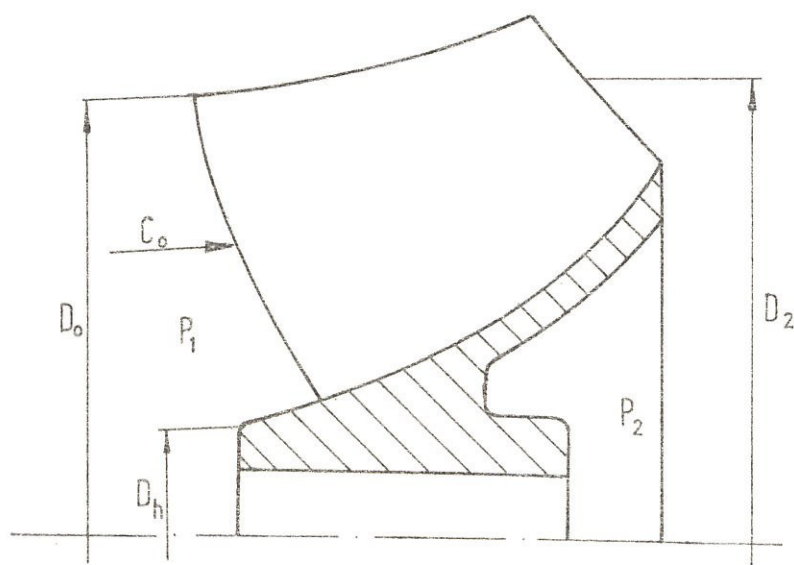


Fig. N° 3.4 PERFIL DEL ALABE, PRESIONES Y VELOCIDAD AXIAL.

PUNTO	Δs (m)	r (m)	C_m (m/seg)	W (m/seg)	$\text{sen } \beta$	$\angle \beta$ (° ')	r tan β	$K = \frac{1}{r \tan \beta}$	$\Delta a = \Delta s \cdot \frac{K_n + K_{n+1}}{2}$	$\Sigma \Delta a$	$\theta^\circ = \frac{180}{\pi} \Sigma \Delta a$
B ₂	0	0,114	2,81	9,07	0,310	18°3'	0,037	26,92	0	0	0
1	0,010	0,110	2,99	9,83	0,340	17°43'	0,035	28,46	0,277	0,277	15,87
2	0,010	0,107	3,17	10,59	0,299	17°25'	0,034	29,79	0,291	0,568	32,54
3	0,010	0,104	3,35	11,35	0,295	17°10'	0,032	31,13	0,305	0,873	50,02
4	0,010	0,101	3,52	12,11	0,291	16°54'	0,031	32,59	0,319	1,192	68,30
5	0,010	0,099	3,70	12,86	0,288	16°43'	0,030	33,63	0,331	1,523	87,26
6	0,010	0,097	3,88	13,62	0,285	16°33'	0,029	34,69	0,342	1,865	106,86
7	0,010	0,096	4,06	14,38	0,282	16°24'	0,028	35,39	0,350	2,215	126,91
B ₁	0,0065	0,0955	4,06	15,14	0,268	15°33'	0,027	37,63	0,237	2,452	140,50

TABLA V CALCULO DE LA VARIACION DEL ANGULO β , LINEA B₁ B₂

PUNTO	Δs (m)	r (m)	C_m (m/seg)	W (m/seg)	sen β	β ($^{\circ}$)	r tan β	$K = \frac{1}{r \tan \beta}$	$\Delta \alpha = \Delta s \cdot \frac{K_n + K_{n+1}}{2}$	$\Sigma \Delta \alpha$	$\theta^{\circ} = \frac{180}{\pi}$	a
C_2	0	0,108	2,81	8,22	0,342	19°59'	0,039	25,46	0	0	0	
1	0,010	0,104	3,00	8,79	0,341	19°57'	0,038	26,49	0,260	0,260	14,90	
2	0,010	0,100	3,20	9,35	0,342	20°0'	0,036	27,48	0,260	0,520	29,79	
3	0,010	0,096	3,35	9,92	0,338	19°44'	0,034	29,04	0,283	0,803	46,01	
4	0,010	0,093	3,50	10,49	0,334	19°30'	0,033	30,37	0,297	1,100	63,03	
5	0,010	0,090	3,65	11,05	0,330	19°17'	0,031	31,76	0,311	1,411	80,84	
6	0,010	0,087	3,80	11,62	0,327	19°6'	0,030	33,20	0,325	1,736	99,47	
7	0,010	0,085	3,95	12,19	0,324	18°54'	0,029	34,36	0,338	2,074	118,83	
8	0,010	0,084	4,06	12,75	0,318	18°34'	0,028	35,44	0,349	2,423	138,83	
C_1	0,0045	0,083	4,06	13,32	0,305	17°45'	0,027	37,64	0,164	2,587	148,22	

TABLA VI CALCULO DE LA VARIACION DEL ANGULO β , LINEA $C_1 C_2$

PUNTO	Δs (m)	r (m)	C_m (m/seg)	W (m/seg)	sen β	$\alpha \beta$ (0 1)	r tan β	$K = \frac{1}{r \tan \beta}$	$\Delta a = \frac{K + K_{n+1}}{2}$	$\Sigma \Delta a$	$\theta^\circ = \frac{180}{\pi} \Sigma \Delta a$
A ₂	0	0,103	2,81	2,24	0,388	22°50'	0,043	23,06	0	0	0
1	0,010	0,097	3,00	7,5	0,400	23°35'	0,042	23,62	0,233	0,233	13,35
2	0,010	0,093	3,10	7,80	0,410	24°13'	0,042	23,91	0,238	0,471	26,99
3	0,010	0,088	3,30	8,0	0,413	24°22'	0,040	25,09	0,245	0,716	41,02
4	0,010	0,084	3,40	8,5	0,400	23°35'	0,037	27,27	0,261	0,971	55,98
5	0,010	0,080	3,50	8,8	0,398	23°26'	0,035	28,84	0,281	1,258	72,08
6	0,010	0,076	3,60	9,0	0,400	23°35'	0,033	30,14	0,295	1,553	88,98
7	0,010	0,073	3,70	9,5	0,389	22°55'	0,031	32,40	0,313	1,866	106,91
8	0,010	0,071	3,80	9,80	0,388	22°49'	0,030	33,48	0,329	2,195	125,76
9	0,010	0,069	3,95	10	0,395	23°16'	0,030	33,46	0,335	2,530	144,96
A ₁	0,025	0,069	4,06	11,24	0,361	21°11'	0,027	37,40	0,089	2,619	150,06

TABLA VII CALCULO DE LA VARIACION DEL ANGULO β , LINEA A₁ A₂

PUNTO	Δs (m)	r (m)	C_m (m/seg)	W (m/seg)	$\text{sen } \beta$	β ($^{\circ}$)	$r \tan \beta$	$K = \frac{1}{r \tan \beta}$	$\Delta a = \Delta s * \frac{K_n + K_{n+1}}{2}$	$\Sigma \Delta a$	$\theta^{\circ} = \frac{180}{\pi} \Sigma \Delta a$
D ₂	0	0,098	2,81	6,05	0,464	27°41'	0,051	19,45	0	0	0
1	0,010	0,092	2,85	6,30	0,452	26°54'	0,047	21,43	0,204	0,204	11,69
2	0,010	0,086	2,90	6,80	0,426	25°15'	0,041	24,66	0,230	0,434	24,87
3	0,010	0,080	3,00	7,40	0,405	23°55'	0,035	28,19	0,264	0,698	39,99
4	0,010	0,075	3,10	7,60	0,408	24°4'	0,033	29,85	0,290	0,988	56,61
5	0,010	0,070	3,20	7,90	0,405	23,54'	0,031	32,24	0,310	1,298	74,37
6	0,010	0,066	3,30	8,10	0,407	24°31'	0,029	33,95	0,331	1,629	93,34
7	0,010	0,061	3,50	8,30	0,422	24°56'	0,028	35,26	0,346	1,975	113,16
8	0,010	0,058	3,70	8,50	0,435	25°48'	0,028	35,67	0,355	2,330	133,50
9	0,010	0,054	3,90	8,70	0,448	26°38'	0,027	36,93	0,363	2,693	154,30
D ₁	0,0080	0,052	4,06	8,84	0,459	27°19'	0,027	37,23	0,297	2,990	171,29

TABLA VIII CALCULO DE LA VARIACION DEL ANGULO β , LINEA D₁ D₂

PUNTO	Δs (m)	r (m)	C_m (m/seg)	W (m/seg)	sen β	β ($^{\circ}$ 1)	r tan β	$K = \frac{1}{r \tan \beta}$	$\Delta a = \Delta s \cdot \frac{K + K_{n+1}}{2}$	$\Sigma \Delta a$	$\theta^{\circ} = \frac{180}{\pi} \Sigma \Delta a$
E ₂	0	0,092	2,81	4,80	0,585	35°50'	0,066	15,15	0	0	0
1	0,010	0,085	2,83	4,82	0,587	35°57'	0,062	16,13	0,156	0,156	8,94
2	0,010	0,077	2,90	4,83	0,600	36°54'	0,058	17,24	0,167	0,323	18,51
3	0,010	0,071	3,00	4,85	0,619	38°13'	0,056	17,86	0,176	0,499	28,59
4	0,010	0,064	3,10	4,90	0,633	39°15'	0,052	19,23	0,185	0,675	38,68
5	0,010	0,057	3,20	5,00	0,640	39°48'	0,047	21,28	0,203	0,860	49,27
6	0,010	0,051	3,40	5,10	0,667	41°49'	0,046	21,74	0,215	1,063	60,91
7	0,010	0,045	3,60	5,20	0,692	43°49'	0,043	23,26	0,225	1,278	73,22
8	0,010	0,038	3,80	5,30	0,717	45°48'	0,039	25,64	0,245	1,503	86,12
9	0,010	0,033	4,00	5,40	0,741	47°48'	0,036	27,78	0,267	1,748	100,15
10	0,010	0,028	4,06	5,45	0,745	48°9'	0,031	32,26	0,300	2,015	115,45
E ₁	0,0075	0,026	4,06	5,56	0,730	46°54'	0,028	35,99	0,256	2,271	130,12

TABLA IX CALCULO DE LA VARIACION DEL ANGULO β , LINEA E₁ E₂

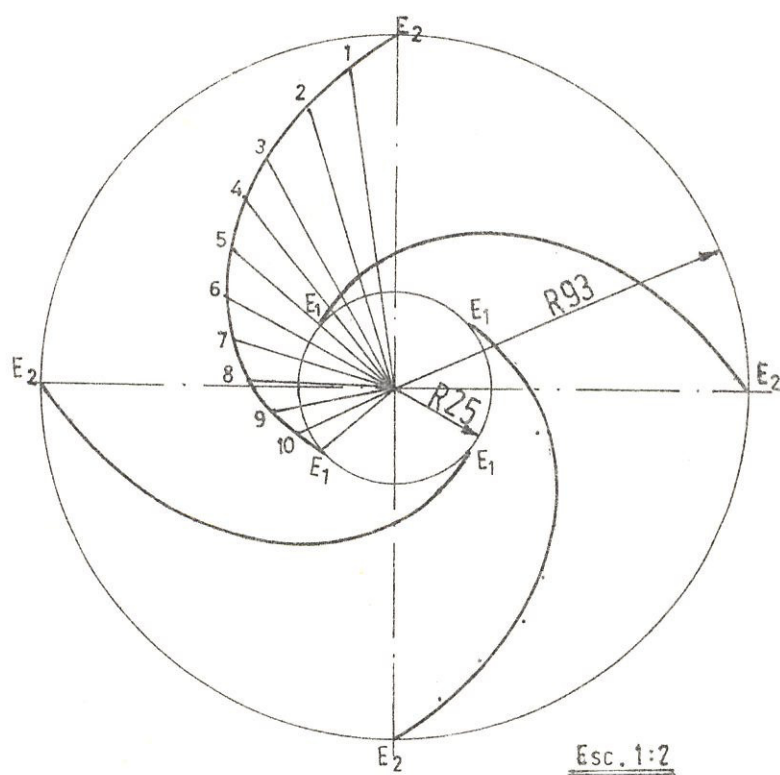


Fig. N° 3.5 TRAZADO DE LOS ALABES POR EL METODO PUNTO POR PUNTO.

$$E_a = K_a p A$$

La Tabla II, nos da $K_a = 1,25$ y el cabezal H nos dice que $p = 0,8 \text{ Kg/cm}^2$; como $D_o = D_{1B}$ en la entrada y es (192 mm) de la Tabla III.

$$A_o = \frac{\pi D_o^2}{4}$$

luego :

$$A_o = \frac{\pi (192^2)}{4} = 289,53 \text{ cm}^2$$

entonces :

$$E_a = 1,25 (0,8) (289,53)$$

y

$$E_a = 289,53 \text{ Kg (2895,3 N)}$$

El empuje en el lado de descarga será :

$$E_a)_d = \frac{\gamma}{g} Q C_o$$

reemplazando valores :

$$E_a)_d = \frac{1000}{9,81} \times 0,1476 \times 2,74$$

de donde :

$$E_a \Big|_d = 41,23 \text{ Kg (412,3 N)}$$

El empuje axial neto es :

$$E_a \Big|_{\text{NET}} = E_a - E_a \Big|_d$$

se tiene que:

$$E_a \Big|_{\text{NET}} = 2483 \text{ N}$$

b) EMPUJE RADIAL :

Troskolanki nos da la siguiente ecuación para impulsores abiertos, según la sección 2.7, vemos que :

$$E_{r_1} = K_r p D_2 b_2$$

donde :

$$p = 0,8 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (26 pies)}$$

$$D_2 = 22,7 \text{ cm (8,94 pulg)}$$

$$b_2 = 4,6 \text{ cm (1,81 pulg)}$$

$$K_r = 0,16 \text{ de la Fig. N}^\circ \text{ 2.26.}$$

reemplazando cada valor :

$$E_{r_1} = (0,16) (0,8) (22,7) (4,6)$$

$$E_{r_1} = 13,4 \text{ Kg } (134 \text{ N})$$

Stepanoff da otra ecuación para el cálculo del empuje radial y aplicamos los mismos valores :

$$E_{r_2} = \frac{K H D_2 b_2}{2,31}$$

Pero K es un valor que se calcula con un flujo $Q = 0$; esta fórmula experimental es:

$$K = 0,36 \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_N} \right)^2 \right]$$

evaluada en $Q = 0$

tenemos :

$$K = 0,36$$

reemplazando valores tenemos:

$$E_{r_2} = \frac{(0,36) (26) (8,94) (1,81)}{2,31}$$

$$E_{r_2} = 65,66 \text{ lb } (29,74 \text{ Kg})$$

Como tenemos dos valores de empuje radial, trabajamos con el promedio :

$$E_r = \frac{E_{r_1} + E_{r_2}}{2}$$

$$E_r = \frac{13,4 + 29,74}{2} = 21,57 \text{ Kg (215,7 N)}$$

El empuje radial está relacionado con el cabezal de la bomba y es directamente proporcional entonces :

$$E_{r_3} = E_r \frac{H_2}{H_1}$$

Siendo $H_2 = 17 \text{ m}$, como veremos más adelante luego :

$$E_{r_3} = (21,57) \frac{17}{7,8} = 47 \text{ Kg (470 N)}$$

CARGAS QUE ACTUAN SOBRE EL EJE :

Las cargas que actúan sobre el eje son :

El acoplamiento flexible, asumo para este caso su peso en 6,5 Kg (65 N) y segun el Plano N° 2, y con sus respectivas dimensio

nes; el impulsor, de material de hierro fundido, su peso lo estimamos en 7,6 Kg (76 N).

El torque aplicado sobre el eje: para esto es necesario calcular la potencia a ser transmitida por el mismo.

Calculamos para 1800 RPM, esperando que esta bomba pueda operar a esta velocidad siendo $D_1 \neq D_2$, y

$$Q_1 = 72 \frac{\ell}{\text{seg}} (0,072 \text{ m}^3/\text{seg}) ; \quad H_1 = 7,8 \text{ m}$$

$$n_1 = 1450 \text{ RPM} \quad \text{y} \quad n_2 = 1800 \text{ RPM}$$

se puede determinar que :

Si $D_1 = 0,192 \text{ m}$ y $D_2 = 0,227 \text{ m}$ diámetros de entrada y salida del impulsor respectivamente.

$$Q_2 = \frac{n_2}{n_1} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 Q_1$$

reemplazando valores :

$$Q_2 = \frac{1800}{1450} \left(\frac{0,227}{0,192} \right)^3 (0,072)$$

$$Q_2 = 0,1477 \text{ m}^3/\text{seg}$$

y

$$H_2 = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 H_1$$

de igual modo reemplazo valores :

$$H_2 = \left(\frac{1800}{1450} \right)^2 \left(\frac{0,227}{0,192} \right)^2 (7,8)$$

$$H_2 = 17 \text{ m } (1,7 \text{ Kg/cm}^2)$$

De la ecuación (2.3) asumiendo una eficiencia total que baja 12 puntos con respecto al punto de diseño, $\eta = 0,53$

tenemos :

$$P_f = \frac{\gamma Q H}{102 \eta} = \frac{(1000)(0,1476)(17)}{102 (0,53)}$$

entonces :

$$P_f = 46 \text{ Kw } (62 \text{ HP})$$

Con esta potencia al freno, podemos también determinar el torque:

$$T = \frac{P_f}{\omega} = \frac{30 P_f}{\pi \times n}$$

reemplazamos cada valor :

$$T = \frac{30 (46000)}{\pi 1800} = 244 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (244000 \text{ N} \cdot \text{mm})$$

3.2 DISEÑO Y CALCULO DE LA VOLUTA.

La carcaza de nuestra bomba es del tipo voluta, por la forma circular que tiene nos facilita y simplifica el cálculo además de ser muy eficiente.

a) DIAMETRO DEL CIRCULO BASE D_3 .

Según Stepanoff en la Fig. 2.23, con la velocidad específica (n_s) obtenemos que :

$$\frac{D_3 - D_2}{D_2} = 0,34$$

Luego con $D_2 = 207 \text{ mm}$ para la línea central A_1A_2 y despejando D_3 de la relación anterior, vemos que :

$$D_3 = 277 \text{ mm}$$

Las áreas seccionales se desarrollarán sobre este círculo.

b) ANCHO DE LA VOLUTA EN LA ENTRADA :

Según la sección 2.5, para velocidades específicas altas como la nuestra ($n_s > 60$) la relación $b_3/b_2 = 1.4 - 1.8$.

luego :

$$b_3 = 1.5 b_2$$

Reemplazamos $b_2 = 46 \text{ mm}$ y obtenemos :

$$b_3 = 70 \text{ mm}$$

c) CALCULO DE LA VELOCIDAD MEDIA (C_v) :

De la ecuación (2.46) calculamos C_v , y de la Figura N° 2.23, obtenemos K_{cv} , entonces :

$$C_v = K_{cv} \sqrt{2g H}$$

reemplazamos $K_{cv} = 0,26$ y $H = 7,8 \text{ m}$

obtenemos :

$$C_v = 3.22 \text{ m/seg}$$

d) CALCULO DE LAS AREAS SECCIONALES DE LA VOLUTA :

Las áreas seccionales de la voluta (A_ϕ) según la



ecuación (2.47 y 2.48) nos permiten calcular para cada ángulo (ϕ) el flujo (Q_ϕ). Luego calculamos los radios (r) para cada uno de los círculos que definen las áreas seccionales de la voluta con la ecuación (2.45) y tabulamos (véase Tabla X).

$$r = \frac{A_\phi}{\pi}$$

e) CALCULO DEL RADIO EXTERIOR (ρ_{ex}) :

El radio exterior ρ_{ex} varía con el ángulo ϕ , en el trazado de la voluta; para cualquier ángulo ϕ dado ρ_{ex} se lo define como se lo indica en la sección 2.5 y en base de esto hacemos la Tabla X.

f) CALCULO DEL ESPESOR DE LA CARCAZA :

Para ciertas condiciones de operación, puede ser calculado el espesor de la voluta; con la siguiente fórmula :

$$e = xy \frac{L_D p}{200 \sigma_t} + f' \quad (3.3)$$

donde:

e = Espesor de la pared en (mm)

L_D = Longitud diametral de la longitud en (mm)

p = Presión en el interior de la voluta (Kg/cm^2)

ϕ°	45	90	135	180	225	270	315	360
$Q \text{ (m}^3\text{/seg)}$	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,72	0,072	0,072
$Q_\phi \text{ (m}^3\text{/seg)}$	9×10^{-3}	0,018	0,027	0,036	0,045	0,054	0,063	0,072
$A_\phi \text{ (m}^2)$	2.8×10^{-3}	5.6×10^{-3}	8.4×10^{-3}	0,011	0,014	0,017	0,020	0,022
$r \text{ (mm)}$	30	42	52	59	67	74	80	84
$\rho_{ex} \text{ (mm)}$	199	223	243	257	273	287	299	307

TABLA X RESULTADOS OBTENIDOS PARA A_ϕ , r , ρ_{ex}

x = Factor de seguridad es : 4.5

y = Coeficiente que depende del perfil de la voluta, para sección circular (≈ 1.6).

f = Factor que toma en cuenta los errores que se dan en el proceso de manufactura y están entre (2-3 mm).

σ'_t = Resistencia a la tensión del material (Kg/mm^2)

Considerando una velocidad de 1800 RPM, para un mayor cabezal según la sección 3.1.1, habíamos calculado que $H_2 = 17$ m y en unidades de presión ($p = 1,70 \text{ Kg/cm}^2$). Siendo el material de la voluta de hierro fundido gris ASTM N° 20, con una resistencia mínima a la tensión de 20000 lb/pulg² (14 Kg/mm^2). El perfil de la voluta es de 520 mm, entonces :

$$e = (4.5) (1.6) \frac{(520)(1.7)}{200 (14)} + 3 = 5.3 \text{ mm}$$

El espesor mínimo de la voluta será de 5 mm.

Pero por razones de seguridad en el diseño de la carcaza y en el proceso de manufactura, caso de construirse en nuestro taller de fundición incrementaremos un 60% para protegernos de porosidades en el proceso metalúrgico; y el valor de (e) será de (8 mm).

CAPITULO IV

DISEÑO MECANICO

4.1 DISEÑO Y CALCULO DEL EJE DE LA BOMBA.

Habiendo ya determinado las cargas a las que va a estar sometido el eje, es muy importante establecer la longitud total que tendrá el mismo, longitud que por lo general la asumimos; para que más adelante sea chequeada y luego corregida, y así de esta manera determinar la longitud verdadera del eje. Sin descuidar que las cargas vayan distribuídas en forma ordenada y que la distancia entre apoyos sea bien seleccionada.

Los resultados que estuvieren incorrectos, en cuanto a la longitud del eje, serán corregidos por el análisis de la velocidad crítica del eje, para que el dimensionamiento del eje sea lo más ajustado posible a la realidad del caso.

En la Fig. N° 4.1 podemos ver varios diagramas de fuerza cortante V y momento flexor M_f para un eje de longitud asumida, con una distancia entre apoyos de 143 mm, con una sumatoria de momentos en (c) igual a cero; tenemos que :

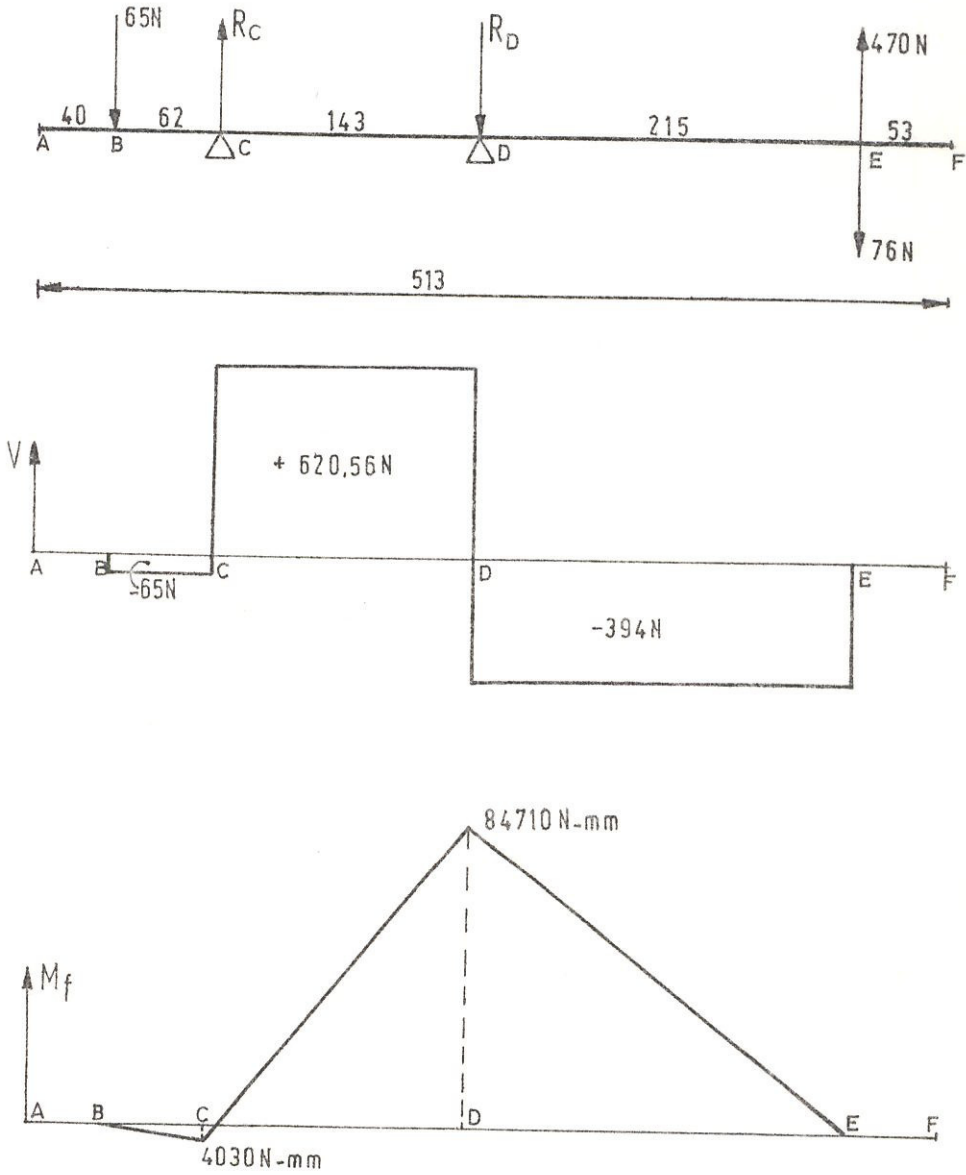


Fig. N° 4.1 DIAGRAMAS DE FUERZAS CORTANTE Y MOMENTO FLEXTOR.

$$+\Sigma M_C = 0 = - 62(65) + R_D(143) - 358(470-76)$$

donde:

$$+ \downarrow R_D = 1014.56 \text{ N}$$

y haciendo una sumatoria de fuerzas en (y) igual a cero obtenemos:

$$+ \uparrow \Sigma_{f_y} = 0 = -65 + R_C - 1014,56 + 470 - 76$$

tenemos :

$$+ \uparrow R_C = 685,56 \text{ N}$$

Como podemos observar en la Fig. N° 4.1 que el máximo momento flexor ocurre en el punto (D) con un valor de 84.710 N - mm.

Ahora con el diagrama de fuerzas cortante, momento flexor y torque aplicado al eje que es :

$$T = 244000 \text{ N - mm}$$

Calculamos el diámetro mínimo del eje, en el punto máximo, en que sucede el momento flexor y viene dado por la fórmula siguiente :

$$D_e = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \sigma_c} \sqrt{(K_M M)^2 + (K_T T)^2}} \quad (4.1)$$

Cada valor de esta ecuación (K_M , K_T , σ_c), están dados en la Tabla XI.

Aplicando la ecuación (4.1) para determinar D_e y reemplazando valores de las dos Tablas XI y XII, vemos que :

$$D_e = \sqrt[3]{\frac{16}{41.33\pi} \sqrt{(1.5 \times 84710)^2 + (1.0 \times 244000)^2}}$$

donde:

$$D_e = 32 \text{ mm}$$

El diámetro D_e , será por ahora considerado como el mínimo.

a) SELECCION DE RODAMIENTOS :

Para la Fig. N° 4.2 el rodamiento a seleccionar, será en base a la carga axial que soportará el rodamiento exterior en el punto (c) de 2483 N y el interior en el punto (D).

Estos rodamientos en cada punto de apoyo se considerarán iguales en todo aspecto, para mayor seguridad en el diseño y por facilidad del maquinado y montaje.

TIPOS DE CARGA	EJES ESTACIONARIOS		EJES ROTATORIOS	
	K_M	K_T	K_M	K_T
Estable y gradualmente aplicada	1.0	1.0	1.5	1.0
Repentinamente aplicada choque leves	1.5-2.0	1.5-2.0	1.5-2.0	1.5-2.0
Repentinamente aplicada choque fuertes	-	-	2.0-3.0	1.5-3.0

TABLA XI FACTORES DE K_M Y K_T PARA LOS DIFERENTES TIPOS DE CARGA

M A T E R I A L	T I P O D E C A R G A		
	FLEXION SIMPLE $\sigma \frac{N}{mm^2}$	TORSION PURA $\sigma_t \frac{N}{mm^2}$	ESFUERZOS COMBINADOS $\sigma_c \frac{N}{mm^2}$
Aceros comercial para ejes sin chavetas	110,22	55,11	55,11
Aceros comercial para ejes con chavetas	82,67	41,33	41,33

TABLA XII RECOMENDACIONES MAXIMAS PERMITIDAS PARA EJES SOMETIDOS A VARIOS TIPOS DE CARGAS.

Para nuestro caso elegimos un rodamiento de rodillos cónico, usando el catálogo general de SKF con su propia nomenclatura tenemos :

Fuerza radial en c = 685,56 N

Fuerza axial en c = 2483 N

Fuerza radial en D = 1014,56 N

Procedemos al cálculo de la fuerza o carga radial equivalente por medio de la ecuación (4.2) :

$$f_{ec} = 0.4 f_{rc} + K_C \left(\frac{0.47 f_{rD}}{K_D} + T_e \right)$$

donde:

$$K_C = K_D$$

K_D = Es la relación de la capacidad de carga radial del cojinete a la capacidad de carga axial es aproximadamente 1.5

0.47 = Constante que se obtiene de la suma de las componentes de empuje de los rodillos que soportan la carga.

entonces :

$$f_{ec} = 0.40 (685,56) + 1,5 \left(\frac{0,47(1014,56)}{1,5} + 2.483 \right)$$

luego :

$$f_{ec} = 4.475,57 \text{ N}$$

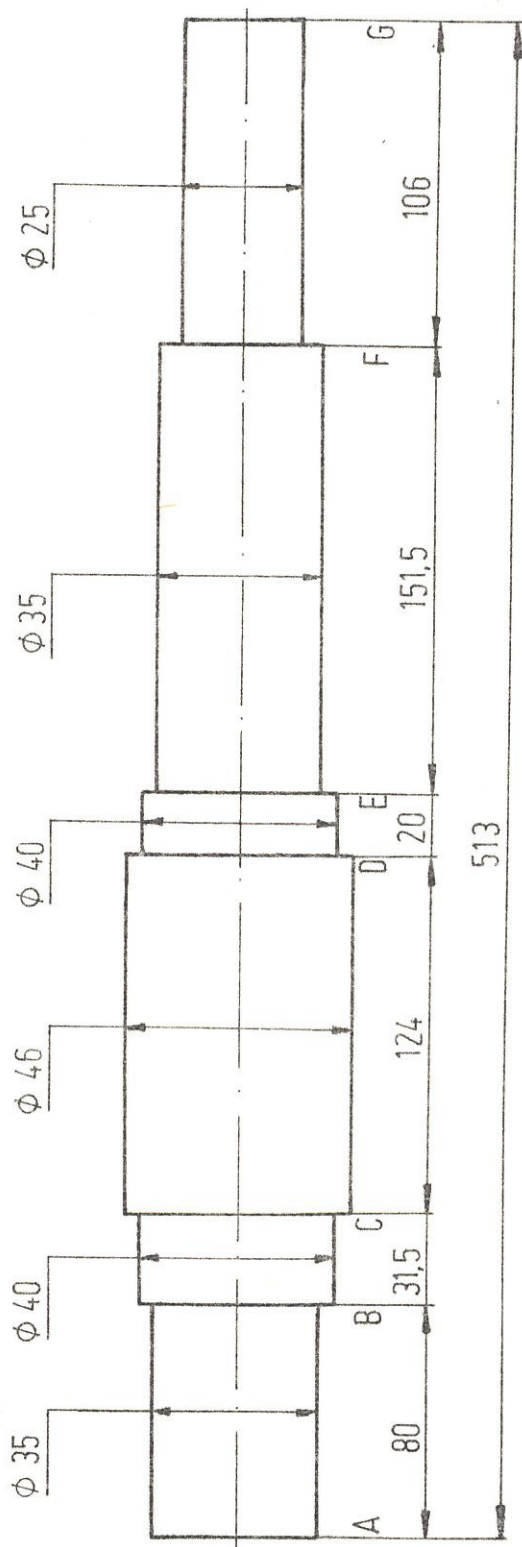


Fig. N° 4.2 REPRESENTACION DEL EJE DE LA BOMBA.

Para una duración de 50.000 horas según SKF, máquinas para trabajos continuo de 24 horas al día; para el caso de bombas las horas de servicio está entre 40.000 - 60.000 horas, y con una velocidad de rotación de 1800 rpm, con una confiabilidad (R) de (99%); factor de aplicación de carga (F.A) de (1.2). Calculamos la capacidad básica de carga (C_R) correspondiente a L_R horas de vida L_D y a la velocidad n_R r.p.m. La capacidad básica de carga está dada por la siguiente ecuación (4.3):

$$C_{R_C} = (F.A)(F_{e_C}) \left[\frac{L_D}{L_R} \times \frac{n_D}{n_R} \times \frac{1}{6,84} \right]^{1/a} \frac{1}{\left[\ln(1/R) \right]^{1.17a}} \quad (4.3)$$

para cojinetes de rodillos $a = \frac{10}{3}$

entonces:

$$C_{R_C} = (1.2)(4475,57) \left[\frac{50000 \times 1800}{10^6 \times 6.84} \right]^{3/10} \frac{1}{\left[\ln \frac{1}{0,99} \right] \frac{1}{1.17 \times \frac{10}{3}}}$$

la carga es :

$$C_{R_C} = 38480,10 \text{ N}$$

Con este valor, seleccionamos el rodamiento de rodillos cónicos 32008 X serie 3CD.

para el cual :

$$C = 49500 \text{ N}$$

y

$$C_o = 40.000 \text{ N}$$

Siendo C la carga dinámica y C_o la carga estática la que soportaría la carga axial; ya que los cojinetes de rodillos cónicos pueden aceptar cargas radiales y cargas axiales o la combinación de ambas por la gran capacidad de carga.

Para nuestro caso, el impulsor helicoidal tiene un empuje axial de 2.483 N; siendo la relación :

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{2.483}{40.000} = 0,062$$

Luego la selección del rodamiento 32008 X es correcta, siendo sus dimensiones :

Diámetro interior $d = 40 \text{ mm}$

Diámetro exterior $D = 68 \text{ mm}$

Anchos $B = 19 \text{ mm}$

Anchos $T = 19 \text{ mm}$

Anchos $C = 14,5 \text{ mm}$

Para el rodamiento interior escogemos el mismo 32008 X por lo anteriormente anotado.

b) DETALLES DEL MONTAJE :

Existen diversas maneras de montar los rodamientos, pero nosotros lo vamos a hacer de una manera sencilla y práctica, para facilitar su montaje en el eje .

Primero, introducimos el eje en el rodamiento interior por el lado del rodamiento exterior.

Cada una de estas operaciones puede representar costo, si no lo hacemos correctamente; pero como haremos este montaje, lo lograremos a bajo costo y por precauciones de seguridad y para evitar riesgos, hacemos que : el rodamiento exterior sea fijado con una tuerca de fijación SKF con rosca métrica M 40 x 1.5 y una arandela de retención SKF designada MB8.

Seleccionados de esta manera los rodamientos, sus diámetros interiores serán los que nos determinen el diámetro del eje en cada una de sus partes.

El diámetro del eje en las secciones comprendidas entre los dos rodamientos será de 46 mm, según la exigencia de SKF.

La Fig. N° 4.2 se muestra como representación del eje para nuestra bomba; hemos asumido correctamente sus dimensiones al hacer el análisis por la velocidad crítica.

c) VELOCIDAD CRITICA (ω_{cr}) :

De la sección 2.4 tenemos la ecuación (4.4) para determinar la velocidad crítica que es :

$$\omega_{cr} = \omega_0 \sqrt{\frac{Y_S}{Y}}$$

El módulo de elasticidad del eje es $E=210000 \text{ N/mm}^2$, y el momento de inercia del eje, para secciones circulares viene dado por $I=\pi D^4/64$ donde D es el diámetro de la sección.

La Tabla XIII, nos da datos para obtener las curvas de deflexión estática (Y_S) y dinámica (Y) del eje.

De la Tabla XIII, pasamos a distribuir en cada sección los pesos en el eje, y luego determinamos las reacciones en los apoyos; aplicando sumatoria de momentos y sumatoria de fuerzas en (Y)(véase Fig. N° 4.3 y 4.4), donde podemos también apreciar las curvas de deflexión estática (Y_S) y dinámica (Y).

SECCION	DIAMETRO (mm)	LONGITUD (mm)	MASA (Kg)	PESO (N)	EI 1×10^{-9} (N - mm ²)
A-B	35	80	0,600	6,00	15,47
B-C	40	31,5	0,309	3,09	26,38
C-D	46	124	1,610	16,10	46,16
D-E	40	20	0,196	1,96	26,38
E-F	35	151,5	1,137	11,37	15,47
F-G	25	106	0,374	3,74	4,02

TABLA XIII DATOS PARA OBTENER LAS CURVAS DE DEFLEXION ESTATICA Y DINAMICA DEL EJE.

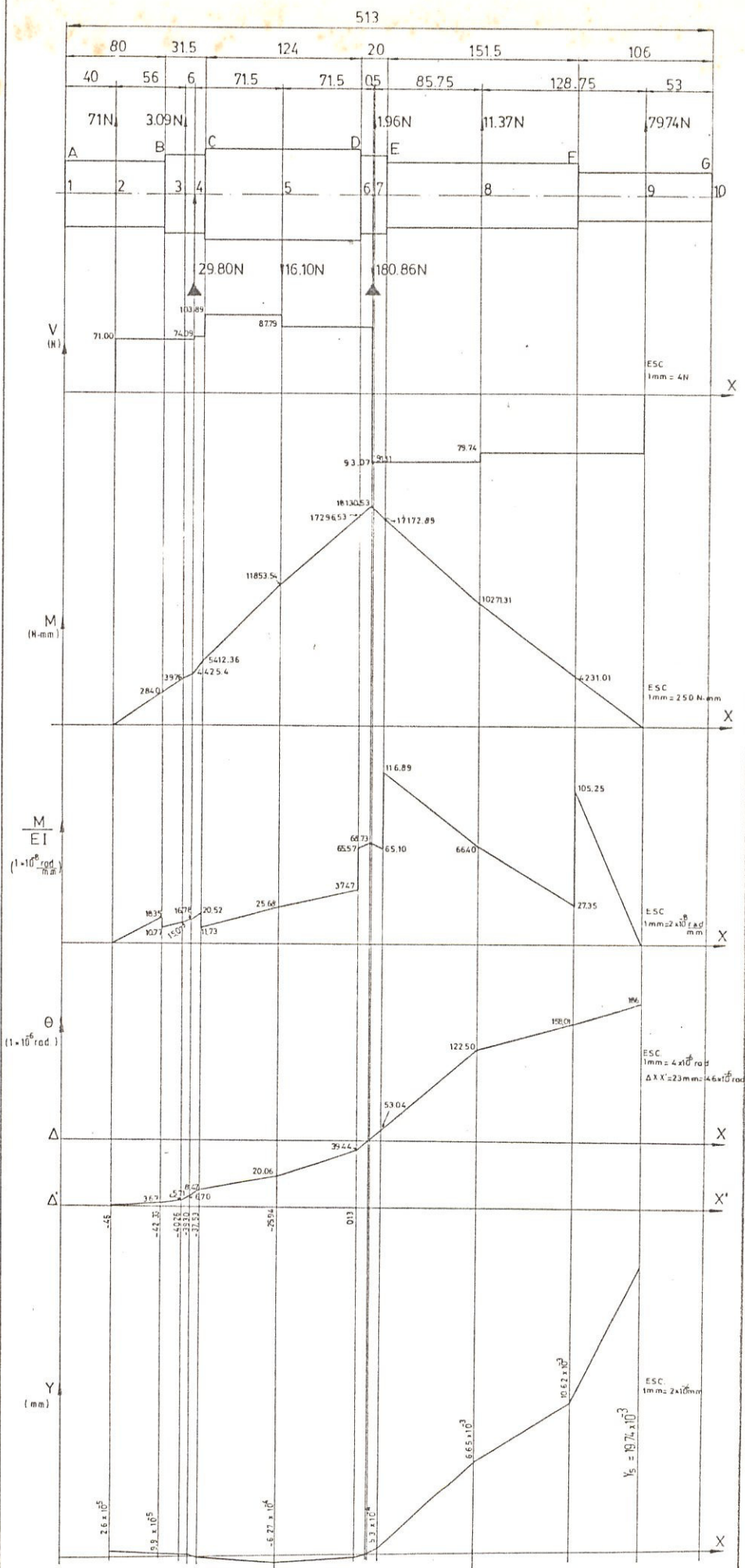


fig 4.3 Deflexión del eje bajo cargas estáticas

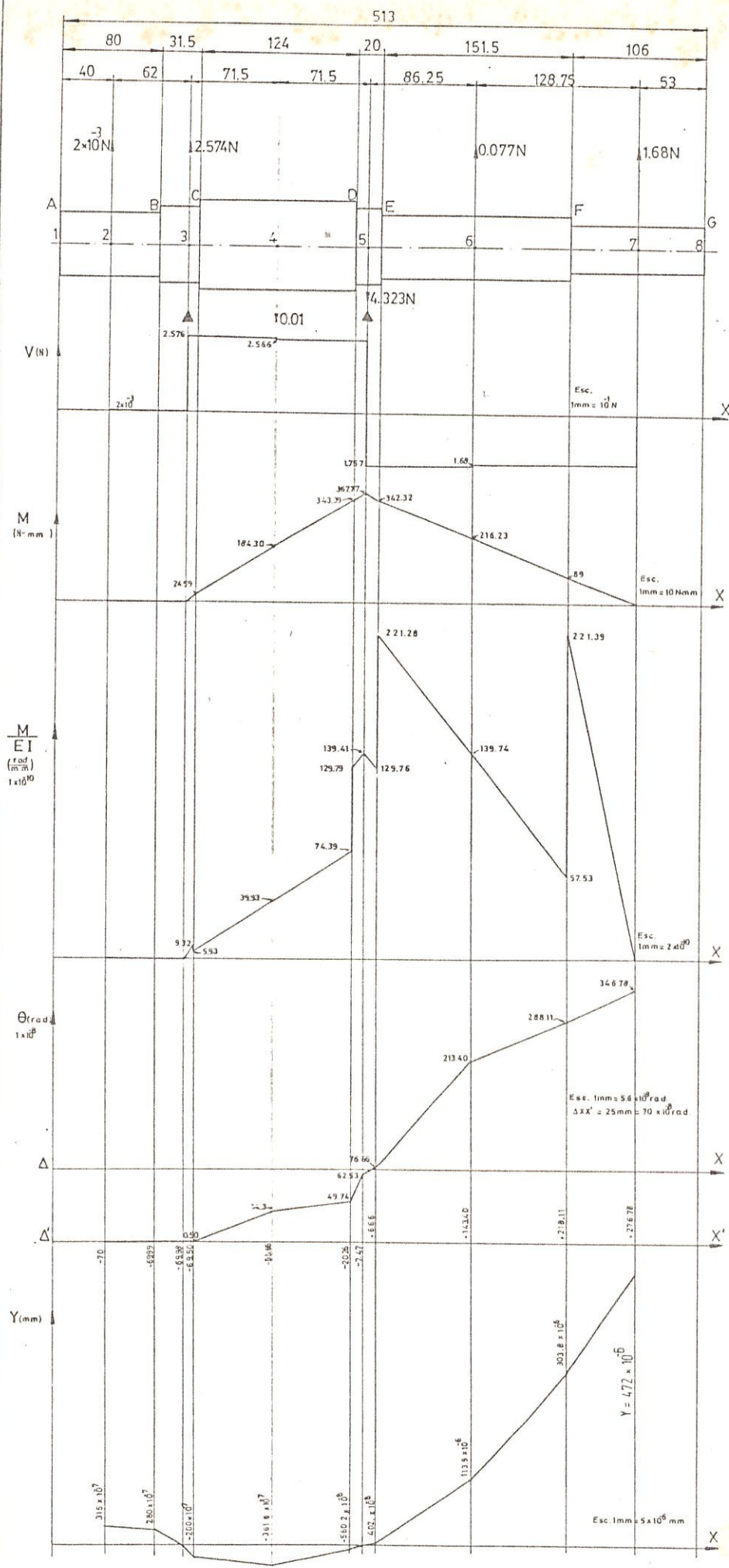


fig.4.4 Deflexión del eje bajo cargas dinámicas

Estas curvas nos dicen cuanto se deflece el eje estáticamente y dinámicamente, para determinar su primera velocidad crítica, según la sección 2.6 se asume una velocidad angular $\omega_0 = 100 \text{ rad/seg}$ para calcular las cargas dinámicas.

La Fig. N° 4.3 da la deflexión estática (Y_S) en cada tramo y cada una de éstas multiplicamos por ω_0^2 y por la masa (m) dividida para la gravedad nos da la fuerza centrífuga en kilogramos, la cual la convertimos en Newton, que es la carga dinámica.

Con la deflexión dinámica de la figura Y calculada, procedemos a calcular la velocidad crítica ω_{cr} siendo :

$$Y_S = 0,01974 \text{ mm}$$

y

$$Y = 0.000472 \text{ mm}$$

entonces :

$$\omega_{cr} = \omega_0 \sqrt{\frac{Y_S}{Y}}$$

reemplazando valores :



$$\omega_{cr} = 100 \sqrt{\frac{0,01974}{0,000472}}$$

vemos que :

$$\omega_{cr} = 646,7 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \left(6.176 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \right)$$

Con este valor de ω_{cr} , podemos calcular las relaciones de velocidades cuando la bomba trabaje a: 1800 RPM, tenemos la relación :

$$\frac{\omega}{\omega_{cr}} = \frac{1800}{6176} = 0,29$$

y con la de operación:

$$\frac{\omega}{\omega_{cr}} = \frac{1450}{6176} = 0,23$$

Es decir, no hay para que preocuparse cuando nuestra bomba trabaje con las velocidades antes mencionadas.

4.2 DISEÑO Y CALCULO DE LAS PARTES MENORES.

De la sección 2.8, podemos tomarla como referencia para nuestros cálculos, en su orden tenemos:

a) EMPAQUETADURA :

Siendo el diámetro del eje en la empaquetadura de 35 mm procedemos a calcular sus dimensiones y por lo asumido según sección 2.8 que $b = 0,25 d$, deter
minamos que :

$$b = 0,25 (35) = 9 \text{ mm}$$

Al no haber este tamaño, escogemos el de (10 mm) para diseñar el espacio de los estoperos y el an
illo de linterna y de la Fig. N° 2.27; obtenemos las verdaderas dimensiones al reemplazar el valor de $b = 10 \text{ mm}$.

En cuanto a la caja del estopero, aquí practicare
mos dos (2) agujeros roscados de M8 x 1,2, para los pernos que apretarán la empaquetadura (prensa
estopas), el material con que se los construirá será de acero.

b) CALCULO DE LAS CHAVETAS :

Las chavetas para nuestra bomba la seleccionamos del material SAE 1040, con una resistencia última $S_{ut} = 63 \text{ Kg/mm}^2$ y una resistencia a la fluencia de $S_y = 35 \text{ Kg/mm}^2$ con un factor de seguridad de $n = 5$,

y como existe la posibilidad que esta bomba puede rotar hasta 1800 RPM como un valor intermedio; ya que puede rotar como máximo hasta 3000 RPM.

- LA CHAVETA EN EL ACOPLAMIENTO :

Para una chaveta cuadrada con un ancho y alto de 8 mm en el sitio del acople, donde el diámetro del eje es 35 mm, la fuerza en la superficie del eje es F para la velocidad de 1800 RPM el torque $T = 244 \text{ N} \cdot \text{m}$, entonces de la Figura N° 4.5 :

$$T = F_r \rightarrow F = \frac{T}{r} = \frac{244000 \text{ N} \cdot \text{mm}}{35/2 \text{ mm}} = 13943 \text{ N}$$

Por la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante es :

$$S_{Sy} = 0,577 S_y = 0,577 (35) = 20,2 \text{ Kg/mm}^2$$

La falla por corte a través del área ab originará un esfuerzo $\tau = F/t'L$ donde L es la longitud de la chaveta y sustituyendo la resistencia dividido por el factor de seguridad en vez de τ tenemos :

$$\frac{S_{Sy}}{n} = \frac{F}{t'L} \Rightarrow \frac{20,2}{5} = \frac{1421}{8L}$$

$$L = 44 \text{ mm}$$

La resistencia al aplastamiento la determinamos con un área igual a la mitad de la área de la cuña.

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{t' L/2}$$

$$\frac{35}{5} = \frac{1421}{8 L/2}$$

- LA CHAVETA EN EL IMPULSOR :

El diámetro del eje en este sitio es de $d=25 \text{ mm}$, el $t = 7 \text{ mm}$ para una chaveta cuadrada; seguimos el mismo procedimiento, ya demostrado, con el factor de seguridad igual, vemos que :

$$F = 20333 \text{ N } (\approx 2073 \text{ Kg})$$

$$S_{Sy} = 20,2 \text{ Kg/mm}^2$$

$$L = 73 \text{ mm}$$

c) SOPORTE DE RODAMIENTOS :

- CALCULO DE LOS PERNOS :

Los pernos tienen que soportar: el peso del soporte, el peso del eje y vibraciones que causen

el motor a través del acoplamiento; cuando esté el eje o la bomba trabajando a 1800 RPM.

El soporte tiene la forma aproximada a un tronco de cono, lo que nos permite aplicar geometría y fórmulas ya establecidas; de igual manera calcular el centroide de esta figura geométrica para ubicar la posición del peso. El soporte para garantizar su diseño tiene también cuatro nervios en la parte superior y cuatro en la parte inferior, ubicados en las partes más críticas para reducir la concentración de esfuerzos en los sitios mencionados (véase Fig. N° 4.6).

Calculamos :

1) Volumen total V que es :

$$V_T = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5$$

$$V_T = 6,545 \times 10^{-3} (\text{m}^3)$$

2) Masa (m) :

$$m = V_T \rho$$

ρ = Densidad de la fundición gris Kg/m^3

$$m = 6,545 \times 10^{-3} \times 7250 (\text{m}^3) (\text{Kg/m}^3)$$

$$m = 47,45 \text{ Kg (465,01 N peso)}$$

3) Centroide \bar{X} , por estática determinamos que :

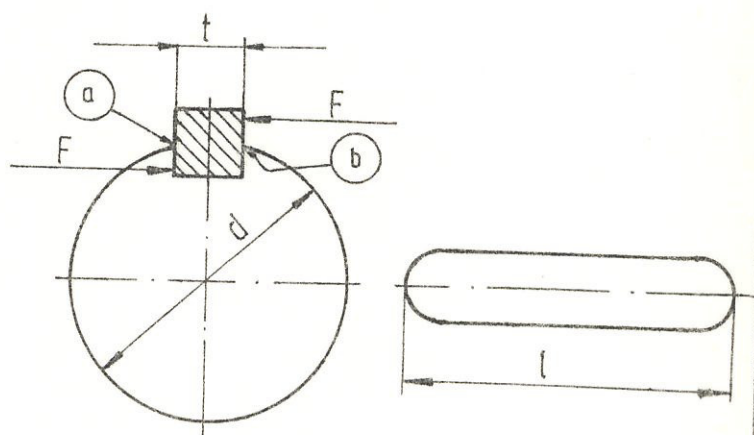


Fig. N° 4.5 EJE CON CHAVETA Y LA LONGITUD DE LA MISMA

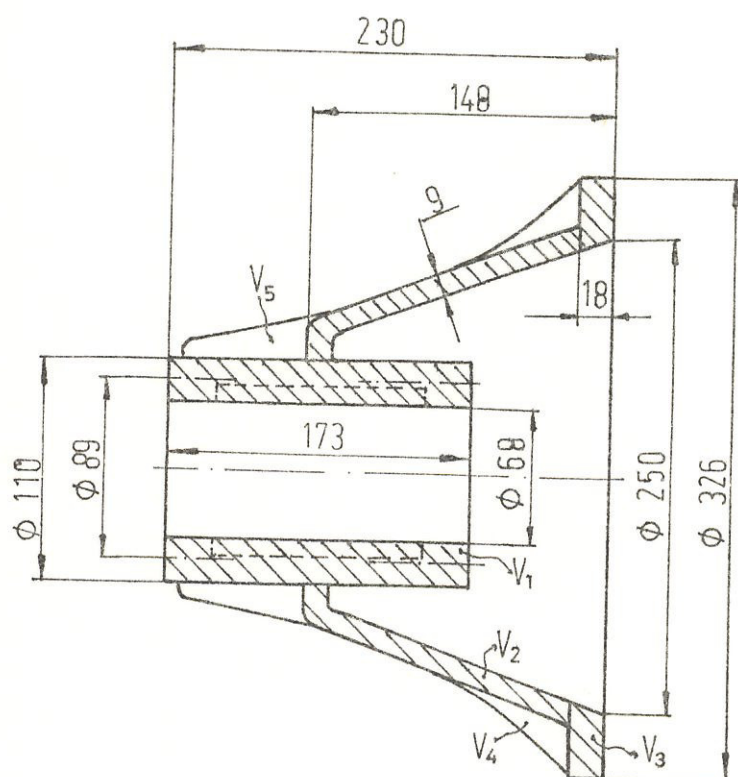


Fig. N° 4.6 SOPORTE DE RODAMIENTOS.

$$\bar{X} = 86,39 \text{ mm}$$

- 4) Asumiendo que una fuerza tangencial actúe en sentido perpendicular en el extremo del soporte, cuando esté la bomba trabajando a 1800 RPM el soporte se forma como está apoyado a la carcasa de la bomba es tipo Viga en Voladizo y una reacción R que actúa en la parte del empotramiento (empernado) tenemos : según el diagrama de equilibrio (véase Fig.Nº 4.7) las secciones en los pernos (R).

El torque en que actúa la fuerza F es:

$$T = 244 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{y} \quad T = F_r$$

entonces :

$$F = \frac{T}{r}$$

reemplazando valores :

$$T = \frac{244000 \text{ N} \cdot \text{mm}}{89/2 \text{ mm}}$$

y

$$F = 5483 \text{ N } (\approx 5,5 \text{ K}_N)$$

Momento flexionante máximo :

$$+ M_0 = 230 F + 86,39 P$$

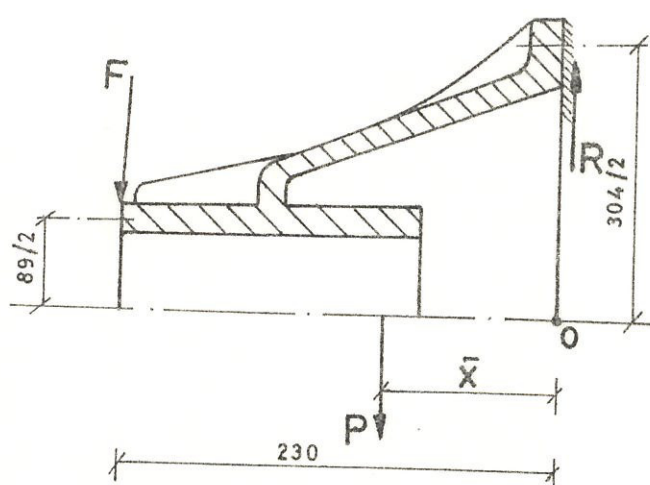


Fig. N° 4.7 DIAGRAMA DE EQUILIBRIO DEL SOPORTE DE RODAMIENTOS.

Siendo conocidas F y P, sustituyo cada uno para luego obtener :

$$M_0 = 1301262,2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Haciendo sumatoria de fuerzas en Y :

$$+ \uparrow \Sigma F_y = 0 \Rightarrow R - F - P = 0$$

donde :

$$R = 5948,01 \text{ N}$$

La carga cortante por perno es :

$$V' = \frac{R}{n_{\text{per}}}$$

Asumimos un número de pernos $n_{\text{per}} = 14$ con un diámetro de 12 mm (M 12 x 1,75), luego :

$$V' = 425 \text{ N}$$

Las fuerzas cortantes secundarias V'' son :

$$V'' = \frac{M_0 r}{14 r^2} = \frac{M_0}{14r}$$

reemplazando valores :

$$V'' = \frac{1301262,2 \text{ N} \cdot \text{mm}}{14 \times \frac{304}{2} \text{ (mm)}}$$

de donde :

$$V'' = 611,5 \text{ N}$$

La magnitud de las fuerzas medidas son :

- En la parte superior del soporte, la llamamos:

$$F'_A = V' + V''$$

entonces :

$$F'_A = 1036,5 \text{ N}$$

- En la parte inferior le llamamos F'_B :

$$F'_B = V' - V''$$

$$F'_B = 186,5 \text{ N}$$

El área de esfuerzo cortante $A_S = \frac{\pi 12^2}{4} = 113 \text{ mm}^2$

Esfuerzo cortante $\tau = \frac{F'_A}{A_S}$

reemplazamos valores :

$$\tau = \frac{1036,5}{113} = 9.17 \text{ N/mm}^2$$

Area de aplastamiento :

$$A_b = t d_b$$

donde :

$$t = (1 \div 1,2) d_b$$

$$t = (12 \div 14) \text{ mm}$$

Para mayor seguridad trabajamos con un $t = 15 \text{ mm}$ de espesor y

$$A_b = 15 \times 12 = 180 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo de aplastamiento es :

$$\sigma_{\text{apl.}} = \frac{1036,5}{180} = 5,76 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Las dimensiones de los pernos en el soporte de rodamientos están contenidos en la Tabla XIV.

d) TUERCA DE IMPULSOR :

Esta tuerca podemos diseñarla de dos formas abierta o cerrada según el caso puede ir agarrada con un fin para mayor seguridad.

La tuerca será de acero SAE 1040 al igual que la arandela, la rosca es de M 20 x 2,5 está diseñada para que resista al desgarramiento, y la resistencia será igual a la carga dividida entre el área media de la rosca.

Tomando la carga que actúa en el eje, que es el empuje axial en el impulsor de 2483 N y el área media de la rosca, entonces :

$$\sigma_{\text{aga}} = \frac{2483 \text{ N} \times 4}{18,376^2 \pi \text{ mm}^2} = 9,36 \text{ N/mm}^2 \left(936 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \right)$$

e) TAPAS DE RODAMIENTOS :

Estas tapas las diseñamos para ambos lados : exterior y posterior; se las diseñan parecidas y como son uniones no cargadas, sólo dependen del diámetro del tornillo su espesor, los tornillos son de cabezas exagonal en el interior. Con una rosca métrica (M 8 x 1,0) cantidad de 4 sus dimensiones son estándar. Las tapas también con sus dimensiones casi estándar, para alta y baja presión (véase planos N° 3 y N° 4).

f) BRIDA DE SUCCION :

Esta brida es de 300 a 400 libras según la American Standard, con un diámetro de 8 pulgadas en el interior, con un espesor mínimo de la pared de 11 mm y diámetro exterior de 381 mm, y el diámetro entre centros para los pernos 330 mm grueso en la brida de 26 mm ($\approx 1''$); número de pernos 12

tamaño 7/8 pulg (22 mm) (véase plano N°12) el de conjunto. Esta brida necesariamente hay que construirla, por la forma que tiene el impulsor.

- ELEMENTO DE SUCCION :

El elemento de succión estará constituido por la boquilla de succión con un diámetro de 200 mm y va reduciéndose hasta 190 mm en la entrada del ojo del impulsor en una longitud de 75 mm.

g) BRIDA DE DESCARGA :

Esta brida, según American Standard será de 300 libras de ocho pulgadas de diámetro (200 mm) interior y será dimensionada de la manera siguiente:

- Diámetro exterior	352
- Diámetro entre centros para los pernos	300
- Número de pernos	8
- Tamaño de pernos	7/8 pulg (22 mm)
- Espesor de la brida	(23 mm)

h) ACOPLAMIENTO :

De la sección 2.8 y la Fig. N° 2.28, nos dan la forma para proceder a determinar sus dimensiones;



una vez conocidas la dimensión del eje en el acople que es :

$d' = 35 \text{ mm}$ y el torque $T = 244 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Determinamos el esfuerzo cortante nominal τ_{nom} que es :

$$\tau_{\text{nom}} = \frac{T}{\frac{\pi (d)^3}{16}}$$

Reemplazamos valores :

$$\tau_{\text{nom}} = \frac{244000}{\frac{\pi (35)^3}{16}}$$

entonces :

$$\tau_{\text{nom}} = 29 \text{ N/mm}^2$$

De los valores empíricos para cálculos preliminares tenemos :

$$D_t = 2.4 d' + 40$$

sustituyendo valores :

$$D_t = 2.4 (35) + 40$$

obtenemos :

$$D_t = 124 \text{ mm}$$

que es diámetro de la circunferencia que pasa por los pernos.

- Asumiendo un número de pernos $i=6$, determinamos el diámetro de los pernos d_b y usamos esta relación :

$$d_b = 0,5 d' / \sqrt{i}$$

luego :

$$d_b = 0,5 (35) / \sqrt{6}$$

entonces :

$$d_b = 7 \text{ mm}$$

Chequeo el número de pernos, aplicamos la relación empírica :

$$i = 0,5 d_b + 3$$

por lo tanto :

$$i = 0,5 (7) + 3 = 6,5 (\approx 7)$$

Como el número de pernos chequeado es mayor que lo asumido; corregimos lo asumido y decimos que

$$i = 7 \quad \text{y}$$

$$d_b = 0,5 (35) / \sqrt{7} = 6,6 \text{ mm } (\approx 7 \text{ mm})$$

trabajamos con el inmediato superior $d_b = 7 \text{ mm}$

$$\text{luego } i = 7$$

- Considerando corte en el perno, la fuerza tangencial de la ecuación (2.56) :

$$F = 2T/D_t$$

reemplazo valores :

$$F = 2 (244000)/124$$

entonces :

$$F = 3935,5 \text{ N}$$

- El esfuerzo cortante en el perno es calculado de la ecuación (2.57) :

$$\tau = 8T/i \pi d_b^2 D_t$$

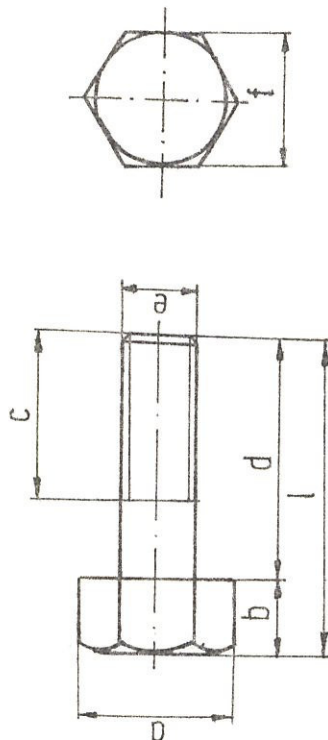
siendo conocidos cada uno de los valores, obtenemos :

$$\tau = 14,61 \text{ N/mm}^2$$

Por lo tanto $\tau < \tau_{\text{nom}}$; quedando aceptado su diseño y cálculo. Las demás dimensiones del acoplamiento de la Fig. N° 2.28 las obtenemos de las relaciones empíricas y las vemos en el Plano N° 11.

i) Nuestra bomba puede también trabajar con correas

TABLA XIV
TABLA DE PERNOS



DIMENSIONES	a	b	c	d	e	f	l	CANTIDAD	OBSERVACIONES
M8 x 1,0	16,00	7,00	18,00	39,00	8,00	18,00	46,00	2	
M8 x 1,0	14,00	7,00	18,00	23,00	9,00	14,00	30,00	8	cabeza con hueco exa. interna
M12 x 1,5	26,92	11,43	30,00	36,00	12,00	23,30	42,00	14	
M12 x 1,75	26,92	11,43	36,00	38,57	12,00	23,30	50,00	14	
M22 x 2,5	43,00	20,00	56,70	63,00	22,00	37,50	83,00	20	

Todas las dimensiones en milímetros.

trapezoidales a más de la forma directa.

Los motores de combustión interna causan muchas vibraciones, por esta razón; cuando se trabaja con correas, la máxima velocidad de rotación debe ser 1800 RPM. Cuando se trabaja en forma directa (con acoplamiento) la máxima velocidad es 3.000 RPM.

Las dimensiones de las poleas dependen de la relación :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

A más del torque.

CAPITULO V

NORMALIZACION DE LAS BOMBAS

Indiscutiblemente el mercado de las bombas es muy grande, siendo la bomba después del motor eléctrico o de combustión interna la máquina más frecuentemente fabricada.

Con el único propósito de abaratar la producción se recurre a la fabricación en serie.

En cuanto a la fabricación de bombas para todos los regímenes posibles de funcionamiento, está caracterizado por dos valores H, Q ; que tornan imposible en cuanto a lo óptimo. Pero afortunadamente el caudal y la altura efectiva de una bomba puede variar entre ciertos límites sin que el rendimiento quede afectado; y gracias a esto podemos cubrir una superficie bastante amplia en el plano H, Q con un número de tipos y tamaños relativamente reducido.

El criterio para la normalización de las bombas fabricadas consiste en pasar a otro tipo o tamaño cuando el rendimiento baja de manera que los gastos de fabricación de un tipo distinto sean compensados con una mejora del rendimiento.

5.1 DETERMINACION DEL CAMPO CARACTERISTICO CUBIERTO POR LAS BOMBAS.

Consiste en construir una serie de bombas con el mismo diámetro de entrada, escalonando juiciosamente los diámetros de salida. Para esto pues, las leyes de semejanza son una ayuda muy valiosa.

Según Rutschi, quien elaboró la norma y los suizos la Iso-Normpumpen con el nombre de Rutschi. Esto nos permite estudiar la determinación del campo característico (plano H-Q) cubierto por una serie, para una velocidad de rotación de 1.450 RPM. Este tipo de representación es hoy en día muy corriente en los fabricantes de bombas.

En la especificación de la bomba que figuraremos en el cuadrilatero curvilíneo, en su interior; y de cada uno será así : El primer número representa en milímetros el diámetro de la brida de aspiración y el segundo número, el diámetro exterior del impulsor también en milímetros, pero como en nuestro caso es un impulsor con diámetros diferentes (la entrada y salida), tomaremos el diámetro de entrada $D_0 = D_{1B}$ según Tabla III del capítulo III.

La serie constará de una serie de tamaños de caudal creciente. Es decir que, al mismo diámetro de entrada del impulsor D_{1B} , o al mismo diámetro de la brida de succión, corresponde el mismo caudal aproximadamente, y para el mismo caudal se disponen la serie de alturas efectivas crecientes en progresión geométrica de razón de $1.6 \approx \sqrt[5]{10}$

Los diámetros exteriores siguen la proporción geométrica de razón $1.25 \approx \sqrt[10]{10}$

Escalonándose de esta manera los caudales y los diámetros en progresión geométrica en esta serie, utilizando las razones $\sqrt[5]{10}$ y $\sqrt[10]{10}$ respectivamente. En forma general se usan los números : $\sqrt[5]{10}$, $\sqrt[10]{10}$, $\sqrt[20]{10}$, $\sqrt[40]{10}$, $\sqrt[80]{10}$, abreviándose los también : R5, R10, R20, R40, R80. De esta manera las normas ISO recomiendan los números R para la normalización de bombas, siendo su uso muy frecuente entre los constructores de bombas.

Según se tome como base un número R u otro los diferentes elementos de la serie suponen un incremento respecto al anterior de 60% (R5), 25% (R10); 12% (R20); 6% (R40); 3% (R80).

En particular, para nuestro caso los caudales incrementaremos un 60% y los diámetros en un 25% porque hemos tomado como base la serie R5 y R10.

- Siendo la capacidad de nuestra bomba $260 \text{ m}^3/\text{h}$ y ca bezal de 7,8 m. Con un diámetro exterior del impulsor en la entrada de $D_{IB} = 192 \text{ mm}$ que es igual al de la brida de succión, perteneciente los grupos de los 150-200 y 200-200 mm, procedemos a normalizar primeramente el diámetro.
- Para normalizar el diámetro dividimos para 1.25 el valor de 192 mm hasta llegar al mínimo; así mismo para el máximo diámetro multiplicamos por 1.25 has ta llegar al máximo diámetro que la bomba puede te ner en la entrada para que trabaje a una velocidad de operación de 1.450 RPM, entonces empezamos; no olvidando que: $(D_{asp} - D_{ext-imp})$ de esta manera agru paremos en serie los diámetros:

1) Aspiración

2) Exterior del impulsor

Luego haremos la Tabla XV y vemos que de esa manera irán los cuadriláteros agrupados.

32-125	40-125	50-125	65-125	80-125	100-200
32-160	40-160	50-160	65-160	80-160	100-250
32-200	40-200	50-200	65-200	80-200	100-315
	40-250	50-250	65-250	80-250	100-400
			65-315	80-315	125-200
				80-350	125-250
					125-315
					125-400
150-200	200-200	250-250	300-315	350-400	
150-250	200-250	250-315	300-350		
150-315	200-315	250-350			
150-400	200-400				
150-500					

TABLA XV GRUPOS EN SERIE DE ($D_{asp} - D_{ext-imp}$)

- La capacidad Q también podemos normalizar, de la manera que hicimos para los diámetros; con la diferencia que ahora multiplicamos por 1.6 si queremos llegar al máximo y para el mínimo valor de Q dividimos por el valor anterior, los valores de Q serán tabulados en números exactos. Por conveniencia (véase Tabla XVI) en que el primer número está en m^3/h y el segundo en l/min .
- Para la columna o el cabezal total H , seguimos el mismo principio que el de la capacidad (Q), tabulando cada valor en la Tabla XVII, sus valores están en metros (m).

A) PUNTO CARACTERISTICO DE FUNCIONAMIENTO :

El punto característico de funcionamiento o punto óptimo de una bomba rotodinámica es el de la curva $H-Q$ que corresponde a un rendimiento máximo (Véase Fig. N° 5.1a) cuando más empinada sea la curva $H-Q$ más significativo será el efecto de cualquier cambio de altura en el punto de funcionamiento :

- Una bomba con una curva $H-Q$ empinada presentará un pequeño cambio de descarga y la altura varia

6 ; 100	9 ; 150	12 ; 200	15 ; 250	18 ; 300	21 ; 350	24 ; 400
30 ; 500	36 ; 600	42 ; 700	48 ; 800	60 ; 1000	72 ; 1200	84 ; 1400
96 ; 1600	108 ; 1800	120 ; 2000	138 ; 2300	156 ; 2600	180 ; 3000	210 ; 3500
240 ; 4000	270 ; 4500	300 ; 5000	330 ; 5500	360 ; 6000	420 ; 7000	480 ; 8000
540 ; 9000	600 ; 10000	660 ; 11000	720 ; 12000	780 ; 13000	840 ; 14000	900 ; 15000
960 ; 16000	1020 ; 17000	1080 ; 18000	1140 ; 19000	1200 ; 20000	1260 ; 21000	1320 ; 22000
1440 ; 24000	1560 ; 26000	1680 ; 28000				

TABLA XVI CAUDALES NORMALIZADOS

El primer número está en m³/h y el segundo número en l/min.

En esta tabla vemos que nuestro caudal está entre 240 y 270 m³/h o sea 4000-4500 l/min respectivamente.

rá mucho si se desplaza al punto de funcionamiento (Véase Fig. N° 5.1b).

- Una bomba con una curva H-Q plana mostrará un gran cambio de capacidad pero la altura variará poco al desplazarse el punto de funcionamiento (Véase Fig. N° 5.1c).

La primera será preferible para aplicaciones que significa que variaciones de altura pero re quiere una descarga razonablemente constante.

La del segundo tipo convendrá más si la demanda es variable pero a condición de una altura cons tante.

b) INTERVALO DE TRABAJO :

El intervalo de trabajo de una bomba rotodinámica por lo menos en teoría, puede abarcar toda la cur va H-Q, desde la descarga nula hasta el punto de desaparición, si el rendimiento de operación es importante.

Si es importante el rendimiento, el intervalo de

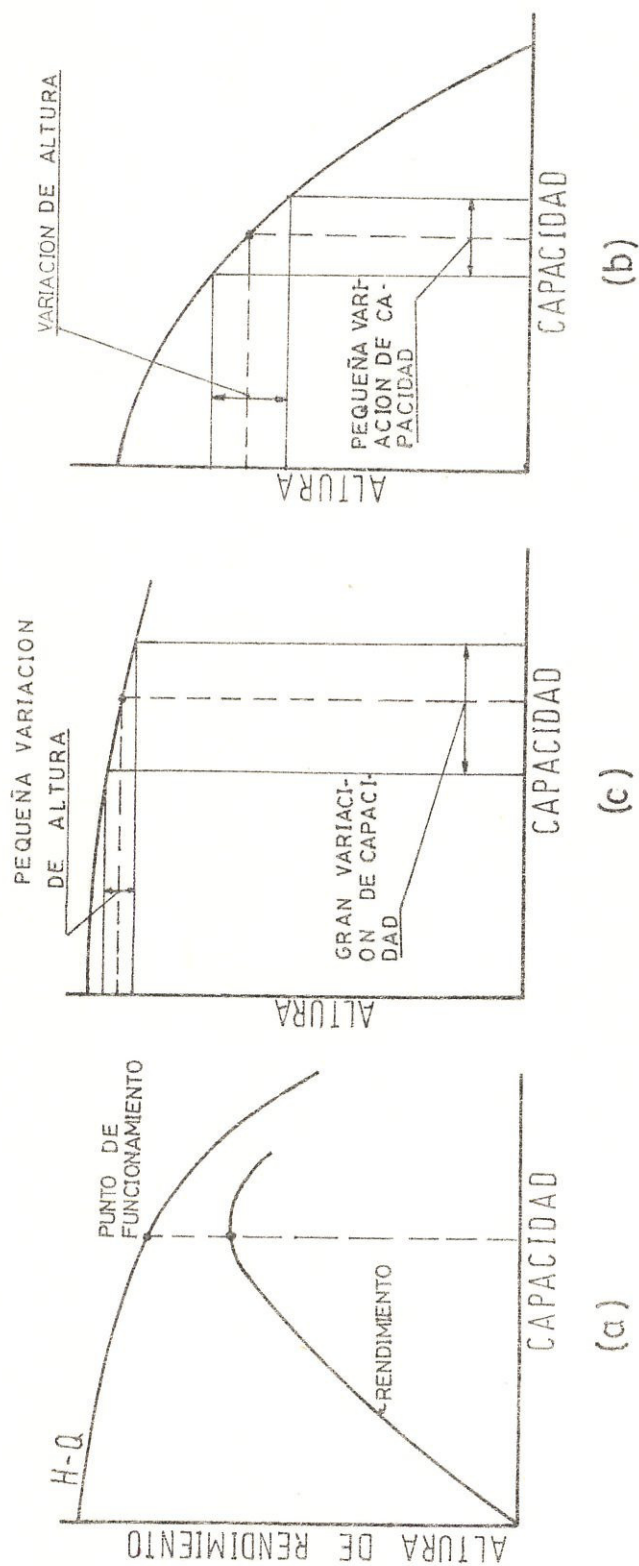


Fig. N° 5.1 PUNTO DE FUNCIONAMIENTO : (a) MAXIMO; (b) CURVA EMPINADA; (c) CURVA PLANA

trabajo a lo largo de la curva H-Q se establece por limitación del rendimiento requerido (Véase Fig. N° 5.2). Cuanto más plana sea la curva de rendimiento, más amplio será el intervalo de trabajo que se puede conseguir entre los mismos rendimientos límites.

El intervalo de trabajo potencial es ampliable mediante el aumento o la disminución de la velocidad de funcionamiento, lo cual da lugar al llamado entorno de trabajo de la bomba (Véase Fig. N° 5.3). Entonces la bomba puede funcionar en un punto dentro de dicho entorno al tiempo que se conserva un valor del rendimiento no inferior al mínimo especificado. De igual manera o similar se puede establecer un entorno de trabajo para un tipo de bomba de dimensiones concretas que funcione a velocidad constante pero con impulsores de diámetro diferente.

Si se trata de una serie de bombas, el proyecto se basa en unos rendimientos que se solapan, si bien, en la práctica, a cada una se asigna un "ÁREA DE TRABAJO" específica, deducible como antes. Así un gráfico completo que abarque la serie de bombas, se tiene una serie de casillas o recintos

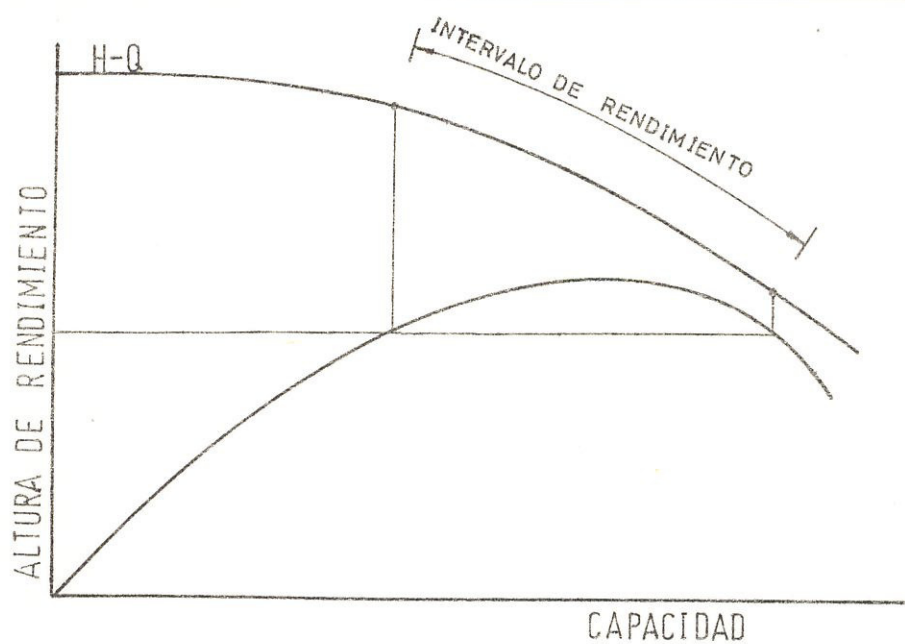


Fig. N° 5.2 INTERVALO DE TRABAJO

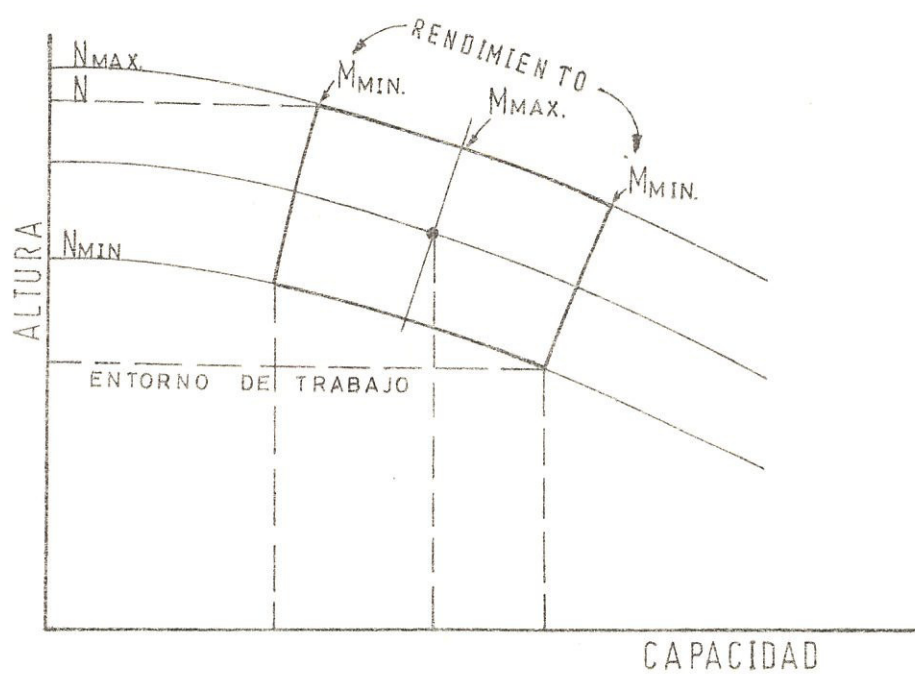


Fig. N° 5.3 ENTORNO DE TRABAJO

que circunscriben el intervalo H-Q al que cada bomba puede aplicarse (Véase Fig. N° 5.4).

- La eficiencia total que aparecen en la Tabla de selección es calculada de la ecuación siguiente:

$$\eta_2 = 1 - (1 - \eta_1) \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^{1/4} \quad (5.1)$$

donde :

D_1 = Diámetro exterior del impulsor en la entra
da (D_0)

D_2 = Diámetro normalizado Tabla XVIII.

η_1 = Eficiencia total del modelo

η_2 = Eficiencia total de bomba normalizada.

- La eficiencia hidráulica η_h es calculada de la ecuación (3.2).
- La eficiencia volumétrica η_v es el promedio de todos los caudales calculada de la Tabla XVI.
- Los cabezales, caudales y potencias son calcula
dos por las leyes de semejanzas; también la potencia es calculada según la sección 2.1.3 y promediada; pero en forma general es calculada

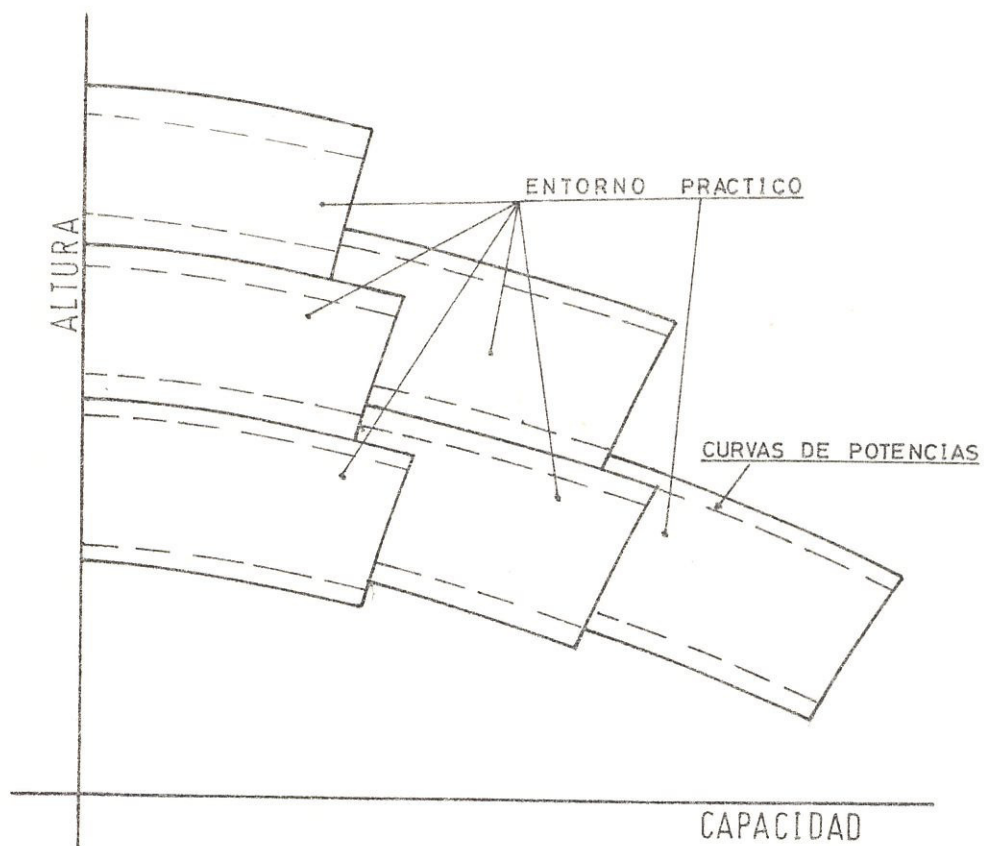


Fig. Nº 5.4 ENTORNO PRACTICO PARA DIFERENTES BOMBAS EN SERIE.

con la ecuación (2.2) y tabulado, las ecuaciones de las leyes de semejanza son :

$$H_2 = H_1 * \frac{\eta_h''}{\eta_h'} * \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \quad (5.2)$$

$$Q_2 = Q_1 * \frac{\eta_v''}{\eta_v'} * \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \quad (5.3)$$

$$P_2 = \frac{\eta_h''}{\eta_h'} * \frac{\eta_v''}{\eta_v'} * \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5 \quad (5.4)$$

donde :

H_1 = Cabeza total del modelo

Q_1 = Caudal del modelo

- Los diámetros que aparecen en la Tabla de selección en cada grupo, son rebajados, su diámetro exterior hasta un máximo de (10-15)%. Para que de esta manera logramos una variación de H sin disminuir sensiblemente η . Esta es una técnica muy común en los constructores de bombas; ya que nos permite obtener un cuadrilátero curvilíneo para cada bomba, limitado por 4 curvas: las curvas superior e inferior son los segmentos de ca

racterísticas antes y después del rebajado máximo permisible para que el rendimiento no descienda excesivamente.

Es decir, siendo la ecuación (5.1) en función del diámetro D_2 el rendimiento total η_2 , según la Tabla de Selección su mínimo valor es 61% y el máximo 72%. Lo que nos indica que las bombas centrífugas sacrifican algo de su rendimiento en un (5-10)%.

5.2 PLANO DE LAS BOMBAS NORMALIZADAS.

Los planos de las bombas normalizadas son los planos H-Q; cubiertos por una serie para una velocidad de rotación de 1.450 RPM (véase Fig. N° 5.5). Estos planos guardan una estrecha relación con la tabla de selección, ya que indica su campo de trabajo.

La Fig. N° 5.5 se la logra ampliando la tabla de selección, pero en ningún momento salirse de la norma para cada serie.

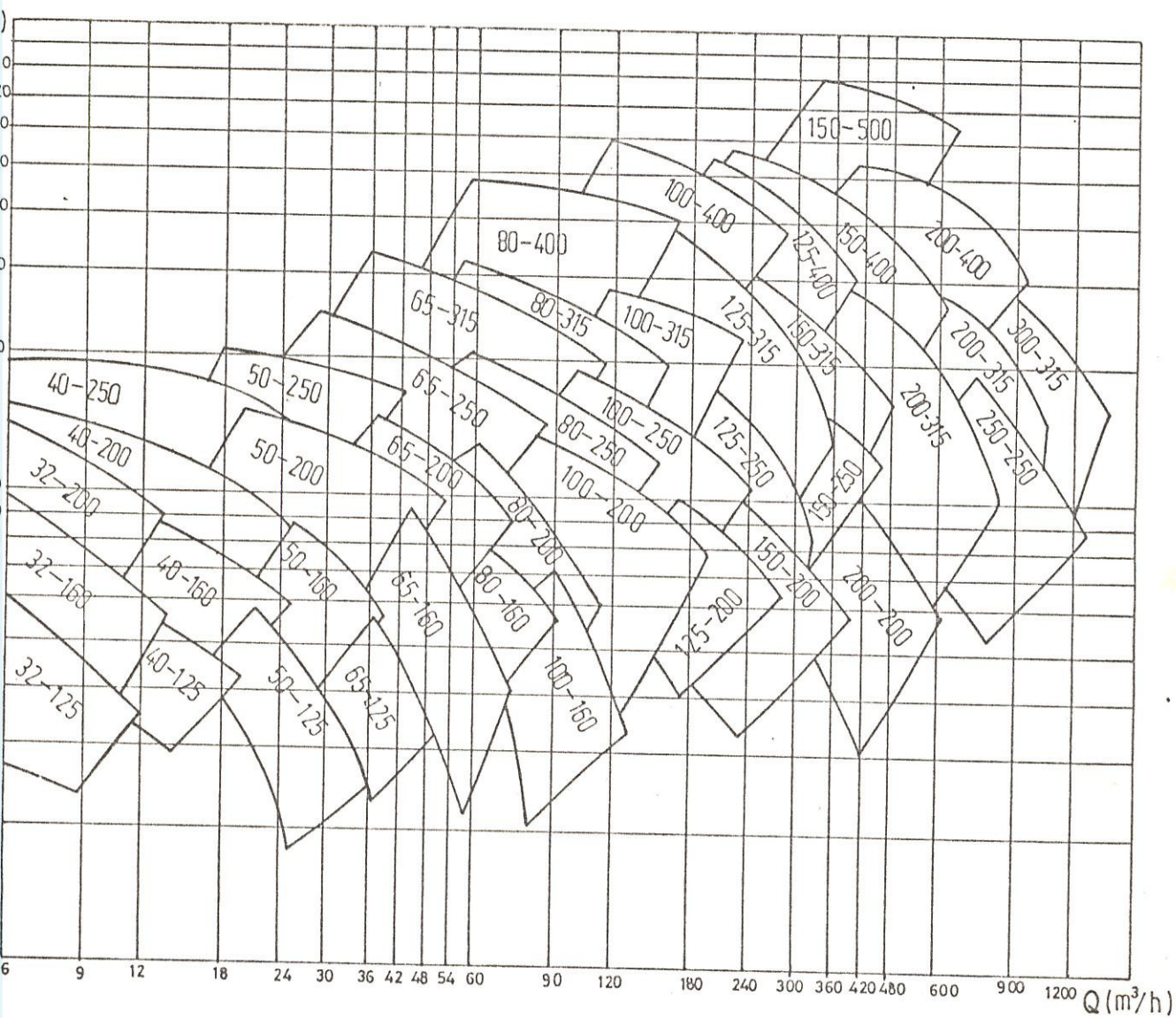


fig.5.5 Planos de bombas normalizadas

4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
26	28	30	34	38	42	46	50	54	58	62
66	70	74	78	82	86					

TABLA XVII CABEZALES NORMALIZADOS

NOTA : Con todas estas Tablas XV, XVI y XVII, ya es tamos en capacidad de poder hacer otra tabla, para la velocidad de operación de 1.450 RPM, que la podríamos llamar TABLA DE SELECCION, donde apreciaríamos los grupos en serie de los diámetros de aspiración e impulsión, con más detalles; con sus respectivos caudales, cabezales y potencias.

GRUPO : 32 - 125						
D (mm)	η_v (%)	Q (m ³ /h)	η_h (%)	H (m)	η (%)	P (Kw)
122	97	6	65	4	61	0,25
128	97	9	68	4	61	0,25
137	97	12	70	4	61	0,36
144	97	6	65	6	62	0,25
GRUPO : 32 - 160						
152	97	9	68	6	63	0,36
160	97	15	73	4	63	0,40
163	97	12	70	6	64	0,40
170	97	15	73	8	64	0,52
176	97	12	70	6	64	0,59
GRUPO : 32 - 200						
188	97	6	65	10	65	0,76
198	97	9	68	10	65	1,03
205	97	6	65	12	66	1,15
212	97	12	70	10	66	1,50
GRUPO : 40 - 125						
130	97	18	73	6	63	0,47

TABLA XVIII TABLA DE SELECCION

140	97	21	74	4	62	0,37
GRUPO : 40 - 160						
160	97	18	73	6	63	0,47
168	97	21	74	6	64	0,54
170	97	15	73	8	64	0,54
176	97	18	73	8	64	0,62
GRUPO : 40 - 200						
194	97	15	73	10	65	1,15
200	97	18	73	10	65	1,15
205	97	21	74	10	66	1,30
206	97	15	73	12	66	1,30
210	97	18	73	12	66	1,50
212	97	24	75	10	66	1,60
GRUPO : 40 - 250						
225	97	12	70	14	66	2,03
230	97	15	73	14	66	2,60
235	97	18	73	14	67	2,62
238	97	12	70	16	67	2,68
242	97	15	73	16	67	3,00
246	97	18	73	16	67	3,30

TABLA XVIII (continuación)

250	97	12	70	18	67	3,43
258	97	18	73	18	67	4,20
260	97	12	70	20	68	4,20
266	97	18	73	20	68	4,80
GRUPO : 50 - 125						
138	97	24	75	4	61	0,43
144	97	30	77	4	62	0,55
GRUPO : 50 - 160						
152	97	24	75	6	63	0,74
160	97	30	77	6	63	0,78
162	97	21	74	8	63	0,74
165	97	24	75	8	63	0,83
170	97	30	77	8	64	1,10
175	97	36	78	6	64	1,10
GRUPO : 50 - 200						
180	97	36	78	8	64	1,47
192	97	21	74	12	65	1,47
200	97	30	77	12	65	1,47
204	97	21	74	14	64	1,47
210	97	30	77	14	64	2,00

TABLA XVIII (continuación)

GRUPO : 50 - 250						
240	97	24	75	16	67	3,00
250	97	30	77	16	67	3,80
254	97	24	75	18	67	4,00
260	97	30	77	18	68	4,60
266	97	42	78	16	68	5,20
GRUPO : 65 - 125						
130	97	36	78	4	61	0,64
140	97	42	78	4	61	0,75
GRUPO : 65 - 160						
152	97	48	79	4	63	1,10
160	97	42	78	6	63	1,10
165	97	48	79	6	63	1,24
172	97	42	78	8	64	1,45
176	97	48	79	8	64	1,63
GRUPO : 65 - 200						
178	97	60	80	8	64	2,04
186	97	42	78	10	65	1,80
190	97	48	79	10	65	2,10
196	97	42	78	12	65	2,10

TABLA XVIII (continuación)

199	97	60	80	10	65	2,51
200	97	48	79	12	65	2,41
205	97	36	78	14	66	2,10
210	97	60	80	12	66	2,94
212	97	48	79	14	66	2,80
GRUPO : 65 - 250						
225	97	60	80	14	66	3,50
235	97	60	80	14	66	3,50
236	97	72	81	16	67	4,68
238	97	48	79	16	67	3,12
244	97	30	77	20	67	3,44
246	97	36	78	18	67	3,53
248	97	42	78	20	67	3,67
250	97	48	79	20	67	3,87
260	97	42	78	22	67	4,65
268	97	60	80	22	67	5,55
GRUPO : 65 - 315						
268	97	42	78	22	67	5,41
270	97	48	79	22	68	5,68
276	97	60	80	24	68	6,42
278	97	42	78	26	68	6,50

TABLA XVIII (Continuación)

295	97	72	81	26	68	8,74
303	97	72	81	28	69	10,38
306	97	60	80	30	69	10,38
316	97	72	81	30	69	10,38
319	97	42	78	34	69	12,80
322	97	48	79	34	69	13,70
GRUPO : 80 - 160						
144	97	60	80	4	62	1,10
160	97	72	81	4	63	1,47
165	97	60	80	6	63	1,56
170	97	72	81	6	64	1,84
GRUPO : 80 - 400						
188	97	72	81	8	65	2,41
199	97	84	82	8	65	2,80
202	97	72	81	10	65	3,07
207	97	84	82	10	66	3,50
212	97	96	82	10	66	4,00
212	97	108	83	8	66	4,00
GRUPO : 80 - 250						
220	97	84	82	12	66	4,16

TABLA XVIII (Continuación)



228	97	84	82	14	66	4,85
235	97	84	82	16	67	5,50
240	97	96	82	16	67	6,24
250	97	108	83	16	67	7,02
268	97	96	82	20	68	7,70
GRUPO : 80 - 315						
285	97	108	83	22	68	9,52
290	97	84	82	26	68	8,75
295	97	108	83	24	68	10,38
300	97	84	82	28	69	10,00
315	97	108	83	28	69	12,00
318	97	120	83	26	69	12,31
328	97	120	83	28	69	13,26
GRUPO : 80 - 400						
350	97	96	82	34	70	12,70
356	97	108	83	34	70	14,30
362	97	96	82	38	70	14,30
368	97	108	83	38	70	16,00
370	97	84	82	42	70	14,00
374	97	96	82	42	70	16,00
378	97	108	83	42	70	18,00

TABLA XVIII (Continuación)

380	97	84	82	46	70	16,00
382	97	120	83	42	70	20,00
385	97	60	80	50	71	20,00
390	97	84	82	50	71	20,00
GRUPO : 100 - 160						
145	97	84	82	4	62	1,50
156	97	84	82	6	63	2,25
165	97	108	82	4	64	2,25
178	97	120	83	6	64	3,06
GRUPO : 100 - 200						
187	97	156	84	4	65	2,61
187	97	138	84	6	65	3,47
194	97	156	84	6	65	4,00
200	97	96	82	12	65	4,83
210	97	96	82	14	66	5,63
212	97	108	83	14	66	6,33
GRUPO : 100 - 250						
243	97	156	84	12	67	7,61
244	97	138	84	14	67	7,85
254	97	156	84	14	67	8,88

TABLA XVIII (Continuación)

258	97	120	83	18	67	8,88
264	97	108	83	20	67	8,88
266	97	180	85	14	67	10,24
GRUPO : 100 - 315						
270	97	180	85	18	68	12,98
275	97	138	84	22	68	12,20
280	97	156	84	22	68	13,74
284	97	138	84	24	68	13,30
290	97	180	85	22	68	15,86
300	97	156	84	26	69	16,24
GRUPO : 100 - 400						
340	97	156	84	34	70	20,37
350	97	180	85	34	70	23,81
355	97	138	84	38	70	20,41
360	97	210	86	34	70	28,00
365	97	156	84	38	70	23,06
370	97	180	85	38	70	26,61
380	97	210	86	42	70	34,31
390	97	180	85	42	71	29,41
400	97	210	86	42	71	33,80
408	97	120	83	50	71	23,81

TABLA XVIII (continuación)

GRUPO : 125 - 200						
190	97	180	85	4	65	3,07
200	97	210	86	6	65	5,30
212	97	180	85	10	66	7,43
GRUPO : 125 - 250						
250	97	240	86	12	67	12,00
260	97	270	86	12	67	12,17
270	97	210	86	18	68	15,14
GRUPO : 125 - 315						
290	97	210	86	22	68	18,50
300	97	240	86	22	69	21,15
310	97	270	86	22	69	23,80
320	97	240	86	28	69	26,91
328	97	300	87	24	69	28,83
GRUPO : 125 - 400						
380	97	300	87	34	70	40,00
390	97	240	86	42	70	40,00
400	97	240	86	46	71	42,95
402	97	300	87	42	71	48,33
408	97	330	87	42	71	48,36

TABLA XVIII (Continuación)

GRUPO : 150 - 200						
200/160	97	300	87	4	65	5,03
200/170	97	270	86	6	65	7,00
200/190	97	240	86	8	65	8,04
200/200	97	330	87	4	65	5,53
GRUPO : 150 - 250						
250	97	330	87	12	67	16,10
255	97	360	87	12	67	17,56
260	97	360	87	14	67	20,50
GRUPO : 150 - 315						
290	97	270	86	18	68	19,50
310	97	240	86	24	69	22,73
320	97	300	81	22	69	26,05
328	97	330	87	20	69	26,05
GRUPO : 150 - 400						
345	97	480	88	30	70	56,00
380	97	420	88	42	70	68,00
395	97	540	89	34	71	70,00
400	97	600	89	34	71	80,00
408	97	380	87	54	71	80,00

TABLA XVIII (continuación)

GRUPO : 150 - 500						
450	97	300	87	70	72	80
460	97	360	87	70	72	90
470	97	240	86	78	72	100
475	97	300	87	78	72	110
480	97	540	89	70	72	110
488	97	300	87	82	72	100
490	97	480	88	78	72	100
494	97	420	88	82	72	100
496	97	240	86	86	72	100
498	97	300	87	86	72	100
GRUPO : 200 - 200						
180/160	97	360	87	4	64	6,15
185/165	97	420	88	4	65	7,04
195/165	97	420	88	6	65	10,60
200/170	97	330	87	8	65	11,06
210/180	97	480	88	6	66	12,00
215/185	97	300	87	10	66	12,40
220/190	97	360	87	10	66	15,00
230/200	97	420	88	10	66	17,33
230/220	97	600	89	6	68	15,00

TABLA XVIII (Continuación)

GRUPO : 200 - 315						
280	97	420	88	18	68	30,00
290	97	600	89	12	68	30,00
300	97	480	88	18	69	35,00
305	97	600	89	18	69	43,00
310	97	600	89	20	69	48,05
315	97	540	89	22	69	48,00
320	97	660	89	18	69	48,00
GRUPO : 200 - 400						
345	97	780	90	28	70	85,00
350	97	780	90	30	70	91,07
355	97	720	89	34	70	95,27
360	97	660	89	38	70	97,61
365	97	780	90	34	70	105,00
370	97	720	89	38	70	110
380	97	540	89	46	70	100
385	97	720	89	42	70	120
390	97	840	90	38	71	125
395	97	900	90	34	71	125
400	97	840	90	42	71	140
405	97	540	89	54	71	120

TABLA XVIII (continuación)

GRUPO : 250 - 250						
240/150	97	660	89	4	67	10,73
250/150	97	780	89	4	67	13,00
280/210	97	900	90	8	68	28,84
290/240	97	960	90	8	68	30,75
290/280	97	960	90	10	68	40,45
GRUPO : 250 - 315						
295/230	97	840	90	12	68	40,00
300/230	97	720	89	16	69	45,00
305/250	97	780	89	18	69	55,00
310/270	97	960	90	18	69	68,00
310/260	97	660	89	22	69	57,00
310/300	97	1080	90	14	69	60,00
320/320	97	780	89	26	69	80,00
328/328	97	900	90	28	69	100,00
GRUPO : 301 - 300						
310/225	97	1020	90	6	69	24,15
315/250	97	1140	91	6	69	27,00
320/260	97	1080	90	10	69	42,63
320/260	97	1140	91	8	69	36,00

TABLA XVIII (continuación)

320/275	97	1140	91	10	69	45,00
325/310	97	1200	91	12	69	56,83
325/305	97	1140	91	12	69	54,00
328/285	97	1140	91	14	69	63,00
328/310	97	1200	91	14	69	66,00
GRUPO : 300 - 315						
340/260	97	1140	91	16	70	71,00
345/315	97	1440	91	16	70	90,00
340/280	97	1200	91	20	70	93,00
345/285	97	960	90	26	70	97,10
345/340	97	1020	91	30	70	120,00
345/345	97	1320	91	24	70	125,00
345/345	97	1080	91	30	70	126,00

TABLA XVIII TABLA DE SELECCION

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Como conclusiones, podemos anotar las siguientes:

1. Este trabajo tiende a solucionar un problema de tipo agrícola, en el sentido de crear una tecnología nacional para proveer de bombas diseñadas y construídas en el Ecuador que tengan como principal aplicación los riegos por inundación como en el caso del arroz, para aplicación bio-acuáticas, etc.; evitando así la fuga de divisas y abaratando los costos de producción.
2. La bomba de flujo mixto es una bomba de capacidad intermedia entre las bombas centrífugas, es decir, de cabezal bajo y grandes caudales y presentan como ventajas sobre las demás bombas centrífugas que el impulsor es de simple construcción tipo abierto doble curvatura y de diámetros diferentes.
3. El cabezal efectivo de la bomba fue escogido en función de la pendiente de un terreno típico de la zona costera.
4. De acuerdo a la Fig. N° 2.4, la eficiencia global para nuestro caso está entre el (65-85)% por razones

de seguridad de diseño se escogió la eficiencia total más baja (65%).

5. La eficiencia hidráulica fue calculada a partir de la eficiencia global que a su vez depende de las eficiencias volumétricas y mecánicas. La eficiencia mecánica y volumétrica fueron asumidas y se las tomó de las referencias de un ejemplo del Cap. IX, "Mixed flow pumps, pp. 199, A. J. Stepanoff.

La eficiencia hidráulica así obtenida fue promediada con la eficiencia hidráulica calculada a partir de la ecuación (3.2) y con este valor se trabajó en el resto del cálculo.

6. Se seleccionó una velocidad de trabajo a 1450 RPM con el propósito de evitar vibraciones.

Para el cálculo estructural que depende del torque transmitido por la bomba se escogió 1800 RPM puesto que la bomba también puede trabajar a esta velocidad. En ninguno de estos casos la velocidad sobrepasa la primera velocidad crítica.

7. El diseño del impulsor como el órgano principal de la bomba de flujo mixto, cumple a cabalidad con las

exigencias de la construcción y el propósito para lo que ha sido destinado.

8. La bomba de flujo mixto está diseñada toda de hierro fundido y principalmente el impulsor; el eje, tapas internas y externas, tuerca del impulsor, pernos, etc. de acero. Los materiales pueden ser de acuerdo al tipo de líquido que la bomba maneja, y de allí depende las propiedades del material que escojamos para una aplicación específica.
9. Los álabes del impulsor se las han diseñados con todos los detalles necesarios, los cuales pueden ser analizados de acuerdo al Plano N° 1, de tal manera que pueda escogerse un proceso para fundir dichas bombas sin mayor problema. La bomba en general puede ser construída en cualquier taller metal-mecánica con un mínimo de herramientas y equipos adecuados, y con personal medianamente calificado.
10. Económicamente es factible utilizar materiales que se encuentran en nuestro medio como por ejemplo chatarra, lo cual abarataría su costo de producción.
11. Se pueden llegar a exportar bombas de flujo mixto, lo cual permite generar divisas.

12. La bomba sería más barata que las del mismo tipo importadas, lo cual estaría más al alcance de nuestros agricultores.

Como recomendaciones tenemos las siguientes:

1. No se debe de soldar los álabes al núcleo del impulsor ni empernarlo, porque eso sería perder definitivamente todo lo que esté en concordancia con lo establecido en el diseño.
2. La distancia o el espacio entre la carcaza y el impulsor no debe ser mayor de 0.20 mm, porque causa disminución de la presión interna de la bomba y la presión de succión cae.
3. El acabado de la bomba en lo que respecta a :
 - La carcaza, internamente no debe tener porosidades y mucha rugosidad para evitar los problemas de corrosión y erosión.
 - El impulsor debe tener un acabado aceptable después del proceso de manufactura según lo que indica el Plano N° 1, para evitar los problemas de corrosión y erosión.

4. La tuerca del impulsor en lo posible debería de ir con un pin o un tornillo para evitar la fuga de su posición y que salte a la carcaza de la bomba y la dañe, de esta forma incrementaríamos la seguridad en el funcionamiento.
5. Puede introducirse mejoras en el proceso de manufacturas y montaje en lo que respecta a toda la bomba de la siguiente manera :
 - Hacer tres cuerpos: soporte-plato, carcaza y brida de succión o brida de succión-carcaza, soporte, plato.
 - En la carcaza las patas pueden ir empernadas en lugar de salir del mismo cuerpo, incrementando el espesor en el sitio que van las patas para que se puedan enpernar.
 - Al impulsor quitarle la parte del cubo en el lado de salida para disminuir peso.
 - En el soporte los dos rodillos cónicos que van montados pueden ser combinados es decir : un cónico en el lado de mayor empuje y uno de rodillos cilíndricos en el de menor empuje.

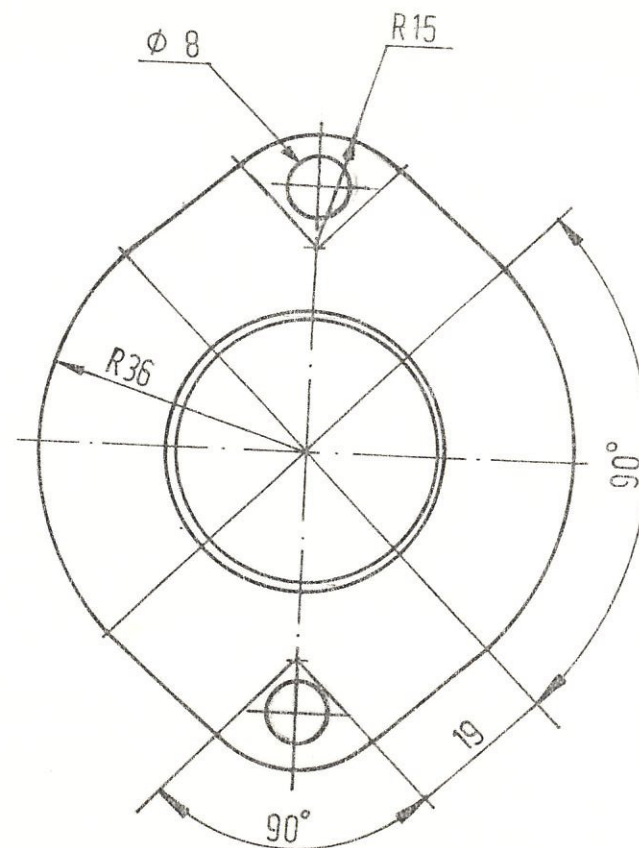
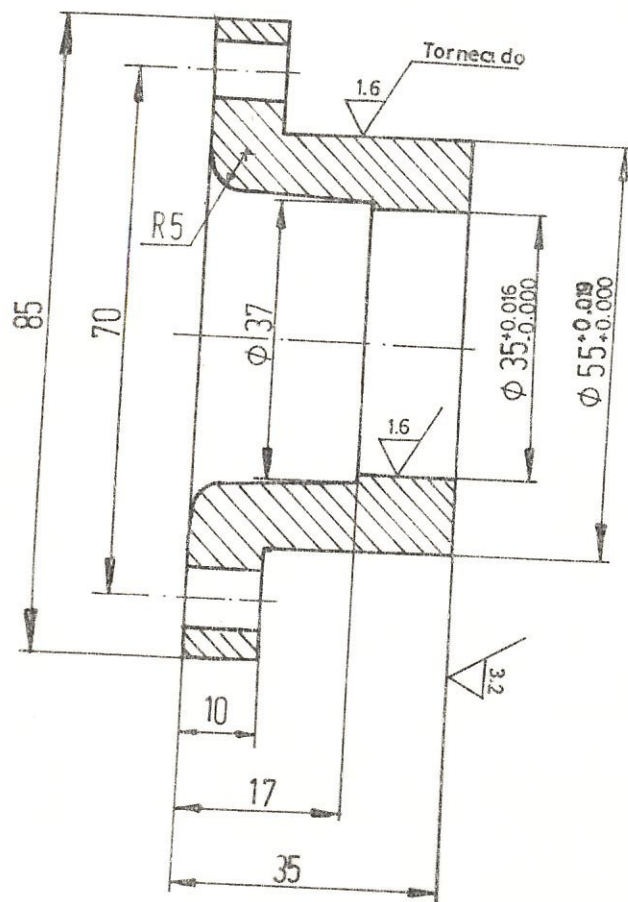
- En cuanto al tapón inferior, en lugar de ir en la posición vertical, ubicarlo horizontalmente para mayor facilidad en el montaje.
6. Cuando la bomba opera con la velocidad máxima en accionamiento directo y por correas se debe tener presente que :
- Si las bombas son instaladas con motores de combustión interna, causan mayores vibraciones que los motores eléctricos y deben anularse o aislarse estas vibraciones o de lo contrario hay que rebajar las RPM indicadas.
 - Los motores de combustión interna usadas para el movimiento de bombas son : diesel, gasolina. El tipo de máquina que se fija depende de la cantidad de potencia requerida, tipo de combustible más fácil de obtener y a menor costo, tipo y número de operadores que puedan emplearse y la clase de instalación y mantenimiento.
7. En el caso de construirse esta bomba es muy recomendable hacer diversas pruebas experimentales, tratando de lograr curvas características y comparar con los datos teóricos y de diseño.

8. También es importante hacer uso de las computadoras para el diseño de los álabes y la voluta de la carcaza, etc.
9. En condiciones severas de trabajo sin considerar técnicamente los cabezales de succión disponible y el requerido como sucede con los camareros con una vida útil de uno a dos años. Considerando nuestro impulsor con toda la técnica ingenieril, podemos hacer que esta vida útil se incremente a 5 años de la siguiente manera:
 - Trabajando con el cabezal de succión disponible para evitar cavitación.
 - Haciendo un tratamiento térmico para obtener una mayor resistencia al desgaste provocada por erosión y abrasión.
 - Usando protección catódica con un ánodo de sacrificio.
 - Usando pintura anticorrosiva en los mantenimientos preventivos y correctivos cada seis meses.
 - Usando coquilla en el proceso de fundición para endurecer el perfil del álabe.

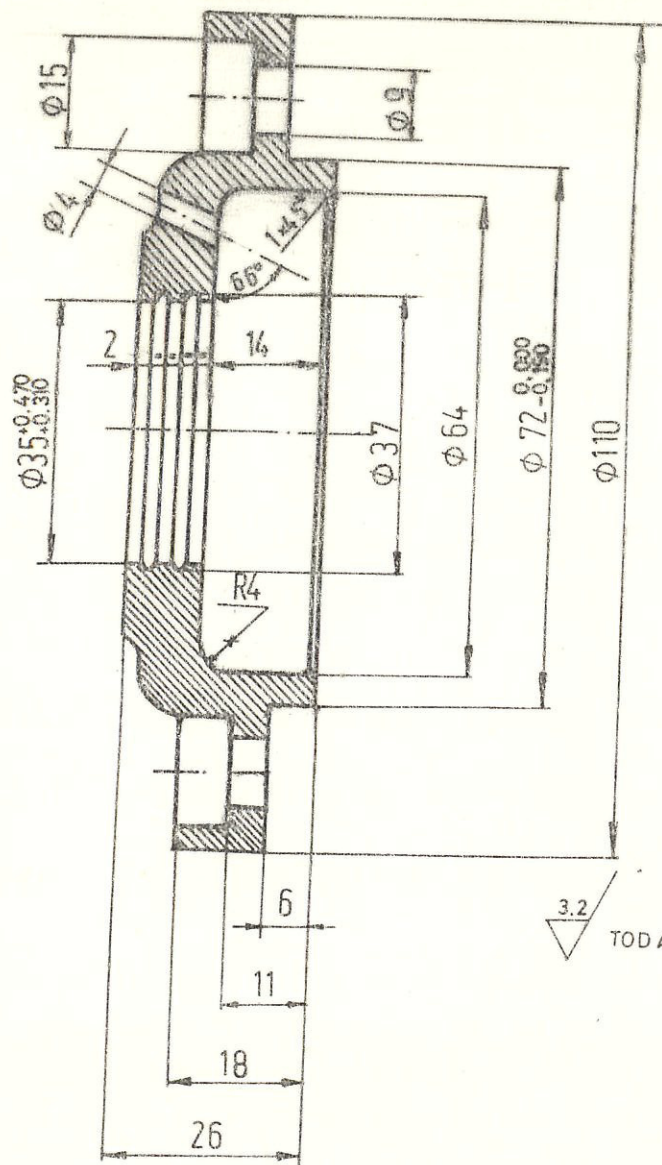
BIBLIOGRAFIA

1. Hicks and Edwards, Pump application engineering (New York : McGraw-Hill)
2. M. Poiree y Ch. Ollier, El regadío, pp. 247-249.
3. Israelsen Hansen, Principios y aplicaciones del riego, pp. 164-271.
4. Donald F. Hubbell, Técnica agropecuaria aplicada a zonas tropicales.
5. Servicio de Conservación de Suelos, Departamento de Agricultura de los Estados Unidos de América, Colección Ingeniería de Suelos.
6. Instituto Ecuatoriano de Recursos Hidráulicos, Unidad de Ingeniería Civil, Requerimiento de agua para riego, (Guayaquil, Septiembre 1982), pp. 12-25.
7. D. W. Thorne y H. B. Peterson, Técnica del riego (México : C.E.C.S.A.), pp. 213, 418.
8. A. J. Stepanoff, Centrifugal and axial flow pumps (2nd. edition; New York: John Wiley, 1957).

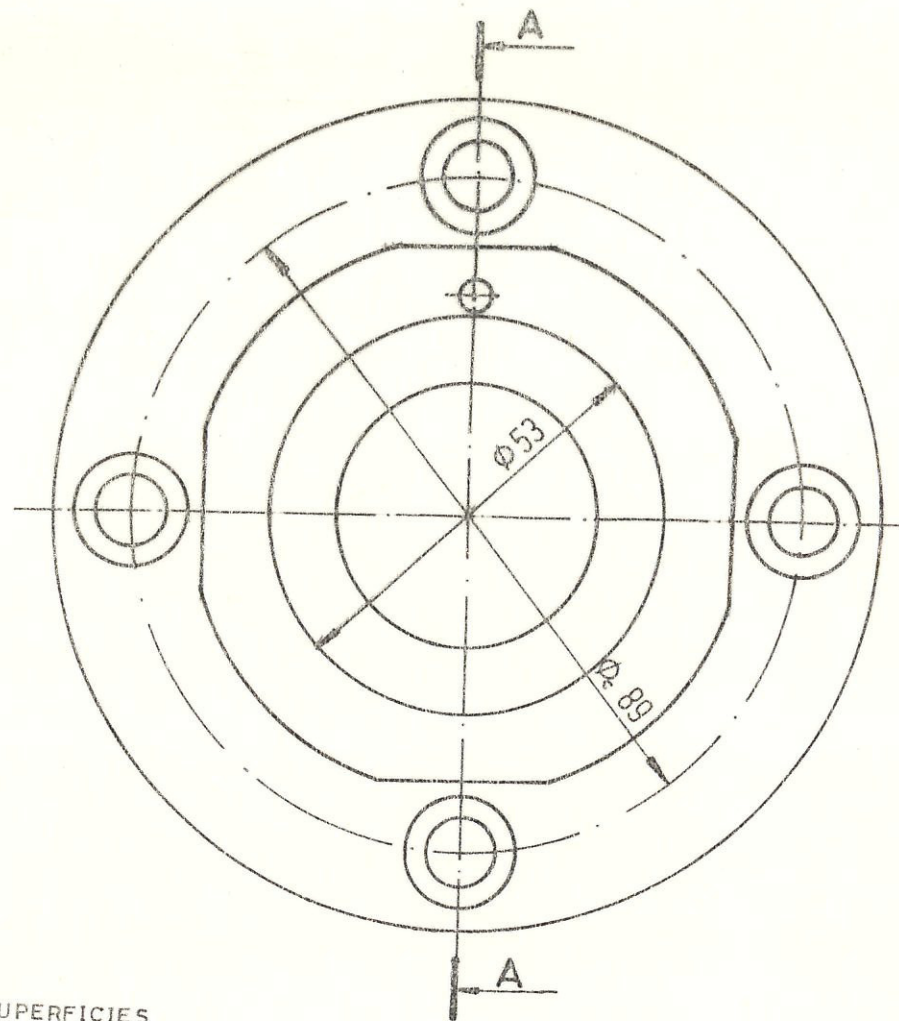
9. V. S. Labanoff, Centrifugal pumps : design and appli
cation (Houston : Gulf Publishing Co., 1985).
10. A. T. Troskolanski, Impeler pump (Oxford : Pergamon
Press, 1965).
11. Oberg - Jones, Manual universal de la técnica mecá-
nica (Barcelona : Labor, 1984), pp. 1054 y 1992.
12. Estepenson - Callander, Engineering design (New York:
John Wiley and Sons, 1974).
13. Luis Ma. Jimenes de Cisneros (4a. edición inglesa),
Manual de bombas.
14. H. A. Rothbart, Mechanical design and systems hand-
book (2nd. edition; New York : McGraw-Hill, 1964).
15. Virgil Moring Fairens, Diseño de elementos de máqui-
nás, pp. 357-369.
16. P. Orlov, Ingeniería de diseño (2a. edición, 1985).
17. John E. Plapp, Engineering fluid mechanics (1968),
pp. 526.



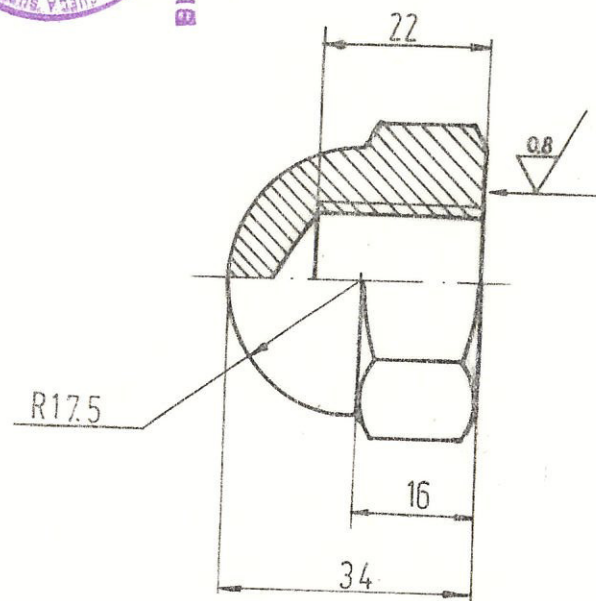
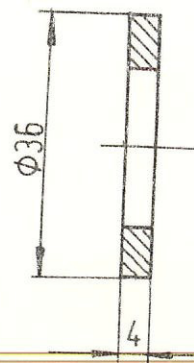
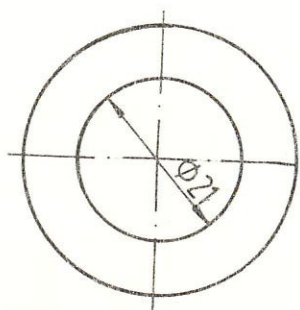
	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA	
DIB.		M.M.H.	MECANICA	
REV.		M.M.H.	ESPOL	
COMP.		Ing. F. A.	5	
E	PRENSA ESTOPA			279
1:1				



3.2
TODAS LAS SUPERFICIES



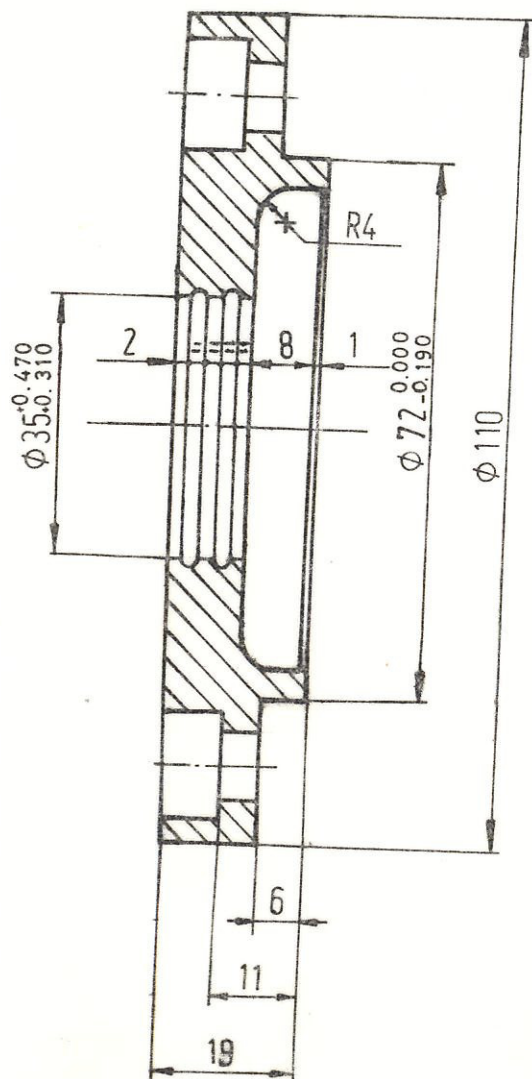
	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL	
DIB.		M. M. H			
REV.		M. M. H			
COMP		Ing. F. A			
E	TAPA EXTERIOR			4	278
1:1					
				ACERO	



(1)

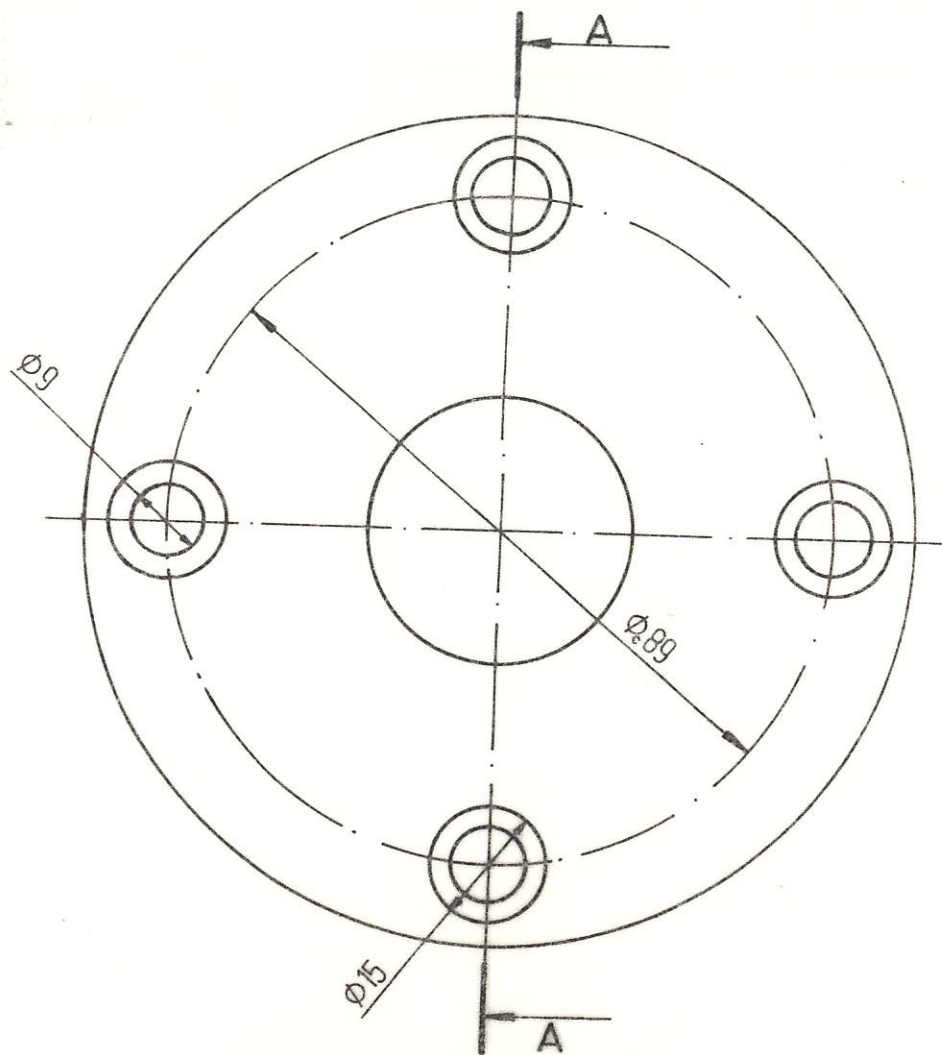
(2)

FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIB.	M. M. H		
REV.	M. M. H		
COMP	Ing. F. A		
E 1:1	1.-Tuerca del Impulsor		9
	2.-Arandela de Apoyo		10
			ACERO (1 y 2)

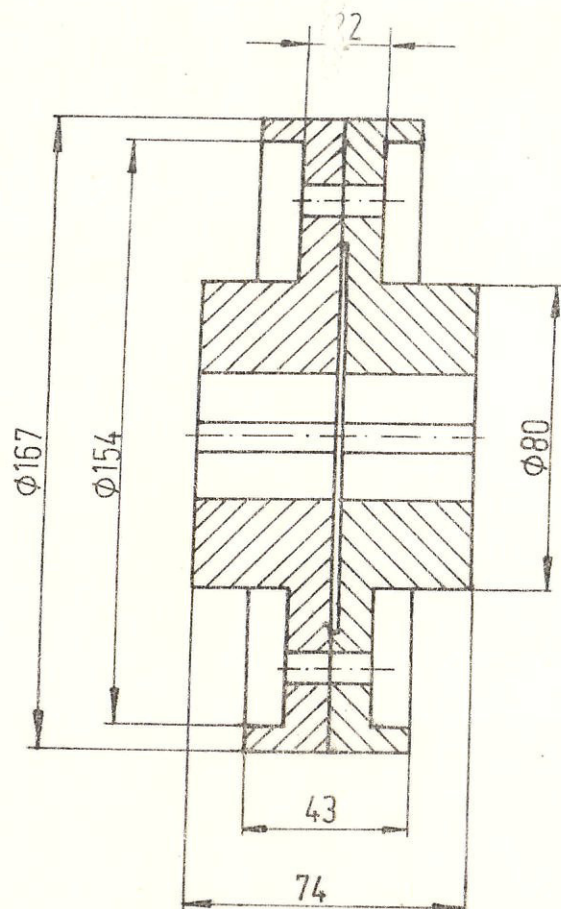


Secc. A-A

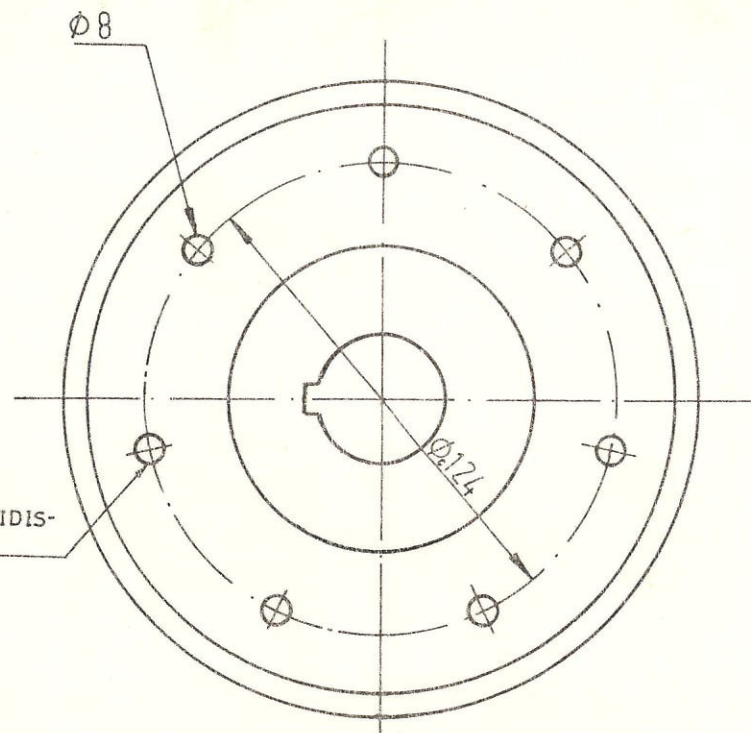
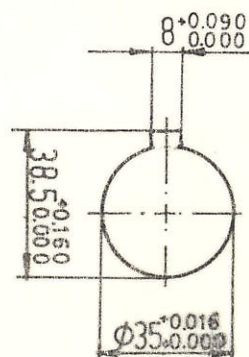
32 / TODAS LAS SUPERFICIES



	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIB.		M. M. H.		
REV.		M. M. H.		
COMP.		Ing. F. A.		
E	TAPA INTERIOR			3
1:1				
				ACERO

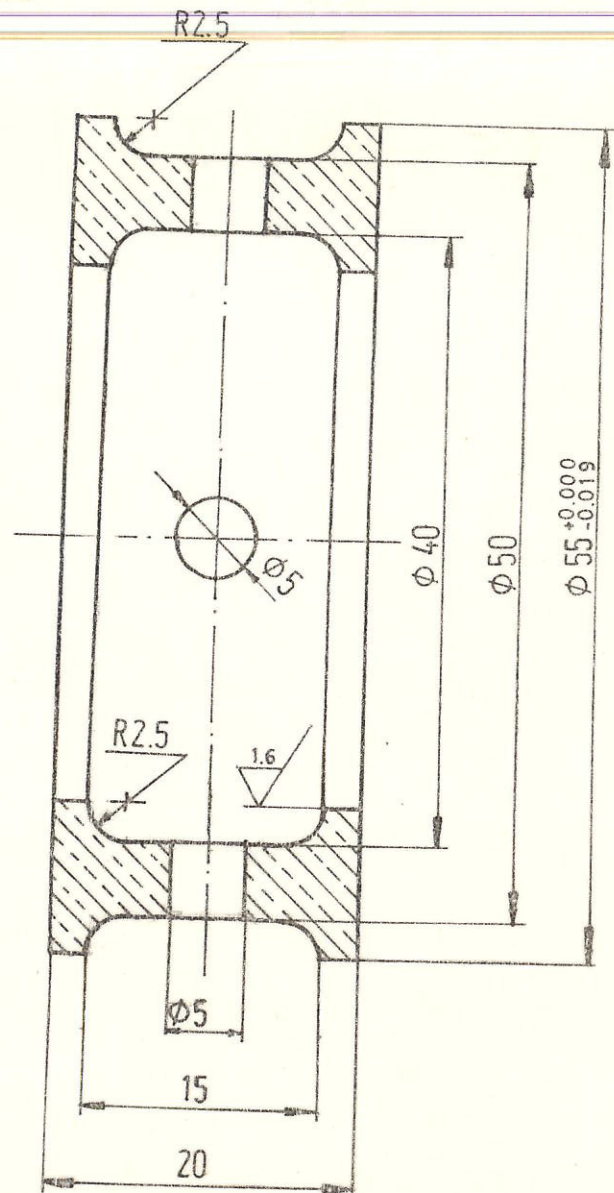


7 AGUJEROS EQUIDISTANTES



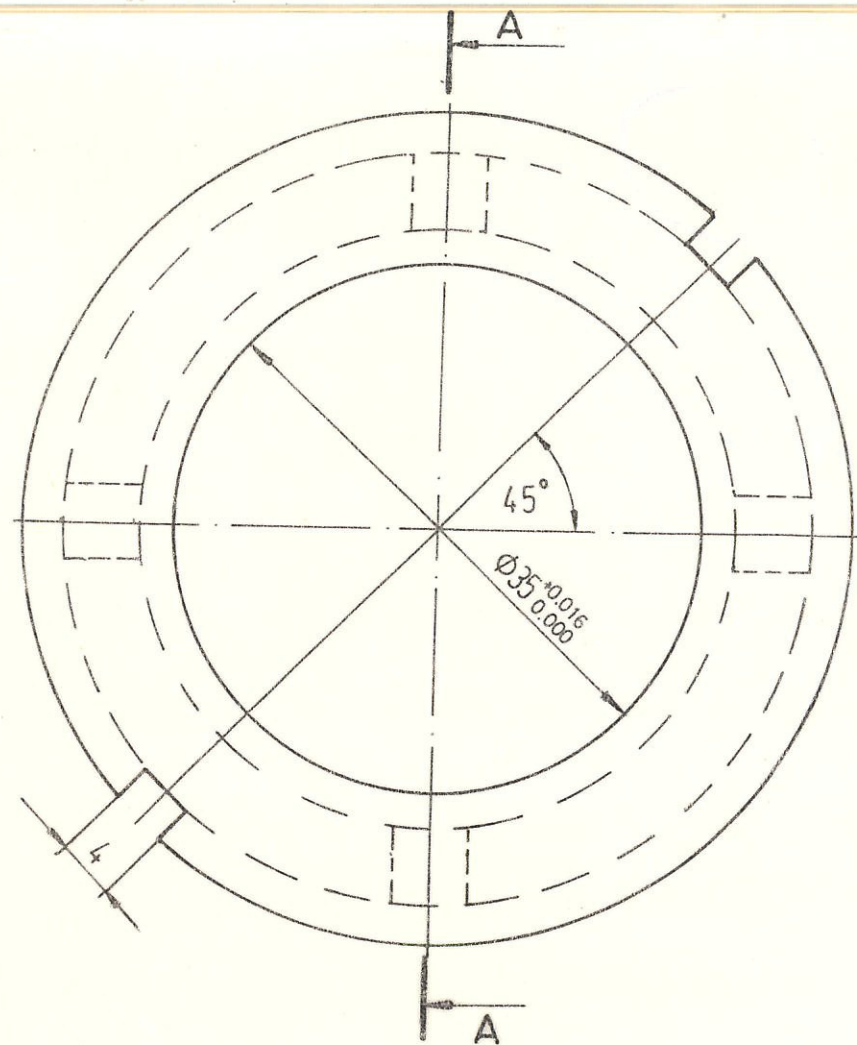
3.2 / TODAS LAS SUPERFICIES

	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIB.		M. M. H		
REV.		M. M. H		
COMP.		Ing. F. A		
E 1:2	ACOPLAMIENTO			11
			ACERO	285

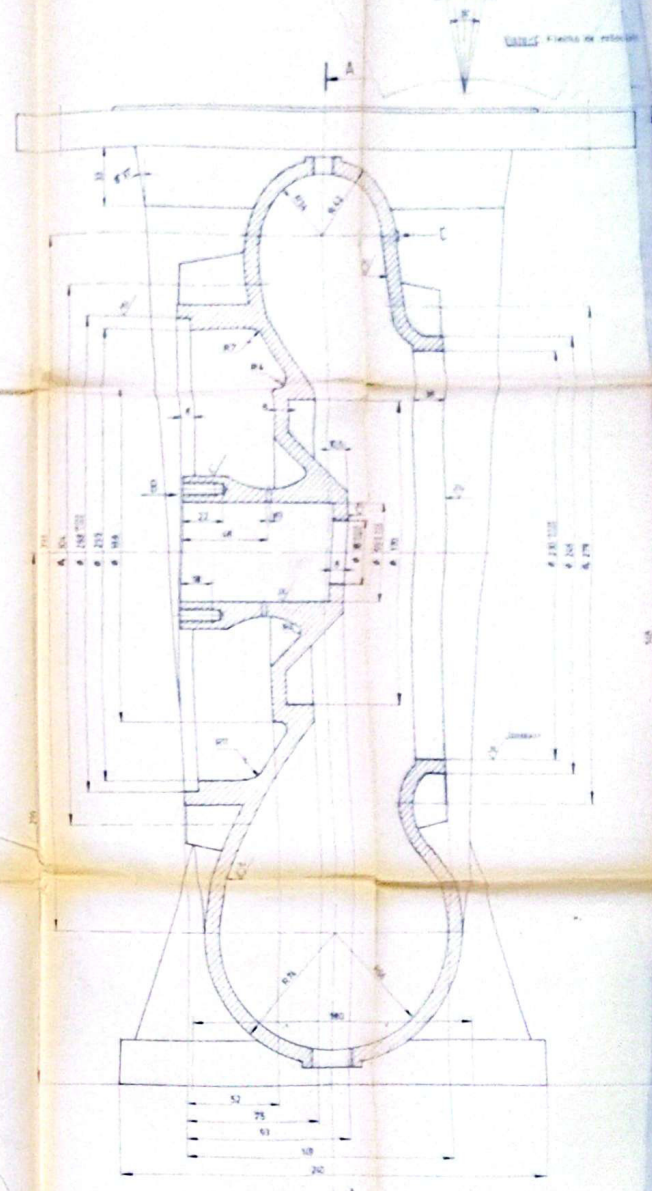


Secc. A-A

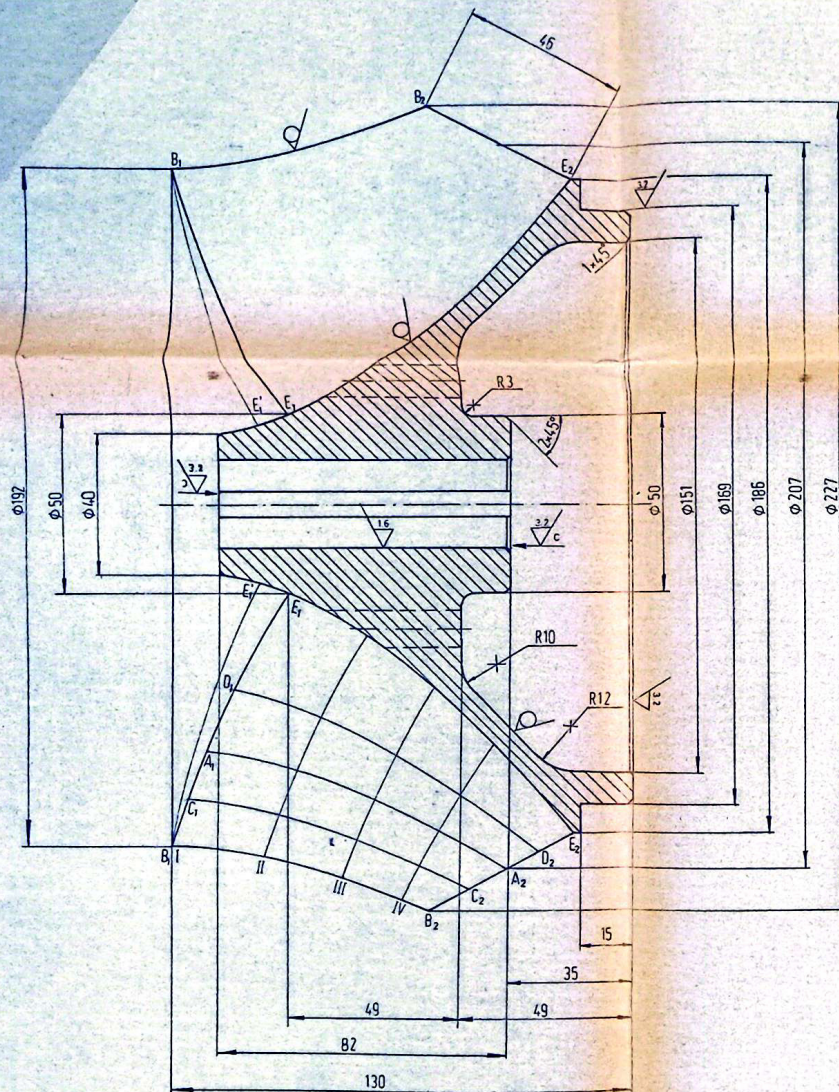
3.2
TODAS LAS SUPERFICIES



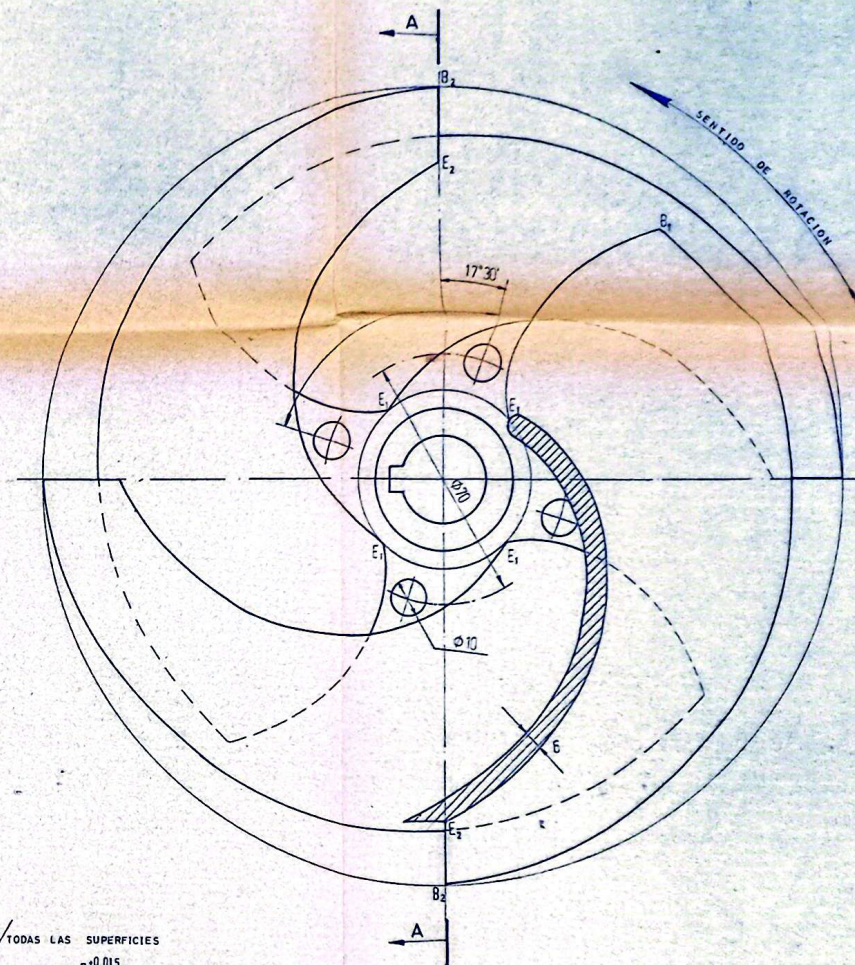
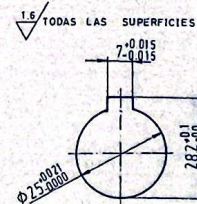
	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIB.		M.M. H.		
REV.		M.M. H.		
COMP.		Ing. F. A.		
E 2:1	ANILLO DE LINTERNA			6
				280
				BRONCE



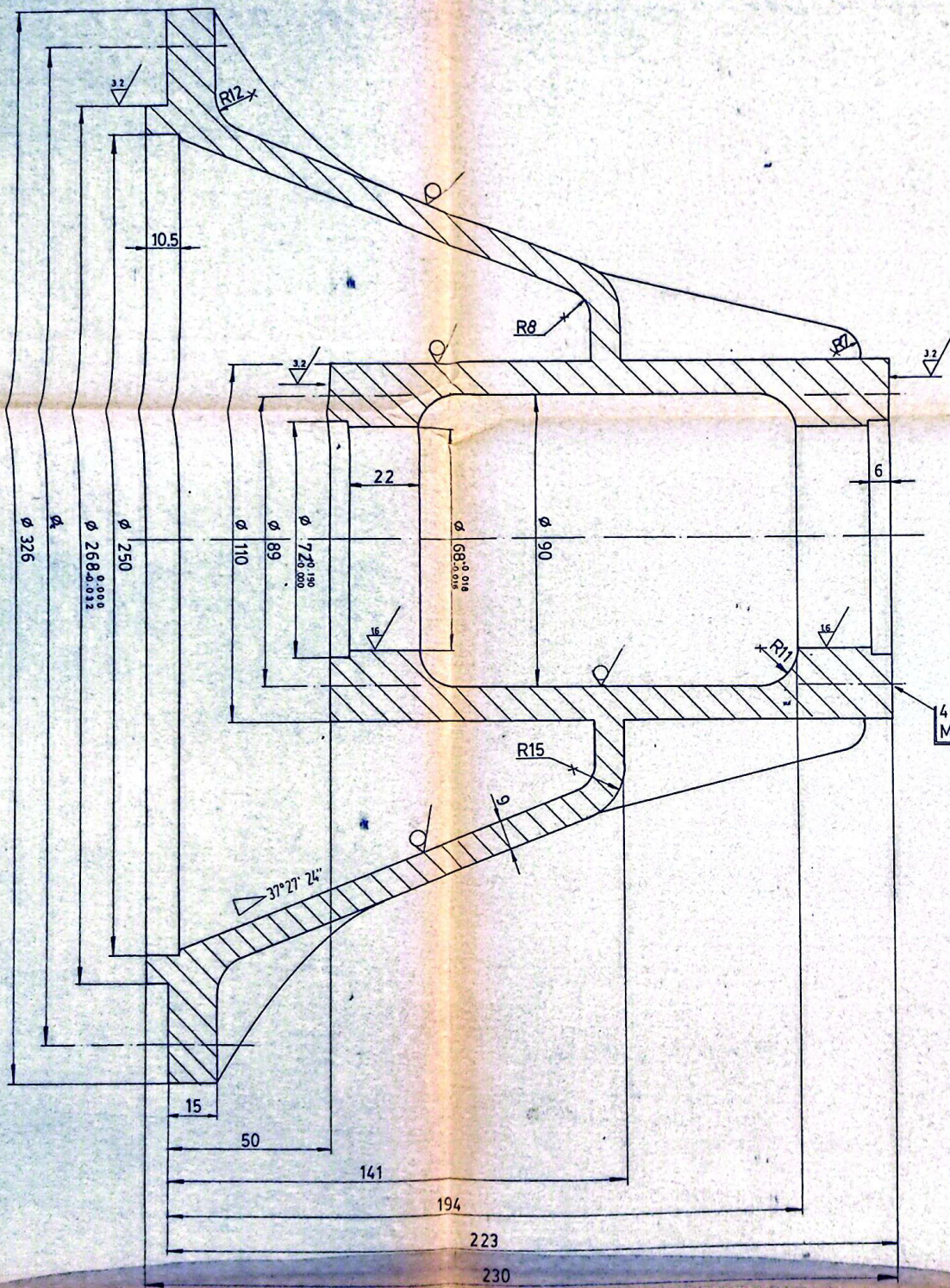
MINISTERIO DE INGENIERIA MECANICA		ESPOL
E	1	C A R C A Z A B



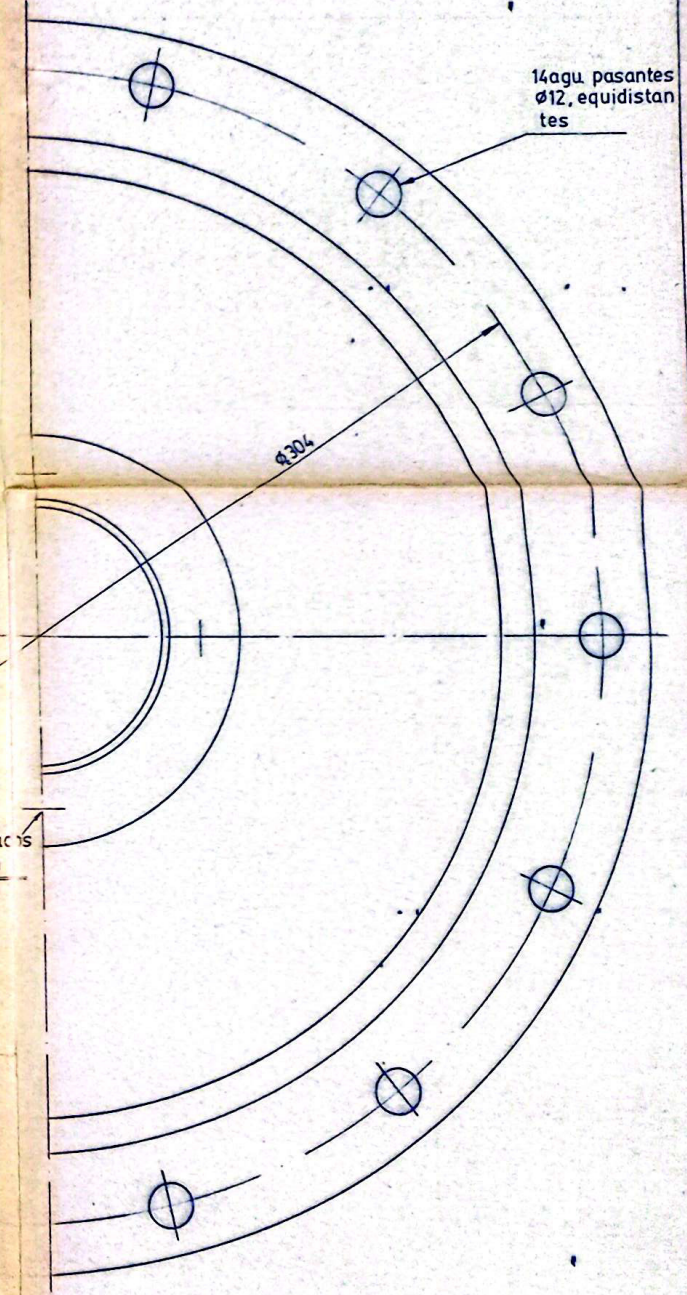
Secc. A-A



DIB	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA	ESPOL
REV		M. M. H.	MECANICA	
COMP		Ing. F. A.		
E				
1:1			IMPULSOR	1
				FUNDICION

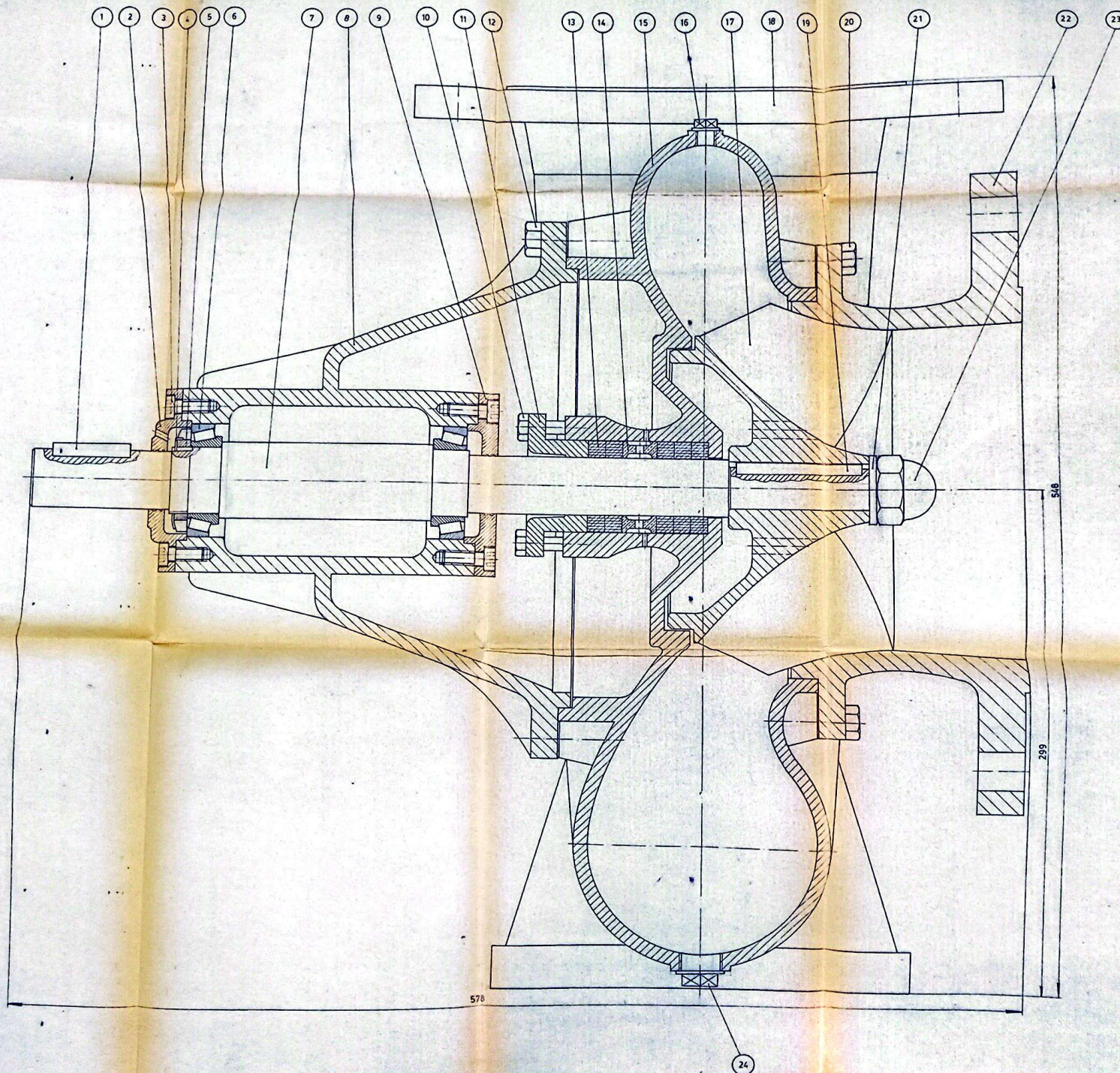


4 agujeros roscados
M8x1, prof. 20 mm



14agu. pasantes
 $\phi 12$, equidistan
tes

DIB.	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA	ESPOL
REV.		M. M. H.	MECANICA	
COMP.		M. M. H.		
E		Ing. F. A.		
1:1			SOPORTE RODAMIENTO	7
				FUNDICION



Nº	Descripción	Material	Peso	Observaciones
23	1. Tuerca de sujeción impulsor	Acero		
22	1. Brida de succión	Fundición		
21	1. Arandela	Acero	0.021	
20	1. Tornillo cabeza hexagonal	Acero		
19	1. Chaveta ajuste	Acero		
18	1. Brida de descarga (carcaza)	Fundición		
17	1. Impulsor	Fundición	778	
16	1. Tapón purga	Fundición		
15	1. Carcaza	Fundición		
14	1. Anillo de linterna	Bronce	0.75	
13	1. Embragueadura			
12	1. Tornillo cabeza hexagonal	Acero		
11	1. Prensa estopas	Fundición	2.435	
10	2. Tornillo cabeza hexagonal	Acero		
9	1. Tapo interior	Acero	0.38	
8	1. Soporte rodamiento	Fundición	2.745	
7	1. Eje	Acero	4.23	
6	2. Rodamiento cónico			
5	1. Tuerca de fijación	Acero		
4	1. Arandela de retención	Acero		
3	8. Tornillo c/exagonal interior	Acero		
2	1. Tapo exterior	Acero	1.01	
1	1. Chaveta ajuste	Acero		

Denominación		Material	Peso	Observaciones
BOMBA DE FLUJO MIXTO				