

**UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA**



**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**ELABORACIÓN Y EVALUACIÓN TÉCNICA  
DE UN MODELO DE MICROCENTRAL HIDROELÉCTRICA  
CON FINES DE ELECTRIFICACIÓN RURAL.**

T E S I S

PRESENTADA A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
P O R

**CARLOS ARMANDO HERRERA MENJÍVAR**

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO

GUATEMALA, OCTUBRE DE 1,996.

PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA  
Biblioteca Central



08  
T(3825)  
p. 4

**HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR**

Cumpliendo con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de tesis titulado:

**ELABORACIÓN Y EVALUACIÓN TÉCNICA  
DE UN MODELO DE MICROCENTRAL HIDROELÉCTRICA  
CON FINES DE ELECTRIFICACIÓN RURAL.**

tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica, con fecha 1 de septiembre de 1,993.

  
**Carlos Armando Herrera Menjívar.**

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA  
Escuela de Ingeniería Mecánica



# UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



## FACULTAD DE INGENIERÍA

### MIEMBROS DE LA JUNTA DIRECTIVA

DECANO:	Ing. Julio Ismael González Podszueck.
VOCAL 1o.:	Ing. Miguel Angel Sánchez Guerra.
VOCAL 2o.:	Ing. Jack Douglas Ibarra Solórzano.
VOCAL 3o.:	Ing. Juan Adolfo Echeverría Méndez.
VOCAL 4o.:	Br. Fernando Waldemar De León Contreras.
VOCAL 5o.:	Br. Pedro Ignacio Escalante Pastor.
SECRETARIO:	Ing. Francisco Javier González.

### TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANO:	Ing. Julio Ismael González Podszueck.
EXAMINADOR:	Ing. Maurice Mulet.
EXAMINADOR:	Ing. Victor Izquierdo.
EXAMINADOR:	Ing. Jorge Siguere.
SECRETARIO:	Ing. Francisco Javier González.

PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA  
Biblioteca Central



Item No.	Description	Quantity	Unit	Price	Total
1	...	...	...	...	...
2	...	...	...	...	...
3	...	...	...	...	...
4	...	...	...	...	...
5	...	...	...	...	...
6	...	...	...	...	...
7	...	...	...	...	...
8	...	...	...	...	...
9	...	...	...	...	...
10	...	...	...	...	...
11	...	...	...	...	...
12	...	...	...	...	...
13	...	...	...	...	...
14	...	...	...	...	...
15	...	...	...	...	...
16	...	...	...	...	...
17	...	...	...	...	...
18	...	...	...	...	...
19	...	...	...	...	...
20	...	...	...	...	...
21	...	...	...	...	...
22	...	...	...	...	...
23	...	...	...	...	...
24	...	...	...	...	...
25	...	...	...	...	...
26	...	...	...	...	...
27	...	...	...	...	...
28	...	...	...	...	...
29	...	...	...	...	...
30	...	...	...	...	...
31	...	...	...	...	...
32	...	...	...	...	...
33	...	...	...	...	...
34	...	...	...	...	...
35	...	...	...	...	...
36	...	...	...	...	...
37	...	...	...	...	...
38	...	...	...	...	...
39	...	...	...	...	...
40	...	...	...	...	...
41	...	...	...	...	...
42	...	...	...	...	...
43	...	...	...	...	...
44	...	...	...	...	...
45	...	...	...	...	...
46	...	...	...	...	...
47	...	...	...	...	...
48	...	...	...	...	...
49	...	...	...	...	...
50	...	...	...	...	...
51	...	...	...	...	...
52	...	...	...	...	...
53	...	...	...	...	...
54	...	...	...	...	...
55	...	...	...	...	...
56	...	...	...	...	...
57	...	...	...	...	...
58	...	...	...	...	...
59	...	...	...	...	...
60	...	...	...	...	...
61	...	...	...	...	...
62	...	...	...	...	...
63	...	...	...	...	...
64	...	...	...	...	...
65	...	...	...	...	...
66	...	...	...	...	...
67	...	...	...	...	...
68	...	...	...	...	...
69	...	...	...	...	...
70	...	...	...	...	...
71	...	...	...	...	...
72	...	...	...	...	...
73	...	...	...	...	...
74	...	...	...	...	...
75	...	...	...	...	...
76	...	...	...	...	...
77	...	...	...	...	...
78	...	...	...	...	...
79	...	...	...	...	...
80	...	...	...	...	...
81	...	...	...	...	...
82	...	...	...	...	...
83	...	...	...	...	...
84	...	...	...	...	...
85	...	...	...	...	...
86	...	...	...	...	...
87	...	...	...	...	...
88	...	...	...	...	...
89	...	...	...	...	...
90	...	...	...	...	...
91	...	...	...	...	...
92	...	...	...	...	...
93	...	...	...	...	...
94	...	...	...	...	...
95	...	...	...	...	...
96	...	...	...	...	...
97	...	...	...	...	...
98	...	...	...	...	...
99	...	...	...	...	...
100	...	...	...	...	...

Guatemala, 16 de Octubre de 1,995.

Ingeniero  
Jorge Chilo Sigüere R.  
Coordinador Carrera de Ingeniería Mecánica.  
Pte.

Ingeniero Sigüere:

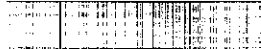
Por este medio le informo que ya he revisado el trabajo de tesis "ELABORACION Y EVALUACION TECNICA DE UN MODELO DE MICROCENTRAL HIDROELECTRICA CON FINES DE ELECTRIFICACION RURAL", desarrollado por el estudiante de Ingeniería Mecánica CARLOS ARMANDO HERRERA MENJIVAR, con carnet 0900019. El contenido de la presente es responsabilidad del estudiante y del asesor.

Considero el trabajo bien desarrollado y cumple con el programa previsto, así como con los objetivos del mismo. Aporta alcances que son de interés a la Ingeniería Nacional, por lo cual le doy mi aprobación.

Atentamente,



**Ing. Erick Mauricio Gonzales.**  
**Asesor.**  
**Colegiado No. 2410**



Vertical text or markings along the right edge of the page, possibly bleed-through from the reverse side or a scanning artifact.





**FACULTAD DE INGENIERIA**

Escuelas de Ingeniería Civil, Ingeniería  
Mecánica Industrial, Ingeniería Química,  
Ingeniería Mecánica Eléctrica, Técnica  
y Regional de Post-grado de Ingeniería  
Sanitaria.

Ciudad Universitaria, zona 12  
Guatemala, Centroamérica

El Coordinador del área de Diseño de la Escuela de Ingeniería Mecánica, luego de conocer el dictamen del asesor, y habiendo revisado en su totalidad el trabajo titulado **Elaboración y Evaluación Técnica de un Modelo de Microcentral Hidroeléctrica con Fines de Electrificación Rural**, del estudiante Carlos Armando Herrera Menjivar, recomienda su autorización.

ID Y ENSEÑAR A TODOS

*Pedro E. Kubes*

Ing. Pedro Enrique Kubes Zatek

**Coordinador de Area**

Guatemala, agosto de 1,996.

/behdei.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----



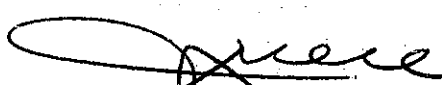
**FACULTAD DE INGENIERIA**

Escuelas de Ingeniería Civil, Ingeniería  
Mecánica Industrial, Ingeniería Química,  
Ingeniería Mecánica Eléctrica, Técnica  
y Regional de Post-grado de Ingeniería  
Sanitaria.

Ciudad Universitaria, zona 12  
Guatemala, Centroamérica

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, después de conocer el dictamen del asesor, con el visto bueno del Coordinador del Área de Diseño, al trabajo de tesis titulado **Elaboración y Evaluación Técnica de un Modelo de Microcentral Hidroeléctrica con Fines de Electrificación Rural**, del estudiante Carlos Armando Herrera Menjivar, procede a la autorización del mismo.

ID Y ENSEÑAD A TODOS

  
Ing. Jorge C. Siguere Rocketroh

DIRECTOR DE ESCUELA

Guatemala, octubre de 1, 1996

/behdei



Item	Description	Quantity	Unit	Price	Total
1	...	...	...	...	...
2	...	...	...	...	...
3	...	...	...	...	...
4	...	...	...	...	...
5	...	...	...	...	...
6	...	...	...	...	...
7	...	...	...	...	...
8	...	...	...	...	...
9	...	...	...	...	...
10	...	...	...	...	...
11	...	...	...	...	...
12	...	...	...	...	...
13	...	...	...	...	...
14	...	...	...	...	...
15	...	...	...	...	...
16	...	...	...	...	...
17	...	...	...	...	...
18	...	...	...	...	...
19	...	...	...	...	...
20	...	...	...	...	...
21	...	...	...	...	...
22	...	...	...	...	...
23	...	...	...	...	...
24	...	...	...	...	...
25	...	...	...	...	...
26	...	...	...	...	...
27	...	...	...	...	...
28	...	...	...	...	...
29	...	...	...	...	...
30	...	...	...	...	...
31	...	...	...	...	...
32	...	...	...	...	...
33	...	...	...	...	...
34	...	...	...	...	...
35	...	...	...	...	...
36	...	...	...	...	...
37	...	...	...	...	...
38	...	...	...	...	...
39	...	...	...	...	...
40	...	...	...	...	...
41	...	...	...	...	...
42	...	...	...	...	...
43	...	...	...	...	...
44	...	...	...	...	...
45	...	...	...	...	...
46	...	...	...	...	...
47	...	...	...	...	...
48	...	...	...	...	...
49	...	...	...	...	...
50	...	...	...	...	...
51	...	...	...	...	...
52	...	...	...	...	...
53	...	...	...	...	...
54	...	...	...	...	...
55	...	...	...	...	...
56	...	...	...	...	...
57	...	...	...	...	...
58	...	...	...	...	...
59	...	...	...	...	...
60	...	...	...	...	...
61	...	...	...	...	...
62	...	...	...	...	...
63	...	...	...	...	...
64	...	...	...	...	...
65	...	...	...	...	...
66	...	...	...	...	...
67	...	...	...	...	...
68	...	...	...	...	...
69	...	...	...	...	...
70	...	...	...	...	...
71	...	...	...	...	...
72	...	...	...	...	...
73	...	...	...	...	...
74	...	...	...	...	...
75	...	...	...	...	...
76	...	...	...	...	...
77	...	...	...	...	...
78	...	...	...	...	...
79	...	...	...	...	...
80	...	...	...	...	...
81	...	...	...	...	...
82	...	...	...	...	...
83	...	...	...	...	...
84	...	...	...	...	...
85	...	...	...	...	...
86	...	...	...	...	...
87	...	...	...	...	...
88	...	...	...	...	...
89	...	...	...	...	...
90	...	...	...	...	...
91	...	...	...	...	...
92	...	...	...	...	...
93	...	...	...	...	...
94	...	...	...	...	...
95	...	...	...	...	...
96	...	...	...	...	...
97	...	...	...	...	...
98	...	...	...	...	...
99	...	...	...	...	...
100	...	...	...	...	...



**FACULTAD DE INGENIERIA**

Escuelas de Ingeniería Civil, Ingeniería  
Mecánica Industrial, Ingeniería Química,  
Ingeniería Mecánica Eléctrica, Técnica  
y Regional de Post-grado de Ingeniería  
Sanitaria.

Ciudad Universitaria, zona 12  
Guatemala, Centroamérica

El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, Ingeniero Jorge C. Siguere Rockstroh, al trabajo de tesis titulado Elaboración y Evaluación Técnica de un Modelo de Microcentral Hidroeléctrica con Fines de Electrificación Rural, presentado por el estudiante universitario Carlos Armando Herrera Menjivar, procede a la autorización para la impresión del mismo.

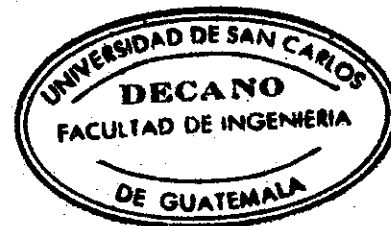
IMPRIMASE

ING. JULIO ISMAEL GONZALEZ PODSZUECK

DECANO

Guatemala, octubre de 1, 996.

/behdei.





## ACTO QUE DEDICO A

Mi Dios y Salvador Jesucristo: Por Su Gracia y Favor para completar este trabajo.

Mis Padres: José Arquímedes Herrera (Q.E.P.D.) y Ruth Menjívar de Herrera por su apoyo incondicional y amor.

Mis hermanos: Nelson Arquímedes, Lorena Cecilia, José Iván y Glenda Eunice que con su ejemplo me ayudaron a conquistar esta meta.

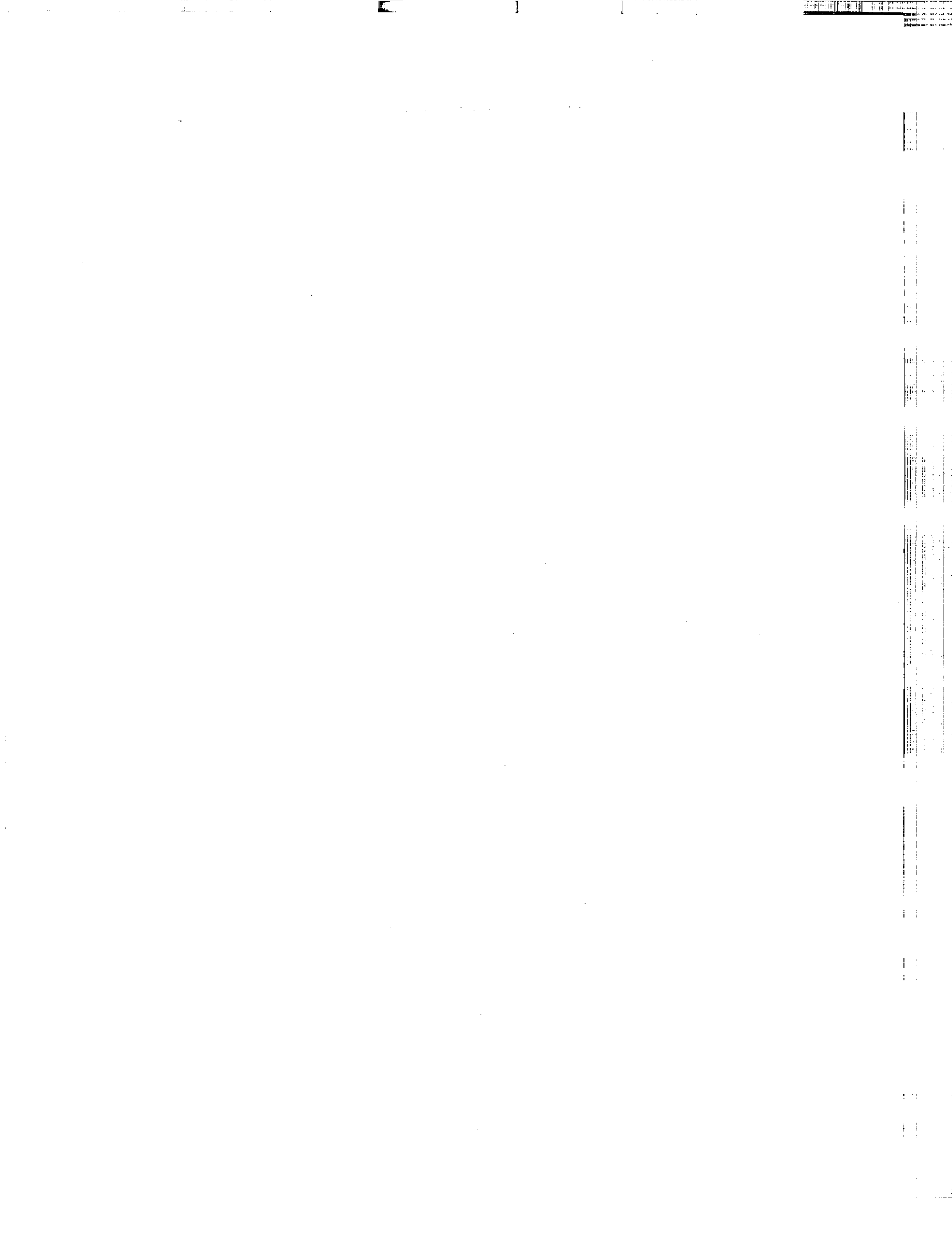
Mi esposa: Silvia Lucrecia por su ánimo, paciencia y amor incondicional.

Mis hijas: Sara Cristina y Karla Lorena como un ejemplo para su futura formación.

Mi amigo: Edgar Monterroso por ser un ejemplo a mi vida.

Mi abuelita: Julita Bran de Ruiz por ser la abuelita que siempre quise tener cerca.

Mis familiares y demás amigos: con especial cariño.

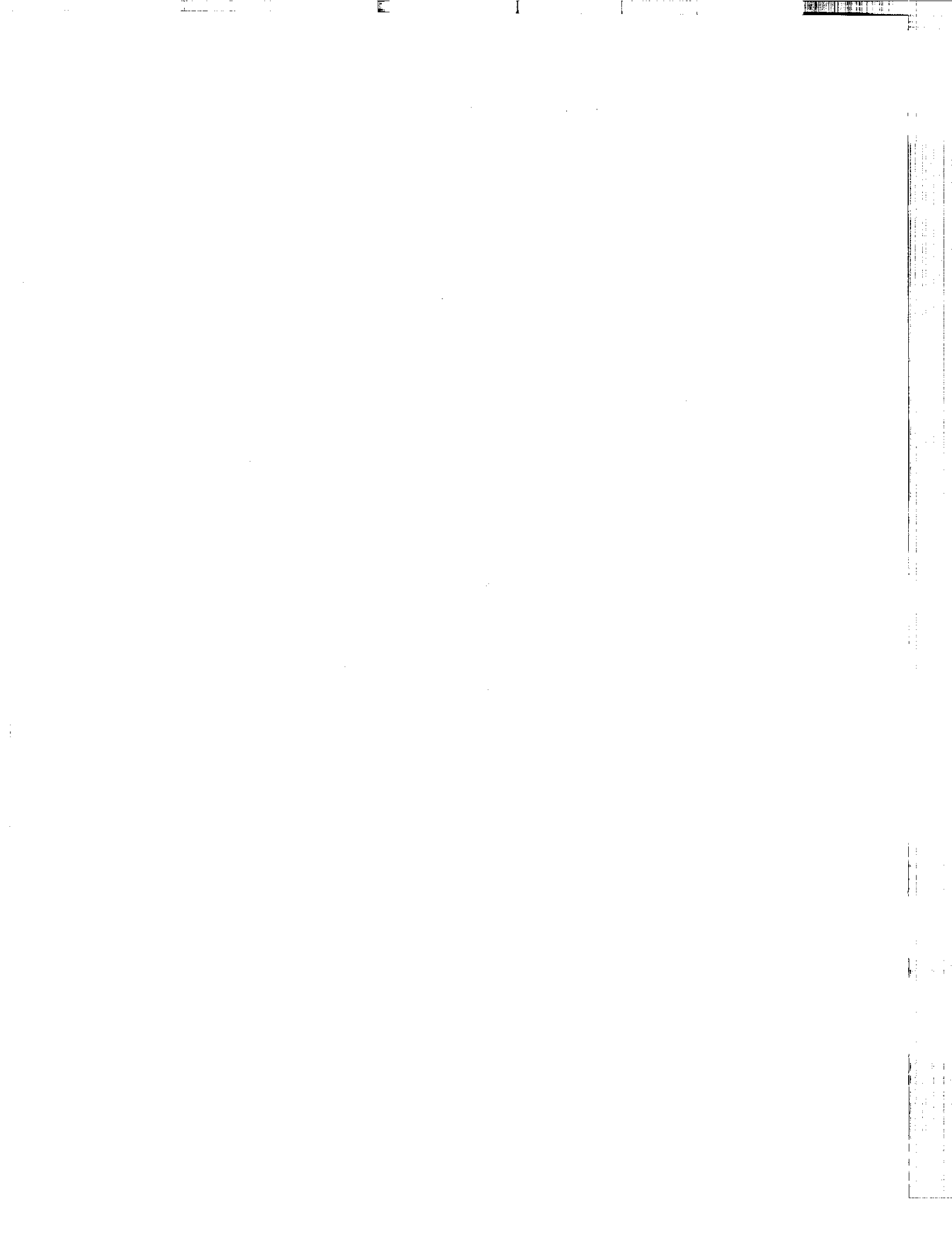




## **ESPECIAL AGRADECIMIENTO A**

- Mi padre espiritual: Roberto Hucklebridge por su ejemplo, apoyo incondicional y amor paternal.
- Mi amigo y hermano: Ing. Carlos Enrique Esquivel Duarte por su amistad y apoyo financiero para la construcción del prototipo del proyecto.
- Mi asesor: Ing. Erick Mauricio Gonzales por su interés y apoyo para que este trabajo fuera una realidad.
- Mi amigo: Rodrigo Molina por su amistad y apoyo en la edición de este trabajo.

Guatemala, octubre de 1,996.

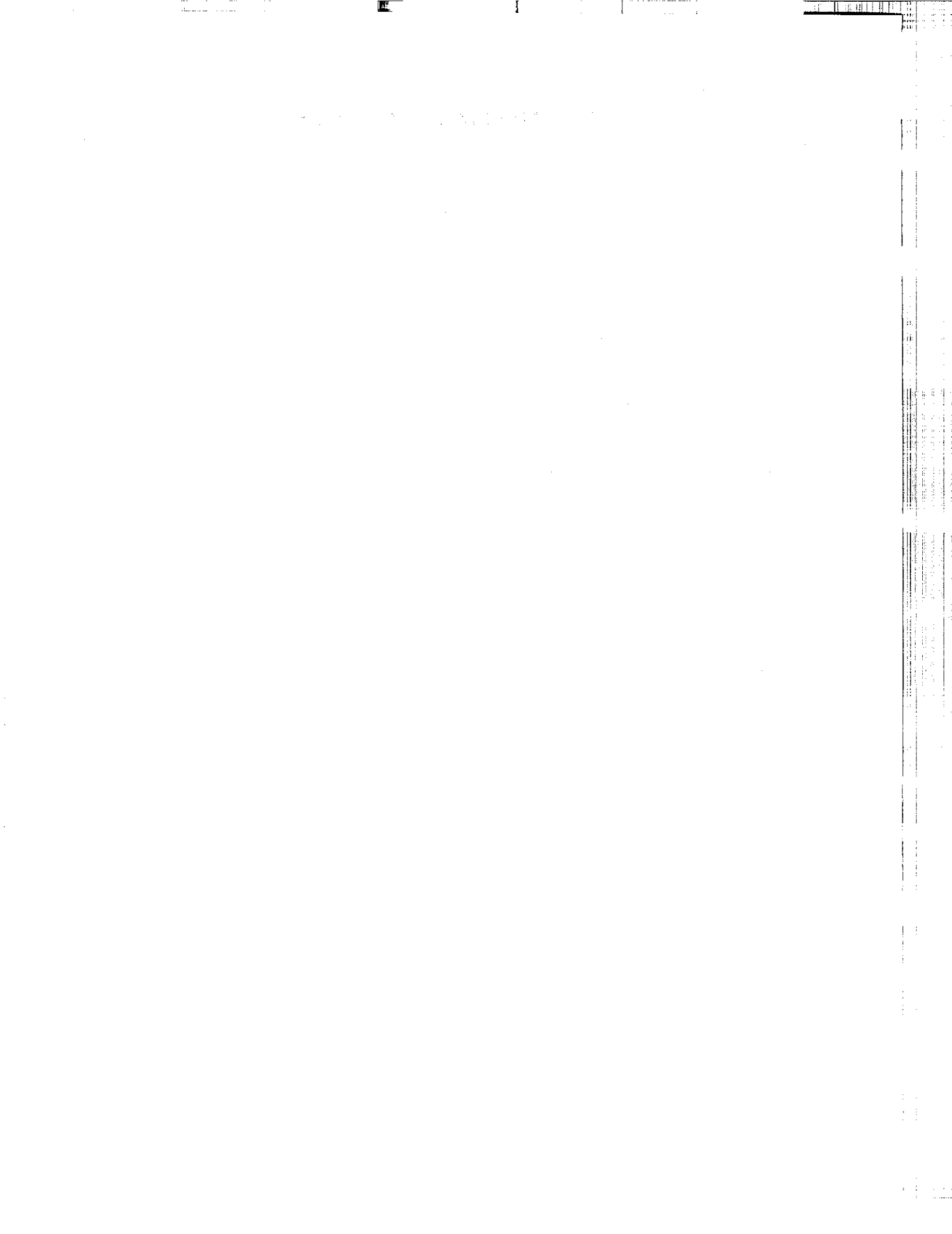


## ÍNDICE GENERAL

	Pág.
<b>ÍNDICE GENERAL DE TABLAS.</b>	IV
<b>ÍNDICE GENERAL DE GRÁFICOS Y FIGURAS.</b>	V
<b>GLOSARIO DE TERMINOS TÉCNICOS.</b>	VII
<b>CAPÍTULO I</b>	
<b>LA CONCEPCIÓN PARA GUATEMALA DEL FUNCIONAMIENTO DE LAS MICROCENTRALES HIDROELÉCTRICAS.</b>	1
1.1 Introducción.	2
1.1.1 Historia de la electrificación en Guatemala.	2
1.2 Estudio de la demanda de potencia y energía.	4
1.2.1 Recursos actuales para suministrar las necesidades de energía eléctrica.	7
1.2.2 Otros recursos para la generación de energía eléctrica.	9
1.2.2.1 Recursos propios no-tradicionales.	9
1.2.2.2 Recursos externos.	14
1.2.3 Problemática futura del recurso energético hidráulico.	15
1.3 Aporte de las microcentrales hidroeléctricas.	16
1.3.1 Las microcentrales hidroléctricas: una fuente apropiada de energía.	17
1.4 Elementos principales y partes que constituyen una microcentral hidroeléctrica.	19
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.</b>	23
<b>CAPÍTULO II.</b>	
<b>RUEDAS BANKI.</b>	24
2.1 Simbología.	25
2.2 Introducción.	27
2.3 Paso del agua a través de la rueda.	29
2.4 Proporciones de construcción.	41
2.4.1 Ángulo del álabe ( $\beta_1$ ).	41
2.4.2 Ancho radial del aro (b).	41
2.4.3 Curvatura de los álabes.	48
2.4.4 Grosor del chorro.	50
2.4.5 Diámetro de la rueda.	52
2.4.6 Ancho axial de la rueda (L).	53
2.4.7 Velocidad de la rueda.	53
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.</b>	55

	Pág.
<b>CAPÍTULO III.</b>	
<b>MÉTODO GENERAL PARA DETERMINAR LAS DIMENSIONES PRINCIPALES DE LAS RUEDAS BANKI.</b>	56
3.1 Introducción.	57
3.2 Datos preliminares importantes.	57
3.2.1 Estimación de la potencia hidráulica obtenible.	57
3.2.2 Velocidad de la rueda.	57
3.3 Método general para determinar las dimensiones de la rueda Banki.	58
3.3.1 Diámetro exterior y ancho axial de la rueda.	58
3.3.2 Grosor del chorro.	59
3.3.3 Diámetro interno de la rueda.	59
3.3.4 Espaciamiento de álabes de la rueda.	59
3.3.5 Número de álabes.	59
3.3.6 Radio del círculo que sirve de centro para la curvatura de los álabes.	59
3.3.7 Radio de curvatura de los álabes.	59
3.3.8 Ángulo de separación entre dos centros consecutivos para trazar la curvatura de los álabes.	59
3.4 Cálculo de la rueda del modelo.	60
3.4.1 Condiciones de diseño.	60
3.4.2 Cálculo y evaluación teórica de los resultados.	60
3.4.3 Cálculo del diámetro del eje.	64
3.4.4 Diseño de la tobera.	73
3.4.5 Análisis de los álabes.	74
3.5 Evaluación de la vida útil de los rodamientos.	80
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.</b>	83
<b>CAPÍTULO IV.</b>	
<b>SELECCIÓN DE LOS DISPOSITIVOS ADICIONALES DE LA RUEDA BANKI.</b>	84
4.1 Reguladores de caudal para turbinas Banki.	85
4.1.1 Generalidades.	85
4.1.2 Reguladores para turbinas Banki.	85
4.2 Selección y justificación de la tobera.	93
4.3 Selección y justificación del regulador.	101
4.4 Selección y justificación del reductor de velocidad.	107
4.5 Acople de la tobera.	107
4.6 Selección de los materiales adecuados a nuestro medio.	109
4.7 Otros elementos importantes.	110
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.</b>	112

	Pág.
<b>CAPÍTULO V.</b>	
<b>CONSTRUCCIÓN, ELABORACIÓN Y EVALUACIÓN TÉCNICA DEL MODELO DE MICROCENTRAL HIDROELÉCTRICA.</b>	113
5.1 Descripción del modelo.	114
5.1.1 Elementos constitutivos.	114
5.1.2 Capacidad energética del modelo a construir.	115
5.1.3 Finalidad de la energía desarrollada por el modelo.	115
5.2 Construcción de la rueda Banki.	116
5.2.1 Trabajo metal-mecánico.	116
5.2.2 Balance de la rueda.	116
5.3 Construcción del banco de prueba.	118
5.4 Montaje de los diferentes accesorios.	118
5.5 Pruebas y evaluación.	120
5.5.1 Variables analizadas.	120
5.5.1.1 Torque producido.	120
5.5.1.2 Potencia generada.	128
5.6 Análisis global de resultados.	130
5.6.1 Análisis de caudal contra potencia.	130
5.6.2 Análisis de caudal contra energía eléctrica producida.	132
5.6.3 Revoluciones por minuto contra posición del álabe.	133
CONCLUSIONES.	140
RECOMENDACIONES.	143
BIBLIOGRAFÍA.	145
APÉNDICE.	148



## ÍNDICE GENERAL DE TABLAS.

	Pág.
<b>CAPÍTULO I.</b>	
1.1 Datos históricos de generación (SIN).	4
1.2 Proyección de generación (SIN).	6
1.3 Hidroeléctricas en operación.	8
1.4 Termoeléctricas en operación.	9
<b>CAPÍTULO III.</b>	
3.1 Comparación de valores.	61
3.2 Coeficiente de choque e impacto.	81
<b>CAPÍTULO IV.</b>	
4.1 Valores de coeficiente $C_l$ , $C_d$ y $C_{mo}$ para la relación $\lambda = 1:5$ de un perfil Gottingen 593.	103
4.2 Valores de coeficiente $C_l$ , $C_d$ y $C_{mo}$ para la relación $\lambda = 0$ de un perfil Gottingen 593.	103
4.3 Valores de momentos para diferentes ángulos de ataque.	106
<b>CAPÍTULO V.</b>	
5.1 Fuerza, torque, potencia al freno y eficiencia a 14.7 mts.	121
5.2 Fuerza, torque, potencia al freno y eficiencia a 13.7 mts.	121
5.3 Fuerza, torque, potencia al freno y eficiencia a 12.7 mts.	122
5.4 Fuerza, torque, potencia al freno y eficiencia a 11.8 mts.	122
5.5 Fuerza, torque, potencia al freno y eficiencia a 10.8 mts.	123
5.6 Fuerza, torque, potencia al freno y eficiencia a 9.90 mts.	123
5.7 Fuerza, torque, potencia al freno y eficiencia a 8.90 mts.	124
5.8 Potencia hidráulica a diferentes altura y caudal.	128
5.9 Coeficiente de velocidad ( $C_v$ ) a diferentes altura neta.	131
5.10 Comparación entre las velocidades óptimas reales teóricas.	131
5.11 Comparacion entre velocidades específicas.	132
5.12 Energía eléctrica producida.	132
5.13 Fuerza, torque, potencia al freno y eficiencia a 100% abertura del regulador de caudal.	133
5.14 Fuerza, torque, potencia al freno y eficiencia a 75% abertura del regulador de caudal.	135
5.15 Fuerza, torque, potencia al freno y eficiencia a 50% abertura del regulador de caudal.	135
5.16 Fuerza, torque, potencia al freno y eficiencia a 25% abertura del regulador de caudal.	136

## ÍNDICE GENERAL DE GRÁFICOS Y FIGURAS.

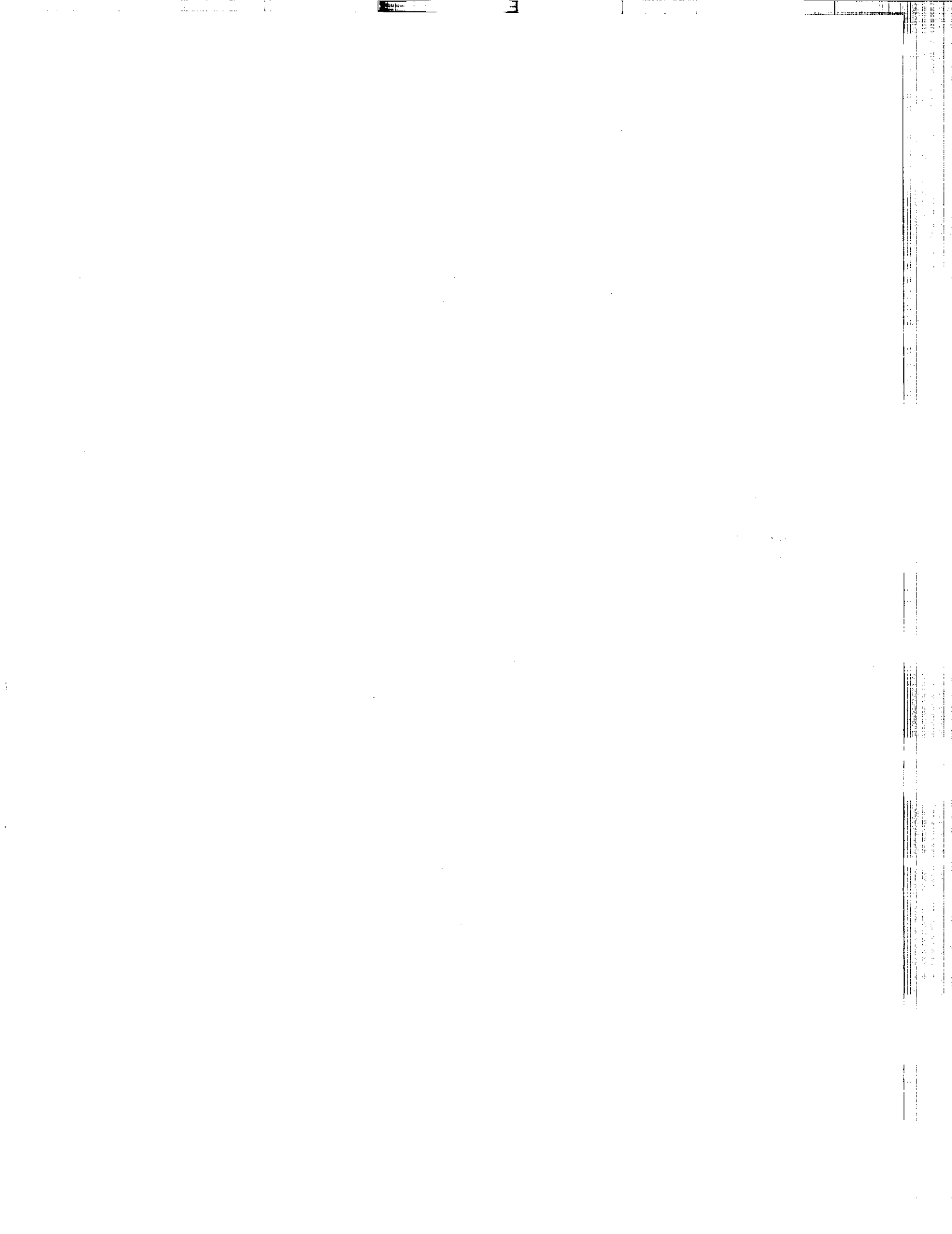
	Pág.
<b>CAPÍTULO I.</b>	
Gráfico 1.1 Datos históricos de potencia.	5
Gráfico 1.2 Datos históricos de energía.	5
Gráfico 1.3 Proyección de potencia.	6
Gráfico 1.4 Proyección de energía.	7
Figura 1.1 Áreas geotérmicas de Guatemala.	11
Figura 1.2 Componentes básicos de una microcentral.	
<b>CAPÍTULO II.</b>	
Figura 2.1 Instalación de una rueda Banki.	27
Figura 2.2 Rueda Banki.	28
Figura 2.3 Paso del agua a través de la rueda.	30
Figura 2.4 Triángulo de velocidad en el punto "A".	31
Figura 2.5 Composición de diagramas de velocidad.	34
Figura 2.6 Diagramas de velocidad.	34
Figura 2.7 Diagramas de velocidad.	35
Figura 2.8 Triángulo de velocidades.	36
Figura 2.9 Diagrama de velocidades.	38
Figura 2.10 Espaciamiento entre álabes.	43
Figura 2.11 Superposición de arcos.	44
Figura 2.12 Paso del chorro de agua por el interior de la rueda.	47
Figura 2.13 Curvatura de los álabes.	49
<b>CAPÍTULO III.</b>	
Figura 3.1 Dimensiones del eje.	65
Figura 3.2 Diagrama de cargas en el plano vertical.	66
Figura 3.3 Diagrama de corte y momento flector en el plano vertical.	68
Figura 3.4 Diagrama de cargas en el plano horizontal.	69
Figura 3.5 Diagrama de corte y momento flector en el plano horizontal.	70
Figura 3.6 Línea de Goodman.	72
Figura 3.7 Eje de referencia del álabe.	77
Figura 3.8 Fuerza que actúa sobre el álabe.	77
Figura 3.9 Diagrama de la ubicación del centroide de un álabe.	78
<b>CAPÍTULO IV.</b>	
Figura 4.1 Regulador tipo T1.	86
Figura 4.2 Regulador tipo T2.	87
Figura 4.3 Regulador tipo T3.	88
Figura 4.4 Mecanismo regulador. Regulador tipo T4.	89
Figura 4.5 Regulador tipo T4.	90



Figura 4.6	Regulador tipo T5.	Pág.
Figura 4.7	Regulador tipo T6.	91
Figura 4.8	Espiral de Arquímedes.	92
Figura 4.9	Diagrama de velocidades.	95
Figura 4.10	Punto de tangencia de la espiral.	96
Figura 4.11	Trazado de los ángulos de la tobera.	98
Figura 4.12	Diagrama polar para una relación $\lambda = 1:5$ para el perfil escogido.	99
Figura 4.13	Diagrama polar para una relación $\lambda = 0$ para el perfil escogido.	104
Figura 4.14	Diseño de la transición de sección.	105
		108

## CAPÍTULO V.

Figura 5.1	Rueda Banki.	117
Figura 5.2	Diseño del banco de prueba.	119
Gráfico 5.1	Velocidad (r.p.m.) vrs. torque (lb-plg).	125
Gráfico 5.2	Velocidad (r.p.m.) vrs. potencia al freno (bHp).	126
Gráfico 5.3	Velocidad (r.p.m.) vrs. eficiencia (%).	127
Gráfico 5.4	Altura neta (mts.) vrs. caudal (m <sup>3</sup> /sg)	129
Gráfico 5.5	Altura neta (mts.) vrs potencia eléctrica (Hp).	134
Gráfico 5.1	Velocidad (r.p.m.) vrs. torque (lb-plg).	137
Gráfico 5.2	Velocidad (r.p.m.) vrs. potencia al freno (bHp).	138
Gráfico 5.3	Velocidad (r.p.m.) vrs. eficiencia (%).	139



## GLOSARIO DE TÉRMINOS TÉCNICOS.

### CAPÍTULO I.

1. **Hidroeléctrica:** central eléctrica en la cual la energía es producida por motores hidráulicos.
2. **Entidad autónoma:** institución cuyo quehacer administrativo está fuera de toda ingerencia estatal.
3. **Lucro:** beneficio económico en moneda resultado de toda actividad en la que se perciben ganancias.
4. **Turbina:** aparato mecánico por medio del cual se transforma energía de presión a energía mecánica transmitida por un fluido en movimiento.
5. **P.I.B.:** Producto Interno Bruto.
6. **F.C.:** Factor de Crecimiento.
7. **TREND:** término estadístico que significa tendencia.
8. **S.I.N.:** Sistema Interconectado Nacional.
9. **Represa o presa:** obra civil realizada generalmente en un punto idóneo en el cauce de un río para almacenar el agua que será utilizada en una central hidroeléctrica.
10. **Vertedero:** instalación civil en un canal abierto utilizado para medir caudal o controlar el nivel de aguas abajo.
11. **Tubería de presión:** tubería principal que conduce el caudal de agua hacia las máquinas hidráulicas generadoras.
12. **Casa de máquinas:** instalación civil que alberga toda la maquinaria y equipo de control en una central hidroeléctrica.
13. **Fuente fluvial:** recurso hidráulico disponible en los ríos.
14. **Desarenador:** dispositivo localizado en un canal cuya función es eliminar arena en suspensión de la corriente de agua.
15. **Planta termoeléctrica:** central eléctrica, cuya energía es producida por máquinas que transforman el poder calorífico de combustibles por medio de

equipo mecánico y transformaciones termodinámicas del fluido de trabajo, en energía mecánica.

16. Bunker: aceite combustible derivado del petróleo.
17. Planta geotérmica: central eléctrica cuya energía es producida por el vapor proveniente del subsuelo.
18. Biomasa: materia orgánica, desechos provenientes de organismos vivos.
19. Colector solar de placa plana: dispositivo de forma geométrica plana que capta la energía radiante y difusa proveniente del sol.
20. Espejo parabólico: espejo cuya forma geométrica es una parábola en cuyo foco se concentran los rayos solares que se reflejan en él.
21. Celda fotovoltaica: dispositivo eléctrico que transforma la energía solar en energía eléctrica.
22. Aerogenerador: equipo electromecánico que transforma la energía cinética de las corrientes de viento en energía mecánica para luego transformarla en energía eléctrica.
23. Topografía: rama de la Geometría que estudia los lugares y posiciones relativas de la superficie terrestre.
24. Orografía: estudio de la geografía física de las montañas y las cordilleras.
25. Máquina de combustión interna: aparato mecánico que transforma la energía calorífica contenida en combustibles líquidos en energía mecánica.
26. Combustible fósil: combustible líquido derivado del petróleo.
27. Aforo: procedimiento por medio del cual se miden volúmenes de líquidos.
28. Velocidad de sincronismo: es la velocidad de giro del rotor de un generador que coincide con la velocidad de giro del campo magnético producido.

## **CAPÍTULO II.**

29. Par o torque: es el producto entre la fuerza y la distancia perpendicular a dicha fuerza desde un punto tomado como eje de rotación.
30. Peso específico: es el cociente entre el peso y el volumen de un cuerpo.

31. Rodete: elemento mecánico que transforma la energía de presión de una corriente de un fluido en energía mecánica.
32. Tobera: conducto convergente en la dirección del flujo que produce un aumento de velocidad y una disminución de la presión.
33. Álabes: elemento mecánico de las turbinas en la que es transmitida la energía de presión en energía mecánica.
34. Velocidad específica: velocidad que sirve de parámetro de medición de las turbomáquinas que resulta de la relación entre la velocidad real, la potencia y la caída neta.
35. Velocidad absoluta: es la velocidad que lleva una partícula en movimiento respecto de un centro de referencia estático.
36. Velocidad relativa: es la que lleva una partícula en movimiento respecto a un centro de referencia en movimiento.
37. Velocidad periférica: es la velocidad tangencial de una partícula que describe una trayectoria circular.
38. Eficiencia: razón de la energía útil o aprovechable suministrada por un dispositivo o una máquina, a la energía consumida por el mismo.

### **CAPÍTULO III.**

39. Ángulo de ataque: es el ángulo que forma la velocidad absoluta de un fluido con la entrada del álabe en una turbina.
40. Falla por fatiga: fallo o ruptura de un elemento mecánico que está siendo sometido a esfuerzos alternantes.
41. Momento: cantidad vectorial definida por el producto de una fuerza por la distancia perpendicular de la fuerza a su centro de rotación.
42. Corte: esfuerzo al cual está sometido un elemento mecánico. La fuerza que actúa es paralela al área del elemento en cuestión.
43. Radio de suavización: acabado que geométricamente se maquina en las aristas o esquinas de elementos mecánicos para minimizar la concentración de esfuerzos.

44. **Factor de seguridad:** cantidad adimensional que representa el número de veces que el esfuerzo de fluencia del material está contenido en el máximo esfuerzo permisible.
45. **Rigidez:** cantidad física que representa la oposición que ofrece un elemento mecánico a ser distorsionado.
46. **Carga radial:** fuerza que está aplicada sobre una superficie circular, cuya línea de acción coincide con el radio de la circunferencia de dicha superficie.
47. **Altura de salto:** diferencia estática aprovechable desde el punto mas alto aguas arriba hasta el nivel del chorro a la entrada del motor hidráulico aguas abajo.
48. **Frecuencia:** es el cociente del número de revoluciones o ciclos de un fenómeno repetitivo entre el intervalo de tiempo en que ocurre.
49. **Inyector:** dispositivo cuya función es desacelerar un fluido produciendo una compresión originada por un cambio de sección en el conducto.
50. **Hidrodinámica:** parte de la Hidráulica que estudia los fluidos en movimiento.
51. **Empírico:** conocimiento cuya fuente es exclusivamente la experiencia.
52. **Concéntrico:** elementos circulares que tienen el mismo centro.
53. **Fuerza de sustentación:** fuerza generada por la circulación de un fluido alrededor de un perfil de ala de avión.
54. **Fuerza de arrastre:** fuerza de resistencia originada por la circulación de un fluido alrededor de un perfil de ala de avión.

## **CAPÍTULO V.**

55. **Reservorio:** depósito que almacena un fluido.
56. **Freno Prony:** dispositivo mecánico utilizado para medir la fuerza de fricción entre un tambor en rotación y unas zapatas con el fin de determinar la potencia mecánica o potencia al freno.

# **CAPÍTULO I**

**LA CONCEPCIÓN PARA GUATEMALA DEL FUNCIONAMIENTO DE LAS  
MICROCENTRALES HIDROELÉCTRICAS.**





## **1.1 Introducción.**

### **1.1.1 Historia de la electrificación en Guatemala.**

**L**a electrificación en Guatemala se inició en el año de 1885 cuando se instaló la primera hidroeléctrica en la finca el Zapote al norte de la Ciudad Capital. Luego, en 1896, se construyó la Empresa Eléctrica del Sur, organizada por empresarios alemanas, quienes construyeron la hidroeléctrica de Palín con 732 Kw de potencia. En 1927 se amplió la capacidad de esta planta con 900 Kw adicionales, y las líneas de transmisión se extendieron para suministrar energía eléctrica en el centro de la República, Antigua, Escuintla, Palín, Villa Nueva, Amatitlán y Mixco.

Las instalaciones de esta empresa alemana pasaron a propiedad de La Electric Bond and Share (EBASCO) en 1992, hasta llegar a formar la Empresa Eléctrica de Guatemala, S.A., de propiedad norteamericana. El estado otorgó una concesión por 50 años para operar en los departamentos de Guatemala, Escuintla y Sacatepéquez. EBASCO vendió posteriormente sus acciones a la compañía BOISE CASCADE, empresa a la que el gobierno de Guatemala compró el paquete mayoritario en 1972.

La Empresa Eléctrica de Guatemala amplió su capacidad en 1927 con 5000 Kw de la hidroeléctrica El Salto de San Luis en 1954 con 5500 Kw mas. También en 1927 se construyó la hidroeléctrica de Santa María en el occidente del país, con una capacidad de 370 Kw, con el fin de alimentar el ferrocarril de Los Altos entre Quetzaltenango y San Felipe Retalhuleu. Este ferrocarril fracasó en 1936, por lo que la hidroeléctrica se destinó al servicio eléctrico público de Quetzaltenango, Totonicapán, Sololá y Suchitepéquez.

En 1940 por Decreto Gubernativo se creó la hidroeléctrica del Estado para la explotación racional de la energía generada por Santa María. En general, en la mayor parte del país existía en 1940 una escasa o nula electrificación, por lo que se creó, en ese mismo año, el Departamento de Electrificación Nacional, que dependía del Ministerio de Comunicaciones y Obras Públicas.

El Departamento de Electrificación Nacional inició en 1955 la construcción de la hidroeléctrica de Río Hondo en el departamento de Zacapa, la cual fue puesta en operación en 1962 con 2400 Kw.

Con el tiempo, el uso de la electricidad se diversificó asombrosamente en Guatemala. Del único uso inicial para alumbrado, pasó a su utilización en

aparatos electrodomésticos, calefacción y aire acondicionado; en la industria y en la obtención de fuerza electromotriz. Paralelamente al uso intensivo de la electricidad, corría el avance tecnológico. Por requerimientos de la demanda de energía, se pensó en grandes proyectos para suplir las necesidades del país.

Las centrales generadoras deberían construirse cada vez más potentes, y la economía y la técnica exigió su ubicación más conveniente. Además, el avance tecnológico permitió la interconexión de varias grandes centrales, que pueden estar situadas a cientos de kilómetros de distancia y que suministran electricidad a una red extensa.

En mayo de 1959, se creó el Instituto Nacional de Electrificación (INDE), mediante el Decreto Ley 1287. Cuando el INDE se hizo cargo de la electrificación nacional, existía apenas 54 Mw instalados y estaba en construcción la hidroeléctrica de Río Hondo con 2.4 Mw adicionales.

El INDE fue creado como una entidad autónoma y descentralizada sin fines de lucro para atender integralmente la producción y distribución de energía eléctrica, para el desarrollo de la industria y los otros sectores de la economía del país.

Ante la situación deficitaria de generación que había en el país en 1961, el INDE instaló de forma emergente, mientras se desarrollaban los planes de electrificación, la central diesel de San Felipe Retalhuleu con 2440 Kw en 1965 y una turbina de gas en Escuintla en 1971 con 12,500 Kw. Además, el INDE en ese período amplió la capacidad de la hidroeléctrica de Santa María a 6,880 Kw en 1966.

Su patrimonio inicial lo constituyó: una emisión de bonos por Q.15 millones, los bienes de las hidroeléctricas del Estado (Santa María y Río Hondo -en construcción-) y los bienes del Departamento de Electrificación Nacional.

La capacidad instalada hasta 1961 llegaba a 54 Mw en todo el país, y se encontró obviamente restringida la demanda por esa limitada disponibilidad de medios de generación. La demanda de energía desde 1950 a 1961 se incrementó a un 10% por año. Al existir mayor disponibilidad, la demanda creció a un ritmo promedio del 12% anual en la siguiente década y de 1971 a 1980 creció un 16% en toda la República. En el período de 1980 a 1986, la demanda del país creció a un ritmo promedio de 1.5% anual, incluso con tasas negativas del 5% en 1980/81 y de 8% entre 1981/82.

Desde la creación del INDE, en 1961, hasta la fecha el crecimiento de la demanda de electricidad ha sido del 8% promedio anual a pesar de las limitaciones de los medios de generación y la recesión económica de la década de los 80s<sup>1</sup>.

## 1.2 Estudio de la demanda de potencia y energía.

Como se mencionó anteriormente, la demanda de energía ha fluctuado en diferentes períodos de servicio, y aun ha tenido fluctuaciones negativas debido a la recesión económica experimentada en la década de los 80s. Por estas razones se hace un poco difícil hacer un estudio sobre la demanda de energía que se acomode a la realidad.

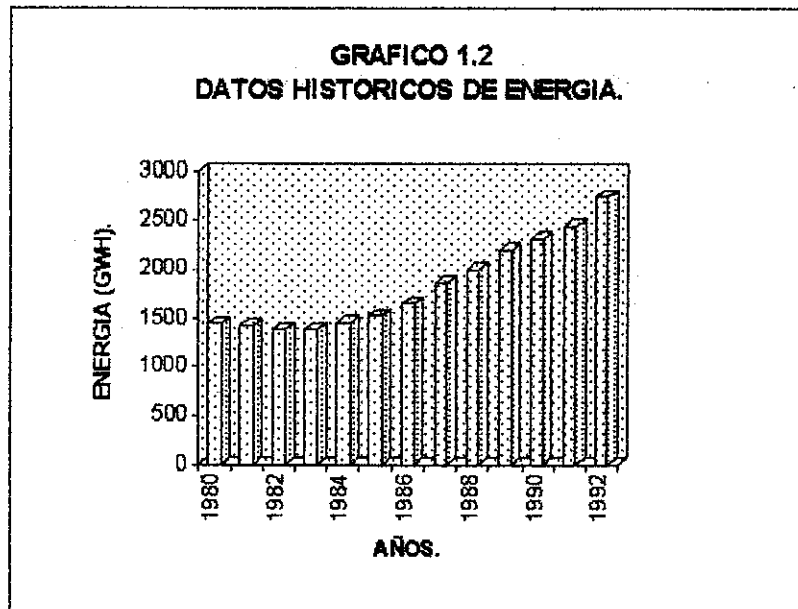
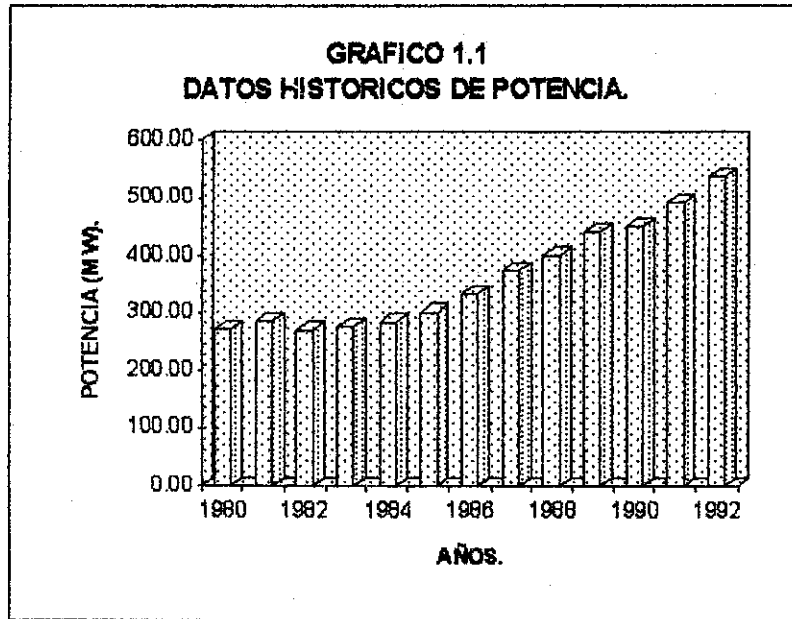
La Tabla 1.1 presenta los resultados de un estudio de demanda de potencia y Energía del sistema de la Empresa Eléctrica de Guatemala desde los años de 1980 a 1992. La Tabla 1.1 muestra los datos históricos de dicho estudio.

AÑO	POTENCIA	% CRECIMIENTO	ENERGIA	% CRECIMIENTO	PIB	FC	TREND
1980	272.80		1444.9		3106.9	0.6046	1.0000
1981	287.10	5.24	1426.5	-1.27	3127.6	0.5672	2.0000
1982	270.90	-5.64	1389.5	-2.59	3016.6	0.5855	3.0000
1983	276.60	2.10	1383.8	-0.41	2939.6	0.5711	4.0000
1984	284.20	2.75	1456.5	5.25	2953.5	0.5850	5.0000
1985	301.60	6.12	1535.1	5.40	2936.0	0.5810	6.0000
1986	334.30	10.84	1646.5	7.26	2940.2	0.5622	7.0000
1987	374.50	12.03	1866.0	13.33	3044.4	0.5688	8.0000
1988	401.20	7.13	2007.0	7.56	3162.9	0.5711	9.0000
1989	439.60	9.57	2209.7	10.10	3287.6	0.5738	10.0000
1990	452.20	2.87	2336.0	5.72	3389.6	0.5897	11.0000
1991	492.15	8.83	2458.2	5.23	3513.6	0.5702	12.0000
1992	537.70	9.26	2747.7	11.78	3681.5	0.5833	13.0000

**Tabla 1.1**  
**Datos históricos de generación (SIN).**

\* PIB en millones de quetzales de 1958.

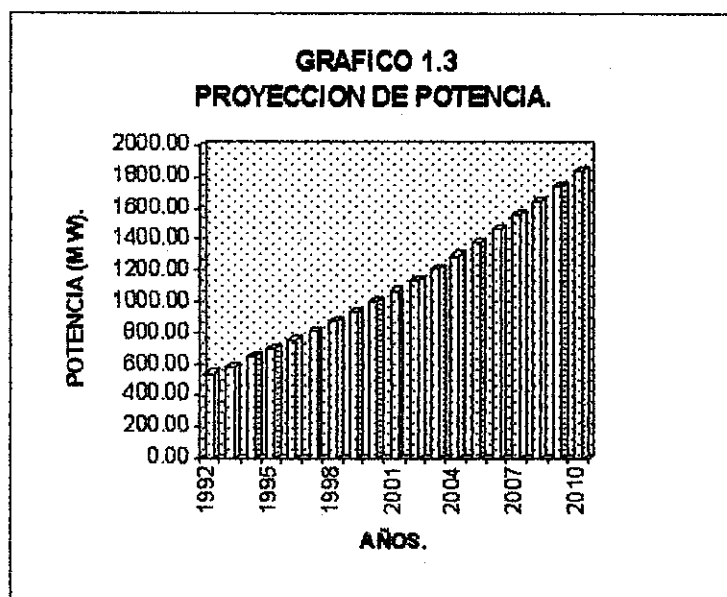
\* Energía en GWh y potencia en MW.

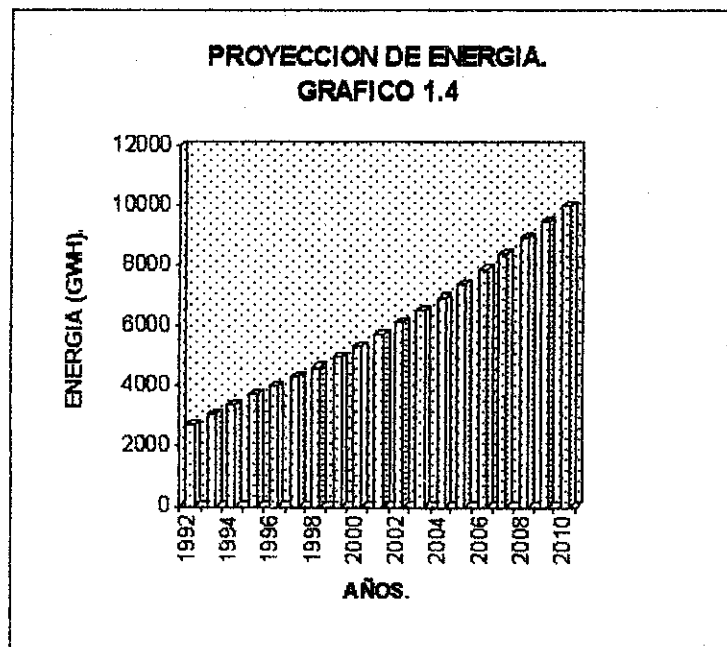


Debido a que es necesario proyectarse para preveer con anticipación lo que se espera será la demanda futura de Potencia y Energía, se ha realizado un estudio desde el año de 1992 a 2010 el cual se muestra en la Tabla 1.2.

AÑO	POTENCIA	% CRECIMIENTO	ENERGIA	% CRECIMIENTO	PIB	FC	TREND
1992	537.70	9.26	2747.70	11.78	3681.50	0.5833	13.0000
1993	579.40	7.76	3053.10	11.12	3832.50	0.6015	14.0000
1994	648.55	11.94	3418.70	11.97	3947.40	0.6017	15.0000
1995	699.52	7.86	3722.50	8.89	4065.90	0.6075	16.0000
1996	753.55	7.72	4010.30	7.73	4187.80	0.6075	17.0000
1997	810.67	7.58	4315.60	7.61	4313.50	0.6077	18.0000
1998	870.87	7.43	4638.60	7.48	4442.90	0.608	19.0000
1999	934.16	7.27	4979.60	7.35	4576.20	0.6085	20.0000
2000	1000.55	7.11	5338.70	7.21	4713.40	0.6091	21.0000
2001	1070.04	6.95	5716.40	7.07	4854.80	0.6098	22.0000
2002	1142.65	6.78	6112.90	6.94	5000.50	0.6107	23.0000
2003	1218.36	6.63	6528.50	6.80	5150.50	0.6117	24.0000
2004	1297.20	6.47	6963.50	6.66	5305.00	0.6128	25.0000
2005	1379.17	6.32	7418.40	6.53	5464.20	0.614	26.0000
2006	1464.28	6.17	7893.40	6.40	5628.10	0.6154	27.0000
2007	1552.54	6.03	8389.10	6.28	5796.90	0.6168	28.0000
2008	1643.94	5.89	8905.80	6.16	5970.90	0.6184	29.0000
2009	1738.51	5.75	9443.90	6.04	6150.00	0.6201	30.0000
2010	1836.25	5.62	10004.10	5.93	6334.50	0.6215	31.0000

**Tabla 1.2**  
**Proyección de generación (SIN).**  
**(Incremento de PIB: 3%)**





### **1.2.1 Recursos actuales para suministrar las necesidades de energía eléctrica.**

En Guatemala, la generación eléctrica se basa principalmente en un recurso natural propio (fluvial) y otro importado (productos del petróleo).

Dentro de los fluviales, el recurso principal es el río Chixoy, ubicado en Alta Verapaz que desde el año de 1982 ha venido funcionando proporcionando energía. Su primera etapa denominada Pueblo Viejo Quixal, tiene una capacidad instalada de 300,000 Kw que genera 1740 millones de Kwh anuales. La primera etapa de construcción consiste en:

- Una presa de enrocamiento de 108 metros de altura.
- Un vertedero sin compuertas.
- Un túnel de desvío y una toma de agua.
- Un túnel de aducción de 25.6 Km. de longitud y 5 metros de diámetro.
- Un puente-tubería en el cruce del Río Chixoy, en el lugar denominado "Agua Blanca".
- Una tubería de presión de 1250 metros de longitud. La caída total que se aprovecha en este proyecto es de 517 metros.
- Casa de máquinas para cinco turbinas Pelton de 60,000 Kw y subestación de 230,000 voltios. (El costo aproximado de esta obra fue de Q.447 millones).

Otra de las fuentes fluviales importantes con que cuenta Guatemala es la del Río Aguacapa localizada en el Departamento de Santa Rosa. El proyecto hidroeléctrico denominado Aguacapa empezó a funcionar en el primer semestre de 1981. Este proyecto comprende:

- Una presa de derivación de 12 metros de alto.
- Un embalse de regulación diaria de 300,000 metros cúbicos.
- Dos desarenadores de 20 metros cúbicos por segundo cada uno.
- Túnel a presión de 12.5 Km. de longitud y 3 metros de diámetro.
- Tubería forzada de 3.95 Km. de longitud.
- La caída total que se aprovecha en este proyecto es de 550 metros.
- Casa de máquinas con 3 turbinas Pelton de 30,000 Kw con cada una las cuales se podrá generar 380 millones de Kwh al año. (El costo de dicha obra se estima en unos Q. 146 millones).

Existen operando en el país otras centrales hidroeléctricas de menor capacidad que aportan a la red de interconexión del INDE diferentes cantidades de energía. La Tabla 1.3 muestra las más importantes:

PLANTA	UNIDADES	FECHA INST.	TIPO TURBINA	RIO	UBICACION
CHIXOY	5	1983	PELTON VERTICAL	CHIXOY	ALTA VERAPAZ
AGUACAPA	3	1982	PELTON HORIZONTAL	AGUACAPA	SANTA ROSA
JURUN MARINALA.	3	1970	PELTON HORIZONTAL	MICHATOYA	ESCUINTLA
LOS ESCLAVOS	2	1966	FRANCIS VERTICAL	LOS ESCLAVOS	SANTA ROSA
SAN LUIS	2	1954	FRANCIS VERTICAL	MICHATOYA	ESCUINTLA
EL SALTO	2	1927	FRANCIS HORIZONTAL	SAN PEDRO	ESCUINTLA
RIO HONDO	2	1962		COLORADO	ZACAPA
STA. MARIA DE JESUS	3	1966	PELTON HORIZONTAL	SAMALA	QUEZALTENANGO
EL PORVENIR	1	1968	FRANCIS HORIZONTAL	CHAPA Y TZOC.	SAN MARCOS
CHICHAJC	2	1979	PELTON	CAHABON	ALTA VERAPAZ
			FRANCIS		

**Tabla 1.3**  
**Hidroeléctricas en operación.**

Dentro de los recursos propios importados para la generación de energía, se cuentan con plantas termoeléctricas que utilizan los derivados del petróleo (búnker, diesel y el gas natural) como combustible. Por su generación a través de plantas móviles, puede adaptarse a cualquier medio, y son las zonas remotas y poco accesibles las más beneficiadas, aunque también es usada en zonas urbanas como complemento de la hidráulica y en casos de emergencia.

La Tabla 1.4 muestra algunas de las plantas termoeléctricas instaladas en el país.

<b>TERMOELECTRICA</b>	<b>UNIDADES</b>	<b>COMBUSTIBLE</b>	<b>FECHA INST.</b>	<b>UBICACION</b>
VAPOR I	1	BUNKER	1972	ESCUINTLA
VAPOR II	1	BUNKER	1977	ESCUINTLA
GAS I Y II	2	GAS	1968	ESCUINTLA
GAS 3 Y 4	2	GAS	1976	ESCUINTLA
GAS 5	1	GAS	1985	ESCUINTLA
SAN FELIPE	1	GAS	1965	ESCUINTLA
PUERTO BARRIOS	8	DIESEL	1977	IZABAL

**Tabla 1.4**  
**Termoeléctricas en operación.**

### **1.2.2 Otros recursos para la generación de energía eléctrica.**

Otros recursos de los cuales se puede generar energía eléctrica son: los recursos propios no-tradicionales y recursos externos.

#### **1.2.2.1 Recursos propios no-tradicionales.**

Pensando en que la demanda de energía sigue una línea ascendente, en la actualidad existen varios proyectos de plantas de generación que están en vías de experimentación y desarrollo. Tal es el caso de las plantas geotérmicas. Aquí se aprovecha la energía calorífica que emerge del interior de la corteza terrestre en forma de vapor de agua. Existen en Guatemala varios campos geotérmicos. Los mantos acuíferos subterráneos, que se encuentran en éstas zonas, reciben calor del interior de la tierra, en los cuales se puede obtener agua caliente o vapor de agua a altas temperatura y presión. El vapor natural o agua caliente que viene desde abajo de la tierra se utiliza para producir electricidad por medio de



turbinas-generadores, los cuales transforman la energía de presión a energía mecánica y luego a eléctrica. En este tipo de fuente energética, no hay contaminantes de aire ni combustibles quemados, y no hay necesidad de depender de otros países para obtener el combustible.

En la actualidad, el INDE está trabajando en el Proyecto Zunil, el cual tiene por objeto desarrollar y explotar los recursos naturales geotérmicos del área de Zunil localizado en el departamento de Quezaltenango, para fines de generación de energía eléctrica y poder satisfacer el crecimiento de la demanda en el país, y al mismo tiempo desplazar energía generada por combustibles derivados del petróleo, que deben importarse y repercuten en la economía nacional.

La construcción de la planta geotérmica comprenderá la ejecución de los pozos de producción comercial, la obra civil, la adquisición y montaje del equipo electromecánico y la instalación de la tubería de conducción del vapor de los pozos a la turbina.

Actualmente se tienen perforados tres pozos de desarrollo; con el vapor de los mismos, se tiene programada la instalación de una planta pequeña que puede generar hasta 5000 Kw, mientras se construye la planta definitiva. Se estima que el campo geotérmico de Zunil podrá generar hasta 50,000 Kw. El costo del proyecto terminado se estima en Q. 3 millones. La Fig. No. 1.1 y la Tabla 1.4 muestra las zonas de interés geotérmico en la República <sup>2</sup>.

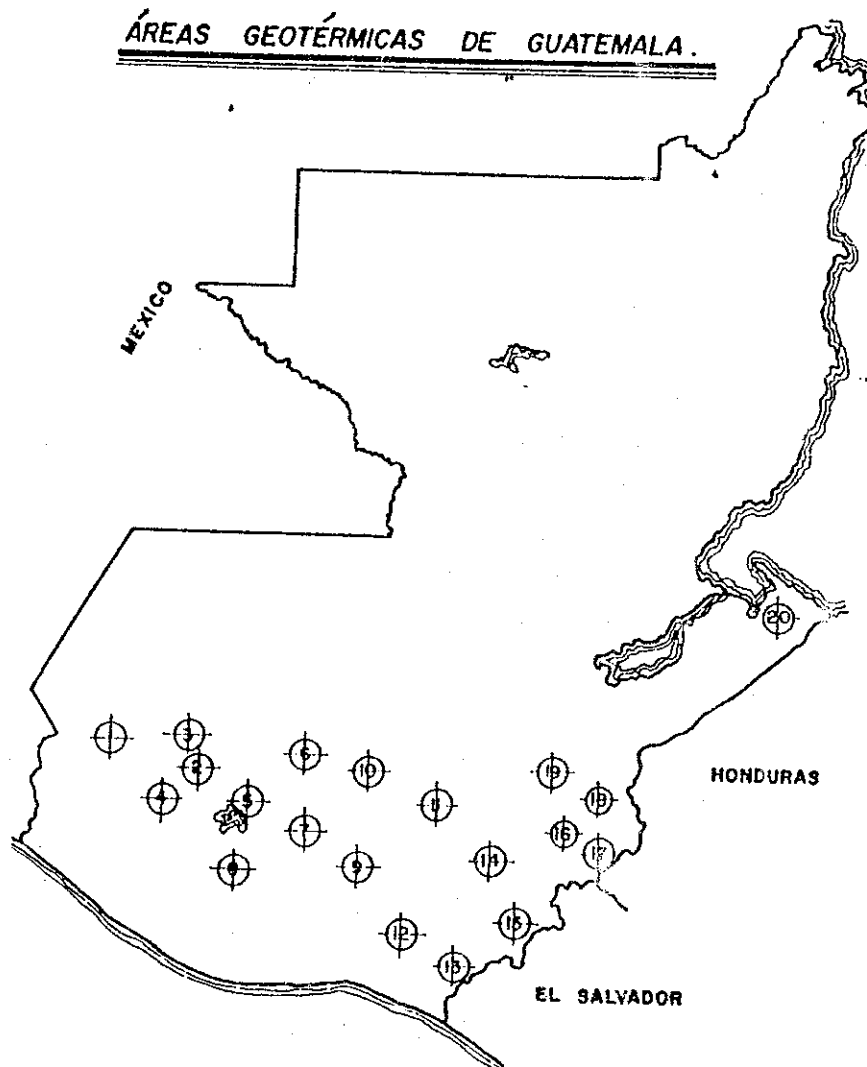
Otros recursos energéticos no tradicionales en vías de estudio son: el sol, el viento, las corrientes marinas, la biomasa y la utilización de las microcentrales hidroeléctricas.

#### a- El sol.

La transformación de energía solar en eléctrica se puede realizar por medio de dos tecnologías básicas que son:

##### i- Conversión fotovoltaica.

Que no es más que la transformación directa de la energía solar en una diferencia de potencial eléctrico, se realiza por medio de dispositivos llamados células solares, que en la actualidad tienen una eficiencia de aproximadamente 10%. Las células solares son colocadas en los techos de las casas que podrían generar energía suficiente para cubrir las necesidades supuestas en 4800 Kw-hr/año de una familia promedio de 5 personas, tomados del rango medio de ingresos. Si en el año 2000 ya existieran 160,000 viviendas con la generación indicada, tendríamos 768 Gwh/año adicional de origen solar.



**Fig. No. 1.1**  
**Áreas geotérmicas de Guatemala.**

No.	AREA GEOTERMICA	TEMP. SUPERFICIAL (°C)	TEMP. DEDUCIDA (°C)
1	SAN MARCOS	87	185 (294)
2	TOTONICAPAN	49	199
3	MOMOSTENANGO	95	180 (234)
4	ZUNIL	87	208
5	ATITLAN	47	150 (195)
6	ZACUALPA	45	160
7	CHIMALTENANGO	48	185
8	LA MEMORIA	60	160
9	AMATITLAN	90	240 (237)
10	GRANADOS	87	200
11	SANARATE	93	185
12	TECUAMBURRO	95	205 (195)
13	MOYUTA	88	185 (193)
14	MONJAS	49	160
15	ASUNCION MITA	94	200
16	IPALA	64	180
17	ESQUIPULAS	50	221
18	CAMOTAN	49	150
19	ZACAPA	86	160
20	PUERTO BARRIOS	95	160

**Tabla 1.4**  
**Areas geotérmicas de Guatemala.**

La energía solar, no obstante, está a un nivel de precios del orden de US\$ 2.00 por Kwh<sup>B</sup>. El costo de las celdas fotovoltaicas está bajando debido al incremento del uso de ellas, pero aún es difícil decir cuándo se tendrá una dramática disminución en el costo.

ii- Sistema termo-solar (Termodinámica).

La transformación de energía solar en eléctrica puede efectuarse por medio de la generación de un vapor que accione un turbogenerador (ciclo termodinámico de trabajo).

Si se utiliza agua como fluido de trabajo y se desean temperaturas altas de aproximadamente 550 °C, entonces la concentración de radiación solar es imprescindible. Si se desean temperaturas bajas de aproximadamente 100 °C, se puede utilizar colectores solares de placa plana. Y si se desean un rango intermedio de temperatura entre los 150 °C y 300 °C, se puede usar la concentración de radiación solar por medio de espejos parabólicos cilíndricos o de rotación, en sistemas dispersos. Para efectos de un cálculo preliminar, se supone que la transformación de energía solar a eléctrica se lleva a cabo con una

eficiencia de 10 a 12% de conversión con relación a la energía incidente en una celda fotovoltaica. El sistema supuesto es el termo-solar, para el cual se ha analizado una superficie del territorio nacional formando un polígono irregular entre las ciudades de Guatemala, Montúfar, Esquipulas, La Fragua, Pto. Barrios, Panzos, Cobán, El Porvenir, Huehuetenango y Labor Ovalle. Los resultados han mostrado un aprovechamiento solar promedio de 5.54 Kw-hr/m<sup>2</sup>-día <sup>4</sup>.

b. Energía eólica.

El aporte del viento a la generación de energía eléctrica en Guatemala probablemente sea pequeño; sin embargo, se han realizado estudios para determinar las zonas de explotación potencial instalando aerogeneradores para la producción de energía eléctrica. Según el estudio realizado, se podrían instalar aparatos para la producción de energía eléctrica en los departamentos de Izabal, Guatemala y Escuintla, ya que en estos lugares existen las condiciones topográficas y orográficas ideales para la aceleración del viento; además en estos departamentos la velocidad del viento si bien, según los registros tomados, no llegan a ser 5 m/sg, si pueden llegar a estos valores, ya que hay que recordar que la información existente sobre la velocidad del viento está tomada a una altura muy inferior a la que un aerogenerador va a estar instalado (20 a 50 metros) <sup>5</sup>.

El inconveniente es el costo de funcionamiento o mejor dicho la inversión que requiere la colocación de un campo de aerogeneradores, que es muy alta para la cantidad de energía que podría producirse, y no la hace competitiva con otro tipo de energía que se tiende a usar en nuestro país, después de la producida por los derivados del petróleo.

c- Energía de corrientes marinas.

La utilización de las corrientes marinas está atada a una tecnología que debe ser desarrollada aún. Existen grandes interrogantes en cuanto al comportamiento del mar y a la forma de transportar la energía de las unidades generadoras a los centros de consumo. Tales plantas generadoras utilizan agua fría, que normalmente se presentan en las profundidades mayores del océano. En Guatemala, existe una fosa de por lo menos 3000 metros de profundidad a unos 30 Km. de la costa, lo cual indica condiciones naturales que merecen atención. Las mareas, en cambio, ofrecen diferencias de nivel de aproximadamente 3 metros, lo cual es relativamente poco. En las costas de Guatemala, existen pocas formaciones naturales de interés, excepto el Lago de Izabal, en el departamento de Izabal, pero aún no se han dado pasos para estudiar la factibilidad de generación de energía por medio de este recurso natural.

#### d- Energía a partir de biomasa.

Existen posibilidades de convertir la biomasa a líquidos combustibles (metano, alcohol etílico) por medio de fermentación para luego utilizarlos para mover máquinas de combustión interna y generar energía eléctrica. Estudios se están realizando al respecto, pero todo está en la fase de experimentación y desarrollo.

NOTA: la utilización de las llamadas fuentes no convencionales, en particular la energía solar y la eólica, es posible, en un principio, aunque las inversiones requeridas son sumamente elevadas por cada kilovatio instalado. Actualmente, ninguna de estas fuentes puede competir con las ya en uso. La energía eólica, por ejemplo, varía desde US\$ 500.00 hasta US\$ 2200.00 por Kw instalado en los Estados Unidos y llega al orden de US\$ 5000.00 por Kw instalado en algunos casos.

#### e- Microcentrales hidroeléctricas.

Para muchos países en vías desarrollo, como es el caso de Guatemala, los recursos de energía hidráulica a pequeña y mediana escala constituyen un potencial considerable. La tecnología está desarrollada y juega un papel importante en todo el mundo.

Geográficamente está limitada a sitios adecuados a lo largo de ríos y otras fuentes de agua corriente. Por otra parte, pequeños potenciales pueden ser recursos muy útiles, principalmente en el campo de suministro de potencia motriz a usuarios estacionarios tanto directa o a través de electricidad e iluminación. Existen considerables experiencias en diferentes partes del mundo, en donde se han aprovechados los recursos hidráulicos a pequeña escala para solventar las necesidades energéticas de pequeñas poblaciones, industria artesanal y consumo familiar.

### **1.2.2.2 Recursos externos.**

En los últimos tiempos, Guatemala ha estado atravesando por una crisis energética que ha tenido su fundamento en varios factores entre los cuales se puede mencionar: el mal funcionamiento de la Central de Chixoy que es la que supuestamente tiene mayor capacidad de generación (300 Mw) y que ha estado funcionando a menos de su capacidad por ineficiencias técnicas debido a su mal diseño, los inviernos secos que se han experimentado y la demanda creciente de energía por parte de todos los sectores de nuestra sociedad.

Para poder dar el servicio sin tener que recurrir a incrementos excesivos de las tarifas al consumidor, debido al extra uso de las centrales termoeléctricas que consumen petróleo, Guatemala ha tenido que buscar fuentes externas de energía para darlo. Es el caso de la empresa ENRON, que desde 1992 empezó a generar energía eléctrica por medio de plantas termoeléctricas instaladas en embarcaciones, las cuales se encuentran operando en Puerto Quetzal. Su capacidad de generación es de 110 Mw y una producción anual de 800 Gwh. La empresa ENRON vende energía a Guatemala sin que a ésta le represente un costo adicional. De esta forma, se ha podido solventar, hasta cierto punto, las necesidades energéticas que han surgido en el país por las razones antes mencionadas. El impacto ecológico que de esta fuente externa se derive en forma negativa, no es tema de esta tesis, pero cabe mencionar que si la hay, las futuras generaciones serán las que hereden un problema que será difícil o imposible de resolver.

Otra de las soluciones en que se ha pensado es en los sistemas de interconexión eléctrica entre los países del área centroamericana. La interconexión, un negocio de compra y venta de energía eléctrica entre dos o más países, exige de los guatemaltecos, los medios económicos para comprar la energía requerida.

Los reactores nucleares constituyen otra solución al problema energético. Aunque podría representar una opción, existen serias dificultades de orden cultural y técnicas que hacen de ésta opción algo inapropiado. Los reactores nucleares parecen ser más interesantes para un sistema centroamericano interconectado capaz de absorber capacidades instaladas superiores a 500 Mw. Sin embargo, la energía nuclear presenta varios problemas de difícil solución: el destino de los desperdicios radiactivos y la posibilidad de la proliferación de armas nucleares en la región.

### **1.2.3 Problemática futura del recurso energético hidráulico.**

En las Tablas 1.1 y 1.2, se hizo un pequeño análisis de la demanda de potencia y energía en la cual se ha determinado una tendencia que muestra el crecimiento de dicha demanda según las condiciones socioeconómicas en que vive Guatemala en la actualidad.

Lo que es de hacer notar es que en un futuro no muy lejano, los recursos propios con que Guatemala cuenta serán insuficientes para suministrar la energía a la creciente demanda que se puede proyectar.

Por ésta razón es imprescindible que se estudie con mayor detención el recurso hidráulico a pequeña y mediana escala, ya que podría representar una solución viable que traería a Guatemala la continuidad de la expansión del desarrollo integral de las áreas que contienen la mayor riqueza y, brinda los beneficios siguientes:

- La instalación de oficinas de gobierno y sus beneficios asociados en áreas remotas.
- Proveer incentivos para personas mas entrenadas y capacitadas a trabajar y servir en áreas remotas.
- Mejoramiento de la calidad de la educación, salud y otros servicios.
- Permitir a las familias de áreas rurales contar con accesorios que formalmente están restringidas a las áreas urbanas.
- Instalación de procesadores agrícolas y pequeñas industrias, las cuales contribuirían a incrementar las oportunidades de empleo a áreas rurales; aumentar el ingreso disponible y disminuir las fugas de divisas por el intercambio económico con países extranjeros al importar productos agrícolas.
- Contribuir a suministrar energía al país por medio de la interconexión con las redes de distribución ya existentes.

### **1.3 Aporte de las microcentrales hidroeléctricas.**

Una mayor crisis energética se avecina debido a que las fuentes de energía termoeléctrica están llegando al final de su vida útil, y para Guatemala resultaría insostenible económicamente el mantenimiento de dichas centrales debido a su alto costo comparado con su capacidad de generación. Incurrir en la compra de nuevas centrales termoeléctricas redundaría en un endeudamiento mayor que vendría a encarecer más el servicio eléctrico e incrementar los problemas socioeconómicos que hundirían a Guatemala en un conflicto mucho mayor. Se propone como una contribución a las necesidades de energía eléctrica del país, el aprovechamiento de fuentes hidráulicas que se encuentran en los pequeños ríos, reducir así la importación de combustibles fósiles para la generación de energía.

Guatemala cuenta con un potencial hidráulico a pequeña y mediana escala aun no explotado y con capacidad para instalar Microcentrales Hidroeléctricas con las cuales se estaría generando una potencia de unos 2800 Mw <sup>6</sup>, distribuidos en un gran número de pequeñas centrales hidroeléctricas.

En el ámbito internacional, las pequeñas centrales se clasifican en:

- Microcentrales de 1 a 100 Kw.
- Minicentrales de 100 a 5000 Kw.

Una característica de los pequeños aprovechamientos hidráulicos es que operan a "filo de agua", o sea, sin ninguna regulación con embalse, por lo que las fluctuaciones de caudal y en especial los caudales mínimos que se presenten en el río en estudio, deben ser seriamente considerados en el diseño para obviar al máximo los posibles problemas que se presenten en la operación. Por lo tanto, juegan un papel muy importantes los aforos en las épocas secas en que los caudales son mínimos, ya que si no se han tomado provisiones al respecto, se verá afectado el funcionamiento de la pequeña central al interrumpir el servicio o al ser éste inestable.

### **1.3.1 Las microcentrales hidroeléctricas: una fuente apropiada de energía.**

Las microcentrales hidroeléctricas tienen muchas ventajas sobre las grandes centrales, entre las cuales se puede mencionar:

- a- Se apoya en una renovable, no-contaminante y natural fuente de energía que puede desplazar a los combustibles fósiles que son frecuentemente importados a un considerable costo y esfuerzo.
- b- Como un componente de los esquemas del desarrollo hidráulico, puede ser integrado con proyectos de irrigación y suministros de agua que maximizan los beneficios además de compartir los costos con los sectores interesados.
- c- Es una tecnología apropiada que ha sido probada ya en varios países en vías de desarrollo, en los cuales los resultados de su aplicación han dado buenos resultados que van mas allá de la investigación y la experimentación.

Las microcentrales hidroeléctricas, además, tienen un número de atributos favorables que no están generalmente asociados con las grandes centrales. Uno de ellos es que, por su tamaño, este tipo de centrales permite el involucramiento de gente de la localidad en un gran rango de actividades, desde la iniciación hasta la implementación y operación, mantenimiento y administración. Cuando se cuenta con el trabajo y materiales locales, el costo incurrido es bajo, y cuando la gente de la localidad estén comprometidos en un proyecto



apropiadamente planeado y ejecutado, las posibilidades de un éxito a largo plazo se incrementan significativamente.

Además de generar energía eléctrica, las microcentrales hidroeléctricas permiten generar energía mecánica, la cual puede ser utilizada para mover maquinaria agrícola o directamente pequeñas industrias. Esto permite el uso de tecnología menos compleja, que para propósitos prácticos es menos cara y más entendible. La mejora de la eficiencia de la conversión directa a energía mecánica, en vez de usar un generador y luego motores para proveerla, significa que más del doble de la energía útil está disponible en una turbina específica, que depende también del tamaño de la planta.

Otro atributo es que el tamaño reducido de la planta crea una amplia área potencial para los esquemas de microcentrales en términos de los sitios en los cuales se puede explotar el recurso. Sitios para esquemas grandes realmente son muy pocos, y la energía transmitida tiene que ser transmitida un largo trecho para servir al consumidor último. La economía en la transmisión de energía implica que las grandes cantidades de energía generada por grandes centrales debe ser restringida a pocos centros de carga que deben estar listos para consumirla (ciudades o pueblos grandes). La descentralizada naturaleza de las fuentes de las microcentrales coincide más cercanamente con la dispersa naturaleza de la población rural; esto permite que la energía pueda ser generada cerca de donde va a ser utilizada, y contribuir así con un reducido costo de transmisión.

Tipos de turbinas comúnmente usadas en esquemas de microcentrales se prestan a un simple diseño y técnicas de fabricación, lo cual incentiva a la fabricación en plaza. Debido a que la turbina puede ser uno de los componentes más caros en los esquemas de microcentrales, ahorros considerables pueden ser posibles si se utilizan equipos fabricados en plaza. La eficiencia no es necesariamente una consideración preponderante si fuentes adecuadas de agua están disponibles, ni tampoco está la necesidad de turbinas de alta calidad y de larga duración, si las turbinas fácilmente pueden ser reparadas localmente. Además, el diseño de las unidades turbo-generadoras varía ampliamente dependiendo del uso final, desde sistemas que incorporan solamente un generador sin gobernador o control de velocidad, hasta sistemas totalmente automatizados.

En vista de que las grandes centrales incorporan grandes represas y trabajo civil, dependen en gran manera de acero y concreto; en cambio, un gran rango de diseños y materiales para los componentes del trabajo civil puede ser utilizado en esquemas de microcentrales. Las represas son usadas raramente, y el trabajo civil usado en numerosos proyectos se ha limitado a la utilización de bolsas de cemento como el único material importado dentro del área.

Finalmente, las grandes centrales, primordialmente debido a que imponen una gran cantidad de agua almacenada en las represas, pueden provocar impactos ecológicos negativos en el área de los embalses, como es el caso de la gran mayoría de las grandes centrales existentes, inundaciones de tierra arable; dislocación social, debido a que los pobladores rurales afectados tienen que emigran a otras áreas, y una disminución de la población de peces. Debido a que los proyectos de microcentrales involucran una modesta toma de agua y ocasionalmente la fabricación de embalses, el impacto social y ambiental es mínimo

#### **1.4 Elementos principales y partes que constituyen una microcentral hidroeléctrica.**

Al hablar específicamente sobre una microcentral, se puede decir que los principales elementos dentro de su planificación son:

- Selección del tipo de central.
- La elección del emplazamiento y la secuencia de la construcción.
- La decisión del tamaño de la microcentral.
- La selección aproximada de la forma de su estructura y de su posición.
- La comparación de las distintas líneas posibles de transmisión y distribución.
- Cálculo de los costos de construcción.

De acuerdo con la planificación general, se debe efectuar una investigación a fondo sobre los recursos hídricos disponibles, ya que el diseño de una microcentral requiere de los siguientes datos:

- Se deben proporcionar datos sobre el escurrimiento para efectuar los cálculos relativos a la energía hídrica.
- Se deben proporcionar datos sobre la caída para el diseño de la presa y embalse.
- Se deben dar indicaciones sobre las etapas superiores e inferiores para el diseño de la casa de máquinas.
- Se deben proporcionar datos sobre la crecida para el diseño de la estructura transversal de los canales de conducción.

Las condiciones de instalación de una pequeña central dependen de los siguientes datos:

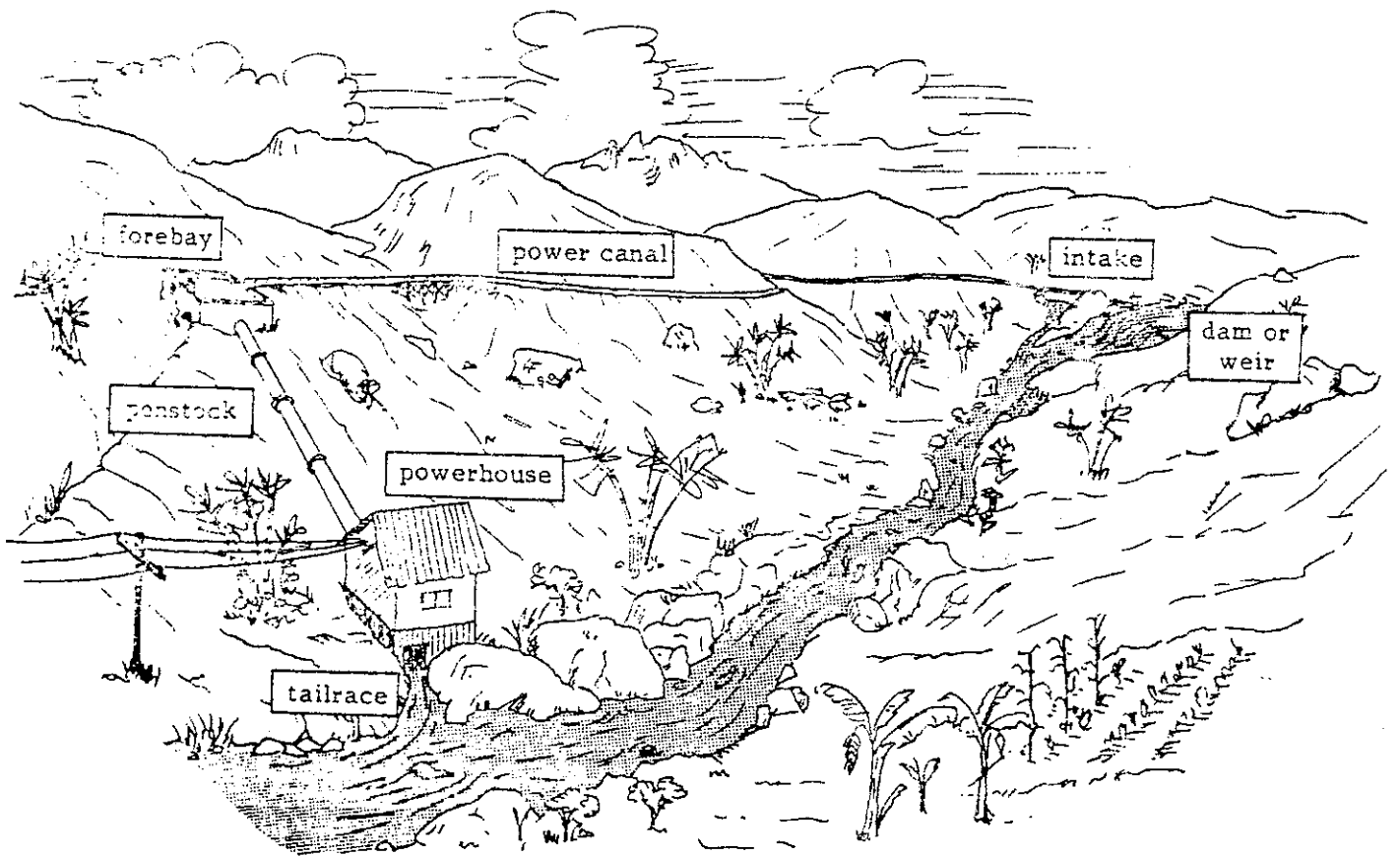
- Energía necesitada y evolución de la zona.
- Caudal disponible con sus variaciones según la estación del año.

- Altura de calda, ya sea existente o realizable.
- Características propiamente dichas del sitio escogido, tales como: topografía, geología o el acceso al mismo.

Con estos datos, es posible obtener la potencia neta que es capaz de dar dicha calda y caudal en conjunto.

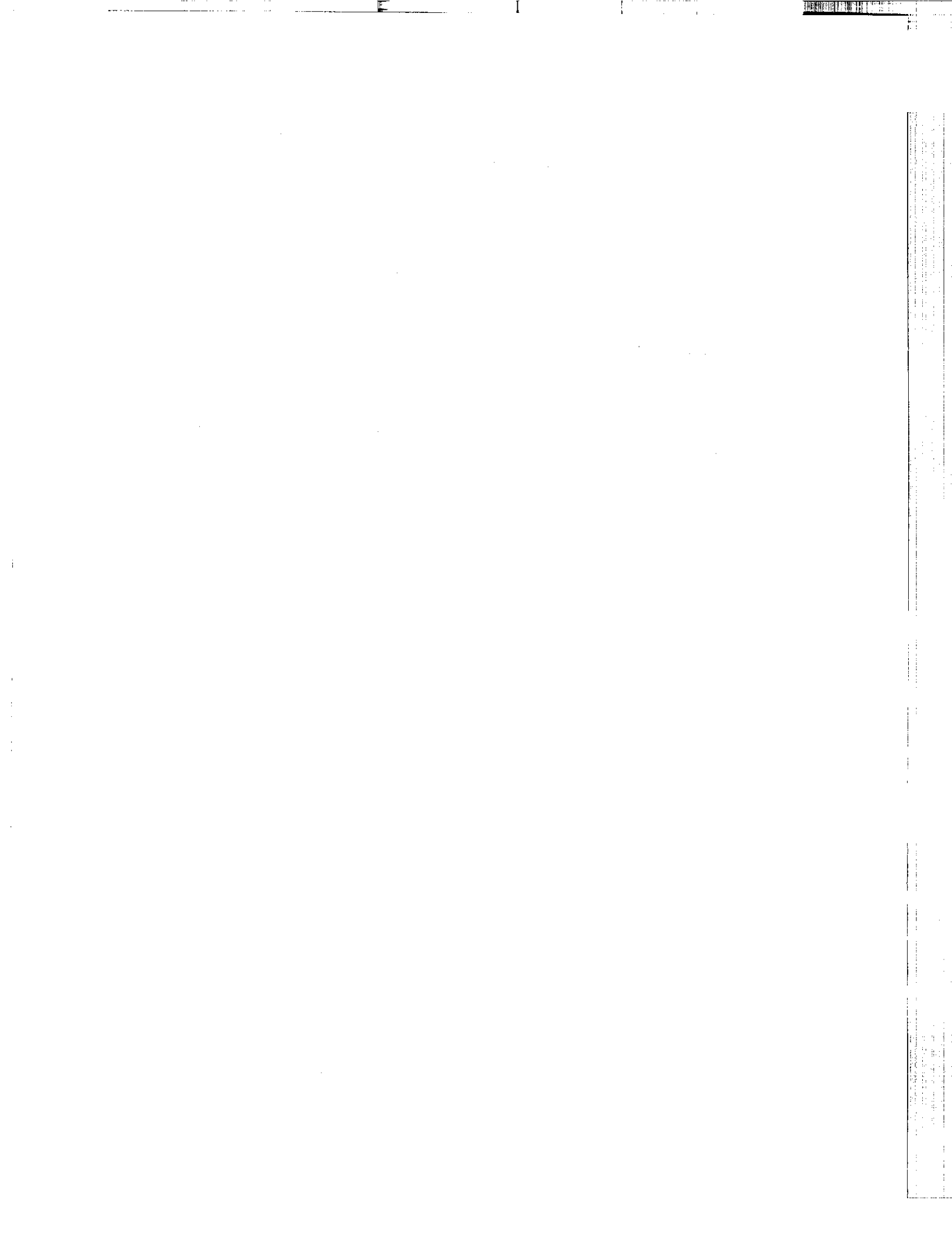
Una microcentral hidroeléctrica tiene componentes básicos y a continuación se presenta una descripción breve de dichos componentes (Ver Fig. No.1.2):

- 1- Obra de toma: comprende el embalse de agua y la captación de filo de agua.
- 2- Sistema de conducción del agua. Está constituido por el canal o túnel que porta el agua desde la toma hasta la cámara de carga.
- 3- Cámara de carga: este componente está formado por un tanque reservorio o taza, y es la estructura que recibe agua del canal de conducción antes de su ingreso a la tubería de presión.
- 4- Desarenador y rejillas: son elementos filtrantes que evitan el paso de sólidos. Su diseño está en función del tamaño de los sólidos que se van a filtrar, y se ubican en zonas estratégicas.
- 5- Compuertas: son elementos mecánicos que controlan el paso del flujo de agua en tomas, canales y cámaras de carga.
- 6- Tuberías de presión: es el conducto que transporta el agua de la cámara de carga hasta la casa de máquinas, y permite aprovechar la energía geodésica del salto. Su diámetro depende del caudal a manejar.
- 7- Salto: es la calda de agua o altura vertical desde el nivel del agua en la cámara de carga hasta el nivel máximo aprovechable en la máquina hidrodinámica.
- 8- Válvula principal: es el elemento de aislamiento de la máquina hidrodinámica respecto al extremo inferior de la tubería de presión. Se utiliza para fines de paso de caudal.
- 9- Máquina hidrodinámica: es el motor hidráulico que aprovecha la energía geodésica. La rueda Banki es una buena elección para instalaciones pequeñas de hidropotencia, pues con ellas se obtienen eficiencias aceptables para pequeñas alturas, además de la simplicidad de su diseño, fabricación y su reducido costo de fabricación.
- 10- Transmisión máquina-generator (acople): sistema mecánico que transmite la energía del motor hidráulico hasta el eje del generator.



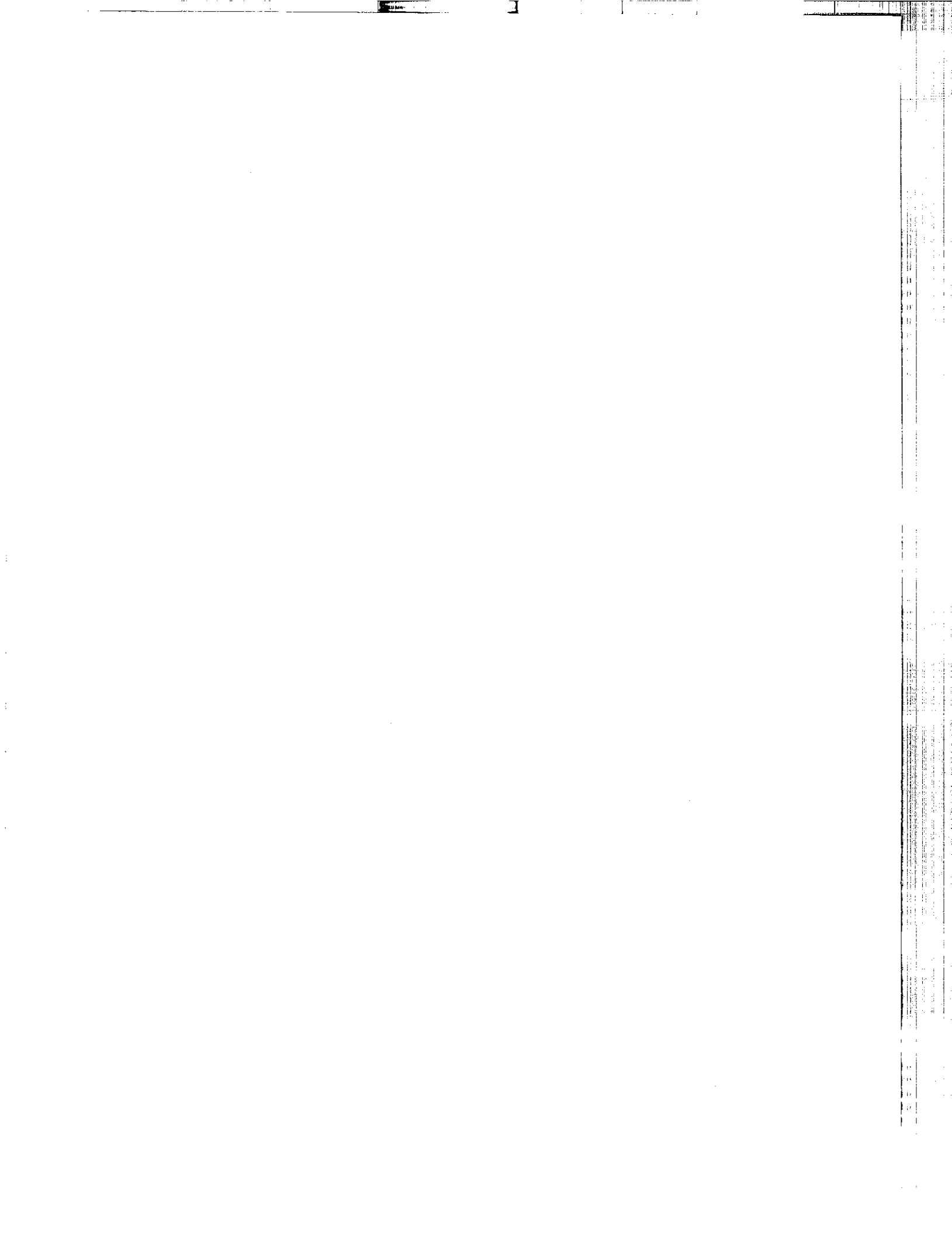
**Fig. No. 1.2**  
**Componentes básicos de una microcentral hidroélectrica.**

- 11- Generador: máquina eléctrica convertidor de energía mecánica a eléctrica y su función es ceder potencia a la red. Esto se logra acoplando el motor a un generador de manera de lograr una velocidad en el campo magnético giratorio igual o superior a la de sincronismo, y depende también de la utilización de una máquina síncrona o asíncrona.
- 12- Tablero de control e Instrumentación: panel que contiene los dispositivos de control e instrumentos de medición que monitorean el proceso de generación.
- 13- Transformador: equipo de potencia eléctrica que transforma el voltaje generado a niveles de tensión apropiados para la transmisión o distribución de energía.
- 14- Líneas de transmisión: son los hilos conductores de la energía eléctrica obtenida y se extiende desde la planta hasta los puntos de consumo.
- 15- Banco de capacitores: dispositivos para proporcionar total o parcialmente el suministro de corriente reactiva que precisa el generador de inducción para la excitación de su campo magnético.



## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- 1) INSTITUTO NACIONAL DE ELECTRIFICACIÓN (INDE). Boletín Informativo. Guatemala: s.p.i., s.f. 5 pp.
- 2) OCHOA, Carlos. Reporte anual sobre geotermia. Revista Naciones. Año VII, Vol. V, No. 118. Guatemala: s.p.i. octubre de 1,992. p. 4.
- 3) MINISTERIO DE ENERGÍA Y MINAS (MEM). Boletín informativo. Guatemala, s.p.i., 1,991. 4 pp.
- 4) ANÓNIMO. Evaluación de las constantes climáticas en la República de Guatemala. Dirección general de fuentes nuevas y renovables de energía, centro de investigación de ingeniería, Ciudad Universitaria, Z.12. Guatemala: s.p.i., s.f. p. 13.
- 5) Ibid. p. 14.
- 6) MINISTERIO DE ENERGÍA Y MINAS (MEM). Boletín informativo. Guatemala, s.p.i., 1,991. 4 pp.
- 7) INVERSEN, Allan R. Micro-hydropower plant sourcebook, a practical guide to design and implementation in developing countries. Washington, D.C., U.S.A.: NRCA International Foundation. 1,985. p. 2-4.





## **CAPÍTULO II.**

**RUEDAS BANKI.**

PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA  
Biblioteca Central



## 2.1 Simbología.

La simbología que va ser utilizada en el presente capítulo se presenta a continuación:

A	: área de la tobera, perpendicular a la velocidad absoluta.
A	: aceleración.
Arc	: longitud de arco del álabe.
B	: ancho radial del anillo.
$C_v$	: coeficiente de velocidad de la tobera.
$D_1, D_2, D_3$	: diámetros del eje.
$d_o$	: diámetro del eje.
E	: espesor del álabe
g	: aceleración de la gravedad ( $9.81 \text{ m/sg}^2$ ).
$H_n$	: altura neta.
$H_2$	: diferencia de alturas entre punto B y C.
L	: ancho axial de la rueda (dimensión interior).
N	: revoluciones por minuto (rpm).
$N_s$	: velocidad específica.
Pot	: potencia.
Q	: caudal o gasto.
$R_1, R_2, R_3$	: radios de la rueda.
r	: radio de curvatura del álabe.
$S_o$	: grosor del chorro, perpendicular a la velocidad absoluta.
$S_1, S_2$	: grosor del chorro, perpendicular a la velocidad relativa.
$\tau$	: par o torque.
u	: velocidad de arrastre, periférica o tangencial.
V	: velocidad absoluta.
v	: velocidad relativa al álabe.
Y	: grueso del chorro en el interior de la rueda.
$Y_1, Y_2$	: distancias respecto al chorro de agua.
Z	: espacio entre dos álabes consecutivos.
$\alpha$	: ángulo formado entre "u" y "v".

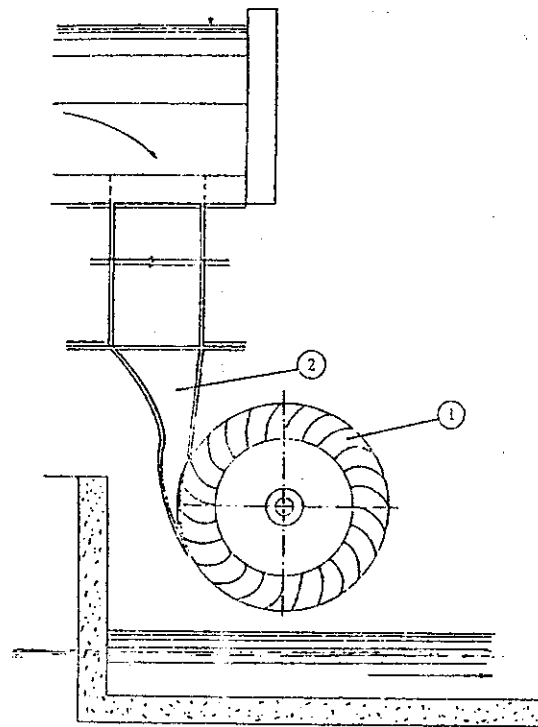
- $\beta_1, \beta_2, \beta_3$  : ángulo formado entre "u" y "v" correspondiente al subíndice.
- $\beta_4$  : ángulo formado entre "-u<sub>4</sub>" y "v<sub>4</sub>".
- $\gamma$  : peso específico del agua.
- $\eta$  : eficiencia.
- $\Theta$  : ángulo que gira la rueda para que una partícula atraviese el álabe.
- $\psi$  : coeficiente empírico que relaciona las velocidades relativas de entrada y salida de la rueda.
- $\theta$  : ángulo del arco descrito por el álabe.

## 2.2 Introducción.

**E**xiste algún cuestionamiento sobre el origen de este tipo de rueda hidráulica. En el principio de este siglo, un ingeniero inglés, A. G. M. Michell escribió un artículo sobre las ruedas de flujo cruzado. Más tarde las referencias europeas mencionan a Michell como el precursor de este tipo de rueda. Apareció, sin embargo, una publicación de Donat Banki "Naue Wasserturbine", que introdujo el concepto a América. Un estudio publicado en 1949 por el Colegio del Estado de Oregon, ahora Universidad, incluía una libre traducción del libro de Banki. Subsecuentemente las referencias de este tipo de rueda usualmente la llaman "Rueda Banki", aunque los fabricantes europeos nominan a esta rueda como la "Rueda Banki de flujo cruzado".

La rueda Banki es probablemente la mejor elección para instalaciones pequeñas de hidropotencia. Encuentra simplicidad en su construcción, requiere poca soldadura, simple maquinado y equipo no muy complicado de taller.

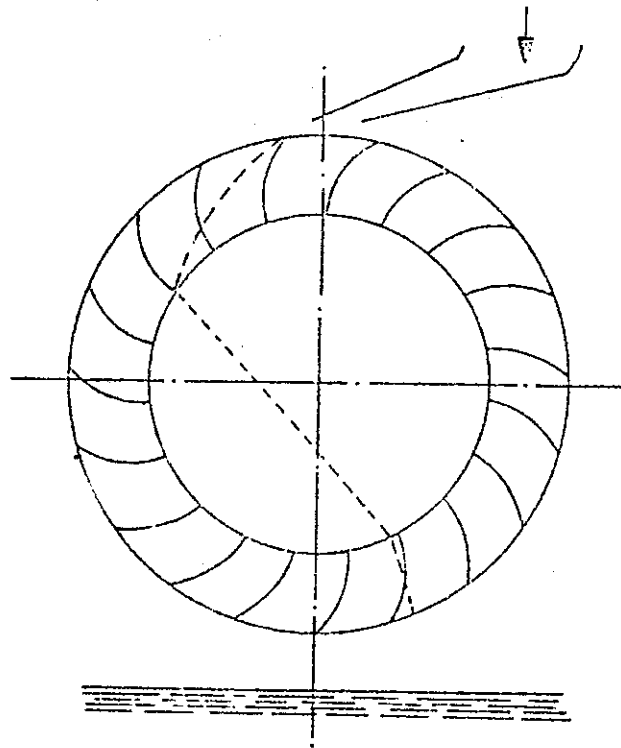
La dos partes mas importantes de la Rueda Banki son: (1) el rodete o rotor y, (2) la nariz o tobera mostrada en la Fig. No. 2.1 .



**Fig. No. 2.1**  
**Instalación de una rueda Banki.**

El rodete consta de dos o mas discos circulares, cada uno con un agujero en el centro para el eje, el cual es unido por soldadura, lo mismo que los álbes; cada álabe es un segmento circular con un angulo central de  $74^\circ$  aproximadamente <sup>1</sup>. La tobera es de sección rectangular, tiene la finalidad de que al ser descargada el agua hacia el rodete; los álbes de éste deflexionen el agua completamente.

El flujo de agua atraviesa los álbes hasta su orilla mas interna, viaja a través del espacio vacío dentro del rodete, golpea el álabe en el lado interno del anillo y sale de la rueda cerca de los  $180^\circ$  del primer punto de contacto, como es mostrado en la Fig. No. 2.2 .



**Fig. No. 2.2**  
**Rueda Banki.**

Aproximadamente tres cuartos de la potencia son desarrollados en el primer paso a través de los álabes; el cuarto restante en el segundo paso.

La rueda Banki es indudablemente la mejor fuente de potencia para desarrollos hidráulicos pequeños que tengan de 25 a 2000 litros por segundo y de 12 a 50 metros de altura <sup>2</sup>.

En la rueda Banki, la eficiencia es satisfactoria sobre un rango de velocidad específica de 26.64 a 71.04 en el sistema métrico y de 6 a 16 en el sistema inglés <sup>3</sup>. Los valores de velocidad específica citados sugieren que este tipo de rueda es la intermedia entre la rueda Pelton y la turbina Francis.

Con una rueda diseñada con álabes bien pulidos y delgados, así como superficies de la tobera pulidas, es posible obtener una eficiencia máxima del 88%; en pruebas en el estado de Oregon hechas en 1948 con una turbina de "construcción casera" se obtuvo un 68%; las máquinas alemanas han dado una eficiencia del 84% <sup>4</sup>.

La rueda Banki es única porque las anchuras de la tobera y del rodete pueden ser alteradas de acuerdo con características del sitio respecto al flujo y carga. Ninguna otra rueda o turbina es completamente versátil, fácil de construir y utilizada tan bien en la generación de potencia.

### **2.3 Paso del agua a través de la rueda.**

En el estudio de las ruedas Banki, es de mucha importancia analizar el desplazamiento que tiene el agua a través de la rueda. Cuando una partícula de agua abandona la tobera y entra a la rueda, se producen desviaciones en el primer y segundo paso, y da como consecuencia que la partícula cambie su dirección y su velocidad como a continuación se analiza.

Se asume que el centro del chorro entra a la rueda en el punto "A" de la Fig. 2.3, a un ángulo  $\alpha_1$  con la tangente a la periferia; la velocidad del agua antes de la entrada es:

$$V_1 = C_v (2 g H_n)^{0.5} \quad (2.1)$$

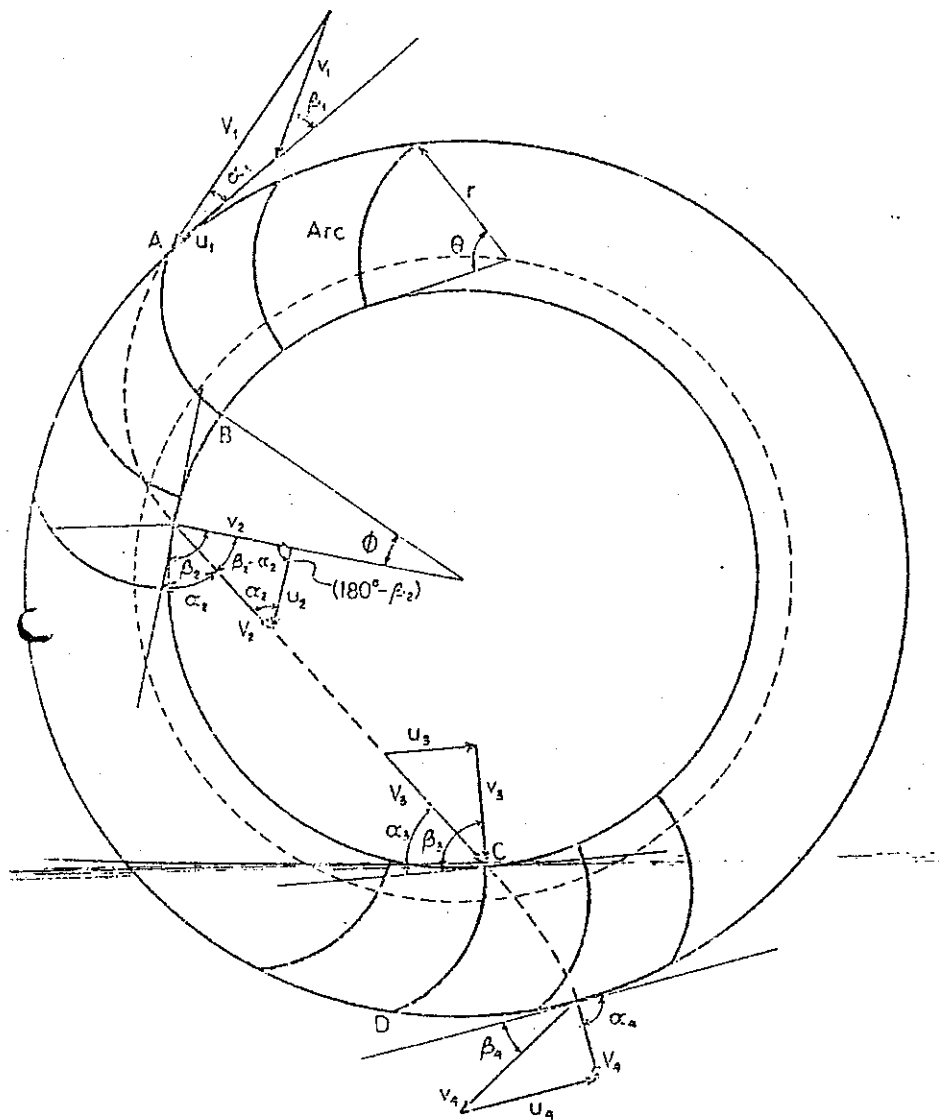
La velocidad relativa del agua a la entrada ( $V_1$ ), puede ser encontrada si  $u_1$ , la velocidad periférica de la rueda en ese punto, es conocida.  $\beta_1$  sería el ángulo entre las direcciones hacia adelante de las dos velocidades anteriores.

Al aplicar la ley de los cosenos en el triángulo de velocidades a la entrada, Fig. 2.4, se tiene:

$$V_1 = (V_1^2 + u_1^2 - 2 V_1 u_1 \cos \alpha_1)^{0.5} \quad (2.2)$$

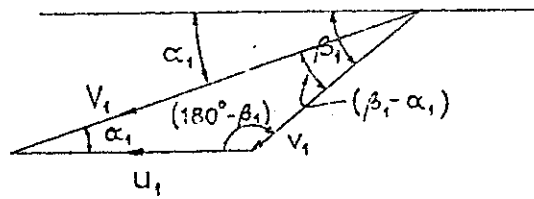
según la ley de los senos:

$$V_1 / \text{sen} (180 - \beta_1) = u_1 / \text{sen} (\beta_1 - \alpha_1) = v_1 / \text{sen} \alpha_1 \quad (2.3)$$



**Fig. No. 2.3**  
**Paso del agua através de la rueda.**





**Fig. No 2.4**  
**Triángulo de velocidad en el punto "A".**

relacionando  $u_1$  y  $V_1$ , ec (2.3), para obtener  $\beta_1$  en función de las variables conocidas se tiene:

$$u_1 / V_1 = \text{sen } (\beta_1 - \alpha_1) / \text{sen } (180 - \beta_1) = \text{sen } (\beta_1 - \alpha_1) / \text{sen } \beta_1$$

dado que:

$$\text{sen } (180 - \beta_1) = \text{sen } \beta_1$$

para  $\beta_1$  menor que  $90^\circ$ , entonces:

$$u_1 / V_1 = (\text{sen } \beta_1 \cos \alpha_1 - \cos \beta_1 \text{sen } \alpha_1) / \text{sen } \beta_1$$

$$u_1 / V_1 = \cos \alpha_1 - \cot \beta_1 \text{sen } \alpha_1$$

$$\cot \beta_1 = [\cos \alpha_1 - (u_1 / V_1)] / \text{sen } \alpha_1$$

$$\cot \beta_1 = [\cot \alpha_1 - (u_1 / V_1)] / \text{sen } \alpha_1 \quad (2.4)$$

En las ecuaciones anteriores,  $\alpha_1$  tiene un rango de  $15^\circ$  a  $25^\circ$ . Si se desea obtener alta eficiencia en la rueda,  $\alpha_1$  debe ser lo mas pequeño posible. Por experiencia, generalmente se utilizan ángulos de  $15^\circ$  ó  $16^\circ$ <sup>5</sup>. Se selecciona  $\alpha_1$  igual a  $16^\circ$  porque facilita la construcción.

Si AB representa el álabe, la velocidad relativa a la salida,  $v_2$ , forma un ángulo de  $\beta_2$  con la velocidad periférica de la rueda en ese punto. La velocidad absoluta del agua a la salida del alabe,  $V_2$ , puede ser determinada, si se conoce  $v_2$ ,  $\beta_2$  y  $u_2$ .

El ángulo entre esta velocidad absoluta y la velocidad de la rueda en este punto es de  $\alpha_2$ . De la teoría general de las ruedas hidráulicas se tiene:

$$u_2 = u_1 (R_2 / R_1) \quad (2.5)$$

De la ecuación (2.8) para los puntos 1 y 2 se tiene:

$$v_1^2 - v_2^2 = u_1^2 - u_2^2$$

de donde:

$$v_2 = (v_1^2 - u_1^2 + u_2^2)^{0.5} \quad (2.6)$$

De la ley de los cosenos:

$$V_2 = \{u_2^2 + v_2^2 + 2 u_2 v_2 \cos (180 - \beta_2)\}^{0.5}$$

y por igualdad trigonométrica de  $\cos(180 - \beta_2)$  se tiene:

$$V_2 = (u_2^2 + v_2^2 - 2 u_2 v_2 \cos \beta_2)^{0.5} \quad (2.7)$$

y de la ley de los senos:

$$\alpha_2 = \arcsen \{v_2 / V_2 \sen (180 - \beta_2)\} \quad (2.8)$$

El paso absoluto del agua mientras fluye sobre el álabe AB puede ser determinado fácilmente, así como el punto actual donde el agua sale del álabe.

Este paso absoluto se determina mediante la descomposición en un movimiento lineal de la partícula sobre el álabe y un movimiento rotacional de la rueda.

En vista de que el radio del álabe es "r" y el ángulo que describe el arco del álabe es "θ" en radianes, la longitud de arco del álabe es:

$$\text{Arc} = r \theta \quad (2.9)$$

De cinemática lineal aplicada a este caso se tiene:

$$v_2^2 = v_1^2 + 2 a (\text{Arc})$$

y

$$v_2 = v_1 + a t$$

por lo cual,

$$a = (v_2^2 - v_1^2) / (2 \text{Arc}) \quad (2.10)$$

y

$$t = (v_2 - v_1) / a \quad (2.11)$$

que se necesita para que una partícula pase del punto "A" al punto "B" sobre el álabe es:

$$\theta = \omega t \quad (2.12)$$

donde:  $\omega$  es la velocidad angular de la rueda.

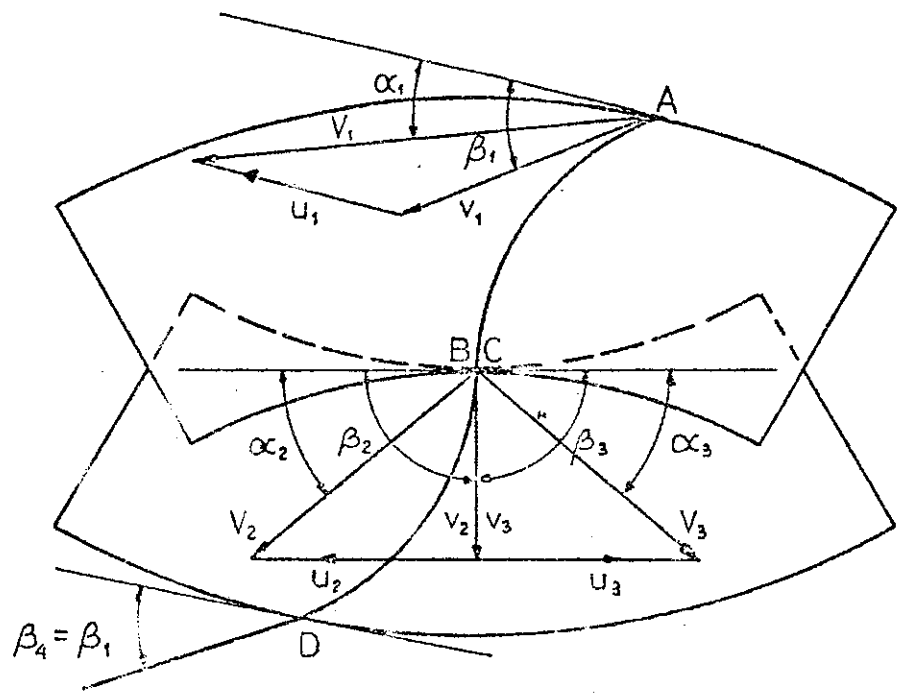
Asumiendo que no hay cambio en la velocidad absoluta  $V_2$  a su paso por el interior del anillo, el punto "C", donde el agua entra nuevamente al anillo; puede ser encontrado.

Esto es, teniendo en cuenta las dimensiones de la rueda, al ángulo de salida de la velocidad absoluta  $\alpha_2$ , juntamente con la asunción de que la gravedad no afecta significativamente el movimiento del chorro en el interior del anillo, por ser despreciable en la distancia que actúa, esta asunción es más acertada cuanto menor sea el tamaño de la rueda.

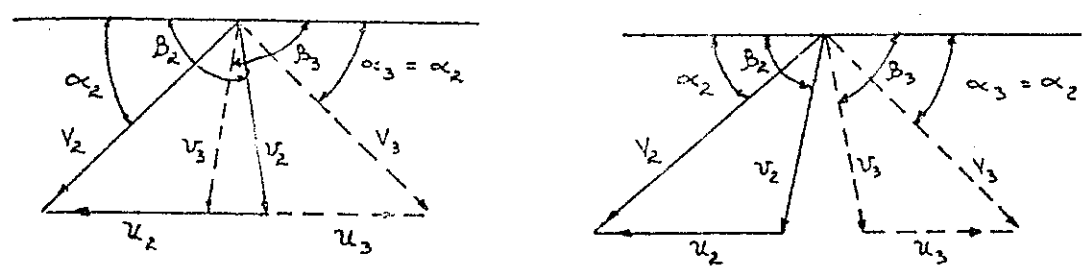
Para que no se produzca choque a la entrada del álabe en el segundo paso y obtener mayor eficiencia hidráulica, el ángulo  $\beta_3$ , formado por la tangente al álabe en su periferia interna y la tangente a la periferia interna del anillo, debe ser tal que la velocidad relativa al álabe debe ser tangencial con la geometría del mismo <sup>6</sup>. El ángulo  $\beta_2$  se puede determinar analizando la Fig. 2.5.

Si se colocan los dos triángulos de velocidades interiores a la par, lo cual se hace moviendo ambos álabes de tal forma que el punto "C" se encuentre sobre el punto "B" y las tangentes coincidan, y si se asume que las velocidades absolutas de salida y entrada en el interior del anillo sean iguales, o sea  $V_2=V_3$ , y puesto que  $\alpha_2=\alpha_3$ , entonces los triángulos son congruentes y las velocidades relativas  $v_2$  y  $v_3$  se encuentran en la misma dirección, por lo que al asumir que no hay pérdidas por choque a la entrada del punto "C", el ángulo  $\beta_2$  es igual a  $90^\circ$ , ésto es, el extremo interior del álabe debe ser radial.

Ahora bien, por las mismas condiciones anteriores y asumiendo caso sin pérdidas, el ángulo  $\beta_2$  no puede ser mayor de  $90^\circ$ , Fig. 2.6 (a), porque golpearía al álabe en la parte posterior, ni tampoco menor de  $90^\circ$  porque produciría choque en su parte inferior, Fig. No. 2.6 (b).



**Fig. 2.5**  
**Composición de diagramas de velocidad.**



(a)

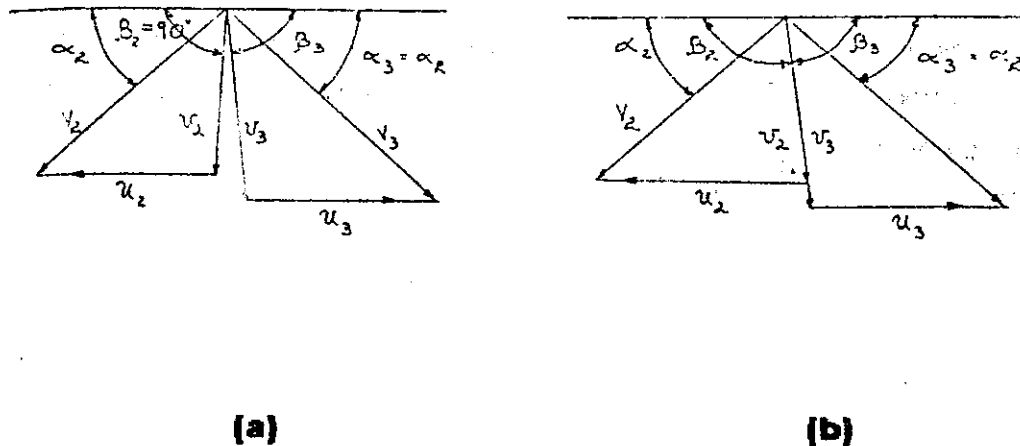
(b)

**Fig. 2.6**  
**Diagramas de velocidad.**

Tomando en cuenta la diferencia de elevación entre los puntos "B" y "C", salida y entrada a la periferia interna, Fig. 2.3, la velocidad absoluta  $V_3$  podría diferir de  $V_2$ , si no hubiera pérdidas entre estos puntos.

Asumiendo  $\beta_2 = 90^\circ$ , Fig. 2.7 (a),  $v_3$  podría no coincidir con el ángulo del álabe y, por consiguiente, una pérdida por choque sería experimentada.

Para evitar esto,  $\beta_2$  debe ser mayor que  $90^\circ$ , Fig. No. 2.7 (b). La diferencia en las velocidades absolutas  $V_2$  y  $V_3$  es, sin embargo, generalmente pequeña debido a que  $h_2$  es pequeña; así  $\beta_2$  debe ser  $90^\circ$  en todos los casos.



**Fig. No. 2.7**  
**Diagramas de velocidad.**

La forma del álabe puede ser variada, pero se escoge un arco de circunferencia por su fácil maquinado.

Como el álabe es un arco de circunferencia dirigido radialmente hacia el centro de la rueda,  $\beta_2 = 90^\circ$ , se cumple que las condiciones a la salida del primer paso de álabes (condiciones en 2) se convierten en las condiciones de entrada del segundo paso (condiciones en 3).

Las condiciones a la salida del agua de su segundo paso por los álabes se determinan si se trabaja con algunas relaciones anteriormente utilizadas.

Como se tienen la misma relación de radios para los dos pasos del agua:

$$R_3 / R_4 = R_2 / R_1$$

y además:  $u_3 = u_2$ .

entonces la velocidad de arrastre a la salida del segundo paso es por la ecuación (2.5):

$$V_4 = u_3 (R_4 / R_3) = u_2 (R_1 / R_2) = u_1 \quad (2.14)$$

también, si se trabaja la ecuación:

$$u_1^2 - u_2^2 = v_1^2 - v_2^2$$

para las condiciones de los puntos 3 y 4:

$$v_3^2 - v_4^2 = u_3^2 - u_4^2$$

de donde se obtiene la siguiente relación por medio de las consideraciones anteriores:

$$v_4 = (v_3^2 - u_3^2 + u_4^2)^{0.5} = (v_2^2 - u_2^2 + u_1^2)^{0.5} = v_1 \quad (2.15)$$

Después de haber concluido su segundo paso, la velocidad relativa del agua sale en una dirección tangente a la curvatura del álabe (caso ideal), por lo que  $\beta_4$  es aproximadamente igual a  $\beta_1$ .

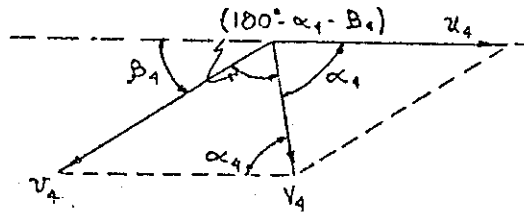
El valor de la velocidad absoluta a la salida de la rueda es:

$$V_4 = (u_4^2 + v_4^2 - 2 u_4 v_4 \cos \beta_4)^{0.5} \quad (2.16 a)$$

y aproximadamente igual a:

$$V_4 = (u_1^2 + v_1^2 - 2 u_1 v_1 \cos \beta_1)^{0.5} \quad (2.16 b)$$

Para determinar la dirección de salida, se toma como base el triángulo de velocidades en el punto 4, Fig. 2.8, y se utiliza la ley de los senos:



**Fig. No. 2.8**  
**Triángulo de velocidades.**

$$V_4 / \sin \beta_4 = v_4 / \sin \alpha_4 = u_4 / \sin \{180 - (\alpha_4 + \beta_4)\}$$

por igualdad trigonométrica del sen  $\{180 - (\alpha_4 + \beta_4)\}$  se tiene :

$$u_4 / v_4 = \sin (\alpha_4 + \beta_4) / \sin \alpha_4$$

Es de hacer notar que en los análisis realizados anteriormente, todas las ecuaciones han sido tratadas para el caso ideal. Nuevamente el paso absoluto del agua sobre el alabe CD desde el punto "C" al punto "D" en la descarga, puede ser determinado descomponiendo el movimiento en dos: uno, lineal de la partícula sobre el álabe, y otro, rotacional de la rueda.

Estando definidas las velocidades y ángulos del agua en los puntos principales de la rueda, se continuará con el cálculo de la potencia y la máxima eficiencia obtenible.

La eficiencia viene dada por la razón de la potencia de salida a la potencia de entrada. La ecuación de Euler para las ruedas de impulso:  $Pot = W/g (u_1 V_1 \cos \alpha - u_2 V_2 \cos \theta)$ ; es aplicada a las condiciones de entrada y salida en cada una de las etapas de la rueda Banki, por lo tanto, la potencia para cada uno de los pasos está definida a continuación:

potencia en el primer paso:

$$Pot_1 = \gamma Q / g (u_1 V_1 \cos \alpha_1 - u_2 V_2 \cos \alpha_2) \quad (2.18 a)$$

potencia en el segundo paso:

$$Pot_2 = \gamma Q (u_3 V_3 \cos \alpha_3 - u_4 V_4 \cos \alpha_4) / g \quad (2.18 b)$$

La potencia total de la rueda es la suma de las potencias parciales definidas anteriormente, ecuaciones (2.18 a) y (2.18 b).

$$Pot_{\gamma\alpha} = \gamma Q (u_1 V_1 \cos \alpha_1 - u_2 V_2 \cos \alpha_2) / g + \gamma Q (u_3 V_3 \cos \alpha_3 - u_4 V_4 \cos \alpha_4) / g \quad (2.19)$$

Se obtiene factor común el término  $\gamma Q / g$  y recordando que las condiciones a la salida del primer paso de álaves (condiciones en 2) se convierten en las condiciones de entrada del segundo paso (condiciones en 3), se tiene:

$$u_2 V_2 \cos \alpha_2 = u_3 V_3 \cos \alpha_3$$

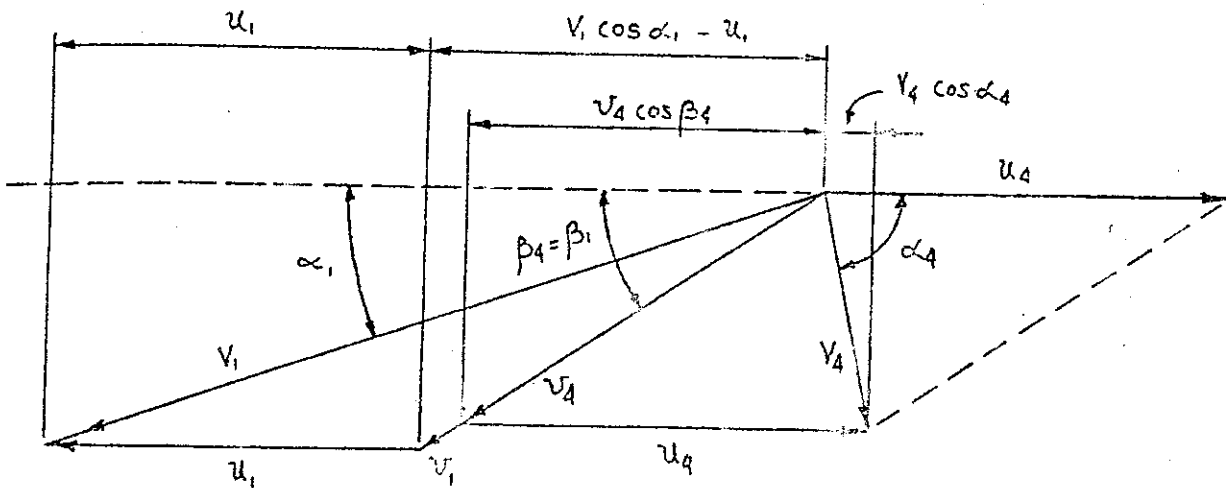
por lo tanto, la potencia total queda expresada como:

$$Pot_{T\alpha} = \gamma Q / g (u_1 V_1 \cos \alpha_1 - u_4 V_4 \cos \alpha_4) \quad (2.20)$$

La relación para determinar la eficiencia total es hasta aquí posible de obtener, pero se hace necesario expresar la potencia total en función de las condiciones de entrada únicamente, y así obtener el ángulo  $\beta_1$  correspondiente al ángulo  $\alpha_1$  seleccionado.

Por otra parte, expresar la potencia total como una función de las condiciones de entrada representa una facilidad para su cálculo. Para ello, se utiliza el diagrama de velocidades de la Fig. No. 2.9, con lo que se obtiene:

$$u_4 - V_4 \cos \alpha_4 = v_4 \cos \beta_4 \quad (2.21)$$



**Fig. No. 2.9**  
**Diagrama de velocidades.**



y como las velocidades de arrastre para las condiciones de entrada y salida de la rueda tienen igual valor, ecuación (2.14):

$$V_4 \cos \alpha_4 = u_1 - v_4 \cos \beta_4 \quad (2.22)$$

Despreciando el incremento en velocidad debido a la diferencia de altura entre los puntos 1 y 4, Fig. 2.3, y considerando la pérdida por fricción en el álabe, se tiene:

$$v_4 = \psi v_1 \quad (2.23)$$

donde  $\psi$  es un coeficiente empírico menor que la unidad, aproximadamente 0.98<sup>7</sup>. Además de la Fig. 2.9 se tiene:

$$\cos \beta_1 = (V_1 \cos \alpha_1 - u_1) / v_1 \quad (2.24)$$

de donde:

$$v_1 = (V_1 \cos \alpha_1 - u_1) / \cos \beta_1 \quad (2.25)$$

sustituyendo la ecuación (2.23) y (2.25) en la ecuación (2.22), se tiene:

$$V_4 \cos \alpha_4 = u_1 - \psi(V_1 \cos \alpha_1 - u_1) \cos \beta_4 / \cos \beta_1 \quad (2.26)$$

Por lo tanto, la potencia de salida se obtiene sustituyendo las ecuaciones (2.14) y (2.26) en la ecuación (2.20):

$$Pot_{sal} = \gamma Q / g \{u_1 V_1 \cos \alpha_1 - u_1 [u_1 - \psi (V_1 \cos \alpha_1 - u_1) \cos \beta_4 / \cos \beta_1]\}$$

$$Pot_{sal} = \gamma Q u_1 / g \{[V_1 \cos \alpha_1 - u_1] + \psi \cos \beta_4 / \cos \beta_1 [V_1 \cos \alpha_1 - u_1]\}$$

$$Pot_{sal} = \gamma Q u_1 / g (V_1 \cos \alpha_1 - u_1) \{1 + \psi \cos \beta_4 / \cos \beta_1\} \quad (2.27)$$

La potencia teórica de entrada debido a la carga es:

$$Pot_{ent} = \gamma Q H_n = W Q V_1^2 / (2 g C_v^2) \quad (2.28)$$

Definida la potencia de entrada, ecuación (2.28), y la potencia de salida, ecuación (2.27), se obtiene la eficiencia del conjunto (rueda-tobera):

$$\eta = (\gamma Q u_1 / g) (V_1 \cos \alpha_1 - u_1) \{ (1 + \psi \cos \beta_4 / \cos \beta_1) \} / \{ \gamma Q V_1^2 / (2 C_v^2) \}$$

$$\eta = 2 C_v^2 u_1 (V_1 \cos \alpha_1 - u_1) (1 + \psi \cos \beta_4 / \cos \beta_1) / V_1^2$$

$$\eta = 2 C_v^2 u_1 / V_1 (1 + \psi \cos \beta_4 / \cos \beta_1) (\cos \alpha_1 - u_1 / V_1) \quad (2.29)$$

Derivando la ecuación anterior respecto a  $u_1$  e igualándola a cero para obtener la relación que da la máxima utilización, se tiene:

$$d\eta / du_1 = 2 C_v^2 (1 + \psi \cos \beta_4 / \cos \beta_1) (\cos \alpha_1 / V_1 - 2 u_1 / V_1^2) = 0$$

$$\cos \alpha_1 / V_1 = 2 u_1 / V_1^2$$

$$0.5 \cos \alpha_1 = u_1 / V_1 \quad (2.30)$$

Se sustituye la ecuación (2.30) en la ecuación de eficiencia (2.29) y se tiene:

$$\eta_{\max} = 0.5 (2 C_v^2 \cos \alpha_1) (1 + \psi \cos \beta_4 / \cos \beta_1) (\cos \alpha_1 - 0.5 \cos \alpha_1)$$

$$\eta_{\max} = 0.5 (C_v \cos \alpha_1)^2 (1 + \psi \cos \beta_4 / \cos \beta_1) \quad (2.31)$$

Como ha sido definido anteriormente que  $\beta_1$  es aproximadamente igual a  $\beta_4$ , la ecuación (2.31) se reduce a:

$$\eta_{\max} = 0.5 (C_v \cos \alpha_1)^2 (1 + \psi) \quad (2.32)$$

La dirección de  $V_4$ , cuando  $u_1 = 0.5 V_1 \cos \alpha_1$ , no es radial (ver Fig. 2.9). El flujo de salida sería radial con:

$$u_1 = [C_v / (1 + \psi)] (V_1 \cos \alpha_1)$$

solo cuando  $\psi$  y  $C_v$  son la unidad, o sea, asumiendo que no hay pérdidas de carga debido a la fricción en la tobera o en los álabes.

Para obtener gran eficiencia mecánica en la rueda, el ángulo de entrada  $\alpha_1$  debe ser tan pequeño como sea posible; con un  $\alpha_1 = 16^\circ$ ,  $C_v = 0.98$  y  $\psi = 0.98$ , sustituidos en la ecuación (2.23), la máxima eficiencia sería del 87.8%. Debe tenerse presente que la eficiencia de la tobera varía con el cuadrado de el coeficiente  $C_v^2$ , como se expresa a continuación:

$$\eta_{\text{rob}} = C_v^2 \quad (2.33)$$

por lo cual debe tenerse cuidado en evitar pérdidas en la tobera, para no disminuir considerablemente la eficiencia total del conjunto rueda-tobera.

## 2.4 Proporciones de construcción.

### 2.4.1 Angulo del álabe ( $\beta_1$ ).

El ángulo del álabe  $\beta_1$  es muy importante para obtener máxima eficiencia de la rueda; puede determinarse al conocer  $\alpha_1$ ,  $V_1$  y  $u_1$ ; se obtiene sustituyendo la ecuación (2.30) en la ecuación (2.4):

$$\cot \beta_1 = \cot \alpha_1 - 0.5 \cos \alpha_1 / \sin \alpha_1 = 0.5 \cot \alpha_1,$$

o también:

$$\tan \beta_1 = 2 \tan \alpha_1 \quad (2.34)$$

como ya se ha definido  $\alpha_1 = 16^\circ$ , al sustituirlo en la ecuación (2.34), se llega a obtener  $\beta_1$ :

$$\beta_1 = \arctan (2 \tan 16) = 29.83^\circ$$

### 2.4.2 Ancho radial del aro (b).

Para determinar el ancho (b), es necesario conocer la velocidad  $v_2$ , la cual es afectada por la fuerza centrífuga. Así, con la ecuación:

$$u_1^2 - u_2^2 = v_1^2 - v_2^2$$

y como:

$$Q = L S_1 v_1 = L S_2 v_2$$

donde: L= ancho axial; entonces:

$$v_2 = v_1 (S_1 / S_2), \quad (2.36)$$

despreciando el espesor de los álabes,  $S_1$ , Fig. 2.10 a, del chorro de entrada, medido en ángulo recto a la velocidad relativa es dado por el espacio entre dos álabes consecutivos (Z). Así:

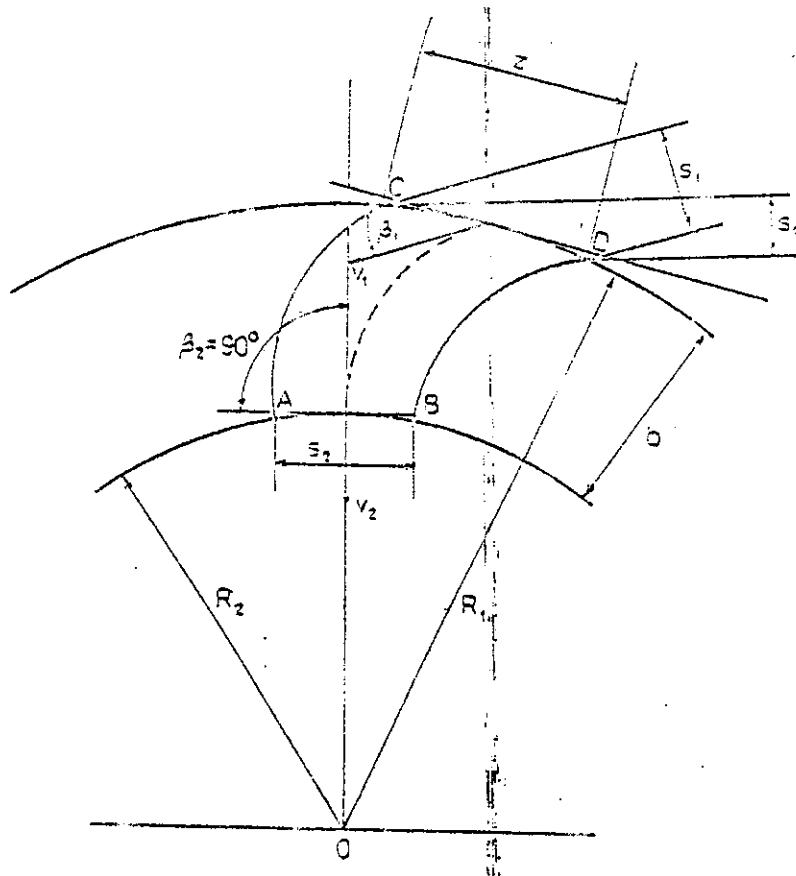
$$S_1 = Z \operatorname{sen} \beta_1 \quad (2.37)$$

y el espesor ( $S_0$ ), del chorro, medido perpendicular a la velocidad absoluta es:

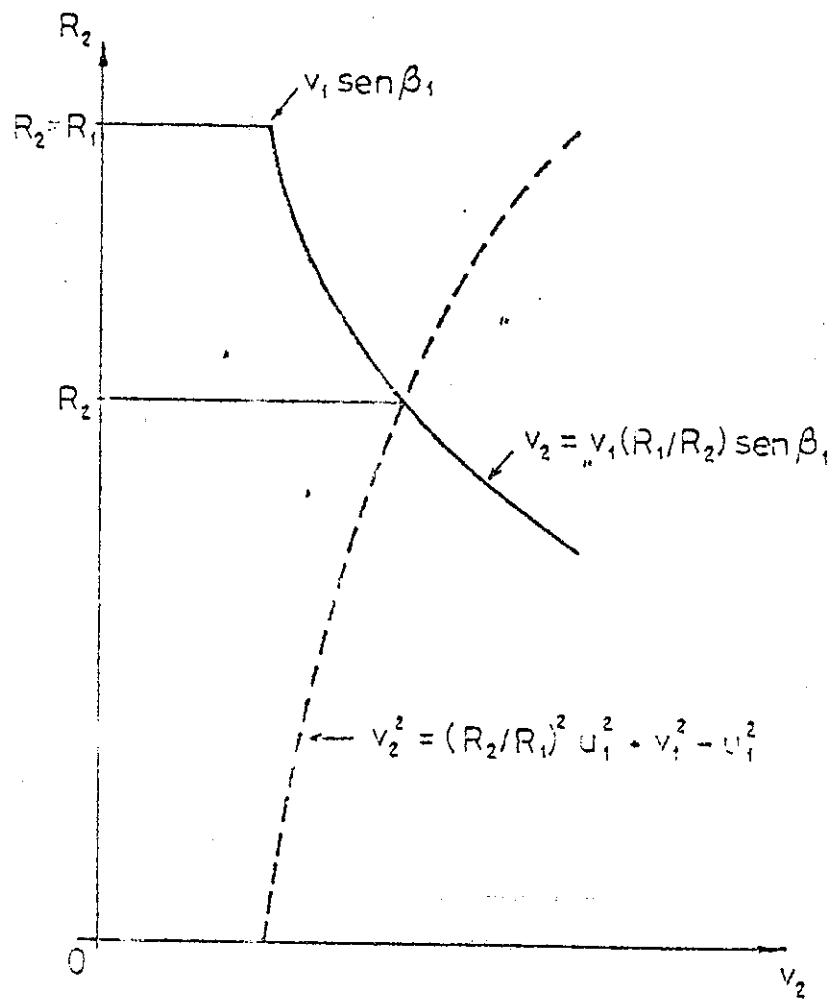
$$S_0 = Z \operatorname{sen} \alpha_1 \quad (2.38)$$

El espacio entre álabes se puede conocer para todo el ancho del aro (b). Se denomina ( $S_2$ ) a este espacio en la periferia interna de la rueda.

En la Fig. 2.10 (a), las circunferencias (exterior e interior) son concéntricas; y si la circunferencia exterior esta dividida en un número igual de arcos circulares que la circunferencia interior, ambos arcos subtenden un ángulo de igual valor.



(a)  
**Fig. No. 2.10**  
**Espaciamento entre álabes.**



(b)

**Fig. No. 2.10**

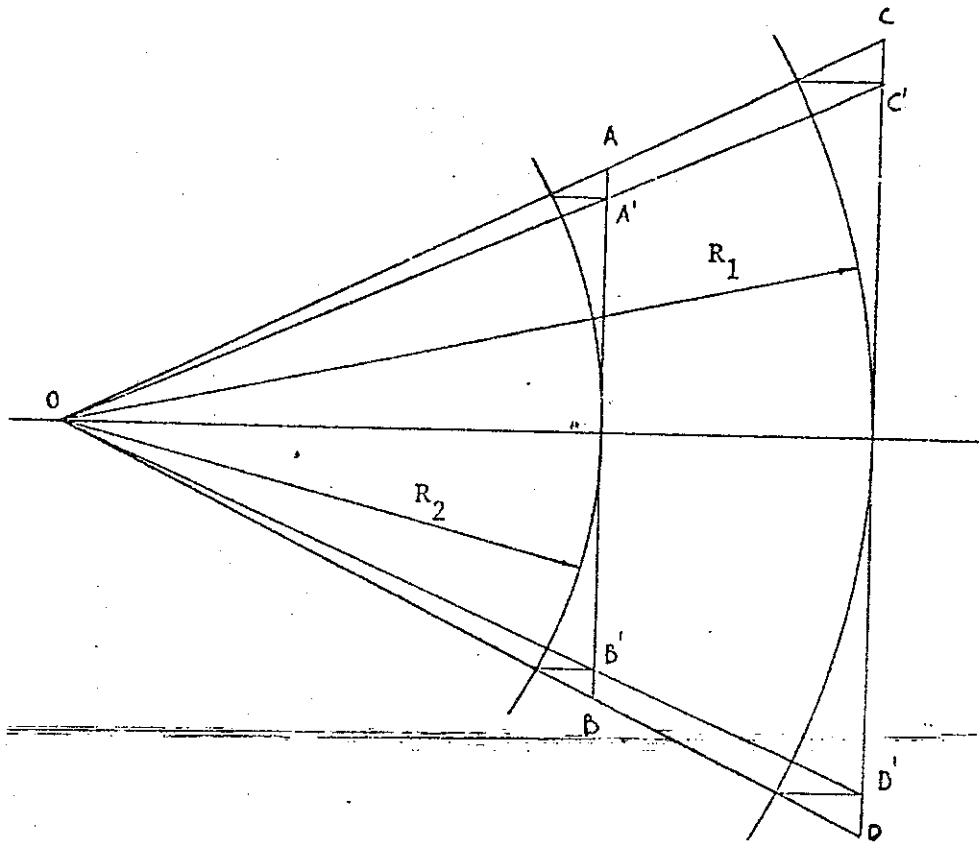
**Espaciamiento entre álabes.**

Si ahora se superponen los arcos, Fig. 2.11, se observa que los puntos OAB forman un triángulo que es semejante al formado por los puntos OCD. Pero las distancias  $S_2$  y  $Z$  están definidas por los puntos  $A'$  y  $B'$ , y  $C'$  y  $D'$ , respectivamente, que determinan nuevos triángulos  $OA'B'$  y  $OC'D'$ , los cuales son semejantes entre sí. De lo anterior, se tiene que:

$$A'B' / C'D' = R_2 / R_1$$

pero

$$A'B' = S_2 \quad \text{y} \quad C'D' = Z$$



**Fig. No. 2.11**  
**Superposición de arcos.**

entonces:

$$S_2 / Z = R_2 / R_1$$

de donde:

$$S_2 = Z (R_2 / R_1) \quad (2.39)$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.37) y (2.39) en la ecuación (2.36), se tiene que:

$$v_2 = v_1 \{ Z \cdot \text{sen } \beta_1 \} / \{ Z (R_2 / R_1) \}$$

$$v_2 = v_1 (R_1 / R_2) \text{sen } \beta_1 \quad (2.40)$$

Llamando (X) a la relación de radios al cuadrado,  $X = (R_2 / R_1)^2$ , y al sustituirlas en la ecuación (2.35) juntamente con las ecuaciones (2.5 y (2.40), se tiene:

$$v_1^2 - v_1^2 (1/X) (\text{sen } \beta_1)^2 = u_1^2 - u_1^2 (1/X)$$

si se multiplica la ecuación anterior por (X) y luego se divide por  $u_1^2$  se tiene:

$$v_1^2 X - v_1^2 (\text{sen } \beta_1)^2 = u_1^2 X - u_1^2 X^2$$

$$(v_1 / u_1)^2 X - (v_1 / u_1)^2 (\text{sen } \beta_1)^2 = X - X^2$$

ordenando términos:

$$X^2 - [1 - (v_1 / u_1)^2]X - (v_1 / u_1)^2 (\text{sen } \beta_1)^2 = 0 \quad (2.41)$$

Al sustituir la ecuación (2.30) que da la relación de máxima eficiencia  $2u_1 = V_1 \cos \alpha_1$  en la ecuación (2.24), se obtiene:

$$\cos \beta_1 = (2 u_1 - u_1) / v_1 = u_1 / v_1$$

de donde:

$$v_1 / u_1 = 1 / \cos \beta_1 \quad (2.42)$$

Se recuerda que  $\alpha_1 = 16^\circ$  y por lo tanto  $\beta_1 = 29.83^\circ$ , al sustituir este último valor en la ecuación (2.42) resulta que:

$$v_1 / u_1 = 1 / \cos 29.83 = 1.1528$$

$$(v_1 / u_1)^2 = 1.3289$$

$$1 - (v_1 / u_1)^2 = -0.3289$$

$$(\text{sen } \beta_1)^2 = (\text{sen } 29.83)^2 = 0.2475$$

asi, la ecuación (2.41) queda reducida a:

$$X^2 + 0.3289 X - 0.3289 = 0$$

cuya solución positiva es:  $X = 0.43216$ , por lo tanto la relación de radios se puede expresar como:

$$X^{0.5} = R_2 / R_1 = 0.6574$$

como:  $2 R_1 = D_1$  y el ancho radial de la rueda es:

$$b = R_1 - R_2$$

se tiene:

$$b = 0.1713 D_1 \quad (2.43)$$

Este valor de (b), ancho radial, puede ser determinado gráficamente, en el punto de intersección de las dos curvas, Fig. 2.10 (b), que corresponde a las siguientes ecuaciones:

La primera tiene como base la ecuación (2.35) y se obtiene al sustituir en ella la ecuación (2.5):

$$v_2^2 = u_2^2 + v_1^2 - u_1^2$$

$$v_2^2 = (R_2 / R_1)^2 u_1^2 + v_1^2 - u_1^2 \quad (2.44)$$

y la segunda es la ecuación (2.40):

$$v_2 = v_1 (R_1 / R_2) \text{ sen } \beta_1.$$

El ángulo central bOC, Fig. 2.12 puede ser determinado por trigonometría en base al ángulo  $\alpha_2$ :

$$\alpha_2 = \text{bOC} / 2 \quad (2.45)$$

$$\tan \alpha_2 = v_2 / u_2 \quad (2.46)$$

Al sustituir la ecuación y los valores de las relaciones encontrados para  $\alpha_1 = 16^\circ$  en la ecuación (2.44), se tiene:

$$v_2 = \{(R_2 / R_1)^2 u_1^2 + (1 / \cos \beta_1)^2 u_1^2 - u_1^2\}^{0.5}$$

$$v_2 = u_1 \{(0.6574)^2 + 1.3289 - 1\}^{0.5}$$

$$v_2 = 0.8724 u_1 \quad (2.47)$$

Por otro lado, se tiene de la ecuación (2.5):

$$u_2 = u_1 (R_2 / R_1) = 0.6574 u_1$$

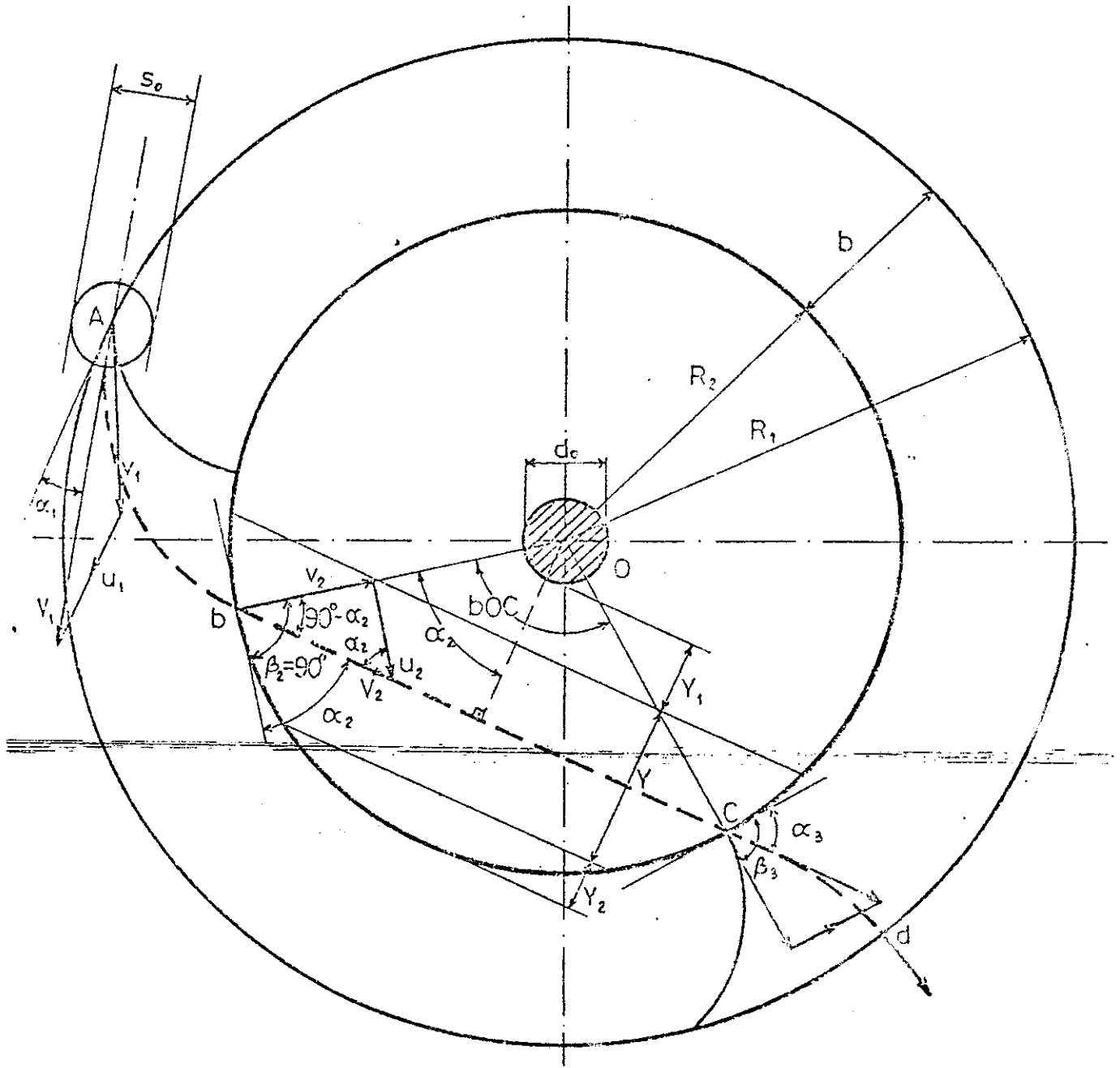
por lo tanto,

$$\tan \alpha_2 = (0.8724 u_1) / (0.6574 u_1) = 1.327$$

$$\alpha_2 = 53^\circ$$

$$\text{Ángulo bOC} = 106^\circ$$





**Fig. No. 2.12**  
**Paso del chorro de agua por el interior de la rueda.**

### 2.4.3 Curvatura de los álabes.

Como curvatura de los álabes puede ser escogida una sección circular, cuyo centro está situado en la intersección de dos rectas, una perpendicular a la dirección de la velocidad relativa  $v_1$  en "A" y la otra tangente a la periferia interna de la rueda en "B", Fig. 2.13. De los triángulos AOC y BOC, el segmento CO es común, entonces:

$$(OB)^2 + (BC)^2 = (AO)^2 + (AC)^2 - 2 (AO) (AC) \cos \beta_1 \quad (2.48)$$

pero,

$$AO = R_1, \quad OB = R_2, \quad AC = BC = r$$

por lo tanto:

$$R_2^2 + r^2 = R_1^2 + r^2 - 2 R_1 r \cos \beta_1$$

$$r = (R_1^2 - R_2^2) / (2 R_1 \cos \beta_1) \quad (2.49)$$

Al sustituir los valores anteriormente encontrados en la ecuación (2.49) se obtiene:

$$r = [R_1^2 - (0.6574 R_1)^2] / [2 R_1 \cos 29.83]$$

de donde:

$$r = 0.3273 R_1 \quad (2.50)$$

El radio del círculo que sirve de centro para la curvatura de los álabes se determina con base en el triángulo BOC, de la Fig. No. 2.13:

$$(OC)^2 = (OB)^2 + (BC)^2$$

donde:

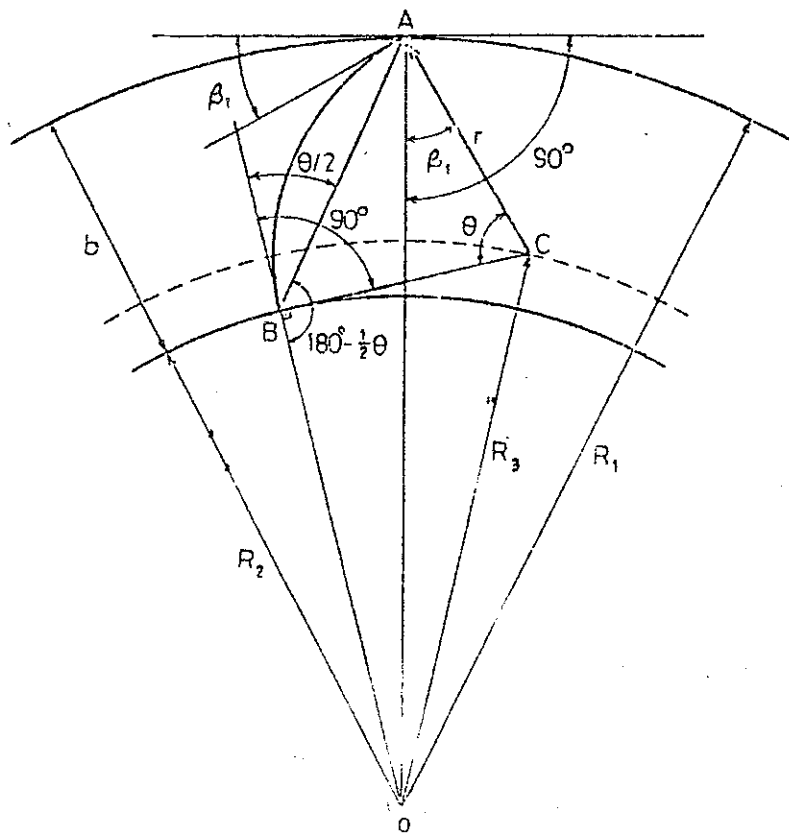
$$OC = R_3$$

entonces,

$$R_3 = (R_2^2 + r^2)^{0.5} \quad (2.51)$$

Se sustituye la ecuación (2.50) y  $R_2 = 0.6574 R_1$ , con lo cual se tiene:

$$R_3 = [(0.6574 R_1)^2 + (0.3273 R_1)^2]^{0.5}$$



**Fig. No. 2.13**  
**Curvatura de los álabes.**

simplicando, tenemos:

$$R_3 = 0.7344 R_1 = 0.3672 D_1 \quad (2.52)$$

El ángulo central, formado por la curvatura del álabes, se determina por la ley de los senos y para lo cual se toma como referencia el triángulo BOA en la Fig. 2.13:

$$R_1 / R_2 = \text{sen} (180 - 0.5 \theta) / \{\text{sen} [90 - (0.5 \theta + \beta_1)]\}$$

$$R_1 / R_2 = \text{sen} (0.5 \theta) / \cos (0.5 \theta + \beta_1) \quad (2.53)$$

$R_1 / R_2 = \text{sen} (0.5 \theta) / \cos (0.5 \theta) \cos \beta_1 - \text{sen}(0.5 \theta) \text{sen} \beta_1$ , se divide el numerador y el denominador por  $\cos (0.5 \theta)$ :

$$R_1 / R_2 = \tan (0.5 \theta) / \{ \cos \beta_1 - \tan (0.5 \theta) \operatorname{sen} \beta_1 \}$$

invirtiendo la ecuación, se tiene:

$$R_2 / R_1 = \{ \cos \beta_1 - \tan (0.5 \theta) \operatorname{sen} \beta_1 \} / \tan (0.5 \theta)$$

$$R_2 / R_1 = \cos \beta_1 / \tan (0.5 \theta) - \operatorname{sen} \beta_1$$

de donde:

$$\tan (0.5 \theta) = \cos \beta_1 / \{ \operatorname{sen} \beta_1 + (R_1 / R_2) \} \quad (3.54)$$

sustituir valores se tiene:

$$\theta = 73.83^\circ = 73^\circ 49'$$

#### 2.4.4 Grosor del chorro.

El grueso del chorro ( $Y$ ) en la parte interna de la rueda puede ser determinada de la ecuación de continuidad de flujo y con ayuda de la Fig. 2.12:

$$V_1 S_o = V_2 Y \quad (2.55)$$

como  $\beta_2 = 90^\circ$ , tenemos:

$$V_2 = u_2 / \cos \alpha_2$$

Si se sustituye la ecuación (2.5) en la ecuación anterior, se tiene:

$$V_2 = u_1 (R_2 / R_1) / \cos \alpha_2,$$

y también de la relación de máxima eficiencia, ecuación (2.30), se tiene:

$$u_1 = 0.5 V_1 \cos \alpha_1 \quad (2.56)$$

por lo que:

$$V_2 = V_1 \cos \alpha_1 (R_2 / R_1) / (2 \cos \alpha_2) \quad (2.57)$$

De la ecuación (2.55):

$$Y = V_1 S_o / V_2 \quad (2.58)$$

Si se sustituye la ecuación (2.57) en la ecuación (2.58):

$$Y = 2 \cos \alpha_2 V_1 S_o / \{ V_1 \cos \alpha_1 (R_2 / R_1) \}$$

$$Y = 2 \cos \alpha_2 S_0 / \{(R_2 / R_1) \cos \alpha_1\} \quad (2.59)$$

con  $\alpha_1 = 16^\circ$ , se obtiene:

$$Y = 2 \cos 53 S_0 / (0.6574 \cos 16) = 1.9047 S_0 \quad (2.60)$$

De un estudio realizado por el Dr. Banki <sup>9</sup>, se tiene que el grueso del chorro visto perpendicular a la velocidad absoluta está relacionado al diámetro de la rueda, así:

$$S_0 = K D_1, \quad (2.61)$$

donde K es una constante comprendida en la mayoría de los casos en el rango de 0.075 a 0.10.

Estudios posteriores han demostrado que dicha constante puede tomar valores de 0.3 <sup>10</sup>, sin que afecte la característica de eficiencia, además de reducir las dimensiones volumétricas de la rueda.

La distancia perpendicular entre el lado mas interno del chorro, cuando éste pasa por el interior de la rueda y el eje de la misma,  $Y_1$  <sup>11</sup>, es, (ver Fig. No. 2.12):

$$Y_1 = R_2 \operatorname{sen} (90 - \alpha_2) - 0.5 Y - 0.5 d_0 \quad (2.62)$$

$$Y_1 = R_2 \operatorname{sen} (90 - \alpha_2) - 0.5 (1.9047 S_0) - 0.5 d_0 \quad (2.63)$$

Para expresar  $Y_1$  en función del diámetro de la rueda  $D_1$ , se aplica la ecuación (2.61) juntamente con la ecuación que se determina de la relación de radios:

$$R_2 = 0.6574 R_1 = 0.3287 D_1$$

así, para  $\alpha_1 = 16^\circ$ :

$$Y_1 = 0.3287 D_1 \operatorname{sen} (90 - 53) - 0.5(1.9047 K D_1) - 0.5 d_0$$

$$Y_1 = (0.1978 - 0.9524 K) D_1 - 0.5 d_0 \quad (2.64)$$

De una forma similar la distancia  $Y_2$ , distancia entre el lado externo del chorro y la periferia interna del anillo, es:

Para obtener datos de construcción, es importante contar con una ecuación volumétrica. Para ello, se sustituye la ecuación (2.79) en la ecuación (2.77):

$$L = \pi Q 30 C_v (2 g H_n)^{0.5} \cos \alpha_1 / [30 C_v^2 (2 g H_n) k \cos \alpha_1 D_1]$$

$$L = Q / [K C_v (2 g H_n)^{0.5} D_1] \quad (2.81)$$

Si se tienen unas condiciones (hidráulicas) determinadas, se podrá escoger entre una amplia gama de valores L y D<sub>1</sub> que satisfagan el requisito de que su producto sea:

$$L D_1 = Q / [K C_v (2 g H_n)^{0.5}] \quad (2.82)$$

$$L D_1 = Q / (4.4294 K C_v H_n^{0.5}) \quad (2.83)$$

#### **2.4.8 Eje de la rueda.**

Para el cálculo del diámetro del eje se debe conocer la longitud del eje y las cargas que éste soportará. La longitud está en función del ancho total de la rueda y de los soporte o chumaceras. Las cargas están en función del peso y los momentos de inercia de los diferentes elementos que se acoplan al eje, además de la fuerza que transmite el chorro del agua.

El cálculo parte del supuesto de un diámetro del eje y se verifica si falla por fatiga, para lo cual se aplica el método del esfuerzo residual.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- 1) ANÓNIMO. Recopilación sobre maquinaria hidráulica. Escuela de Ingeniería Mecánica. Universidad. El Salvador: s.p.i., 1,969.
- 2) PARRES, José de L. Máquinas hidráulicas. 4a. Edición. México: Editorial Tesis Rensendiz, 1,966. p. 34.
- 3) Ibid. p. 34.
- 4) Ibid. p. 35.
- 5) Ibid. p. 35.
- 6) Ibid. p. 36.
- 7) SHEPHERD, D. G.; Principles of turbomachinery. U.S.A.: The Macmillan Company. 1,969; Cap. III, p. 86.
- 8) Ibid. p. 88.
- 9) Ibid. p. 157.
- 10) ANÓNIMO. Recopilación sobre maquinaria hidráulica. Escuela de Ingeniería Mecánica. Universidad. El Salvador: s.p.i., 1,969.
- 11) MATAIX, Claudio; Mecánica de los fluidos y máquinas hidráulicas. U.S.A., New York: Editorial Harper & Row, 1,970. p. 270.





## **CAPÍTULO III.**

### **MÉTODO GENERAL PARA DETERMINAR LAS DIMENSIONES PRINCIPALES DE LAS RUEDAS BANKI.**



### 3.1 Introducción.

**E**l capítulo anterior muestra la determinación de ecuaciones para dimensionar las ruedas Banki. En este capítulo, se presentan las ecuaciones para obtener las dimensiones necesarias para construir las ruedas Banki partiendo de condiciones hidráulicas con las que generalmente se cuenta, éstas son: La carga bruta ( $H_B$ ), que se obtiene por mediciones topográficas del lugar seleccionado para la instalación de la rueda, y el caudal ( $Q$ ), que es obtenido de mediciones hechas por métodos de aforado a la fuente que se aprovechará.

Es importante recordar que el estudio teórico de las ruedas Banki, lo mismo que cualquier otro tipo de motor hidráulico, no es independiente de las pruebas prácticas de laboratorio en modelos a escala. Por lo tanto, el método general que se presenta no es un patrón estricto, sino que puede modificarse y depende de las características y necesidades que van a ser cubiertas en la aplicación que se desea hacer. Para nuestro caso, el cálculo de la rueda supondrá parámetros que pueden ser recomendaciones por personas que han hecho estudios previos sobre el tema como también suposiciones empíricas con base en la experiencia.

### 3.2 Datos preliminares importantes.

#### 3.2.1 Estimación de la potencia hidráulica obtenible.

La potencia, que se puede obtener de un motor hidráulico, queda determinada por la siguiente ecuación:

$$Pot_{salida} = (\gamma Q H_n) \eta / 76 \quad (3.1)$$

donde la eficiencia ( $\eta$ ) puede asumir valores de 80% para ruedas grandes y de 55% para ruedas pequeñas.

#### 3.2.2 Velocidad de la rueda.

La selección adecuada de la velocidad de rotación ( $N$ ) es importante por su efecto económico y técnico. En el aspecto económico, el aumento de la velocidad de giro ( $N$ ) reduce el tamaño, y por lo tanto el costo de las máquinas; en el aspecto

técnico es importante por los esfuerzos soportados en la máquina al aumentar la velocidad.

Un criterio para seleccionar la velocidad de la rueda es en base al número de revoluciones específico; éste se escoge dentro del rango (26.64 a 71.04) en el sistema métrico recomendado por el Dr. Banki (preferiblemente como el valor central de ese rango). La ecuación para la velocidad específica es:

$$N_s = N (Pot_p)^{0.5} / H_n^{1.25} \quad (3.2)$$

$$N = N_s H_n^{1.25} / Pot_p^{0.5} \quad (3.3)$$

El valor resultante de N debe aproximarse a una velocidad síncrona si se desea hacer un acople directo con un generador síncrono, esto es si el valor de N es bastante próximo a una velocidad síncrona. Para nuestro caso particular, la velocidad no necesariamente tiene que ser síncrona, pues el generador al cual se conectará la máquina hidráulica, será un genrador/alternador de carro el cual proporciona corriente directa.

### **3.2.3 Carga estática que se va a manejar.**

Esta carga estática se seleccionó con base en valores medios de facil ubicación.

## **3.3 Método general para determinar las dimensiones de la rueda.**

### **3.3.1 Diámetro exterior y ancho axial de la rueda.**

Las dimensiones del diámetro exterior y el ancho axial de la rueda fácilmente se pueden calcular de la forma siguiente:

$$D_1 = Q / (K L C_v (2 g H_n)^{0.5}) \quad (3.4)$$

donde  $C_v$  es un valor experimental que varía en un rango de (0.9 a 0.98). La selección correcta de un valor de  $C_v$  debe tomar en cuenta el acabado interno y la forma convergente gradual de la tobera; cuanto mejores sean estas condiciones, mayor será el valor de  $C_v$  escogido. El valor de K se puede seleccionar dentro del rango de (0.075 a 0.1) recomendado por el Dr. Banki <sup>1</sup> ó de 0.3 recomendado por

el Dr. Mosonyi<sup>2</sup>. Para grandes caudales, el valor escogido debe tender hacia valores altos de K.

$$L = \pi Q N / (60 C_v^2 g H_n K \cos \alpha_1) \quad (3.5)$$

### 3.3.2 Grosor del chorro.

$$S_o = K D_1 \quad (3.6)$$

### 3.3.3 Diámetro interno de la rueda.

$$D_2 = 0.6574 D_1 \quad (3.7)$$

### 3.3.4 Espaciamiento de álabes de la rueda.

$$Z = S_o / \text{sen } \alpha_1 = K D_1 / \text{sen } \alpha_1 \quad (3.8)$$

### 3.3.5 Número de álabes.

$$n = \pi D_1 / Z \quad (3.9)$$

### 3.3.6 Radio del círculo que sirve de centro para la curvatura de los álabes.

$$R_3 = 0.3672 D_1 \quad (3.10)$$

### 3.3.7 Radio de curvatura de los álabes.

$$r = 0.16365 D_1 \quad (3.11)$$

### 3.3.8 Ángulo de separación entre dos centros consecutivos para trazar la curvatura de los álabes.

$$\delta = 360^\circ / n \quad (3.12)$$

### 3.4 Cálculo de la rueda del modelo.

#### 3.4.1 Condiciones de diseño.

Por ser éste un modelo de microcentral, el diseño de la rueda tiene como limitante la potencia de salida que se quiere obtener. Para nuestro caso particular, estará en función de la capacidad de la bomba que va a ser instalada en el banco de prueba y como la rueda que va a ser diseñada es pequeña, se estimará una eficiencia del 55%.

#### 3.4.2 Cálculo y evaluación teórica de los resultados.

Las condiciones de diseño para la rueda del modelo a construir son:

$$Q = 0.00408 \text{ m}^3/\text{sg} \text{ ó } 4.08 \text{ lt}/\text{sg}$$

$$H = 15 \text{ mts.}$$

NOTA: estos valores se han tomado con base en la capacidad de la bomba centrífuga que será utilizada en el banco de pruebas.

Para definir con base en el método general las dimensiones de la rueda, se presenta un cuadro comparativo entre las variables más importante como lo son: el ancho axial interior de la rueda ( $L$ ), grosor del chorro ( $S_o$ ), el diámetro de la rueda ( $D_1$ ) y la velocidad de giro de la rueda ( $N$ ), para distintos valores de los coeficientes de velocidad ( $C_v$ ) y de la relación entre el grosor del chorro y diámetro de la rueda ( $k = S_o / D_1$ ). Las ecuaciones que se van a utilizar son las (2.80), (2.83) y (2.61) respectivamente:

$$N = 40.6595 C_v H_n^{0.5} / D_1 = 152.1339 C_v / D_1$$

$$L D_1 = Q / (4.4294 K C_v H_n^{0.5}) = 1 / (4204.6549 K C_v)$$

$$S_o = K D_1$$

Se trabajará para valores de  $C_v$  de 0.9, 0.94 y 0.98. Cada uno de ellos para tres valores de  $K$ : uno dentro del rango recomendado por el Dr. Banki <sup>3</sup>; otro debajo de dicho rango, y el último se toma como el límite superior recomendado por el Dr. Mosonyi <sup>4</sup>.

En la Tabla 3.1, se presentan los valores de  $D_1$ ,  $L$  y  $S_o$  para las ecuaciones anteriores evaluadas a diferentes valores de  $C_v$ ,  $K$  y velocidades.

C <sub>v</sub>	N (rpm)	D <sub>1</sub> x 10 <sup>-3</sup> (mts.)	K					
			0.0482	0.0482	0.0875	0.0875	0.3000	0.3000
			L X 10 <sup>-3</sup> (mts.)	S <sub>o</sub> X 10 <sup>-3</sup> (mts.)	L X 10 <sup>-3</sup> (mts.)	S <sub>o</sub> X 10 <sup>-3</sup> (mts.)	L X 10 <sup>-3</sup> (mts.)	S <sub>o</sub> X 10 <sup>-3</sup> (mts.)
0.90	700	202.50	27.1	9.8	14.9	17.7	4.4	60.7
	800	177.20	30.9	8.5	17.1	15.5	5.0	53.2
	900	157.50	34.8	7.6	19.2	13.8	5.6	47.2
	1000	141.70	38.7	6.8	21.3	12.4	6.2	42.5
	1100	128.80	42.6	6.2	23.4	11.3	6.8	38.7
	1200	118.10	46.4	5.7	25.6	10.3	7.5	35.4
	1300	109.00	50.3	5.3	27.7	9.5	8.1	32.7
	1400	101.23	54.2	4.9	29.8	8.9	8.7	30.4
	1500	94.50	58.0	4.6	32.0	8.3	9.3	28.3
	1600	88.60	61.9	4.3	34.1	7.8	9.9	26.6
0.94	700	211.50	24.8	10.2	13.7	18.5	4.0	63.4
	800	185.00	28.4	8.9	15.6	16.2	4.6	55.5
	900	164.50	31.9	7.9	17.6	14.4	5.1	49.3
	1000	148.00	35.5	7.1	19.5	13.0	5.7	44.4
	1100	134.60	39.0	6.5	21.5	11.8	6.3	40.4
	1200	123.40	42.6	5.9	23.4	10.8	6.8	37.0
	1300	113.90	46.1	5.5	25.4	10.0	7.4	34.2
	1400	105.70	49.6	5.1	27.3	9.3	8.0	31.8
	1500	98.70	53.2	4.8	29.3	8.6	8.5	29.6
	1600	92.50	56.7	4.5	31.3	8.1	9.1	27.8
0.98	700	220.50	22.8	10.6	12.6	19.3	3.7	66.1
	800	192.90	26.1	9.3	14.4	16.9	4.2	57.9
	900	171.50	29.4	8.3	16.2	15.0	4.7	51.4
	1000	154.30	32.6	7.4	18.0	13.5	5.2	46.3
	1100	140.30	35.9	6.8	19.8	12.3	5.8	42.1
	1200	128.60	39.2	6.2	21.6	11.3	6.3	38.6
	1300	118.70	42.4	5.7	23.4	10.4	6.8	35.6
	1400	110.20	45.7	5.3	25.2	9.6	7.3	33.1
	1500	102.90	48.9	5.0	27.0	9.0	7.9	30.9
	1600	96.45	52.2	4.7	28.8	8.4	8.4	28.9

**Tabla 3.1**  
**Comparación de valores.**

Con el fin de escoger las dimensiones de la rueda, se establece que un valor de C<sub>v</sub> igual a 0.90 se puede considerar aceptable, ya que dicho coeficiente tomará en cuenta la efectividad de transformación de la energía de presión (carga) a energía de velocidad, no sólo de la tobera en sí, sino también del conjunto transición-tobera.

Si se elige una velocidad óptima de 1000 rpm como primera evaluación, considerando que el tamaño de la rueda es reducido, ya que es un prototipo de laboratorio, se verá si este valor cae dentro del rango de velocidad específica recomendado por el Dr. Banki. El valor del coeficiente K se seleccionará de tal forma que el ancho axial (L) sea lo más grande posible que el espesor del chorro ( $S_o$ ), con el fin de mantener una proporción entre las pérdidas por choques de los filamentos exteriores del chorro de agua en los álabes y las pérdidas por fricción ocurridas en el espacio entre los dos álabes, además de que al ser L mayor que  $S_o$ , las pérdidas por fugas son menos significativas.

Por lo tanto, de la Tabla 3.1, se obtienen los siguientes datos, considerando un valor de K dentro del rango recomendado por el Dr. Banki:

$$C_v = 0.90$$

$$N = 1000 \text{ r.p.m.}$$

$$D_1 = 141.73 \times 10^{-3} \text{ mts.}$$

$$K = 0.0482$$

$$L = 38.68 \times 10^{-3} \text{ mts.}$$

$$S_o = 6.83 \times 10^{-3} \text{ mts.}$$

entonces:

$$N_s = N (\text{Pot}_{\text{probable}})^{0.5} / H_n^{1.25}$$

$$\text{Pot}_p = \eta_{\text{estimada}} \text{Pot}_{\text{ideal}}$$

$$\text{Pot}_{\text{ideal}} = \gamma Q H_n / 76 = (1000)(0.00408)(15) / 76 = 0.81 \text{ Hp}$$

Para ruedas pequeñas, se ha tomado el valor de  $\eta = 0.55$  como un valor aceptable. Por lo tanto:

$$\text{Pot}_p = (0.55)(0.81) = 0.45 \text{ Hp}$$

$$N_{st} = (1000)(0.45)^{0.5} / (15 \times 3.28)^{1.25} = 5.15$$

$$N_{sm} = 4.44 N_{st} = (4.44)(5.15) = 22.87$$

Se puede observar que el resultado anterior no cae dentro del rango recomendado por el Dr. Banki, el cual es de:  $26.64 \leq N_s \leq 71.04$

Con el fin de que la velocidad específica se encuentre dentro de la recomendada por el Dr. Banki, se estimará una nueva velocidad óptima:

$$N = N_s H_n^{1.25} / \text{Pot}_p^{0.5} = (26.64)(15)^{1.25} / (0.45)^{0.5}$$

$$N = 1172 \text{ r.p.m.}$$



Se tomará el valor de  $N = 1200$  rpm como velocidad óptima para la rueda a dimensionarse. Como la velocidad es inversamente proporcional al diámetro, se tendrá una dimensión menor en el diámetro, lo cual implica una reducción de  $S_o$ . Esto lleva a pensar en el efecto que provocarían las pérdidas por rozamiento en el interior de los álabes, así como el choque del chorro con los álabes que puede ser más apreciable, pero todo esto se hace con el fin de obtener una buena conservación del ángulo de ataque de la mayor parte de los filamentos que van en torno al centro del chorro.

Por lo tanto, de la Tabla 3.1 se obtienen los datos siguientes:

$$\begin{aligned} C_v &= 0.9 \\ N &= 1200 \text{ rpm.} \\ D_1 &= 118.11 \times 10^{-3} \text{ mts.} \\ K &= 0.0482 \\ L &= 46.42 \times 10^{-3} \text{ mts.} \\ S_o &= 5.69 \times 10^{-3} \text{ mts.} \end{aligned}$$

Los parámetros que se conservan constantes con relación al cálculo anterior para mantener las mismas condiciones de diseño ( $H_n = 15$  mts. y  $Q = 0.00408$  m<sup>3</sup>/sg), son:

$$\begin{aligned} \text{Pot}_p &= 0.45 \text{ Hp.} \\ V_1 &= 15.44 \text{ m/sg} \\ A &= 2.6425 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Los otros parámetros son:

$$\begin{aligned} N_{sj} &= N (\text{Pot}_p)^{0.5} / H_n^{1.25} = (1,200)(0.45)^{0.5} / [(15)(3.28)]^{1.25} = 6.18 \\ N_{sm} &= 4.44 N_{sj} = (4.44)(6.18) = 27.44 \end{aligned}$$

Se puede observar, en este caso, que la velocidad específica cae dentro del rango recomendado por el Dr. Banki, por lo tanto:

$$\begin{aligned} D_2 &= 0.6574 D_1 = (0.6574)(118.11 \times 10^{-3}) = 77.65 \times 10^{-3} \text{ mts.} \\ S_o &= K D_1 = (0.0482)(118.11 \times 10^{-3}) = 5.69 \times 10^{-3} \text{ mts.} \end{aligned}$$

Como se había calculado en la tabla 3.1.

$$\begin{aligned} Z &= S_o / \text{sen } \alpha_1 = (5.69 \times 10^{-3}) / \text{sen } 16 = 20.64 \times 10^{-3} \text{ mts.} \\ N &= \pi D_1 / Z = \pi (118.11 \times 10^{-3}) / (20.64 \times 10^{-3}) = 18 \text{ álabes.} \\ b &= 0.1713 D_1 = (0.1713)(118.11 \times 10^{-3}) = 20.23 \times 10^{-3} \text{ mts.} \end{aligned}$$

$$r = 0.1636 D_1 = (0.1636)(118.11 \times 10^{-3}) = 19.33 \times 10^{-3} \text{ mts.}$$

$$R_3 = 0.3672 D_1 = (0.3572)(118.11 \times 10^{-3}) = 43.37 \times 10^{-3} \text{ mts.}$$

$$Y = 360^\circ / n = 360^\circ / 18 = 20^\circ$$

$$Y = 1.9047 S_o = (1.9047)(5.69 \times 10^{-3}) = 10.84 \times 10^{-3} \text{ mts.}$$

Con el fin de darle rigidez a la rueda, se le colocará un anillo de refuerzo en el centro para evitar hundimientos en su centro durante su instalación. Por lo tanto sea  $d_1$  el diámetro externo del anillo:

$$d_1 = d_o = 28 \times 10^{-3} \text{ mts.}$$

La distancia entre el lado mas interno del chorro en el interior de la rueda y el eje de la rueda <sup>5</sup> es:

$$Y_1 = (0.1978 - 0.9524 K) D_1 - d_1 / 2$$

$$Y_1 = [0.1978 - (0.9524)(0.0482)] (118.11 \times 10^{-3}) - (28 \times 10^{-3}) / 2 = 8.55 \times 10^{-4} \text{ mts.}$$

$$Y_2 = (0.1309 - 0.9524 K) D_1$$

$$Y_2 = [0.1309 - (0.9524)(0.0482)] (118.11 \times 10^{-3}) = 10.04 \times 10^{-3} \text{ mts.}$$

Para construir la rueda, se deben tomar en cuenta las siguientes recomendaciones de experiencias previas:

- a) Afinar los cordones de soldadura eléctrica utilizada para unir los álabes a la rueda.
- b) Colocar una pestaña a los discos laterales para tratar de reducir las fugas laterales.
- c) Tratar de hacer una construcción lo mas precisa posible para obtener un buen acople entre la tobera y la rueda con la holgura mínima para reducir las fugas centrales.

### 3.4.3 Cálculo del diámetro del eje.

Para el cálculo del diámetro del eje se debe conocer la longitud del eje y las cargas que éste soportará. La longitud está limitada a las condiciones físicas del lugar de instalación, y está en función del ancho total de la rueda, de los soportes o chumaceras, de los aparatos de medición y de una buena distribución, para que haya el espacio necesario para el mantenimiento. Las cargas están en función del peso y de los momentos de inercia de los distintos elementos que se montan o acoplan al eje, además de la fuerza que transmite el chorro de agua al incidir con la turbina.

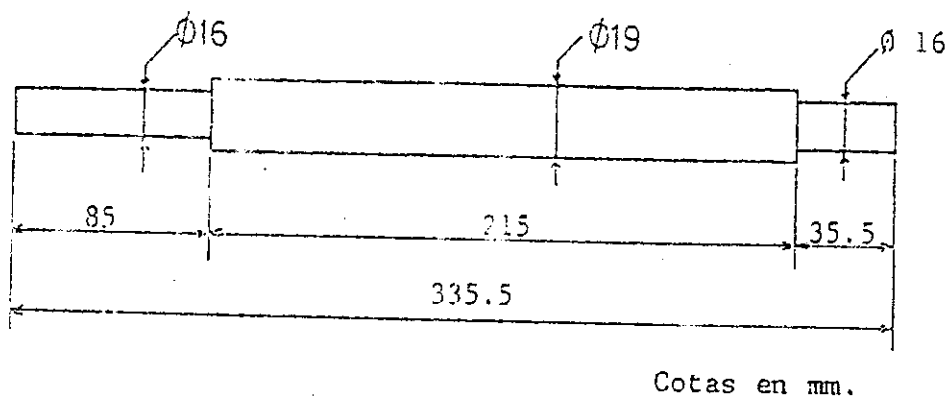
El cálculo que se presenta, parte del supuesto de un diámetro de eje ( $d_o = 16 \text{ mm}$  o  $5/8 \text{ plg}$ ), ya que las cargas que soporta son pequeñas. Se verificará posteriormente si el eje falla por fatiga. El diámetro se eligió por experiencias previas de constructores de turbinas, además de tomar en cuenta la existencia de chumaceras en el mercado local y que guardará una proporción adecuada con las otras partes de la máquina.

Para la longitud del eje, se tomará en cuenta el ancho axial de la rueda y la polea, así como la distancia entre la rueda y la carcasa, la carcasa y la chumacera más cercana, chumacera y chumacera, chumacera y polea, de tal manera que las cargas sean distribuidas en el soporte.

Una vez determinada las longitudes, se comienza el cálculo para verificar si el diámetro del eje seleccionado fallará por fatiga, para lo cual se aplica el método del esfuerzo residual.

Lo primero que se deben determinar son los momentos flexionantes; para ello se dividen las cargas en dos planos: vertical y horizontal.

#### A) Dimensiones del eje (Fig. 3.1)



**Fig. 3.1**  
**Dimensiones del eje.**

B) Fuerza ejercida por el chorro de agua.

a) Fuerza tangencial:

$$F_{\text{tang.}} = \gamma Q / g (V_1 \cos \alpha_1 - u_1)$$

$$V_1 = C_v (2 g H_n)^{0.5} = 0.9 [2(9.8)(15)]^{0.5} = 15.44 \text{ m/sg}$$

$$u_1 = V_1 \cos \alpha_1 / 2 = (15.44)(\cos 16) / 2 = 7.42 \text{ m/sg}$$

$$F_{\text{tang.}} = (1000)(0.00408)[(15.44)(\cos 16) - 7.42] / 9.8 = 3.09 \text{ Kgf}$$

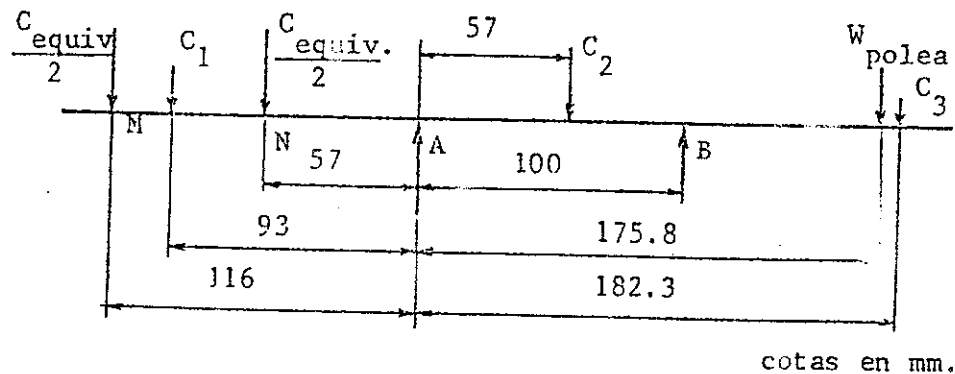
b) Fuerza radial:

$$F_{\text{radial}} = \gamma Q V_1 \sin \alpha_1 / g$$

$$F_{\text{rad.}} = (1000)(0.00408)(15.44)(\sin 16) / 9.8 = 1.77 \text{ Kgf.}$$

C) Cálculo de la carga alternante.

a) Cargas en el plano vertical.



**Fig. 3.2**

**Diagrama de cargas en el plano vertical.**

Peso de la rueda =  $W_{rueda} = 3 \text{ lb. y } 9 \text{ oz.} = 1.616 \text{ Kgf}$

Peso de la polea =  $W_{polea} = 2 \text{ lb. y } 7 \text{ oz.} = 1.106 \text{ Kgf}$

Peso del eje de acero =  $\gamma_{ac.} \text{ Vol.} = \pi d^2 L / 4 = w L$

donde:

$\gamma_{ac.} =$  Peso específico del acero =  $8030 \text{ Kg/m}^3$

$w =$  Carga distribuida.

Tramo 1:

$w_1 = 1.61176 \text{ Kgf/m}$

Peso de dicho tramo :  $C_1 = 0.137 \text{ Kgf}$

Tramo 2:

$w_2 = 2.2744 \text{ Kg/m}$

Peso de dicho tramo :  $C_2 = 0.489 \text{ Kgf}$

Tramo 3:

$w_3 = 1.6056 \text{ Kg/m}$

Peso de dicho tramo :  $C_3 = 0.057 \text{ Kgf}$

Peso total del eje =  $0.683 \text{ Kgf}$

D) Carga equivalente que soporta el eje debido al peso de la rueda y de la fuerza del chorro en el plano vertical.

$C_{eq.} = W_{rueda} + F_{rad.} \text{ sen } 16$

$C_{eq.} = 1.547 + (1.77) \text{ sen } 16$

$C_{eq.} = 2.1 \text{ Kgf}$

Para encontrar las reacciones en las chumaceras, se hace sumatorio de momentos en una de las chumaceras y luego se aplica sumatorio de fuerzas verticales, así:

$\Sigma M_A = 0$  (+ sentido antihorario).

$93 C_1 + 116 C_{eq.}/2 + 57 C_{eq.}/2 - 57 C_2 + 100 R_B - 175.8 W_{pot.} - 182.3 C_3 = 0$

$R_B = 0.3796 \text{ Kgf}$

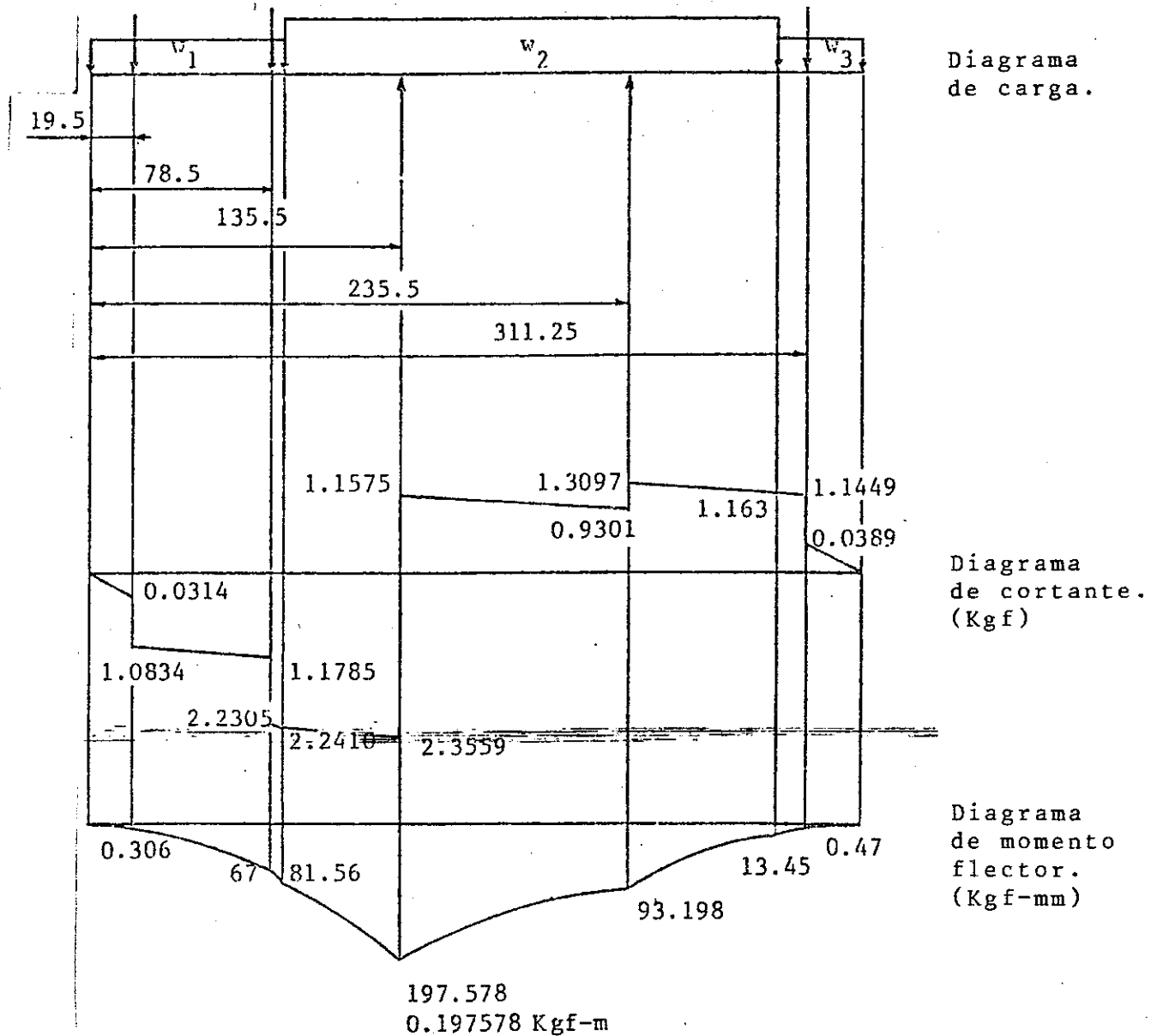
$$\Sigma F_y = 0$$

$$-C_1 - C_{eq} + R_A - C_2 + R_B - W_{pot} - C_3 = 0$$

$$R_A = 3.5134 \text{ Kgf.}$$

En la Fig 3.3, se presentan los diagramas de corte y momento flector con los valores de los puntos donde hay fuerza aplicada. Del diagrama de momento flector, el máximo valor es:

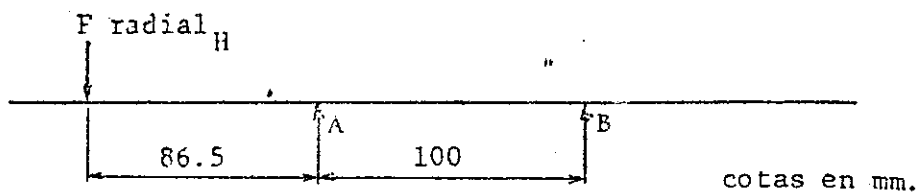
$$M_v = 197.6 \text{ Kg} \cdot \text{mm} \text{ ó } 0.1976 \text{ Kg} \cdot \text{mt.}$$



**Fig. 3.3**

**Diagrama de corte y momento flector en el plano vertical.**

E) Cargas en el plano horizontal.



**Fig. 3.4**  
**Diagrama de cargas en el plano horizontal.**

En este plano sólo existe una carga respecto a la cual se sacarán dos reacciones horizontales en las chumaceras:

a)  $F_{rad. h.} = F_{rad.} \cos 16 = (1.77) \operatorname{sen} 16 = 1.70 \text{ Kgf}$

Se aplica sumatoria de momentos en A y sumatoria de fuerzas en "y" para obtener  $R_B$  y  $R_A$  respectivamente, así:

$$\Sigma M_A = 0 \quad (+ \text{ sentido horario})$$

$$86.5 F_{rad. h} + 100 R_B = 0$$

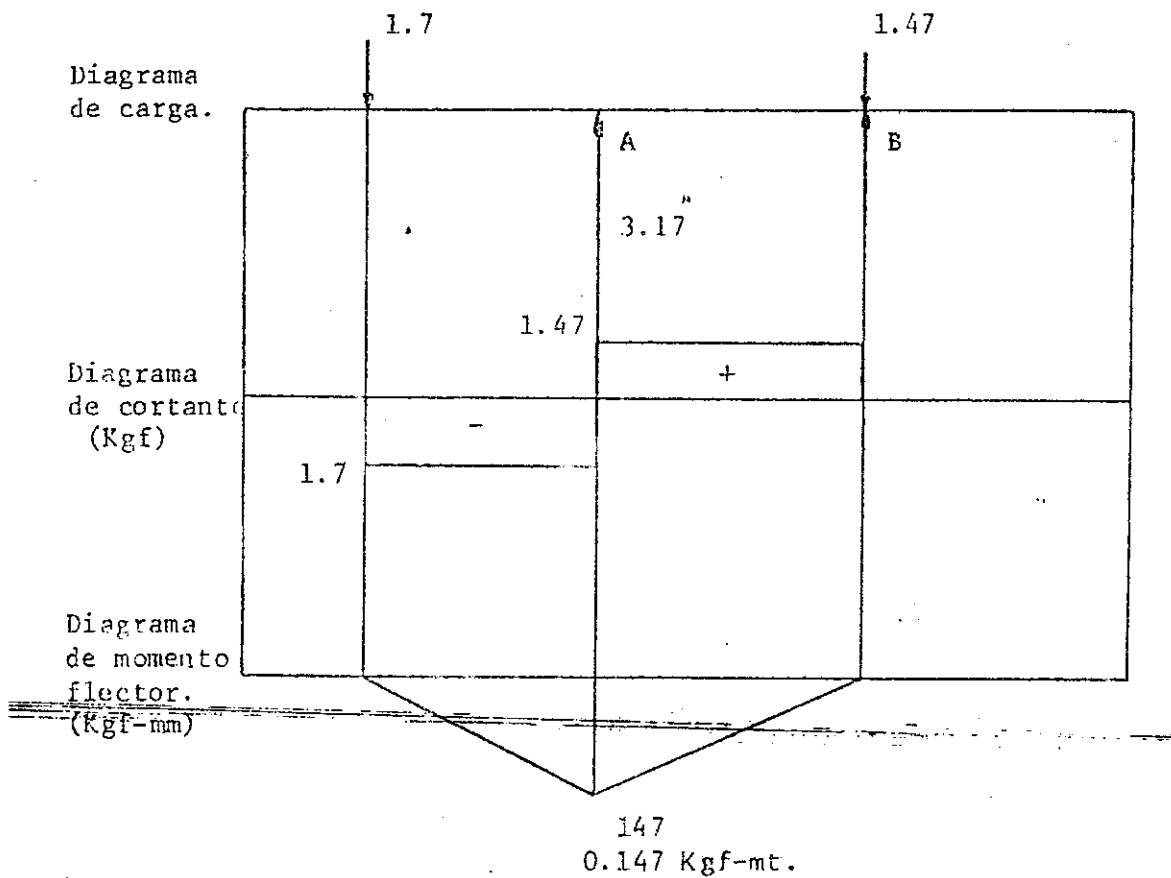
$$R_B = -1.47 \text{ Kgf (sentido contrario al supuesto)}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-F_{rad. h} + R_A + R_B = 0$$

$$R_A = 3.5134 \text{ Kgf}$$

En la Fig. 3.5, se presentan los respectivos diagramas de cortante y momento flector en el plano horizontal.



**Fig. 3.5**  
**Diagrama de corte y momento flector en el plano horizontal.**

Del diagrama de momento flector, el máximo valor es:

$$M_h = 147 \text{ Kgf} \cdot \text{mm} \text{ ó } 0.147 \text{ Kgf} \cdot \text{mt}$$

Los valores de momento flector encontrados representan la carga alternante del sistema:

$$M_h = 0.1470 \text{ Kgf} \cdot \text{mt}$$

$$M_v = 0.1976 \text{ Kgf} \cdot \text{mt}$$



por lo tanto, se tiene una carga alternante total:

$$M_R = (M_v^2 + M_h^2)^{0.5}$$

$$M_R = 0.2463 \text{ Kgf-mt} \quad \text{ó} \quad 21.3709 \text{ lbf-plg}$$

#### F) Cálculo de la Carga Constante.

La fuerza tangencial del chorro produce un torque constante:

$$\tau = F_{\text{tang.}} \cdot r ; \text{ donde:}$$

$$r = \text{es el radio de la rueda} = 0.059 \text{ mt}$$

$$F_{\text{tang.}} = 3.09 \text{ Kgf.}$$

$$\tau = (3.09)(0.059) = 0.1823 \text{ Kgf-mt} \quad \text{ó} \quad 15.8193 \text{ lbf-plg}$$

Especificación del material del eje <sup>6</sup>:

Acero (AISI 304):

$$S_y = 39 \times 10^3 \text{ lbf/plg}^2$$

$$S_u = 87 \times 10^3 \text{ lbf/plg}^2$$

Una vez obtenidos estos valores, se aplica el método del esfuerzo residual en la determinación del diámetro mínimo del eje <sup>7</sup>. En  $10^6$  ciclos (vida infinita), se tiene:

$$S_u = 500 \text{ BHN}$$

$$\text{BHN} = 174$$

$$S_n' = 250 \text{ BHN} = 250 (174) = 43.5 \text{ Ksi}$$

$$C_L = 1 \text{ (Acero, carga flexionante rotativa)}$$

$$C_D = 0.9 \text{ (flexión o torsión, } 0.4" < \phi < 2.0")$$

$$C_S = 0.77 \text{ (maquinado).}$$

$$S_n = S_n' C_L C_D C_S = (43.5)(1)(0.9)(0.77) = 30.15 \text{ Ksi}$$

El valor anterior de  $S_n$  sirve para trazar la línea de Goodman. Asumiendo las relaciones siguientes:

$$r/d = 0.02 \text{ y } D/d = 1.2$$

se obtienen los valores:

$$K_t = 2.43$$

$$K_{tb} = 1.56$$

Con el radio de suavización:  $r = 0.0125$  plg. (0.32 mm), se tiene:

$$q_b = 0.59$$

$$q_t = 0.66$$

Al sustituir los datos anteriores en las ecuaciones correspondientes a los factores de concentración de esfuerzos en flexión y en torsión se obtiene:

$$K_{fb} = 1 + (K_{tb} - 1) q_b = 1 + (1.56 - 1)(0.66) = 1.37$$

valor de la carga alternante:

$$K_{fb} S_{ba} = 1.84 M c / I = (1.84)(32) M / (\pi d^3) = (1.84)(32)(21.37) / (\pi d^3)$$

$$K_{fb} S_{ba} = 400.53 / d^3$$

valor de la carga constante:

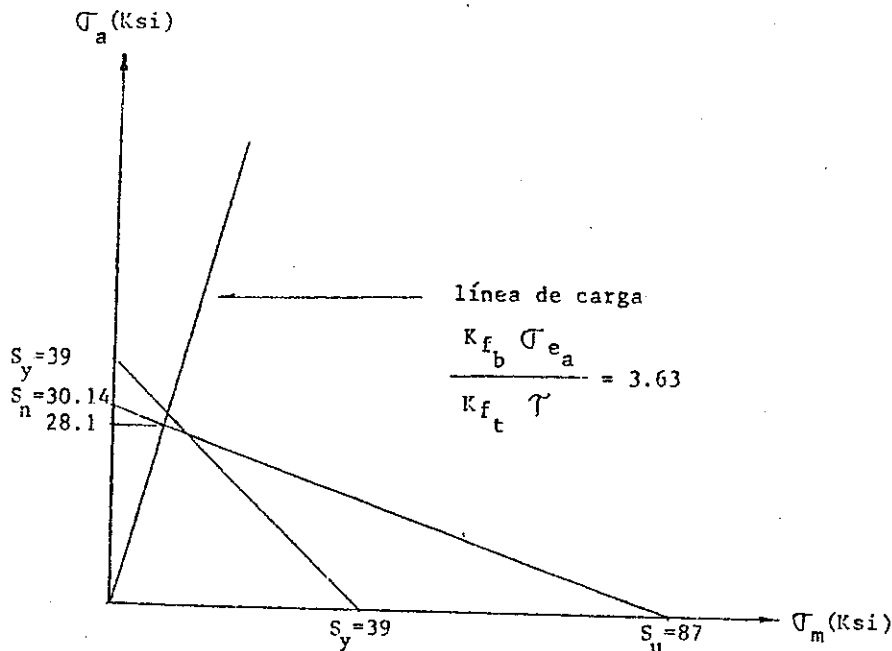
$$K_{ft} \tau = 1.37 \tau r / J = 1.3716 \tau / (\pi d^3) = (1.37)(16)(15.81) / (\pi d^3)$$

$$K_{ft} \tau = 110.38 / d^3$$

pendiente de la línea de carga:

$$K_{fb} S_{ba} / (K_{ft} \tau) = 400.53 / 110.38 = 3.63$$

En la Fig. 3.6, se tiene una curva no corregida con datos corregidos:



**Fig. 3.6**  
**Línea de Goodman.**

De la gráfica, se obtiene el valor del esfuerzo alternante corregido en el intercepto de la línea de carga con la línea de Goodman:

$$K_{fb} S_{ea} = 28.1 \text{ Ksi}$$

$$400.53 / d^3 = 28.1 \times 10^3 \text{ lb/plg}^2$$

$$d = (400.53 / 28.1 \times 10^3)^{.333} = 0.2425 \text{ plg.}$$

$$d = 6.16 \text{ mm}$$

Éste es el diámetro mínimo que se debe usar para obtener vida infinita en el eje.

G) Cálculo del factor de seguridad.

Para esto, se compara el valor obtenido de esfuerzo con el valor de esfuerzo equivalente para el diámetro del eje seleccionado.

$$\text{Con: } d = 16 \text{ mm} = 0.6299 \text{ plg.}$$

$$K_{fb} S_{ea} = 400.53 / (0.6299)^3 = 1602.58 \text{ psi}$$

$$\text{F.S.} = (K_{fb} S_{ea} \text{ normal}) / (K_{fb} S_{ea} \text{ excedido}) = 28 \times 10^3 / 1343.83$$

$$\text{F.S.} = 17.53$$

#### **3.4.4 Diseño de la tobera.**

La construcción de una tobera como parte esencial de la máquina, exige un buen diseño dada su importancia en la eficiencia del conjunto, así como también es importante una transición suave para acoplar (sección circular) con la tobera (sección rectangular). Dada la falta de bibliografía especializada sobre toberas de sección rectangular, se optó por diseñar a base de dibujos y consideraciones empíricas.

Una primera consideración debe ser la de tratar de mantener el ángulo de entrada del chorro de agua de la rueda en  $16^\circ$ . Para ello, se debe trazar un hilo de corriente, del centro de  $S_0$ , el cual llegará a  $16^\circ$  de una tangente a la rueda para que la tobera se monte verticalmente.

A este punto de tangencia se le debe aplicar el método aproximado de la trayectoria que seguirá el hilo de corriente a través de la rueda, luego se coloca el valor del espesor del chorro dentro de la rueda en el hilo de corriente para después proyectar la trayectoria de los extremos interno y externo del chorro hacia la periferia externa de la rueda. Con lo anterior, se tienen dos puntos para las posibles curvas que puede llevar la tobera.

Una segunda consideración debe ser la forma de la tobera. Para ello, uno de los extremos de la altura  $S_0$  se debe de hacer coincidir casi con la rueda (holgura para evitar roces), y el otro se debe unir con uno de los puntos anteriormente encontrados por medio de una curva. La altura  $S_0$  y la dimensión de la transición en el mismo plano de  $S_0$ , se deberá unir por medio de curvas, de tal manera que se obtenga una reducción suave de la sección transversal de la tobera para que se logre un aumento del valor efectivo de velocidad en la salida de la tobera como consecuencia de una caída de presión.

La tercera consideración que debe tomarse en cuenta es de construcción, por lo que la tobera se debe hacer en una forma de fácil manejo para el maquinado de la boca de la tobera.

### **3.4.5 Análisis de los álabes.**

Se ha dicho que el perfil más conveniente de los álabes desde el punto de vista de la simplicidad y economía es la circular. Una vez que se determina la dimensión del radio interior de los álabes, queda por determinar un espesor apropiado para éstos. Se analizan los álabes respecto de los criterios siguientes:

- a) Corrosión.
- b) Análisis de cortante (fractura).
- c) Análisis de rigidez.

#### a) Criterio de corrosión.

Se hace en vista de que no todos los materiales son resistentes a la corrosión. En la mayoría de construcciones, el material de fabricación utilizado es el bronce fosforado, pero debido a las consideraciones de costo, el material más conveniente es el acero dulce debido a su bajo costo. Las razones de corrosión para este material inmerso en agua son de 4 a 30 veces o más que las producidas a velocidades bajas (0.002 a 0.006 pulgadas por año) <sup>B</sup>.

Para efectos de visualizar el comportamiento de la rueda en condiciones de trabajo en el campo, se construirá de acero, ya que lo que interesa es el bajo costo y fácil adquisición del material aunque para ello se tenga que sacrificar la vida útil de la rueda. Por lo tanto, se estimará el espesor de los álabes con base en una vida útil de 8 años de la máquina; entonces se tiene:

Espesor = (Razón de corrosión)(Número de años).

Espesor = 4 (0.002)(8)

Espesor = 0.064 plg ó 1.63 mm

se harán de un espesor de 2.5 mm para darles mayor rigidez.

b) Análisis de cortante (fractura).

Este análisis es para determinar si los álabes fallarán por cortadura en el empotramiento. Primero, se determina el espesor a partir del esfuerzo de cortadura que soporta el acero. El dato conocido de este material es el esfuerzo último de tracción ( $S_{yt} = 28.2 \times 10^6 \text{ Kg/m}^2$ ) por lo que se aplica la teoría de la Energía Máxima de Distorsión para conocer el esfuerzo de cortadura ( $S_s$ )<sup>9</sup>. Entonces:

$$S_{syt} = S_s \cdot 3^{0.5}$$

de donde:

$$S_s = 0.577 S_{yt} = (0.577)(18 \times 10^6) \text{ kgf/m}^2 = 10.386 \times 10^6 \text{ Kg/m}^2$$

A partir de dicho valor, se determina el espesor del álabe capaz de soportar la fuerza del chorro. Se asume el álabe como una viga empotrada y estática como caso límite. En un extremo del álabe:

$$S_s = F / \{ \theta (R_2^2 - R_1^2) \}$$

donde:

$$F = \text{fuerza del chorro} = 2.34 \text{ Kgf}$$

$$\theta = \text{ángulo central del álabe} = 74^\circ = 1.29 \text{ rad.}$$

$$R = R_1 = \text{radio interno del álabe} = 0.0193 \text{ mts.}$$

$$R_2 = \text{radio externo del álabe.}$$

$$S_s = 10.386 \times 10^6 \text{ Kg/m}^2.$$

de donde:

$$R_2 = \{ F / (\theta S_s) + R_1^2 \}^{0.5} = \{ 2.34 / \{ (10.386 \times 10^6)(1.29) \} + (0.0193)^2 \} = 0.0193 \text{ mts.}$$

Como se puede observar,  $R_2$  resulta ser aproximadamente igual a  $R_1$ , por lo que el espesor sería insignificante según este criterio. Por lo tanto, se tomará como espesor el encontrado por el criterio de corrosión. Entonces:

$$R_2 = R_1 + e = 0.0193 + 0.0025 = 0.0218 \text{ mts.}$$

Por lo tanto:

$$S_s = 3.09 / \{ (1.29) \{ (0.0218)^2 - (0.0193)^2 \} \} = 23284.534 \text{ Kg/m}^2$$

como  $S_s$  real es menor que  $S_s$  de falla, el álabe no falla por cortadura.

c) Análisis de rigidez.

En este análisis, se comprueba que la deflexión máxima que sufren los álabes al incidir sobre ellos el chorro de agua no excede el límite establecido para que un elemento se considere rígido. La rigidez de los álabes es importante para que no cambien significativamente las características de diseño. Una pieza se puede considerar rígida cuando la deflexión máxima no sobrepasa el 1% de la longitud total del elemento considerado<sup>10</sup>.

Si se utilizan las ecuaciones que se presentan posteriormente en determinación del espesor, resulta un análisis tedioso y no representativo, por eso dicho análisis no se presentará. Sólo se comprobará que la deflexión máxima no exceda al valor tomado como límite, el cual es:

$$Y_{\max. \text{ lfm.}} = 0.01L = (0.01)(46.4 \text{ mm})$$

$$Y_{\max. \text{ lfm.}} = 0.464 \text{ mm}$$

Para el análisis de deflexión, se considera el álabe como una viga empotrada de longitud igual al ancho interior de la rueda con la carga en la dirección de la bisectriz del ángulo, entonces se tiene para la deflexión máxima:

$$Y_{\max} = W L^4 / (384 EI)$$

donde:

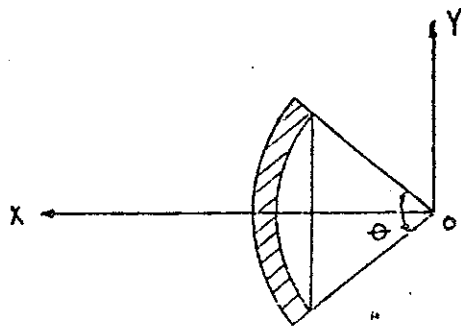
L = longitud del álabe = 0.04093 mts.

W = carga distribuida.

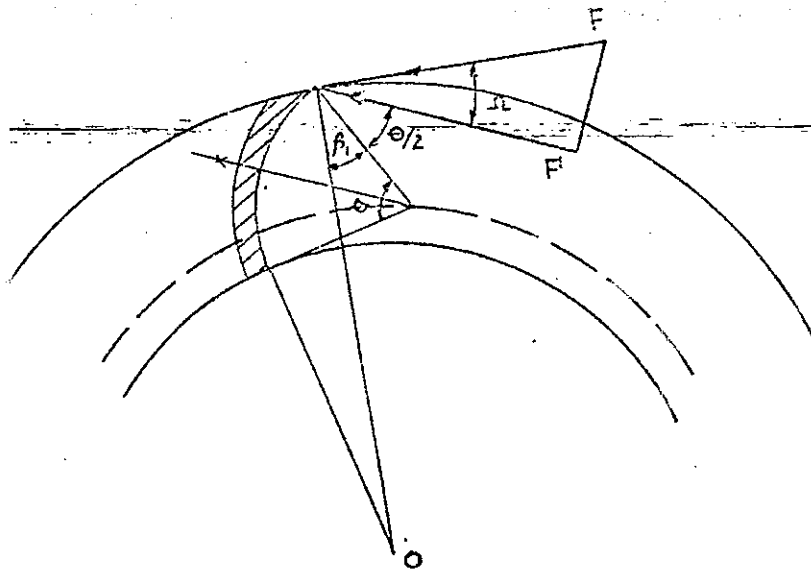
E = módulo de elasticidad del acero = 20 Kgf/m<sup>2</sup>

I = momento de inercia de la sección transversal del álabe.

La fuerza del chorro de agua F (componente de impulso no se afecta en su totalidad en la deflexión del álabe debido a que no actúa perpendicularmente por lo que se determina la fuerza efectiva F'. Para ello, se ubican los ejes de coordenadas como muestra la Fig. 3.7. En la Fig. 3.8, se muestra la dirección de la componente de impulso y la dirección de la componente efectiva que produce la deflexión; esta fuerza efectiva es la componente de F paralela al eje de simetría del álabe.



**Fig. 3.7**  
**Eje de referencia del álabo.**



**Fig. No. 3.8**  
**Fuerza que actúa sobre el álabo.**

De la Fig. 3.8 se tiene:

$$F' = F \cos \Omega$$

donde:

$\Omega$  = ángulo entre  $F$  y  $F'$

$$\Omega = 90 - \beta_1 - \theta / 2$$

y como  $\beta_1 = 29.83^\circ = 30^\circ$  y,  $\theta = 73.83^\circ = 74^\circ$ , se obtiene:

$$\Omega = 23^\circ$$

Por lo tanto la fuerza que produce deflexión es:

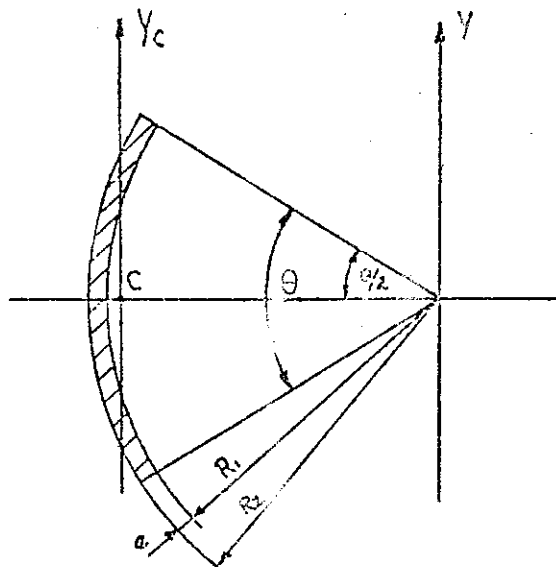
$$F' = 3.09 \times \cos 23 = 2.84 \text{ Kgf}$$

Y la carga distribuida a lo largo del álabe es:

$$W = F' / L = 2.84 / 0.0464 = 61.21 \text{ Kgf/m}$$

El momento de inercia utilizado es respecto al eje perpendicular a la fuerza aplicada y que pasa por el centro de la sección transversal del álabe ( $I_{yc}$ ) mostrado en la Fig. 3.9. Dicho momento de inercia aplicado al teorema de los ejes paralelos es:

$$I_{yc} = I_y + A X_c^2$$



**Fig. 3.9**

**Diagrama de la ubicación del centroide de un álabe.**



donde:

$I_y$  = momento de inercia respecto al eje "y".

$A$  = área de la sección transversal del álabe.

$X_c$  = centroide de la sección transversal del álabe.

A continuación, se presenta la determinación de la ecuación que se va a utilizar, y el cálculo de cada uno de los valores de  $I_y$ ,  $A$  y  $X_c$ . Los datos que se van a utilizar en dicho cálculo son:

$$R_1 = 0.0193$$

$$R_2 = 0.0218$$

$$\theta = 74^\circ = 1.2915 \text{ rad.}$$

Por lo tanto:

$$I_y = X^2 dA$$

Se obviará el desarrollo de dicha integral. Evaluando el resultado en los límites correspondientes, se tiene finalmente:

$$I_y = 2.4528 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$A = \theta (R_2^2 - R_1^2) / 2 = 6.6351 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Para encontrar  $X_c$ :

$$X_c = 1/A \int X dA,$$

y después de desarrollar la integral y evaluarla en los límites correspondientes se obtiene finalmente:

$$X_c = 1.9175 \times 10^{-2} \text{ mts.}$$

Con lo anterior:

$$I_{yc} = I_y + A X_c^2$$

$$I_{yc} = 4.8925 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

Por lo tanto:

$$Y_{\max} = 1.7797 \times 10^{-6} \text{ mts}$$

Como  $Y_{max}$  calculado es mucho menor que  $Y_{max. lim.}$  ( $1.7797 \times 10^{-6}$  mts.  $\ll 4.093 \times 10^{-4}$  mm), la flexión es despreciable y por lo tanto se considera rígido el álabe.

### 3.5 Evaluación de la vida útil de los rodamientos.

Para efectuar este cálculo, deben estudiarse cuidadosamente las siguientes definiciones de términos a la vida de los rodamientos: vida de un rodamiento, vida de clasificación y clasificación de la carga básica.

Se define la vida de un rodamiento de bolas, como el número de revoluciones o de horas a determinada velocidad constante, que soporta el rodamiento antes de que aparezcan los primeros síntomas de fatiga en el material de cualquiera de los anillos o elementos rodantes<sup>11</sup>.

La vida de clasificación de un grupo de rodamientos de bolas aparentemente idénticos se define como el número de revoluciones o de horas a determinada velocidad constante, que el 90% de un grupo de rodamientos alcanza o excede antes de que aparezcan los primeros síntomas de fatiga.

La clasificación de la carga básica es la carga radial fija constante, que un grupo de rodamientos de bolas aparentemente idénticos con anillo exterior fijo puede soportar para una vida de clasificación de un millón de vueltas del anillo inferior.

Si se hacen rodar dos grupos de rodamientos idénticos bajo cargas diferentes  $P_e$  y  $P_r$ , se encuentra que sus vidas  $N_e$  y  $N_r$  son inversamente proporcionales a la relación entre sus cargas. Así:

$$N_e / N_r = (P_r / P_e)^3 \quad (3.13)$$

Si se llama  $C$  en esta ecuación a la carga  $P_r$  correspondiente a una vida de clasificación  $N_r$  de un millón de ciclos, se tiene:

$$N_e / (1 \times 10^6) = (C / P_e)^3 \quad (3.14)$$

Se se conoce la carga equivalente radial  $P_e$  para un rodamiento, puede encontrarse la vida de clasificación  $N_e$  a partir de la ecuación 3.14, mediante el uso del valor adecuado de  $C$  dado en catálogo de rodamientos.

Para el cálculo de la carga equivalente  $P_e$  se pueden utilizar las siguientes fórmulas:

$$P_e = C_1 V_i F_r \quad (\text{para cargas puramente radiales}) \quad (3.15)$$

$$P_e = C_1 (X V_i F_r + Y F_a) \quad (\text{para cargas axiales y radiales}) \quad (3.16)$$

donde:

$F_r$  = componente radial de la carga.

$F_a$  = componente axial de la carga.

$X$  = coeficiente radial.

$Y$  = coeficiente axial.

$V_i$  = coeficiente de rotación de pistas, igual a 1 para rotación del anillo interior y a 1.2 para la rotación del anillo exterior.

$C_1$  = factor de servicio (dado en tabla No. 3.2)

TIPO DE CARGA	$C_1$
Constante	1
Choques ligeros	1.5
Choques moderados	2
Choques fuertes	2.5
Choques fuertes o muy fuertes	3

**Tabla No. 3.2**  
**Coefficientes de choque e Impacto.**

De catálogo de rodamientos (FAG), se seleccionan las siguientes chumaceras con sus respectivas características:

eje = 3/4 plg.

rodamiento = FAG 16204.012

soporte = FAG SG2045

peso = 0.580 Kgf

C = 1000

Del análisis de carga realizado anteriormente, tenemos que:

Reacción horizontal en chumacera "A" = 3.1700 Kgf

Reacción vertical en chumacera "A" = 3.5134 Kgf

$$\text{Carga radial pura en chumacera "A"} = \{(3.17)^2 + (3.5134)^2\}^{0.5} = 4.732 \text{ Kgf}$$

Para chumacera en "A" se tiene:

$$P_e = C_1 V_i F_r$$

$$P_e = (2)(1)(4.732) = 9.464 \text{ Kgf}$$

$$N_e = (C / P_e)^3 \times 10^6 = (1000 / 9.464)^3 \times 10^6 = 1.1797 \times 10^{12} \text{ revoluciones.}$$

Para la chumacera "B" se tiene:

$$\text{Reacción horizontal en chumacera "B"} = 1.4700 \text{ Kgf}$$

$$\text{Reacción vertical en chumacera "B"} = 0.3796 \text{ Kgf}$$

$$\text{La carga radial pura en B} = \{(1.47)^2 + (0.3796)^2\}^{0.5} = 1.5182 \text{ Kgf}$$

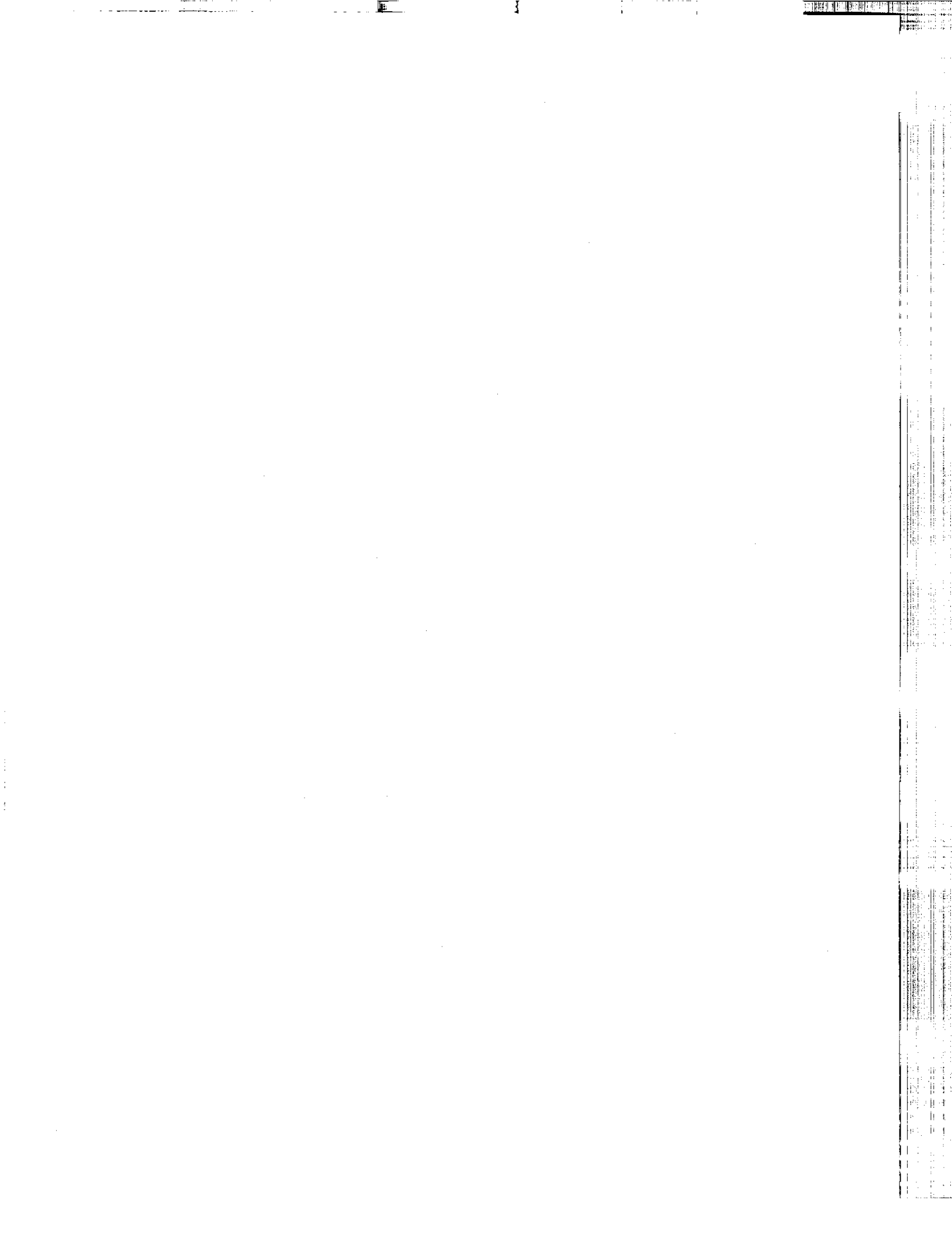
Entonces:

$$P_e = C_1 V_i F_r = (2)(1)(1.5182) = 3.0364 \text{ Kgf.}$$

$$N_e = (C / P_e)^3 \times 10^6 = (1000 / 3.0364)^3 \times 10^6 = 3.5721 \times 10^{13} \text{ revoluciones.}$$

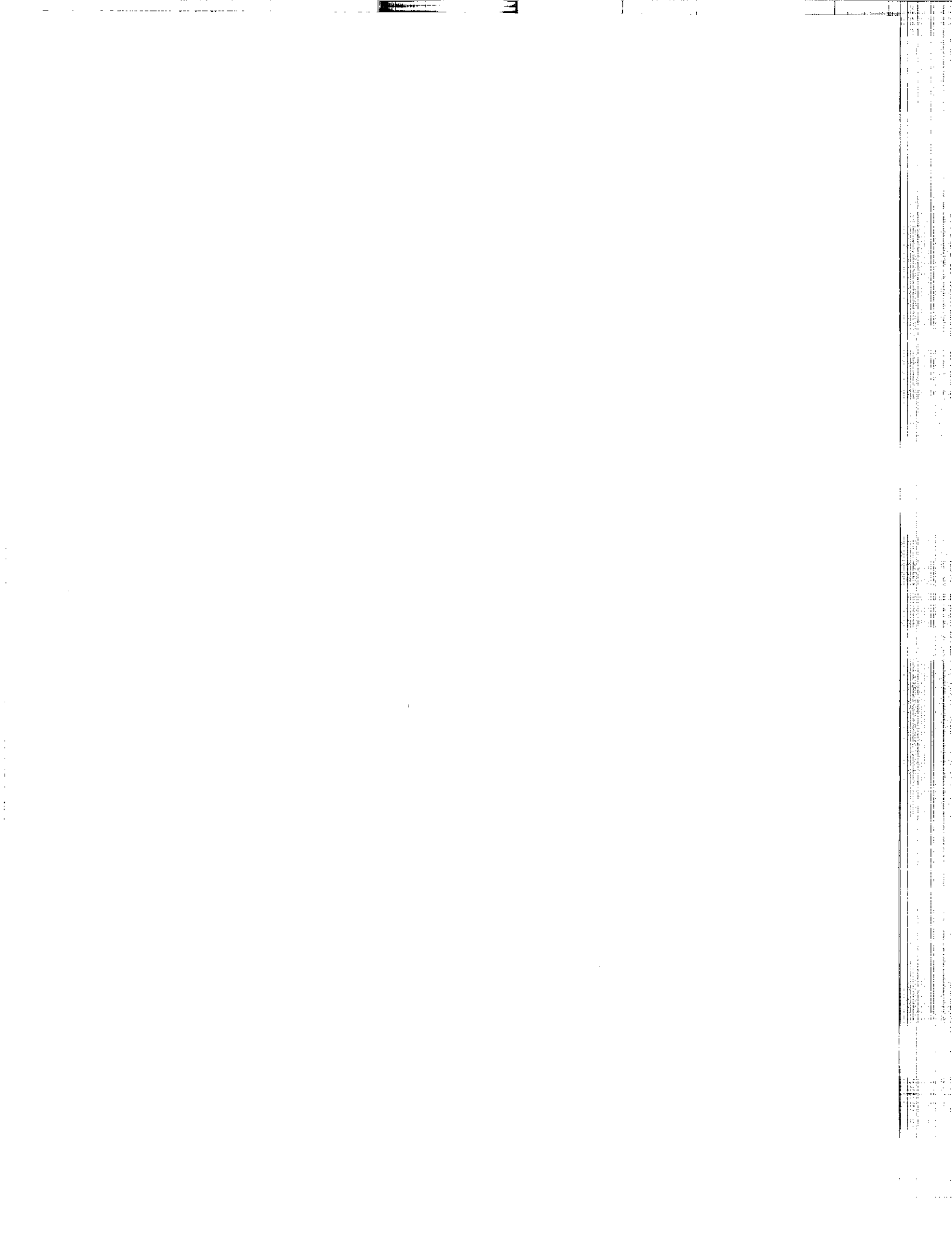
## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- 1) MOCKMORE, Alfred. Et.al. The banki water turbine. Bulletin Series. Oregon State College, No. 25. U.S.A.: s.p.i. feb. 1,949. p. 15.
- 2) MOSONYI, Edward. Wasserkraftwerke. U.S.A.: Edición de la Academia Húngara de las Ciencias. Tomo II. 1,959. p. 853.
- 3) MOCKMORE, Alfred. Et.al. The banki water turbine. Bulletin Series. Oregon State College, No. 25. U.S.A.: s.p.i. feb. 1,949. p. 15.
- 4) MOSONYI, Edward. Wasserkraftwerke. U.S.A.: Edición de la Academia Húngara de las Ciencias. Tomo II. 1,959. p. 853.
- 5) PARRES, José de L. Máquinas hidráulicas. México: Editorial Tesis Reséndiz. 1,966. Cap. V, p. 73.
- 6) BAUMEISTER, Ted. Et.al. Mark's standards handbook for mechanical engineers., 8a. edición. U.S.A.: McGraw-Hill Book Company. 1,965. Cap. VI, p. 11.
- 7) JUMINALL, Robert. Engineering consideration of strenth, strain and strength. 6a. edición U.S.A.: McGraw-Hill Book Company. 1,965. p. 15.
- 8) UHLIG, Herbert. The corrosion handbook. New York, U.S.A.: Jhon Willy and Sons Inc. 1,948. p. 130, 135.
- 9) JUMINALL, Robert. Engineering consideration of strenth, strain and strength. 6a. edición U.S.A.: McGraw-Hill Book Company. 1,965. p. 85, 86.
- 10) POZAS, José Antonio. Manual del ingeniero de taller. Barcelona, España: Editorial Gustavo Gili. 1,959. Tomo I, p. 122.
- 11) SPOTTS, M. Y. Proyectos de elementos de máquinas. 2a. Edición. Barcelona, España: Editorial Reverté. 1,972. p. 394.



## **CAPÍTULO IV**

### **SELECCIÓN DE LOS DISPOSITIVOS ADICIONALES DE LA RUEDA BANKI.**





## **4.1 Reguladores de Caudal para Turbinas Banki.**

### **4.1.1 Generalidades.**

Cuando se produce una variación de carga en la turbina, es decir, cuando se modifica el par resistente que actúa sobre la misma, según se trate de aumento o disminución de dicho par, la turbina reducirá o aumentará el número de revoluciones con que estuviese funcionando antes de producirse la variación de carga. Es preciso, por consiguiente, adaptar el trabajo motor al resistente; esto se lleva a cabo graduando convenientemente la entrada de agua, para que subiendo o bajando el caudal utilizado (suponiendo que la altura de salto no se ha modificado), se disponga en cada momento de la potencia requerida, y con ello se obtendrá, salvo ligera variación, el número de revoluciones de operación óptima de la turbina.

Esta regulación de caudal se vuelve necesaria debido a que la gran mayoría de estas turbinas hidráulicas accionan alternadores. Estos grupos, por tanto, han de girar a velocidad constante, ya que la velocidad del grupo está relacionado con la frecuencia de la corriente. Por lo tanto, regular una turbina es ir cerrando o abriendo el distribuidor o inyector (según sea el tipo de turbina), siempre que disminuya o aumente la carga a fin de que el grupo gire siempre a velocidad constante.

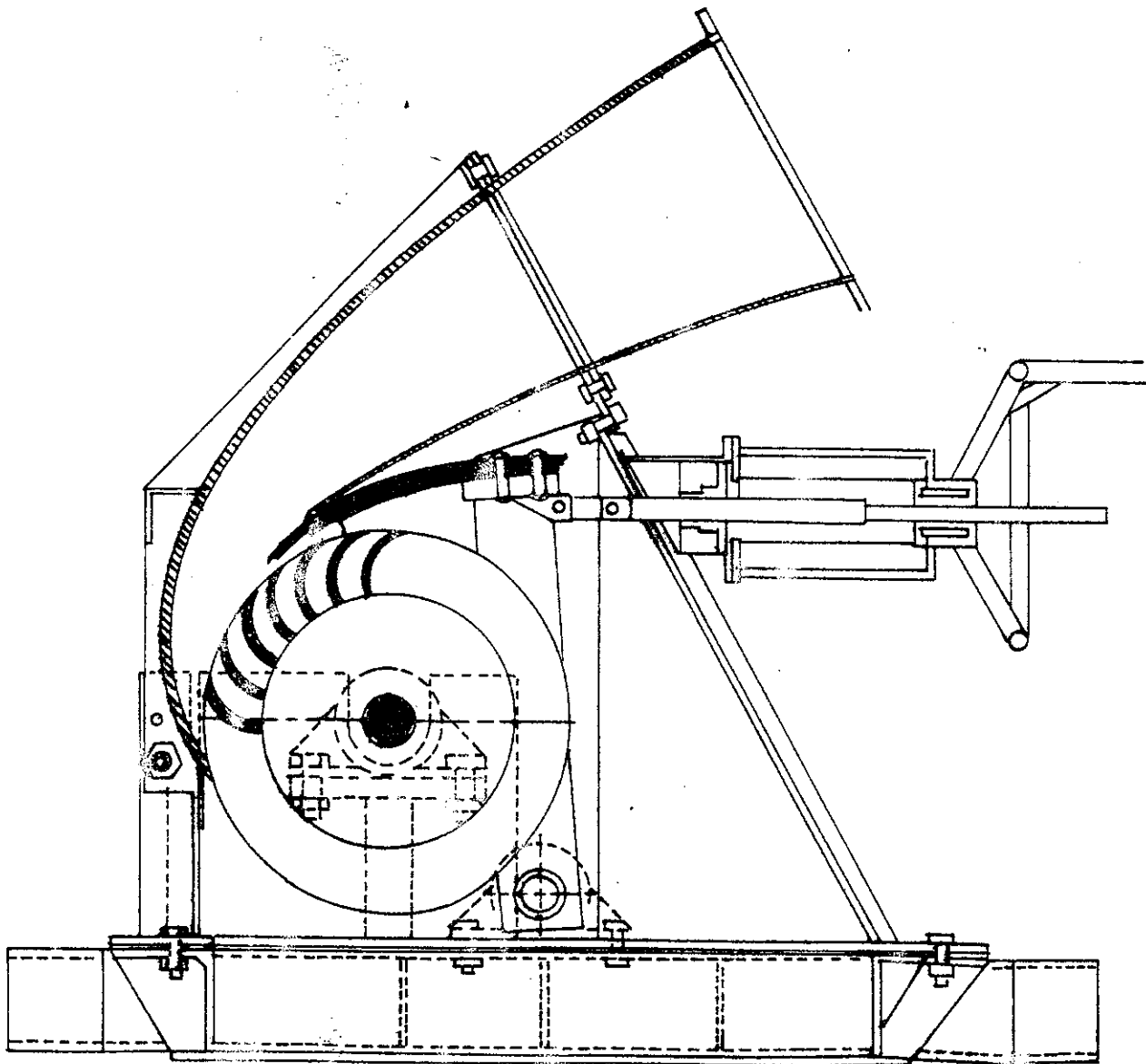
### **4.1.2 Reguladores para turbinas Banki.**

Existen algunos tipos de reguladores de caudal para turbinas Banki. El diseño llamado T<sub>1</sub> consiste de dos placas curvas, que toman la forma de espiral logarítmica, que soldadas a dos placas laterales con las curvas antes mencionadas, dan lugar a la formación de un chorro de sección transversal rectangular a la salida de la tobera.

El flujo es controlado por un dispositivo, el cual está provisto de un eje paralelo al eje del rotor, con dos partes acanaladas en forma de U, que conecta el eje del regulador con una lengüeta rectangular en el tope. Esta lengüeta actúa como compuerta y es capaz de conducir el flujo ordenadamente dentro de la tobera y actúa dentro de las condiciones requeridas de cierre, ya que es capaz de evitar las goteras por los lados.

Todo el dispositivo es operado por una barra de empuje roscada, la cual está conectada a una rueda de mano, y se requiere del movimiento de la rueda y el

avance de la barra roscada dentro de ésta, para operar el mecanismo regulador. En la Fig. 4.1, se muestra el esquema del tipo T<sub>1</sub>.

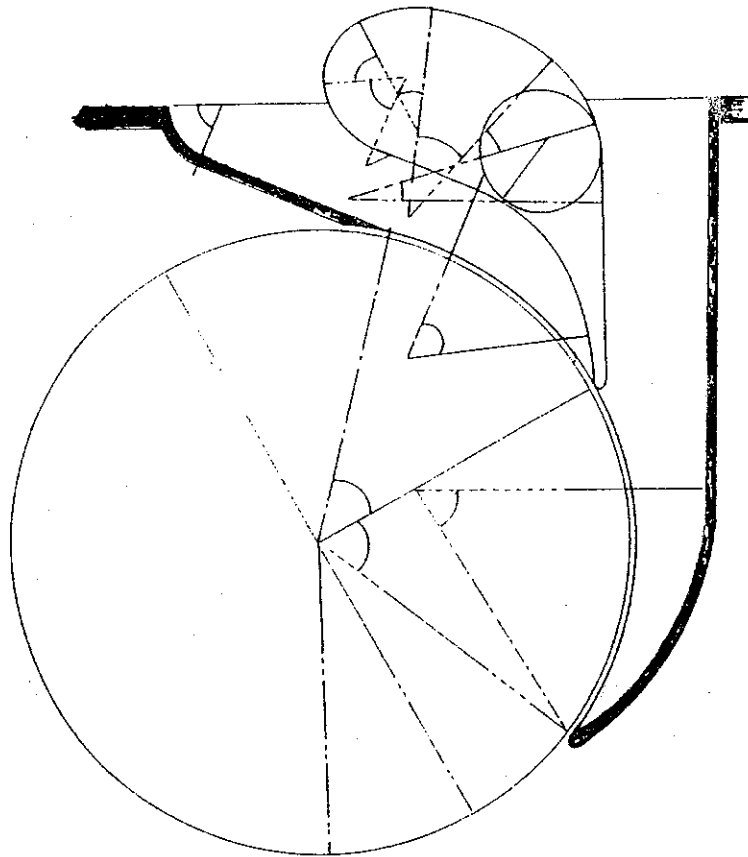


**Fig. 4.1**  
**Regulador tipo T<sub>1</sub>.**

La tobera tipo  $T_2$  efectúa la regulación del caudal por medio de un álabe directriz, que está diseñado con base en criterios hidrodinámicos, para regular y garantizar una buena conducción del flujo de agua a diferentes porcentajes de carga de operación de la turbina. El álabe directriz divide en dos el flujo de agua que entra a la turbina, y se obtiene con esto una disminución de la fuerza de accionamiento para fijarlo en distintas posiciones de regulación cuando la turbina opera a cargas parciales.

En este tipo de regulador, se pretende que el flujo que entre al álabe sea convectivo, con pocas pérdidas de energía y el punto de giro del álabe sobre el perfil diseñado debe ser tal que facilite la regulación del caudal. En teoría, el perfil deberá ser una espiral logarítmica, para flujo ideal entre paredes paralelas, sin trabajo alguno. En la práctica, el perfil se logra mediante una combinación de arcos de círculos y rectas o curvas empíricas.

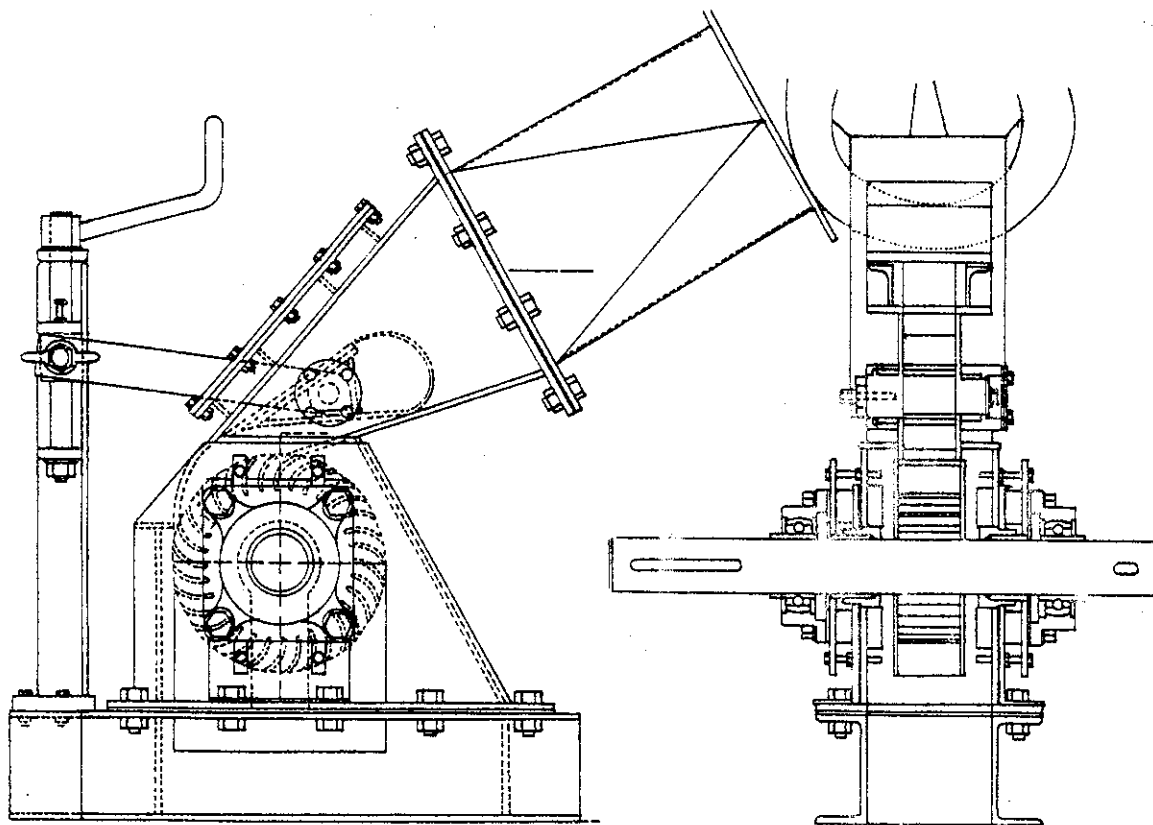
En la Fig. 4.2, se muestra un esquema de este tipo de tobera, con su álabe directriz (este diseño ha sido usado por turbinas alemanas denominadas Ossberger).



**Fig. 4.2**  
**Regulador tipo  $T_2$ .**

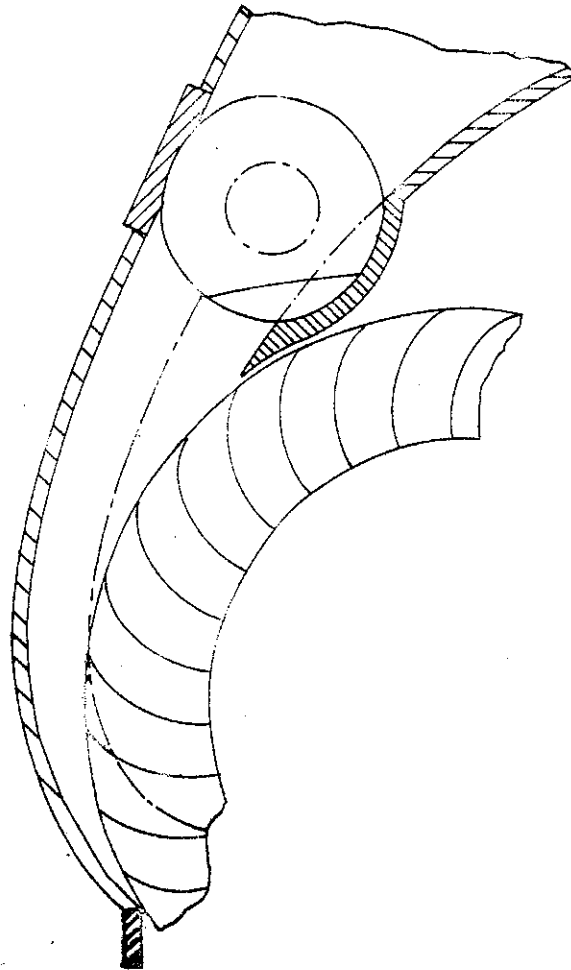
El tipo  $T_3$ , está construido siguiendo las formas básicas del Tipo  $T_1$ , es decir, la entrada de la tobera a la rueda es a través de una sección de espiral logarítmica, que a medida que se aleja de su centro, es cortada y unida tangencialmente a un gran arco que a su vez, será tangente a una recta vertical que será la entrada a la tobera. Está soldada al igual que la  $T_1$  a dos placas laterales previamente perfiladas. La regulación de caudal se hace a través de un regulador con eje paralelo al del rotor. Su forma está basada en diseños poco aerodinámicos (se asemeja a una válvula de mariposa), y está colocada directamente en el interior de la tobera.

Este tipo de regulador posee una masa relativamente pequeña y se encuentra hidráulicamente bien balanceado, que hace que se requieran pequeñas fuerzas para su operación. Es esencialmente sencillo en cuanto a su construcción, gracias a la forma de cuña que tiene. La Fig. 4.3 muestra el esquema de un regulador tipo  $T_3$ .



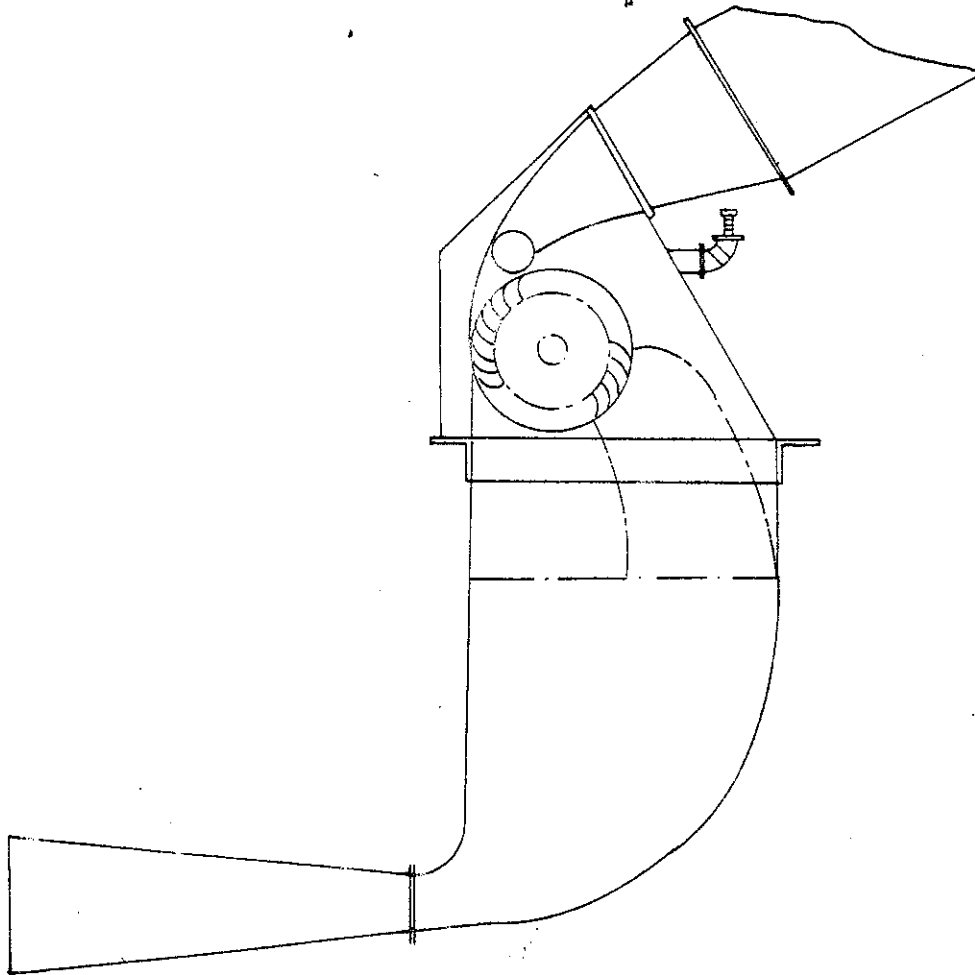
**Fig. 4.3**  
**Regulador tipo  $T_3$ .**

En el tipo  $T_4$ , el mecanismo regulador de caudal, consiste de un ala, cuya sección transversal es un segmento de circunferencia que se obtiene seccionando un cilindro (de tal forma que en sus extremos se conserva la forma circular), como muestra la Fig. 4.4, al rotar el cilindro el ala se desplaza, reduciendo el área del chorro de entrada a la rueda. Este tipo de regulador ocasiona muchas pérdidas de energía, debido a que la reducción de área que presenta hace que el flujo a la salida tenga una zona donde se originen vórtices (pegada a la parte posterior del ala), por tanto, a medida que el porcentaje de cierre aumenta, las pérdidas son mayores, y reducen en consecuencia la eficiencia de la tobera.



**Fig. 4.4**  
**Mecanismo regulador.**  
**Regulador tipo  $T_4$ .**

Este regulador presenta la ventaja de que su construcción es sencilla, y no requiere ningún tipo de trazado especial. En la Fig. 4.5, se muestra un esquema de este tipo de regulador.

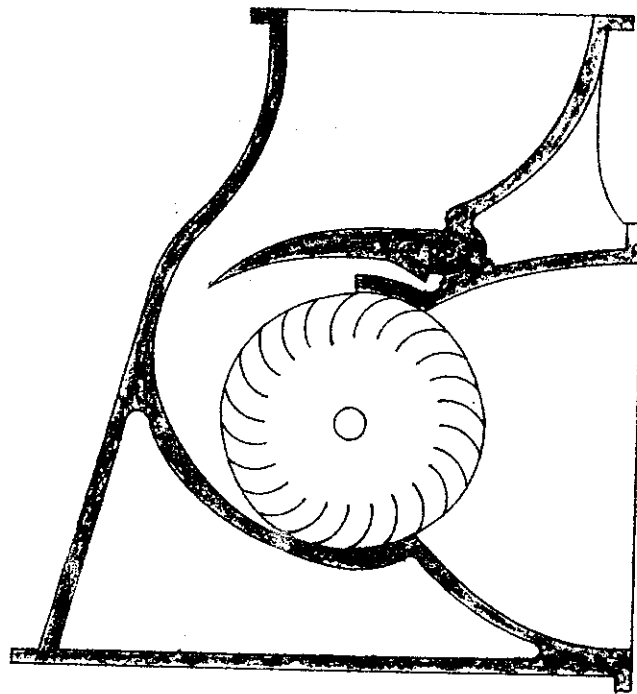


**Fig. 4.5**  
**Regulador tipo T<sub>4</sub>.**

En el tipo  $T_5$ , la regulación del caudal se lleva a cabo con una compuerta en forma de cuña ("A", con una cierta curvatura para disminuir las pérdidas) que pivotea en un extremo; el desplazamiento de esta compuerta es angular, de tal forma que al ir girando se va reduciendo el área del chorro de agua de entrada a la rueda y viceversa. En la parte "C", el agua es forzada a entrar a los álaves de la rueda con el ángulo requerido para una mejor eficiencia de operación, sin hacer caso del flujo de agua.

En este tipo de regulador, la fuerza de accionamiento para fijarlo en distintas posiciones de regulación, es mucho mayor que en los tipos anteriores.

En la Fig. 4.6, se muestra un esquema de este tipo de regulador y cómo va montado en la tobera.

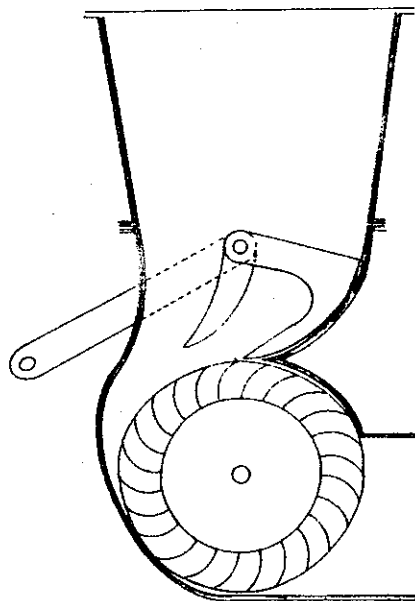


**Fig. 4.6**  
**Regulador tipo  $T_5$ .**

En el tipo  $T_6$ , cuyo diseño es especial para cuando se tienen grandes caudales, el mecanismo de regulación consta de las siguientes partes: una cuña curvada, para darle una mejor dirección al flujo ("B"), la cual está fija a las parte de la tobera, por lo cual parte en dos el flujo de entrada a la rueda; un dispositivo que se desplaza reduciendo o aumentando el área de la garganta de la tobera ("A"), que depende del sentido de desplazamiento, lo mismo le sucede al caudal, y de una palanca "D" la cual está unida al eje sobre el cual gira el dispositivo "A". Esta configuración del regulador resulta muy conveñiente en toberas, cuya garganta es bastante grande, ya que al partir el flujo en dos, se evitan las turbulencias causadas por la restricción al flujo, además de que el flujo de entrada a los álabes de la rueda, conserva el ángulo requerido para máxima eficiencia.

La forma de regulación de esta tobera es como se describe: el dispositivo "A" se desplaza angularmente, de tal forma que pueda cerrarse completamente la mitad de la tobera y quedar trabajando la otra mitad, sin que la perturbación causada por el flujo en el lado que se está restringiendo, tenga o cause algún efecto en la otra mitad del flujo y pueda causar una disminución en la eficiencia del conjunto. Al seguir desplazándose el dispositivo, se obtiene un cierre completo (línea punteada en la Fig. 4.7).

En la Fig. 4.7, se muestra un esquema de este tipo de regulador y de las partes de que consta.



**Fig. 4.7**  
**Regulador tipo  $T_6$ .**



## 4.2 Selección y justificación de la tobera.

Existen diferentes tipos de toberas, entre los cuales se puede construir el dispositivo que sea más adecuado. En este caso, es de hacer notar que como la sección transversal entre álabes de la rueda es una sección rectangular, la tobera que se va a utilizar deberá, por consiguiente, tener la misma sección de salida. Por falta de una teoría específica sobre toberas de sección rectangular, se basará la construcción del dispositivo en consideraciones empíricas y en resultados de investigaciones que se han hecho en países que tienen en funcionamiento este tipo de tobera.

Existen varias limitaciones para la construcción de estos dispositivos de admisión, así como también existen características deseables en ellos, que mejoran su funcionamiento y por ende se eficiencia. Entre las limitantes tenemos:

- a) Se construirá con base en consideraciones empíricas por falta de información escrita sobre este tipo de tobera.
- b) Se deberá dimensionar la tobera, de acuerdo con las limitaciones que establece la distancia entre la carcasa y la rueda y demás dimensiones del conjunto.
- c) La garganta de la tobera se dimensionará, de acuerdo con el caudal máximo que dará el banco de pruebas a ser diseñado y sobre el cual estará montado el dispositivo de admisión.
- d) El costo de los materiales, con que se construirá, debe de resultar lo más económico posible, y además su maquinabilidad no debe resultar difícil.

Entre los criterios de selección se tienen:

- a) Buscar una mejor orientación del flujo hacia el interior de la rueda, y tratar de evitar las fugas al máximo.
- b) Se tratará de reducir las pérdidas de presión en la tobera al ser regulado el flujo, y se intentará colocar un perfil regulador, cuya forma resulte mas eficiente, así como evitar al máximo las rugosidades en las paredes de la tobera, con el objeto de obtener un valor alto de  $C_v$ .
- c) El mecanismo de regulación será diseñado, de tal forma que resulte fácilmente desmontable de la tobera para el recambio de piezas, tales como: los sellos y el regulaodr de caudal, así como también para facilitar su limpieza interior.

Como se podrá observar, aquí se dan prácticamente los lineamientos generales que se seguirán para la selección del modelo de tobera que se va a emplear.

Siguiendo los criterios anteriormente expuestos sobre las características y delimitaciones que se tienen para la realización del proyecto, se escogerá no una forma determinada, sino una combinación de diferentes tipos, que traten de obtener la mayor eficiencia posible de la tobera, así como que sea de fácil construcción y bajo costo.

Como se pudo ver anteriormente, existen diversidad de formas en cuanto al cuerpo de la tobera; todas son de formas convenientes con mayor o menor grado de dificultad en su construcción y con las cuales se obtienen eficiencias aceptables. Mas sin embargo, por su mayor facilidad de construcción, se escogerá la Tipo T<sub>3</sub>, además por su buena forma de orientación del chorro de agua hacia los álabes de la rueda y por su facilidad de adaptación dentro de los requerimientos del equipo que se va a construir: poco caudal disponible del banco de pruebas (con este tipo puede obtenerse un área de garganta bastante pequeña), y la altura de la base de apoyo en la carcasa hasta el eje de la rueda. Además influye en su selección el posible bajo costo de construcción por su simplicidad de formas y procesos.

Tratando de obtener una mejor optimización para la entrada del chorro a la rueda, se decide por utilizar las llamadas espirales matemáticas; se utiliza primero la espiral logarítmica, pasando luego a la espiral de Arquímedes, la cual se adoptó para dar las curvas a la tobera. Esto se hizo debido a la facilidad que presenta esta curva en su construcción, así como también a la facilidad de variación de sus medidas.

A continuación, se presenta un ejemplo de construcción de una espiral de Arquímedes, dado un paso M y un número determinado de rayos o radios vectores. Así se tiene que si M paso y X número de radios vectores:

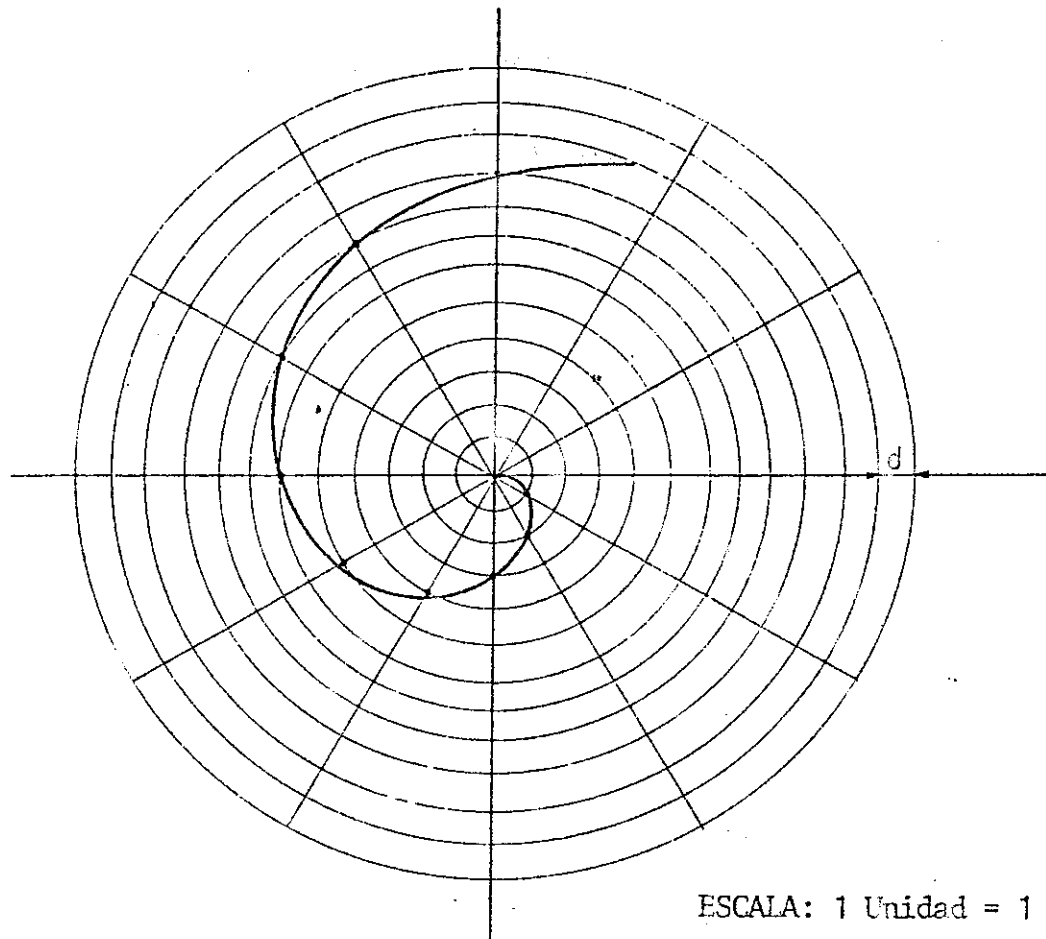
- a) Se determina la distancia entre las circunferencias concéntricas auxiliares (d).  
Dicho valor es igual a  $d = M/X$ .
- b) Se trazan las circunferencias auxiliares, separadas cada una con una distancia igual a d.
- c) La intercepción de cada radio vector con cada circunferencia concéntrica (ambos análogos), darán un punto que pertenece a la curva.
- d) Uniendo dichos puntos con una línea continua, se obtiene la espiral deseada.

Variando las proporciones de M en su escala o el número de radios vectores, puede obtenerse las proporciones deseadas de la espiral. En la Fig. 4.8, se muestra el esquema anteriormente descrito. Los datos que se utilizaran para el cálculo son los siguientes:

$$M = 4.8$$

$$X = 12$$

$$d = M/X = 0.4$$



ESCALA: 1 Unidad = 1 Cm.

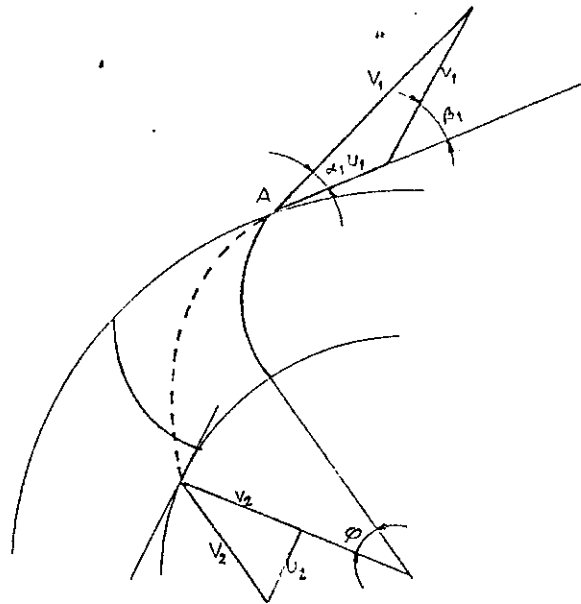
**Fig. 4.8**  
**Espirale de Arquímedes.**

Para este modelo y con el fin de tratar de conservar el valor de las medidas de la garganta de la tobera (5.7 x 46.4 mm), determinadas por la geometría de la rueda y la caída neta aprovechable, se adoptó una espiral con valor de  $d = 4$  mm y un número de radios vectores de 12, luego se escogió la abertura de la tobera, es decir, el porcentaje de arco de admisión a utilizar. Debido al bajo caudal y a la reducida área de garganta, se trató que éste fuera de un valor de 10% y 15% del arco total.

Según la teoría ya establecida, se tiene que las condiciones suficientes y necesarias para obtener de un motor hidráulico su máxima eficiencia <sup>1</sup>, son:

- a) Que el agua entre sin choque al rodete.
- b) Que el agua salga sin velocidad.

Para lograr que se pueda verificar la primera condición, es decir, que el agua entre sin choque a la rueda, se hace necesario que la dirección de la velocidad relativa  $v_1$  sea una de las velocidades en que se descompone la velocidad absoluta  $V_1$  al entrar al rotor, y que esta velocidad  $v_1$  sea tangente al aspa en A (ver Fig. 4.9); éste solo se logra si la velocidad realtiva  $v_1$  forma con la dirección de la velocidad de arrastre o periférica  $u_1$  un ángulo  $\beta_1$  igual al ángulo de diseño de la rueda.



**Fig. 4.9**  
**Diagrama de Velocidades.**

Del estudio del diagrama de velocidades de la Fig. 4.9, se logra establecer la siguiente ecuación:

$$u_1 / v_1 = \text{sen } (\beta_1 - \alpha_1) / \text{sen } \beta_1 \quad (4.1)$$

o bien:

$$\text{cotg } \beta_1 = \text{cotg } \alpha_1 - u_1 / (V_1 \text{ sen } \alpha_1) \quad (4.2)$$

Respecto a la segunda condición, se debe decir que para que éste se verifique, se hace necesario que  $u_2$  y  $v_2$  sean iguales y directamente opuestas, a fin de que  $V_2$  que es la resultante de las dos anteriores, sea nula. Si esto se llegara a verificar, se tendrá que  $\theta = 0$ , lo que implica que el agua al salir de un aspa chocará contra la

parte posterior de la siguiente aspa, y se producirá con ello una contrapresión y dificultará la salida libre del agua, luego de haber pasado por el álabe, por tanto "θ" no puede ser nulo, pero sí lo más pequeño posible.

De lo anterior, se obtiene que  $v_2$  nunca será nula, pero sí lo más pequeña posible, es decir, haciendo que:  $u_2 = v_2$ .

Para este caso, se tienen fijos los parámetros de los ángulos de velocidades relativas y absolutas del triángulo de velocidades a la entrada del rodete, por tanto, si el ángulo de la velocidad absoluta es de  $16^\circ$ , se puede calcular el ángulo de entrada del álabe.

Si se sustituye la ecuación:

$$u_1 / V_1 = 0.5 \cos \alpha_1 \quad (4.3)$$

En la ecuación 4.1, se tendrá :

$$\cotg \beta_1 = \cotg \alpha_1 - 0.5 \cos \alpha_1 / \sen \alpha_1 = 0.5 \cotg \alpha_1 \quad (4.4)$$

o bien:

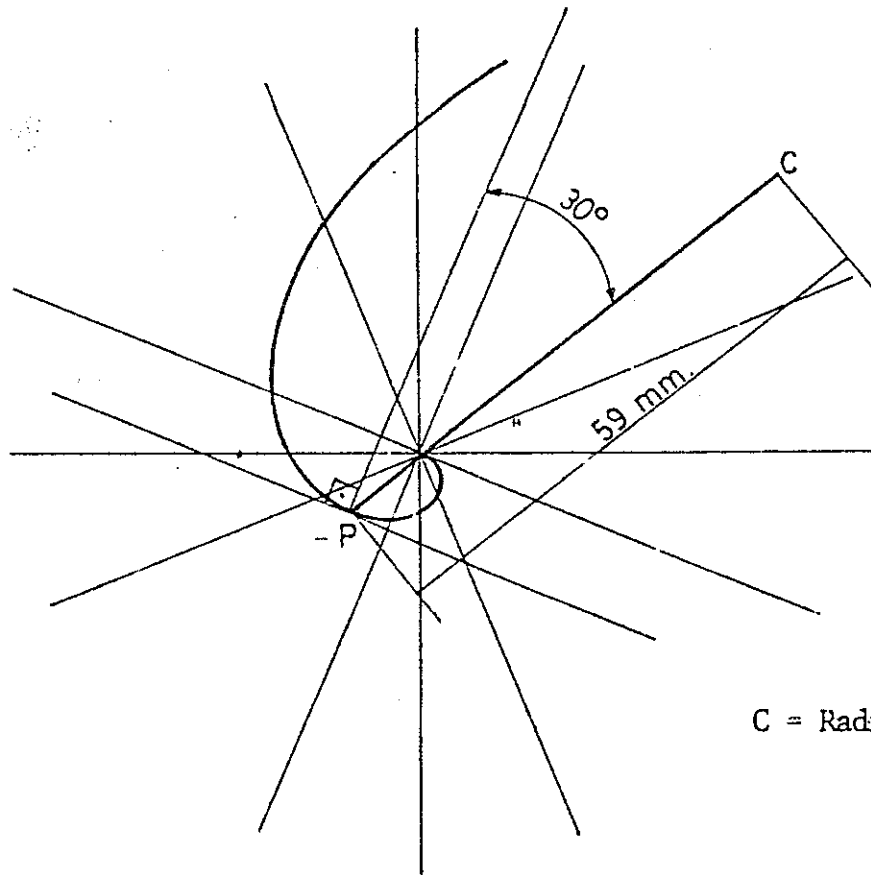
$$\tg \beta_1 = 2 \tg \alpha_1 \quad (4.5)$$

Sustituyendo este valor de  $\alpha_1 = 16^\circ$ , se tiene:

$$\beta_1 = \text{Arctg} (2 \text{Tg } 16)$$

$$\beta_1 = 29.83^\circ = 30^\circ$$

Luego el valor del ángulo de entrada al álabe, deberá ser aproximadamente de  $30^\circ$ , con el objeto de que la curva de la tobera sea tangente a la curva del álabe en el punto de entrada del mismo; con esto se intentará obtener la mayor eficiencia posible del dispositivo. Con este objetivo, se tratará de fijar en la espiral de Arquímedes, un punto al cual se le trazará una línea tangente, seguidamente se levanta una perpendicular a la línea en el punto de tangencia y se desplaza con ángulo de  $30^\circ$ , con centro en el punto de tangencia. Sobre esta última línea, se coloca el centro de la rueda, la cual tendrá un ángulo de entrada de la espiral igual a  $30^\circ$ . A continuación en la Fig. 4.10, se esquematiza el procedimiento.



C = Radio de la rueda

**Fig. 4.10**  
**Punto de tangencia de la espiral.**

El punto P en la figura se escoge de tal forma que la curvatura que se va a utilizar de la espiral, fuese lo suficiente como para deflexionar totalmente el chorro hacia los álabes y además para que el espaciamento entre la curva de la espiral y la rueda fuese suficiente para dar la medida de 5.7 mm deseados en la garganta del dispositivo, es decir, poder mantener la medida de  $S_o$  que está dada por la ecuación siguiente:

$$S_o = K D_1$$

Si se asume un valor de  $K = 0.048$  (comprendido entre el rango recomendado por el Dr. Banki:  $0.075 - 0.100$ )<sup>2</sup> y el diámetro de la rueda establecido,  $D_1 = 118.1$  mm, se tiene el valor de  $S_o = 5.7$  mm. Como ya se tiene el ancho axial de la rueda (46,4 mm), el área de garganta se calcula de la siguiente ecuación:

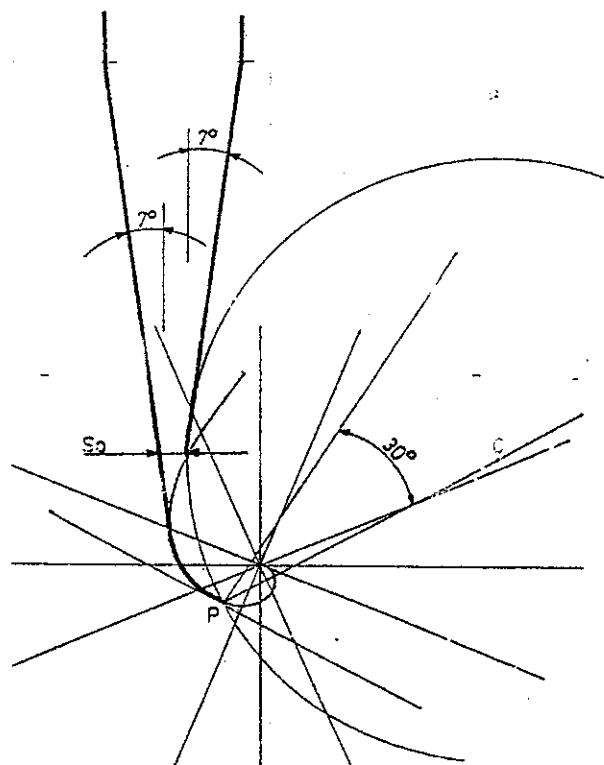
$$A_g = S_o L$$

donde:  $L$  = es el ancho axial de la rueda.

Luego el  $S_0$  deberá ser de 5.7 mm o menor, pero no mayor, ya que esto haría disminuir la eficiencia de la tobera.

Con el objetivo de poder regular arbitrariamente la abertura de la garganta de la tobera, se propuso variar el ángulo que forman las paredes de la tobera con una vertical comenzando una de ellas tangente a la espiral y la otra tangente a la rueda.

Con lo expuesto anteriormente, se procedió a probar diferentes ángulos, hasta llegar al de  $7^\circ$  con la vertical, con el cual se obtuvo el valor deseado de  $S_0$ . La longitud de las paredes de la tobera fue delimitada, en parte, por la distancia de la base de apoyo de la carcasa al eje de la rueda, y por el hecho de tratar de obtener una abertura lo suficientemente grande para poder colocar un regulador no muy pequeño. Se optó por una abertura de 50 mm entre la pared frontal y pared posterior, ya que la distancia entre las paredes laterales es un valor ya definido por el ancho axial de la rueda, y continúan desde ese punto las paredes en forma paralela y vertical. En la Fig. 4.11, se esquematiza el proceso anteriormente descrito.



**Fig. 4.11**  
**Trazado de los ángulos de la tobera.**

Para seleccionar la posición que ha de ocupar el regulador dentro de la tobera, se sabía de antemano que éste debería ser colocado lo más cercano a la garganta de la tobera, con el objeto de obtener mayor eficiencia en la regulación, y evitar turbulencia y una variación de velocidad del chorro de agua; ésto es debido a que si se quiere regular el caudal y se sabe que éste está dado por la ecuación  $Q = V A$ , es más conveniente variar el área de salida en la garganta y no la velocidad del flujo.

Debido a que se tienen limitaciones de diseño, tales como la estrechez de la garganta, lo cual no permite poder colocar un regulador en ese sitio, se opta por colocarlo en la parte recta de la tobera, con el fin de evitar la separación de la capa generada por el movimiento del regulador, y además obtener un modo más fácil de poder sacarlo de la tobera en caso de reparación o cambio de la unidad, así como también mayor facilidad de accionamiento, ya que estaría fuera de la carcasa.

Con todos los datos anteriormente recopilados, es posible predecir un dato teórico sobre la eficiencia del dispositivo. Se tienen del banco de pruebas los siguientes datos:

$$H_{\text{neto}} = 14.66 \text{ mts.}$$

$$Q_{\text{max}} = 3.778 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sg}$$

De las dimensiones de la tobera:

$$S_o = 5.7 \text{ mm}$$

$$L = 46.4 \text{ mm}$$

$$\text{Si: } V = Q / A \text{ y } A = S_o / L$$

Sustituyendo en la ecuación 2.1, se tendrá:

$$V = C_v (2 g H_{\text{neto}})^{0.5}$$

$$C_v = (Q / A) / (2 g H_{\text{neto}})^{0.5}$$

$$C_v = Q / [S_o L (2 g H_{\text{neto}})^{0.5}]$$

Sustituyendo los valores, se tiene:

$$C_v = 3.778 \times 10^{-3} / [2.6448 \times 10^{-3} (2 \times 9.8 \times 14.66)^{0.5}]$$

$$C_v = 0.842$$



Por lo tanto el  $C_v$  teórico es de 0.842, entonces:

$$\eta_t = C_v^2 = (0.842)^2$$

$$\eta_t = 70.93 \%$$

### 4.3 Selección y justificación del regulador.

En el capítulo anterior, se presentaron los distintos mecanismos usuales para la regulación de caudal aplicados a las ruedas Banki; esos dispositivos han sido desarrollados tras largos años de estudios y experimentación. Para este modelo de prueba, se escogerá como base para el diseño del regulador, el dispositivo que presenta el tipo  $T_3$ , es decir, la forma de cuña (semejante a una válvula de mariposa); éste estará colocado dentro del cuerpo de la tobera, circunscrito a un diámetro tangente a las paredes de la misma, a diferencia del tipo  $T_3$ ; al regulador se le dará la forma de un álabe con perfil aerodinámico, tratando de obtener una mejor eficiencia en la regulación, ya que éstos generan menos pérdidas cuando son introducidos en una corriente de flujo incompresible, ya sea laminar o turbulento.

Los perfiles en forma de álabes resultan de una representación conforme a una circunferencia. Siendo conocida matemáticamente la corriente potencial y plana alrededor de un cilindro circular, al deformar éste por medio de la transformación conforme a un perfil de Joukowski, resulta también la corriente potencial alrededor de éste con o sin circulación cualquiera.

La forma del perfil, que se escogerá para el regulador, será dada por el Teorema de Joukowski<sup>8</sup>, pero debido a que este teorema puede dar una amplia gama de perfiles aerodinámicos, se necesitan otros parámetros para poder elegir el perfil que más se adecue a la forma de la tobera, las limitaciones que se tienen y los resultados que se persiguen.

Para efecto de cálculos o análisis de las fuerzas que actúan sobre el álabe, se tomará como base un perfil de ala de Gottingen<sup>4</sup>, que es una adaptación del perfil de Joukowski a la práctica (los perfiles de Joukowski son perfiles ideales). Para este álabe de Gottingen, se tienen los coeficientes de sustentación y arrastre para diferentes ángulos de ataque, los cuales han sido obtenidos en pruebas de laboratorios con túneles de viento.

Se ha dicho que para la construcción geométrica del álabe se adoptará el Teorema de Joukowski, en donde el largo de éste vendrá dado por las dimensiones de la tobera. Para la escogitación de la forma más adecuada (como se mencionó

anteriormente que existe una serie de perfiles en los cuales se cambia, ya sea su grosor, su línea de esqueleto, su bombeo, etc.), se hará una serie de consideraciones teóricas que servirán de base para la elección más adecuada de acuerdo con el diseño del dispositivo, a saber:

- a) Que la fuerza de sustentación en comparación con la fuerza de arrastre, mantenga un valor alto en cierto rango considerable de variación del ángulo de ataque ( $\alpha$ ), ya que si una superficie aerodinámica está fuertemente cargada, por ejemplo, aumentando el ángulo de ataque, la capa límite sobre la superficie superior, se separa, dando lugar a una gran estela turbulenta, la cual dará como resultado una pérdida en la sustentación y un aumento en el arrastre.
- b) Que el ángulo de planeo ( $\xi$ ) sacado como la relación del coeficiente de arrastre entre el coeficiente de sustentación ( $C_d/C_l$ ), sea lo menor posible, ya que cuanto menor es, tanto mayor es la calidad del perfil, porque su fuerza de sustentación se origina con una resistencia (arrastre) menor.
- c) Que el perfil no sea demasiado grueso, ya que el perfil cuanto más grueso es, pierde su calidad y no suministra la sustentación correspondiente a la óptima <sup>5</sup> ni mantiene sus coeficientes de resistencia favorables.

Tomando en cuenta estas consideraciones teóricas, se escogerá un álabe de Gottingen que más se adapte a las condiciones de trabajo requeridas, y para efecto de análisis matemático de sus fuerzas se asumirán los valores de  $C_l$ ,  $C_d$  y  $\alpha$  que son recomendados para dicho perfil <sup>6</sup>; con estos valores, se calculará la fuerza de sustentación, fuerza de arrastre, el momento, así como también el ángulo de planeo.

En la Tabla 4.1, se dan los valores de  $C_l$ ,  $C_d$  y  $\alpha$ , y también su coeficiente de momento  $C_{m_0}$  para una relación  $\lambda = 1:5$ . La relación  $\lambda$  es una relación geométrica sacada como:

$\alpha_o$	Ci	Cd	Cm
-6.0	0.000	0.0133	0.085
-3.1	0.201	0.0134	0.132
-0.1	0.401	0.0204	0.178
2.8	0.596	0.0336	0.226
5.7	0.795	0.0532	0.274
8.6	0.975	0.0787	0.319
11.6	1.143	0.1090	0.358
14.6	1.223	0.1410	0.374
16.1	1.226	0.1670	0.388

**Tabla 4.1**  
**Valores de coeficiente Ci, Cd y Cm**  
**para la relación  $\lambda = 1:5$  de un perfil Gottingen 593.**

$\alpha_o$	Ci	Cd	Cm
-6.0	0.000	0.0130	0.075
-4.0	0.200	0.0120	0.125
-2.0	0.295	0.0110	0.160
0.0	0.620	0.0090	0.200
2.0	0.810	0.0110	0.240
4.0	1.000	0.0130	0.280
6.0	1.170	0.0170	0.320
8.0	1.370	0.0235	0.355
10.0	1.420	0.0370	0.370

**Tabla 4.2**  
**Valores de coeficiente Ci, Cd y Cm**  
**para la relación  $\lambda = 0$  de un perfil Gottingen 593.**

$$\lambda = F / b^2 = l / b$$

$$F = l \cdot b$$

donde:  $l$  = largo del álabe.

$b$  = ancho del álabe.

Esta relación tiene un valor cuando el fluido pasa a través de sus superficies laterales, para este caso, se harán correcciones ( $\lambda = 0$ ), porque el álabe estará tapado en sus partes laterales. Por tanto, no hay ninguna resistencia inducida ocasionada

por los llamados torbellinos de herradura, que resultan de corrientes secundarias que van desde abajo hacia arriba alrededor de los extremos.

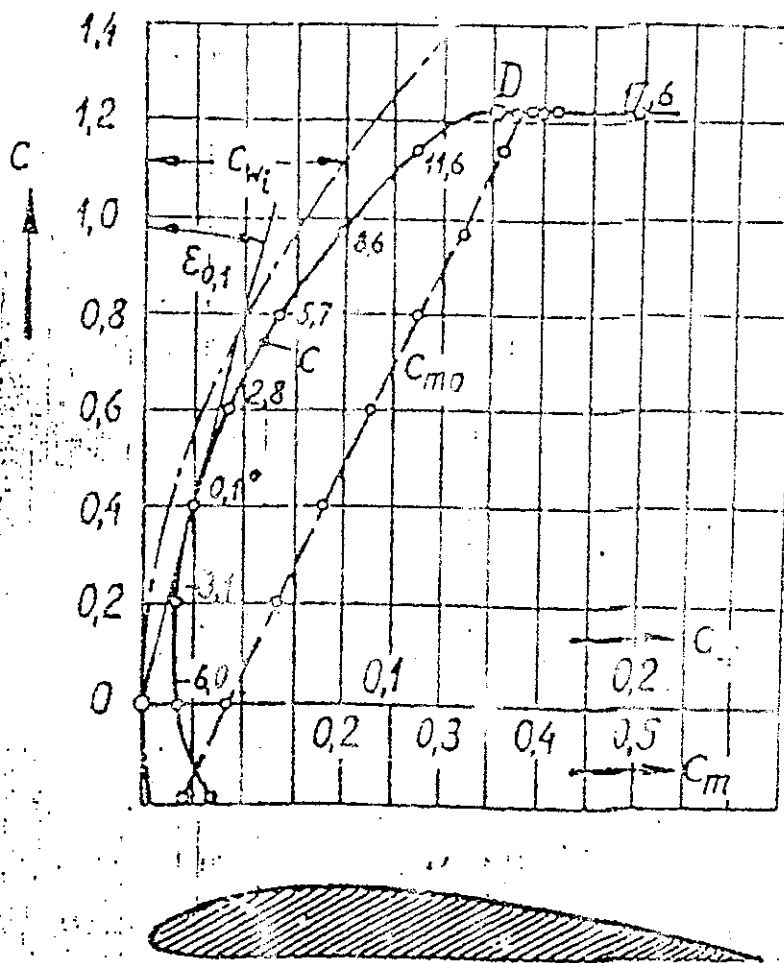
Para las correcciones de  $\lambda = 0$ , Wining ha deducido unas ecuaciones de rectificación en base a la relación  $\lambda = 1:5$ ; se obviarán las deducciones de estas ecuaciones <sup>7</sup>.

$$C_l(\lambda=0) = C_l(1/5) \times 1.17$$

$$C_d(\lambda=0) = C_d(1/5) - C_l^2(1/5) / 15.1$$

$$\alpha(\lambda=0) = \alpha(1/5) - C_l(1/5) \times 3.1$$

En la Fig. 4.12, se muestra la curva polar y la curva del coeficiente de momento para el álabe de Gottingen seleccionado.



**Fig 4.12**  
**Diagrama polar para una relación  $\lambda = 1:5$**   
**para el perfil escogido.**

La curva polar ( $c$ ) y la curva del coeficiente de momento ( $c_{mo}$ ) del perfil Gottingen  $\lambda = 1.5$

En la Tabla 4.2, se presentan los valores corregidos de la Tabla 4.1; para una relación lateral  $\lambda = 0$ . En la Fig. 4.13, se muestra la curva polar para  $\lambda = 0$ .

Para el cálculo de momento sobre el álabe, se tomarán en cuenta las condiciones para la cual fue diseñada la rueda, así como también las dimensiones de la tobera. Las condiciones de diseño de la rueda son:

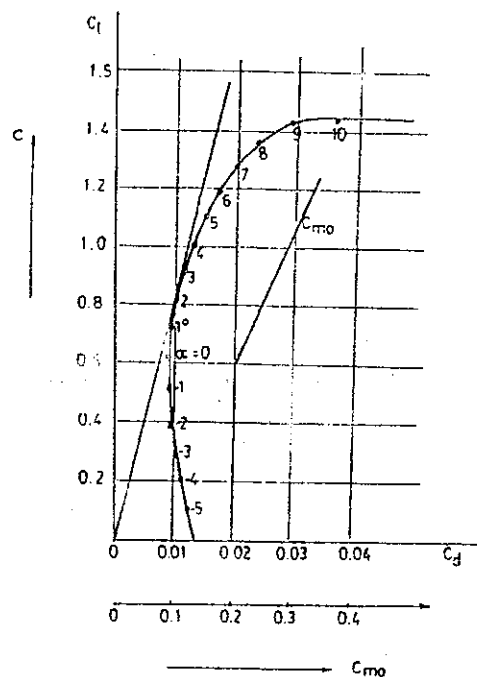
$$Q = 0.0408 \text{ m}^3/\text{sg.}$$

$$H = 15 \text{ mts.}$$

Las dimensiones de la tobera (en la posición donde estará ubicado el álabe) son:

$$\text{Largo} = 50 \text{ mm}$$

$$\text{Ancho} = 46.4 \text{ mm}$$



**Fig. 4.13**

**Diagrama polar para una relación  $\lambda = 0$   
para el perfil escogido.**

$$M_x = C m_x \rho V^2 F C / 2$$

$$C m_x = C m_a + X C l$$

$$C m_a = -C_p (C l \cos \alpha + C d \sin \alpha)$$

$$C_p = K - C m_o / C l$$

donde:

$$K = 0.25$$

X = 0.5 (al 50% de la cuerda del álabe).

C = 50 mm (longitud del álabe).

En la Tabla 4.3, se presentan los valores de momento obtenidos para diferentes ángulos de ataque.

$\alpha_o$	$M_x$ (Lbf-pie)
-6.0	$4.480 \times 10^{-5}$
-4.0	$1.102 \times 10^{-3}$
-2.0	$3.084 \times 10^{-2}$
0.0	$4.280 \times 10^{-2}$
2.0	$5.833 \times 10^{-2}$
4.0	$6.990 \times 10^{-2}$
6.0	$8.155 \times 10^{-2}$
8.0	$9.210 \times 10^{-2}$
10.0	$9.570 \times 10^{-2}$

**Tabla 4.3**  
**Valores de momentos para diferentes**  
**ángulos de ataque.**

Como puede observarse de los valores obtenidos, el momento que se ejerce sobre el álabe resulta despreciable; también es de aclarar que sólo se pueden obtener valores de momento hasta un máximo de  $10^\circ$  de ángulo de ataque, ya que para ángulos mayores que éste, no se poseen valores para el coeficiente de sustentación y arrastre y por lo tanto, no puede calcularse el momento. De acuerdo con la teoría, lo único que se puede saber es que para ángulos mayores de  $10^\circ$ , la sustentación disminuye considerablemente y el arrastre se incrementa notablemente.

Es de hacer notar que un valor de momento mayor que el obtenido teóricamente que se pueda dar, dependerá únicamente de la fricción que experimenta el eje del regulador por efecto del estopero y el prensa estopa.

#### **4.4 Selección y justificación del reductor de velocidad.**

Como se desea que el regulador tenga facilidad de operación durante las etapas de regulación, es decir, se desea que el regulador posea un movimiento rápido de cierre, pero al mismo tiempo que sea lo suficientemente exacto en la regulación a cargas parciales, se construirá de tal forma que sea de fácil manejo y permita las condiciones antes descritas.

El reductor de velocidad, como su nombre lo indica, permite pasar de una velocidad alta a la entrada, a una velocidad baja en la salida; para el dimensionamiento del reductor, se tomará en cuenta las siguientes consideraciones:

- a) Que el reductor ofrezca un amplio rango de regulación o sensibilidad.
- b) Que el reductor sea de fácil construcción, pues para fines demostrativos no se requiere que sea muy complicado.
- c) Que el reductor proporcione una fijeza de posición al regulador, con el objeto de evitar el movimiento de éste, por las fuerzas que se desarrollan sobre él.

Con las consideraciones anteriores, se decide por utilizar un mecanismo de trinquete para que el regulador sea manual.

La rueda dentada que llevará el trinquete deberá ser tallada para cuatro posiciones en un rango de  $90^\circ$ , con el fin de que el álabe quede posicionado en cuartos de abertura. El elemento del trinquete que bloquea la rueda dentada será una pequeña barra con un resorte en uno de sus extremos, para evitar que se pueda soltar de la rueda y pueda ser maniobrada con facilidad.

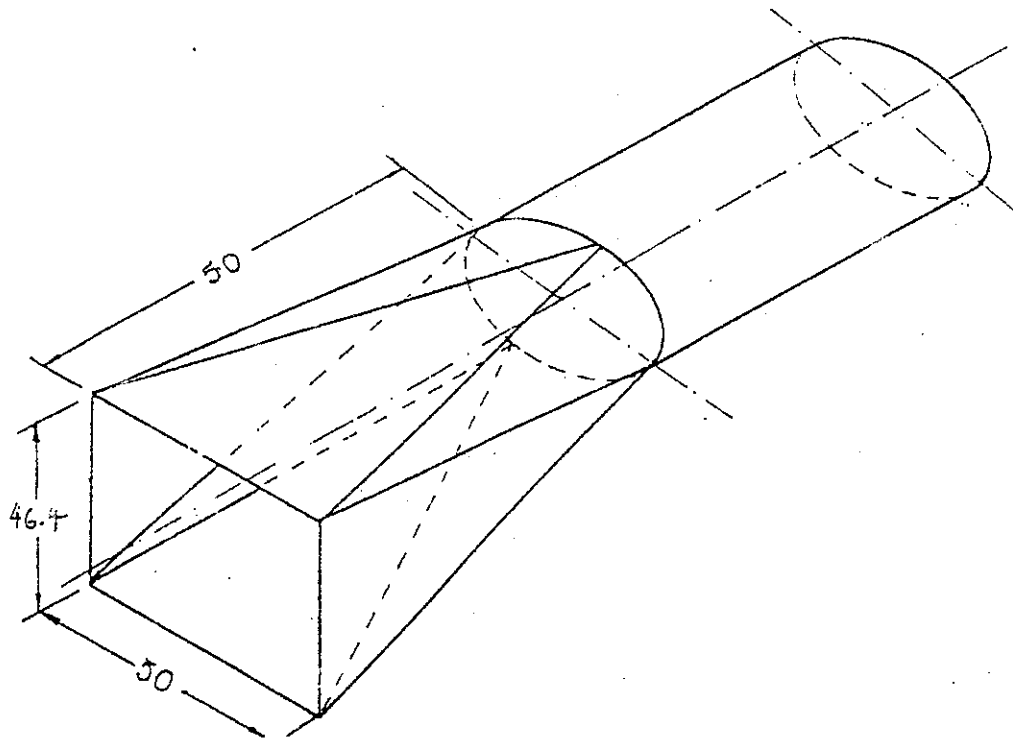
#### **4.5 Acople de la tobera.**

Este accesorio consiste de una pieza a través de la cual se realiza un cambio de sección, en cuanto al área transversal de conducción del agua, es decir, en él se realiza el cambio de sección circular del tubo de descarga de la bomba del banco de pruebas a la sección rectangular de entrada a la tobera.

Una condición esencial para la construcción de este accesorio es que el cambio de sección se realice con la menor cantidad de pérdidas de presión posibles para el sistema de conducción. Como es sabido, la manera más óptima de construir un cambio de sección, es haciéndolo gradualmente, es decir, que deberá ser realizado a lo largo de una longitud determinada y con una pendiente suave <sup>8</sup>.

Para este caso particular, se proyecta construirlo a través de una longitud aproximada de 50 mm y con una pendiente de  $7^\circ$  aproximadamente, con lo que se

lograrla una reducción grande de pérdidas en la transición. En la Figura 4.14, se muestra el esquema de este acople.



**Fig. 4.14**  
**Diseño de la transición de sección.**



#### **4.6 Selección de los materiales adecuados a nuestro medio.**

Debido a la existencia de variedad de materiales que se adapte a los requerimientos de este trabajo, se podría hacer difícil la escogitación de ellos. Pero debido al fin perseguido, es decir, a que los materiales sean de fácil adquisición y bajo costo se seleccionarán siguiendo estos criterios.

En las grandes turbomáquinas hidráulicas, por lo general los materiales escogidos para los rodetes son planchas de acero especiales, son de cualidades rigurosamente revisadas; y para los álabes directrices, se escoge hierro, acero fundido o bronce.

En cuanto a las ruedas o turbinas Pelton, que son las que más se asemejan en aplicación por estar dentro de la categoría de ruedas de impulso, se tiene que el cuerpo de la tobera puede ser hecho generalmente de acero o hierro fundido, con casquillo de bronce a la salida (para las pequeñas) y de hierro fundido (para las grandes) <sup>9</sup>. Estos casquillos son colocados debido a la corrección que se genera a la salida del chorro por acción de su desperdigamiento, luego de dejar la tobera; acción que es evitable, y le dá un buen acabado superficial a los casquillos, a la salida misma de la tobera.

En este caso, que es el de las pequeñas centrales, éstas no están sometidas a las condiciones de trabajo a las que se someten las grandes centrales hidroeléctricas, por lo que los materiales que se van a utilizar pueden tener menores requerimientos en cuanto a especificaciones y propiedades, lo que baja enormemente el costo de producción.

Por las consideraciones mencionadas anteriormente, el modelo que se va a construir estará sometido a un régimen de carga no muy riguroso. Por lo tanto, el acero, el hierro fundido, el hierro maleable y el bronce, son capaces de proporcionar las condiciones impuestas por el diseño. Ahora bien, desde el punto de vista económico y debido a la fácil adquisición en el mercado nacional, resultará más conveniente trabajar el modelo con hierro maleable, ya que estos materiales poseen buenas cualidades de maquinado.

Por tanto, por las consideraciones anteriormente establecidas, se usará el hierro maleable para la construcción de la tobera. Para el álabe regulador, se utilizará acero; para los cojinetes de soporte del eje del álabe, bronce, ésto es porque el material tiene propiedades favorables para resistir la corrosión y el desgaste. El eje de soporte del álabe será de acero; éste se escogerá para darle más rigidez al álabe y porque debido a que éste estará en contacto con el agua y sometido al rozamiento.

Para la rueda, podría utilizarse el bronce al fósforo, el cual es un material resistente a la corrosión y a la cavitación. Pero en vista que nuestra finalidad es otra,

se utilizará acero, con el fin de que ésta sea construida con material de fácil adquisición. Los álabes de dicha rueda serán secciones circulares de tubería de hierro galvanizado, según la medida impuesta por el diseño. Una vez la rueda cumpla con su vida útil, puede ser reemplazada por otra con las mismas características.

#### **4.7 Otros elementos importantes.**

El modelo que se va a construir tiene su equipo de medición que consta de un voltímetro, amperímetro y medidor de caudal, además del equipo mecánico para transmitir la potencia hidráulica. La potencia mecánica obtenida se transformará en potencia eléctrica por medio de un alternador de corriente directa, el cual cargará una batería de automóvil.

La polea utilizada fue seleccionada para una relación de velocidad adecuada, así como también la faja y el alternador es del mismo tipo utilizado en los automóviles.

El equipo de medición de la electricidad producida constará de un amperímetro y un voltímetro DC. También se le instalará un amperímetro y un voltímetro AC en el caso que se decida en un momento dado acoplar al banco de prueba un generador de corriente alterna. Además se instalará una armadura 270 para corriente AC con el fin de conectar una carga AC.

Se le instalarán un juego de luces de 12 voltios que simularán una carga determinada a la hora de que el equipo esté funcionando.

El banco de prueba tendrá un vertedero rectangular por medio del cual se calculará el caudal que esté circulando en un momento determinado. Para medir el nivel del agua (aguas arriba), se instalará un tubo capilar que tendrá una escala en centímetros.

La fórmula para dicho vertedero se ha deducido, según la teoría de vertederos triangulares <sup>10</sup>, la cual dio el siguiente resultado:

$$Q = 1.4 h^{5/2}$$

donde:

Q = caudal en m<sup>3</sup>/sg

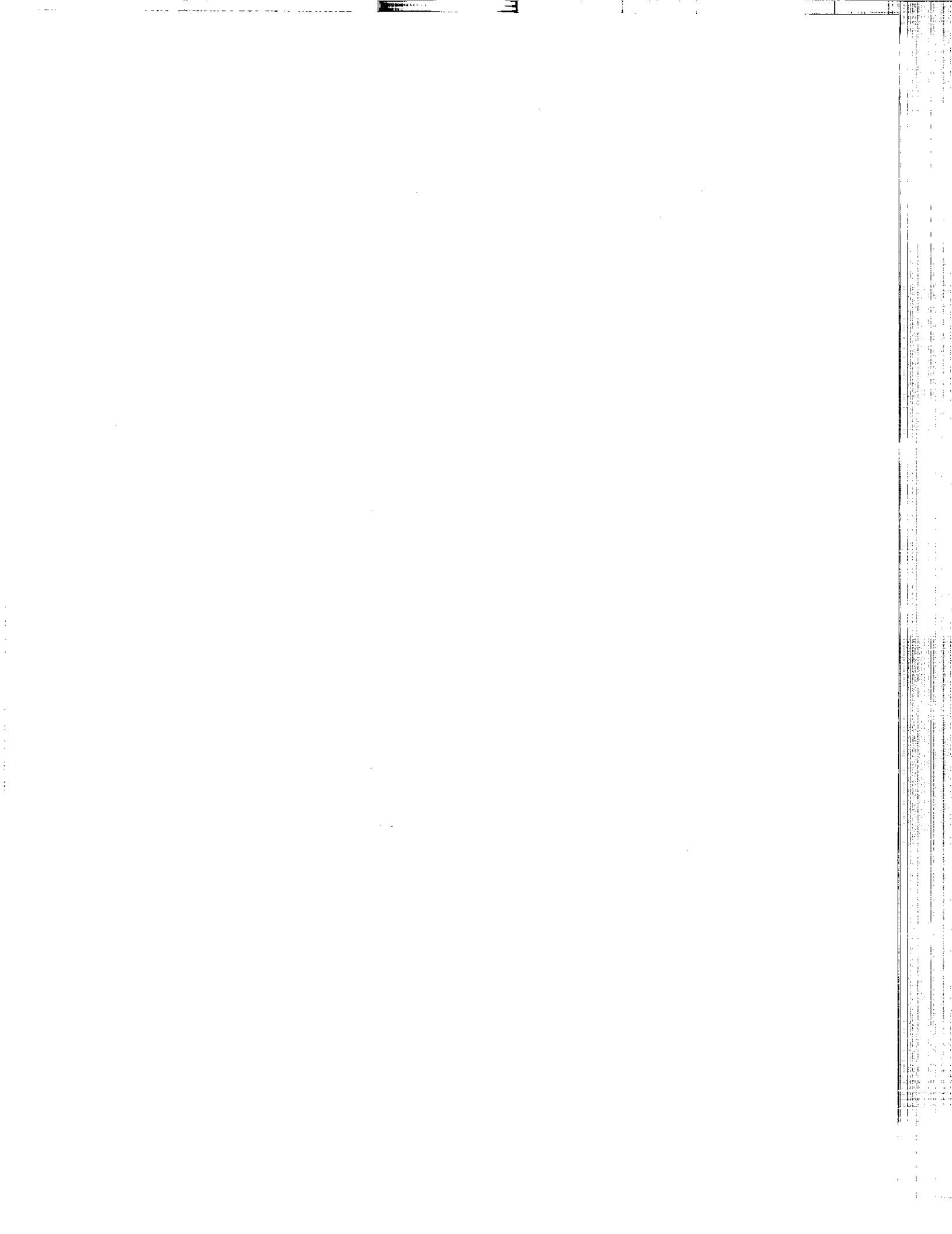
h = altura del nivel del agua medida desde el vértice inferior del vertedero en metros.

Debido a que el agua al salir de la rueda hará mucha turbulencia, se instalarán en el banco de prueba unos atenuadores con el fin de poder tener flujo laminar en el lugar donde se medirá el nivel de agua, para poder obtener así una lectura bastante confiable de dicho nivel.



## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- 1) DE PARRES, José H. Maquinaria hidráulica. México: Editorial Tesis Rosendíz, 1,960. Cap. IV, p. 60, 61, 62.
- 2) MACKMORE, A. Et.al. Freud the Banki water turbine. Bulletin Series. Oregon State College, No. 25; U.S.A.: s.p.i., feb., 1,949. p. 5.
- 3) MILNE-THOMSON, L. M. Theoretical hidrodinamics. 5a. edición México: Editorial McMillan, 1,972. Cap. VI, p. 164, 167.
- 3) MILNE-THOMSON, L. M. Theoretical hidrodinamics. 5a. edición México: Editorial McMillan, 1,972. Cap. VI, p. 195, 197.
- 5) FOCKE, Rodolfo J. Bombas rotativas. Buenos Aires, Argentina: Ediciones Librería del Colegio de Buenos Aires, 1,970. p. 325.
- 6) Ibid. p. 317.
- 7) Ibid. p. 311.
- 8) STREETER, Victor L. Mecánica de fluidos. 3a. edición. México D. F.: Editorial McGraw Hill, 1,983. p. 387.
- 9) QUANTZ, L. Motores hidráulicos. s.l.i. Editorial GG, 1,970. p. 201.
- 10) MATAIX, Claudio. Mecánica de los Fluidos y Máquinas Hidráulicas. 2a. Edición. New York, U.S.A.: Editorial Harper & Row Latinoamericana, 1,970. p. 297, 298.



# **CAPÍTULO V.**

## **CONSTRUCCIÓN, ELABORACIÓN Y EVALUACIÓN TÉCNICA DEL MODELO DE MICROCENTRAL HIDROELÉCTRICA.**





## **5.1 Descripción del modelo.**

El modelo que se va a construir deberá satisfacer con ciertas exigencias que requiere una unidad demostrativa, entre las cuales se puede mencionar:

- a- Que las partes más importantes, como la rueda y el sistema de transmisión de potencia, deberán estar en tal forma diseñados que sea fácil su apreciación en funcionamiento.
- b- Que dicha unidad sea portátil, es decir, que pueda ser instalada en cualquier lugar en donde se requiera.
- c- Que el sistema de alimentación de la turbina sea de circuito cerrado, es decir, que la unidad debe contar con su propio reservorio del cual se alimente la turbina.
- d- Que el sistema de controles que se instale sea de fácil manipulación y lectura.
- e- Que el diseño sea tal que permita el fácil mantenimiento y reemplazo de piezas dañadas.

### **5.1.1 Elementos constitutivos.**

La unidad se divide en diferentes partes, a saber: el reservorio, las partes mecánicas en contacto con el agua, el sistema de conversión eléctrico-mecánico y el sistema de controles.

El reservorio debe estar diseñado de tal forma que permita medir el caudal con que se esté alimentando la turbina en un momento dado. Por lo tanto, dicho medidor debe ser del tipo de vertedero, ya que su construcción resulta ser sencilla y económica. Este reservorio estará montado sobre una base metálica a la cual se sujetará y ésta, al mismo tiempo, tendrá rodos que permitan su cómodo traslado al lugar de pruebas o demostración.

Las partes mecánicas en contacto con el agua son: la bomba, el sistema de tubería de conducción del agua, la transición, el regulador de caudal, la tobera y la rueda Banki.

El sistema de conversión de energía electro-mecánica consta de un eje en el cual está acoplada la rueda, una polea, una faja del tipo automotriz, un alternador de corriente directa, cables conductores, tubería PVC para cables

eléctricos, flexitubo, conectores, una batería de automóvil y un juego de luces que simularán una carga eléctrica.

El sistema de controles consta de tres manómetros; uno a la salida de la bomba para poder determinar la altura a la cual trabaja la bomba, y dos más colocados antes y después del regulador de caudal; un voltímetro y amperímetro de corriente directa que servirán para medir el voltaje de la batería y la corriente generada y la que se está consumiendo debido a una carga de luces que se instalará. Además se instalarán un voltímetro y amperímetro de corriente alterna con el objeto de que si en un momento dado se deseara montar al equipo un generador de corriente alterna, dichos medidores estarán listos para ser utilizados. Se instala además una armadura 270 para conectar una carga de corriente alterna, si ésta fuera la aplicación.

### **5.1.2 Capacidad energética del modelo a construir.**

Originalmente, se planificó que el modelo fuera construido para una potencia nominal de 1 Kw, que utilizará una bomba de alimentación de ½ Hp, pero al final, se decidió utilizar una bomba de 5 Hp, cuyo caudal y carga se podían regular con el objeto de que diera las condiciones de diseño. Por lo tanto, según los cálculos teóricos, la potencia probable para este modelo es de 0.45 Hp ó 332 vatios.

### **5.1.3 Finalidad de la Energía Desarrollada por el Modelo.**

Las aplicaciones para éste tipo de maquinaria hidráulica puede ser diverso, pero para nuestro caso en particular se utilizará para generación de energía eléctrica para luz y fuerza, con la cual se puede abastecer una pequeña vivienda con dos focos de 12 Voltios y algún otro aparato como una televisión pequeña.

Dependiendo del potencial energético que tenga un sitio determinado, también se pueden considerar pequeños frentes de generación para unirse al sistema interconectado nacional y así ayudar a la creciente demanda de potencia y energía del país.

## **5.2 Construcción de la rueda Banki.**

La rueda Banki, como se ha explicado en capítulos anteriores, es una rueda que puede ser construida sin necesidad de tecnología muy complicada. Claro está, que se debe utilizar la maquinaria adecuada para que la rueda tenga una eficiencia aceptable, aunque si se tienen los recursos hidráulicos suficientes, la eficiencia no importa mucho.

### **5.2.1 Trabajo metal-mecánico.**

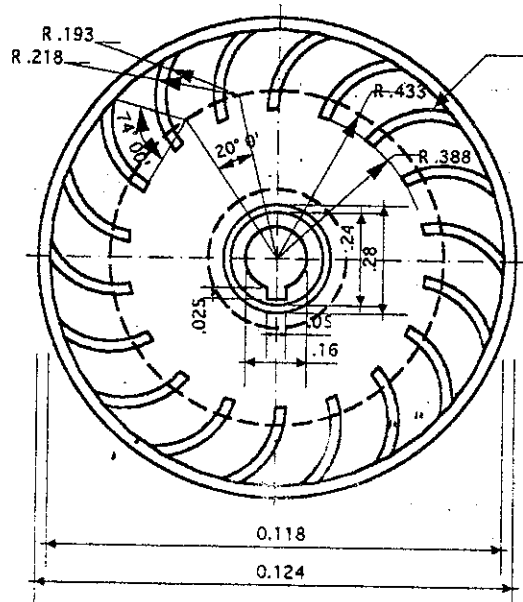
Básicamente la rueda fue construida de acero. Se diseñó para un diámetro de 118 mm y un ancho axial de 46.4 mm. Para la fabricación de los discos laterales, se utilizó un torno para trabajo en metal. El agujero central en donde irá el eje de 16 mm de diámetro se hizo con un taladro de banco.

En vista de que los álabes de dicha rueda son secciones circulares, se utilizó tubería negra de 1 1/4 pulgadas de diámetro. Las secciones se cortaron según el ángulo de diseño, el cual es de  $74^\circ$  y un ancho axial de 46.4 mm. Para soldar dichos álabes a los discos laterales, se trazó sobre los discos la posición en la cual quedarían. Luego se procedió a soldarlos a tope, cuidando de que los cordones de soldadura quedaran lo más fino para obtener el mejor acabado posible. Para esto, se utilizó electrodo de E6013 de calibre 3/32". La Fig. 5.1 muestra las dimensiones de la rueda.

### **5.2.2 Balanceo de la rueda.**

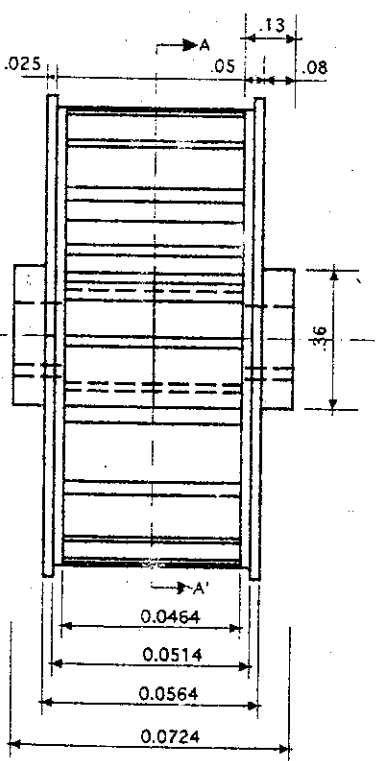
El balanceo de piezas mecánicas que estarán sometidas a movimientos rotativo es importante, debido a que si existe una mala distribución de la masa respecto del centro de rotación, el elemento mecánico generará vibraciones que redundarán en el mal funcionamiento y posterior fallo por fatiga de dicho elemento.

Por lo tanto, la rueda una vez soldada se sometió al proceso de balanceo estático. Se instaló en el torno y se procedió, como es común en este equipo, a balancear la masa de dicha rueda. Los excesos, que realmente fueron pocos debido al cuidado que se tuvo en la fabricación, se eliminaron con lima.



18 álabes de radio interior 19.3mm y espesor de 2.5mm. Los centros de los álabes consecutivos se encuentran en una circunferencia de radio 43.3mm. separados 20° entre sí.

SECCION A-A'



ELEVACION

Fig. 5.1  
RUEDA BANKI

### **5.3 Construcción del banco de prueba.**

El banco se fabricó de lámina de hierro negro de 1/8" de espesor. El reservorio (1) constará de dos niveles: el primero de ellos en la parte inferior, que será utilizado para la succión de la bomba y el segundo en la parte superior, para la descarga de la turbina y el paso del agua a través del vertedero (2). En la parte superior del reservorio, se instalarán dos placas agujereadas de hierro que funcionará como un atenuador de turbulencia (3), ya que el agua al pasar por la turbina cae en forma turbulenta al reservorio, y así obtener una altura del nivel del agua que pasa a través del vertedero (4). La carcasa de la rueda (5) se le hizo un marco de hembra y se le puso tapas de material acrílico con el objeto de que se pueda apreciar su funcionamiento

Se dejó espacio protegido reservado para la batería (6) y la bomba (7) para aislarlos de las salpicaduras con agua, como muestra la Figura 5.2.

### **5.4 Montaje de los diferentes accesorios.**

Una vez fabricado la base y el reservorio, se acoplaron juntos sujetados por medio de tornillos. La carcasa y la base en donde irán los chumaceras del eje de la rueda se instalaron a continuación, cuidando de dejar el eje hacia fuera del tanque para dejar el alternador lejos del alcance del agua.

La rueda se montó a continuación teniendo mucho cuidado en dejarla en la posición adecuada en función de su operación con la tobera. La tobera se instaló después. Aquí se tuvo cuidado de que las holguras fueran lo más pequeñas posibles, para evitar las fugas laterales de agua, y evitar además el contacto metálico con la rueda.

A la tobera se le instaló el regulador de caudal, que es un álabe con perfil aerodinámico. Esta pieza lleva cojinetes y prensaestopas para evitar las fugas de agua. Luego se instalaron la transición, la tubería de hierro galvanizado, las válvulas de control de flujo y la bomba. Por último, se dejó la instalación de los controles hidráulicos (manómetros) y el panel de control en donde estarán ubicados los instrumentos de medición de propiedades eléctricas (voltaje y amperaje).

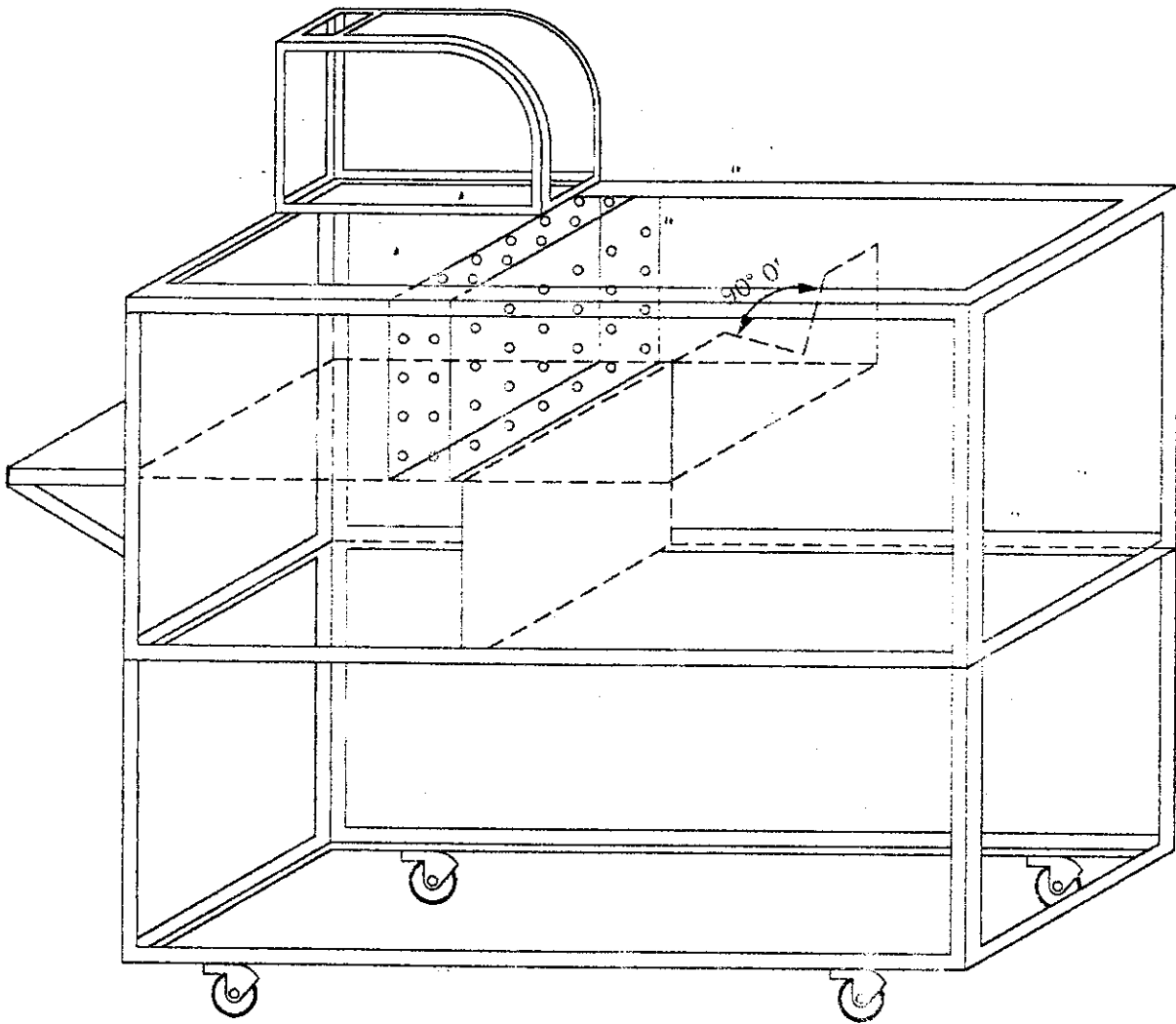


Fig. 5.2

DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBA

## **5.5 Pruebas y evaluación.**

Las pruebas se realizaron a diferentes alturas. Para cada altura, se tomaron datos en un rango de velocidades comprendidas entre 600 y 1600 r.p.m., rango que se considera para establecer el comportamiento de los distintos parámetros: torque ( $\tau$ ), potencia al freno (Bhp) y eficiencia ( $\eta$ ) vs. la velocidad (N) de la rueda. Los incrementos se hicieron con espaciamiento de 100 rpm.

En las Tablas 5.1 a la 5.7, se presentan los datos obtenidos en las pruebas y algunos valores calculados con base en las alturas (H) obtenidas de la bomba. Las Gráficas 5.1 a la 5.3 muestran la tendencia que toman los datos en las curvas de Torque vs. Velocidad, bHp vs. Velocidad y Eficiencia vs. Velocidad para todas las alturas (H).

### **5.5.1 Variables analizadas.**

El equipo se analizará desde el punto de vista de su capacidad para producir trabajo útil. Por lo tanto, se analizará el torque producido y la potencia al freno utilizable en función de la velocidad de la rueda.

#### **5.5.1.1 Torque producido.**

Para poder medir el torque, se utilizó un freno Prony, el cual se instaló al eje de la rueda. El brazo de palanca se seleccionó de 6.3125 pulgadas. Los resultados obtenidos se muestran en las tablas 5.1 al 5.7 a continuación.

VELOCIDAD N	FUERZA (Lb)			TORQUE $\tau$	POTENCIA AL FRENO	EFICIENCIA $\eta$
(rpm)	LECT. 1	LECT. 2	PROM.	(Lb-plg)	(bHP)	(%)
600	5.1	5.15	5.13	32.35	0.3075	42.19
700	4.9	4.95	4.93	31.09	0.3448	47.30
800	4.5	4.55	4.53	28.56	0.3620	49.66
900	4.4	4.40	4.40	27.78	0.3960	54.33
1000	4.3	4.35	4.33	27.30	0.4325	59.34
1100	4.2	4.20	4.20	26.51	0.4620	63.38
1200	3.9	3.90	3.90	24.62	0.4680	64.20
1300	3.2	3.40	3.30	20.83	0.4290	58.86
1400	2.8	3.00	2.90	18.31	0.4060	55.70
1500	2.4	2.65	2.53	15.94	0.3788	51.96
1600	2.1	2.35	2.23	14.05	0.3560	48.84

**Tabla 5.1**

**Carga de la bomba: 14.7 mts.**  
**Caudal:  $3.7785 \times 10^{-8} \text{ m}^3/\text{sg.}$**   
**Potencia del agua: 0.7289 Hp.**

VELOCIDAD N	FUERZA (LB)			TORQUE $\tau$	POTENCIA AL FRENO	EFICIENCIA $\eta$
(rpm)	LECT. 1	LECT. 2	PROM.	(Lb-plg)	(bHP)	(%)
600	4.70	4.80	4.75	29.98	0.2850	42.92
700	4.50	4.70	4.60	29.04	0.3220	48.49
800	4.40	4.45	4.43	27.93	0.3540	53.31
900	4.20	4.20	4.20	26.51	0.3780	56.92
1000	3.85	3.95	3.90	24.62	0.3900	58.73
1100	3.50	3.70	3.60	22.73	0.3960	59.63
1200	3.40	3.50	3.45	21.78	0.4140	62.34
1300	2.80	2.95	2.88	18.15	0.3738	56.28
1400	2.50	2.65	2.58	16.25	0.3605	54.28
1500	2.20	2.45	2.33	14.68	0.3488	52.51
1600	2.00	2.25	2.13	13.41	0.3400	51.20

**Tabla 5.2**

**Carga de la bomba: 13.7 mts.**  
**Caudal:  $3.6840 \times 10^{-8} \text{ m}^3/\text{sg.}$**   
**Potencia del agua: 0.6641 Hp**



VELOCIDAD N	FUERZA (LB)			TORQUE $\tau$	POTENCIA AL FRENO	EFICIENCIA $\eta$
(rpm)	LECT. 1	LECT. 2	PROM.	(Lb-plg)	(bHP)	(%)
600	4.50	4.50	4.50	28.41	0.2700	45.01
700	4.30	4.30	4.30	27.14	0.3010	50.18
800	4.10	4.10	4.10	25.88	0.3280	54.68
900	4.00	4.05	4.03	25.41	0.3623	60.40
1000	3.60	3.70	3.65	23.04	0.3650	60.85
1100	3.30	3.40	3.35	21.15	0.3685	61.44
1200	2.90	3.10	3.00	18.94	0.3600	60.02
1300	2.50	2.70	2.60	16.41	0.3380	56.35
1400	2.25	2.30	2.28	14.36	0.3185	53.10
1500	2.00	2.10	2.05	12.94	0.3075	51.27
1600	1.80	1.85	1.83	11.52	0.2920	48.68

**Tabla 5.3**

**Carga de la bomba: 12.7 mts.**

**Caudal:  $3.5896 \times 10^{-8} \text{ m}^3/\text{sg.}$**

**Potencia del agua: 0.5998 Hp.**

VELOCIDAD N	FUERZA (LB)			TORQUE $\tau$	POTENCIA AL FRENO.	EFICIENCIA $\eta$
(rpm)	LECT. 1	LECT. 2	PROM.	(Lb-plg)	(bHP)	(%)
600	4.10	4.05	4.08	25.72	0.2445	45.68
700	4.00	4.05	4.03	25.41	0.2818	52.63
800	3.80	3.75	3.78	23.83	0.3020	56.42
900	3.50	3.50	3.50	22.09	0.3150	58.85
1000	3.20	3.30	3.25	20.52	0.3250	60.71
1100	3.00	3.10	3.05	19.25	0.3355	62.68
1200	2.65	2.75	2.70	17.04	0.3240	60.53
1300	2.50	2.55	2.53	15.94	0.3283	61.32
1400	2.20	2.35	2.28	14.36	0.3185	59.50
1500	1.90	1.95	1.93	12.15	0.2888	53.94
1600	1.50	1.65	1.58	9.94	0.2520	47.08

**Tabla 5.4**

**Carga de la bomba: 11.8 mts.**

**Caudal:  $3.4479 \times 10^{-8} \text{ m}^3/\text{sg.}$**

**Potencia del agua: 0.5353 Hp.**

VELOCIDAD N	FUERZA (LB)			TORQUE $\tau$	POTENCIA AL FRENO.	EFICIENCIA $\eta$
(rpm)	LECT. 1	LECT. 2	PROM.	(Lb-pig)	(bHP)	(%)
600	3.70	3.85	3.78	23.82	0.2265	48.21
700	3.60	3.60	3.60	22.73	0.2520	53.64
800	3.40	3.40	3.40	21.46	0.2720	57.90
900	3.10	3.25	3.18	20.04	0.2858	60.82
1000	2.80	2.90	2.85	17.99	0.2850	60.66
1100	2.60	2.70	2.65	16.72	0.2915	62.05
1200	2.30	2.35	2.33	14.67	0.2790	59.39
1300	2.00	2.15	2.08	13.09	0.2698	57.42
1400	1.70	1.90	1.80	11.36	0.2520	53.64
1500	1.50	1.50	1.50	9.46	0.2250	47.89
1600	1.20	1.35	1.28	8.04	0.2040	43.43

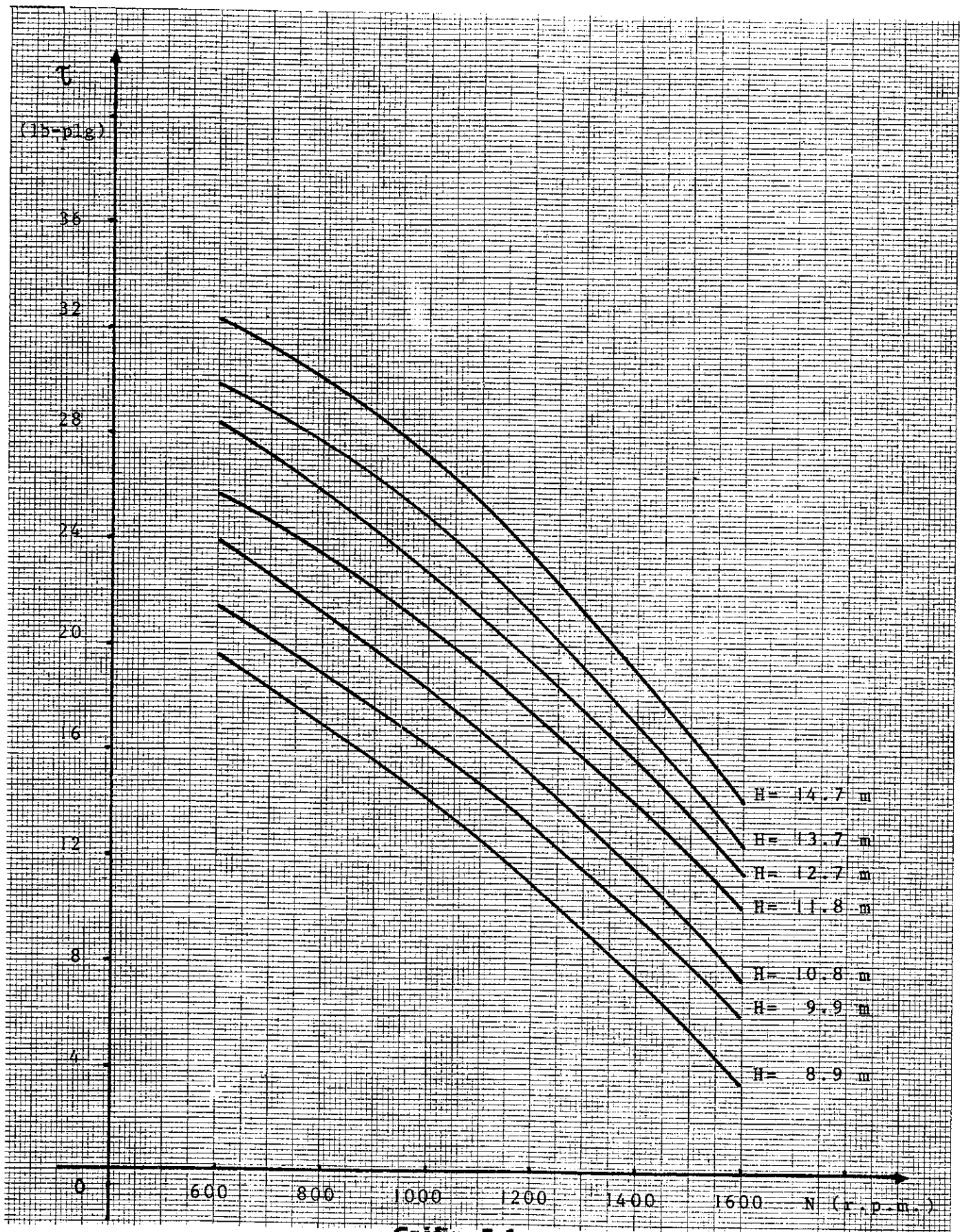
**Tabla 5.5**  
**Carga de la bomba: 10.8 mts.**  
**Caudal:  $3.3062 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sg.}$**   
**Potencia del agua: 0.4698 Hp.**

VELOCIDAD N	FUERZA (LB)			TORQUE $\tau$	POTENCIA AL FRENO	EFICIENCIA $\eta$
(rpm)	LECT. 1	LECT. 2	PROM.	(Lb-pig)	(bHP)	(%)
600	3.40	3.40	3.40	21.46	0.2040	50.23
700	3.20	3.20	3.20	20.20	0.2240	55.16
800	3.00	3.00	3.00	18.94	0.2400	59.10
900	2.60	2.75	2.70	16.89	0.2408	59.28
1000	2.50	2.55	2.53	15.94	0.2525	62.18
1100	2.10	2.25	2.18	13.73	0.2393	58.91
1200	2.00	2.05	2.03	12.29	0.2430	59.84
1300	1.70	1.75	1.73	10.89	0.2243	55.22
1400	1.40	1.40	1.40	8.84	0.1960	48.26
1500	1.10	1.25	1.18	7.41	0.1763	43.40
1600	1.00	1.05	1.03	6.47	0.1640	40.38

**Tabla 5.6**  
**Carga de la bomba: 9.90 mts.**  
**Caudal:  $3.1172 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sg.}$**   
**Potencia del agua: 0.4061 Hp.**

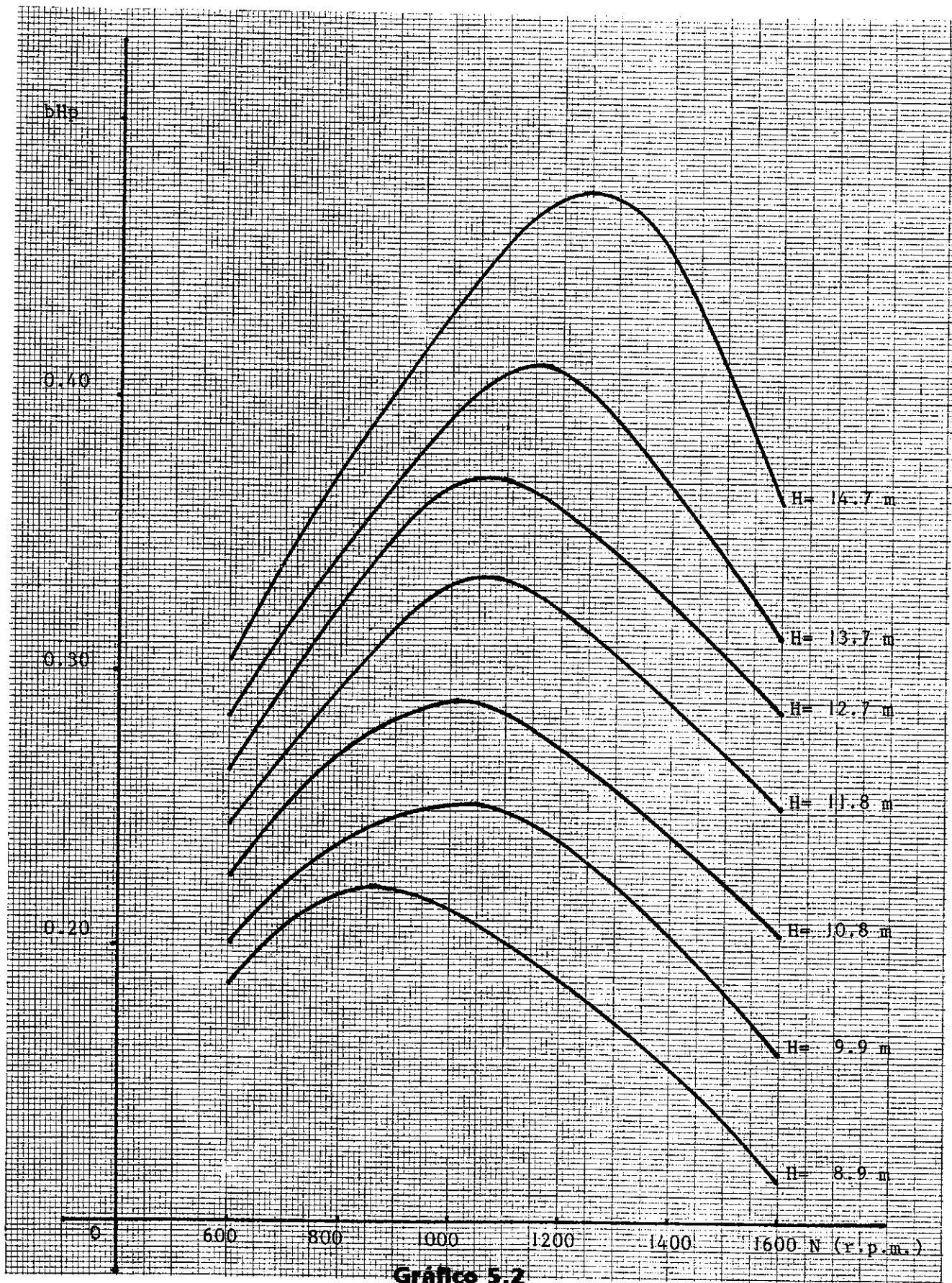
VELOCIDAD N (rpm)		FUERZA (LB)			TORQUE $\tau$ (Lb-plg)	POTENCIA AL FRENO (bHP)	EFICIENCIA $\eta$ (%)
	LECT. 1	LECT. 2	PROM.				
600	3.10	3.15	3.13		19.72	0.1875	52.97
700	3.00	3.05	3.03		19.10	0.2118	59.82
800	2.70	2.85	2.78		17.52	0.2220	62.71
900	2.45	2.45	2.45		15.47	0.2205	62.29
1000	2.10	2.20	2.15		13.57	0.2150	60.73
1100	1.90	1.90	1.90		11.99	0.2090	59.04
1200	1.65	1.60	1.63		10.26	0.1950	55.08
1300	1.50	1.65	1.35		8.52	0.1755	49.58
1400	1.30	1.20	1.15		7.26	0.1610	45.48
1500	0.80	0.95	0.88		5.52	0.1313	37.08
1600	0.70	0.75	0.73		4.58	0.1160	32.77

**Tabla 5.7**  
**Carga de la bomba: 8.90 mts.**  
**Caudal:  $3.0228 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sg.}$**   
**Potencia del agua: 0.3540 Hp.**

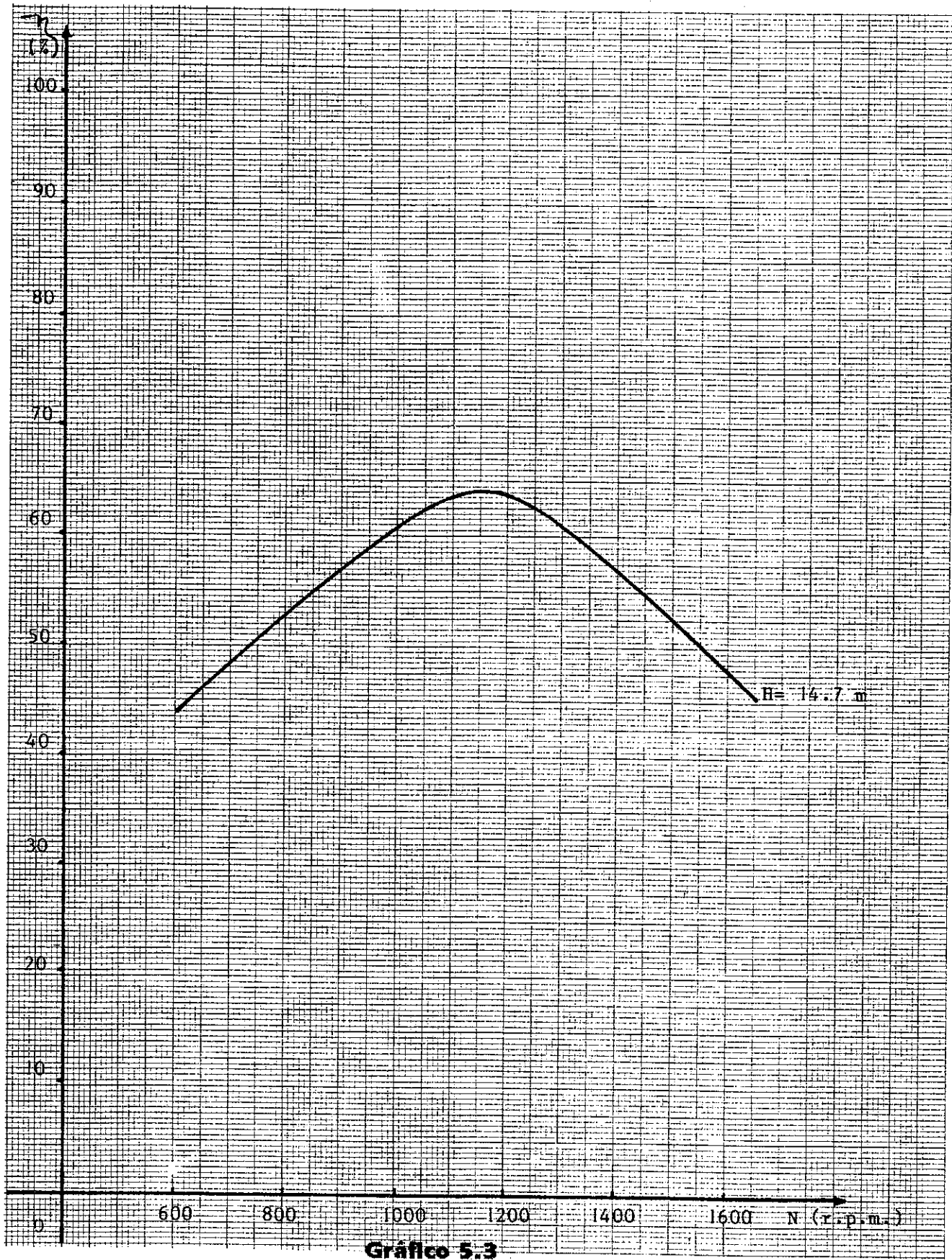


Gráfica 5.1

Torque (lb-plg) vrs. velocidad (r.p.m.).



Potencia al freno (bHp) vrs. velocidad (r.p.m.).



**Gráfico 5.3**

**Eficiencia (%) vrs. velocidad (r.p.m.).**

### 5.5.1.2 Potencia generada.

La potencia hidráulica que se puede generar por el agua viene dada por la siguiente expresión:

$$WHP = \gamma Q H / 76$$

donde: WHP : potencia hidráulica generada por el agua en Hp.

$\gamma$  : peso específico del agua en Kg/m<sup>3</sup>.

Q : caudal en m<sup>3</sup>/sg.

H : altura neta disponible en metros.

Estos resultados se obtuvieron variando la altura y el caudal de la bomba para poder tener la curva correspondiente. Los resultados se muestran la tabla 5.8 y la gráfica 5.4.

<b>CARGA DE LA BOMBA</b>	<b>CAUDAL X 10<sup>-3</sup></b>	<b>POT. HIDRÁULICA.</b>
<b>(mts)</b>	<b>(m<sup>3</sup>/sg)</b>	<b>(WHP)</b>
14.70	3.7785	0.7289
13.70	3.6840	0.6641
12.70	3.5896	0.5998
11.80	3.4479	0.5553
10.80	3.3062	0.4698
9.90	3.1172	0.4061
8.90	3.0228	0.3540

**Tabla 5.8**  
**Potencia hidráulica a diferentes altura y caudal.**



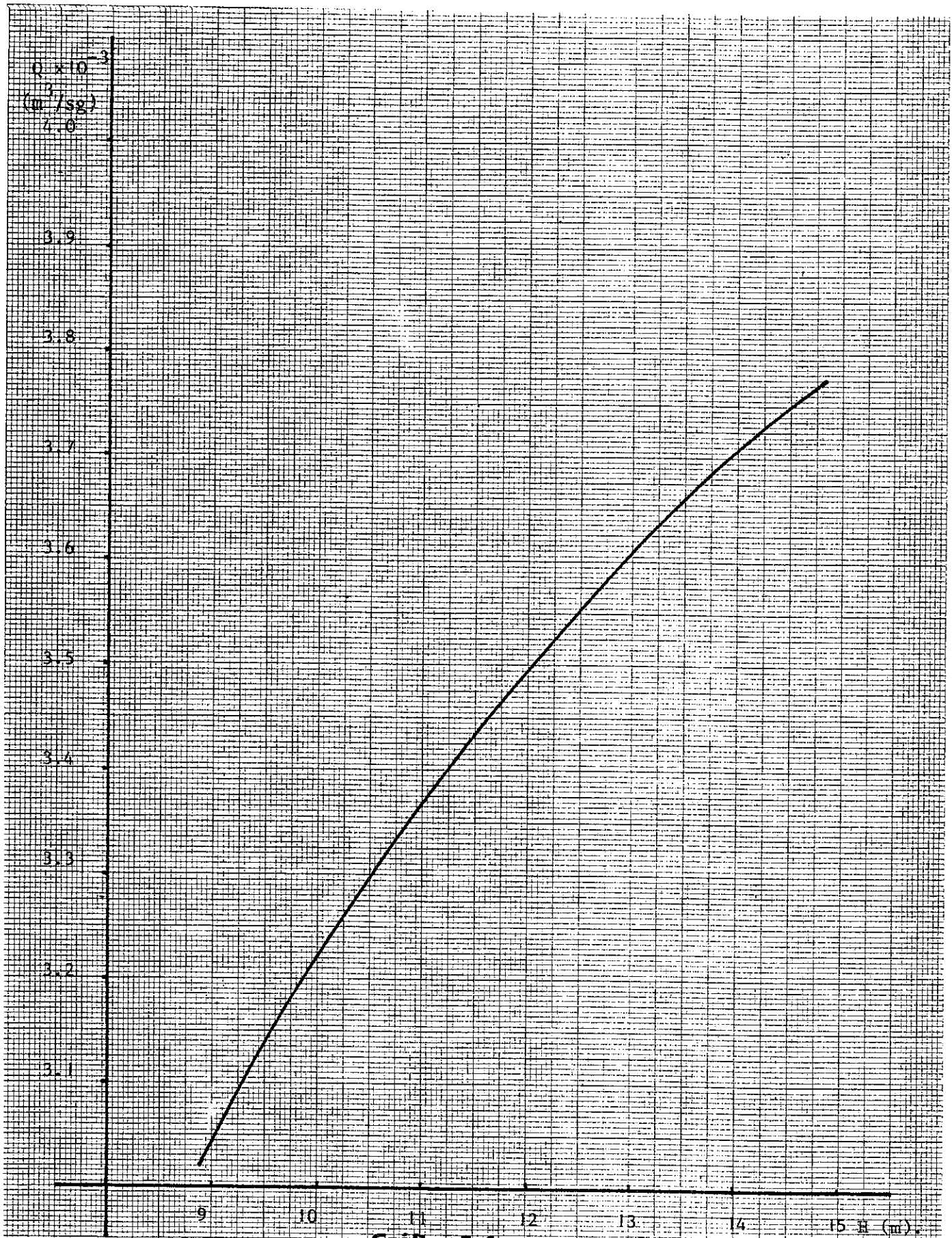


Gráfico 5.4

Caudal ( $\text{m}^3/\text{sg}$ ) vrs. altura neta (m).



## 5.6 Análisis global de resultados.

### 5.6.1 Análisis de caudal contra potencia.

Por las pérdidas en la tubería de PVC, se puede observar que ninguna de las alturas coincide con la de diseño. Por lo tanto, se harán correcciones de caudal y potencia teórica correspondientes al valor de la altura máxima tomada en las pruebas, con el objeto de hacer comparaciones. Por lo tanto:

$$Q_2 = Q_1 (H_2 / H_1)^{1/2}$$

donde:  $Q_1 = 4.08 \text{ lt/sg}$

$$H_2 = 14.7 \text{ mts.}$$

$$H_1 = 15 \text{ mts.}$$

entonces:  $Q_2 = 4.03 \text{ lt/sg}$

La potencia probable a  $H_2 = 14.7$  es:

$$\text{Pot}_{\text{probable}} = \gamma Q H \eta / 76$$

donde:  $\gamma = 1000 \text{ Kg/m}^3$

$$Q = 4.03 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sg}$$

$$H = 14.7 \text{ mts.}$$

$$\eta = 55\%$$

$$\text{Pot}_{\text{probable}} = 0.429 \text{ Hp.}$$

La máxima potencia obtenida a la altura de 14.7 mts. fue de 0.468 Hp que es superior a la potencia estimada de 0.450 Hp.

Es de notar que con esto y con el caudal obtenido de 3.7785 lt/sg inferior al de diseño de 4.08 lt/sg se obtiene una eficiencia mayor que la estimada, la cual fue de 64.2%.

El área que se utiliza para los cálculos es aproximada a la de la boca de la tobera construida  $(5.7 \times 46.4) \text{ mm}^2$ .

Se determinará el valor promedio del coeficiente de velocidad experimental. Los valores de  $C_v$  para cada altura se muestran en la tabla 5.9:

<b>H<sub>n</sub> (mts)</b>	8.90	9.90	10.8	11.8	12.7	13.7	14.7
<b>Q X 10<sup>-3</sup> (m<sup>3</sup>/sg)</b>	3.03	3.12	3.31	3.45	3.59	3.68	3.78
<b>C<sub>v</sub></b>	0.86	0.84	0.86	0.86	0.86	0.85	0.84

**Tabla 5.9**  
**Coefficiente de velocidad (C<sub>v</sub>) a diferente altura neta.**

El valor de C<sub>v</sub> promedio es:

$$C_{v \text{ prom.}} = \Sigma C_v / n = 5.97 / 7 = 0.85$$

La eficiencia de la tobera es:

$$\eta_{\text{tobera}} = C_v^2 = (0.85)^2 = 0.7225 = 72.25\%$$

El valor de la eficiencia de la rueda a la altura de 14.7 mts. es:

$$\eta_{\text{rueda}} = \text{bHP} / \text{wHP} = 0.468 / 0.7289 = 0.6421 = 64.21 \%$$

La eficiencia total a la altura de 14.7 mts. es:

$$\eta_{\text{Tot}} = \eta_{\text{Tobera}} \eta_{\text{rueda}} \eta_{\text{generador}} = (0.7225)(0.6421)(0.95) = 0.4407 = 44.07\%$$

En la Tabla 5.10, se presenta la comparación entre las velocidades óptimas reales medidas en el modelo y las calculadas. Según la ecuación 2.80:

<b>H<sub>n</sub> (mts)</b>	8.9	9.9	10.8	11.8	12.7	13.7	14.7
<b>N<sub>sm real</sub></b>	930	1000	1030	1070	1100	1130	1180
<b>N<sub>sm calc.</sub></b>	873	921	962	1005	1043	1083	1122

**Tabla 5.10**  
**Comparación entre las velocidades óptimas reales y teóricas.**

Del cuadro anterior, se puede observar que ninguna de las velocidades calculadas está próxima a la velocidad real.

Dado que tanto la potencia real como las revoluciones reales son mayores que sus valores correspondientes teóricos, se observa que las revoluciones específicas reales son mayores que las teóricas, como se muestra en Tabla 5.11:

<b>H<sub>n</sub> (mts)</b>	8.9	9.9	10.8	11.8	12.7	13.7	14.7
<b>N<sub>sm real</sub></b>	29.06	29.15	29.07	28.84	28.44	27.52	28.21
<b>N<sub>sm teórica</sub></b>	25.29	25.04	25.20	25.21	25.23	25.10	24.98

**Tabla 5.11**  
**Comparación entre velocidades específicas.**

Como se puede observar del cuadro anterior, los valores reales de velocidad específica se mantienen dentro del rango recomendado por el Dr. Banki que es de:  $26.64 < N_{sm} < 71.04$ .

### 5.6.2 Análisis de caudal contra energía eléctrica producida.

Como se dijo anteriormente, la aplicación para la cual se dedicará éste equipo es para producir energía eléctrica (DC) por medio de un alternador de vehículo. La medición se efectuó por medio de un amperímetro de corriente directa y los datos que se obtuvieron se muestran a continuación en la Tabla 5.12:

<b>ALTURA NETA</b> <b>(mts)</b>	<b>POTENCIA AL FRENO</b> <b>(bHp)</b>	<b>INTENSIDAD CORRIENTE</b> <b>(Amp)</b>	<b>POTENCIA ELÉCTRICA</b> <b>(Hp)</b>	<b>EFICIENCIA ELÉCTRICA</b> <b>(%)</b>
14.7	0.4680	2.82	0.4453	95.15
13.7	0.4140	2.50	0.3947	95.34
12.7	0.3600	2.15	0.3395	94.31
11.8	0.3240	1.94	0.3063	94.54
10.8	0.2790	1.67	0.2637	94.52
9.9	0.2430	1.45	0.2289	94.20
8.9	0.1950	1.19	0.1879	96.36

**Tabla 5.12**  
**Energía eléctrica producida.**

Como se puede observar en el cuadro anterior, la eficiencia del alternador eléctrico es bastante alta como se suponía. Calculando su valor promedio se tiene que:

$$\eta \text{ eléctrica} = \Sigma \eta / n = 664.42 / 7 = 94.9\% = 95\%$$

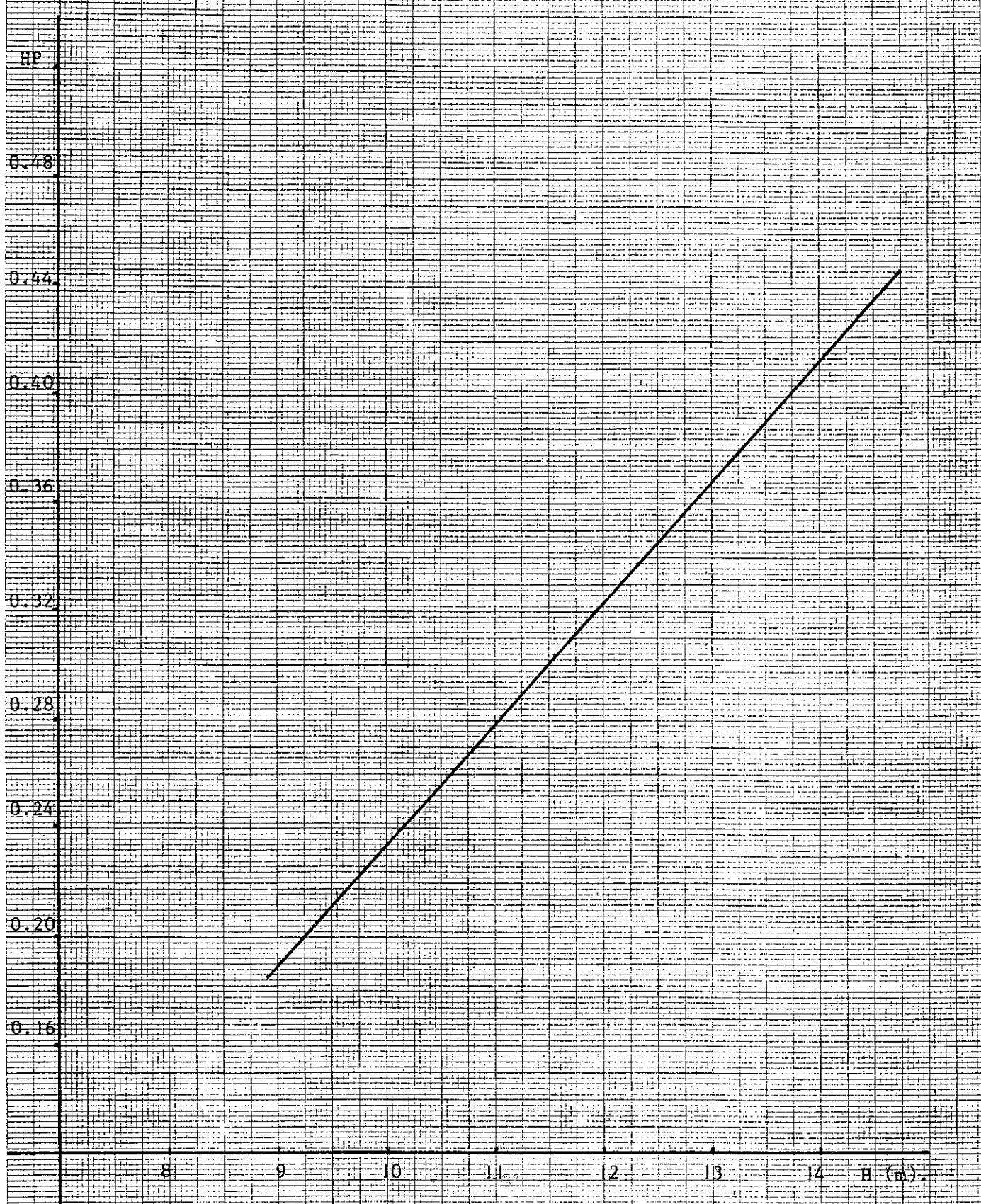
que es aproximadamente el valor estimado. La gráfica 5.5 muestra el comportamiento de la potencia eléctrica generada con la carga neta.

### 5.6.3 Revoluciones por minuto contra posición del álabe.

El análisis se hizo de la siguiente forma: manteniendo la altura máxima de diseño (14.7 mts.), se sacaron los diferentes parámetros a saber: torque (t), potencia al freno (bHP) y eficiencia ( $\eta$ ) para diferentes valores de velocidades y diferentes aberturas del regulador de caudal. Los resultados obtenidos se muestran a continuación en las Tablas 5.13 a 5.16:

<b>VELOCIDAD</b>	<b>FUERZA</b>	<b>TORQUE</b>	<b>POT. AL FRENO</b>	<b>EFICIENCIA</b>
<b>(RPM)</b>	<b>(Lbs)</b>	<b>(Lbs-plg)</b>	<b>(bHp)</b>	<b>(%)</b>
700	4.9	31.09	0.3075	47.30
800	4.5	28.56	0.3448	49.66
900	4.4	27.78	0.3620	54.33
1000	4.3	27.30	0.3960	59.34
1100	4.2	26.51	0.4325	63.38
1200	3.9	24.62	0.4620	64.20
1300	3.3	20.83	0.4680	58.26

**Tabla 5.13**  
**Abertura: 100%**  
**Altura neta: 14.7 mts.**  
**Caudal:  $3.7785 \times 10^{-8} \text{ m}^3/\text{sg}$**   
**Potencia del agua: 0.7289 Hp.**



**Gráfico 5.5**  
**Potencia eléctrica (Hp) vrs. altura neta (m).**

<b>VELOCIDAD</b>	<b>FUERZA</b>	<b>TORQUE</b>	<b>POT. AL FRENO</b>	<b>EFICIENCIA</b>
<b>(rpm)</b>	<b>(Lbs)</b>	<b>(Lbs-pig)</b>	<b>(bHP)</b>	<b>(%)</b>
700	4.85	30.6156	0.3395	47.03
800	4.45	28.0910	0.3560	49.31
900	4.35	27.4594	0.3915	54.23
1000	4.25	26.8281	0.4250	58.87
1100	4.15	26.1969	0.4565	63.24
1200	3.80	23.9875	0.4560	63.17
1300	3.25	20.5156	0.4225	58.53

**Tabla 5.14**  
**Abertura: 75%**  
**Altura neta: 14.7 mts.**  
**Caudal:  $3.7327 \times 10^{-8} \text{ m}^3/\text{sg}$**   
**Potencia del agua: 0.7219 Hp.**

<b>VELOCIDAD</b>	<b>FUERZA</b>	<b>TORQUE</b>	<b>POT. AL FRENO</b>	<b>EFICIENCIA</b>
<b>(RPM)</b>	<b>(Lbs)</b>	<b>(Lbs-pig)</b>	<b>(bHp)</b>	<b>(%)</b>
700	4.3	26.8281	0.2975	43.05
800	4.2	26.1969	0.3320	48.05
900	3.9	24.6188	0.3510	50.80
1000	3.9	24.3031	0.3850	55.72
1100	3.6	22.7250	0.3960	57.31
1200	3.5	21.7781	0.4140	59.91
1300	3.1	19.5688	0.4030	58.32

**Tabla 5.15**  
**Abertura: 50%**  
**Altura neta: 14.7 mts.**  
**Caudal:  $3.5724 \times 10^{-8} \text{ m}^3/\text{sg}$**   
**Potencia del agua: 0.6910 Hp.**

<b>VELOCIDAD (RPM)</b>	<b>FUERZA (Lbs)</b>	<b>TORQUE (Lbs-plg)</b>	<b>POT. AL FRENO (bHp)</b>	<b>EFICIENCIA (%)</b>
700	2.2	13.8875	0.1540	29.97
800	2.1	13.2565	0.1680	32.70
900	2.0	12.3094	0.1755	34.16
1000	1.8	11.3625	0.1800	35.03
1100	1.6	9.7844	0.1705	33.18
1200	1.4	8.8375	0.1680	32.70
1300	1.2	7.2594	0.1495	29.10

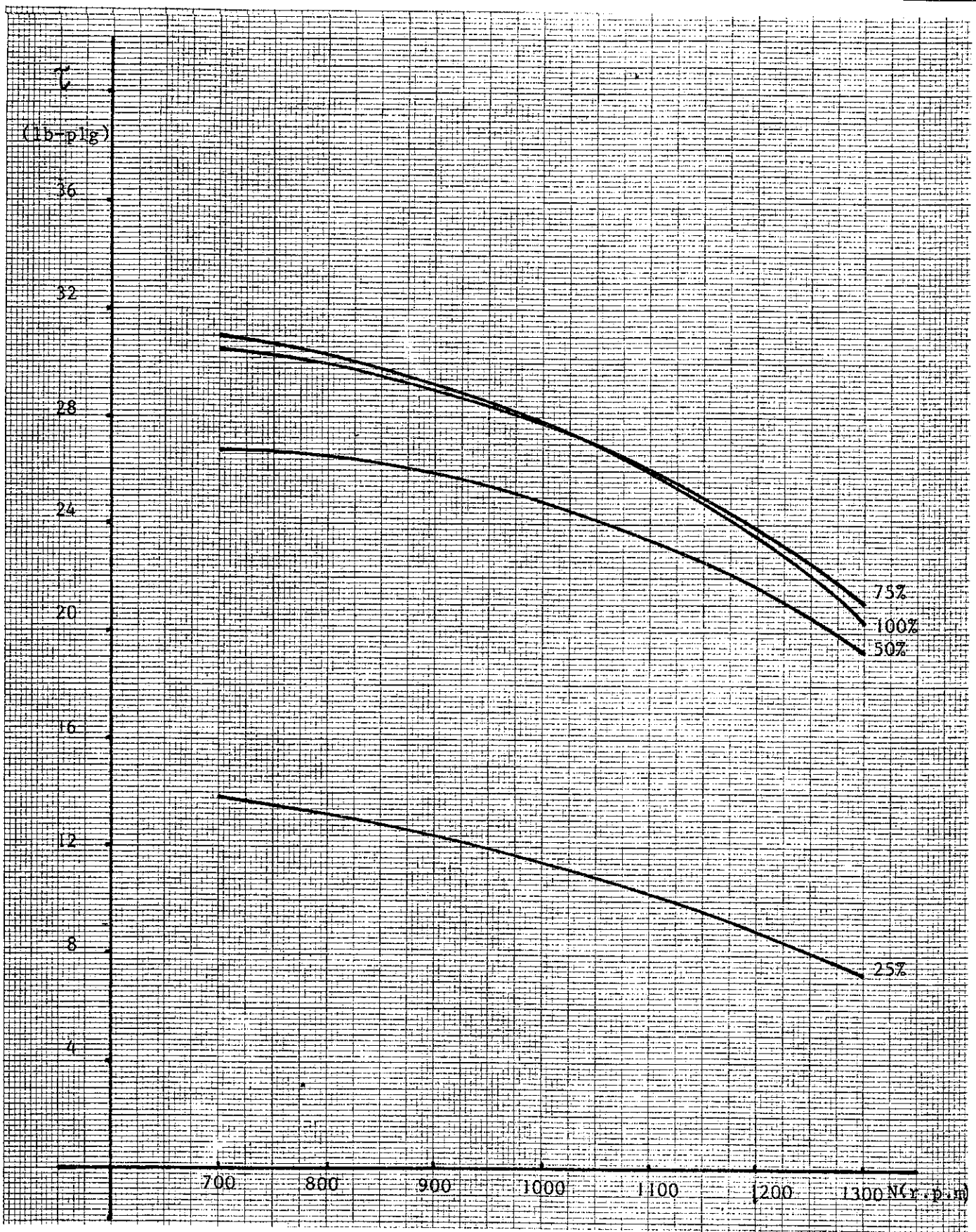
**Tabla 5.16**

**Abertura: 25%**

**Altura neta: 14.7 mts.**

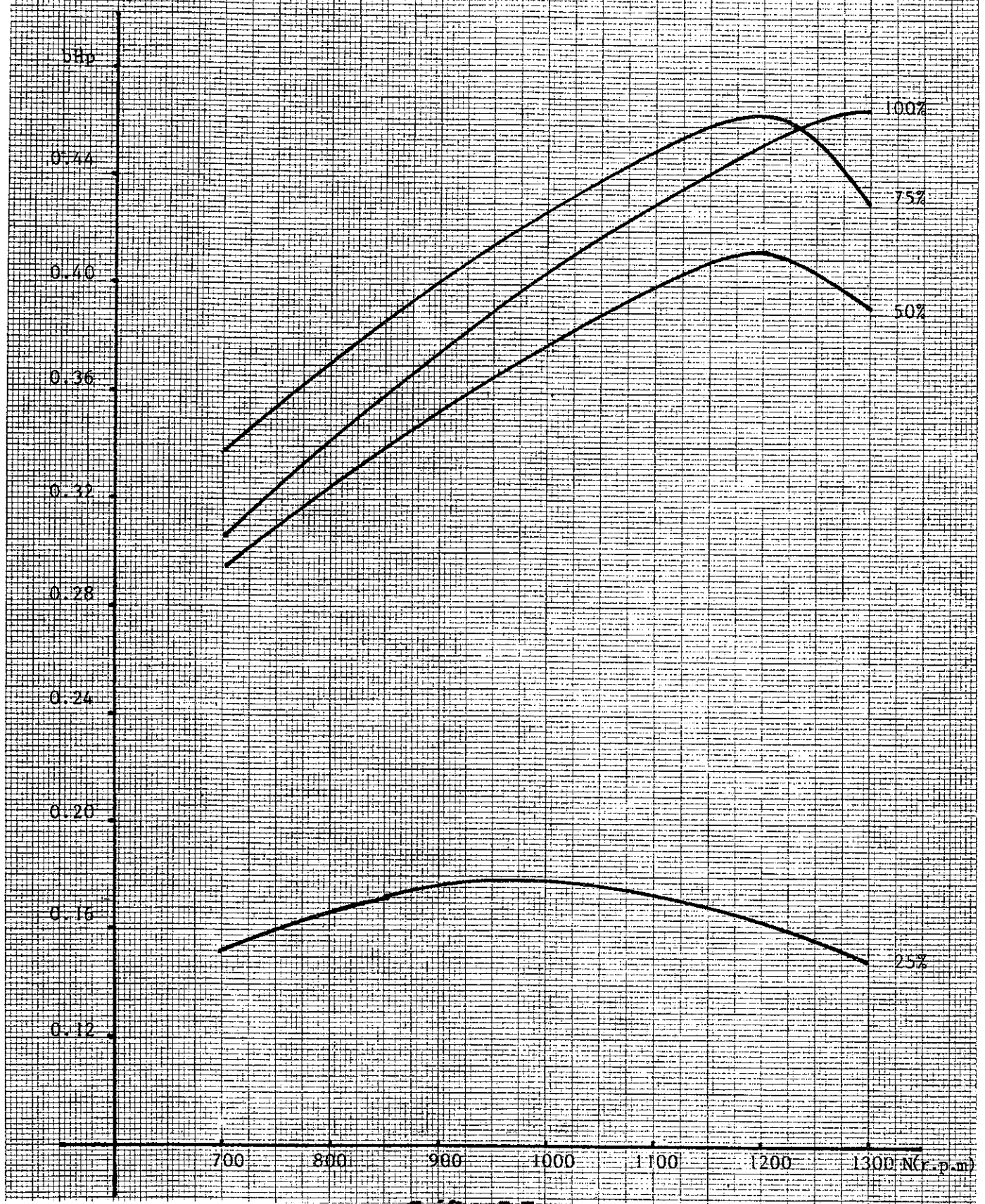
**Caudal:  $2.6564 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sg}$**

**Potencia del agua: 0.5138 Hp.**



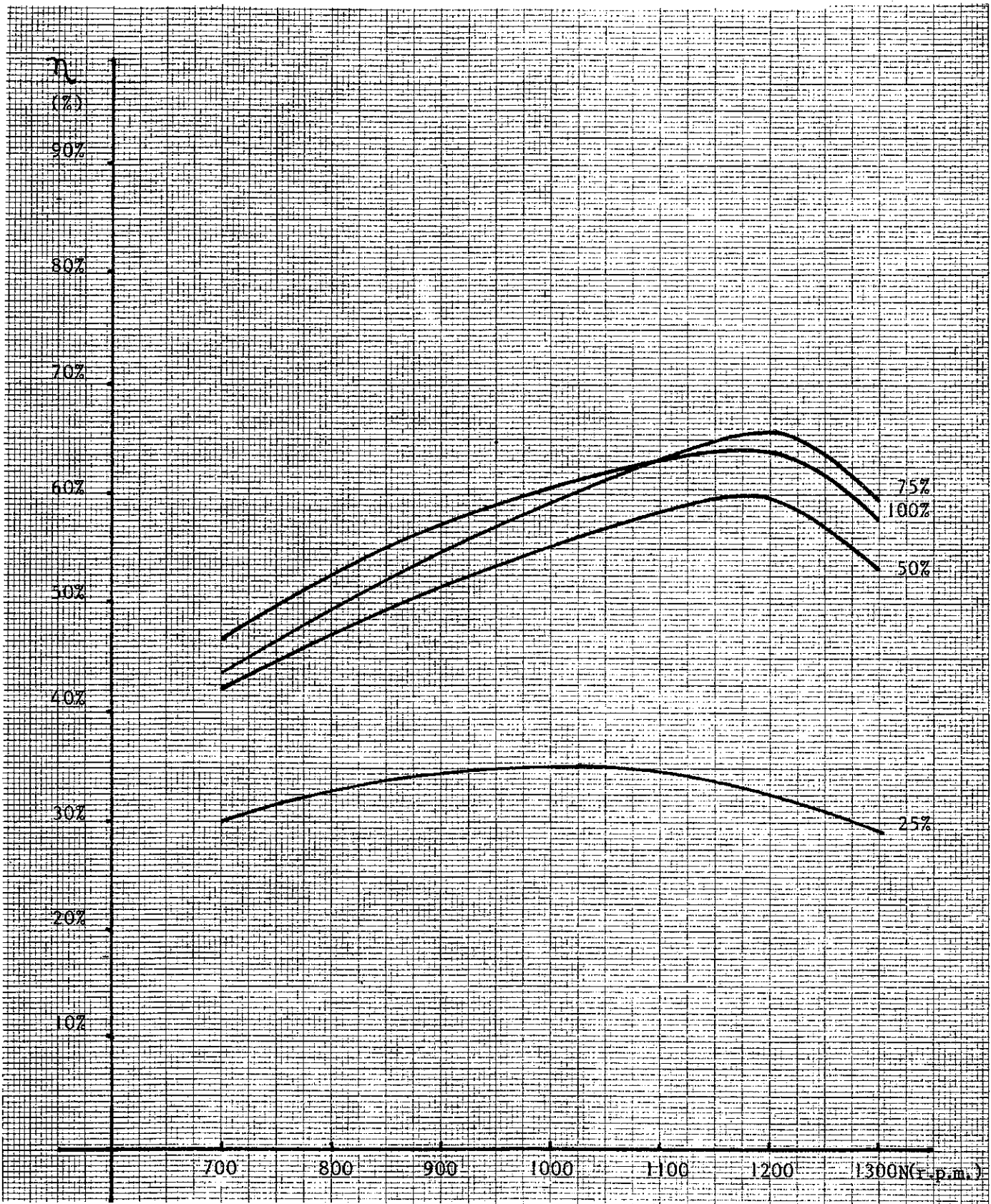
**Gráfico 5.6**  
**Torque (lb-pig) vrs. velocidad (r.p.m.).**





**Gráfico 5.7**

**Potencia al freno (bHp) vrs. velocidad (r.p.m.).**



**Gráfico 5.8**  
**Eficiencia (%) vs. velocidad (r.p.m.).**

## CONCLUSIONES.

- 1) El caudal guarda una relación directamente proporcional a la carga como se ve de la ecuación:

$$Q = C_v (2g.H_n)^{1/2} / (S_o L)$$

- donde: Q : Caudal o gasto (m<sup>3</sup>/sg)  
C<sub>v</sub> : Coeficiente de Velocidad de la Tobera.  
G : Aceleración de la gravedad (9.8 m/sg<sup>2</sup>)  
H<sub>n</sub> : Altura neta.  
S<sub>o</sub> : Grosor del chorro perpendicular a la velocidad absoluta.  
L : Ancho Axial de la rueda (mts).

lo cual se puede corroborar en las tablas correspondientes.

- 2) Se puede observar del Gráfico 5.7, que la potencia al freno de la rueda tiene comportamiento similar a diferentes alturas. Para cada altura, existe una velocidad óptima para la cual hay una potencia al freno máxima. El punto de operación para cada altura debe ser aquel que dé la potencia al freno máximo.
- 3) Se puede observar también que para un mismo caudal y altura neta, se tiene como parámetro variable la apertura del regulador de caudal, a diferentes aperturas, se tiene una velocidad óptima para la cual hay una potencia al freno máxima.
- 4) Por otra parte, la velocidad es directamente proporcional a la carga, la cual es determinada para el punto de máxima eficiencia, aunque la proporcionalidad es general para todos los puntos.

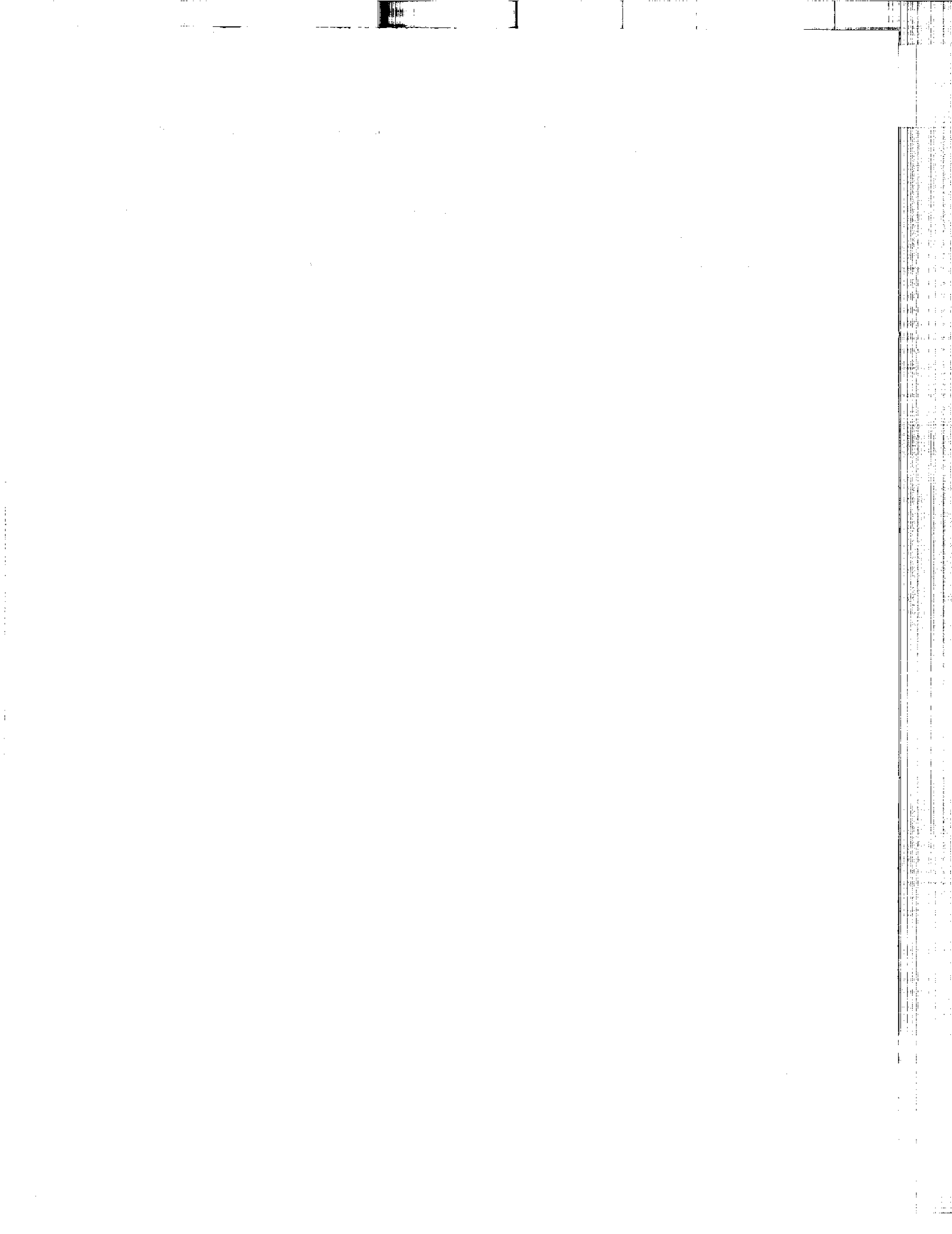
$$N = 40.6595 C_v H_n^{1/2} / D_1$$

- donde: N : velocidad (r.p.m.)  
C<sub>v</sub> : coeficiente de velocidad.  
H<sub>n</sub> : altura Neta (mts).  
D<sub>1</sub> : diámetro de la rueda (mts).

- Es por la anterior proporcionalidad que las velocidades óptimas (y en general todas las demás) en las curvas trazadas bHP contra velocidad a diferentes cargas de prueba, tienden a regiones de mayor velocidad, a medida que se incrementa la carga.
- 5) Se puede deducir también que la potencia al freno guarda una relación proporcional directa con el caudal. A mayor caudal, se obtiene mayor potencia.
  - 6) Para un mismo generador de corriente, la potencia eléctrica generada es proporcional a la carga neta.
  - 7) Para carga neta máxima de 14.7 metros de columna de agua, la eficiencia máxima es de 64.2%.
  - 8) La velocidad óptima que se puede observar en las gráficas está alrededor de los 1200 r.p.m., como se habla asumido en los cálculos teóricos.
  - 9) De la proporcionalidad de la potencia al freno con respecto al producto FN, se tiene que dicho producto, por ejemplo, a una altura de 14.7 metros, dará un valor máximo de 0.468 Hp a una velocidad de 1,200 r.p.m.
  - 10) Se puede concluir que el modelo elaborado ha dado resultados bastante aceptables. Aunque se pueden fabricar ruedas mejor acabadas y mejorar algunos aspectos técnicos de diseño, ésta tecnología ha probado ser muy adecuada para el aprovechamiento de caudales pequeños.
  - 11) Aunque la eficiencia total de la máquina haya resultado baja (44%), esto queda compensado con el bajo costo de fabricación en comparación con otros tipos de turbina, cuya tecnología de fabricación no está disponible en nuestro medio. Todos los materiales utilizados fueron adquiridos localmente, al igual que los aparatos de medición.
  - 12) Se puede comprobar que el aprovechamiento de los pequeños caudales disponibles en Guatemala es muy factible con el uso de máquinas hidráulicas como la diseñada en este trabajo de tesis. Esta tecnología es de fácil aplicación al área rural y de bajo costo, ya que la tecnología involucrada en la fabricación de las diferentes piezas puede estar al alcance en cualquier pueblo en donde haya un taller que tenga un pequeño torno. Aun se pueden hacer estudios

fabricando las ruedas con madera talladas a mano o utilizando otros materiales de adquisición local.

- 13) La utilidad de la energía disponible es muy variada, ya que no solamente puede ser transformada en energía eléctrica, sino también en energía mecánica, y acoplar al eje de la rueda, poleas y fajas para transmitir potencia.



## **RECOMENDACIONES.**

- 1) Uno de los detalles de fabricación que incide directamente en la eficiencia de la rueda es el acabado de los álabes y el método de sujeción de los mismos. Se recomienda que para futuras aplicaciones, los discos laterales se ranuren para luego empotrar los álabes. El acabado de la soldadura, tanto como la superficie de los álabes, debe ser bien pulida.
- 2) Se recomienda mejorar el diseño de la tobera, si se desea mejorar su coeficiente de velocidad y en consecuencia su eficiencia. Las fugas laterales e inferiores no permiten mejorarla. En vista de esto, se hace necesario evaluar el caudal de agua no aprovechado, para ver la significancia que tiene en el rendimiento global de la máquina. A parte de un buen montaje con la rueda, el diseño de la tobera debe ser mejorado para que exista mayor desviación del chorro hacia el interior de la rueda, sin que se modifique el ángulo de entrada.
- 3) Se recomienda hacer un estudio de la garganta que forma el chorro de agua en este tipo de tobera (rectangular), ya que con ello se mejoraría notoriamente la exactitud de los resultados para el coeficiente de velocidad y eficiencia.
- 4) Dado que no se tienen las separaciones mínimas de la carcasa respecto a la rueda por las limitaciones del banco de prueba, se recomienda mejorar el diseño del banco de prueba. Este deberá tener, además, suficiente espacio para adaptar un desviador o control adicional para medir el caudal no aprovechado por la rueda.
- 5) Se recomienda que para el diseño del álabe regulador de caudal se tome en cuenta la curvatura que pueda darse a la tobera, y probar así nuevas configuraciones de álabes, con el objeto de evaluar su comportamiento y poder compararlo con el establecido en el presente trabajo.
- 6) Con el objeto de tener un cierre más efectivo del álabe regulador, se recomienda que en instalaciones grandes, el álabe sea recubierto en su borde de ataque y su borde de salida con material de hule, pero manteniendo siempre la forma aerodinámica de éste, para que cuando el álabe incida en la pared de la tobera, éste ejerza presión y evite las fugas de agua.

- 7) También se recomienda que en instalaciones formales, el dispositivo de regulación tenga en su entrada una válvula de cierre que se accione cuando el álabe se cierre completamente; esto es con el objeto de evitar fugas de agua por el desgaste que sufre el álabe regulador.
  
- 8) Se recomienda que se sigan estudios técnicos para el mejoramiento de los mecanismos que componen las microcentrales. Al mismo tiempo, se recomienda realizar estudios económicos para determinar los costos reales para la implementación de estos proyectos con potencias mayores.

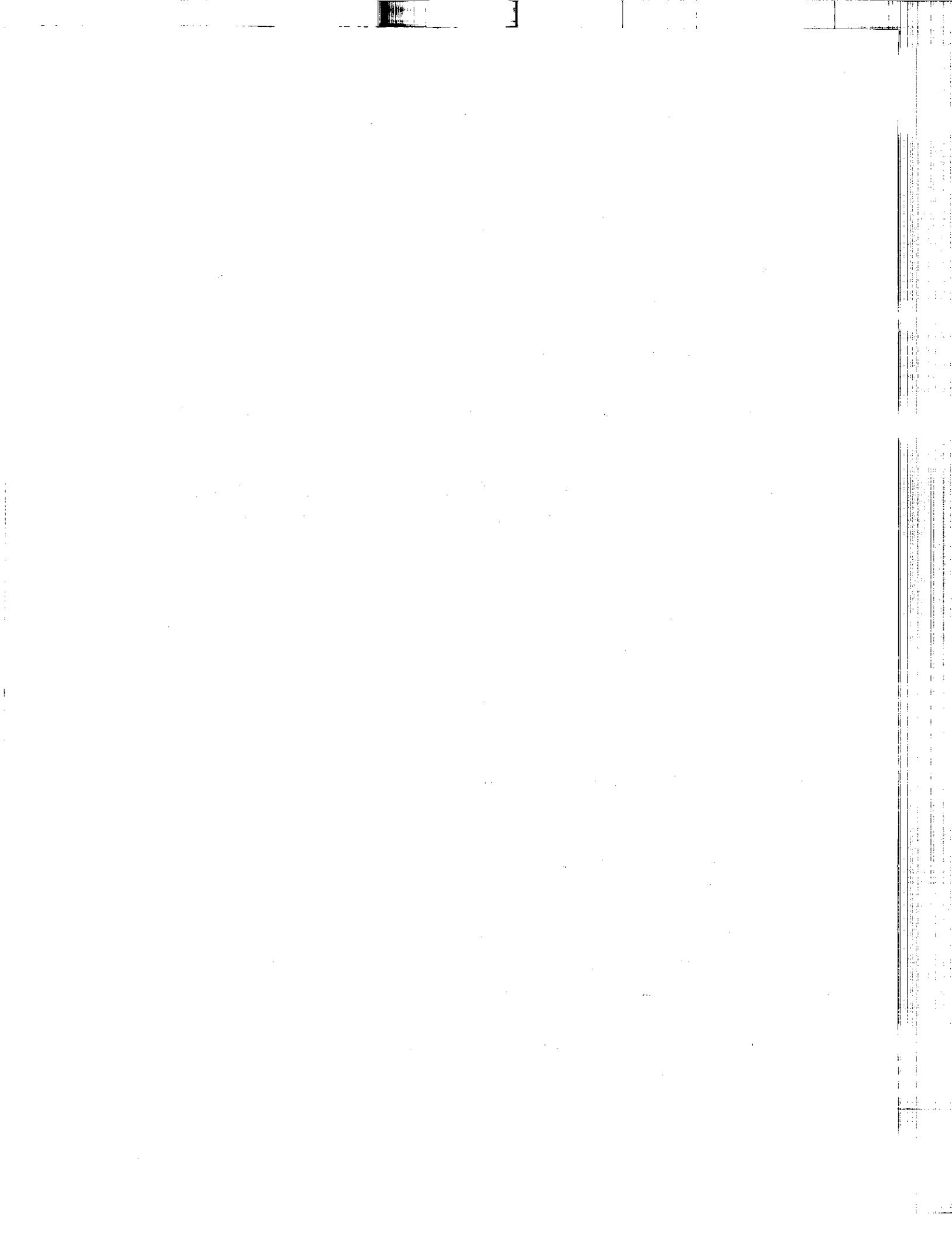


## BIBLIOGRAFÍA.

- 1) ARRIAZA, José. E. Estadísticas eléctricas. San Salvador, El Salvador: Comisión Ejecutiva Hidroeléctrica del Río Lempa (CEL). Boletín No. 13. 1,982.
- 2) ALFONSE, Rodolfo. América Latina y los problemas actuales de energía. México, D.F.: Comisión Económica para América Latina (CEPAL). Fondo de Cultura Económica. 1,975.
- 3) ANÓNIMO. Recopilación sobre máquinas hidráulicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, San Salvador: Universidad de El Salvador. 1,965.
- 4) ARLINGTON, Joseph. Estudio sobre la electricidad en América Latina. Seminario latinoamericano de energía eléctrica. N. Y., U.S.A.: Naciones Unidas. 1,964.
- 5) BAUMEISTER, T. Mark's standard handbook for mechanical engineers. 8a. Edición. U.S.A.: Editorial McGraw-Hill Book Company, 1,978.
- 6) BARAHONA PÉREZ, Dina Patricia At.él. Factibilidad técnica de la aplicación de microcentrales hidráulicas en el sector rural no electrificado de El Salvador. (Tesis: Facultad de Ingeniería. Universidad Centroamericana José Simeón Cañas) San Salvador, El Salvador, 1985.
- 7) BEER, F.P. Et.al. Dinámica. 2a Edición. México, D.F: Editorial Harla. 1,973.
- 8) CASILLAS, A. L. Máquinas. Madrid, España: Edición Hispanoamericana. 1,982.
- 9) CREAGER William. Et.al. Hidroelectric handbook. Segunda Edición. New York, U.S.A.: John Wiley and Sons. 1,963.
- 10) FOX, Robert. Et.al. Introduction to fluid mechanics. N. Y., U.S.A.: John Wiley & Sons, Inc. 1,973.

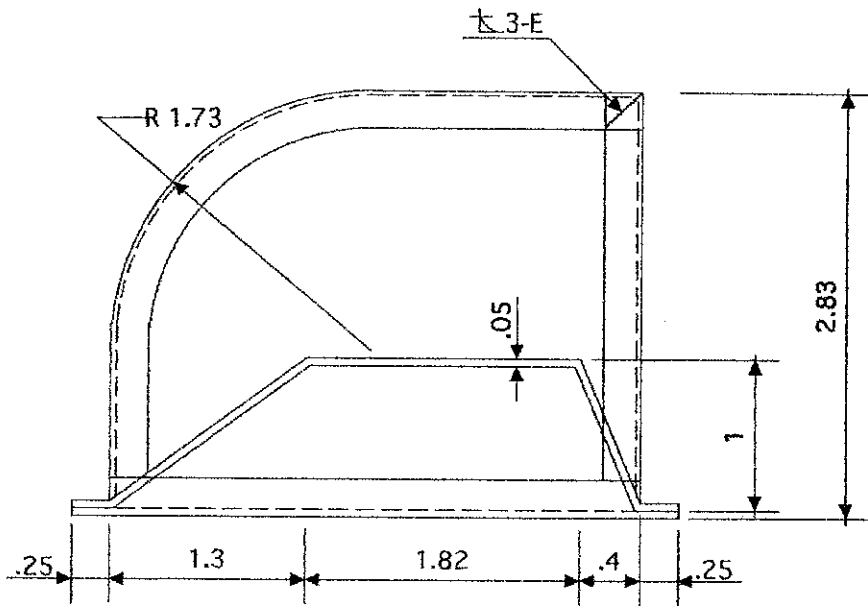
- 11) HERNANDEZ, Carlos A. Diseño y estandarización de turbinas Michell Banki. Documento técnico elaborado por los expertos del programa regional de pequeñas centrales hidroeléctricas, OLADE. Quito, Ecuador: s.p.i. Septiembre, 1,980.
- 12) JUVINALL, Robert C. Engineering considerations of stress, strain and strength. 2a Edición. U.S.A.: McGraw-Hill Book Company. 1,965.
- 13) LÓPEZ, Víctor. Desarrollo del sistema CEL hasta 1984. San Salvador, El Salvador: Comisión Ejecutiva Hidroeléctrica del Río Lempa (CEL). Boletín No. 12. 1,985.
- 14) LÓPEZ, Víctor. Recursos naturales propios y generación de energía eléctrica: pasado, presente y futuro. San Salvador, El Salvador: Comisión Ejecutiva Hidroeléctrica del Río Lempa (CEL). Boletín No. 13. 1,985
- 15) MARKS, L. Manual del ingeniero mecánico., México, D. F.: Unión Tipográfica, UTEHA. 1,967.
- 16) MATAIX, Claudio. Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. N. Y., U.S.A.: Editorial Harper and Row, 1,970.
- 17) MATAIX, Claudio. Turbomáquinas hidráulicas. 2a. Edición. Madrid, España: Editorial ICAI. 1,975.
- 18) MENJIVAR, Cecilia Teresa. At.el. Mini-aprovechamientos hidroeléctricos con el uso de tecnología apropiada (tesis: Facultad de Ingeniería. Universidad Centroamericana José Simeón Cañas) San Salvador, El Salvador. 1,981.
- 19) MOCKMORE, C. A. Et.al. The Banki water turbine. Engineering experiment station bulletin. No. 25, Oregon. U.S.A.: Oregon State College. 1,949.
- 20) MOSONYI, E. Wasserkraftwerke. U.S.A.: Editorial de la Academia Húngara de las Ciencias. Tomo II. 1,959.
- 21) PARRES, José L. Máquinas hidráulicas. México, D.F.: Editorial Tesis Reséndiz. 1,966.

- 22) POLO ENCINAS, Manuel. Turbomáquinas hidráulicas. México, D.F.: Editorial Limusa. 1,956.
- 23) PORTOLA INSTITUTE. Energy primer: solar, water, wind and biofuels. Calif., U.S.A.: Editorial Fricke Parks Press. 1,974.
- 24) POZAS, J. Antonio. Manual del ingeniero de taller. Barcelona, España: Editorial Gustavo Gili. 1,959.
- 25) SCHLAG, Albert; Hidráulica. México, D.F.: Editorial Limusa, Willey, S.A., 1,966.
- 26) SHEPHERD, D. G. Principles of turbomachinery. New York, U.S.A.: The McMillan Company. 1,956.
- 27) SOTO GARCIA, Juan Tomás. At.el. Diseño y construcción de un mecanismo de admisión para una rueda Banki. (tesis: Facultad de Ingeniería, Universidad Centroamericana José Simeón Cañas) El Salvador. Enero, 1,986.
- 28) SPOTTS, M. Proyecto de elementos de máquinas. 2a Edición. Barcelona, España: Editorial Reverté S. A. 1,976.
- 29) STRAMEO, S. Et.al. Dibujo técnico mecánico. Barcelona, España: Montaner y Simón, S. A. 1,969.
- 30) UHLIG, Herbert. The corrosion handbook. New York, U.S.A.: John Wiley & Sons, Inc. 1,948.
- 31) VELL, Meier. Experiencias locales con micro-hidrotecnología. México, D.F.: Publicaciones Skat. 1,980.
- 32) VILLAGRÁ CHIVITE, Manuel. At.el. Diseño de las ruedas Banki y construcción de un modelo. (tesis: Facultad de Ingeniería, Universidad Centroamericana José Simeón Cañas) El Salvador. Marzo, 1,985.
- 33) WHITE, John. Small Michell Banki turbine: construction manual. 2nd. Edition. California, U.S.A.: Vita. 1,979.



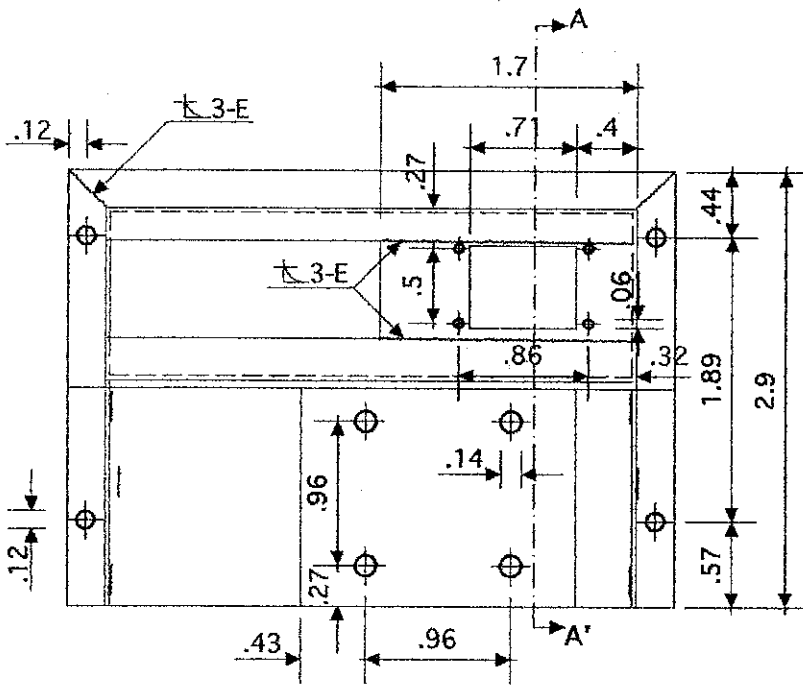
# APÉNDICE.



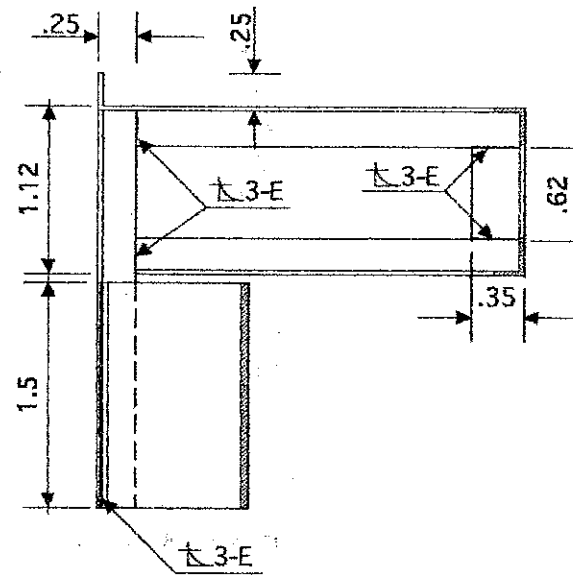


PLANTA CARCASA

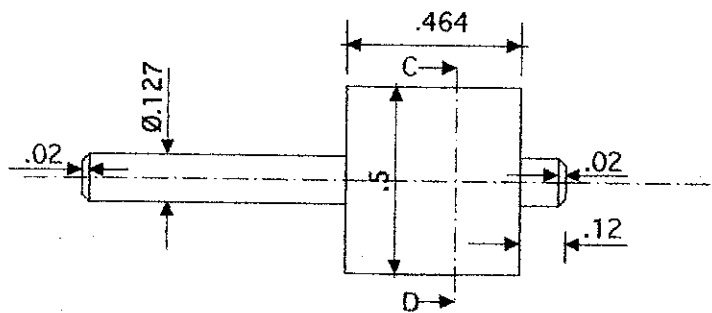
# CARCASA RUEDA BANKI



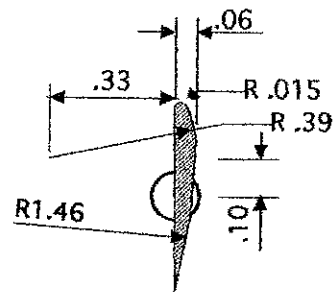
ELEVACION CARCASA



SECCION A-A' CARCASA

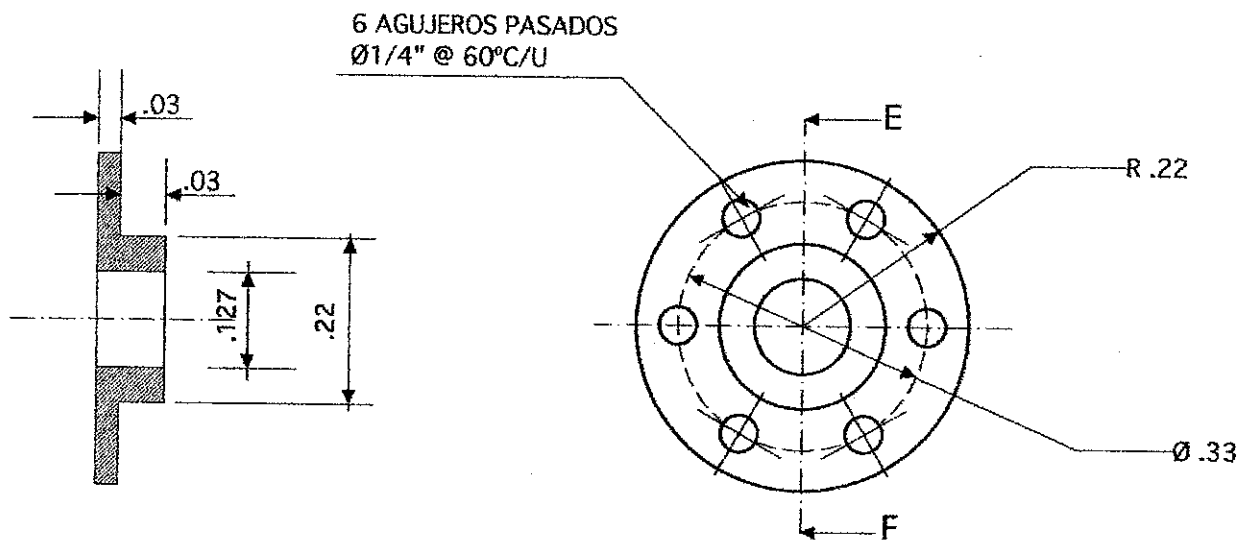


PLANTA ALABE



SECCION C-D  
ALABE

## ALABE

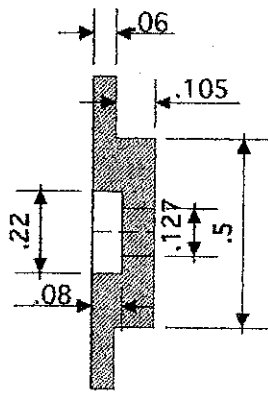


SECCION E-F  
PRENSAESTOPA

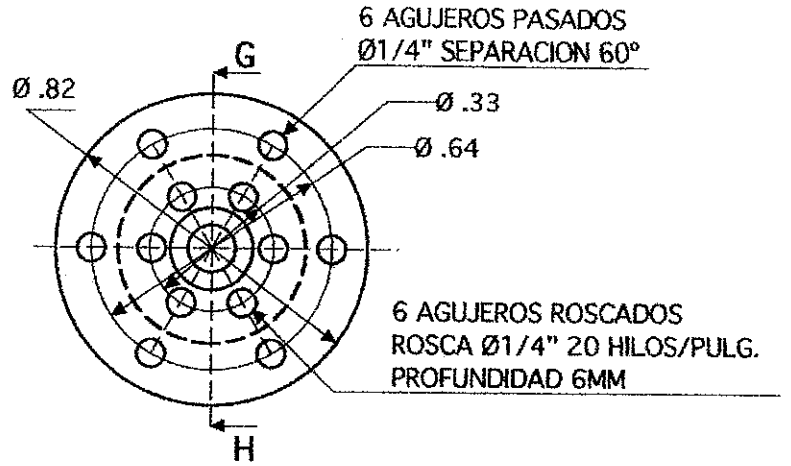
PLANTA  
PRENSAESTOPA

## PRENSAESTOPA



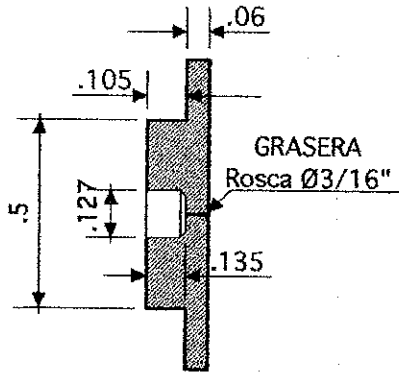


**SECCION G-H**  
**COJINETE ABIERTO**

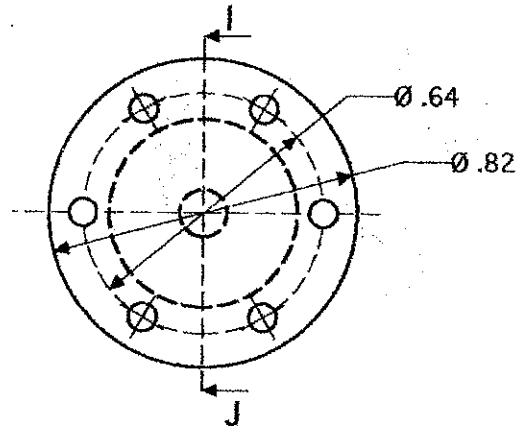


**PLANTA**  
**COJINETE ABIERTO**

## COJINETE ABIERTO

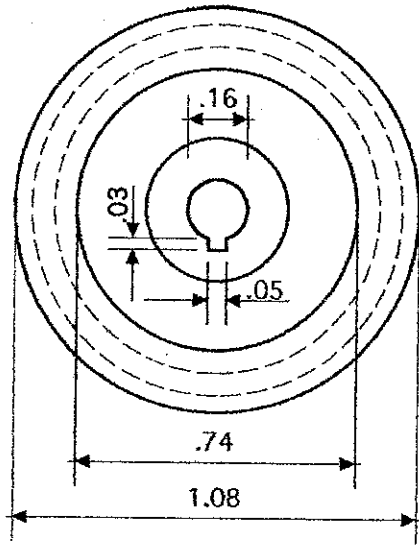


**SECCION I-J**  
**COJINETE CERRADO**



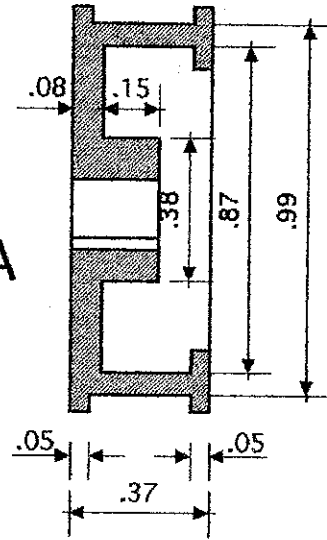
**PLANTA**  
**COJINETE CERRADO**

## COJINETE CERRADO

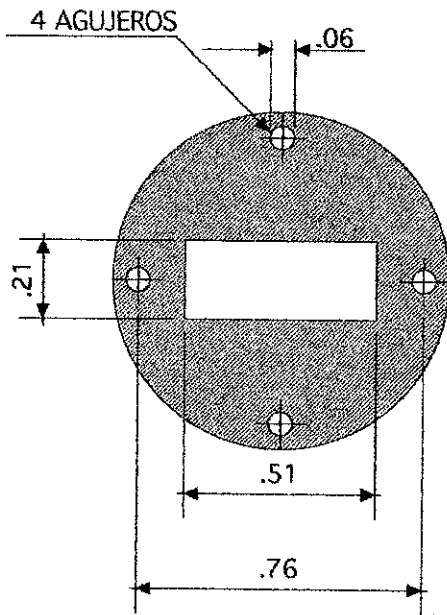


PLANTA POLEA

POLEA

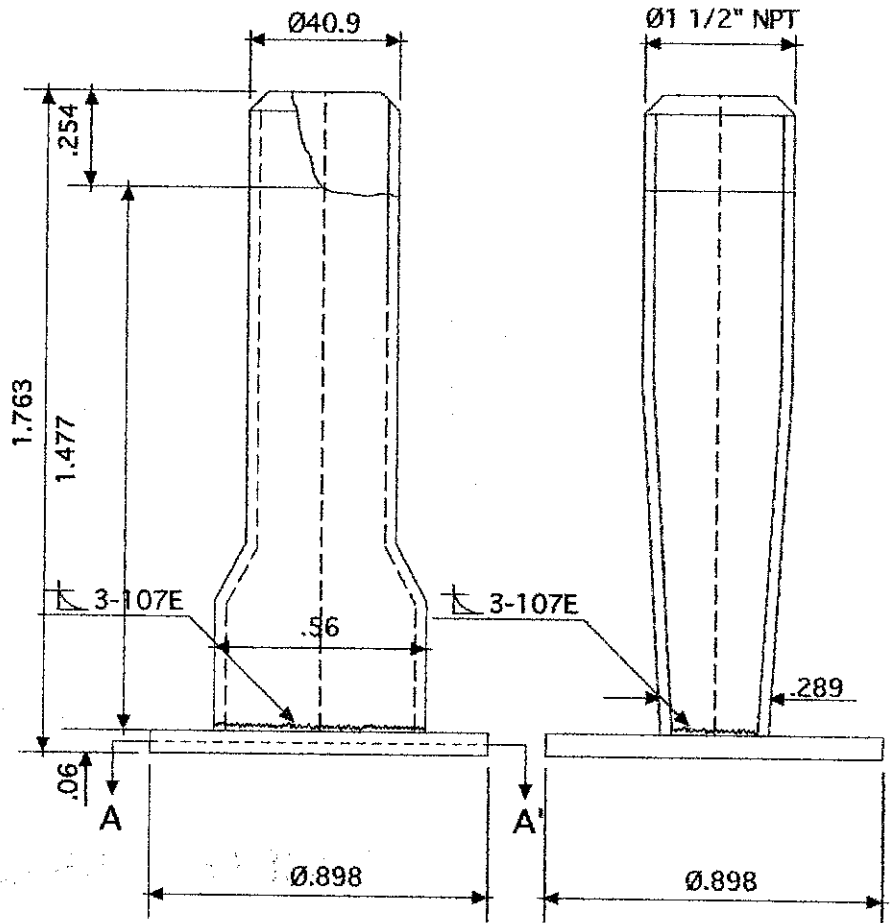


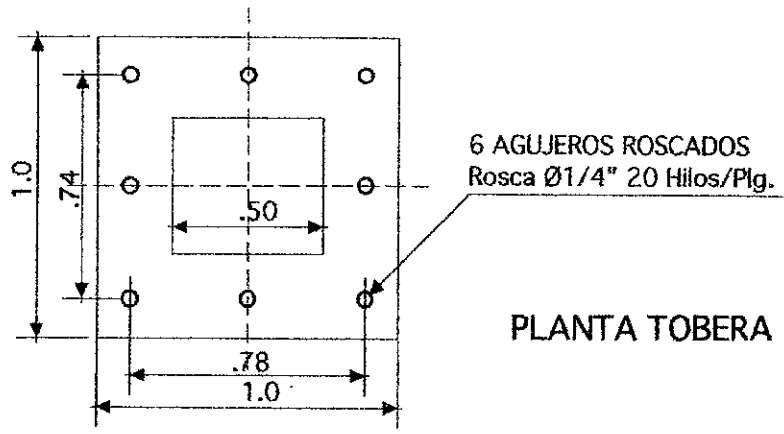
SECCION A-A' POLEA



SECCION A-A'

TRANSICION





# TOBERA

