



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

**“Diseño, Construcción y Evaluación de una
Turbina Hidráulica Tipo Michel - Banki”**

TESIS DE GRADO

**Previa a la Obtención del Título de
INGENIERO MECANICO**

Presentada por:

MANUEL XAVIER MESTANZA YEPEZ



Guayaquil - Ecuador

1987


AGRADECIMIENTO

Al Ing. GUIDO FRANCO M., Director de Tesis, por su colaboración en la realización del presente trabajo.

Al Ing. FRANCISCO ANDRADE, por la posterior revisión que efectuó a éste escrito.

DEDICATORIA

- A MIS PADRES
- A MIS HERMANOS
- A MI ESPOSA




ING. RICARDO CASSIS MARTINEZ
SUB-DECANO DE LA FACULTAD DE
INGENIERIA MECANICA



ING. FRANCISCO ANDRADE SANCHEZ
DIRECTOR DE TESIS



ING. MARCO PAZMIÑO BARRENO
MIEMBRO DEL TRIBUNAL



ING. RODOLFO PAZ MORA
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA

"LA RESPONSABILIDAD POR LOS HECHOS, IDEAS Y DOCTRINAS EXPUESTAS EN ESTA TESIS, ME CORRESPONDEN EXCLUSIVAMENTE; Y, EL PATRIMONIO INTELECTUAL DE LA MISMA A LA ESPOL".

(REGLAMENTO DE EXAMENES Y TITULOS PROFESIONALES DE LA ESCUELA - SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL).



MANUEL XAVIER MESTANZA YEPEZ

R E S U M E N

El objeto del presente trabajo es el planteamiento de las bases fundamentales del diseño y construcción de un modelo para laboratorio de la turbina Michell - Banki (TMB), así como realizar pruebas a fin de evaluar sus características de funcionamiento.

La TMB es una turbomáquina de acción, flujo transversal, admisión parcial y de doble efecto.

El diseño hidráulico se basa en el planteamiento realizado por el Instituto Tecnológico de Massachusetts U.S.A. Bajo una caída de 10 m. y un caudal de 7 lt/s, se plantean las ecuaciones de diseño, luego de una revisión de alternativas queda determinada la geometría básica de la turbina, para lo que se considera como factor importantísimo la facilidad de construcción con materiales existentes en el mercado.

En base al modelo seleccionado se calculan las fuerzas y torques debido al chorro en los álabes y en el eje principal, para luego proceder a su diseño mecánico. Construido el modelo se determi-

VII

na mediante pruebas la potencia real y la eficiencia a la que opera la máquina.

Para las pruebas se cuenta con la infraestructura de laboratorio que consta de dos bombas, un reservorio, vertedero y controles para simular diferentes condiciones (alturas y caudales) de funcionamiento.

En el transcurso de las pruebas realizadas y con los resultados obtenidos se establece que el rendimiento volumétrico es bajo , esto incide en el rendimiento total. Una apreciable cantidad de fluído que forma el chorro se desvía de su trayectoria y no produce trabajo.

Las pruebas fueron realizadas manteniendo en cada una de ellas - una altura constante, la que en cada prueba era incrementada, así se obtienen algunas características del funcionamiento.

INDICE GENERAL

	<u>PAGS.</u>
RESUMEN -----	VI
INDICE GENERAL -----	VIII
ABREVIATURAS -----	12
INTRODUCCION -----	14
CAPITULO I	
GENERALIDADES -----	16
1.1. PROPOSITOS DEL PROYECTO -----	16
1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA ENERGETICO -----	18
1.3. EXPOSICION DEL PROYECTO -----	20
1.4. DESCRIPCION DE LA MAQUINA -----	21
CAPITULO II	
DISEÑO HIDRAULICO -----	26
2.1. INTRODUCCION -----	26
2.2. VENTAJAS DE LA TURBINA MICHEL - BANKI -----	27
2.3. ANALISIS DE LOS PRINCIPALES PARAMETROS DE LA MAQUINA -----	30
2.3.1. Altura de Euler -----	30

2.3.2. Triángulo de velocidades -----	34
2.3.3. Factor de utilización-----	35
2.3.4. Coeficiente de trabajo -----	36
2.3.5. Condiciones de entrada al rotor -----	38
2.3.6. Relación de diámetros -----	40
2.3.7. Número de álabes -----	42
2.3.8. Angulo de admisión -----	43
2.4. DEFINICION DE LA GEOMETRIA -----	45
2.4.1. Planteamiento de las ecuaciones geométricas---	46
2.4.2. Resolución del sistema de ecuaciones -----	47
2.4.3. Longitud del rotor -----	48
2.5. RENDIMIENTOS -----	50
2.5.1. Rendimiento hidráulico - pérdidas por fricción y curvatura -----	51
2.5.2. Rendimiento mecánico -----	55
2.5.3. Rendimiento volumétrico -----	55
2.6. POTENCIA -----	56
2.7. VELOCIDAD ESPECIFICA - CRITERIOS -----	57
2.8. DIMENSIONAMIENTO -----	58
2.8.1. Triángulo de velocidades de entrada -----	58
2.8.2. Dimensionamiento geométrico -----	61
2.8.3. Longitud del rotor -----	64
2.8.4. Rendimiento hidráulico -----	65
2.8.5. Potencia -----	69
2.8.6. Velocidad angular -----	70

	<u>PAGS.</u>
2.8.7. Velocidad específica -----	70
2.8.8. Tabla de resultados -----	71
CAPITULO III	
ANALISIS DE FUERZAS Y TORQUES DEBIDO AL CHORRO-----	73
3.1. INTRODUCCION -----	73
3.2. FUERZA EN LOS ALABES - ESTATICA Y DINAMICA -----	74
3.3. FUERZAS EN EL INYECTOR -----	90
3.4. TORQUE EN LOS ALABES - ESTATICO Y DINAMICO -----	92
3.5. RESULTANTES - FUERZAS Y TORQUES EN LOS ALABES -----	96
CAPITULO IV	
DISEÑO MECANICO -----	99
4.1. INTRODUCCION -----	99
4.2. DISEÑO DE ALABES - ESTATICO Y A LA FATIGA -----	100
4.3. DINAMOMETRO (FRENO) -----	114
4.4. DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL -----	115
4.5. ESPESOR DE PAREDES DEL INYECTOR -----	122
4.6. SELECCION DE RODAMIENTOS -----	122
CAPITULO V	
CONSTRUCCION DEL PROTOTIPO -----	124
5.1. CONSTRUCCION DEL ROTOR -----	125

	<u>PAGS.</u>
5.2. CONSTRUCCION DEL DIFUSOR -----	125
5.3. CONSTRUCCION DE CARCAZA -----	126
5.4. CONSTRUCCION Y CALIBRACION DEL DINAMOMETRO-----	126
CAPITULO VI	
CARACTERISTICAS DEL EQUIPO EXPERIMENTAL -----	127
6.1. BANCO DE PRUEBAS -----	127
6.2. DINAMOMETRO (FRENO) -----	128
6.3. VERTEDERO -----	128
CAPITULO VII	
PRUEBAS EXPERIMENTALES -----	129
7.1. PREPARACION DEL EQUIPO -----	129
7.2. CURVA POTENCIA Vs. U_1/C_{U1} -----	135
7.3. CURVA POTENCIA Vs. VELOCIDAD ANGULAR -----	136
7.4. CURVA EFICIENCIA Vs. VELOCIDAD ANGULAR -----	137
7.5. CURVAS DE ISOEFICIENCIA -----	138
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES -----	
	146
ANEXOS -----	150
BIBLIOGRAFIA -----	174

ABREVIATURAS

ΔH_p	Variación de altura de presión
ΔQ	variación de caudal
H_E	altura de Euler
U	velocidad periférica del rotor
W	velocidad absoluta del fluido
C	velocidad relativa del fluido respecto a U
H_p	altura de presión
ϵ	factor de utilización
ψ	coeficiente de trabajo
α_1	ángulo de entrada del fluido al rotor
m	relación de diámetros
ΔUC_U	variación de energía
Z	número de álabes
Ω	ángulo de admisión
d_e	diámetro externo del rotor
d_i	diámetro interior del rotor
Q	caudal
A	área
L	longitud del rotor

XIII

η_H	rendimiento hidráulico
η_M	rendimiento mecánico
η_V	rendimiento volumétrico
η_T	rendimiento total
D_H	diámetro hidráulico
N	velocidad angular
N_S	velocidad específica
H	altura neta
P	potencia
m	flujo de masa
\vec{F}	fuerza
\vec{T}	torque
d	diámetro del eje
F_c	fuerza centrífuga

INTRODUCCION

Es por todos conocido el constante incremento del costo de la energía, la exagerada dependencia del petróleo y conociendo - su limitada existencia se hace necesario buscar fuentes al ternas de energía.

El potencial hidroeléctrico del país está en el orden de los - 22 millones de KW, de lo cual sólo se aprovecha 750.000 KW⁽²⁾, que representa sólo un 3.4 %, esto nos dá una ida de lo que po demos aprovechar energéticamente.

De esta manera el estudio de tecnología que permita la explota ción de este recurso se justifica plenamente. Recurso renova- ble que no genera contaminantes y que requiere de máquinas, cu yos costos de construcción, operación, mantenimiento y mano - de obra pueden minimizarse.

Este tipo de microgeneración brinda un decisivo apoyo a las actividades productivas en zonas marginales de las redes de distribución eléctrica.

La TMB es una máquina que por su simple diseño, facil construcción, alta eficiencia y capacidad de operar satisfactoriamente dentro de un tolerable rango de alturas y caudales, sea una buena alternativa para nuestro desarrollo.

La construcción de un modelo de TMB es el objetivo de este trabajo.

El modelo que se diseñará y construirá ha sido planteado por el Instituto Tecnológico de Massachusetts, en el desarrollo se pretende establecer una metodología para el diseño completo de la turbina (hidráulico y mecánico) y algunas características de la máquina la experimentación, de esta manera podrá diseñarse turbinas de mayor potencia siguiendo el método mencionado,

C A P I T U L O I

GENERALIDADES

1.1. PROPOSITOS DEL PROYECTO

El presente trabajo tiene como propósito la determinación de las curvas características del funcionamiento de la turbina hidráulica Michel - Banki, operando con moderados caudales bajo pequeñas caídas. No siendo una invención, hay que reconocer lo mucho que falta por innovar y experimentar en el diseño y construcción de turbinas hidráulicas.

El Ecuador, dada sus favorables condiciones geográficas es un país muy rico en este recurso natural renovable siendo así los centros de instrucción superior a través de sus investigaciones la encargada de promover no sólo el estudio sino la utilización concreta de los resultados obtenidos en la solución de la demanda - energética de pequeñas comunidades actualmente aisladas.

La turbina Michel - Banki, es una seria alternativa en la selección de máquinas hidráulicas que se ajusten al potencial hidráulico de nuestro medio.

Siendo una turbina que puede ser confeccionada en cualquier taller mecánico que cuente con herramientas básicas, el desarrollo de una tecnología especial de construcción, no se justifica.

Se construirá una turbina modelo, la que se someterá a experimentación dentro de un rango de operación que permita el equipo de laboratorio a usarse.

Las puertas a la investigación quedan abiertas al considerar las alternativas que pueden efectuarse al variar los parámetros que inciden en su cálculo y funcionamiento, como son el número de álabes para un mismo diámetro exterior, la relación de diámetros, ángulo de entrada y de admisión, geometría de los álabes, geometría del inyector, ancho del inyector respecto al del álabe, entre otros.

Este campo tecnológico presenta incluso materia para estudiar la factibilidad de construir microcentrales hidroeléctricas y abastecer el mercado regional dando un gran

impulso en zonas aisladas a la actividad agrícola, minera, maderera, turismo, etc.

1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA ENERGETICO

Las reservas petroleras del Ecuador están siendo explotadas muy rápidamente y siendo la actividad petrolera punto estratégico en la política y en la economía nacional, hace que la explotación se haga no precisamente con visión futurista de país.

Es decir que el problema energético es político, económico y técnico, en este escrito solo tocaremos la parte - que nos toca por nuestra especialidad.

Siendo optimistas diremos que si seguimos extrayendo - nuestras reservas fósiles al mismo ritmo y tasa de crecimiento actual, tendremos petróleo hasta unas cuantas décadas más. Para ese entonces el futuro es incierto, por lo que debemos prepararnos con antelación para aque- llo, procurando el debido uso de nuestras fuentes energéticas actualmente, para de esta manera darle más vida a nuestras reservas de combustible fósil.

Las fuentes de energía renovable explotadas son la tér

mica, hidráulica, eólica, solar, biomasa, y la geotérmica.

De estas, la potencialidad del país para la generación - hidroeléctrica es de 22 millones de KW⁽¹⁾, lo que nos da una idea de cuanto está por hacerse en cuestión de hidroelectricidad.

La población en el Ecuador se calcula en 10.5 millones de habitantes, a fines de 1.986, actualmente se atiende al 50 %, llegando con el servicio eléctrico sólo a un 2 % de las parroquias rurales⁽²⁾.

Es decir que si seguimos utilizando la misma forma de entregar energía eléctrica (una gran generación en un punto geográfico para luego distribuirla) estaremos siempre lejos de poder servir a toda la población.

La generación para una determinada población cerca de ella representa menos costos de la inversión por el mismo hecho de utilizar menos cantidad de elementos de transmisión al ser esta en baja tensión.

La generación hidroeléctrica es relativamente cara como inversión inicial (considerando su construcción civil) pero

presenta muchas ventajas en su aprovechamiento posterior .

1.3. EXPOSICION DEL PROYECTO

El proyecto que nos ocupa en este caso podemos describirlo en las fases que hicieron posible su realización.

- Investigación bibliográfica, se obtuvo material bibliográfico sobre el tema específicamente e información complementaria proveniente de la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE), Instituto Nacional de Energía (INE), Instituto Ecuatoriano de Electrificación (INECEL), Instituto Ecuatoriano de Recursos Hidráulicos (INHERI), Massachusetts Institute of Technology y Volunteers in Technical Assistance (VITA).
- Consolidación y ordenamiento del material bibliográfico obtenido a fin de considerar el desarrollo del tema.
- Investigación de los equipos existentes en la ESPOL que puedan ser útiles a los propósitos del proyecto. El banco de bombas del Laboratorio de Mecánica de Fluidos en la Facultad de Ingeniería Mecánica fue utilizado.

- Diseño tentativo de la geometría, así como el cálculo de las partes mecánicas.
- Diseño del equipo adicional, como tubería de conexión a la salida de las bombas hasta la turbina, tanque amortiguador, soporte, freno, dinamómetro.
- Construcción, calibración y pruebas.
- Escritura final del presente proyecto.

1.4. DESCRIPCION DE LA MAQUINA

Siendo un modelo de laboratorio, sus dimensiones y capacidad serán los permitidos por el equipo que complementariamente se use. La turbina será instalada sobre una estructura metálica adecuada, que utilizando los instrumentos convencionales de medición nos permita obtener los datos necesarios para elaborar las correspondientes curvas características así como "observar" su funcionamiento (se utilizó una plancha de acrílico transparente para poder observar el chorro), y así evaluar su comportamiento.

La turbina Michel - Banki (TMB) fue patentada por vez prime

ra en 1.903, por el ingeniero australiano A.G.M.Michel, luego lo hizo el alemán Donat Banki, posteriormente se fue congiendo con el nombre que aqui nos estamos refiriendo.

La máquina hidráulica objeto de este estudio es una turbina de acción, flujo transversal, admisión parcial y doble efecto (paso).

Al describir la turbina se puede decir que es esencialmente un disco de acero al que se practican ranuras - en forma de segmentos circulares en la periferia, luego se insertan pedazos de tubería metálica (álabes) previamente - preparados, los cuales son soldados, todo esto respetando la geometría, dimensiones dadas en el diseño hidráulico y mecánico para que así el intercambio energético en la turbina se realice en las mejores condiciones posibles.

Una característica de la TMB es la de tener su admisión rectangular y es de este chorro que obtiene su energía, el que incide sobre los álabes del rodete y lo atraviesa en forma perpendicular al eje. Es de notar que se realizan dos intercambios energéticos, uno en cada paso, el primero cuando el chorro va de afuera hacia adentro y el segundo después del salto interior cuando el chorro va desde el interior hacia afuera y abandona el

rodete (Ver figura N° 1)

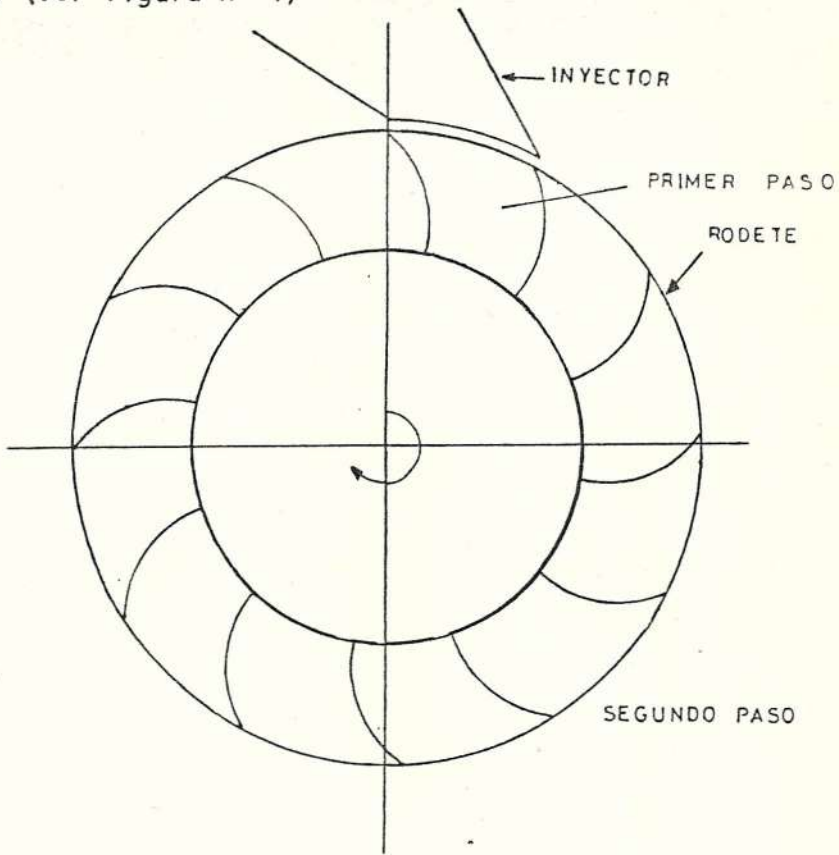


FIGURA N° 1. RODETE, INYECTOR Y CHORRO DE TMB

Como se aprecia en la figura el inyector debe dirigir el flujo de agua para que impulse al rodete con un ángulo determinado en el diseño hidráulico del mismo, de esto depende en gran medida el rendimiento de la máquina.

Dado que la TMB no necesita tener una carcasa sellada se construye una cubierta de chapa metálica que retiene el espargeo del agua durante su funcionamiento, en la parte

anterior tanto del rodete como de la cubierta se coloca una plancha de acrílico transparente que facilita la visualización del flujo para su análisis.

El agua después de su intercambio energético en el rodete cae en la parte inferior de la cubierta para su retorno al tanque de depósito en el que se encuentra un medidor de flujo tipo vertedero, su descarga cae en un compartimiento del tanque, del cual las bombas succionan para enviar el agua al tanque amortiguador y de aquí a la turbina para completar el ciclo (Ver figura N° 2).

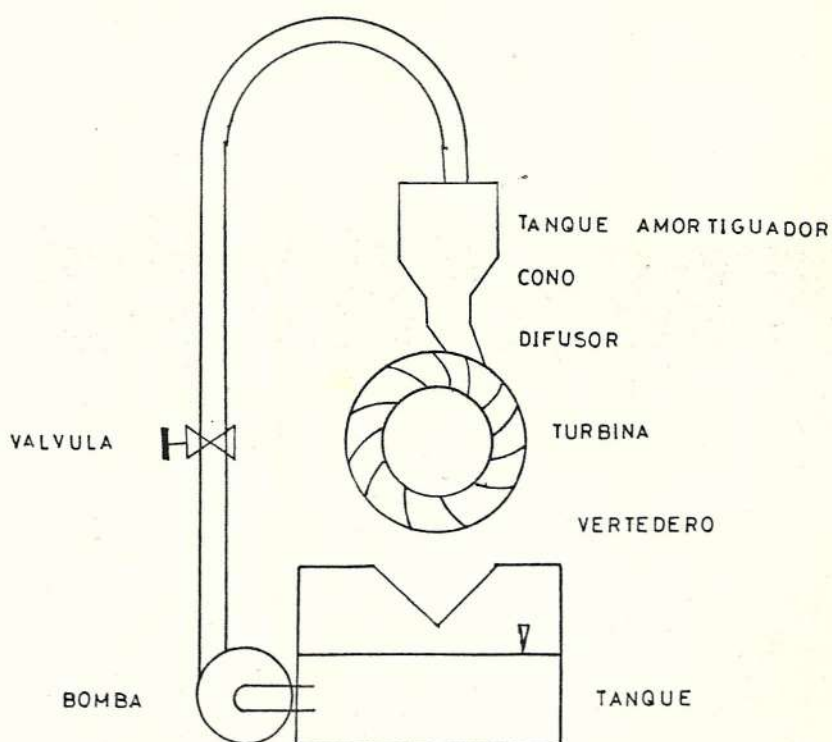


FIGURA N° 2. EQUIPO COMPLEMENTARIO DE LA TMB

Para disminuir turbulencias se construyó un tanque - amortiguador en la parte superior de la turbina, el cual aumenta el diámetro de la tubería en forma considerable disminuyendo la velocidad, luego el flujo de agua pasa a través de una rejilla construída de lámina metálica (presenta retículas de 2 cm^2 y tiene un ancho de 10 cm) con lo que se ordena el flujo, luego ingresa a un cono para terminar en una salida de 15 cm. de diámetro en la que se suelda una brida, después de esto se coloca un segmento de tubería que comenzando con 15 cm. de diámetro termina en forma rectangular (10x5 cm) para aquí conectar el difusor; con esto se consigue un flujo convergente que ayude al ordenamiento del mismo (Figura - N° 3).

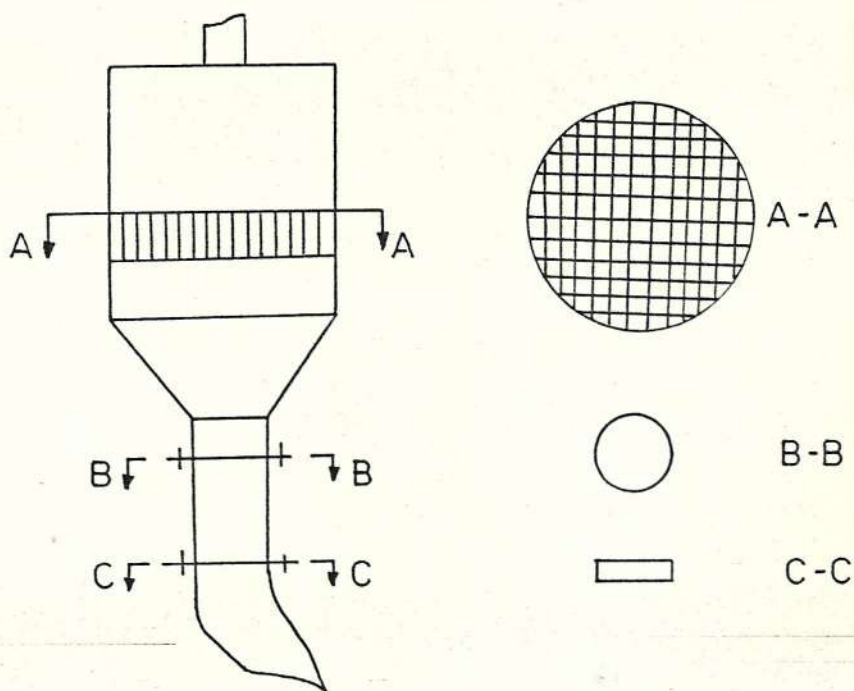


FIGURA N° 3. TANQUE AMORTIGUADOR

Para determinar la potencia generada por la máquina, se ha instalado la turbina en forma solidaria con un eje a un volante, el cual cumple dos funciones, regula el giro por su inercia y permite medir torques mediante un freno de Prony.

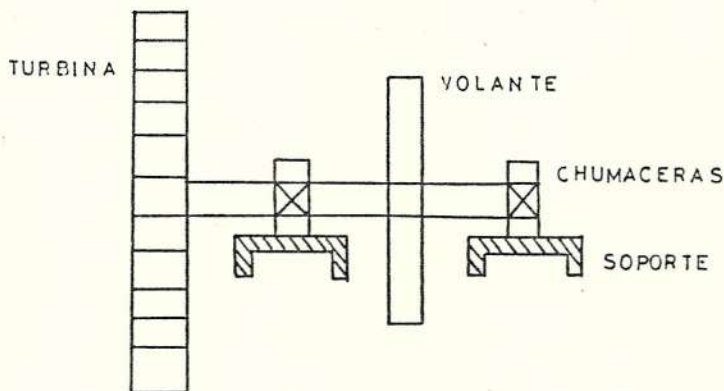


FIGURA N° 4. CONJUNTO RODETE-EJE-VOLANTE

Las condiciones de funcionamiento pueden variarse (dentro del rango permitido por el equipo) mediante el control de la velocidad de las bombas y de la regulación de la válvula anterior al tanque amortiguador (Ver figura N° 5).

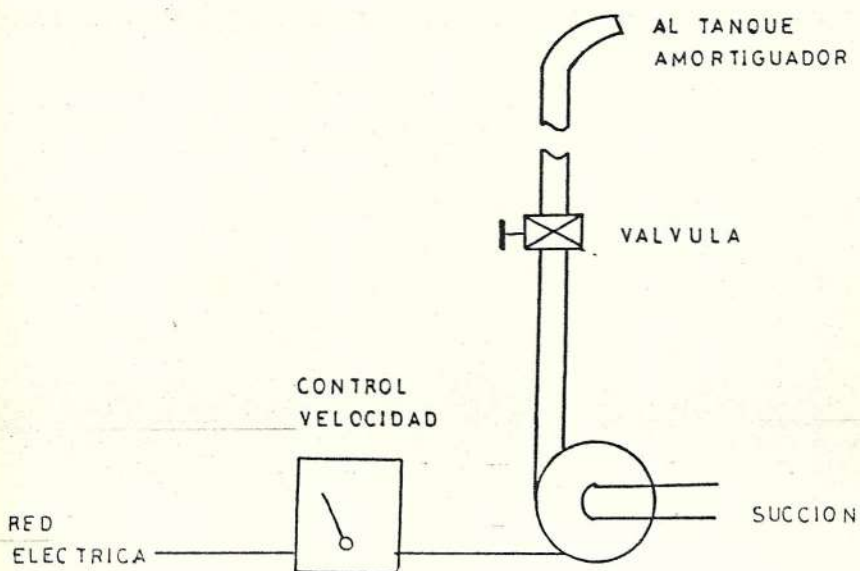


FIGURA N° 5. VARIACION DE PARAMETROS

C A P I T U L O I I

DISEÑO HIDRAULICO

2.1. INTRODUCCION

Este capítulo tiene como objetivo desarrollar los fundamentos teóricos de la turbina y llegar a plantear los parámetros de la misma en una tabla de selección. De esta manera definiremos la geometría del rodete y sus condiciones hidráulicas de funcionamiento.

Luego de determinada la geometría se procede a la elaboración de las respectivas ecuaciones que nos permitan obtener características tales como velocidad específica, rendimiento y potencia.

Con todo esto se logran alternativas válidas de construcción, luego de un conveniente análisis, se selecciona la definitiva. Es de notar que el principal factor de selección es la accesibilidad de materiales en el

mercado y la facilidad de construcción.

2.2. VENTAJAS DE LA TMB

Toda investigación de cualquier alternativa tecnológica debe ir dirigida a satisfacer necesidades no sólo en el área técnica sino también en lo económico y social, la máquina objeto de este estudio presenta las siguientes ventajas:

- Es una turbo máquina de una eficiencia relativamente elevada frente a otras de similar construcción, es decir elaboradas de una forma económica y con medios tecnológicos discretos.
- No requiere de una obra civil muy especializada, se pueden aprovechar formaciones naturales que acumulen agua, con una toma que la desvie y la entregue luego a un nivel inferior. Dado el hecho de que se manejan caudales moderados (5 - 10 lt/seg) y alturas pequeñas (10-20 m), es posible utilizar materiales comunes para la obra complementaria. Un canal abierto, tubería plástica de presión y no necesitar un tanque de presión o de equilibrio, hacen de esta manera abaratar considerablemente un proyecto de ésta índole (Ver figura N° 6).

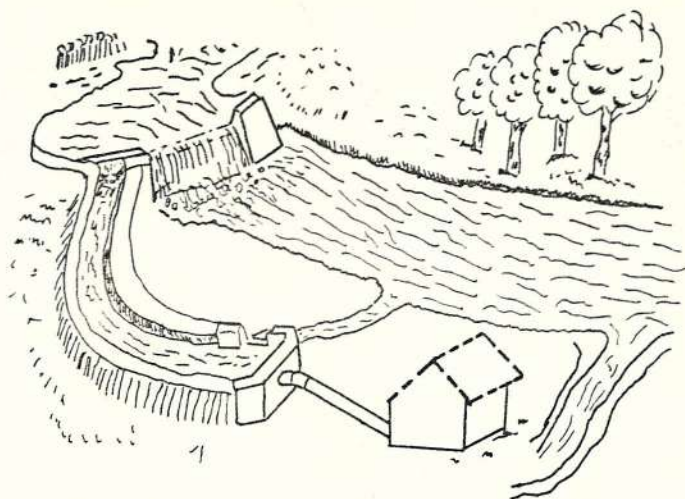


FIGURA N° 6. INSTALACION TIPICA PARA UNA TMB

- La construcción de la turbina requiere sólo las herramientas de un taller mecánico básico, dada su sencillez no requiere tecnología especializada, esto facilita la construcción casi en el sitio a donde se monta la misma .
- Los materiales que se utilizan son comunes y de fácil transporte, es decir pueden ser llevados a pie o sobre mulas. De esta manera es factible instalar este tipo de turbina en cualquier sitio donde esté disponible el recurso natural.
- El mantenimiento de esta máquina es casi nulo, sólo se necesita lubricar los cojinetes de apoyo y un pintado es porádico de sus partes.
- Un factor importantísimo en la selección de la TMB es su bajo

costo frente a otras turbomáquinas.

- Cuando se tiene una misma altura y por demanda se desea incrementar la potencia desarrollada (siempre que se cuente con suficiente caudal) lo que hay que hacer es darle mayor longitud a los álabes en el rotor.
- Es una turbomáquina de dimensiones moderadas.
- Puede ser diseñada para que opere eficientemente a velocidades que por relación de poleas, pueda acoplarse a generadores eléctricos.
- Posee un cómodo ajuste a diferentes alturas y caudales, la curva de eficiencia en forma de "U" invertida y achatada en su vértice, indica que puede operarse en rangos amplios manteniendo casi la misma eficiencia.
- Por su naturaleza no produce contaminación ambiental, es de anotar si, que las centrales hidráulicas producen una alteración de la distribución del agua lo que altera los microclimas de la zona.
- La estimulación al desarrollo de comunidades aisladas y la de

actividades económicas con esta fuente de energía.

2.3. ANALISIS DE LOS PRINCIPALES PARAMETROS DE LA MAQUINA

2.3.1. Altura de Euler

El intercambio de energía que se efectúa en el rodete se expresa mediante la Ecuación de Euler o ecuación fundamental de las turbomáquinas, la que se define como sigue:

$$g \times HE = U_1 C_{u1} - U_4 C_{u4} \quad (1)$$

Donde:

HE = altura de Euler (m)

g = gravedad (m/seg²)

U = velocidad periférica del rotor (m/seg)

C_u = componente de la velocidad absoluta del fluido en el sentido de U (m/seg)

Los subíndices:

1 para las condiciones de entrada al rotor

4 para las condiciones de salida del rotor

Por definición interesa que la altura de Euler sea máxima, para lograr esto, el segundo término ($U_4 C_{u4}$) debe ser cero, lo que implica que si $U_4 \neq 0$ entonces $C_{u4} = 0$, y esto solo ocurre cuando la velocidad del fluido no tiene componente tangencial, es decir que C_4 sea radial. En la siguiente figura se indica la forma del rodete incluido los vectores velocidad para las entradas (subíndices 1 y 3) y salidas (subíndices 2 y 4) del fluido atravesando el primero y segundo paso, se utilizan las siguientes abreviaturas:

C = velocidad absoluta del fluido

U = velocidad periférica del fluido

W = velocidad relativa del fluido respecto a la velocidad periférica U .

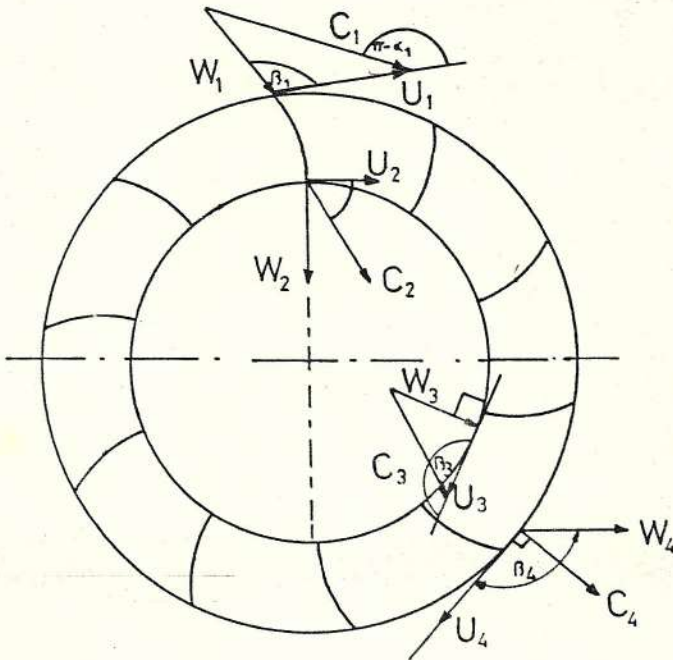


FIGURA N° 7. DEFINICION DE VECTORES VELOCIDAD

Es de notar en la figura que el ángulo α está asociado con la geometría del inyector, y el ángulo β con la geometría de los álabes, esto es muy importante dada la influencia que tienen, entre ambos y en el rendimiento de la turbina. Para el caso más general podemos obtener las siguientes expresiones geométricas en la entrada al primer paso y en la salida del segundo paso.

$$W_1^2 = U_1^2 + C_1^2 - 2U_1C_1 \cos \alpha_1 \quad (2)$$

$$W_4^2 = U_4^2 + C_4^2 - 2U_4C_4 \cos \alpha_4 \quad (3)$$

Considerando que $C \cos \alpha$ es la componente tangencial de la velocidad absoluta en el punto considerado, podemos escribir:

$$W_1^2 = U_1^2 + C_1^2 - 2U_1C_{u1}$$

$$W_4^2 = U_4^2 + C_4^2 - 2U_4C_{u4}$$

Despejando

$$U_1C_{u1} = 1/2 (U_1^2 + C_1^2 - W_1^2) \quad (4)$$

$$U_4C_{u4} = 1/2 (U_4^2 + C_4^2 - W_4^2) \quad (5)$$

reemplazando (4) y (5) en la ecuación (1), tenemos:

$$HE = \frac{U_1^2 - U_4^2}{2g} + \frac{C_1^2 - C_4^2}{2g} + \frac{W_4^2 - W_1^2}{2g} \quad (6)$$

Se deduce que la velocidad periférica es la misma - en 1 y 4, por lo tanto $U_1 = U_4$ y siendo una turbina - de acción (toma su energía principalmente por el cambio de dirección del flujo) se asume que la velocidad relativa se mantiene ($W_4=W_1$); siendo la velocidad absoluta la que se reduce por el cambio de - dirección, entonces la Altura de Euler puede ser expresada de la siguiente manera:

$$HE = \frac{C_1^2 - C_4^2}{2g} \quad (7)$$

de lo que se concluye que para obtener un máximo intercambio energético la velocidad absoluta del fluído a la salida del segundo paso debe ser lo más pequeña posible, esto ocurre cuando la misma es radial. Este importante detalle debe recordarse cuando se observe en funcionamiento una TMB, el que será eficiente cuando el chorro abandone el rotor en dirección radial.

2.3.2. Triángulo de Velocidades

En la figura N° 7, se han definido implícitamente los triángulos de velocidades, en los que se debe considerar detalles de la geometría y lo que se asume en el diseño hidráulico, así:

- Las velocidades relativas a la entrada y salida de los álabes en el primero y segundo paso son tan gentes a los álabes, evitando de esta manera choques y excesiva turbulencia ($\beta_1 = \beta_4$) $\beta_2 = \beta_3 = 90^\circ$.
- Las velocidades relativas $W_1 = W_4$ son de igual magni tud.
- La velocidad absoluta a la salida del segundo pa so es radial.
- La velocidad relativa del fluido a la salida del primer paso (W_2) es tangente al álabe (es decir ra dial respecto al rotor).
- La velocidad relativa del fluido a la entrada del segundo paso (W_3) sigue siendo tangente al álabe.

2.3.3. Factor de utilización

El factor de utilización (ϵ) se define como la relación entre la energía intercambiada idealmente en el rodete y la energía ideal disponible, esto podemos expresarlo así:

$$\epsilon = \frac{HE}{HE + \frac{C_4^2}{2g}} \quad (8)$$

Reemplazando la expresión correspondiente a la altura de Euler, tenemos:

$$\epsilon = \frac{U_1 C_{U1} - U_4 C_{U4}}{\frac{1}{2} \{ (U_1^2 - U_4^2) + C_1^2 + (W_4^2 - W_1^2) \}}$$

Simplificando de acuerdo con el punto 2.3.1., es decir :

$U_1 = U_4$; $W_4 = W_1$; $C_{U4} = 0$, entonces:

$$\epsilon_{\max} = \frac{2U_1 C_{U1}}{C_1^2} \quad (9)$$

Todo diseño se realizará tratando que $\epsilon = 1$.

2.3.4. Coefficiente de trabajo

Considerando lo expuesto en la sección 2.3.1., obtendremos el máximo factor de utilización cuando los triángulos de la velocidad a la entrada al primer paso y de salida en el segundo paso, pueden ser graficados de acuerdo a la siguiente figura:

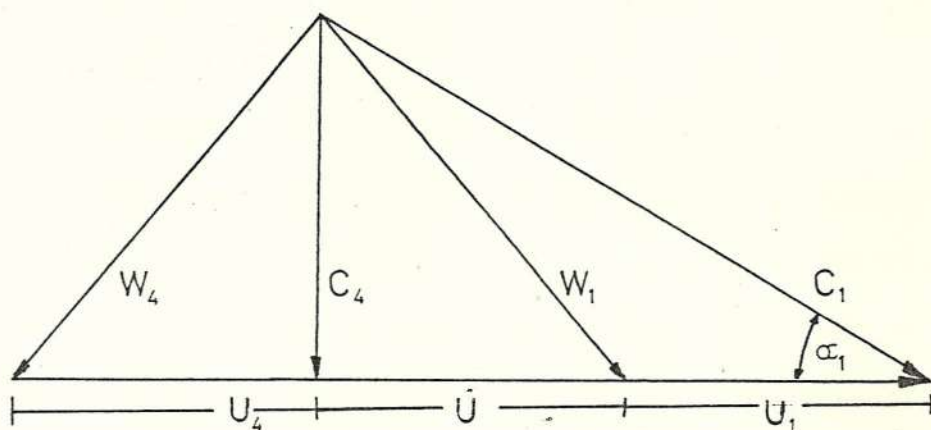


FIGURA N^o 8. TRIANGULO DE VELOCIDADES EN UNO Y CUATRO

Para su construcción se considera que $W_4 = W_1$ y que C_4 debe ser lo más pequeña posible (es decir radial), de la figura se obtiene:

$$C_{U1} = C_1 \cos \alpha_1 = U_1 + U$$

Es condición que el análisis que $U_1 = U_4$, por geometría

tiene que $U_1 = U_4 = U$ por lo que:

$$C_{U1} = 2U_1$$

$$\frac{C_{U1}}{U_1} = 2 = \psi \quad (10)$$

Relación que se define como Coeficiente de Trabajo - (ψ) .

Entonces con lo antes expuesto podemos decir que una TMB obtendrá su máxima eficiencia cuando la velocidad tangencial del rotor sea la mitad que la componente tangencial de la velocidad absoluta del fluido; si W = velocidad angular, d_o = diámetro exterior, H = altura neta, tenemos:

$$W = \frac{U_1}{\pi d_o} = \frac{C_1 \cos \alpha_1}{2\pi d_o}$$

$$W = \frac{0.95 \sqrt{2gH} \times \cos \alpha_1}{2\pi d_o} \quad (11)$$

Donde 0.95 es un factor considerado por pérdidas antes del ingreso a la turbina, cuando el flujo abandone la turbina en forma radial entonces deberá comprobarse la ecuación (11).

2.3.5. Condiciones de entrada al rotor

Utilizando el concepto de coeficiente de trabajo y su valor específico para este caso, obtenemos que el máximo factor de utilización resulta ser:

$$\epsilon_{\max} = \frac{2U_1 C_{U1}}{C_1^2}$$

$$\psi = 2 = \frac{C_{U1}}{U_1}$$

$$\epsilon_{\max} = 4 \frac{U_1^2}{C_1^2} = \left(\frac{2U_1}{C_1} \right)^2$$

Atendiendo la figura N° 8., resulta ser que:

$$\epsilon_{\max} = \cos^2 \alpha_1 \quad (12)$$

De esta manera si deseamos que el factor de utilización (ϵ) tienda a la unidad, el ángulo de entrada del chorro de agua al rodete deberá tender a cero o ciento ochenta grados.

Por razones obvias el ángulo α_1 no puede ser cero ni -

ciento ochenta grados, se deberá tomar un valor pequeño, el mismo que será obtenido con una conveniente geometría del inyector. En el año de 1.976, el Sr. Mohammad Durali, en la Universidad de El Cairo y bajo auspicio del Massachusetts Institute of Technology de los Estados Unidos, realizó ensayos⁽³⁾ y determinó que el ángulo de entrada $\alpha_1 = 30^\circ$ es el que más favorecía al funcionamiento de la turbina. Así el máximo factor de utilización es:

$$\epsilon_{\max} = \cos^2 \alpha_1 = \cos^2 30^\circ$$

$$\epsilon_{\max} = 0.75 \quad (13)$$

Es importante notar que para nuestro diseño este valor sería el de una "eficiencia ideal".

Otro aspecto importante de considerar es el tipo de flujo que entregamos a la entrada de la turbina, procuraremos un flujo lo menos turbulento posible, para esto el equipo construído cuenta con un tanque - amortiguador dentro del cual se encuentra una rejilla laminadora del flujo y luego una contracción que asegura un flujo convergente hacia el inyector.

2.3.6. Relación de Diámetros

En la determinación de la geometría del rotor, quizás el parámetro más importante sea la relación entre diámetros, pues éste determina otros como la curvatura de los álabes, ángulos de entrada y salida, entre otros. Se define entonces un parámetro adimensional:

$$m = \frac{d_i}{d_o} \quad (14)$$

Donde:

m = relación de diámetros

d_i = diámetro interior

d_o = diámetro exterior

A continuación desarrollaremos un análisis en el que se demuestra como influye la relación de diámetros en el intercambio energético.

En la turbina Michel-Banki, el intercambio en el primer paso es realizado por un flujo relativamente bien controlado y dirigido sobre los álabes, a diferencia del se

gundo paso que no lo es. Por lo que intentaremos obtener un mayor intercambio en el primer paso. El intercambio - energético es dividido en los dos pasos así:

$$\Delta UC_U \text{ total} = \Delta UC_U \text{ primer paso} + \Delta UC_U \text{ segundo paso} \quad (15)$$

tenemos entonces:

$$\Delta UC_U \text{ primer paso} = U_1 C_{U1} - U_2 C_{U2}$$

Pero:

$$C_{U1} = 2U$$

$$C_{U2} = U_2 = m U_1$$

$$\Delta UC_U \text{ primer paso} = 2U_1^2 \left(1 - \frac{m^2}{2}\right) \quad (16)$$

Ahora para el segundo paso

$$\Delta UC_U \text{ segundo paso} = U_3 C_{U3} - U_4 C_{U4}$$

se considera:

$$U_3 C_{U3} = U_2 C_{U2} = U_2^2$$

$$C_{U4} = 0$$

y se obtiene:

$$U_{C_U \text{ segundo paso}} = U_2^2 = m^2 U_1^2 \quad (17)$$

de esta manera el valor de (m) debe ser mínimo, pero se le imponen limitaciones de tipo práctico como facilidad de construcción, pérdidas hidráulicas, comportamientos del chorro en el interior del rodete, etc.

Según Duralí un valor de (m) entre 0.4 - 0.8, es recomendable, diseñaremos nuestra turbina con una relación de diámetros igual a 0.6.

2.3.7. Número de álabes

El número de álabes que se incluyen en un rotor está sujeto principalmente a la facilidad de construcción del mismo. Dada la geometría se recomienda que el número de álabes fluctúa entre 18 y 60, considerando el tamaño del rodete. Cuando se reduce el número de álabes, existe un aumento de la fuerza que se ejerce sobre cada uno de ellos, por el contrario si au

mentamos desproporcionadamente el número de álabes las pérdidas hidráulicas aumentan considerablemente.

Nuestro diseño tendrá 24 álabes, de esta manera - podemos guiar aceptablemente el fluído y se nos facilita la construcción.

2.3.8. Angulo de admisión

El ángulo de admisión (Ω) es el que subtiende la porción de circunsferencia por donde ingresa el fluído al rotor, pudiendo abarcar uno o más álabes. Definir - éste ángulo es importante en el diseño de la máquina y su funcionamiento. Cuando se toma un ángulo de admisión grande, el chorro al pasar por la parte central del ro - de te tiende a acercarse hacia la parte interna de los - álabes, en condiciones no adecuadas para un correcto se - gundo paso, es decir no alcanzaría a entrar al se - gundo paso con un ángulo correcto (Ver figura N^o 9 y 19).

Si se diseña con un ángulo de admisión pequeño la longitud del rotor para una misma potencia generada tendría que ser mayor, aumentando el costo y peso.

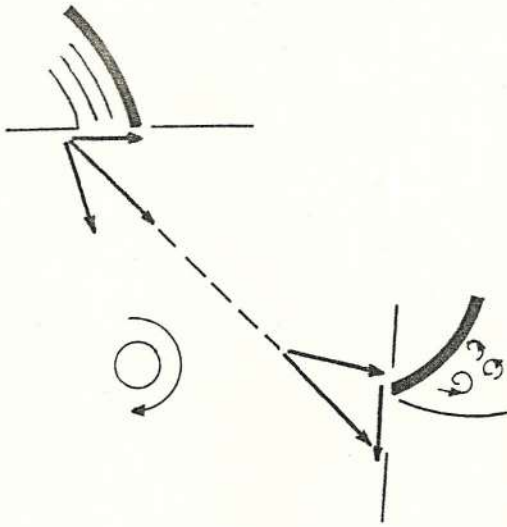


FIGURA N° 9. COMPORTAMIENTO DEL CHORRO UTILIZANDO UN Ω GRANDE.

Según Durali⁽³⁾, el rango de valores para el ángulo de admisión es entre 20° - 40° donde las pérdidas - causadas por este efecto son menores. Para nuestro diseño se toma un $\Omega = 30^\circ$

2.4. DEFINICION DE LA GEOMETRIA

Para conseguir las condiciones hidráulicas descritas anteriormente se hace necesaria la definición exacta de la geometría del rotor. La siguiente figura nos ayuda a la identificación de valores y geometrías.

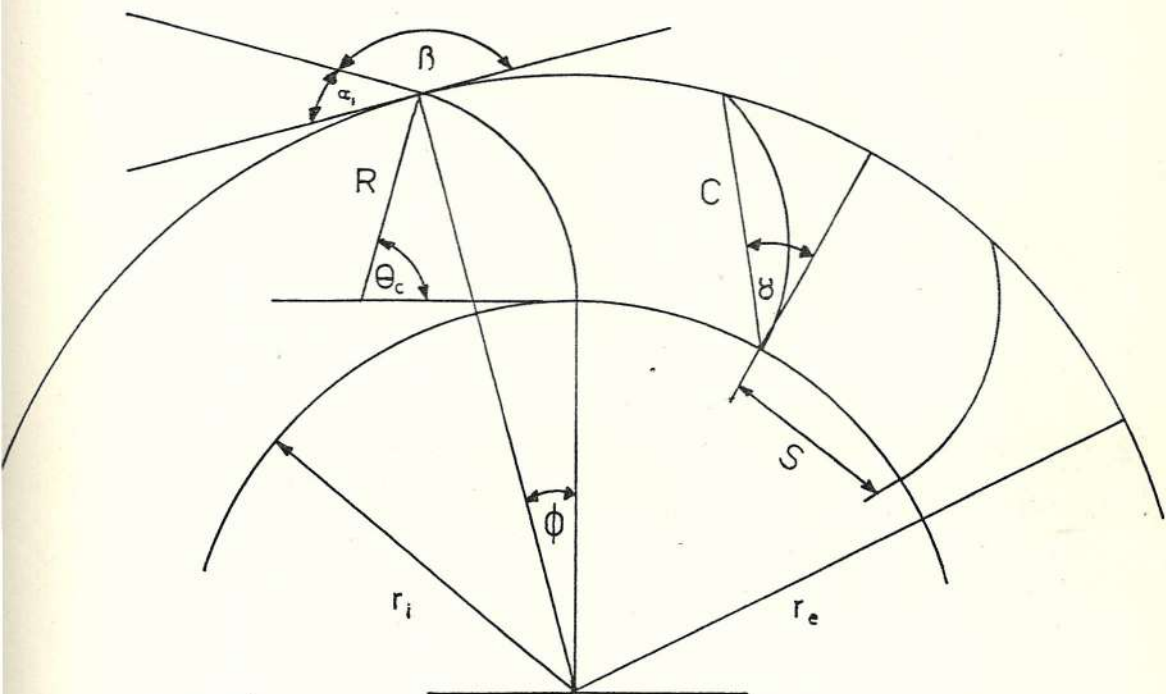


FIGURA N° 10.- DEFINICION DE GEOMETRIA Y TERMINOS EN EL ROTOR

Donde:

d_i = diámetro interior del rodete = $2 r_i$

d_o = diámetro exterior del rodete = $2r_o$

\emptyset = ángulo que subtiende el álabe hacia el centro del rotor.

β = ángulo del álabe a la entrada

c = cuerda que tiende el álabe.

θ_c = ángulo que subtiende el álabe respecto a su centro de curvatura.

R = radio de curvatura del álabe

γ = ángulo de la cuerda

Ω = ángulo de admisión del fluido al rodete

S = distancia entre dos álabes consecutivos a la altura del diámetro interior.

2.4.1. Planteamiento de las ecuaciones geométricas

A partir de la geometría y nomenclatura definida en la sección anterior se logra el planteamiento del siguiente sistema de ecuaciones:

$$\gamma = \frac{\theta_c}{2} \quad (18)$$

$$\beta = 2\gamma - \emptyset + \frac{\pi}{2} \quad (19)$$

$$R = \frac{c}{2 \operatorname{Sen} \frac{\theta_c}{2}} \quad (20)$$

$$C \cos \gamma + d_o \operatorname{Sen}^2 \frac{\emptyset}{2} = \frac{d_o - d_i}{2} \quad (21)$$

$$\sigma = \frac{C}{d_i \operatorname{Sen} \frac{\pi}{Z}} = C/S \quad (22)$$

Aquí se define la solidez (σ) del rotor como la relación entre la cuerda (C) que tiende el álabe y la distancia (S) entre dos álabes consecutivos, medida sobre el diámetro interno.

La demostración para la obtención de las anteriores relaciones se desarrolla en el Apéndice A.

2.4.2. Resolución del sistema de ecuaciones

Del anterior sistema de ecuaciones obtenemos (Ver Apéndice A) la siguiente relación, mediante la cual se define el ángulo subtiende hacia el centro el álabe; con este valor podemos resolver el resto de ecuaciones y elaborar una tabla de posibilidades en el dimensionamiento de la turbina.

$$\frac{\operatorname{Sen} \emptyset}{\operatorname{tg} \left(\frac{\beta - \frac{\pi}{Z} + \emptyset}{2} \right)} + 2 \operatorname{Sen}^2 \frac{\emptyset}{2} - (1-m) = 0 \quad (23)$$

En la ecuación anterior se conoce el valor de m y β , resolvemos la ecuación entonces para θ . De esta manera - si $m = 0.6$ y $\beta = 130.7^\circ$ tenemos que $\theta = 11^\circ$.

2.4.3. Longitud del rotor

Interesa en este caso expresar la longitud del rotor en términos del caudal a usarse, y de la geometría seleccionada tanto en el inyector como en el rodete.

El caudal volumétrico se define como la cantidad de fluido (expresado en unidades de volumen) que circula a través de un área determinada en la unidad de tiempo, y se expresa como el producto de la velocidad del fluido por el área que atravieza perpendicularmente, así:

$$Q = V \times A \quad (24)$$

Donde:

Q = caudal (m^3/Sec)

V = velocidad lineal del fluido (m/sec)

A = área perpendicular por la que atravieza el fluido (m^2)

En este caso es importante anotar que la velocidad a la que se mueve realmente el flujo a través del espacio entre los álabes, es la velocidad relativa W_1 y el área considerada es la menor por la que atravieza el flujo, esto es la formada por la distancia entre los álabes a la altura del diámetro interior y la longitud del rotor.

La parte rayada en la siguiente figura ilustra lo dicho anteriormente.

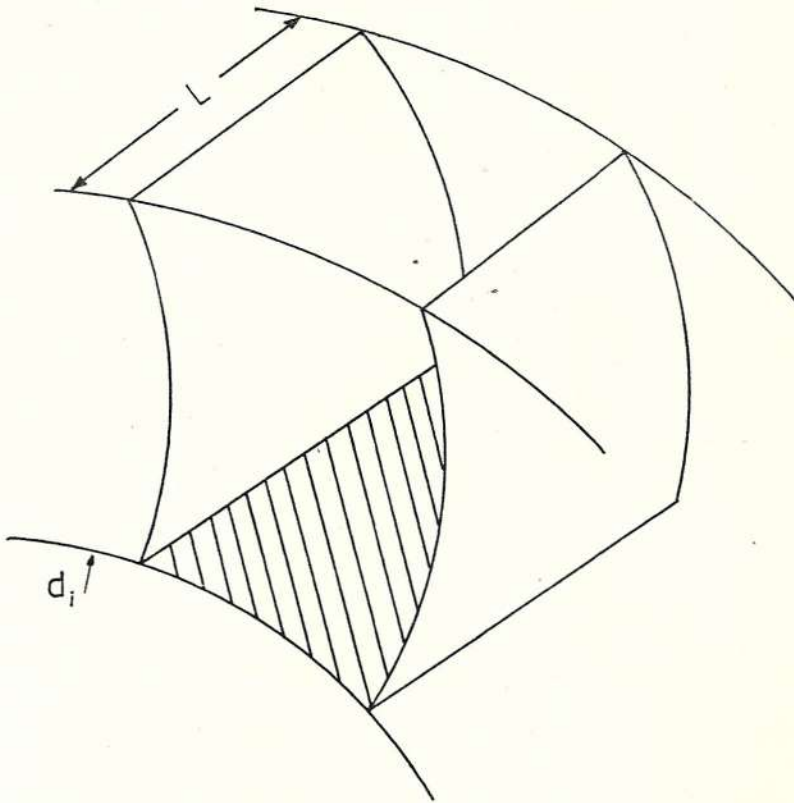


FIGURA N^o 11. AREA POR LA QUE ATRAVIEZA EL FLUIDO

De esta manera el caudal puede ser expresado me

diante la siguiente ecuación:

$$Q = W_1 \times \frac{\Omega}{360} \times \pi \times di \times L \quad (25)$$

Donde:

W_1 = velocidad relativa del fluido a la entrada

L = longitud del rotor

Ω = ángulo de admisión = 30°

di = diámetro interno

De aquí obtenemos la expresión que calcula la longitud del rotor para nuestro caso:

$$L = \frac{3.82 \times Q}{W_1 \times di} \quad (26)$$

2.5. RENDIMIENTOS

Es de suma importancia en el diseño la consideración de cuanto es lo que realmente una máquina prototipo convierte en energía útil, respecto a lo que se le entrega cuando está operando en determinadas condiciones.

De aquí surge el concepto de rendimiento o eficiencia donde se relaciona el trabajo real con el ideal, es parte entonces del diseño estimar las pérdidas de la energía total del fluido, cuando éste pasa por los elementos que lo dirigen.

Para nuestro caso podemos clasificar los rendimientos - en: hidráulico, mecánico y volumétrico. En las siguientes secciones se analizan los rendimientos.

2.5.1. Rendimiento hidráulico

Las pérdidas que se presentan al paso del fluido a través del rodete, origina que la energía intercambiada en él sea:

$$\Delta UC_U \text{ real} = \Delta UC_U \text{ ideal} - \Delta UC_U \text{ pérdidas}$$

Se define entonces implícitamente el rendimiento hidráulico (η_H), así:

$$\Delta UC_U \text{ real} = \eta_H \Delta UC_U \text{ ideal}$$

Entonces el rendimiento hidráulico se expresa de la siguiente manera:

$$\eta_H = \frac{\Delta UC_U \text{ ideal} - \Delta UC_U \text{ pérdidas}}{\Delta UC_U \text{ ideal}} \quad (27)$$

Las pérdidas hidráulicas se producen principalmente por fricción, y por la curvatura que presentan los álabes.

Para estimar las pérdidas por fricción en flujo turbulento nos remitimos a la siguiente expresión, la que es tan sólo una aproximación basada en resultados experimentales tabulados.

$$g \times H_{\text{pérdida fricción}} = f \times \frac{L'}{D_H} \times \frac{w_1^2}{2} = \Delta UC_U \text{ pérdidas fricción} \quad (28)$$

Donde:

$H_{\text{pérdida fricción}}$ = pérdida por fricción, expresada como altura.

f = factor de fricción, determinado experimentalmente para cada material, se encuentra tabulado en el diagrama de Moody (B)

L' = longitud equivalente

D_H = diámetro hidráulico.

El diámetro hidráulico se define como cuatro veces la relación entre el área transversal por la que el flujo atravieza y el perímetro mojado por este

$$D_H = \frac{4A'}{P_w}$$

$$D_H = \frac{4 \times L' \times S}{L + 2S}$$

La longitud equivalente (L') se considera el arco formado por el álabe, esto es:

$$L' = \theta_c \times R$$

Entonces la pérdida por fricción puede expresarse así:

$$\Delta UC_U \text{ pérdida fricción} = f \frac{\theta_c \times R \times W_1^2}{8L \times S} (L + 2S) \quad (29)$$

Por otra parte las pérdidas que el fluido experimenta al cambiar de dirección a su paso por los álabes, pueden estimarse utilizando la siguiente relación:

$$g \times H_{\text{pérdidas curvatura}} = K \times \frac{W_1^2}{2} = \Delta UC_U \text{ pérdidas curvatura} \quad (30)$$

Donde:

$H_{\text{pérdidas curvatura}}$ = pérdida por curvatura, expresada como altura.

K = factor de curvatura (experimental) (C)

Dado que el chorro de agua golpea a los álabes por dos ocasiones a su paso por la turbina, la pérdida total será:

$$H = 2(H_{\text{fricción}} + H_{\text{curvatura}}) = \Delta UC_{\text{U}} \text{ pérdidas} \quad (31)$$

Adicionalmente a esto, consideramos las pérdidas dentro del inyector, aplicando un factor que reduce el valor de la velocidad absoluta (C_1) del fluido a su ingreso al rodete, de esta manera:

$$C_1 = C_v \sqrt{2g H_n}$$

Donde:

C_1 = velocidad absoluta del fluido a la entrada del rotor

C_v = factor de pérdidas en el inyector

H_n = altura neta a la entrada del inyector

El valor de C_v se toma como 0.96 según Mataix (4)

2.5.2. Rendimiento Mecánico

En esta parte se toma en consideración las pérdidas, que origina la fricción existente en los elementos integrantes de la máquina, podemos expresarlo así:

$$\eta_M = \frac{P_G}{P_E} \quad (32)$$

Donde:

η_M = rendimiento mecánico

P_E = potencia entregada

P_G = potencia generada

2.5.3. Rendimiento volumétrico

El rendimiento volumétrico es un factor que considera las pérdidas del fluido que no desarrolló trabajo, nos da una idea de que tan buena fue la construcción del modelo en lo que a partes se refiere, se define de la siguiente manera:

$$\eta_V = \frac{Q - Q_p}{Q} \quad (33)$$

Donde:

η_v = rendimiento volumétrico

Q = caudal disponible

Q_p = caudal perdido (no desarrolla trabajo)

El rendimiento total de la máquina será entonces:

$$\eta_T = \eta_H \times \eta_M \times \eta_v$$

2.6. POTENCIA

Por definición la potencia que el fluido es capaz de entregar al rodete es:

$$P_H = H \dot{m} g \quad (34)$$

Donde:

P_H = potencia que el fluido es capaz de entregar (watt)

H = altura neta (m)

\dot{m} = flujo másico de agua (Kg/s)

g = valor de la gravedad (m/s^2)

Entonces la potencia esperada real de la máquina será:

$$P_R = \eta_T \times P_H \quad (35)$$

2.7. VELOCIDAD ESPECIFICA

Para cada turbina, no importa su modelo ni su tamaño, existe un punto para una operación óptima, este punto corresponde a cierta combinación de parámetros, los que combinados adecuadamente proporcionan un número adimensional que se obtiene como velocidad específica (N_S), este concepto que se usa mucho en la selección de una turbomáquina, se expresa así:

$$N_S = \frac{N P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (36)$$

Donde:

N_S = velocidad específica (adimensional)

P = potencia (CV)

H = altura neta (m)

Los rangos de velocidad específica para turbinas hidráulicas como la Pelton y Francis, están definidas claramente. Para la turbina Michel Banki se puede ilustrar de la siguiente manera :

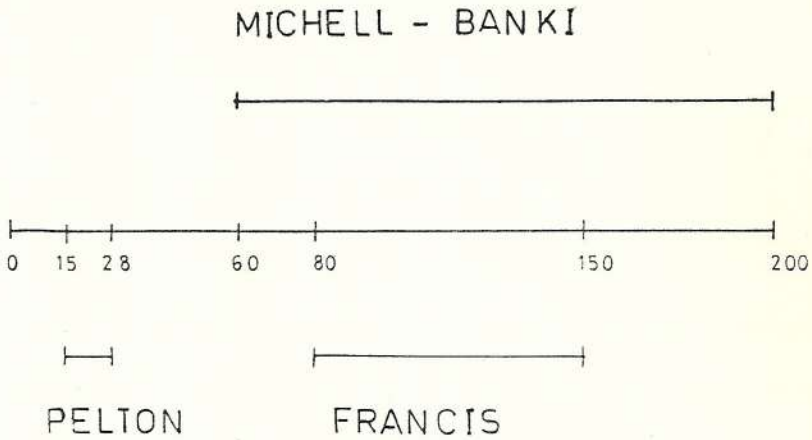


FIGURA N° 12. ESCALAS PARA VELOCIDADES ESPECIFICAS DE TURBINAS
MICHEL - BANKI, PELTON Y FRANCIS

2.8. DIMENSIONAMIENTO

En el desarrollo de la presente sección se usarán los valores obtenidos de las características del equipo tanto de su funcionamiento como de su geométrica aplicados estos a los planteamientos teóricos efectuados se obtendrán dimensiones y valores característicos de la turbina en diseño.

2.8.1. Triángulo de velocidades de entrada

Considerando las características de funcionamiento del equipo y bombas usadas para el accionamiento de la tur

bina, la velocidad absoluta del chorro de agua al ingreso a la turbina es:

$$C_1 = 15 \text{ m/s}$$

La que es estimada partiendo de la presión de agua - existente justo antes de su ingreso al rodete. Se toma en este caso un factor de corrección por pérdidas debido tanto a rozamiento como a flujo convergente - en el inyector, factor que según la ecuación se toma 0.96, obtenemos entonces (Sección N° 2.5.1).

$$C_1 = 14.5 \text{ m/s}$$

Podemos ahora construir el triángulo de velocidades, recordando que el valor del coeficiente de trabajo - es dos y el ángulo de entrada (el que es dado por la geometría del inyector) es 30°

De la figura N° 7, se deduce que:

$$U_1 = \frac{C_1}{2} \cos \alpha_1$$

reemplazando $C_1 = 14.5 \text{ m/s}$ y $\alpha_1 = 30^\circ$

$$U_1 = 6.28 \text{ m/s}$$

por trigonometría y aplicando la ley de los cosenos

$$W_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2 C_1 U_1 \cos \alpha_1$$

reemplazando datos

$$W_1 = 9.6 \text{ m/s}$$

A continuación ilustramos el triángulo de velocidades a la entrada del rodete

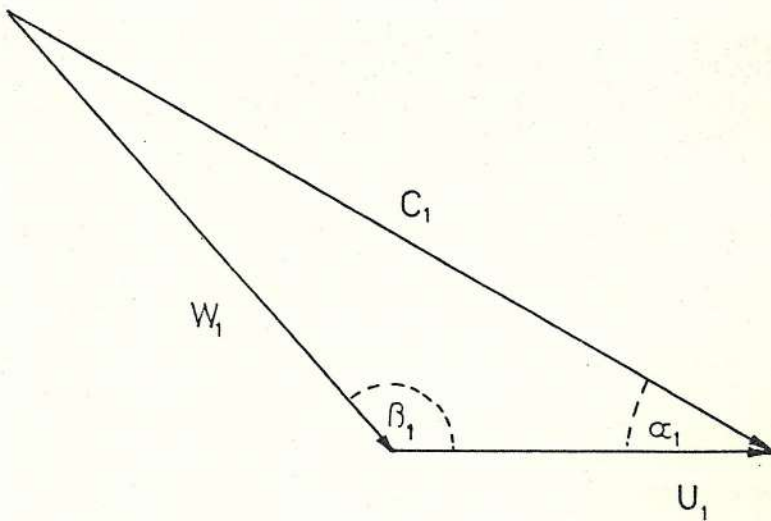


FIGURA N° 13. TRIANGULO DE VELOCIDADES A LA ENTRADA DEL RODETE.

de la figura determinamos el ángulo β_1 de la siguiente manera:

$$\cos \beta_1 = \frac{U_1^2 + W_1^2 - C_1^2}{2U_1W_1}$$

$$\beta_1 = 130.7^\circ$$

Con lo que el triángulo de velocidades a la entrada - queda definido completamente.

2.8.2. Dimensionamiento geométrico

En esta parte debemos recordar los fines del presente trabajo, los que enmarcados por limitaciones de laboratorio nos obliga al diseño de una turbina de pequeño diámetro exterior, aproximadamente unos 20 cm., lo que es un parámetro impuesto en el diseño. De acuerdo a lo que en párrafos anteriores se dijo, tomaremos una relación de diámetros recomendablemente baja: $m=0.6$. Con esto realizaremos cálculos iterativos hasta lograr la determinación de los demás parámetros geométricos que faciliten la construcción del rodete, esto es tomando en consideración lo que existe en el mercado

do local.

Utilizando las relaciones anteriores, elaboraremos a continuación una tabla de valores para una turbina con un $m = 0.6$ y un $\beta_1 = 130.70$. Mediante la ecuación trigonométrica (23), se encuentra $\theta = 11^\circ$.

En la siguiente página, encontraremos una tabla en la que escogeremos un tamaño apropiado y de fácil construcción, este es el rodete con $d_o = 210$ mm.; para la confección nos hace falta álabes con un radio de 52.7 mm (≈ 2 pulgadas), esto lo podemos conseguir fácilmente seccionando tubería corriente de 4 pulgadas de diámetro.

TABLA N^o

de (m.m)	di (m.m)	C (mm.)	R (mm)
150	90	32.8	37.6
160	96	35.0	40.1
170	102	37.2	42.6
180	108	39.4	45.2
190	114	41.5	47.7
200	120	43.7	50.1
210	126	46.0	52.7
220	132	48.1	55.2
230	138	50.3	57.7
240	144	52.5	60.2
250	150	54.7	62.7
260	156	56.9	65.2
270	162	59.1	67.7
280	168	61.3	70.2
290	174	63.4	72.7
300	180.	65.6	75.3

2.8.3. Longitud del rotor

Tomando la ecuación (26), de la sección 2.4.3., la longitud (L) del rotor puede ser obtenida de la siguiente manera:

$$L = \frac{3.82 \times Q}{W_1 \times d_i}$$

Donde:

$$Q = 0.007 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$W_1 = 9.6 \text{ m/s}$$

$$d_i = 126 \text{ mm}$$

por lo que:

$$L = 22 \text{ mm}$$

La longitud del rotor constituye un dato básico, para la construcción. La expresión usada contempla datos geométricos y de caudal, en este caso también recordaremos que la potencia de la turbina puede ser cambiada variando la longitud del rotor, es decir, variando el flujo másico que atravieza la turbina.

2.8.4. Rendimiento hidráulico

En la sección 2.5.1., se desarrollarán expresiones para el cálculo del rendimiento hidráulico (η_H), así:

$$\eta_H = \frac{\Delta U_{CU} \text{ ideal} - \Delta U_{CU} \text{ pérdidas}}{\Delta U_{CU} \text{ ideal}}$$

para el intercambio energético ideal tenemos:

$$\Delta U_{CU} \text{ ideal} = U_1 C_{U1} - U_4 C_{U4} = 2 U_1^2$$

reemplazando datos:

$$\Delta U_{CU} \text{ ideal} = 78.9 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

por otra parte las pérdidas pueden representarse como la suma de las pérdidas por fricción y por curvatura, considerando el doble intercambio, multiplicaremos por dos.

Dichas pérdidas pueden ser expresadas utilizando las ecuaciones (29) y (30) así:

$$1/2 \Delta U_{CU} \text{ pérdidas} = f \frac{\theta_C \times R \times W_1^2}{8L \times S} (L + 2S)$$

$$+ K + \frac{W_1^2}{2} \quad (37)$$

para el cálculo del factor de fricción (f) es necesario referirnos al diagrama de Moody, para utilizarlo nos hace falta calcular el número de Reynolds (R) del fluido y la rugosidad relativa (e/D) de la superficie que está en contacto con el fluido.

El diámetro hidráulico para nuestro caso está dado por:

$$D_H = \frac{4 \times L \times S}{L + 2S}$$

reemplazando datos:

$$D_H = \frac{4 \times 22 \times 32.6}{22 - 2 \times 32.6} = 33 \text{ mm.}$$

Para nuestro caso consideraremos la superficie como hierro galvanizado, así tenemos una rugosidad relativa de (D).

$$e/D = 0.005$$

El número de Reynolds (R) es calculado con propiedades del agua a 20°C, esto es:

$$\rho = 999 \text{ Kg/m}^3 \quad \mu = 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{m} \times \text{s}}$$

y basados en la velocidad relativa del fluido (W_1)

$$W_1 = 9.6 \text{ m/s}$$

$$R = \frac{\gamma \times W_1 \times D_H}{\mu}$$

reemplazando datos:

$$R = 3 \times 10^5$$

con este valor y la rugosidad relativa, obtenemos en el diagrama de Moody el factor de fricción:

$$f = 0.03$$

El valor del ángulo (θ_c) que subtende el arco que hace el álabe, se obtiene de las ecuaciones de

la sección 2.4.1.

$$\theta_c = 51.7^\circ = 0.9 \text{ rad.}$$

Para estimar las pérdidas por curvatura utilizaremos un gráfico experimental (C) en el que obtenemos el factor de pérdidas (K), para esto es necesario la relación:

$$\frac{R}{D_H} = \frac{52.7}{33} = 1.6$$

y el ángulo $\theta_c = 51.7^\circ = 0.9 \text{ rad}$

del gráfico obtenemos:

$$K = 0.14$$

Reemplazando datos en la ecuación (37), tenemos:

$$1/2 \Delta U_{C_U} \text{ pérdidas} = \frac{0.03 \times 0.9 \times 0.0527 \times (9.6)^2}{8 \times 0.022 \times 0.0326} \times$$

$$(0.022 + 2 \times 0.0326) + 0.14 \times \frac{(9.6)^2}{2}$$

$$1/2 \Delta UC_U \text{ pérdidas} = 1.99 + 6.45 = 8.44 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

Por lo que el rendimiento hidráulico expresado será:

$$\eta_H = \frac{78.9 - 16.88}{78.9} = 78.7 \%$$

2.8.5. Potencia

Utilizando la ecuación (34) de la sección 2.6.

$$P = \dot{m} \times \Delta UC_U \times H$$

Reemplazando

$$P = \rho \times Q \times 2U_1^2 \times \eta_H$$

$$P = 999 \times 0.007 \times (6.28)^2 \times 0.787$$

$$P = 434 \text{ Watt}$$

que es la potencia que esperamos obtener en el punto de diseño, considerando solo la eficiencia hidráulica.

2.8.6. Velocidad angular

En este caso la velocidad angular (N) del rotor se toma como si la produjera solo la componente tangencial de la velocidad de entrada (U_1), es decir estamos asumiendo que no hay variaciones por pérdidas en la misma.

$$N = 6.28 \text{ m/s} \times 60 \text{ s/min} \times \frac{\text{rev}}{\pi \times 0.21}$$

así la velocidad angular esperada del rotor es:

$$N = 571 \text{ RPM}$$

2.8.7. Velocidad específica

Utilizando la ecuación (36), y considerando la velocidad de entrada al rotor para la determinación de la altura neta (H), tenemos que si:

$$C_1 = 14.5 \text{ m/s.}$$

la altura neta correspondiente es:

$$H = 10 \text{ m.}$$

entonces:

$$i|_S = \frac{N \times P^{1/2}}{H^{5/4}}$$

Reemplazando datos:

$$N_S = \frac{571 \times (0.59)^{1/2}}{10^{5/4}}$$

$$N_S = 24.66$$

2.8.8. Tabla de resultados

Los siguientes datos corresponden al punto de diseño de la turbina:

$$Q = 0.007 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 10 \text{ m}$$

$$\alpha_1 = 30^\circ$$

$$C_1 = 14.5 \text{ m/s}$$

$$U_1 = 6.28 \text{ m/s}$$

$$W_1 = 9.6 \text{ m/s}$$

$$\beta_1 = 130.7^\circ$$

$$\emptyset = 11^\circ$$

$$m = 0.6$$

$$d_e = 210 \text{ mm.}$$

$$d_i = 126 \text{ mm.}$$

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

$$R = 52.7 \text{ mm.}$$

$$L = 22 \text{ mm.}$$

$$Z = 24 \text{ álabes}$$

$$\theta_c = 51.7^\circ$$

$$S = 32.6 \text{ mm.}$$

$$\eta_H = 78.7 \%$$

$$P = 434 \text{ Watt}$$

$$N = 571 \text{ RPM}$$

$$N_S = 24.6$$

ANALISIS DE FUERZAS Y TORQUES DEBIDO AL CHORRO

3.1. INTRODUCCION

El chorro de agua a su paso por el rodete intercambia fuerzas en la periferia del mismo (en la corona que forman los álabes) produciendo torques que se transmiten a través del eje para producir potencia útil.

En el presente capítulo se analizan dichas fuerzas y torques, realizando las consideraciones pertinentes para el caso estático y para el dinámico el primero cuando la turbina se encuentra detenida con el chorro fluyendo a través de ella, el segundo cuando la turbina rote normalmente a efecto del chorro.

El resultado del análisis estático nos será útil para el diseño mecánico de las partes del rotor, esto es por ser el caso con resultantes de fuerzas y torques mayores.

Por otro lado el resultado del análisis dinámico, nos servirá para la estimación de la potencia útil esperada y para el cálculo del dinamómetro a usarse en el freno de Prony - que medirá torque dinámico.

Siendo la turbina de doble paso se realiza un análisis tanto a la entrada como a la salida de la misma, es decir se considera cada paso como un intercambio energético por separado. Se utilizan los subíndices 1 y 2 en las secciones transversales por donde entra y sale el fluido respectivamente en el primer paso; se utilizan los subíndices 3 y 4 , para las secciones transversales de entrada y de salida en el segundo paso.

3.2. FUERZA EN LOS ALABES

Analizaremos primero el caso estático en el primer paso del chorro a través del rodete. Es de notar que consideraremos el chorro como si impactara en un solo álabe, luego multiplicaremos el resultado por un factor que depende del valor del ángulo de admisión (Ω) para así abarcar el chorro completo.

Para el desarrollo de esta parte del análisis hacemos refe

rencia a la figura N^o 14, en la que se indican los ejes de referencia y las velocidades con su respectivo ángulo de inclinación respecto a los ejes.

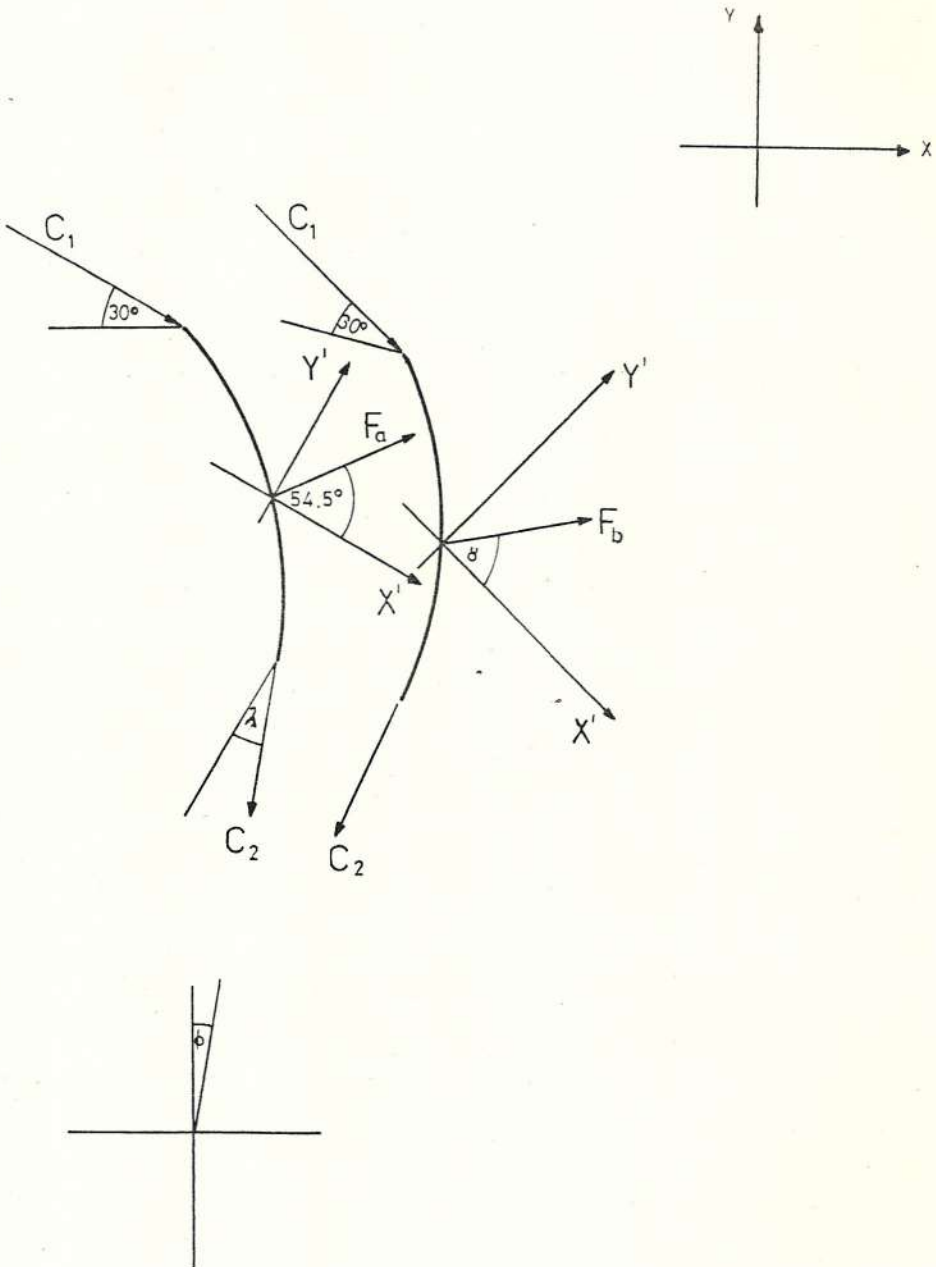


FIGURA N^o 14. ANALISIS DE FUERZAS EN EL PRIMER PASO CASO ESTADICO

El eje X' está orientado en la dirección de la velocidad C_1 , aplicando la ecuación de la cantidad de movimiento, las fuerzas originadas en el intercambio pueden expresarse así:

$$\vec{F} = \int_1 \vec{C}_1 \rho \vec{C}_1 \cdot d\vec{A} + \int_2 \vec{C}_2 \rho \vec{C}_2 \cdot d\vec{A}_2 \quad (38)$$

de acuerdo a la figura N° 14

$$\vec{C}_1 = C_1 \hat{i}'$$

$$\vec{C}_2 = C_2 (\text{Sen } \lambda \hat{i}' - \text{Cos } \lambda \hat{j}')$$

Donde λ es un ángulo que se determina por relaciones geométricas, reemplazando

$$F = \frac{\dot{m}}{ng} \{ (-C_1 + C_2 \text{ Sen } \lambda) \hat{i}' - C_2 \text{ Cos } \lambda \hat{j}' \}$$

tomando componentes en el eje $X' - Y'$ tenemos:

$$F_{ax'} = (C_1 - C_2 \text{ Sen } \lambda) \frac{\dot{m}}{ng}$$

$$F_{ay'} = C_2 \text{ Cos } \lambda \frac{\dot{m}}{ng}$$

Donde \dot{m} = flujo masico (Kg/s)

n = número de álabes que abarca el chorro.

Reemplazando los siguientes datos:

$$\lambda = 30 - \phi = 30 - 11 = 19^\circ$$

$$C_1 = C_2 = 14.5 \text{ m/s}$$

$$\dot{m} = 0.007 \text{ m}^3/\text{s} \times 999 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} = 6.99 \text{ Kg/s.}$$

$$n = 2$$

con lo que obtenemos:

$$F_{ax'} = 3.5 \text{ Kg}$$

$$F_{ay'} = 4.9 \text{ Kg}$$

$$F_a = 6.1 \text{ Kg}$$

$$\gamma = \text{tg}^{-1} \frac{F_{ay'}}{F_{ax'}} = 54.5^\circ$$

Donde γ es el ángulo que forma la fuerza F_a con el eje $X'-Y'$,

por otro lado

$$\gamma - 30^\circ = 24.5^\circ$$

es el ángulo que forma la fuerza F_a con los ejes X-Y así:

$$F_{ax} = F_a \cos (\gamma - 30)$$

$$F_{ay} = F_a \sin (\gamma - 30)$$

por lo que reemplazando tenemos:

$$F_{ax} = 5.6 \text{ Kg}$$

$$F_{ay} = 2.5 \text{ Kg}$$

Para analizar el otro lado del álabe, consideraremos que:

$$|\vec{F}_a| = |\vec{F}_b| ,$$

pero el ángulo que forma la fuerza F_b respecto al eje X-Y es:

$$\gamma - 45^\circ = 9.4^\circ$$

Donde 45° es obtenido de la geometría, por lo tanto:

$$F_{bx} = 6 \text{ Kg}$$

$$F_{by} = 1 \text{ Kg}$$

Para el análisis de fuerzas estáticas en el segundo paso hacemos referencia a la figura N° 15, en la cual observamos - que el eje X' está en la dirección de C_3 .

Aplicando la ecuación de la cantidad de movimiento, las - fuerzas intercambiadas son:

$$\vec{F} = \int_3 \vec{C}_3 \rho C_3 \cdot dA_3 + \int_4 \vec{C}_4 \rho C_4 \cdot dA_4 \quad (39)$$

de acuerdo con la figura se tiene

$$\vec{C}_3 = C_3 \hat{i}'$$

$$\vec{C}_4 = C_4 (\text{Sen } \lambda \hat{i}' + \text{Cos } \lambda \hat{j}')$$

Donde λ' es obtenido por relaciones geométricas

$$\vec{F} = \frac{\dot{m}}{ng} \{ (-C_3 - C_4 \text{ Sen } \lambda') \hat{i}' + C_4 \text{ Cos } \lambda \hat{j}' \}$$

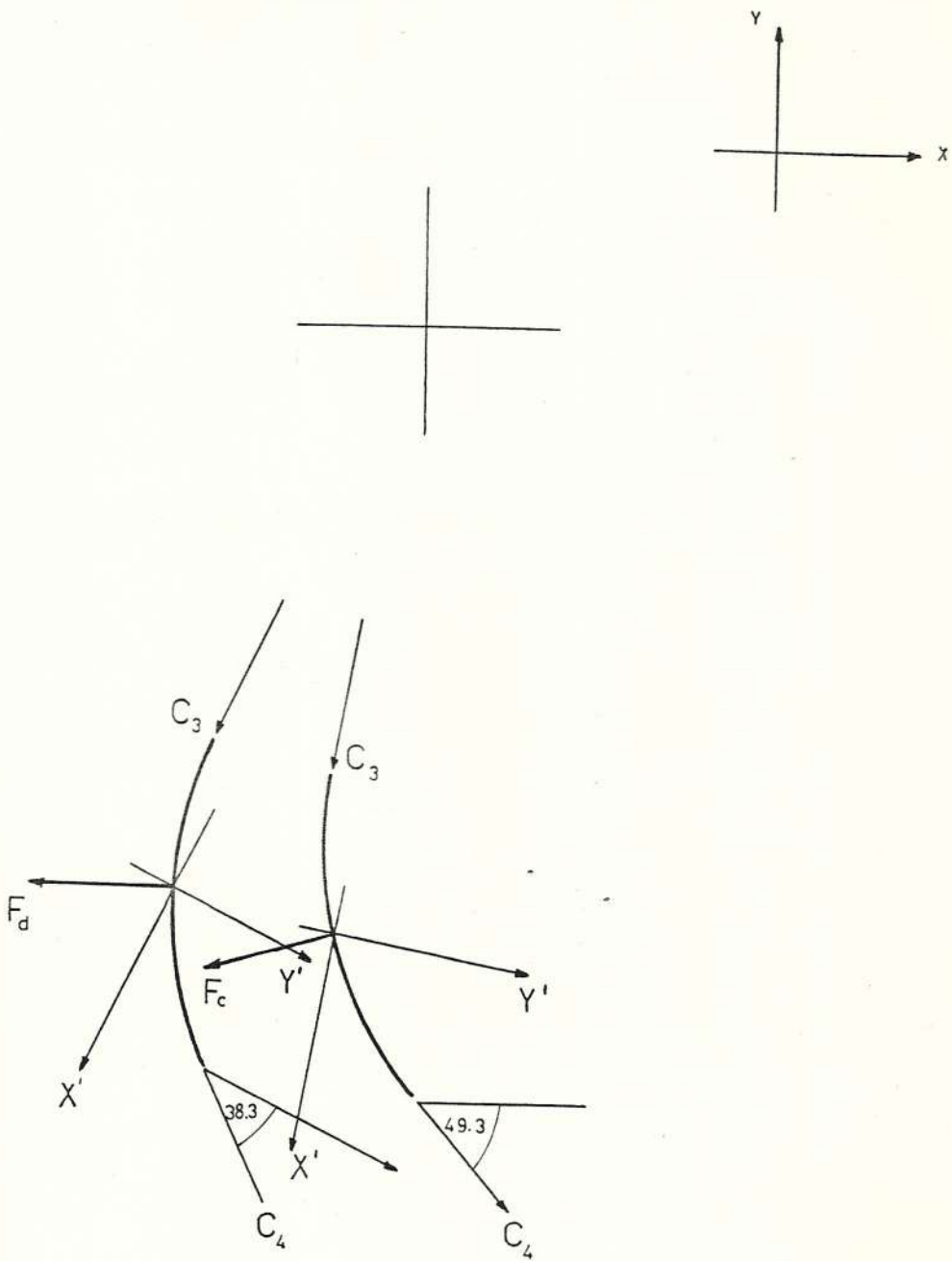


FIGURA N^o 15. ANALISIS DE FUERZAS EN EL SEGUNDO PASO. CASO ESTADICO.-

Los componentes de la fuerza sobre el álabe son:

$$F_{CX'} = (C_3 - C_4 \text{ Sen } \lambda') \frac{m}{ng}$$

$$F_{CY'} = (-C_4 \text{ Cos } \lambda') \frac{m}{ng}$$

Sabemos que:

$$\lambda' = (180 - 130.7) - 11 = 38.3^\circ$$

$$C_3 = C_4 = 14.5 \text{ m/s}$$

obtenemos:

$$F_{CX'} = 1.97 \text{ Kg}$$

$$F_{CY'} = 4.1 \text{ Kg}$$

$$F_C = 4.5 \text{ KG}$$

$$\gamma = -64.3^\circ$$

Respecto a los ejes X - Y

$$F_{CX} = F_C \text{ Cos } 10.7^\circ$$

$$F_{Cy} = F_C \text{ Sen } 10.7^\circ$$

Donde el ángulo 10.7° se lo obtiene por relación geométrica

$$F_{Cx} = -4.42 \text{ Kg}$$

$$F_{Cy} = -0.84 \text{ Kg}$$

Se considera que el $|\vec{F}_C| = |\vec{F}_D|$ para el ángulo que \vec{F}_D forma con el eje X - Y es:

$$\gamma_d = 15 - 10.7 = 4.3$$

por lo tanto:

$$F_{dx} = -4.48 \text{ Kg}$$

$$F_{dy} = 0.34 \text{ Kg}$$

Analizaremos ahora el caso dinámico, para esto consideraremos la figura N° 16 de la misma manera el eje X' está en la dirección de C_1 . Aplicando la ecuación de la cantidad de movimiento, tenemos para este caso:

$$\vec{F} = \int_1 \vec{C}_1 \rho C_1 \cdot dA_1 + \int_2 \vec{C}_2 \rho C_2 \cdot dA_2 \quad (40)$$

Se cumple también que:

$$|\vec{c}_1| \neq |\vec{c}_2|$$

$$|\vec{w}_1| \approx |\vec{w}_2|$$

de acuerdo a la figura N° 16 se tiene:

$$\vec{c}_1 = c_1 \hat{i}'$$

$$\vec{c}_2 = c_2 (\cos \lambda \hat{i}' - \text{Sen} \lambda \hat{j}')$$

$$\vec{F} = \frac{\dot{m}}{ng} \{(-c_1 + c_2 \cos \lambda) \hat{i}' - c_2 \text{Sen} \lambda \hat{j}'\}$$

Las componentes de la fuerza sobre el álabe respecto al eje $X' - Y'$ son:

$$F_{ax'} = \frac{\dot{m}}{ng} (c_1 + c_2 \cos \lambda)$$

$$F_{ay'} = \frac{\dot{m}}{ng} (c_2 \text{Sen} \lambda)$$

De acuerdo al triángulo de velocidades en cada punto conocemos los siguientes datos:

$$C_1 = 14.5 \text{ m/s}$$

$$C_2 = 10.3 \text{ m/s}$$

$$\lambda = 49.6^\circ$$

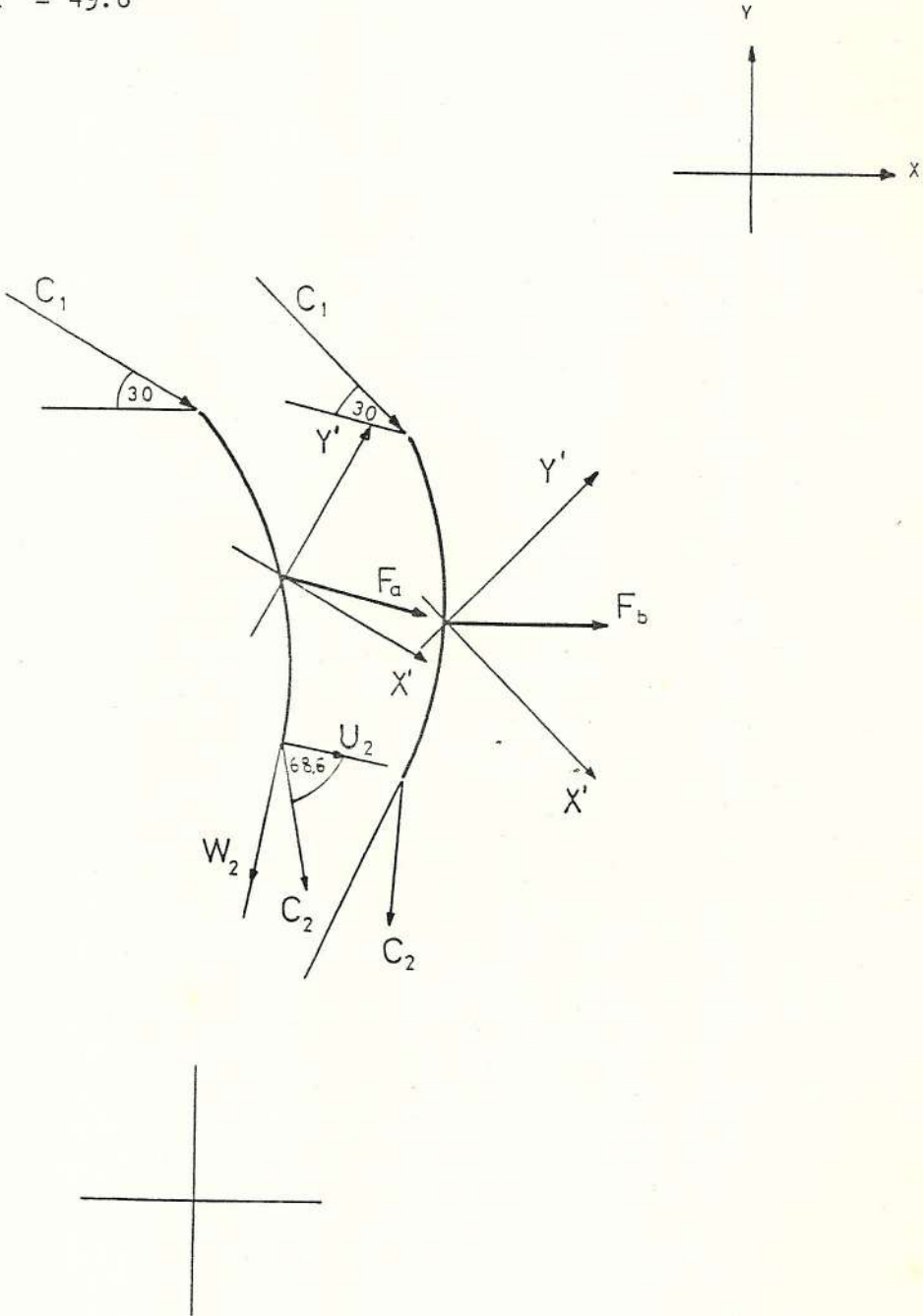


FIGURA N° 16. ANALISIS DE FUERZAS EN EL PRIMER PASO CASO DINAMICO.

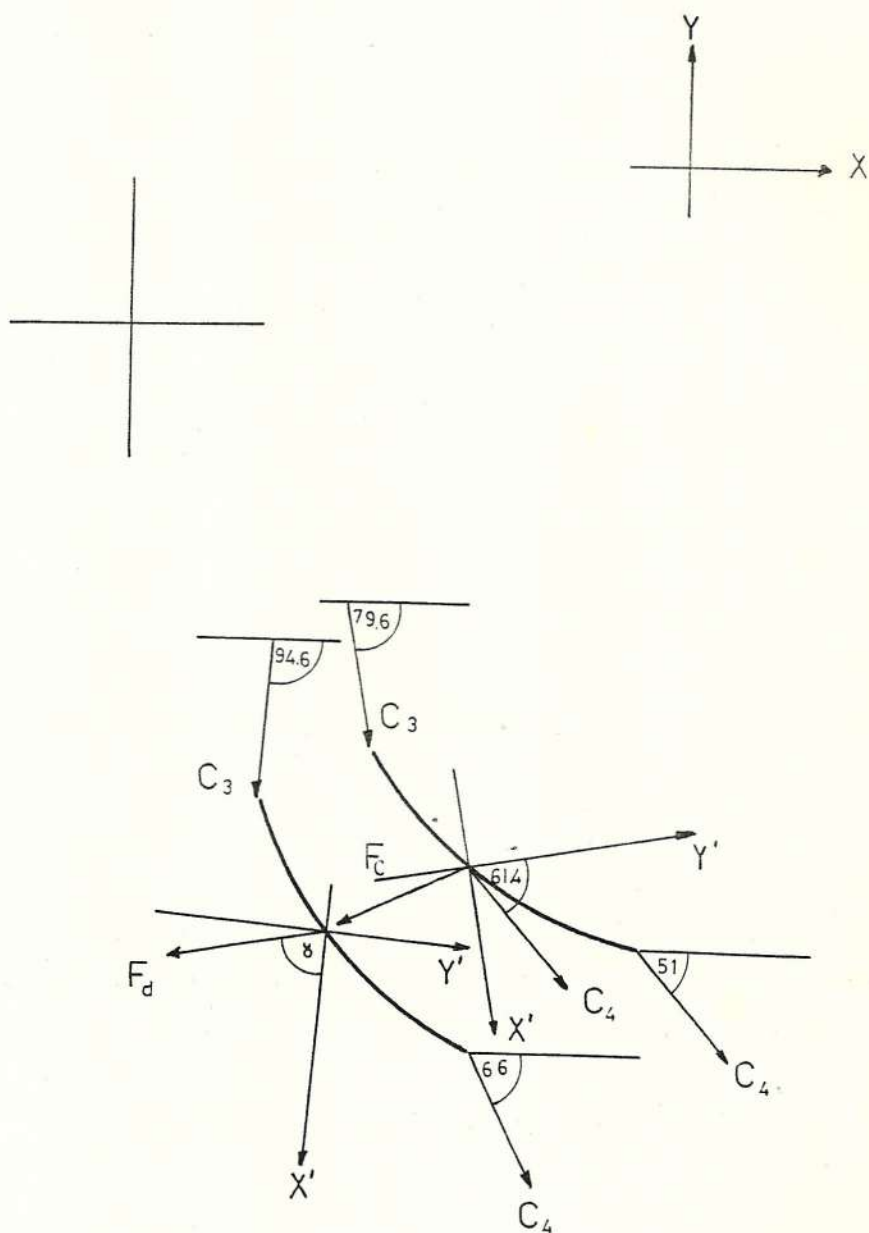


FIGURA N^o 17. ANALISIS DE FUERZAS EN EL SEGUNDO PASO CASO DINAMICO.

$$\vec{F} = \frac{\dot{m}}{ng} \{(-C_3 + C_4 \cos \lambda') \hat{i}' + C_4 \sin \lambda' \hat{j}'\} \quad (41)$$

los componentes de la fuerza sobre el álabe (C) en el sentido del eje $X' - Y'$ serán:

$$F_{CX'} = \frac{\dot{m}}{ng} (C_3 - C_4 \sin \lambda')$$

$$F_{CY'} = \frac{\dot{m}}{ng} (-C_4 \cos \lambda') \quad \lambda' = 36.4^\circ$$

reemplazando valores, obtenemos:

$$F_{CX'} = 0.6 \text{ Kg}$$

$$F_{CY'} = 4.16 \text{ Kg}$$

$$F_C = 4.2 \text{ Kg}$$

$$\gamma = 18.6^\circ$$

respecto al eje $X - Y$, existe un ángulo de 24.5° por lo que:

$$F_{CX} = -3.9 \text{ Kg}$$

$$F_{CY} = -1.3 \text{ Kg}$$

mientras que para el otro lado del álabe $|\vec{F}_d| = |\vec{F}_c|$ obtenemos $\gamma = 3.5^\circ$ y las componentes serán:

$$F_{dx} = -4.19 \text{ Kg}$$

$$F_{dy} = -0.26 \text{ Kg}$$

La figura N^o 18, se utiliza para demostrar como el chorro abandona el primer paso y se dirige al segundo, se puede apreciar lo que hemos asumido para el cálculo de las fuerzas que actúan en el segundo paso.

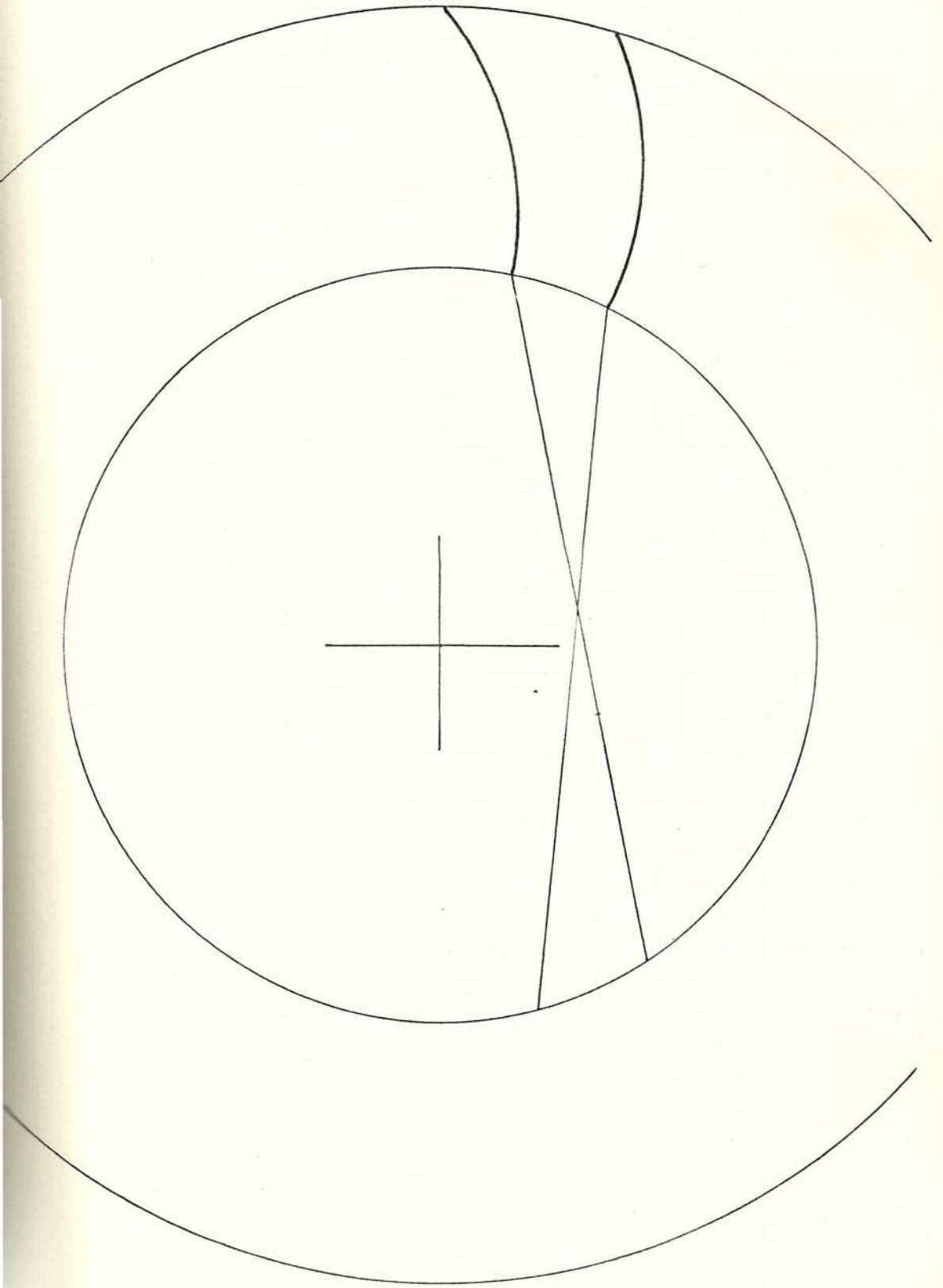


FIGURA N° 18.- TRAYECTORIA DEL CHORRO ENTRE PRIMERO Y SEGUNDO PASO

3.3. FUERZAS EN EL INYECTOR

El chorro de agua a su paso por el inyector intercambia energía con este, lo que constituye pérdidas, las fuerzas resultantes como la fricción existente en esta parte son datos que nos sirven también para determinar factores en la construcción del mismo, con el ánimo de obtener una operación segura del equipo.

En este caso utilizaremos la figura N° 19, para hacer referencia, las fuerzas intercambiadas en el inyector son debidas al cambio de dirección del chorro de agua puede expresarse de la siguiente manera:

$$\vec{F} = \frac{\gamma Q}{g} \sqrt{2gH} \hat{j} + \vec{N} \gamma \vec{V} \cdot dA \quad (42)$$

asumimos que:

$$|\vec{V}| = |C_1| = 14.5$$

$$V = C_1 (\cos 45^\circ \hat{i} - \sin 45^\circ \hat{j})$$

por lo que:

$$F_x = \frac{6.99}{2 \times 9.8} (14.5 \cos 45^\circ) = 3.65 \text{ Kg}$$

$$F_y = \frac{6.99}{2 \times 9.8} (14.5 - 14.5 \sin 45^\circ) = 1.33 \text{ Kg}$$

La fuerza resultante sería:

$$F_R = 4 \text{ Kg.}$$

con un ángulo de inclinación de 20°

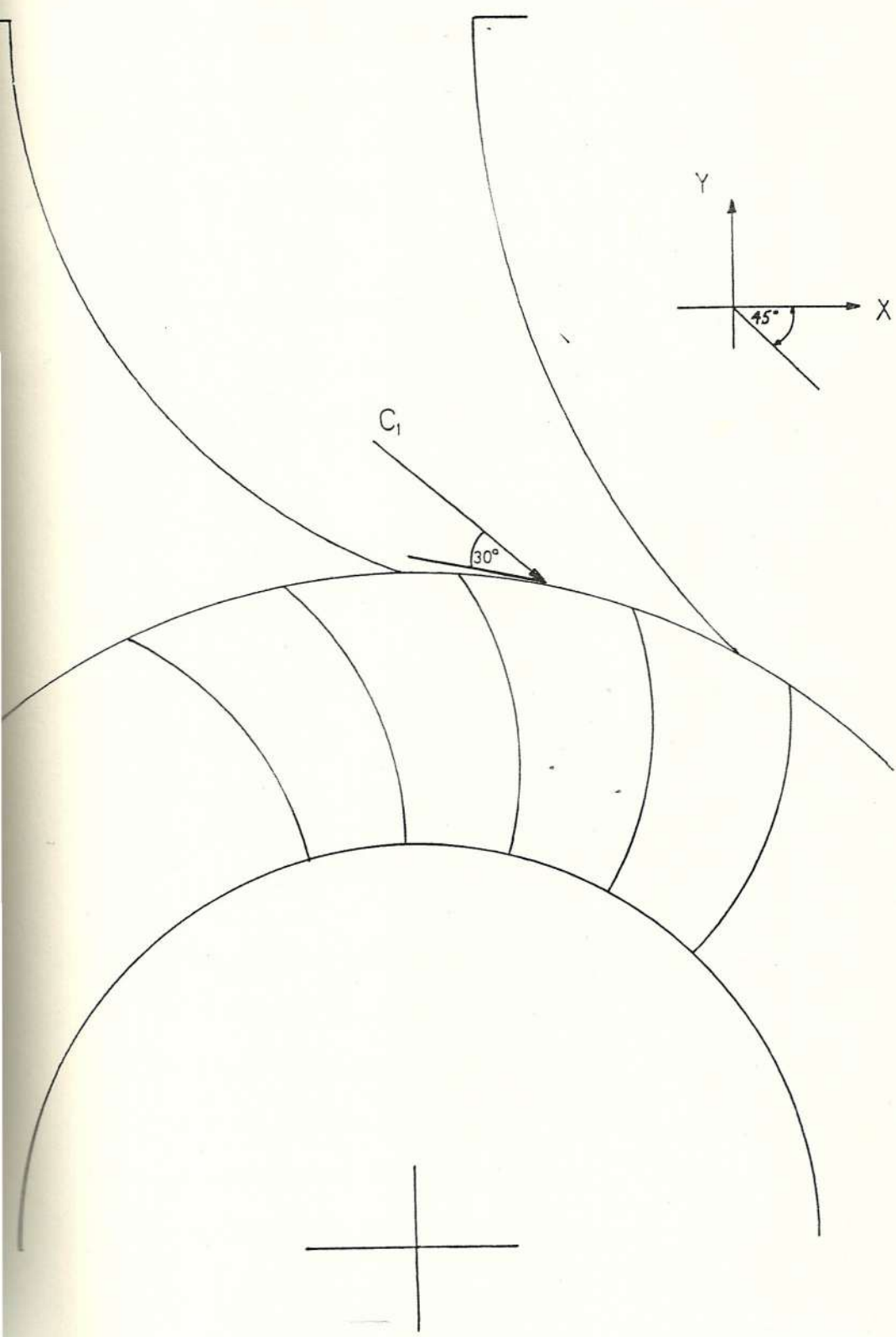


FIGURA N° 19. ANALISIS DE FUERZAS EN EL INYECTOR

Lo que nos dá una idea de lo fuerte que debe ser el invector para una operación confiable.

4. TORQUES EN LOS ALABES

El torque que el chorro produce por su intercambio energético en el rodete representa el momento de la cantidad de movimiento, y se define de la siguiente manera:

$$T = \int \vec{r} \times \vec{V} (\gamma \vec{V} \cdot d\vec{A}) \quad (43)$$

Donde:

T = torque (Kg x m)

r = radio sobre el cual actúa la fuerza para producir torque (m).

Igualmente analizaremos tanto el caso estático como el dinámico. La figura N° 20, nos servirá para el análisis estático, es importante observar que en este caso el torque producido - es la suma de los que efectúan las fuerzas periféricas, mientras que las fuerzas interiores efectúan torques que se anulan una a otra. Por lo que:

$$\vec{T}_{\text{estático}} = \int \vec{r} \times \vec{C}_1 (\rho \vec{C}_1 \cdot d\vec{A}_1) + \int \vec{r} \times \vec{C}_4 (\rho \vec{C}_4 \cdot d\vec{A}_4) \quad (44)$$

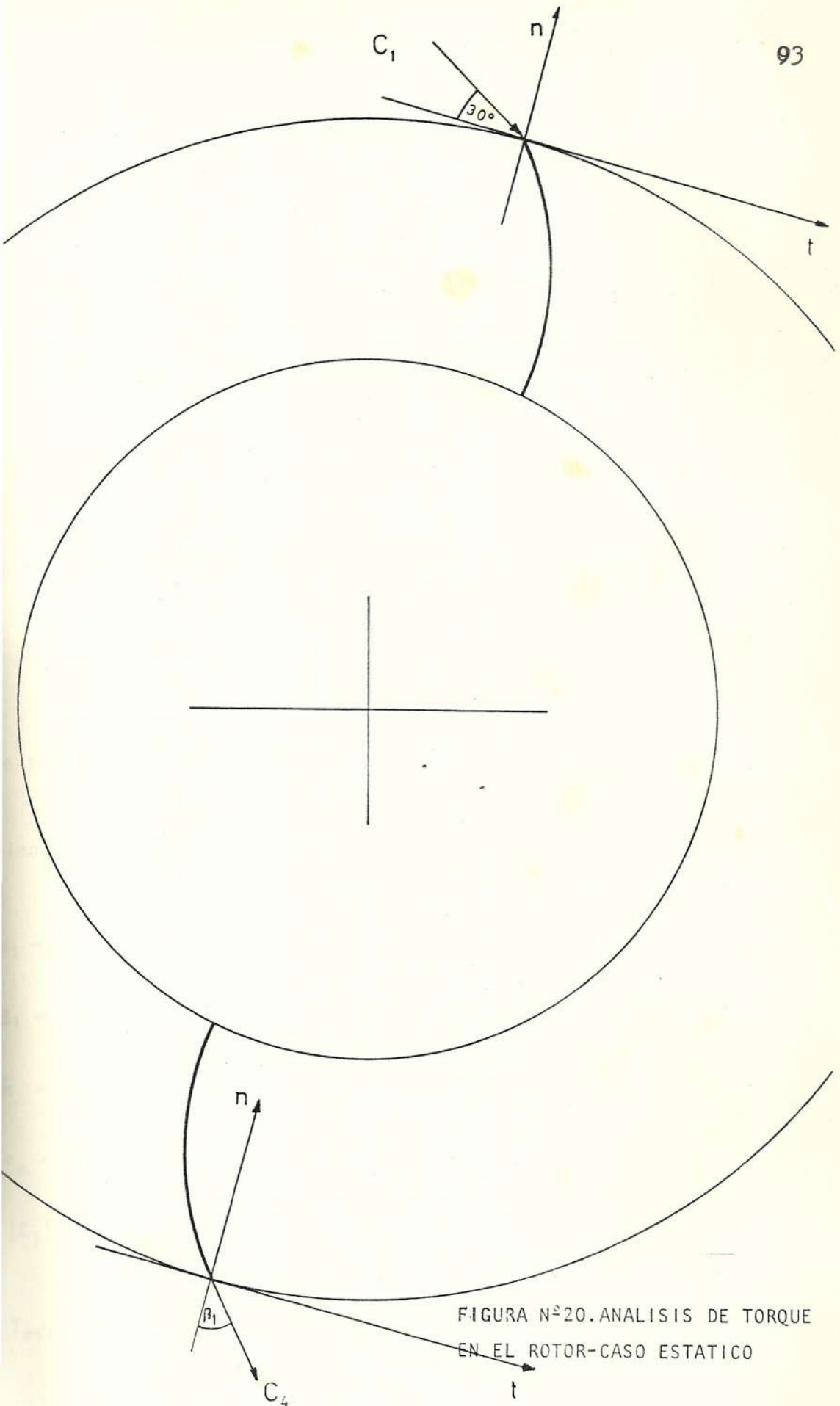


FIGURA N^o 20. ANALISIS DE TORQUE EN EL ROTOR-CASO ESTATICO

Haciendo referencia a la figura N° 20:

$$\vec{r}_1 = r_e \hat{j}$$

$$\vec{c}_1 = c_1 (\cos \alpha_1 \hat{i} - \text{Sen } \alpha_1 \hat{j})$$

$$\vec{r}_4 = -r_e \hat{j}$$

$$\vec{c}_4 = c_4 (\text{Sen } \beta_4 \hat{i} - \text{Cos } \beta_4 \hat{j})$$

reemplazando:

$$T_{\text{estático}} = \frac{\dot{m}}{g} (r_e c_1 \cos \alpha + r_e c_4 \text{Sen} \beta) \hat{k}$$

Siendo:

$$\alpha_1 = 30^\circ$$

$$\beta_1 = 40.7$$

$$\dot{m} = 6.99 \text{ Kg/s}$$

$$r_e = 105 \text{ mm.}$$

$$|c_1| \approx |c_4|$$

$$T_{\text{estático}} = 1.65 \text{ Kg} \times \text{m.}$$

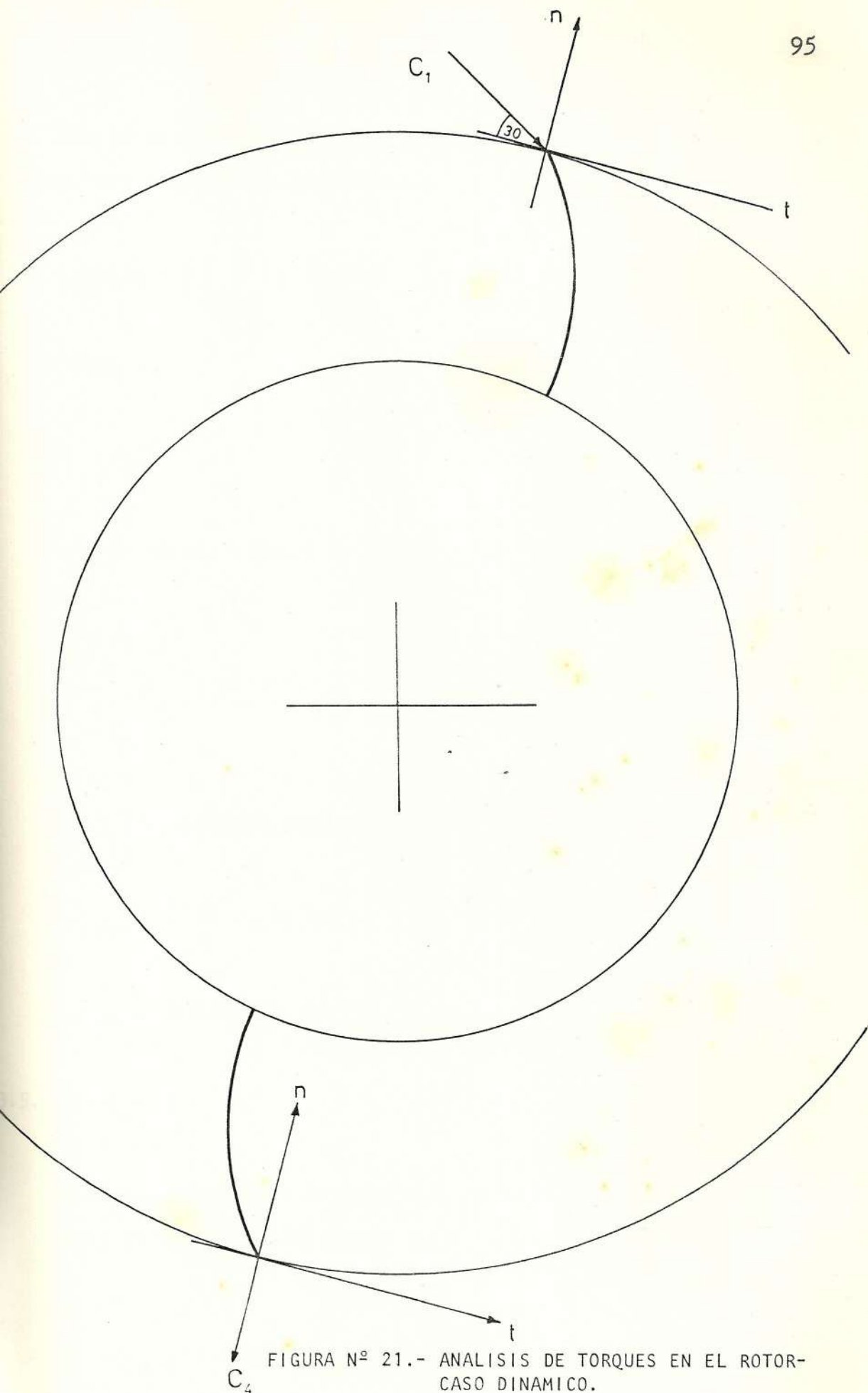


FIGURA N° 21.- ANALISIS DE TORQUES EN EL ROTOR- CASO DINAMICO.

Para el caso dinámico hacemos referencia a la figura N° 21, y podemos escribir de igual manera:

$$T_{\text{dinámico}} = \int_1 \vec{r}_1 \times C_1 (\rho \vec{C}_1 \cdot d\vec{A}_1) + \int_4 \vec{r}_4 \times \vec{C}_4 (\rho \vec{C}_4 \cdot d\vec{A}_4) \quad (45)$$

donde:

$$\vec{r}_1 = r_e \hat{j}$$

$$\vec{C}_1 = C_1 (\cos \alpha \hat{i} - \sin \alpha \hat{j})$$

$$\vec{r}_4 = r_e \hat{j}$$

$$\vec{C}_4 = C_4 \hat{j}$$

Reemplazando y simplificando

$$T_{\text{dinámico}} = \frac{\dot{m}}{g} r_e C_1 \cos \alpha$$

$$T_{\text{dinámico}} = 0.94 \text{ Kg} \times \text{m.}$$

3.5. RESULTANTES

En la siguiente tabla se presentan las fuerzas y torques producidos en los casos analizados, así:

Resultante en el sentido horizontal para el caso estático

$$\begin{aligned} F_x \text{ estático} &= F_{ax} + F_{bx} + F_{cx} + F_{dx} \\ &= 5.6 + 6 - 4.42 - 4.48 \end{aligned}$$

$$F_x \text{ estático} = 2.7 \text{ Kg.}$$

Resultante en el sentido vertical para el caso estático

$$\begin{aligned} F_y \text{ estático} &= F_{ay} + F_{by} + F_{cy} + F_{dy} \\ &= 2.5 + 1 - 0.84 + 0.34 \end{aligned}$$

$$F_y \text{ estático} = 3 \text{ Kg.}$$

Resultante en el sentido horizontal para el caso dinámico

$$\begin{aligned} F_x \text{ dinámico} &= F_{ax} + F_{bx} + F_{cx} + F_{dx} \\ &= 3.82 + 3.96 - 3.9 - 4.19 \end{aligned}$$

$$F_x \text{ dinámico} = -0.31 \text{ Kg}$$

Resultante en el sentido vertical para el caso dinámico

$$\begin{aligned} F_y \text{ dinámico} &= F_{ay} + F_{by} + F_{cy} + F_{dy} \\ &= 1.02 + 0 - 1.3 - 0.26 \end{aligned}$$

$$F_y \text{ dinámico} = -0.54 \text{ Kg}$$

	Estático	Dinámico
F _x	2.7	-0.31 Kg
F _y	3	-0.54 Kg

El torque en los álabes resulta ser:

	Torques	
Estático	1.65	Kg - m
Dinámico	0.94	Kg - m

CAPITULO IV

DISEÑO MECANICO

4.1. INTRODUCCION

Luego del diseño hidráulico de la máquina, en lo que respecta a la geometría del conjunto rodete - inyector y del análisis de fuerzas y torques, corresponde ahora el dimensionamiento de los componentes de acuerdo con el criterio mecánico apropiado en cada caso. En el presente capítulo desarrollaremos el diseño de estos elementos en el siguiente orden:

- álabes
- dinamómetro
- eje principal
- paredes del inyector
- rodamientos (selección)

En los correspondientes casos realizaremos un estudio tanto - para el caso de funcionamiento estático como para el dinámico.

Dada la naturaleza del rodete sus partes están sometidas a cargas variables por lo tanto donde sea conveniente se di señará bajo el criterio de fatiga mecánica. Para todos los com ponentes, las dimensiones definitivas están dadas no exacta- mente por el cálculo matemático, sino por la facilidad de cons trucción o lo que el mercado local posea, siempre inclinados a proporcionar una mayor seguridad al elemento durante su funciona- miento.

En todo caso, siendo este un equipo experimental, lo expuesto en este escrito tiene la finalidad de guiar a quien diseñe y cons truya una turbina de mayor potencia con fines de explotación del recurso hidráulico.

4.2. DISEÑO DE ALABES

Como se dijo en la introducción, se persigue la construc- ción de una turbina hidráulica que pueda ser obtenida a partir de materiales económicos y de fácil acceso, por lo que los álabes, dada su geometría, serán obtenidos mediante el seccionamiento de tubería galvanizada de 4 pulgadas de diá- metro.

Según el diseño hidráulico, el álabe presenta las siguientes di mensiones:

$$L = 22 \text{ mm.}$$

$$R = 52.7 \text{ mm.}$$

$$\theta_c = 51.7^\circ$$

$$C = 46 \text{ mm.}$$

Por facilidad de construcción se considera un álabe con un espesor de 3 mm. (un álabe más fino se deforma al ser soldado con equipo común), que se encuentra como una viga en voladizo y por facilidad de cálculo se diseñará como una viga recta (debe recordarse que la curvatura de álabe, aumenta el momento de inercia de la sección y por ende su resistencia) con una altura igual a C.

Analizaremos de esta manera el caso estático, que según las fuerzas resultantes obtenidas en el Capítulo anterior, es cuando los álabes están sometidos a mayores esfuerzos, así para el primer álabe al ingreso al rodete tenemos:

$$F_{ax} = 5.6 \text{ Kg}$$

$$F_{ay} = 2.5 \text{ Kg}$$

$$F_a = 6.13 \text{ Kg}$$

Esta fuerza resultante actúa sobre el álabe uniformemente, así la fuerza distribuida es:

$$\frac{6.13}{2.2} = 2.78 \text{ Kg/cm}$$

A continuación se presenta la viga en voladizo (álabe), sus dimensiones y los diagramas de fuerza cortante (V) así como el momento flector (M)

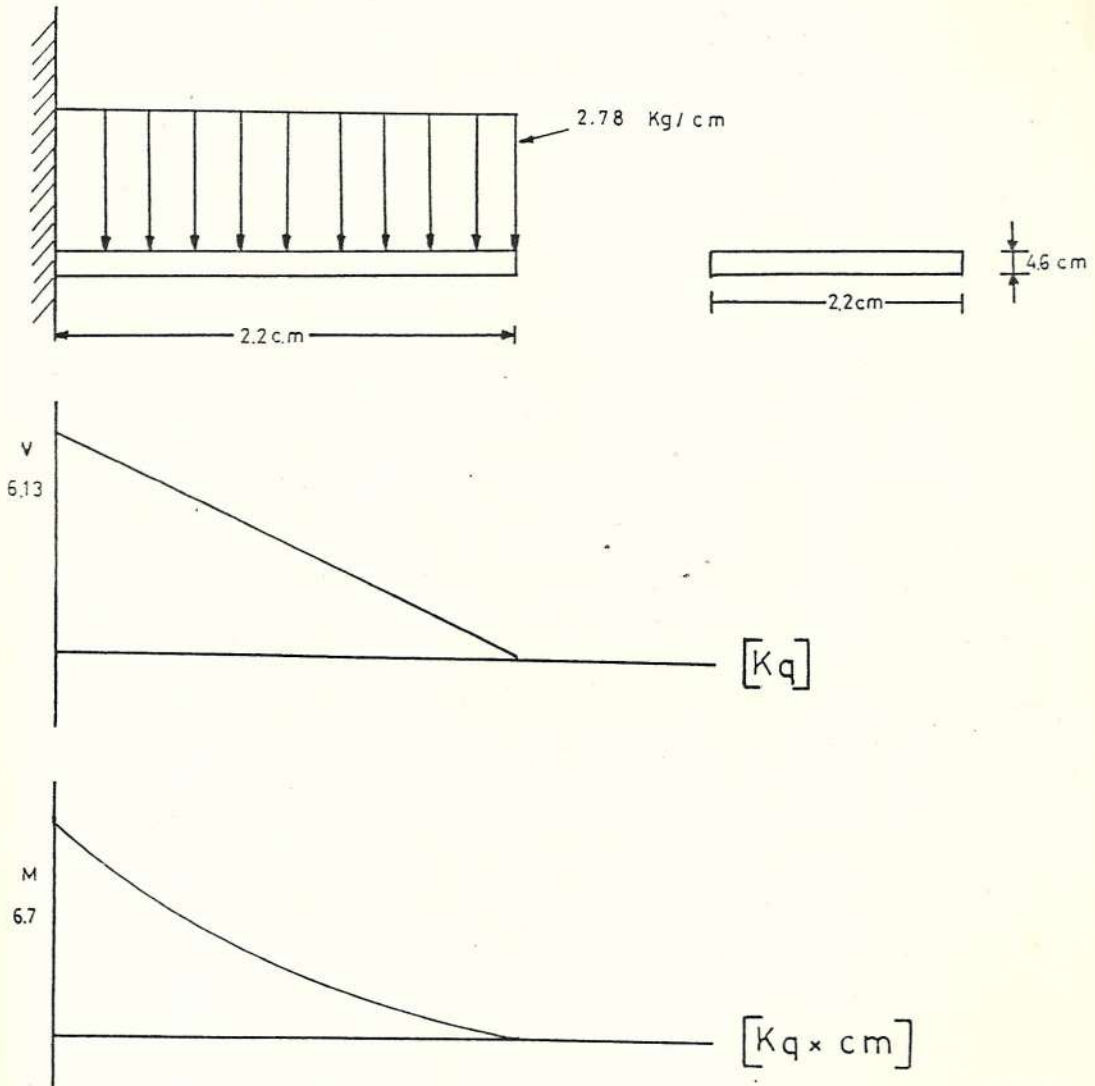


FIGURA N° 22.- ALABE CON CARGA REPARTIDA, DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR.

de donde obtenemos la máxima fuerza cortante y máximo momento flector

$$V = 6.13 \text{ Kg}$$

$$M = 6.7 \text{ Kg} \times \text{cm.}$$

El esfuerzo de flexión está dado por (5):

$$\sigma = \frac{M \times y}{I} \quad (46)$$

Donde:

σ = esfuerzo de flexión (kg/cm^2)

M = momento flector ($\text{Kg} - \text{cm}$)

y = distancia desde el eje neutro hasta donde se mide el esfuerzo (cm)

I = momento de inercia para la sección (cm^4)

En este caso la distancia (y) es la máxima, deseamos el máximo esfuerzo de flexión.

$$y = \frac{4.6}{2} = 2.3$$

el momento de inercia (I) para una sección rectangular es:

$$I = \frac{b \times h^3}{12}$$

reemplazando datos:

$$I = \frac{0.3 \times (4.6)^3}{12} = 2.43 \text{ cm}^4$$

por lo que:

$$\sigma_{\max} = \frac{6.7 \times 2.3}{2.43} = 6.3 \text{ Kg/cm}^2$$

La distribución de fuerzas en flexión es la siguiente:

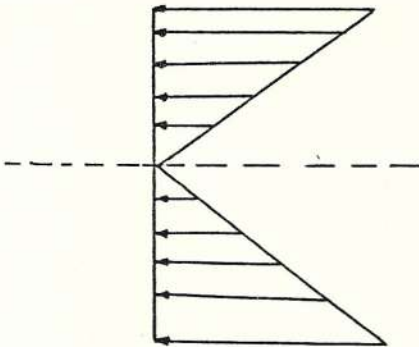


FIGURA N^o 23. DISTRIBUCION DEL ESFUERZO EN EL ALABE (FLEXION)

El esfuerzo de corte para una sección rectangular (que es co

no se considera el álabe) está dado por (5):

$$\tau = \frac{3V}{2A} \quad (47)$$

Donde:

τ = esfuerzo de corte (Kg/cm^2)

V = fuerza cortante (Kg)

A = área transversal (cm^2)

reemplazando datos:

$$\tau = \frac{3 \times 6.13}{2 \times 0.3 \times 4.6} = 6.7 \text{ (Kg/cm}^2\text{)}$$

La distribución del esfuerzo de corte es:

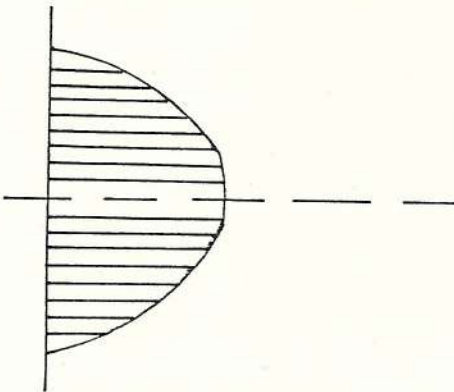


FIGURA N° 24. DISTRIBUCION DEL ESFUERZO EN EL ALABE (CORTE)

Por lo tanto el punto que está sometido a un mayor esfuerzo es el situado en la parte central ($\tau > \sigma$) o eje neutro, está sometido a 6.7 (Kg/cm^2) de esfuerzo de corte.

El álabe es construído a partir de tubería galvanizada que según especificaciones su resistencia a la fluencia es:

$$S_y = 2400 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

El factor de seguridad que origina este dato

$$n = \frac{S_y}{\tau}$$

Nos da una idea del sobredimensionamiento del equipo en esta parte al utilizar tecnología y materiales económicos, conservando estos en la construcción de una turbina de mayor potencia y tamaño, el factor n se reduciría a lo que el diseño ingenieril aconseja ($n = 1.6$).

Si por otro lado consideramos el caso dinámico, a más de las fuerzas calculadas en el capítulo precedente, debemos considerar la fuerza centrífuga que origina el movimiento circular del rodete sobre cada álabe debido a la masa del mismo.

Como especificación de la tubería usada tenemos que la densidad del material es:

$$\rho = 0.0076 \text{ Kg/cm}^3$$

el volumen que corresponde a un álabe es:

$$v = R \times \theta_c \times L \times e$$

$$= 5.27 \times 0.9 \times 2.2 \times 0.3$$

$$v = 3.13 \text{ cm}^3$$

por lo que la masa es:

$$m = 0.0237 \text{ Kg}$$

Con este nuevo dato podemos calcular la fuerza centrífuga (F_c) originada por cada álabe.

$$F_c = m \times N^2 \times R^1$$

Donde:

F_c = fuerza centrífuga (Kg)

m = masa (Kg)

N = velocidad angular (rad/s)

R' = radio al cual gira la masa (cm)

Por seguridad tomaremos una velocidad angular doble a la de diseño.

$$N = 2 \times 57.1 \times \frac{2\pi}{60} = 119.2 \text{ (rad/s)}$$

Consideraremos el promedio de los diámetros para este efecto, así:

$$R' = \frac{d_i + d_e}{4} = \frac{12.6 + 21}{4} = 8.4 \text{ cm} = 0.084 \text{ m.}$$

por lo que:

$$F_c = 0.0237 \times (119.2)^2 \times \frac{0.084}{9.8}$$

$$F_c = 2.88 \text{ Kg}$$

Esta fuerza se reparte uniformemente a lo largo del álabe, de igual manera y como se calculó anteriormente obtenemos:

$$M = 3.18 \text{ Kg} \times \text{cm.}$$

$$\sigma = 3.00 \text{ Kg/cm}^2$$

Este esfuerzo se mantiene constante y puede ser representado así:

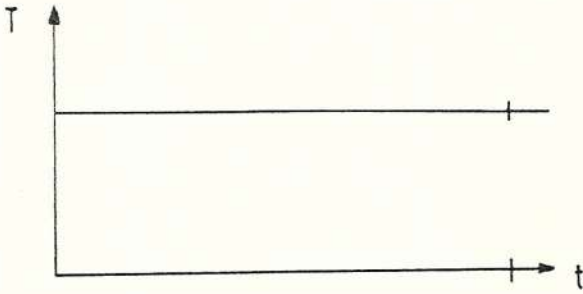


FIGURA N° 25. ESFUERZO EN EL ALABE DEBIDO A LA FUERZA CENTRIFUGA.

Durante el funcionamiento el chorro de agua golpea por dos ocasiones a los álabes (en cada vuelta), podríamos representar graficamente el esfuerzo que se produce como una curva - casi sinusoidal que se repite dos veces en cada revolución.

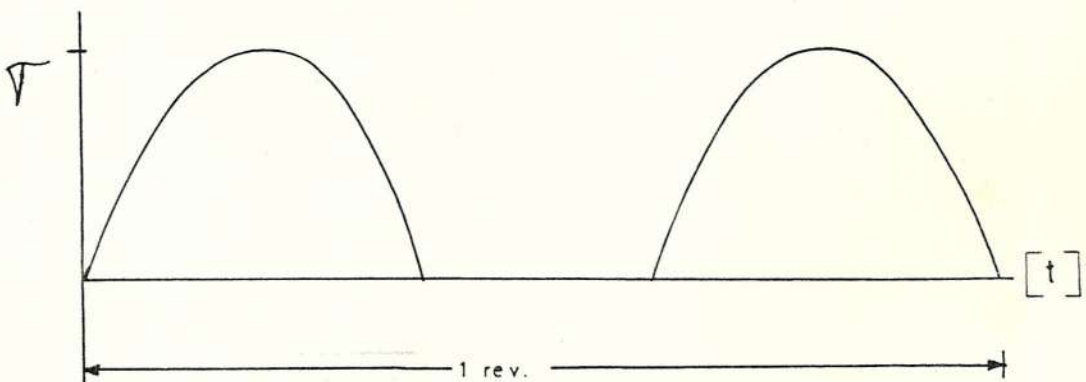


FIGURA N°26.-ESFUERZO EN EL ALABE DEBIDO AL CHORRO

El valor del esfuerzo en este caso dinámico se calcula con la mayor resultante de fuerzas en el respectivo caso, esto es:

$$F_d = 4.17 \text{ Kg}$$

$$\sigma_d = \frac{My}{I} \quad (48)$$

Donde:

σ_d = esfuerzo para el caso dinámico

Entonces:

$$\begin{aligned} M &= \text{momento flector} \\ &= 4.6 \text{ Kg} \times \text{cm} \end{aligned}$$

$$\sigma_d = \frac{4.6 \times 2.3}{2.43} = 4.36 \text{ Kg/cm}^2$$

Cuando la turbina está funcionando reporta la combinación de estos dos tipos de cargas, que graficando tenemos que:

$$\sigma_{\max} = 10.37 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\min} = 3.00 \text{ Kg/cm}^2$$

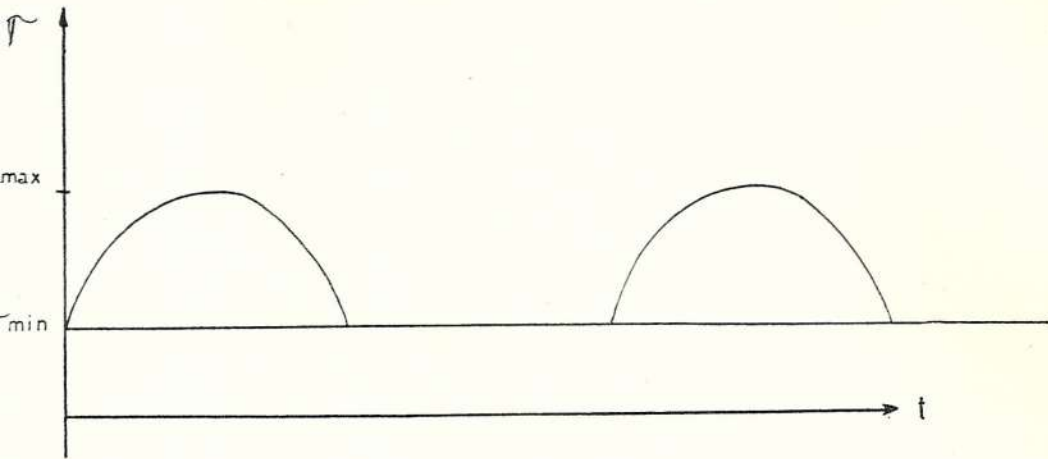


FIGURA N° 2.7. COMBINACION DE ESFUERZOS EN EL ALABE DEBIDO AL CHORRO Y A LA FUERZA CENTRIFUGA.

Como criterio de falla por fatiga para materiales ductiles - utilizaremos el diagrama de Goodman modificado (Ver apéndice) para esto es necesario definir algunos conceptos nuevos dentro del contexto de este trabajo, así:

el esfuerzo medio (σ_m)

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 6.68 \text{ Kg/cm}^2$$

la amplitud del esfuerzo (σ_a)

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 3.68 \text{ Kg/cm}^2$$

Resistencia última a la tensión

$$S_u = 4225 \text{ Kg/cm}^2$$

Resistencia de fluencia en tensión

$$S_y = 2255 \text{ Kg/cm}^2$$

Límite de resistencia a la fatiga (S_e) corregido por los factores correspondientes; límite de resistencia a la fatiga de las probetas de viga rotatoria $S_e = 0.5 S_u = 2112.5 \text{ Kg/cm}^2$. se toma este valor por que $S_u \leq 14000 \text{ Kg/cm}^2$ según Shigley.

El límite de resistencia a la fatiga es corregido de la siguiente manera:

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times S_e$$

Donde:

S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico - en estudio

S_e = límite de resistencia a la fatiga de probeta de viga rotatoria.

K_a = factor de superficie = 0.72

la relación entre σ_a y σ_d es muy alta lo que asegura lo dicho.

3. DINAMOMETRO

Para la evaluación de la turbina durante su funcionamiento es de capital importancia la utilización de un freno acoplado al eje de la misma, el que está impedido de rotar solidariamente al volante gracias a un dinamómetro que se tensa en un extremo del freno, midiendo así la fuerza necesaria para tal efecto, conociendo el brazo al cual se tensa el dinamómetro - es posible conocer el torque vencido por la turbina a cualquier velocidad. A continuación un esquema de lo dicho.

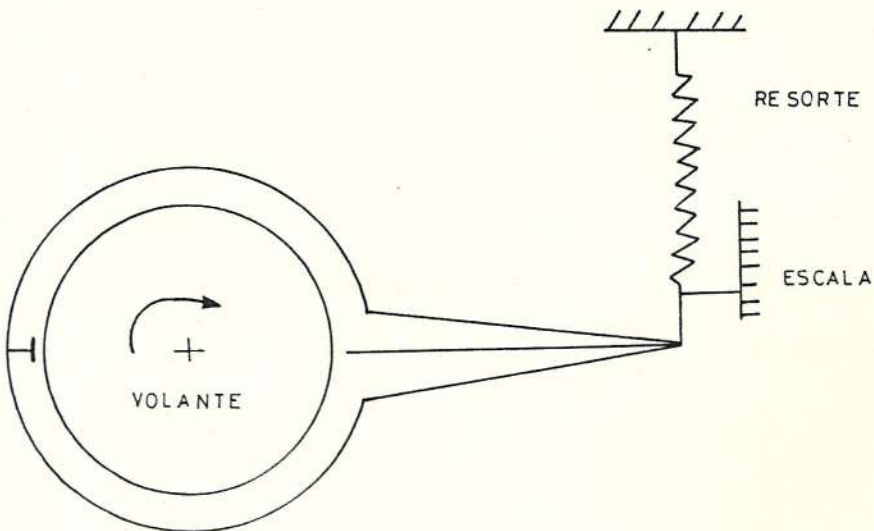


FIGURA N° 29.- CONJUNTO DE DINAMOMETRO, FRENO Y VOLANTE

Se utilizará el freno del equipo experimental Gilkes Tutor en el que se analiza el funcionamiento de turbinas hidráulicas tipo Pelton y Francis en el Laboratorio de Mecánica de Fluídos en la ESPOL.

Conociendo el brazo que geoméricamente presenta el freno podemos determinar la fuerza que medirá el dinamómetro en el punto de diseño, para esto calculamos antes el torque transmitido. Así tenemos:

$$T \text{ dinámica} = 0.94 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

$$\text{brazo} = 0.2 \text{ m.}$$

Entonces la fuerza que contraresta el dinamómetro es:

$$F = 4.7 \text{ Kg} = 46 \text{ N}$$

En la instrumentación se aconseja que las lecturas de un instrumento se haga entre el 30 - 70 % de su respectiva escala, por lo que necesitamos un resorte que con una tensión de 30 N se obtenga el 50 % de la escala, la misma que se calibrará una vez seleccionado el resorte.

4.4. DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL

Deseamos un eje que en un extremo se enrosque el cubo del pla

to que constituye el rotor de la turbina y que entre los apoys se encuentre el freno que accionará el dinamómetro, a continuación un esquema del eje con las fuerzas que actúan sobre él:

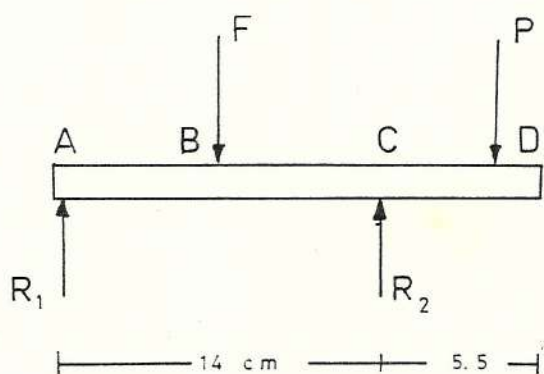


FIGURA N^o 30.- EJE PRINCIPAL Y FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE EL MISMO.

Donde:

F = peso del volante

P = peso del plato o rodete más la fuerza vertical que produce el chorro.

R_1 y R_2 = reacciones en las chumaceras

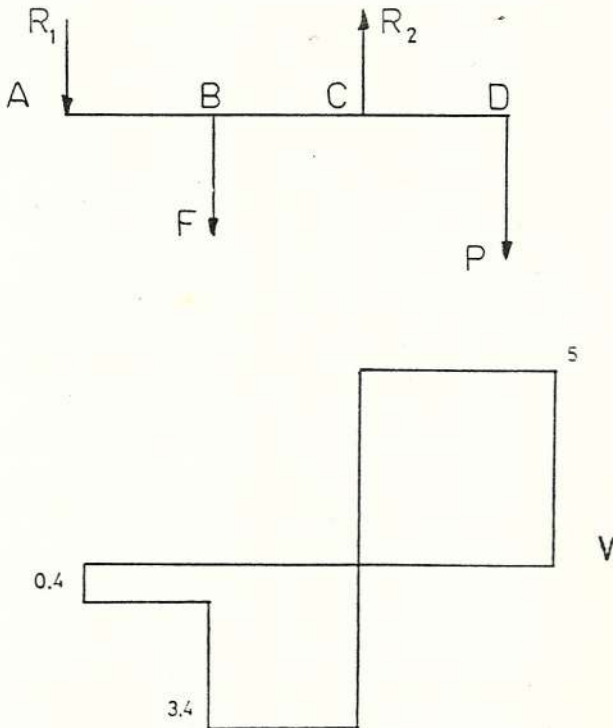
Siendo un eje diseñado a la fatiga se toman datos que corresponden al caso dinámico.

El rotor pesa 4 Kgs, el volante 3 Kgs., y la fuerza vertical ejercida por el chorro es 1 Kg, de esta manera podemos calcular las reacciones R_1 y R_2 así:

$$R_1 = 0.4 \text{ Kg}$$

$$R_2 = 8.4 \text{ Kg.}$$

El diagrama de cuerpo libre, fuerzas cortantes y momento flector del eje principal son:



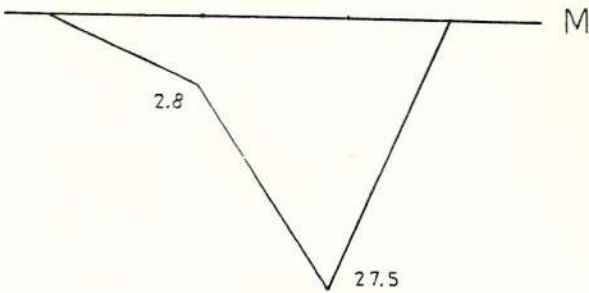


FIGURA N° 31. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE, FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR DEL EJE PRINCIPAL.

De donde se obtiene el máximo momento flector, en este caso en el punto C con un valor de 27.5 Kg x cm.

Utilizando la ecuación del esfuerzo de flexión tenemos:

$$\sigma = \frac{M Y}{I} \quad (49)$$

Donde:

σ = esfuerzo de flexión

M = momento flector

y = distancia al eje neutro

I = momento de inercia = $\frac{\pi d^4}{64}$

Se utiliza para este caso $\sigma = 4600 \text{ Kg/cm}^2$ que es la resis-

tencia a la fluencia, reemplazando datos en la ecuación y obtenemos la primera aproximación del diámetro del eje principal, así:

$$d = 1.6 \text{ cm.}$$

El siguiente paso es analizar si con esta aproximación ($d = 1.6 \text{ cm}$) el eje no fallará a la fatiga, así debemos de considerar la superposición del esfuerzo de corte debido al momento torsor y del esfuerzo debido al momento flector (el que es fluctuante para un punto determinado en el eje).

El esfuerzo debido al momento torsor está dado por la siguiente expresión: (T estático = $1.65 \text{ Kg} \times \text{m}$).

$$\tau = \frac{T \times C}{J} = \frac{16 T}{\pi d^3} \quad (50)$$

Si se considera $\tau = 240 \text{ Kg/cm}^2$ (para aceros al carbono) entonces se justifica la aproximación de ($d=1.6 \text{ cm}$):

$$\tau = 205 \text{ Kg/cm}^2$$

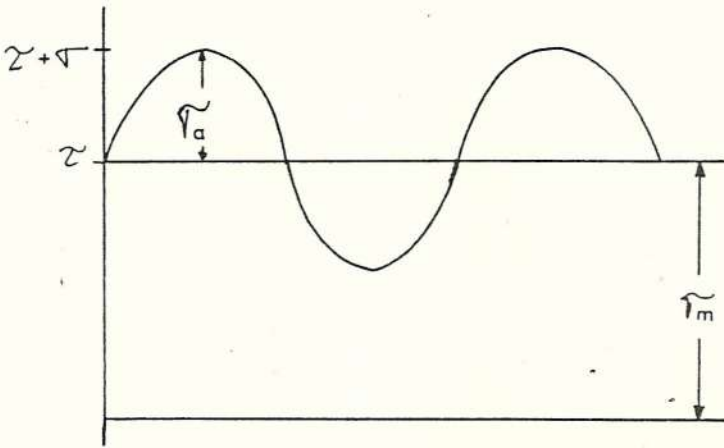
El esfuerzo debido a la flexión está dado por:

$$\sigma = \frac{M Y}{I} = \frac{32 M}{\pi d^3}$$

Reemplazando datos:

$$\sigma = 3.14 \text{ Kg/cm}^2$$

Con esto podemos calcular el esfuerzo medio y su amplitud, la siguiente gráfica muestra la superposición de estos esfuerzos:



Donde:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \tau$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{(\tau + \sigma) - (\tau - \sigma)}{2} = \sigma$$

Para trazar el diagrama de Goodman modificado nos hace falta obtener S_e , así:

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times S_e'$$

$$S_e' = 0.5 S_{UT} = 2112.5 \text{ Kg/cm}^2$$

donde se estima que:

$$K_a = 0.7$$

$$K_b = 0.85$$

$$K_c = 0.89$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

$$K_f = 1$$

por lo que:

$$S_e = 1118.6 \text{ Kg/cm}^2$$

A continuación tenemos el Diagrama de Goodman modificado:

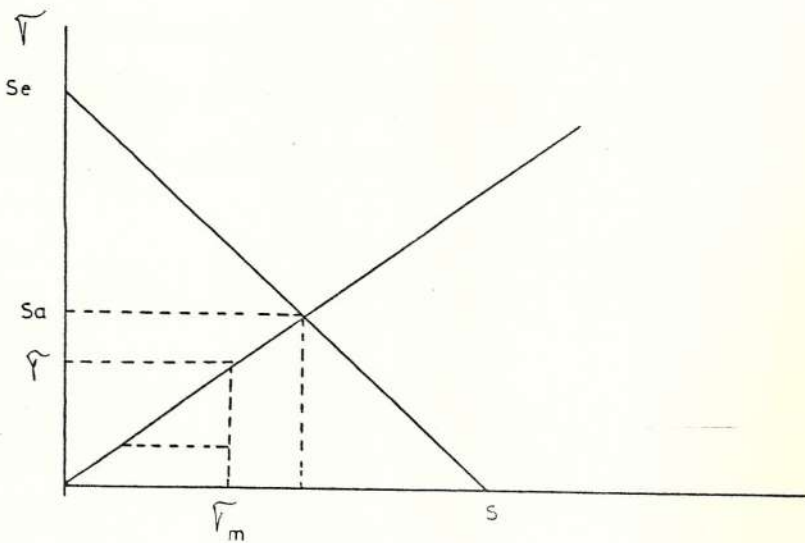


FIGURA N° 32. DIAGRAMA DE GOODMAN MODIFICADO

el punto de operación del eje nos indica que está por debajo de la recta $S_e - S_{UT}$, lo que asegura su funcionamiento.

4.5. ESPESOR DE LAS PAREDES DEL INYECTOR

El inyector posee una geometría que la hemos definido en el Apéndice E, de acuerdo a la técnica que se describe fue empleada, esta geometría presenta un caso de análisis para la determinación del espesor de las paredes, en el que estas deben ser consideradas como placas planas, especialidad que está fuera del alcance de este trabajo.

Por recomendaciones de tipo práctico se utilizará una plancha galvanizada de 1/16 pulgadas.

4.6. SELECCION DE RODAMIENTOS

Se utilizará la especificación dada por el laboratorio de una mundialmente famosa marca de rodamientos, con la que de terminamos la carga radial nominal, que es la usada en los catálogos de selección, así:

$$C_R = F \left(\frac{L_D}{L_R} \times \frac{N_D}{N_R} \right)^{1/a} \quad (51)$$

Donde:

C_R = carga radial nominal

F = carga radial real sobre el rodamiento

L_D = vida en horas = 30.000 h

N_D = velocidad = 600 RPM

L_R = vida nominal en horas = 3000 h

N_R = velocidad nominal = 500 RPM

a = factor = 3 (para cojinetes de bolas)

Para nuestro caso deseamos un cojinete que dure 10 años trabajando ocho horas al día por lo que:

$$L_D \approx 30.000 \text{ h}$$

Lo que nos resulta una carga radial de:

$$C_R = F \times 2.3 = 8.4 \times 2.3 = 19.32 \text{ Kg}$$

Con este dato y el diámetro del eje, utilizamos los catálogos que proporcionan los fabricantes, se selecciona el 238204 BD2 LS para ser usado en la chumacera de pie SY20FJ marca SKF.

CAPITULO V

CONSTRUCCION DEL PROTOTIPO

5.1. CONSTRUCCION DEL ROTOR

Como se dijo en anteriores oportunidades pretendemos la construcción de una infraestructura de laboratorio que en este campo permita la investigación. De esta manera, no es la finalidad de este escrito desarrollar tecnología en la construcción propiamente del equipo sino de tener un patrón, una guía para futuros trabajos en esta área.

A continuación describiremos los pasos que se siguieron para obtener el rotor, pieza fundamental del proyecto.

El plato que sirve de rotor es un pedazo de plancha de hierro negro, maquinada convenientemente primero en el torno para obtener el disco, luego en la fresadora para rea

lizar las ranuras semicirculares en la periferia del plato, luego se insertarán los 24 álabes en forma perpendicular, los que atraviezan el plato, permitiendo su suelda por la parte posterior.

Los álabes son segmentos de tubería galvanizada de 4 pulgadas de diámetro, a las que antes de ser soldadas se las suavizó (en el esmeril) los filos que chocaran con el fluido. De esta manera se confeccionó el rotor, pasos secuenciales del procedimiento seguido se muestran en las fotografías que forman parte de esta tesis.

5.2. CONSTRUCCION DEL DIFUSOR

El difusor o inyector es una pieza clave del prototipo, pues en él se orienta el flujo del fluido que ingresa al rotor para que lo haga con el ángulo adecuado, esto es de acuerdo al diseño hidráulico. Para lograr definir la geometría de este elemento, se utilizó la técnica descrita en el Apéndice.

Su construcción se realiza mediante el uso de una plantilla, se señaló y cortó cuidadosamente las caras del difusor, luego se los soldó formando el ducto. Todo esto se aprecia en el conjunto de fotografías.

5.3. CONSTRUCCION DE LA CARCAZA

La turbina Michel - Banki, opera a presión atmosférica, por lo que no hace falta la construcción de una carcasa tipo hermético.

Nuestra carcasa es una estructura que impide la pérdida de agua debido al espergeo natural de este tipo de máquina.

Para este fin se utilizó plancha metálica y galvanizada de 1/32 pulgadas, que luego fue pintada. La plancha es posible cortarla con tijera, fue remachada y en los traslapes se colocó macilla expósica como sello.

5.4. CONSTRUCCION Y CALIBRACION DEL DINAMOMETRO

Como freno se utilizó el que pertenece a los modelos experimentales de turbinas tipo Francis y Pelton que posee la ESPOL en el Laboratorio de Fluídos.

Como dinamómetro, se utilizó un resorte que fue calibrado con pesas patrones. El soporte que tensa el resorte descansa sobre los mismos rieles que sujetan las chumaceras del eje. Las partes y el conjunto se muestra en las fotografías.

La escala fue indicada en Newton como unidad de fuerza.

C A P I T U L O VI

CARACTERISTICAS DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

6.1. BANCO DE PRUEBAS

Entiéndase por banco de pruebas todo el conjunto que forma parte del proyecto es decir bombas, controles, tuberías , tanque amortiguador, rodete, freno, carcaza, etc.; entiéndase características del banco de pruebas el flujo y el cabezal de fluído que éste es capaz de proporcionar a la turbina. Luego de montado todo el equipo auxiliar, se procedió a la toma de lecturas, logrando registrar un caudal de 6.5 l/s a una altura promedio de 7 m.

El banco de pruebas cuenta con un control de velocidad en ambas bombas, lo que permite, usando también la válvula a la salida de las mismas, obtener algunos puntos de funcionamiento de la turbina.

La velocidad de la turbina se obtiene utilizando un tacómetro electrónico.

6.2. DINAMOMETRO

El dinamómetro del freno se calibró con pesas patrones de kilogramos, hasta obtener una escala que sea el 200 % de la máxima lectura esperada esto es 50 N.

6.3. VERTEDERO

Para medición de caudales se utilizó un vertedero en V con un ángulo de 45° y la curva de calibración del mismo está dada en el Apéndice F.

CAPITULO VII

PRUEBAS EXPERIMENTALES

7.1. PREPARACION DEL EQUIPO

El banco de pruebas posee dos bombas, cada una con su respectivo control de velocidad, lo que facilita ubicar el caudal bajo una determinada caída (o altura). La válvula colocada en la descarga de las dos bombas se usa también para el control de la altura.

Las pruebas se realizan iniciando con casi cero de fuerza sobre el freno, incrementando la misma para obtener intervalos de 1 N entre cada lectura; la fuerza es incrementada mientras la velocidad decrece hasta llegar a cero.

Realizadas de esta manera se obtiene la siguiente tabla de resultados:

TABLA N^o 2. ENSAYO EFECTUADO PARA OBTENER LA CURVA 4.15 m.

$$5 \text{ psi} \quad 3.52 + 0.63 = 4.15 \text{ m.} = H$$

N(RPM)	F(New)	Q(l/s)	PR(W)	P _H	η	$C_{U1}/U1$	$U1/C_{U1}$
670	2.5	3.8	28.0	153.7	18.2	1.02	0.98
590	5	3.8	49.4	153.7	32.1	1.15	0.87
575	6	3.8	57.8	153.7	37.6	1.18	0.85
559	7	3.9	65.5	157.8	41.5	1.22	0.81
536	8	4.0	71.8	161.8	44.3	1.27	0.78
515	9	4.05	77.6	163.8	47.3	1.32	0.75
483	10	4.12	80.9	166.7	48.5	1.41	0.7
471	11	4.2	86.7	169.9	51.0	1.44	0.69
458	12	4.3	92.1	173.9	52.9	1.49	0.67
427	13	4.3	92.9	173.9	53.4	1.59	0.63
410	14	4.3	96.1	173.9	55.2	1.66	0.60
395	15	4.38	99.2	177.2	55.9	1.72	0.58
379	16	4.5	101.5	182.0	55.7	1.79	0.56
352	17	4.55	100.2	184.1	54.4	1.93	0.51
332	18	4.65	100.1	188.1	53.2	2.05	0.48
326	19	4.65	103.7	188.1	55.1	2.09	0.47
297	20	4.65	99.5	188.1	52.8	2.29	0.43
263	21	4.75	92.5	192.1	48.1	2.59	0.38
249	22	4.8	91.7	194.2	47.2	2.73	0.36
236	23	4.8	90.9	194.2	46.8	2.88	0.34
222	24	4.9	89.2	198.2	45.0	3.07	0.32
192	25	4.9	80.4	198.2	40.5	3.55	0.28
158	26	5.0	68.8	202.3	34.0	4.31	0.23

TABLA N^o 3.- ENSAYO EFECTUADO PARA OBTENER LA CURVA 4.85 m.6psi $4.22 + 0.63 = 4.85 = H$

N(RPM)	F(Newt)	Q(l/s)	P _R	P _H	η	C _{U1/U1}	U _{1/CU1}
769	2.5	4.35	32.2	205.7	15.6	0.96	1.042
703	5	4.35	58.8	205.7	28.5	1.04	0.96
655	6	4.3	65.8	203.3	32.3	1.12	0.89
643	7	4.3	75.4	203.3	37.1	1.14	0.87
632	8	4.4	84.7	208.0	40.7	1.16	0.86
612	9	4.4	92.3	208.0	44.3	1.20	0.83
590	10	4.5	98.8	212.8	46.4	1.25	0.8
576	11	4.5	106.1	212.8	49.8	1.28	0.78
558	12	4.55	112.1	215.1	52.1	1.32	0.75
547	13	4.55	119.1	215.1	55.3	1.34	0.74
540	14	4.6	126.6	217.5	58.2	1.36	0.73
537	15	4.7	134.9	222.2	60.7	1.37	0.72
532	16	4.8	142.5	226.9	62.8	1.38	0.72
451	17	4.9	128.4	231.7	55.4	1.63	0.61
443	18	5.0	133.5	236.4	56.4	1.66	0.6
431	19	5.0	137.1	236.4	57.9	1.71	0.58
407	20	5.0	136.3	236.4	57.6	1.81	0.55
392	21	5.02	137.8	237.3	58.0	1.88	0.53
376	22	5.02	138.5	237.3	58.3	1.96	0.51
359	23	5.02	138.3	237.3	58.2	2.05	0.48
341	24	5.05	137.1	238.8	57.4	2.16	0.46
323	25	5.05	135.2	238.8	56.6	2.28	0.43
303	26	5.1	131.9	241.1	54.7	2.43	0.41
279	27	5.1	126.1	241.1	52.3	2.64	0.37
254	28	5.1	119.1	241.1	49.3	2.90	0.34
228	29	5.2	110.7	245.8	45.0	3.23	0.3

7 psi $4.9 + 0.63 = 5.53 \text{ m} = H$

N(RPM)	F(Newt)	Q(l/s)	P _R	P _H	η	C _{U1} /U ₁	U ₁ /C _{U1}
857	2.5	4.55	35.8	245.3	14.6	0.92	1.08
760	6	4.6	76.3	248.0	30.7	1.03	0.97
742	7	4.65	87.0	250.7	34.7	1.06	0.94
720	8	4.65	96.4	250.7	38.5	1.09	0.91
704	9	4.7	106.1	253.4	41.8	1.11	0.9
686	10	4.7	114.9	253.4	45.3	1.14	0.87
672	11	4.75	123.8	256.1	48.3	1.17	0.85
657	12	4.75	132.0	256.1	51.5	1.19	0.84
638	13	4.8	138.9	258.8	53.7	1.23	0.81
607	14	4.85	142.3	261.5	54.4	1.29	0.77
594	15	4.95	149.2	261.5	57.0	1.32	0.75
577	16	4.9	154.6	264.2	58.5	1.36	0.73
557	17	4.95	158.6	266.9	59.4	1.41	0.7
538	18	5.05	162.2	272.3	59.6	1.46	0.68
519	19	5.1	165.1	274.9	60.1	1.51	0.66
500	20	5.15	167.5	277.6	60.3	1.57	0.63
483	21	5.15	169.9	277.6	61.2	1.63	0.61
471	22	5.2	173.5	280.3	61.9	1.67	0.59
457	23	5.25	176.0	283.0	62.2	1.72	0.58
437	24	5.3	175.6	285.7	61.5	1.80	0.55
416	25	5.3	174.2	285.7	60.9	1.89	0.53
401	26	5.35	174.6	288.4	60.5	1.96	0.51
385	27	5.4	174.1	291.1	59.8	2.04	0.49
362	28	5.45	169.7	293.8	57.7	2.17	0.46
335	29	5.5	162.7	296.5	54.8	2.34	0.42
327	30	5.5	164.3	296.5	55.4	2.40	0.41
319	31	5.55	165.6	299.2	55.3	2.46	0.4

TABLA N° 5.- ENSAYO EFECTUADO PARA OBTENER A LA CURVA 6.26 m.

8 psi 5.63 + 0.63 = 6.26 m = H

N(RPM)	F(New)	Q(l/s)	P _R	P _H	η	C _{U1} /U ₁	U ₁ /C _{U1}
943	2.2	4.1	34.7	250.2	13.8	0.88	1.13
888	6	4.3	89.2	262.4	34.0	0.94	1.06
863	7	4.4	101.2	268.5	37.7	0.97	1.03
837	8	4.5	112.1	274.6	40.8	1.00	1.0
811	9	4.6	122.2	280.7	43.5	1.03	0.97
784	10	4.8	131.3	292.9	44.8	1.06	0.94
776	11	4.9	142.9	299.0	47.8	1.07	0.93
764	12	5.0	153.5	305.1	50.3	1.09	0.91
739	13	5.1	160.9	311.2	51.7	1.13	0.88
712	14	5.2	166.9	317.3	52.6	1.17	0.85
694	15	5.3	174.3	323.4	53.9	1.20	0.83
674	16	5.4	180.6	329.5	54.8	1.24	0.80
657	17	5.5	187.1	335.7	55.7	1.27	0.78
638	18	5.6	192.3	341.8	56.3	1.31	0.76
634	19	5.65	201.7	344.8	58.5	1.32	0.75
628	20	5.7	210.3	347.9	60.4	1.33	0.75
615	21	5.7	216.3	347.9	62.2	1.36	0.73
600	22	5.75	221.1	350.9	63.0	1.39	0.72
575	23	5.8	221.5	354.0	62.5	1.45	0.68
549	24	5.85	220.7	357.0	61.8	1.52	0.66
526	25	5.9	220.2	360.1	61.1	1.59	0.63
500	26	5.9	217.7	360.1	60.4	1.67	0.59
475	27	5.95	214.8	363.1	59.1	1.76	0.56
450	28	5.95	211.0	363.1	58.1	1.86	0.53
430	29	6.0	208.8	366.2	57.0	1.94	0.51
405	30	6.05	203.5	369.2	55.1	2.06	0.48
387	31	6.1	200.9	372.3	53.9	2.16	0.46

TABLA N° 6.- ENSAYO EFECTUADO PARA OBTENER LA CURVA 6.96 m.

9 psi		6.33 + 0.63 = 6.96 mt = H					134	
N	F	Q	P _R	P _H	η	C _{U1} /U ₁	U ₁ /C _{U1}	
1028	2.2	5.45	37.8	369.8	10.2	0.85	1.17	
972	6	5.45	97.6	369.8	26.4	0.90	1.11	
945	7	5.45	110.8	369.8	29.9	0.93	1.07	
917	8	5.5	122.8	373.2	32.9	0.96	1.04	
889	9	5.55	134.0	376.6	35.5	0.99	1.01	
859	10	5.6	143.8	380.0	37.8	1.02	0.98	
850	11	5.6	156.6	380.0	41.2	1.03	0.97	
839	12	5.65	168.6	383.4	43.9	1.05	0.95	
826	13	5.7	179.8	386.8	46.5	1.06	0.94	
812	14	5.75	190.4	390.2	48.8	1.08	0.92	
799	15	5.8	200.7	393.5	51.0	1.10	0.9	
785	16	5.85	210.3	396.9	52.9	1.12	0.89	
762	17	5.85	216.9	396.9	54.6	1.15	0.87	
739	18	5.9	222.8	400.3	55.6	1.19	0.84	
732	19	5.95	232.9	403.7	57.7	1.20	0.83	
723	20	6.0	242.2	407.1	59.4	1.22	0.81	
701	21	6.05	246.6	410.5	60.0	1.26	0.79	
678	22	6.1	249.8	413.9	60.3	1.30	0.76	
669	23	6.1	257.7	413.9	62.2	1.32	0.75	
661	24	6.1	265.7	413.9	64.2	1.33	0.75	
626	25	6.1	262.1	409.7	63.9	1.38	0.72	
575	26	6.12	250.4	406.9	61.5	1.52	0.65	
530	27	6.12	239.7	402.7	59.5	1.64	0.6	
485	28	6.14	227.4	395.7	57.4	1.77	0.56	
446	29	6.14	216.6	391.5	55.3	1.92	0.52	
421	30	6.15	211.5	387.9	54.5	2.02	0.49	
369	31	6.15	191.6	383.7	49.9	2.29	0.43	

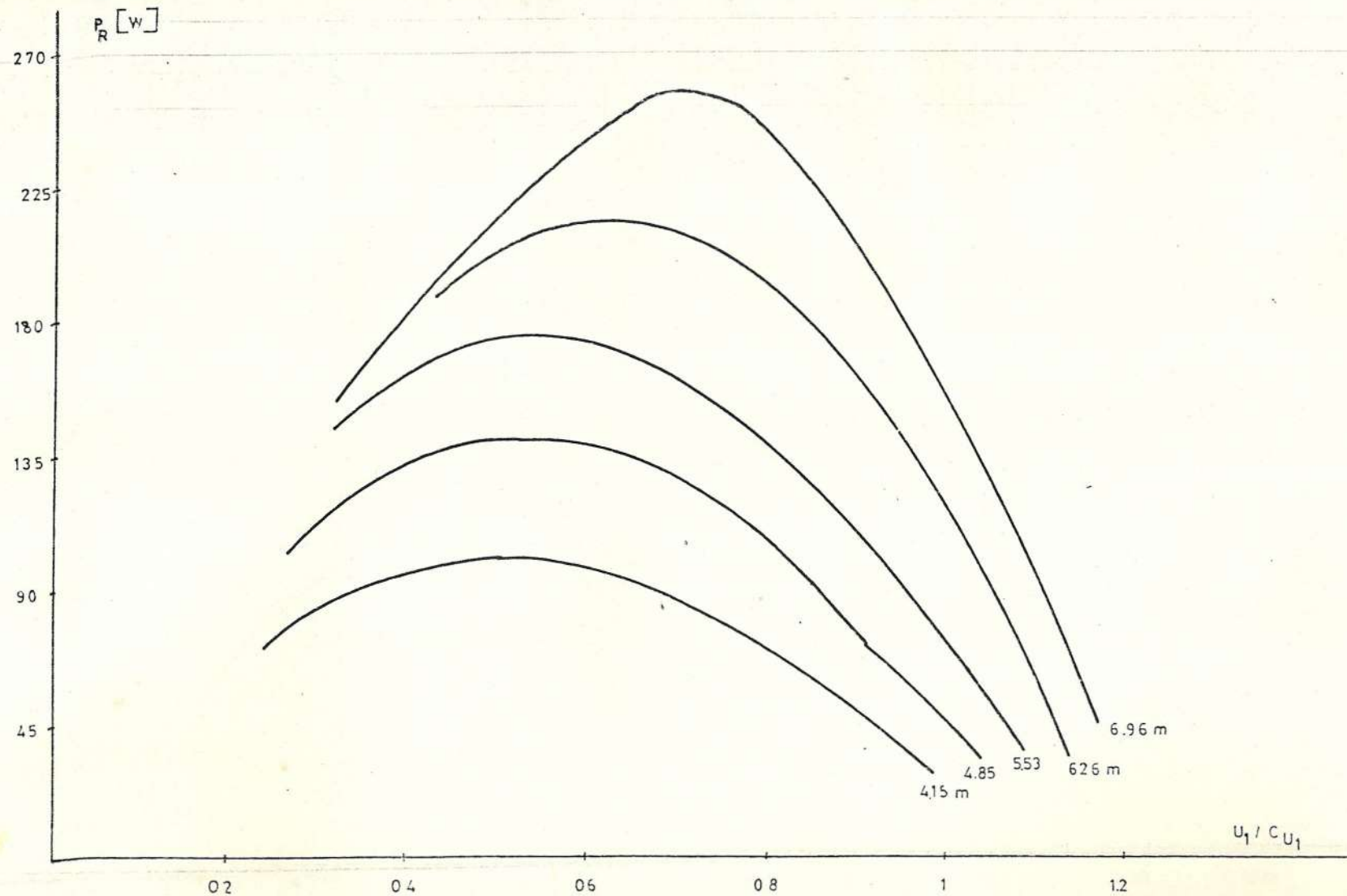


FIGURA N° 33.- CURVA POTENCIA Vs. U_1 / C_{U_1} PARA ALGUNOS VALORES DE ALTURA

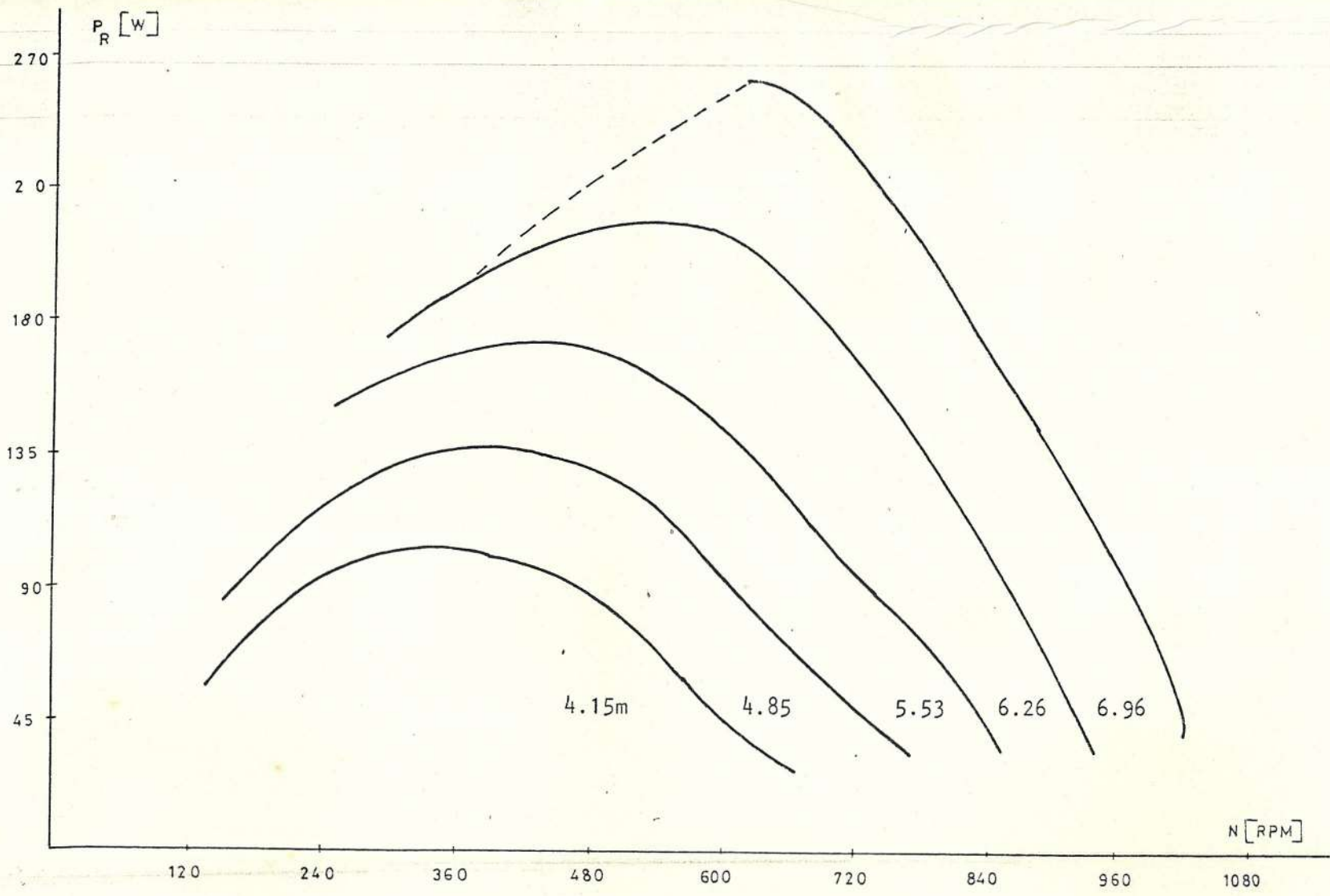


FIGURA N° 34 CURVA POTENCIA Vs. VELOCIDAD ANGULAR PARA ALGUNOS VALORES DE ALTURA

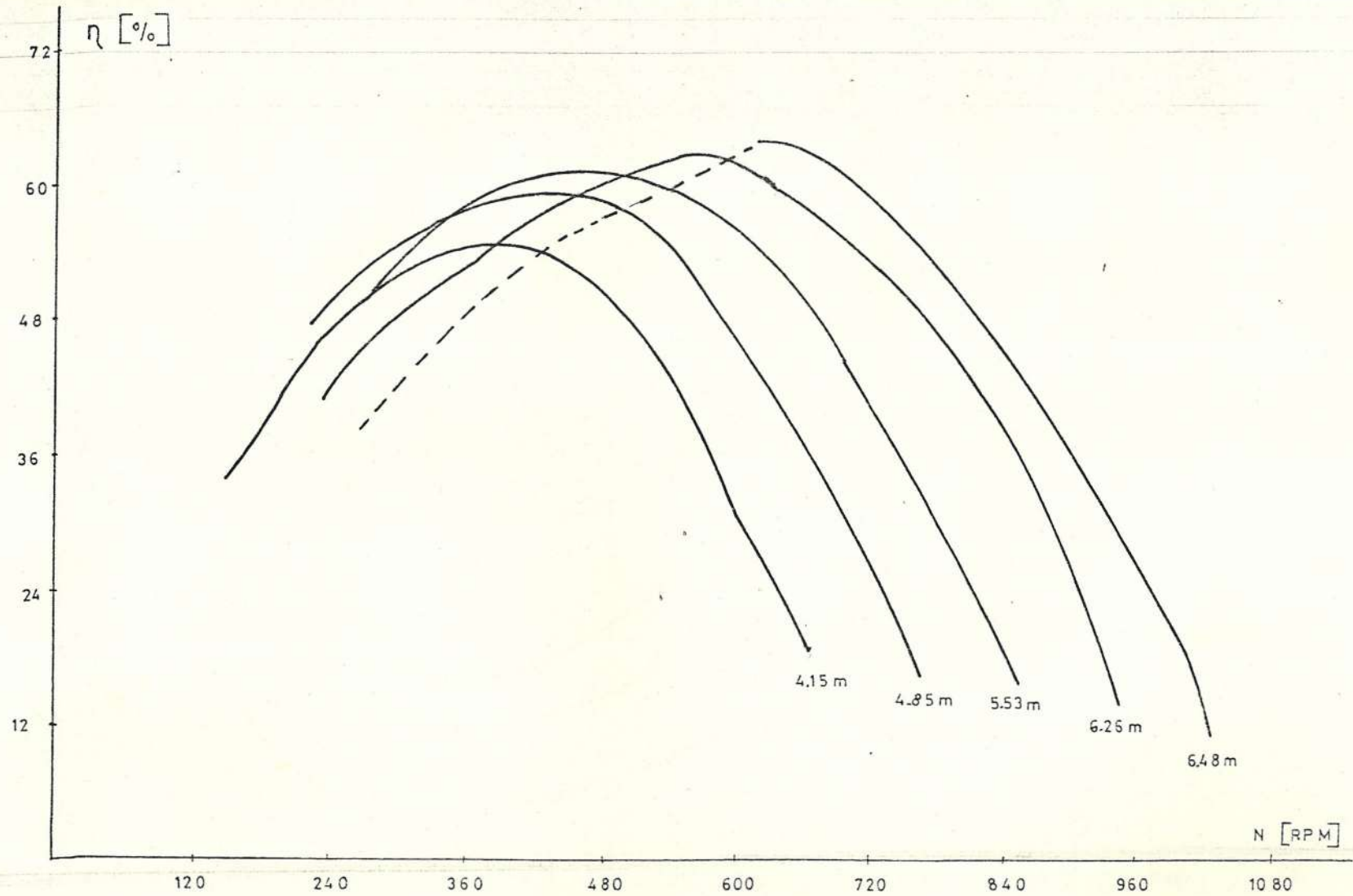


FIGURA N^o. 35.- CURVA EFICIENCIA Vs. VELOCIDAD ANGULAR PARA ALGUNOS VALORES DE ALTURA

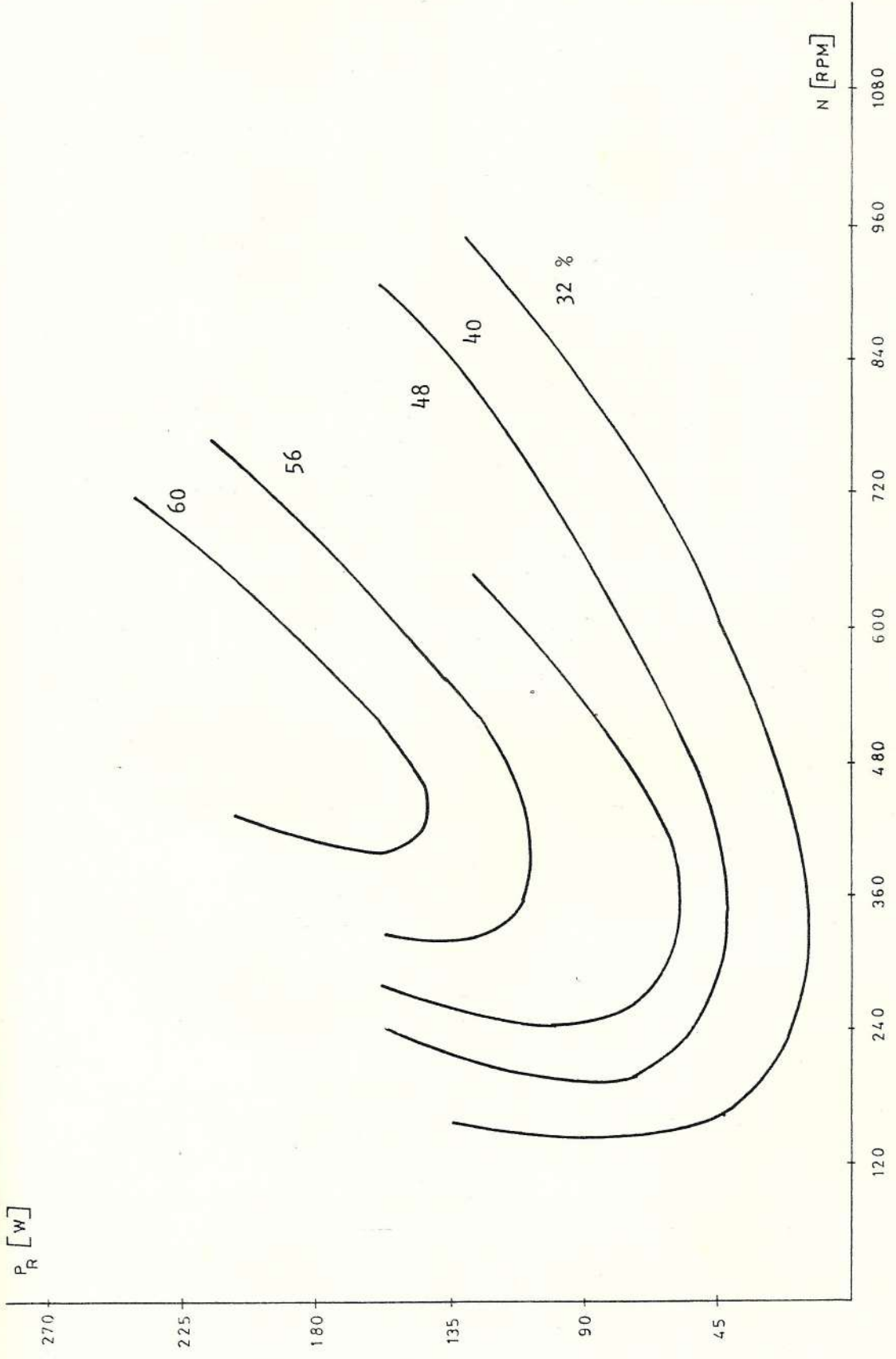
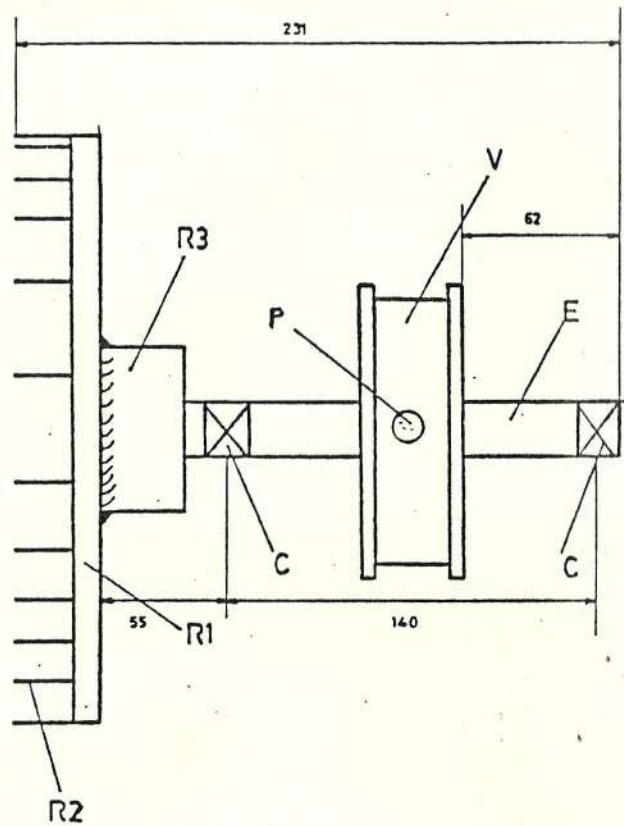
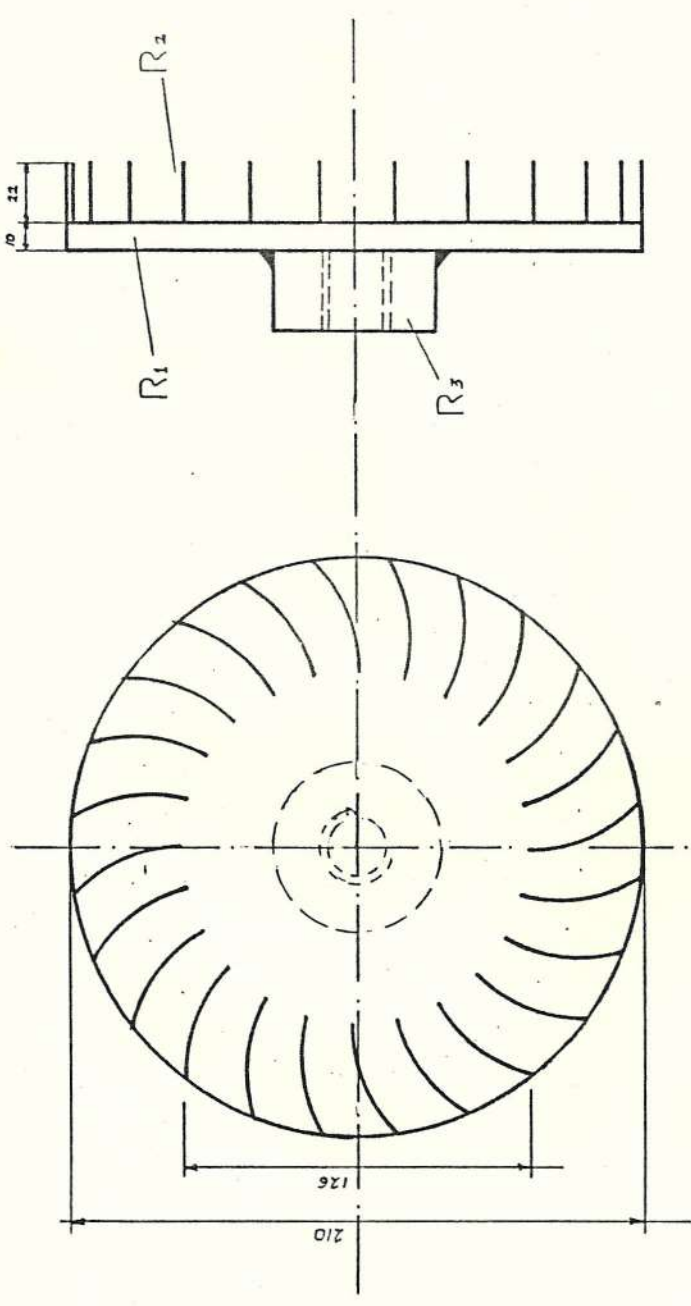


FIGURA N° CURVAS DE ISOEFICIENCIA

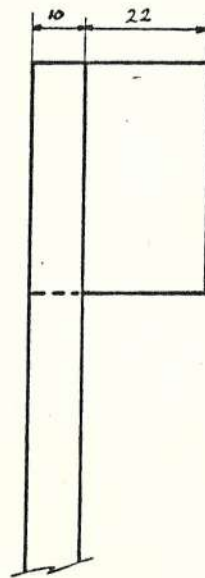
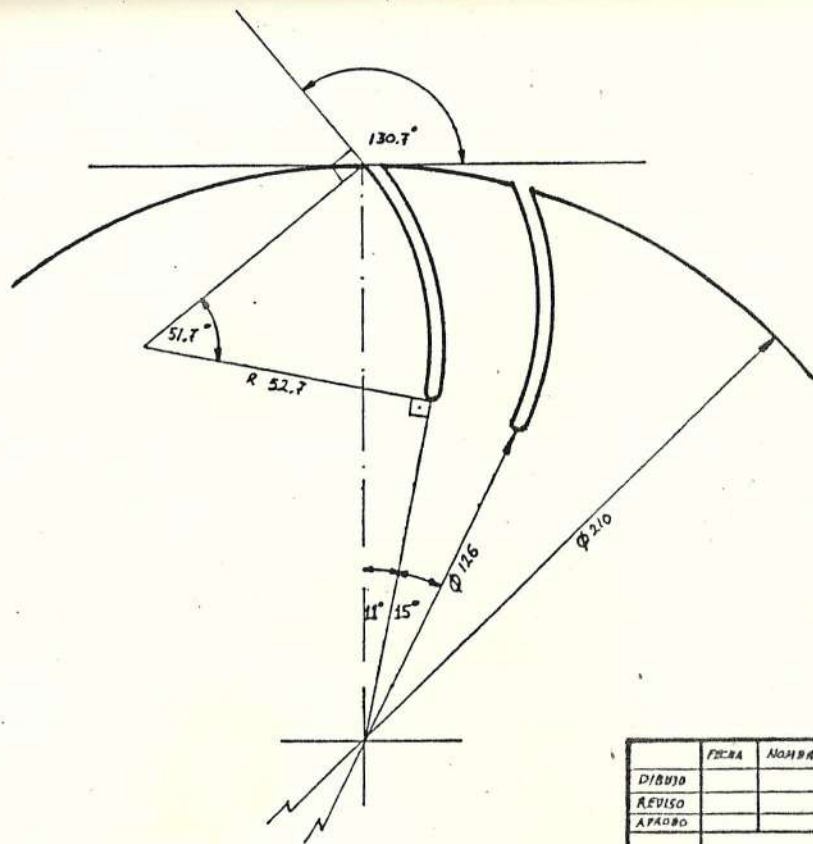


P	Prisionero	1	hierro	
V	Volante	1	hierro	con rosca para perno
E	Eje	1	hierro $\frac{1}{2}$ " ϕ	
C	Chumacera	2	hierro	comercial
R3	Cubo	1	hierro	
R2	Alabes	24	hierro 3mm	tuberia 4" ϕ
R1	Plato	1	plancha	
lte	nombre	can	mater	observacion

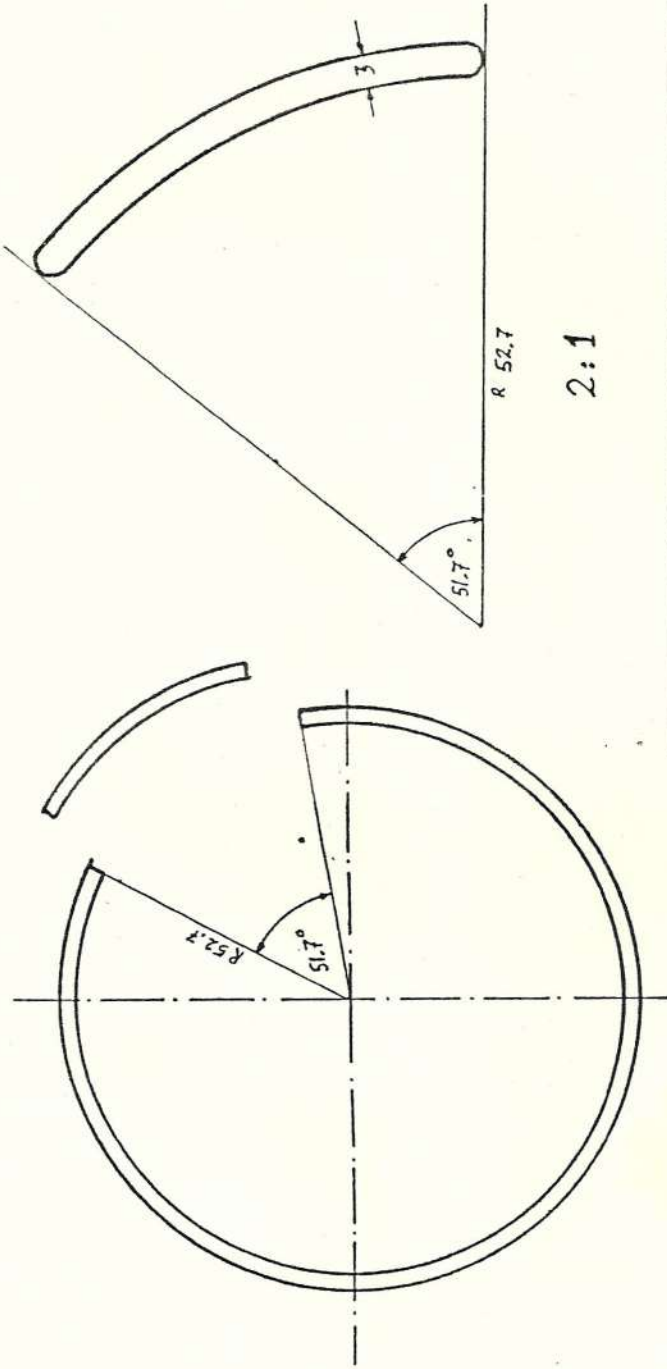
	FECHA	NOMBRE	Facultad de Ing Mecanica	ESPOL
DIBUJO				
APROBADO				
REVISADO				
	CONJUNTO			



DIBUJO		FECHA		NOMBRE		ESPOL	
REVISO				MESTANZA		Facultad de	
APROBO						Ing Mecanica	
1:2						Rotor	



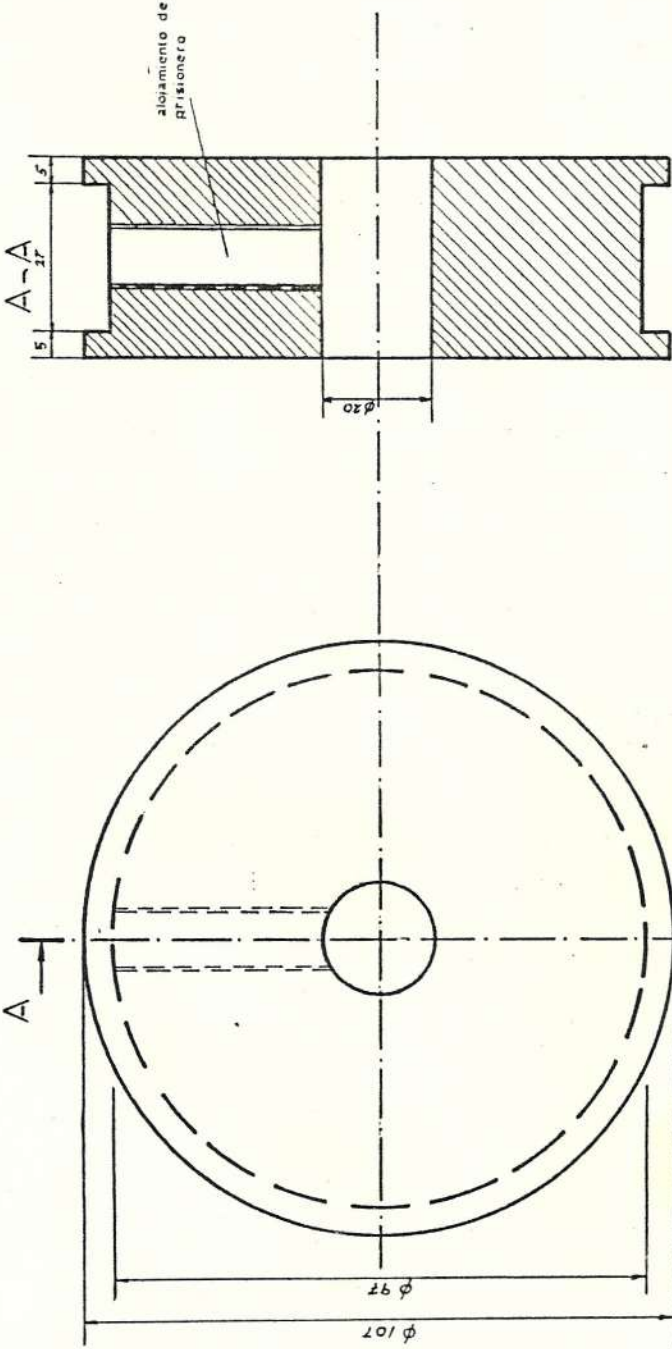
	FECHA	NOMBRE	Facultad de Ing Mecanica	ESPOL
DIBUJO				
REVISO				
APROBO				
1:1	Ranura en el plato y plato con un alabe			



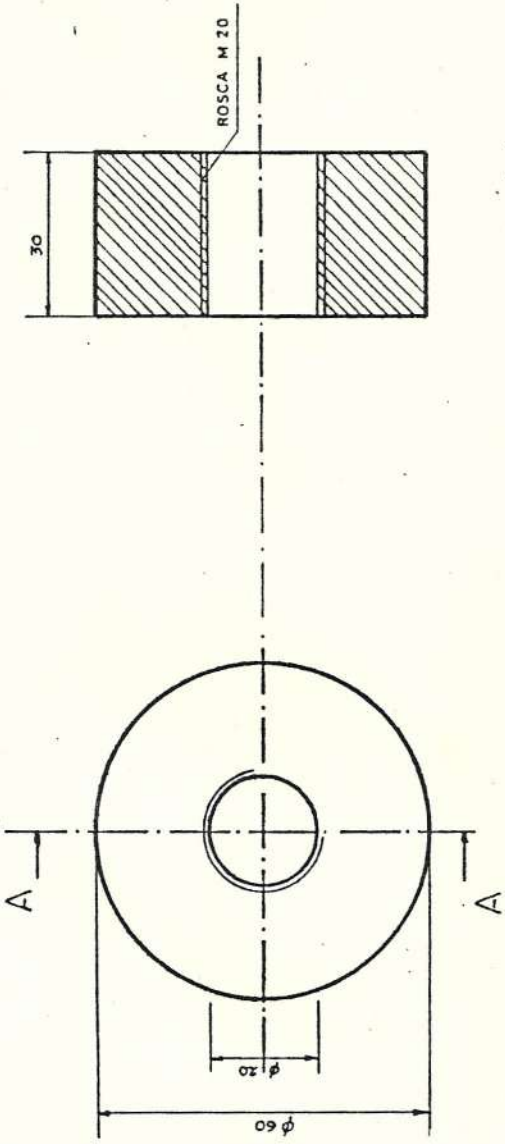
1:1		Facultad de Ing Mecanica	ESPOL
Origen y definición de un álabe			
FECHA	NOMBRE		
DIBUJO			
REVISADO			
APROBADO			

1:1

2:1

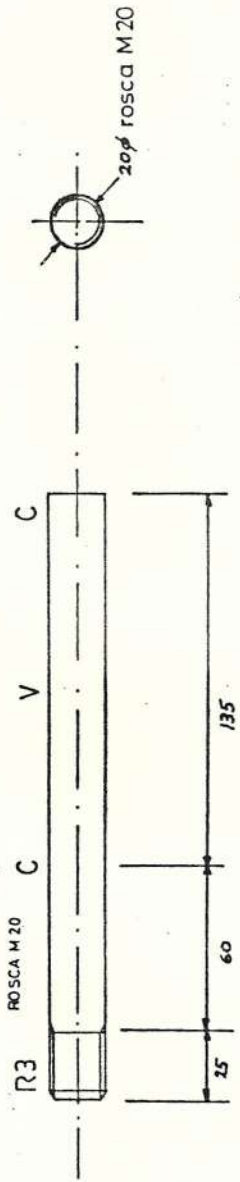


<table border="1"> <tr> <td>DIBUJO</td> <td>FECHA</td> <td>ALUMBOS</td> </tr> <tr> <td>REVISO</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>APROBADO</td> <td></td> <td></td> </tr> </table>		DIBUJO	FECHA	ALUMBOS	REVISO			APROBADO			<p>1:1</p>	<p>Volante para el freno</p>	<p>Facultad de Ing Mecanica</p>	<p>ESPOL</p>
DIBUJO	FECHA	ALUMBOS												
REVISO														
APROBADO														



corte A-A

DIBUJO		FECHA	ACABADA	Facultad de Ing Mecanica	ESPOL
REVISO					
A PROBAR					
1:1		Cubo de Sujeción			



FECHA	NOMBRE	Facultad de Ing Mecanica	ESPOL
DIBUZO			
REVISO			
A PROBO		Eje	
1:2			

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. La eficiencia total alcanzada es muy buena (64 %), aun sin considerar la pérdida de fluido que por espergeo no produce trabajo.
2. Como se puede apreciar en las curvas obtenidas la eficiencia - se incrementa cuando se opera con caídas mayores, por limitaciones del equipo usado las pruebas sólo se realizarán hasta los 7 m.
3. El comportamiento del chorro dentro de la turbina es el esperado, por lo que $\Omega = 30^\circ$ y $\alpha_1 = 30^\circ$ satisfacen las expectativas.
4. De acuerdo a la carga y a la altura de operaciones, hay una velocidad angular del rotor en que el chorro se orienta - através de la turbina de acuerdo al diseño hidráulico, es decir realiza la trayectoria descrita en la figura N^o 18 y abandona el rodete con dirección radial. En estas condiciones se

obtiene la eficiencia más alta para ese caudal y caída.

5. Se demuestra que la turbina puede ser confeccionada en cualquier taller que cuente con herramientas básicas.
6. El modelo matemático(básico) utilizado no alcanza a describir el comportamiento del chorro, es decir las condiciones del fluido a su paso por el inyector y la turbina.
7. Existe mucho esparcimiento en la entrada del chorro a la turbina, lo que incide en el rendimiento volumétrico de la máquina. Esta pérdida no fue cuantificada.
8. Los instrumentos de medición usados no fueron tan exactos y presentaban pequeñas fluctuaciones en la lectura.
9. El chorro de fluido presenta mucha turbulencia a la entrada y salida del rotor, así como entre el primero y segundo paso.

Entre las recomendaciones podemos citar:

1. La pérdida de fluído por espergeo se puede disminuír haciendo el rodete más ancho que el inyector y haciendo puntíagudo los extremos de los álabes. Así la eficiencia total se incrementará.
2. La utilización de bombas de mayor potencia permitirá simular caídas y caudales que estén por debajo y por encima del punto óptimo para el modelo en ensayo.
3. El chorro entre el primero y segundo paso puede ser mejor guiado si se emplea un par de "álabes directores" que permanezcan fijos mientras la turbina rote.
4. Mejorar el diseño del inyector con la finalidad de guiar en mejores condiciones el flujo de fluído.
5. Plantear cambios en el modelo matemático utilizado en el diseño hidráulico, incluyendo coeficientes de funcionamiento y de comportamiento real del chorro.
6. En turbinas de este tipo es suficiente con observar -

si el chorro abandona radialmente el rodete para saber que está operando a su máxima eficiencia.

7. Utilizar instrumentos de medición más precisos.

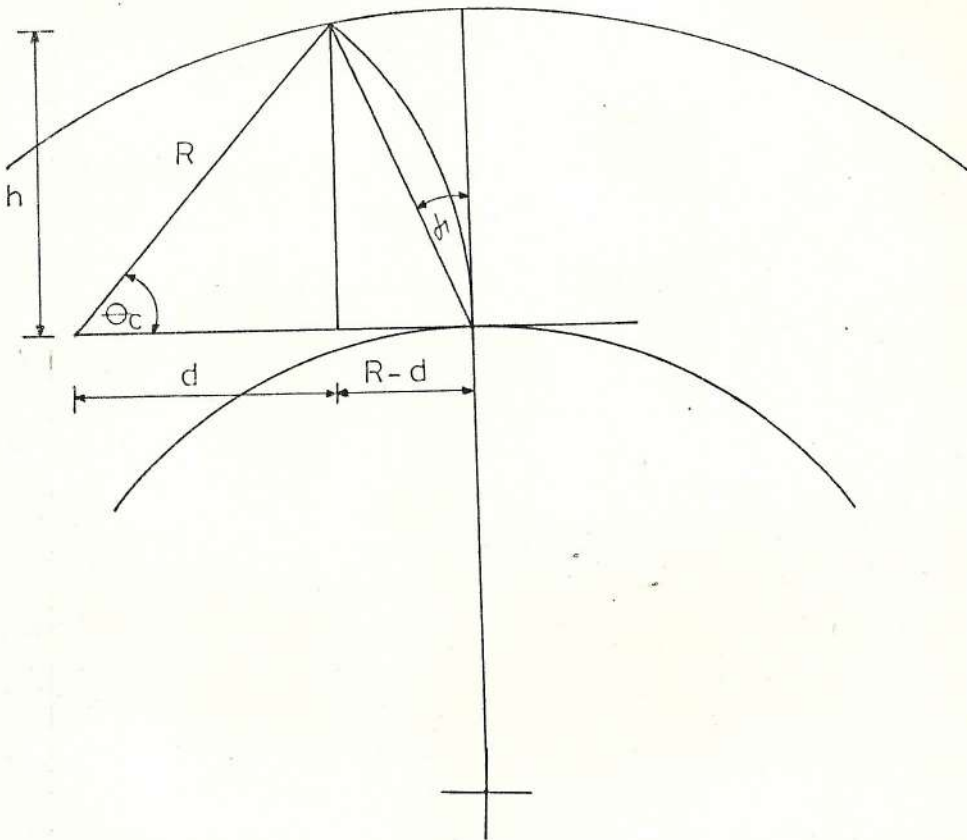
8. El propósito de este trabajo es el diseño del conjunto rodete - inyector. Se recomienda el diseño de turbinas - que operen a velocidades compatibles con los de un generador eléctrico.

9. La velocidad de la turbina acoplada a un generador eléctrico sufrirá variaciones cuando se demande carga al con junto. Se recomienda el estudio, y diseño del servo mecanismo que controle el flujo de fluido al rotor de acuer do a la carga, asegurando una velocidad constante de fun cionamiento.

A P E N D I C E S

APENDICE "A"

DEMOSTRACION DE ECUACIONES



$$d = R \cos \theta_c \quad R - d = R (1 - \cos \theta_c)$$

$$h = R \sin \theta_c$$

$$\operatorname{tg}(90 - \gamma) = h/R-d = \frac{\sin \theta_c}{1 - \cos \theta_c}$$

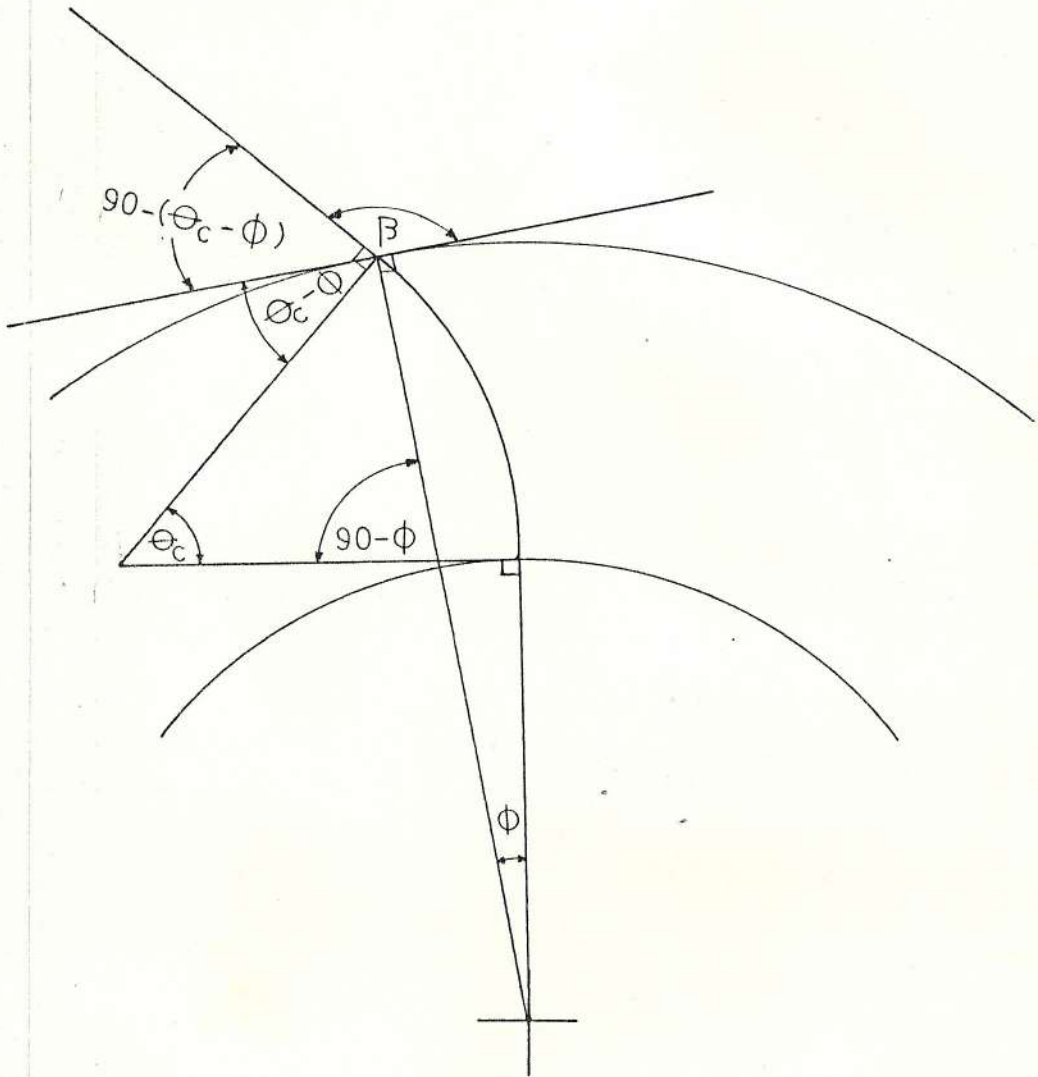
$$\frac{1}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{\sin \theta_c}{1 - \cos \theta_c} = \frac{\cos \gamma}{\sin \gamma}$$

$$\sin \theta_c \sin \gamma = \cos \gamma - \cos \gamma \cos \theta_c$$

$$\cos \gamma = \cos \theta_c \cos \gamma + \sin \theta_c \sin \gamma$$

$$\hat{\gamma} = \theta c - \gamma$$

$$\gamma = \frac{\theta c}{2} \quad Lqqd \quad (18)$$



$$\beta + (90 - \theta + \phi) = 180$$

$$\beta - \theta + \phi = 90$$

$$\theta - \phi = \beta - 90$$

$$2\gamma - \phi = \beta - \frac{\pi}{2}$$

$$\beta = 2\gamma - \phi + \frac{\pi}{2} \quad \text{Lqq } \phi$$

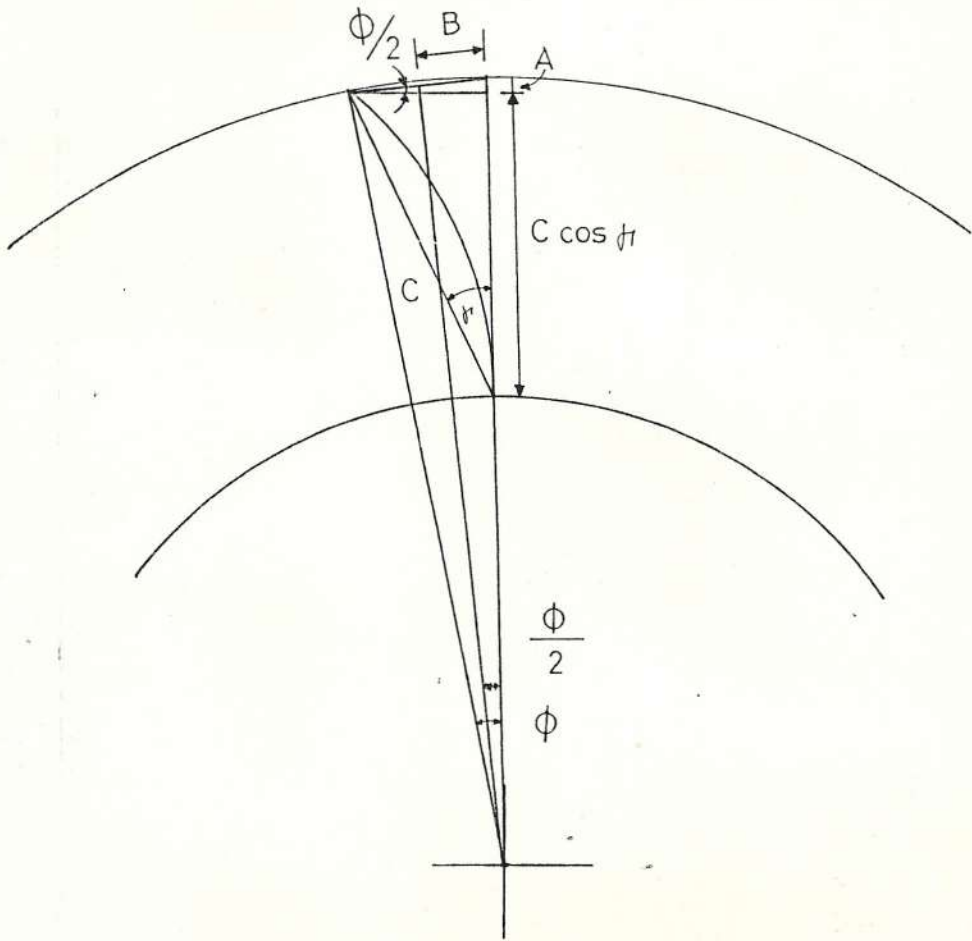
(19)

De la figura N^o 10, por geometría

$$\text{Sen } \frac{\theta}{2} = \frac{c/2}{R}$$

$$R = \frac{c}{2 \text{ Sen } \frac{\theta}{2}} \quad \text{Lqq d}$$

(20)

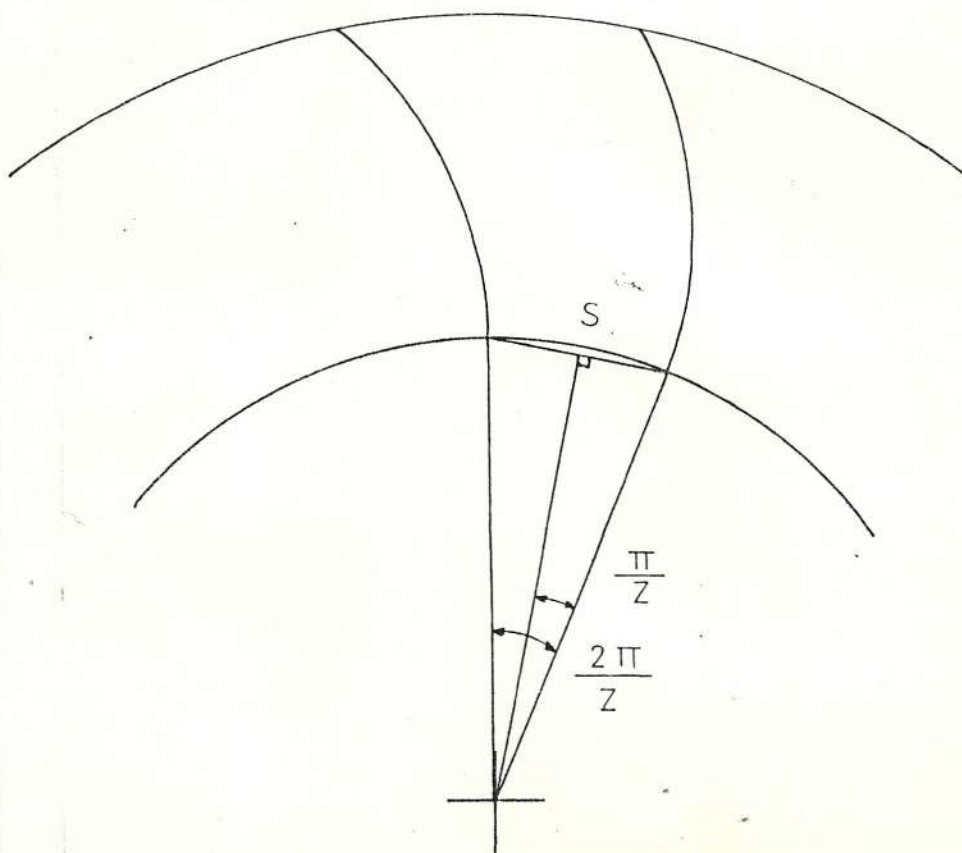


$$A = 2B \operatorname{Sen} \varphi/2$$

$$B = \frac{d_o}{2} \operatorname{Sen} \varphi/2$$

$$A = 2 \frac{d_o}{2} \operatorname{Sen}^2 \varphi/2$$

$$C \operatorname{Cos} \gamma + d_o \operatorname{Sen}^2 \varphi/2 = \frac{d_o - d_i}{2} \quad \text{Lqq d}$$



$$\sigma = c/s$$

$$\frac{s}{2} = \frac{di}{2} \text{ Sen } \frac{\pi}{z}$$

$$\sigma = \frac{c}{di \text{ Sen } \frac{\pi}{z}} \quad \text{Lqq d}$$

Obtención de la ecuación (23)

de la ecuación (19)

$$2\gamma - \emptyset = \beta - \pi/2$$

$$\gamma = \frac{\beta - \pi/2 + \emptyset}{2}$$

del gráfico en que se demostró la ecuación (21)

$$\text{Sen } \gamma = \frac{2B}{C} \quad \rightarrow \quad 2B = C \text{ Sen } \gamma$$

$$\text{Sen } \emptyset = \frac{4B}{d\emptyset} \quad 2B = \frac{d\emptyset}{2} \text{ Sen } \emptyset$$

igualando:

$$C \text{ Sen } \gamma = \frac{d\emptyset}{2} \text{ Sen } \emptyset$$

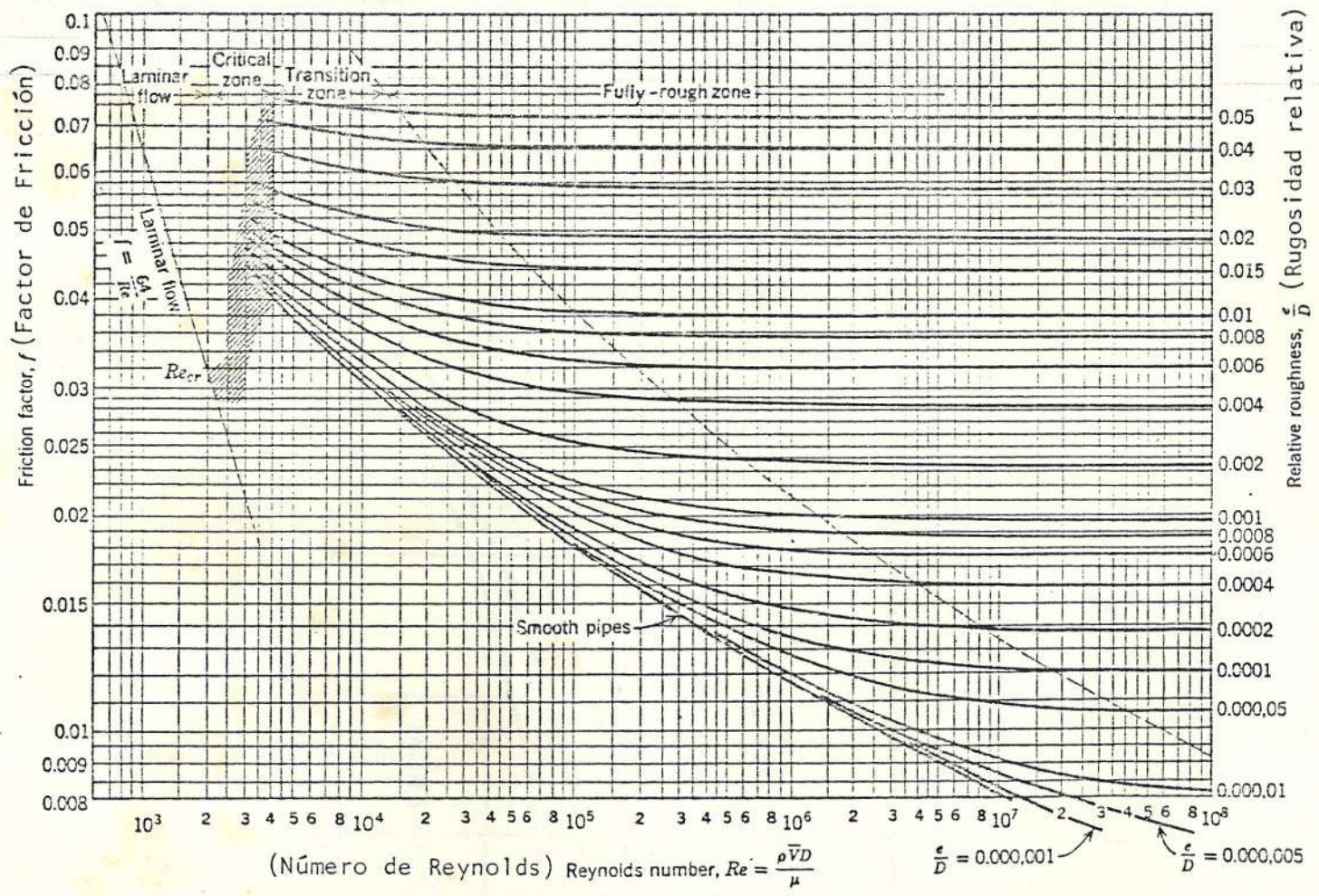
$$C = \frac{d\emptyset \text{ Sen } \emptyset}{2 \text{ Sen } \gamma}$$

Reemplazando en la ecuación (21)

$$\frac{\text{Sen} \vartheta}{\text{Sen} \gamma} \cos \gamma + 2 \text{Sen}^2 \frac{\vartheta}{2} = (1 - m)$$

$$\frac{\text{Sen} \vartheta}{\text{tg} \gamma} + 2 \text{Sen}^2 \frac{\vartheta}{2} - (1 - m) = 0$$

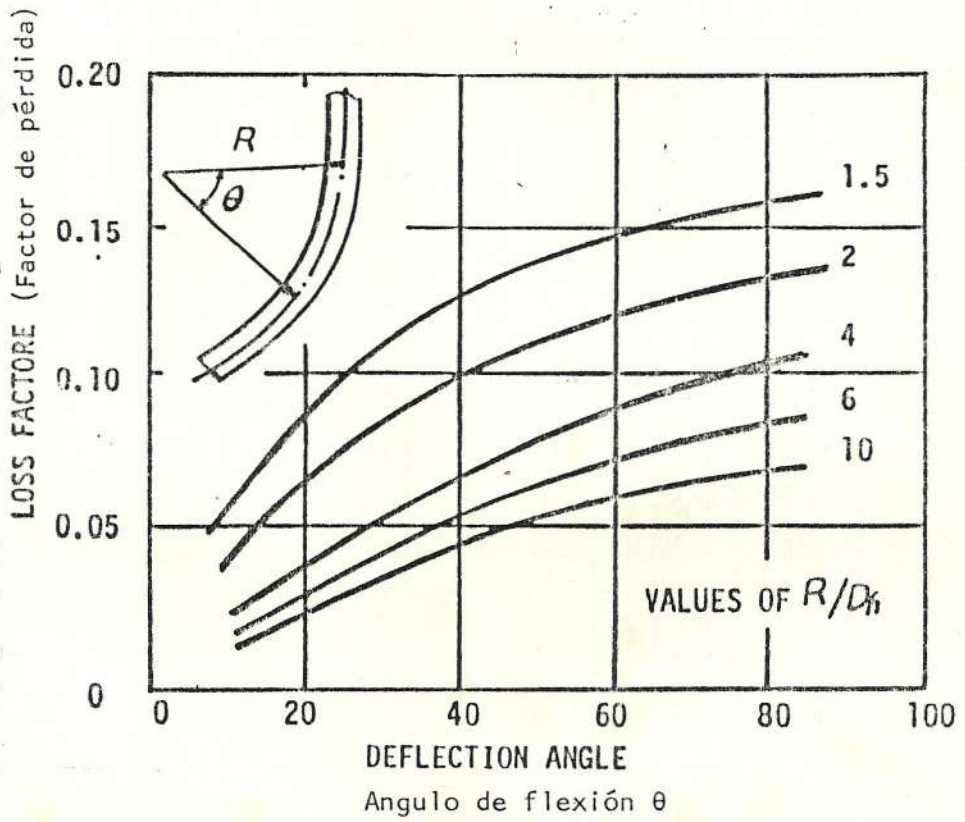
$$\frac{\text{Sen} \vartheta}{\text{tg} \left\{ \frac{\beta - \pi/2 + \vartheta}{2} \right\}} + 2 \text{Sen}^2 \frac{\vartheta}{2} - (1 - m) = 0 \quad \text{Lqq d}$$



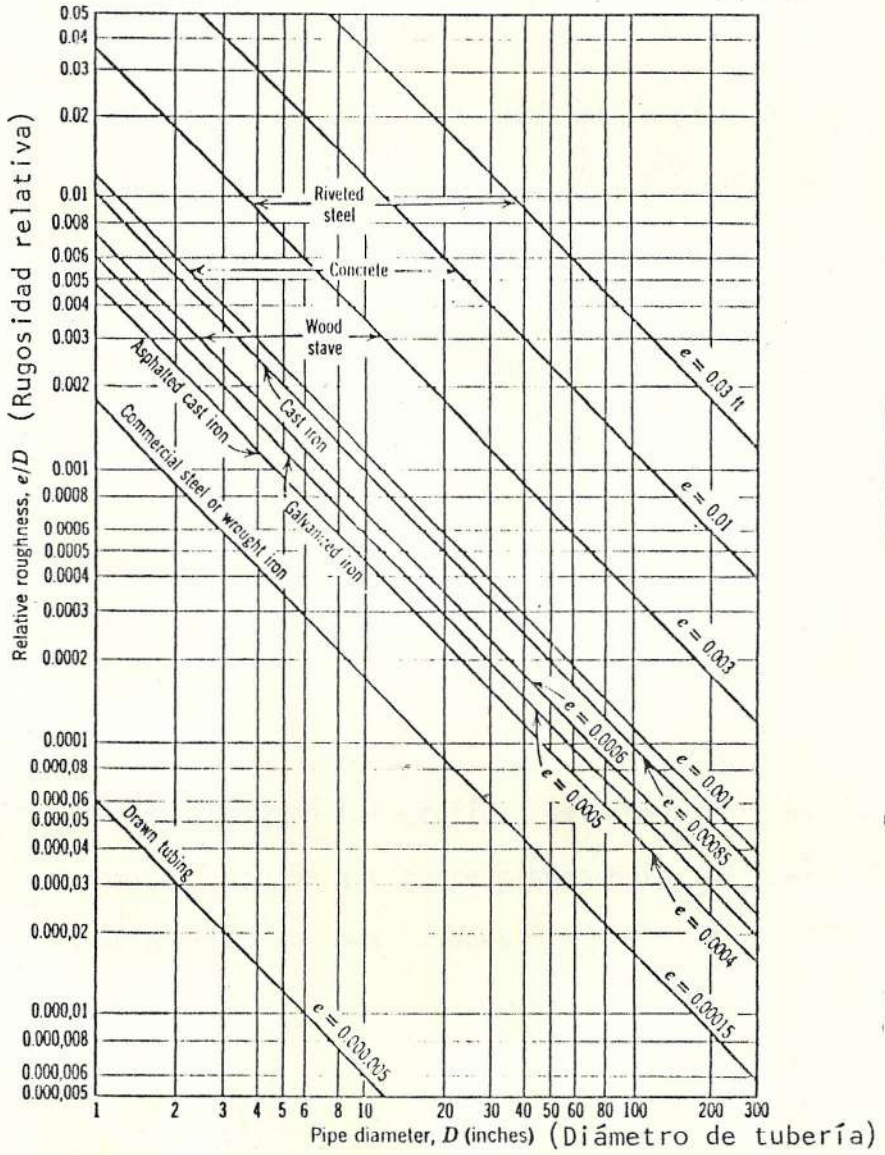
Friction factor for fully-developed flow in circular pipes (data from Ref. 1, used by permission).

(Diagrama de Moody)

APENDICE C.- GRAFICO EXPERIMENTAL DEL FACTOR DE
CURVATURA



APENDICE D.- RUGOSIDAD



Relative roughness values for pipes of common engineering materials (data from Ref. 1, used by permission).

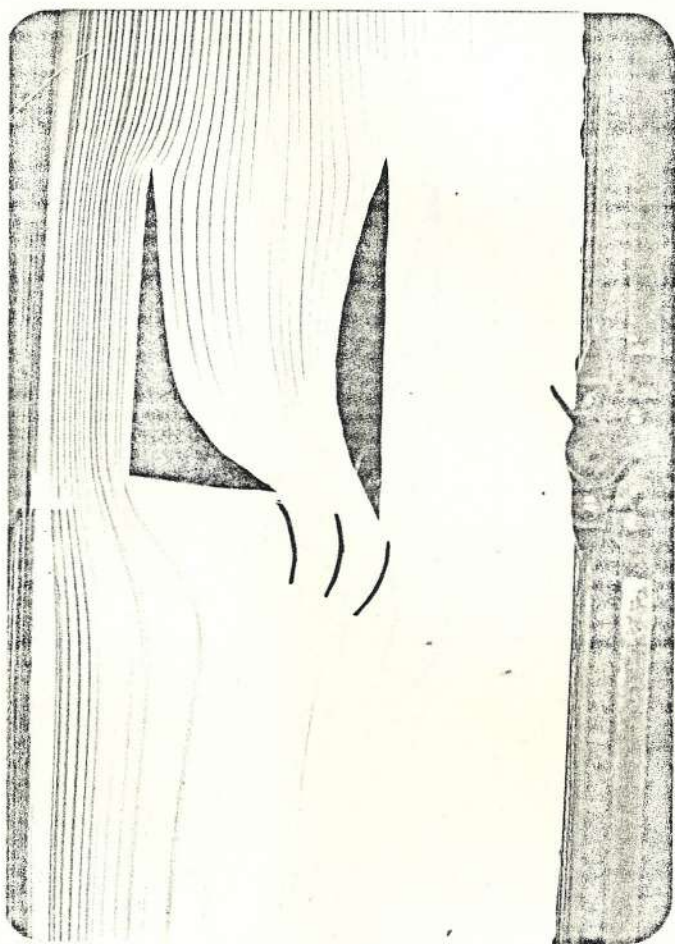
(Rugosidad relativa)

APENDICE E: GEOMETRIA DEL INYECTOR

A continuación se explica el método seguido para obtener la geometría del inyector:

- El diseño del inyector se basa en que el ángulo de entrada (α_1) del fluido al rotor en toda su admisión debe ser 30° .
- Se diseña tentativamente el inyector formando con lámina de caucho el perfil correspondiente.
- El comportamiento del flujo de fluido al pasar por éste perfil es analizado en el aparato visualizador de líneas de flujo.
- A continuación se muestran fotografías de los tres ensayos efectuados, luego de las correcciones para mejorar condiciones de entrada a los álabes.

A continuación podremos apreciar las fotos indicadas.-

FOTO N^o

PRIMER

PERFIL

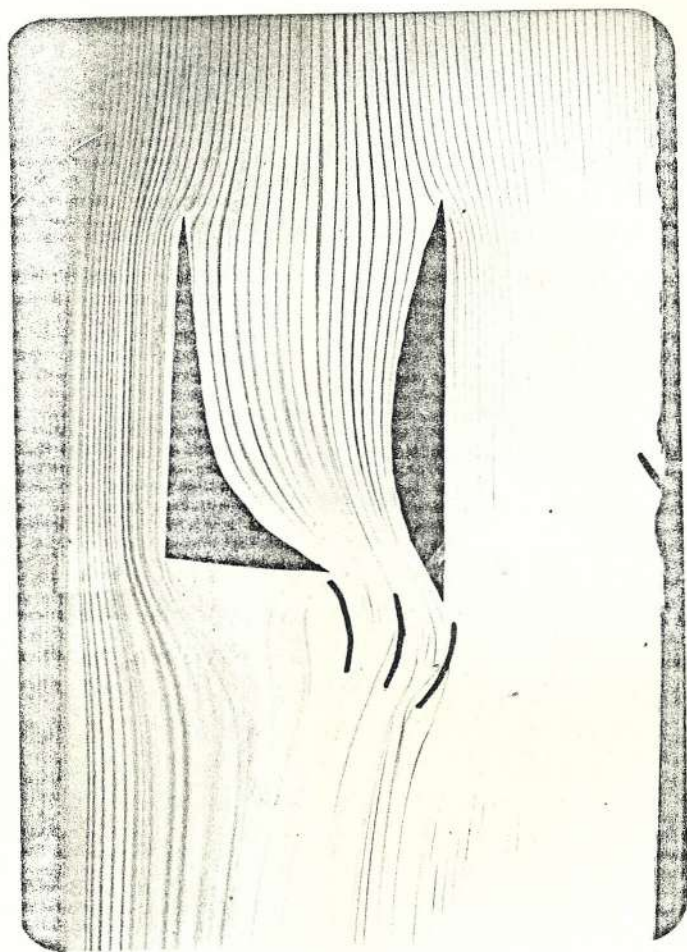
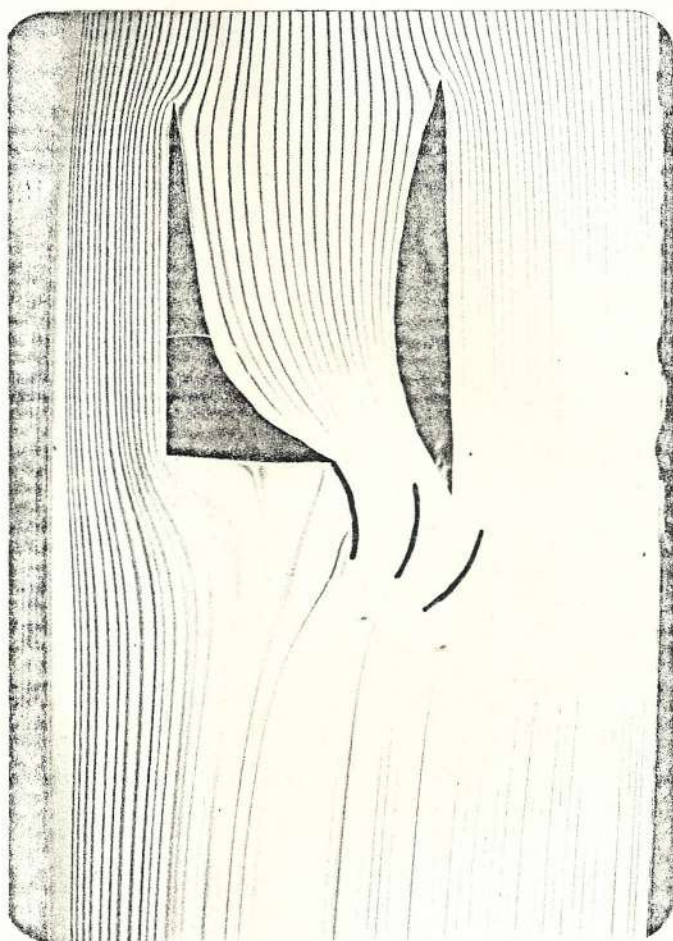


FOTO N°

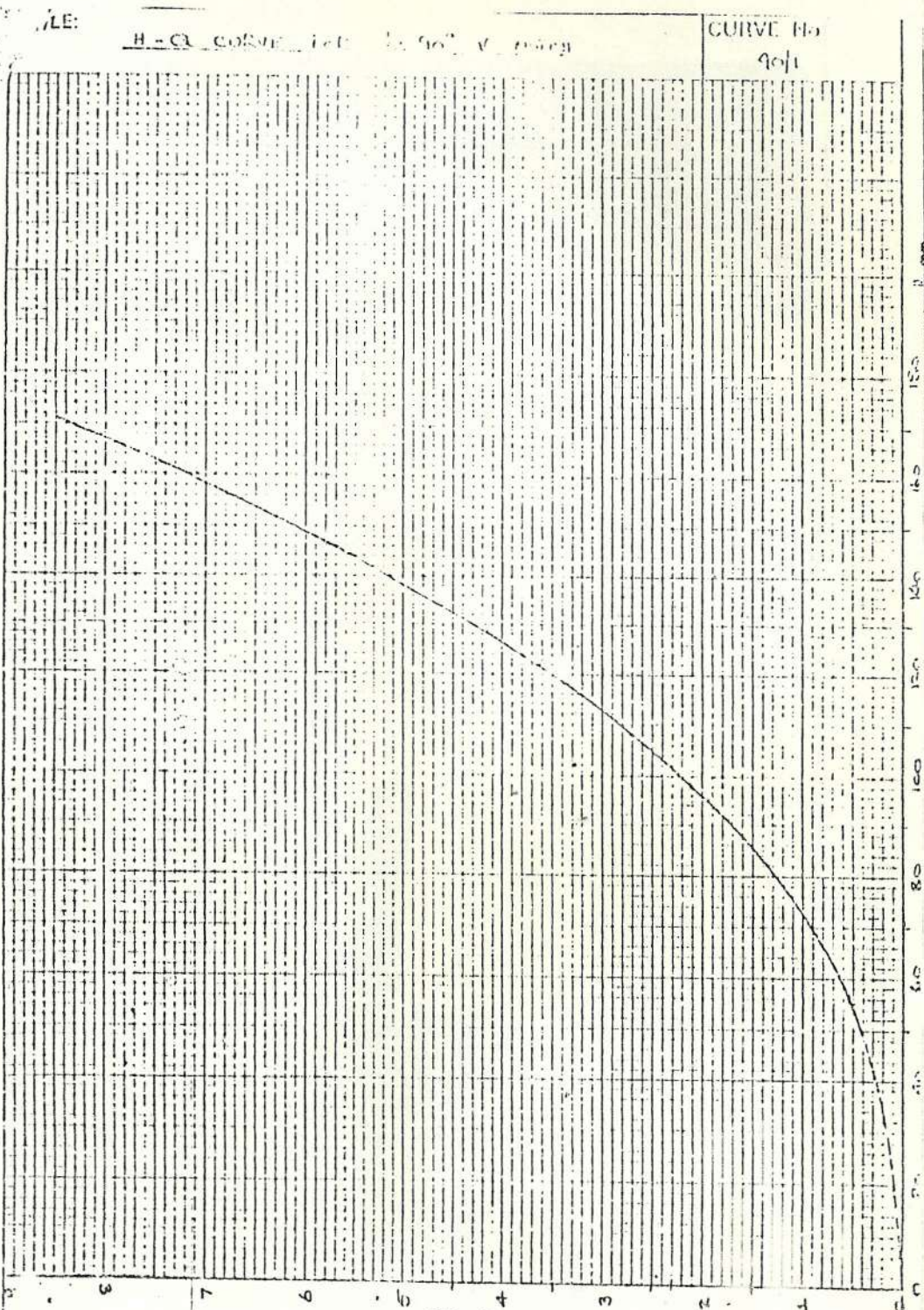
SEGUNDO PERFIL (MEJORADO).

FOTO N^o

TERCERO Y DEFINITIVO PERFIL

- Finalmente se toma la geometría para el álabe tal como se muestra en la figura N° 19).
- Se procede a la confección de moldes de cartulina para luego rayar la plancha metálica a ser cortada y posteriormente soldada.

APENDICE F : CALIBRACION DE VERTEDERO



GILBERT, GILKES & GORDON LTD. KENDAL, ENGLAND	ORDER/LEADER	CURVE No. <u>90/1</u>	
	DATE		JUN 76
	DRAWN		

APENDICE G

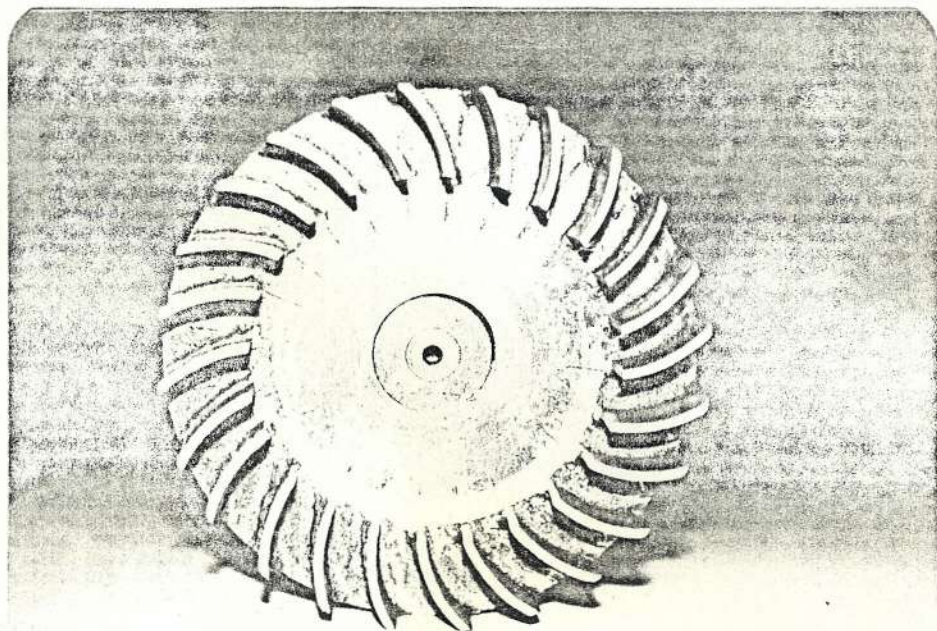


FOTO N° RODETE, PLATO Y ALADE

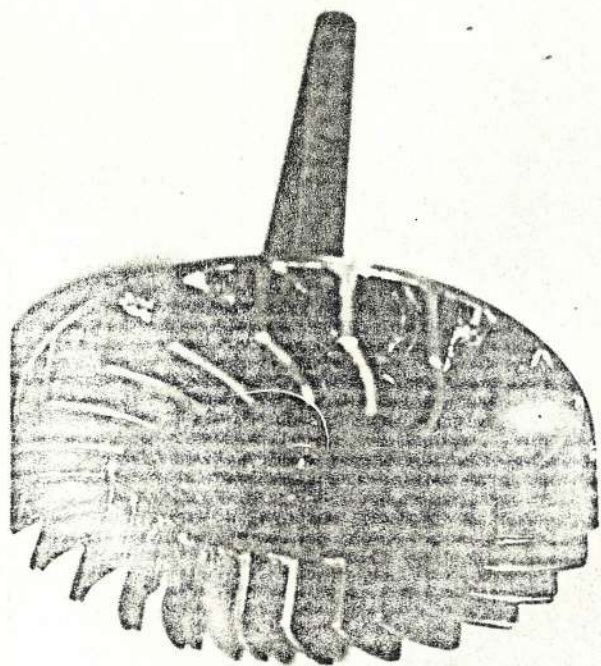


FOTO N° RODETE Y EJE

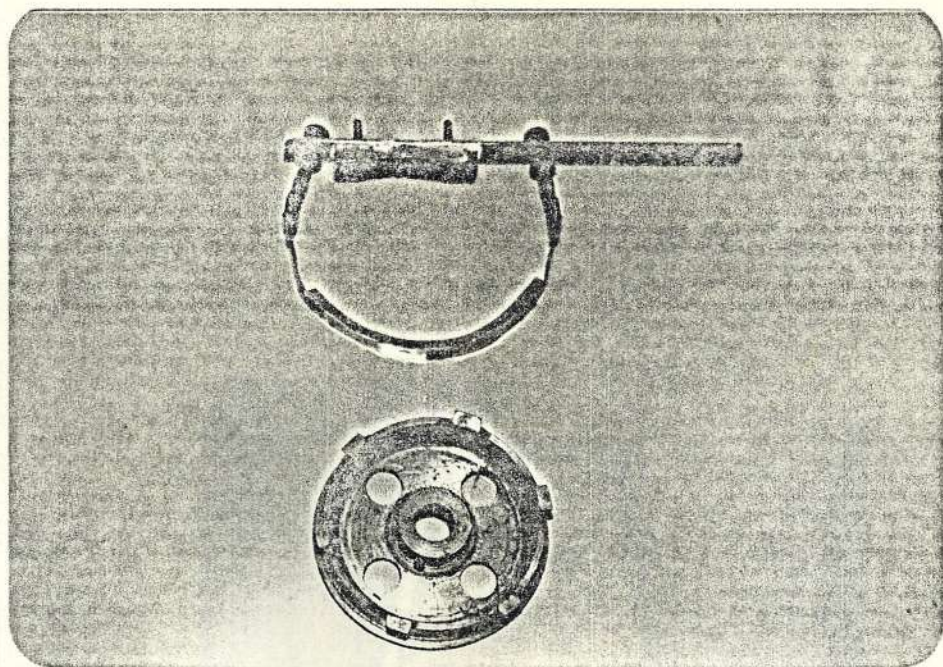


FOTO N°

VOLANTE Y FRENO

3

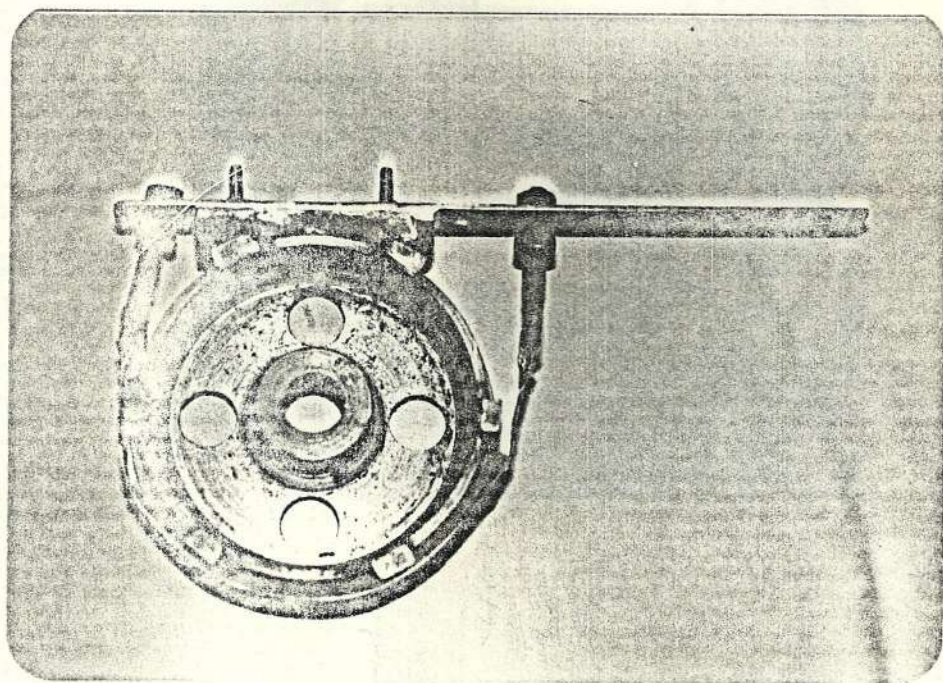


FOTO N°

FRENO ARMADO (VOLANTE Y FRENO)

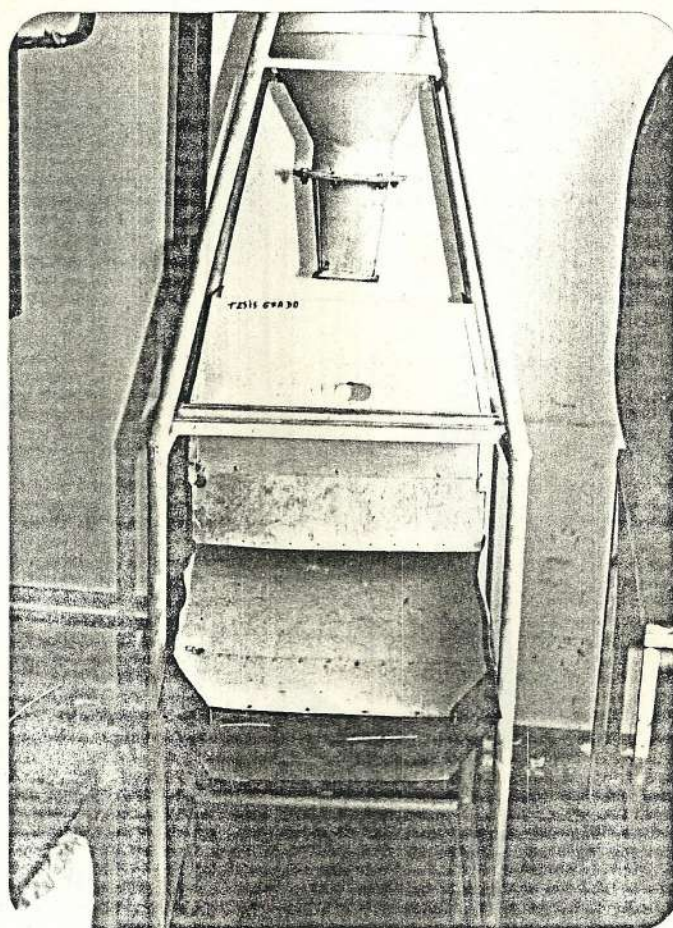
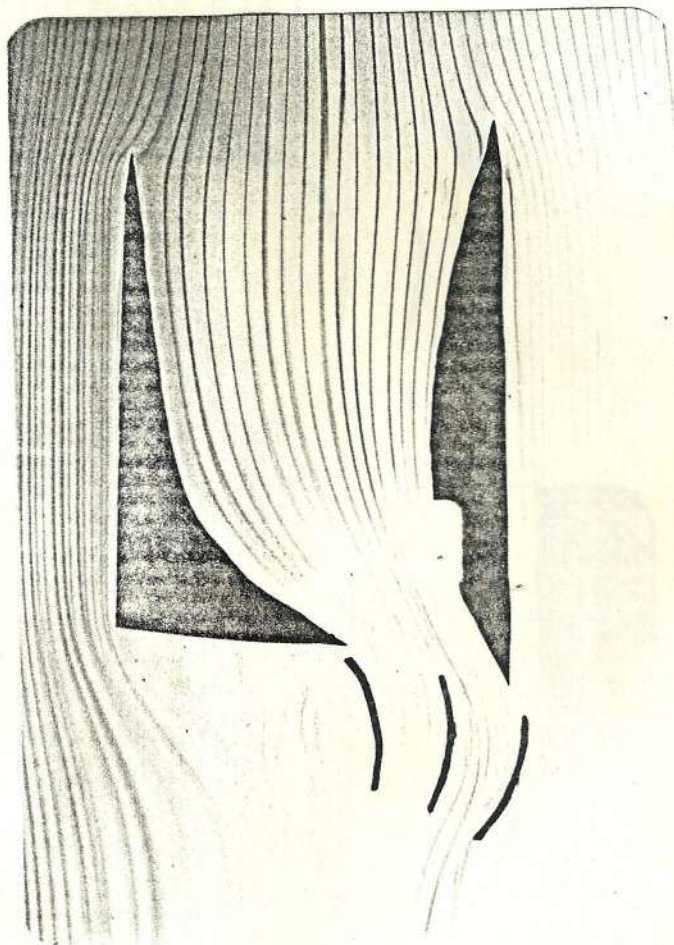
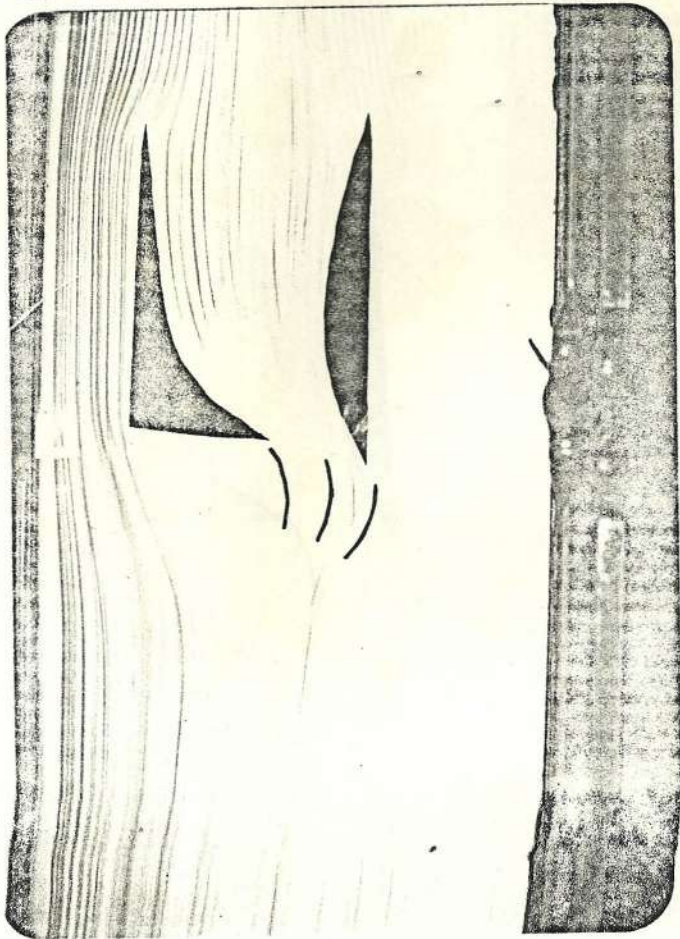
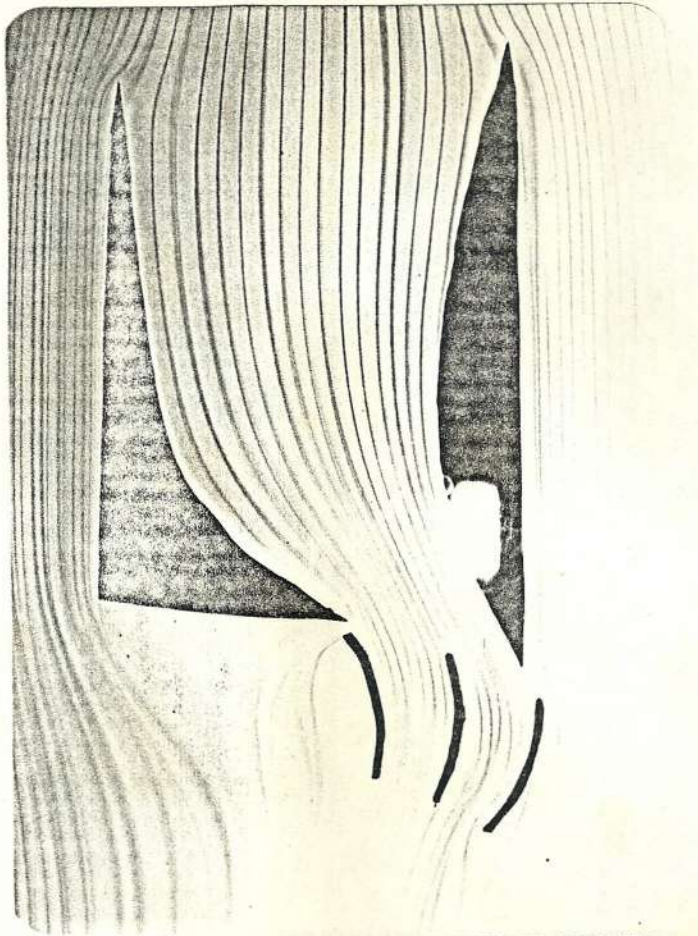


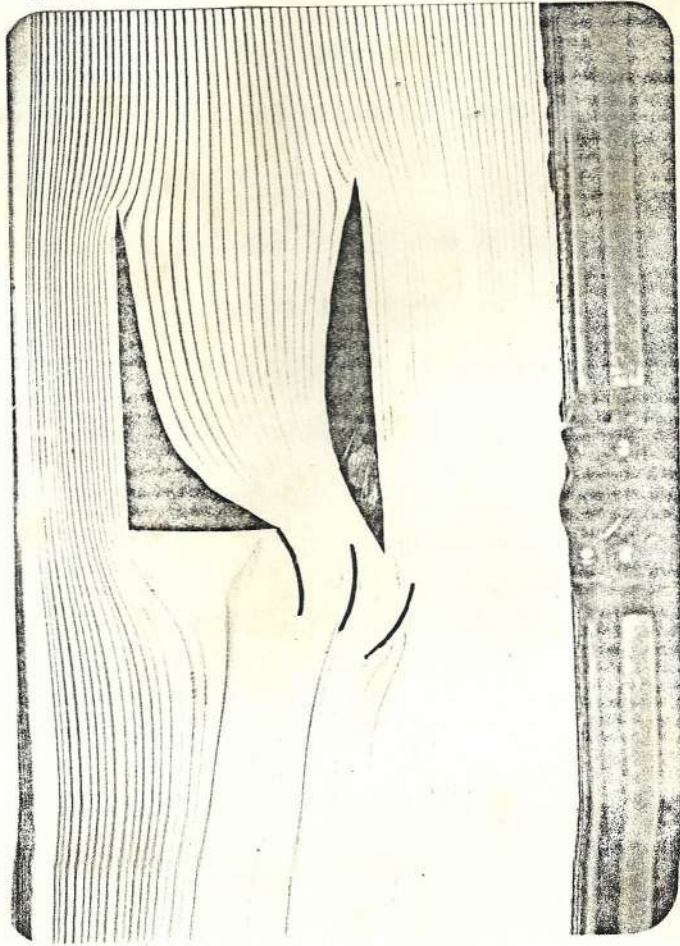
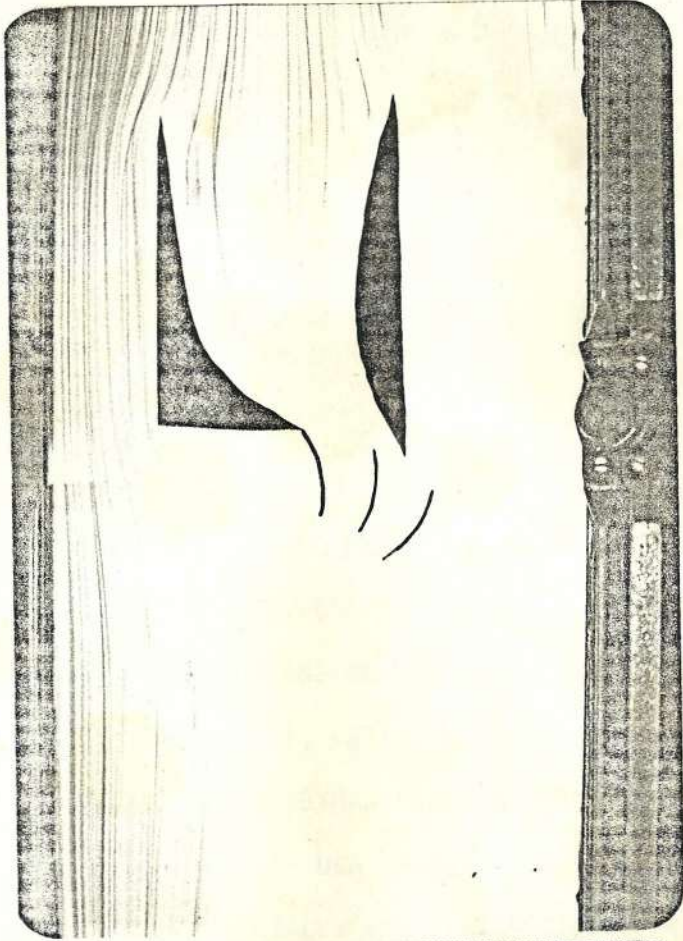
FOTO N^o

ESTRUCTURA SOPORTE

ENSAYOS EFECTUADOS







BIBLIOGRAFIA

1. INECEL - INSTITUTO ECUATORIANO DE ELECTRIFICACION, MINISTERIO DE RECURSOS NATURALES Y ENERGETICOS - OBRAS EN MARCHA, 1984, página 5.
2. INECEL - INSTITUTO ECUATORIANO DE ELECTRIFICACION - EL PLAN MAESTRO DE ELECTRIFICACION, 1981, página N° 5.
3. DURALI - DESIGN OF SMALL TURBINAS FOR FARMS AND SMALL COMMUNITIES MIT, 1975, Primera edición - USA , página N° 15.-
4. HOLMAN - METODOS EXPERIMENTALES PARA INGENIEROS - McGraw Hill - Segunda Edición - México, 1977, página 447.-
5. MARKS - MANUAL DEL INGENIERO MECANICO - McGraw Hill, 1978. Primera Edición - USA, página 2596.-
6. MATAIX - MECANICA DE FLUIDOS Y MAQUINAS HIDRAULICAS, EDICIONES DEL CASTILLO, 1970. Primera edición, España, página 582.-
7. REYES - CURSOS DE MAQUINAS HIDRAULICAS - REPRESENTACIONES Y SERVICIOS DE INGENIERIA, 1979, Primera Edición - México, página 233.-
8. SHIGLEY - DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA - McGraw Hill, Segunda Edición, página 220.-
9. FOX & Mc DONALD - INTRODUCTION TO FLUID MECHANICS - JOHN WILEY - Segunda Edición, página 361.-