

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE GUADALAJARA

Incorporada a la Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA



34² Egera

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

MANUAL DE PROCEDIMIENTO PARA LA REALIZACION DE PRUEBAS
EN LAS TURBINAS PELTON GH 59 Y FRANCIS GH 58 DEL
LABORATORIO DE MAQUINAS HIDRAULICAS DE LA
UNIVERSIDAD AUTONOMA DE GUADALAJARA

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

PRESENTA:

MIGUEL ANIBAL ROJAS VARGAS

GUADALAJARA, JAL., 1988



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

MANUAL DE PROCEDIMIENTO PARA LA REALIZACION DE PRUEBAS EN
LAS TURBINAS PELTON GH 59 Y FRANCIS GH 58 DEL LABORATORIO
DE MAQUINAS HIDRAULICAS DE LA UNIVERSIDAD AUTONOMA DE -
GUADALAJARA.-

<u>ANTECEDENTES.-</u>	1
<u>INTRODUCCION.-</u>	2

CAPITULO I

EQUIPO TURBINA PELTON GH 59 Y FRANCIS GH 58.-

1.1	Descripción y funcionamiento.....	4
1.2	Notación.....	11
1.3	Dispositivos de Medición y control.....	13
1.3.1	Manómetro diferencial de mercurio.....	13
1.3.2	Vertedor triangular de pared delgada.....	16
1.3.3	Manómetro tipo Bourdon.....	24
1.3.4	Válvula de Aguja.....	26
1.3.5	Freno de Prony.....	28
1.3.6	Tacómetro de mano.....	31
1.3.7	Válvula de compuerta.....	33

CAPITULO II

TURBINA PELTON

2.1	Generalidades.....	36
2.2	Teoría de Funcionamiento.....	39

CAPITULO III

TURBINA FRANCIS.

3.1 Generalidades	47
3.2 Análisis de los diagramas de velocidades a la entrada y a la salida del rotor	49
3.3 Aplicación de la ecuación de momento de momentos a las turbinas Francis	52

CAPITULO IV

<u>CURVAS CARACTERISTICAS</u>	57
4.1 Procedimiento Experimental	58
4.2 Calculos e interpretación de los resultados	61
<u>CONCLUSIONES</u>	66
<u>BIBLIOGRAFIA</u>	68

ANTECEDENTES

Basado en el objetivo primordial de la Universidad Autónoma de Guadalajara, de formar tanto en la teoría como en la práctica y a sabiéndose de la importancia de ésta última en el desarrollo futuro de la vida profesional del egresado de la Facultad de Ingeniería, además de cumplir con los requerimientos de la Universidad Nacional Autónoma de México, en cuanto a la práctica en la Materia de -- Laboratorio de Mecánica de Fluidos y Térmicas, y conociendo de la carencia de un manual para dichas prácticas en -- las turbinas Felton GH-59 y Francis GH-58 se agradece a -- las autoridades Universitarias la oportunidad de desarrollar ésta tesis con el título: "MANUAL DE PROCEDIMIENTO PARA LA REALIZACION DE PRUEBAS EN LAS TURBINAS FELTON GH-59 Y FRANCIS GH-58 DEL LABORATORIO DE MAQUINAS HIDRAULICAS DE LA UNIVERSIDAD AUTONOMA DE GUADAJALAJARA", con la cual se -- podrá en un futuro inmediato cubrir dicha necesidad.

INTRODUCCION

Existe la necesidad bien definida de que el ingeniero esté familiarizado, tanto con métodos de medición como con las técnicas de análisis para la interpretación de datos experimentales, debido a que la experimentación es muy importante en todos los campos de la ingeniería.

El estudio de los métodos experimentales es una extensión necesaria de todas las materias analíticas. Por tanto, - el conocimiento de los métodos para verificar el trabajo -- analítico, proporciona nueva vida a las teorías y un entendimiento claro de las dificultades de las mediciones experimentales, creando una actitud cuidadosa en el teórico, que no puede ser despertada de otra forma.

El presente trabajo pretende servir como guía práctica a los alumnos, en los experimentos que han de realizar en el equipo de la turbina Pelton GH 59 y en la turbina Francis GH 58 con que cuenta el laboratorio de turbomaquinaria de la facultad de Ingeniería.

El ordenamiento de los puntos que se presentan, responden a la necesidad de familiarizar al estudiante con el equipo y sus

dispositivos de medición y control, con la teoría de funcionamiento y así finalmente, realizar las prácticas que han de llevarlo a la comprensión del funcionamiento de las turbinas Pelton Y Francis.

CAPITULO IEQUIPO DE LA TURBINA PELTON GH 59 Y FRANCIS GH 58.-1.1 DESCRIPCION Y FUNCIONAMIENTO.-

El equipo de la turbina Pelton GH 59 está constituido esencialmente, por un rodete Pelton de bronce (Fig. 1.1.) contenido en una carcasa de acero inoxidable que se encuentra -- montada sobre un tanque de almacenamiento, del cual, una -- bomba centrífuga accionada por un motor eléctrico succiona -- el agua y la hace circular por la tubería de alimentación, -- ésta tiene su extremo acoplado a un chiflón, cuya función es convertir energía de presión en energía cinética y consiste en una reducción gradual de la sección de un conducto; la -- carga de presión en el acceso de éste, se mide por medio de un manómetro. El gasto entregado se regula con una válvula de aguja y el rodete es hecho girar por el choque del chorro con los cangilones, ésta turbina debe su nombre a LESTER -- ALLAN PELTON (1829 - 1908).

El equipo de la turbina Francis GH 58 esta constituido, por una caja espiral o caracol de acero inoxidable, el cual es el ducto alimentador de sección generalmente circular y diámetro decreciente, que circunda al rotor, del caracol (Fig. 1.2) pasa el agua al distribuidor guiada por unas paletas direccionales



FIG. 1.1 RUEDA PELTON

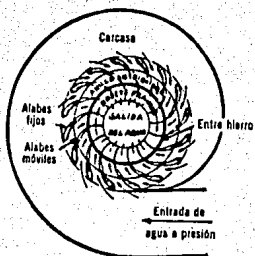


FIG. 1.2 CORTE ECUATORIAL DE UNA TURBINA FRANCIS.

fijas a la carcasa, que forman los portillos de acceso y - donde se transforma parcialmente la energía de presión en energía cinética, esta unidad esta dotada de una bomba centrífuga acoplada a un motor eléctrico, succiona el agua y la hace circular por la tubería de alimentación hasta insidir con el rosete móvil o rotor conformado por los propios álabes, los cuales están engastados en un plato perpendicular al eje de la máquina, prácticamente toda la transferencia energética del fluido al rotor se efectua mientras el agua pasa a través de los álabes, todo el tiempo, en dirección radial y de afuera hacia dentro, con un aprovechamiento máximo de la acción centrípeta, para lo cual se procura dar al agua un recorrido radial hasta llegar al tubo de desfogue que da salida al agua y al mismo tiempo procura una ganancia en carga estática hasta el valor de la presión atmosférica, debido a su forma divergente.

La potencia desarrollada en ambas se mide por medio de un freno Prony acoplado a la flecha de las turbinas. Las máquinas desfogan en el tanque de almacenamiento estableciéndose así un circuito cerrado.

Los principales elementos de la turbina Pelton GH 59 y Francis GH 58 son los siguientes:

- 1.- Tanque de almacenamiento en cada unidad. Depósito de alimentación del circuito cerrado.

- 2.- Láminas metálicas perforadas. Tranquilizadoras de la turbulencia provocada por el desfogue de la turbina.
- 3.- Vertedor triangular de pared delgada en cada tanque de almacenamiento de 90 grados. Mide el gasto de desfogue.
- 4.- Escalas de tirante y gasto del vertedor; con un rango del tirante de 0 - 10.16 cm.
- 5.- Desagües en cada tanque de almacenamiento. Desalojan el agua del tanque cuando se requiere.
- 6.- Lámina tranquilizadora de turbulencias del vertedor. Sirve para evitar que la bomba absorva aire.
- 7.- Válvula de descarga en cada unidad. Mediante este dispositivo se regula el gasto entregado por la bomba.
- 8.- Arrancador.
- 9.- Manómetro de Bourdon en cada unidad. Mide la carga de presión en el acceso al chiflón; rango 0 - 2 kg/cm².

- 10.- Llave de prueba del manómetro.
- 11.- Válvula de aguja en la Pelton. Esta válvula regula el gasto entregado al rodete con escala de abertura 0, 1/4, 1/2, 1/1.
- 12.- Rodete. Consiste en una rueda con cangilones en su periferia y es el elemento transformador de la energía cinética en energía mecánica; sus características son:
- | | |
|----------------------------|-----------|
| Diámetro medio ----- | 101.60 mm |
| Diámetro exterior ----- | 149.22 mm |
| Número de cangilones ----- | 16 |
- 13.- Cangilones. Aspas de doble cazoleta o cuchara.
- 14.- Flecha de la turbina.
- 15.- Carcaza metálica. Caja o envolvente que contiene al rodete en la Pelton GH 59.
- 16.- Ventana de inspección en la Pelton y Francis. Permite observar la acción del chorro sobre el rodete y el distribuidor.
- 17.- Freno Prony en ambas turbinas. Dispositivo que mide la potencia que desarrolla la turbina.

- 18.- Tambor del freno, de diametro ----- 101.60 mm.
- 19.- Brazo del freno con un radio de ----- 160.337 mm.
- 20.- Dinamómetro. Mide la fuerza en el extremo del brazo del freno, con un rango de 0 ----- 30 N.
- 21.- Tornillo regulador de fricción. Regula la fricción de las zapatas sobre el tambor.
- 22.- Tornillo nivelador del brazo. Sirve para mantener el brazo en posición horizontal.
- 23.- Distribuidor en la Francis. Constituido por una serie de álabes directores en forma de persiana circular, -- cuyo paso se puede modificar por medio de una palanca de posicionamiento que nos permite variar la posición de los álabes móviles. Sus características son:
- | | | |
|-------------------|-------|------------|
| Diámetro medio | ----- | 66.675 mm. |
| Diámetro exterior | ----- | 79.375 mm. |
- 24.- Tubo de desfogue o difusor en la Francis. Da salida al agua de la turbina.
- 25.- Caja espiral o caracol en la Francis. Es el ducto -- alimentador del distribuidor, generalmente es de lamina de acero, en nuestro caso es de acero inoxidable.
- 26.- Un regulador de velocidad para el motor eléctrico en ambas unidades.

1.2 NOTACION

A	Area
C	Coefficiente de descarga del vertedor.
Cc	Coefficiente de contracción.
Cq	Coefficiente de caudal del vertedor.
Cv	Coefficiente de velocidad.
D	Diametro medio del rodete.
F	Fuerza total de rozamiento.
Fx	Empuje dinámico en dirección X
g	Aceleración de la gravedad.
h	Lectura del manómetro de Bourdon.
h'	Corrección de h
hv	Tirantes en el vertedor.
Hb	Carga bruta.
Hf	Pérdidas de carga.
Hn	Carga neta.
Hp	Carga de presión en el acceso al chiflón.
K	Coefficiente de rugosidad de los cangilones.
N	Velocidad angular en R.P.M.
Nu	Velocidad Unitaria.
M	Momento de giro o torque.
Mu	Momento de giro unitario.
Fu	Presión unitaria.
P	Potencia al freno.

Ph	Potencia a la entrada de la turbina.
Pu	Potencia Unitaria.
Q	Gasto real.
Q_t	Gasto teórico.
Qu	Gasto unitario.
r	Radio del tambor del freno.
R	Radio del brazo del freno.
U	Velocidad tangencial de los cangilones.
V	Velocidad relativa del fluido respecto del cangilón.
V	Velocidad.
W	Lectura en el dinamómetro.
W _o	Peso propio del freno.
θ	Angulo de salida del cangilón.
α	Angulo formado por los vectores U y V ₂
γ	Peso específico del agua.
γ_{hg}	Peso específico del mercurio.
η	Eficiencia total.
η_h	Eficiencia hidráulica.
η_m	Eficiencia mecánica.
θ	Angulo en el vértice del vertedor
ω	Velocidad angular.

1.3 DISPOSITIVOS DE MEDICION Y CONTROL.

1.3.1 MANOMETRO DIFERENCIAL DE MERCURIO.

Como su nombre lo indica, este dispositivo sirve para medir una diferencia de presiones entre los puntos a los cuales se encuentra conectado. Consiste en un tubo de vidrio en forma de "U", el cual aloja al fluido manométrico que debe ser un líquido inmiscible con el agua, empleándose en este caso mercurio. El mercurio, inicialmente a nivel, sube por una de las ramas del tubo (dependiendo de la forma que se haga la conexión), midiéndose el desnivel resultante con una regla graduada. (fig 1.3)

Para encontrar la expresión matemática que relacione la caída de presiones ($P_1 - P_2$), con la diferencia de alturas (Δh) del mercurio y la relación de los pesos específicos del mercurio y del agua, se hará referencia a la fig. 1.4; de la cual se obtiene:

$$P_1 = P_2 - \gamma(\Delta h + h_0) + \gamma_{Hg} \Delta h - \gamma \Delta h + \gamma(\Delta h + h_0)$$

$$P_1 = P_2 - \gamma \Delta h - \gamma h_0 + \gamma_{Hg} \Delta h - \gamma \Delta h + \gamma \Delta h + \gamma h_0$$

Simplificando y factorizando se obtiene:

$$P_1 - P_2 = (\gamma_{Hg} - \gamma) \Delta h$$

expresando las presiones en cargas de presión, es decir, dividiendo entre γ , resulta:

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \left(\frac{\gamma_{Hg}}{\gamma} - 1 \right) \Delta h$$

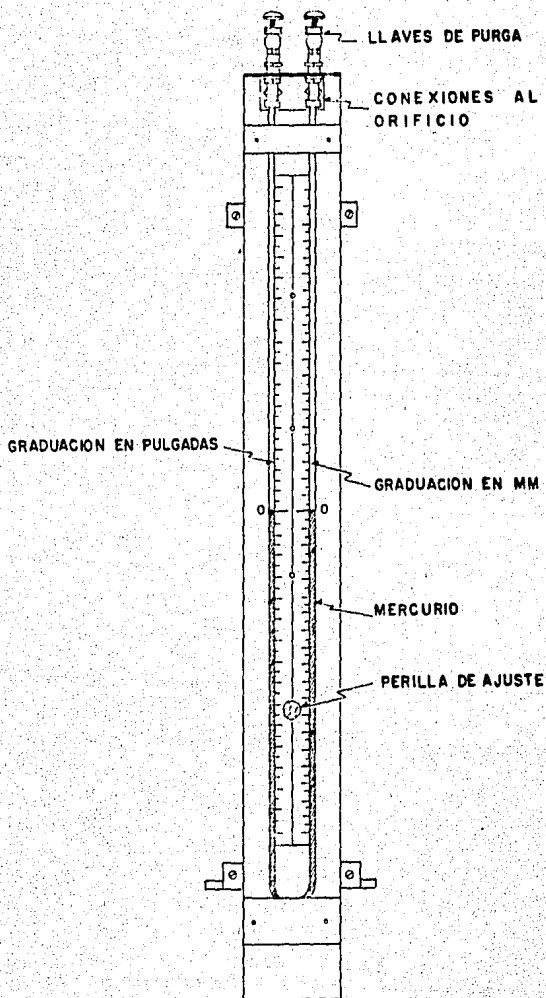


FIG. 1.3 MANOMETRO DIFERENCIAL.

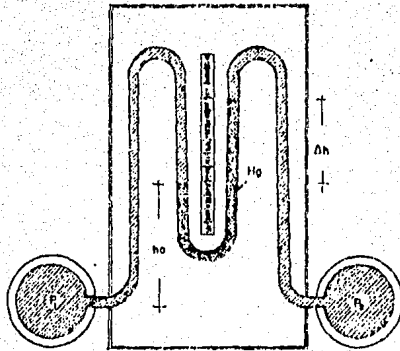


FIG. 1.4 MANOMETRO DIFERENCIAL.

Que finalmente puede reducirse a una expresión más sencilla, ya que los valores de los pesos específicos son conocidos; - así se obtiene:

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = 12.6 \Delta h \text{ --- EC. 1.3.1.1}$$

La ecuación 1.3.1.1 muestra que un manómetro diferencial dará una lectura más sensible, es decir, mayor (Δh) para una diferencia de presiones ($P_1 - P_2$) dada, cuanto más cercanos sean - los valores de los pesos específicos de los líquidos involucrados; esto es determinante en la selección del líquido manométrico que deba usarse.

1.3.2 VERTEDOR TRIANGULAR DE PARED DELGADA.-

Al dispositivo utilizado para medir gastos que consiste en una estructura sobre la cual ocurre una descarga de un líquido a - superficie libre, pudiendo ser una placa o un muro donde se ha practicado una escotadura, se le llama vertedor.

Los vertedores se clasifican de acuerdo a su forma, su función y posición; según su forma pueden ser: Rectangular, triangular, trapezoidales, etc., debido a su función se tienen: de cresta - libre o ahogada; por su posición los hay: centrales o laterales,

y todos ellos pueden ser de pared gruesa o pared delgada.

Para derivar la expresión matemática que relacione el gasto con el tirante de agua sobre la cresta en un vertedor de pared delgada, se hará referencia a la Fig. 1.5 Se supone que:

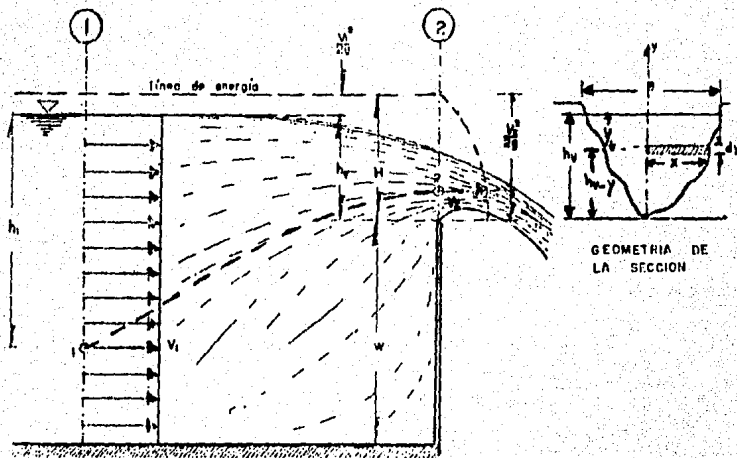
- 1.- La velocidad por encima de la cresta es uniforme.
- 2.- Todas las partículas se mueven horizontalmente a medida que pasan la cresta.
- 3.- La carga de presión en la cortina de agua tienen un valor de cero, y
- 4.- La influencia de la viscosidad, de los flujos secundarios y de la tensión superficial puede despreciarse.

Aplicando la ecuación de Bernoulli a una línea de corriente entre los puntos 1 y 2 tomando como plano de referencia al que pasa por el punto 1, se tiene:

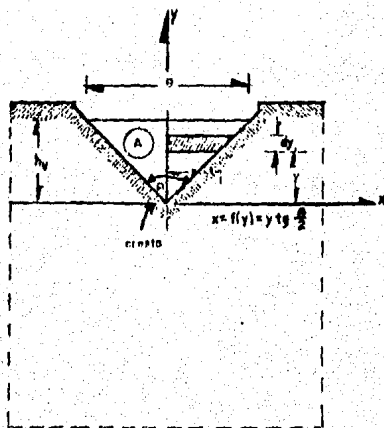
$$h + \frac{V_1^2}{2g} = h - h_v + y + \frac{V_2^2}{2g} \quad \text{--- EC. 1.3.2.1}$$

Por ser muy pequeña, se puede despreciar $\frac{V_1^2}{2g}$ y la velocidad V_2 tiene el valor:

$$V_2 = \sqrt{2g(h_v - y)}$$



a) VERTEADOR DE FORMA GENERAL



b) VERTEADOR TRIANGULAR

FIG. 1.5 VERTEADOR DE PARED REGADA.

Por lo que el gasto a través de un área elemental será:

$$dQ = dA \cdot V_2$$

$$dA = 2x dy$$

Por tanto

$$dQ = 2\sqrt{2g} \cdot x \sqrt{h_v - y} dy \text{ ----- Ec. 1.3.2.2.}$$

Integrando entre 0 y h_v y multiplicando C_f , para obtener el gasto total Q

$$Q = 2\sqrt{2g} \cdot C_f \int_0^{h_v} x(h_v - y)^{1/2} dy \text{ ----- Ec. 1.3.2.3.}$$

Que es la ecuación general del gasto para un vertedor de pared delgada, la cual es posible integrar conociendo la forma del vertedor.

El vertedor en cuestión, es triangular y si se refiere el triángulo a los ejes coordenados (X, Y) con el origen en el vértice, la ecuación que lo define viene dado por:

$$x = y \operatorname{tg} \frac{\theta}{2}$$

Sustituyendo el valor de (x) en la ecuación 1.3.2.3, se obtiene:

$$Q = 2\sqrt{2g} \cdot C_f \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \int_0^{h_v} (h_v - y)^{1/2} y dy \text{ ----- Ec. 1.3.2.4}$$

La cual integrándose por un procedimiento de sustitución queda:

$$Q = \frac{\theta}{15} \sqrt{2g} \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} C_f h_v^{5/2} \text{ ----- Ec. 1.3.2.5}$$

Haciendo: $C = \frac{8}{15} \sqrt{2g} t_f \frac{\theta}{2} C_f$, el gasto se

reduce a:

$$Q = C h_v^{5/2} \text{ --- Ec. 1.3.2.6}$$

Donde C depende de θ , C_f y g , como en este caso $\theta = 90^\circ$:

$$C = \frac{8}{15} \sqrt{2g} C_f = 2.362 C_f \text{ --- Ec. 1.3.2.7}$$

El coeficiente C_f en la Ec. 1.3.2.5 para $\theta = 90^\circ$, $t_f \frac{\theta}{2} = 1$ y $0.05 \leq h_v \leq 0.25 \text{ m}$ vale aproximadamente: $C_f = 0.593$

Si se desea determinar C_f existen varias fórmulas experimentales, entre las cuales hay dos cuyos límites de aplicación son similares a los impuestos por el equipo. Son los siguientes:

AUTOR	FORMULA	LIMITES DE APLICACION
HEGLY (1921)	$C_f = \left(0.5812 + \frac{0.00335}{h_v}\right) \left(1 + \frac{h_v^2}{B(h_v+w)}\right)$	Para $\theta = 90^\circ$ $0.10 \text{ m} \leq h_v \leq 0.25 \text{ m}$ y profundidades (w) pequeñas.
EARR (1909)	$C_f = 0.565 + \frac{0.0087}{h_v^{0.5}}$	Para $\theta = 90^\circ$ $0.05 \text{ m} \leq h_v \leq 0.25 \text{ m}$ $w \geq 3h_v$ $B \geq 8h_v$

De éstas fórmulas la que mejor se adapta al problema es la de BARR, por lo que ésta será la que se aplique para determinar C_q .

Como la turbulencia provocada por el desfogue de la turbina no es suprimida totalmente por las láminas tranquilizadoras, se tienen ciertas oscilaciones en la superficie libre del agua en la zona donde se encuentra la escala de tirantes y gastos del vertedor haciendo difícil la lectura directa del gasto (Fig. 1.6); por lo que se recomienda leer el tirante en centímetros y con este dato aplicar la fórmula de BARR para encontrar el coeficiente C_q , luego con la Ec. 1.3.2.7 el coeficiente C y finalmente con la Ec. 1.3.2.6 el gasto.

Para ahorrar tiempo en los cálculos se elaboró la tabla 1. de gastos del vertedor en función del tirante.

Para la experimentación se debe tener cuidado de checar ceros antes de tomar lecturas. Esto consiste en hacer coincidir el cerc de la escala de tirantes y gastos con el nivel de la cresta del vertedor; para ello se llena el tanque hasta que rebasa un poco el agua y se espera que quede tranquila, entonces se afloja el tornillo de ajuste de la escala deslizándola hasta que coincida el cero con el nivel del agua.

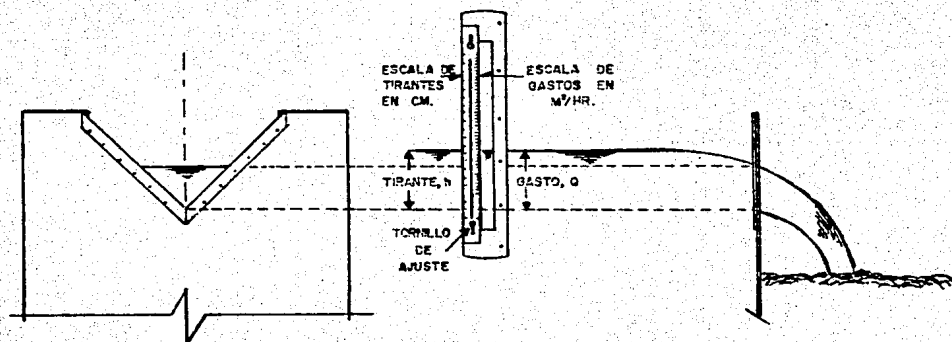


FIG. 1.6 MEDICION DEL TIRANTE Y GASTO EN EL VEREDOR.

h_v (m)	Q (m ³ /seg)	h_v (m)	Q (m ³ /seg)	h_v (m)	Q (m ³ /seg)	h_v (m)	Q (m ³ /seg)
.050	7.97x10 ⁻⁴	.091	3.50x10 ⁻³	.132	8.81x10 ⁻³	.173	1.72x10 ⁻²
.051	8.37 "	.092	3.60 "	.133	8.97 "	.174	1.75 "
.052	8.78 "	.093	3.70 "	.134	9.14 "	.175	1.77 "
.053	9.21 "	.094	3.80 "	.135	9.31 "	.176	1.80 "
.054	9.64 "	.095	3.90 "	.136	9.48 "	.177	1.82 "
.055	1.01x10 ⁻³	.096	4.00 "	.137	9.66 "	.178	1.85 "
.056	1.05 "	.097	4.10 "	.138	9.83 "	.179	1.87 "
.057	1.10 "	.098	4.21 "	.139	1.00x10 ⁻²	.180	1.90 "
.058	1.15 "	.099	4.32 "	.140	1.02 "	.181	1.93 "
.059	1.20 "	.100	4.43 "	.141	1.04 "	.182	1.95 "
.060	1.25 "	.101	4.54 "	.142	1.06 "	.183	1.98 "
.061	1.30 "	.102	4.65 "	.143	1.07 "	.184	2.01 "
.062	1.36 "	.103	4.76 "	.144	1.09 "	.185	2.03 "
.063	1.41 "	.104	4.88 "	.145	1.11 "	.186	2.06 "
.064	1.47 "	.105	4.99 "	.146	1.13 "	.187	2.09 "
.065	1.52 "	.106	5.11 "	.147	1.15 "	.188	2.12 "
.066	1.58 "	.107	5.23 "	.148	1.17 "	.189	2.15 "
.067	1.64 "	.108	5.36 "	.149	1.19 "	.190	2.17 "
.068	1.70 "	.109	5.48 "	.150	1.21 "	.191	2.20 "
.069	1.77 "	.110	5.60 "	.151	1.23 "	.192	2.23 "
.070	1.83 "	.111	5.73 "	.152	1.25 "	.193	2.26 "
.071	1.90 "	.112	5.86 "	.153	1.27 "	.194	2.29 "
.072	1.96 "	.113	5.99 "	.154	1.29 "	.195	2.32 "
.073	2.03 "	.114	6.12 "	.155	1.31 "	.196	2.35 "
.074	2.10 "	.115	6.26 "	.156	1.33 "	.197	2.38 "
.075	2.17 "	.116	6.39 "	.157	1.35 "	.198	2.41 "
.076	2.24 "	.117	6.53 "	.158	1.38 "	.199	2.44 "
.077	2.32 "	.118	6.67 "	.159	1.40 "	.200	2.47 "
.078	2.39 "	.119	6.81 "	.160	1.42 "	.201	2.50 "
.079	2.47 "	.120	6.95 "	.161	1.44 "	.202	2.53 "
.080	2.55 "	.121	7.10 "	.162	1.46 "	.203	2.56 "
.081	2.63 "	.122	7.24 "	.163	1.49 "	.204	2.59 "
.082	2.71 "	.123	7.39 "	.164	1.51 "	.205	2.63 "
.083	2.79 "	.124	7.54 "	.165	1.53 "	.206	2.66 "
.084	2.87 "	.125	7.69 "	.166	1.55 "	.207	2.69 "
.085	2.96 "	.126	7.85 "	.167	1.58 "	.208	2.72 "
.086	3.05 "	.127	8.00 "	.168	1.60 "	.209	2.75 "
.087	3.14 "	.128	8.15 "	.169	1.63 "	.210	2.79 "
.088	3.23 "	.129	8.32 "	.170	1.65 "		
.089	3.32 "	.130	8.48 "	.171	1.67 "		
.090	3.41 "	.131	8.64 "	.172	1.70 "		

TABLA 1. GASTOS DEL VERTEDOR EN FUNCION DEL TIRANTE.

1.3.3 MANÓMETRO DE BOURDON.-

Este dispositivo es utilizado para medir la carga de presión en el punto al cual se conecte; los hay de dos tipos: para medir presiones absolutas y para medir presiones relativas.

En el corte por el eje de conexión que muestra la fig. 1.7, se puede apreciar la construcción y el funcionamiento de éste manómetro. La presión del fluido se comunica a un tubo metálico en espiral que tiene su extremo interno cerrado y conectado por un simple engranaje de cremallera y un gancho a una aguja indicadora que puede moverse sobre una carátula graduada. La presión del fluido tiende a desenrollar al tubo, produciendo un movimiento a la aguja indicadora. La escala debe de estar calibrada mediante la aplicación de valores conocidos de presión al manómetro y la anotación respectiva de la posición de la aguja.

En el equipo, el manómetro de Bourdon se encuentra conectado a la tubería de alimentación en el acceso al chiflón y mide una carga de presión relativa, ya que el cero de la carátula corresponde a la presión atmosférica.

La carga de presión en el acceso al chiflón H_p es igual a la lectura h del manómetro más la corrección h' , que es la distancia vertical que hay del punto de conexión al centro de

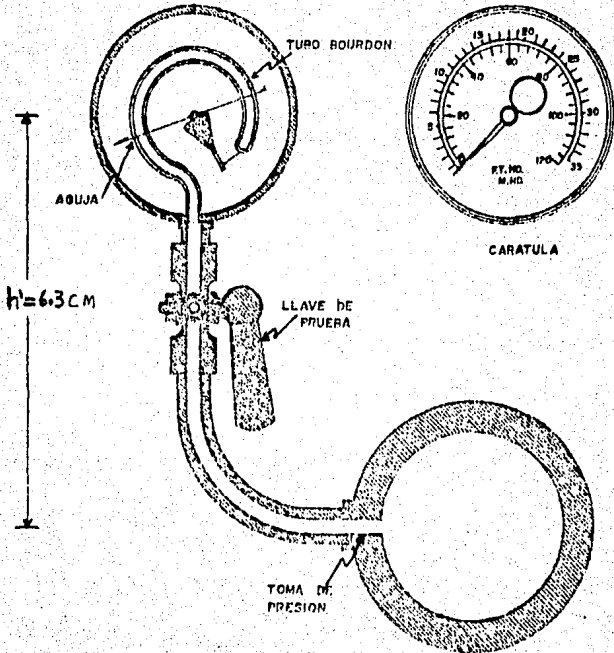


FIG. 1.7 MANOMETRO DE BOURDON

de la carátula, es decir: $H_p = h + h'$ - - - - Ec.1.3.3.1

En nuestro caso $h' = 6.3$ cm

1.3.4 VALVULA DE AGUJA

Las turbinas generalmente van acopladas a generadores - que giran a velocidad constante independientemente de las -- variaciones de la carga y de la potencia producida.

Aunque cualquier clase de válvula de estrangulación colocada para regular la descarga puede servir, resultaría --- inadecuado tal procedimiento por las siguientes razones: En primer lugar, la reducción de la corriente por estrangulación supone una disipación directa de energía; la válvula no puede disminuir el gasto sin reducir al mismo tiempo la carga. En segundo lugar, la carga reducida en el chiflón ocasiona una menor velocidad del chorro, aumentando así la energía cinética desaprovechada.

En las turbinas Pelter el dispositivo empleado para regular el gasto es una válvula de aguja como la mostrada en la fig. 1.8. La posición de la aguja determina el grado de abertura y en consecuencia el gasto.

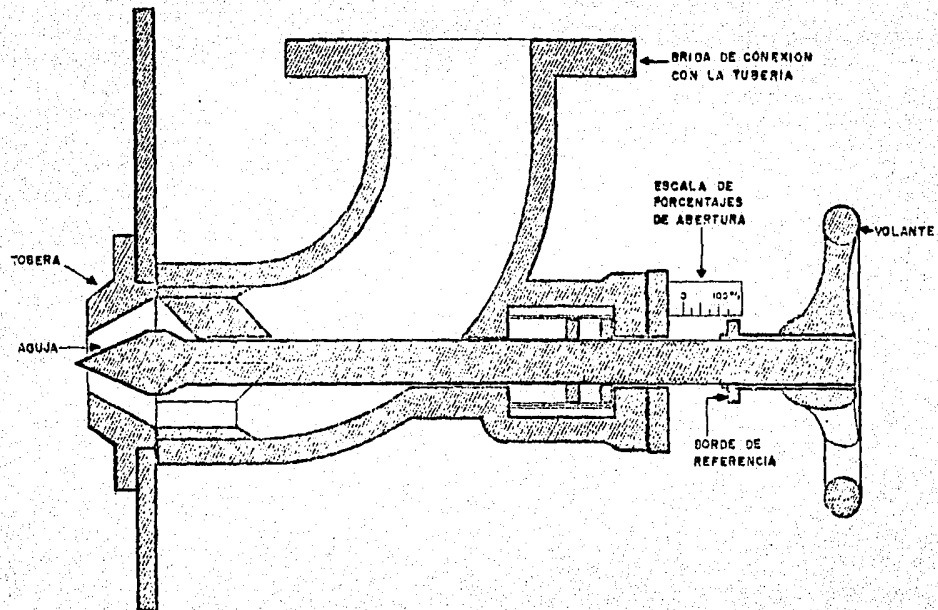


FIG. 1.8 VALVULA DE AGUJA.

Como se verá más adelante, los ensayos se efectuarán para diferentes porcentajes de abertura de la válvula de -
 aguja, teniendo una variación de 7.937 mm por cada cinco
 revolución del volante de la válvula de aguja.

1.3.5 FRENO DE PRONY

En el equipo de las turbinas Pelton y Francis, se -
 encuentra acoplado a su flecha un freno de Prony, el cual
 es un dispositivo que no solamente absorbe y disipa la --
 potencia entregada por la turbina, sino que también la --
 mide. En dicho freno fig. 1.9 el tambor desarrolla una -
 resistencia de fricción contra las zapatas, cuya magnitud
 se hace variar por medio del tornillo regulador; el extre-
 mo del brazo está conectado a un dinamómetro y cuando el -
 tambor gira, el brazo desarrolla una fuerza sobre el dina-
 mómetro debido a la fricción del tambor sobre las zapatas.
 La potencia desarrollada por la flecha puede encontrarse -
 en la forma siguiente:

Cuando el tambor está quieto y el brazo del freno se
 encuentra horizontal, el dinamómetro acusa un valor W_0 que
 corresponde al peso propio del freno. Ahora bien, cuando
 el tambor gira, la lectura en el dinamómetro es W y el va-
 lor $(W - W_0)$ es la fuerza de reacción al freno.

Puesto que el brazo está en equilibrio bajo la acción
 de las fuerzas $(W - W_0)$ y la fuerza total de rozamiento sobre

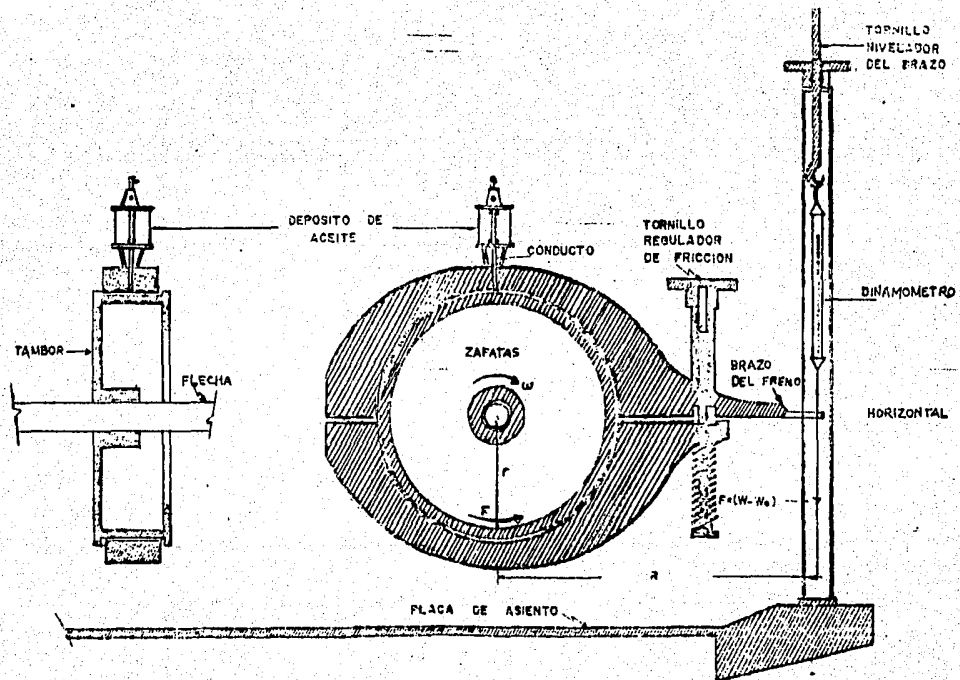


Fig. 1.9 FRENO DE PRONY

Las zapatas F, la suma de momentos con respecto al eje de la flecha es igual a cero; es decir:

$$F \cdot r = (w - w_0) R \quad \text{--- Ec. 1.3.5.1}$$

Estos momentos equivalen al momento de giro o torque M -- aplicado a la flecha por el agua, luego:

$$M = (w - w_0) R \quad \text{--- Ec. 1.3.5.2}$$

Entonces, la potencia entregada por la turbina (potencia -- al freno) sería:

$$P = (w - w_0) R \omega \quad \text{--- Ec. 1.3.5.3}$$

como $\omega = \frac{\text{RAD}}{\text{SEG}} = \frac{2\pi N}{60}$; siendo N la veloci--
dad angular en R.P.M, la ecuación se transforma en:

$$P = \frac{2\pi N}{60} (w - w_0) R \quad \text{--- Ec. 1.3.5.4}$$

Expresan el torque en Kg -m y la potencia en Nm/seg.

Durante la realización de una práctica se deben tener las -- siguientes precauciones: Cuidar que el brazo esté horizontal antes de tomar la lectura del dinamómetro. Lubricar la superficie de fricción entre el tambor y las zapatas, poniendo unas gotas de aceite. En nuestro caso $R=160,337$ mm

1.3.6 TACOMETRO DE MANO

El tacómetro de mano es un instrumento que se utiliza para medir la velocidad angular de un eje en rotación.

La medida puede ser expresada en revoluciones durante un intervalo de tiempo medido independientemente, o venir - dada directamente en revoluciones por minuto. (R.P.M)

El tacómetro de mano mostrado en la fig. 1.10, es del tipo centrífugo y puede medir la velocidad angular dentro - de cinco escalas según se requiera (30-150, 100-500, 300-1500, 1000-5000 y 3000-15000 R.P.M); estos se fijan dándole vuelta al selector hasta que el intervalo deseado quede alineado con la aguja. En cada caso debe tenerse cuidado de leer en la -- escala correspondiente.

Para medir la velocidad de rotación de la turbina, al -- eje del tacómetro se acopla la punta de contacto y esta se -- apoya suavemente al extremo de la flecha (los ejes respectivos deben quedar colineales). Una vez que se establece la aguja se oprime el botón fijador registrándose así la velocidad en cuestión.

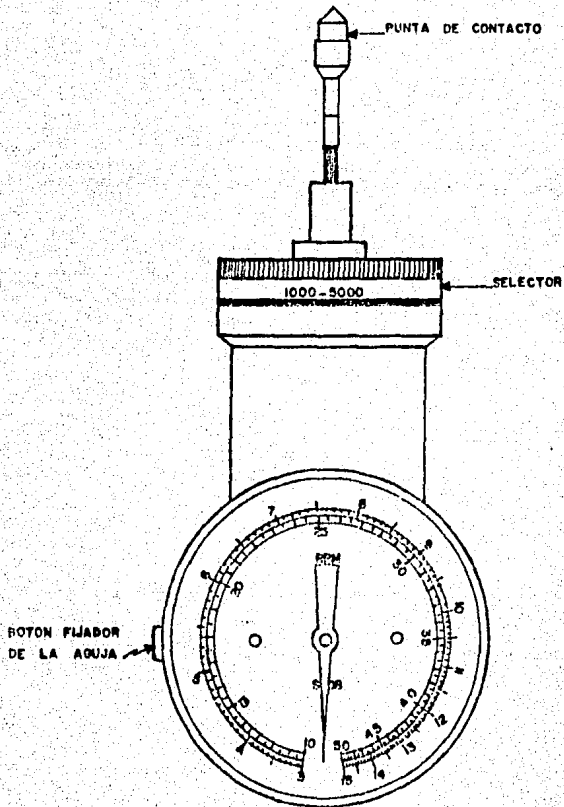


FIG. 1.10 TACOMETRO DE MANO.

1.3.7 VALVULA DE COMPUERTA.-

El término válvula designa generalmente cualquier órgano de interceptación que pueda servir para interrumpir, facilitar o, más generalmente, para regular el flujo de los fluidos en las conducciones.

Con más precisión, una válvula es un órgano de interceptación donde el paso de los fluidos se obtiene mediante el desplazamiento de una de sus partes que mantiene la estanqueidad en el sentido del movimiento del fluido; este desplazamiento se efectúa por una traslación o una rotación alrededor de un eje fijo.

Cuando el paso del fluido se logra mediante el desplazamiento de la parte que asegura el cierre en dirección normal a la velocidad del fluido, se le denomina válvula de compuerta. Figura 1.11

Este tipo de válvula es la más indicada para usos generales, esta característica esta basada en su gran ventaja de flujo recto y completo y deberá operarse completamente abierta o cerrada, no es conveniente mantenerla en posición de regulación -

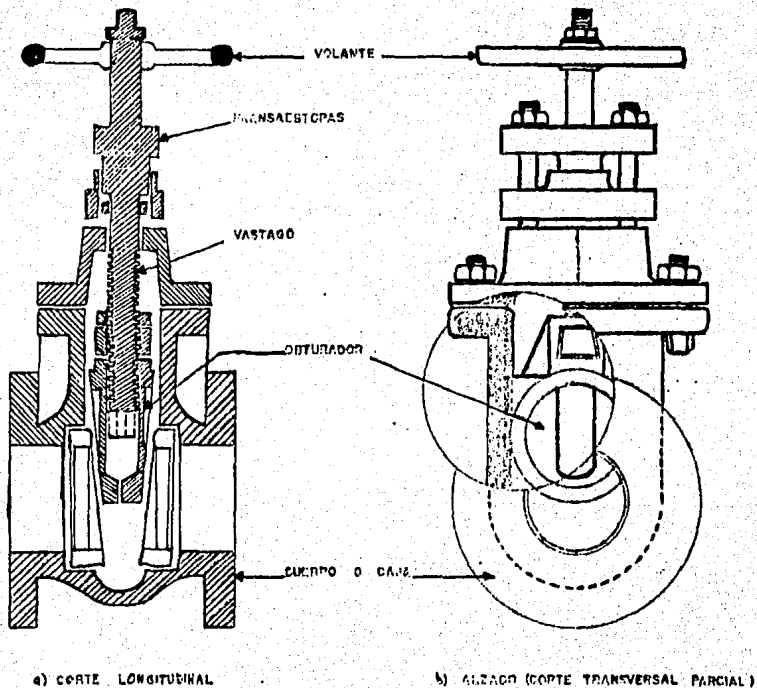


Fig. 1.11 VALVULA DE COMPUERTA.

porque una pequeña abertura provoca una alta velocidad del flujo y puede causar una erosión en las superficies de los asientos.

Este tipo de válvula está constituida, principalmente por una caja o cuerpo donde se han practicado los conductos de entrada y salida del fluido, en su interior el obturador ó disco es el elemento móvil que regula el flujo; conectado a éste, un vástago accionado desde el exterior por medio de un volante.

Válvulas como la anteriormente descrita se localizan en la succión y en la descarga de la bomba de alimentación de la turbina Pelton y Francis.

CAPITULO IITURBINA PELTON2.1. GENERALIDADES.-

A todo dispositivo que da lugar a un intercambio de energía se le llama máquina. Si el intercambio ocurre -- entre un sistema mecánico y un fluido, se trata de una máquina de fluido.

Las máquinas de fluido se clasifican en: máquinas - hidráulicas y máquinas térmicas.

Máquina hidráulica es aquella en que el fluido que intercambia su energía no varía sensiblemente de densidad en su paso a través de la máquina, por lo cual en el diseño y estudio de la misma se hace la hipótesis de que $\rho = cte$

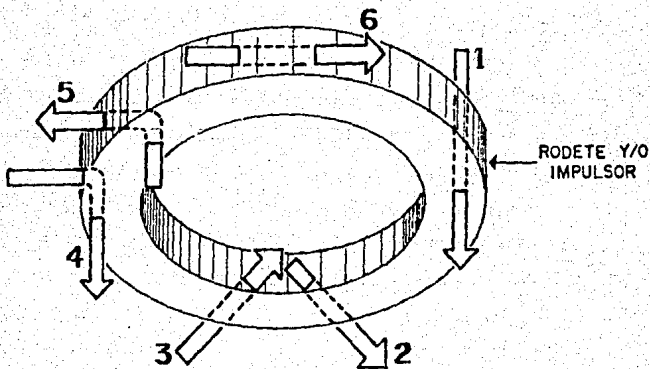
Máquina térmica es aquella en que el fluido en su paso a través de la máquina varía sensiblemente de densidad, la cual en el diseño y estudio de la misma ya no -- puede suponerse constante.

Las máquinas hidráulicas se clasifican en turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo.

En las turbomáquinas, el órgano intercambiador de energía (rotor) cede energía al fluido, o viceversa, en forma de energía cinética; en el primer caso se trata de una máquina generadora (bomba) y en el segundo caso de una máquina motora (Turbina). En las máquinas de desplazamiento positivo, el órgano intercambiador de energía cede energía al fluido, o viceversa, en forma de energía de presión.

En las turbomáquinas hay diferentes formas para efectuar el intercambio de energía. Por ejemplo, en una máquina de impulso, el intercambio se efectúa por medio de una acción impulsiva, en cambio en otros tipos de máquinas, la transferencia se efectúa por medio de una suave interacción entre el fluido y el rotor de la máquina, estas se conocen como máquinas de reacción.

Si la máquina se diseña de tal forma que la transferencia de energía tiene lugar cuando el fluido se mueve a través del rotor en dirección radial, se dice que es una máquina de reacción de flujo radial y si lo hace en dirección axial, se dice que es una máquina de reacción de flujo axial. (fig. 2.1)



- 1 DE FLUJO AXIAL (TURBINAS KAPLAN, HELICES Y TUBULARES)
- 2 MAQUINA RADIAL CENTRIFUGA (BOMBA CENTRIFUGA)
- 3 MAQUINA RADIAL CENTRIPETA (RODETE FRANCIS LENTO)
- 4 MAQUINA RADIAL AXIAL (TURBINA FRANCIS RAPIDA)
- 5 MAQUINA AXIAL RADIAL (BOMBA CENTRIFUGA)
- 6 DE FLUJO TANGENCIAL (TURBINA PELTON)

FIG. 2.1 CLASIFICACION DE LAS MAQUINAS HIDRAULICAS SEGUN LA TRAYECTORIA DEL FLUJO.

La turbina Pelton es el tipo más simple de máquina rotodinámica y se caracteriza por aprovechar únicamente la energía cinética del fluido.

Consiste de una rueda provista en su periferia de una serie de aspas de doble cazoleta llamadas cangilones (fig.2.2). Un chorro que sale de un chiflón sujeto a una carga hidráulica alta, incide tangencialmente al círculo medio de la rueda y choca con el sistema de -- cangilones; estos están diseñados de tal manera que el chorro de agua se divide en dos y los abandonan a un -- ángulo de casi 180° . La reacción al impulso entre el chorro que choca y los cangilones produce un torque, -- el cual hace que el rodete gire y continúe así mientras haya un chorro continuo golpeándolos.

2.2 TEORIA DE FUNCIONAMIENTO

La carga neta H_n bajo la cual opera una turbina de acción, corresponde a la carga en el acceso al chiflón, la cual es igual a la carga bruta H_B menos las pérdidas H_f hasta el chiflón.

En la fig. 2.3 se aprecia claramente la diferencia entre la carga bruta disponible y la carga neta. La -- carga neta es a su vez la suma de la carga de presión $H_p = \frac{P_0}{\gamma}$ más la carga de velocidad $H_v = \frac{V_0^2}{2g}$ en el acceso al chiflón.

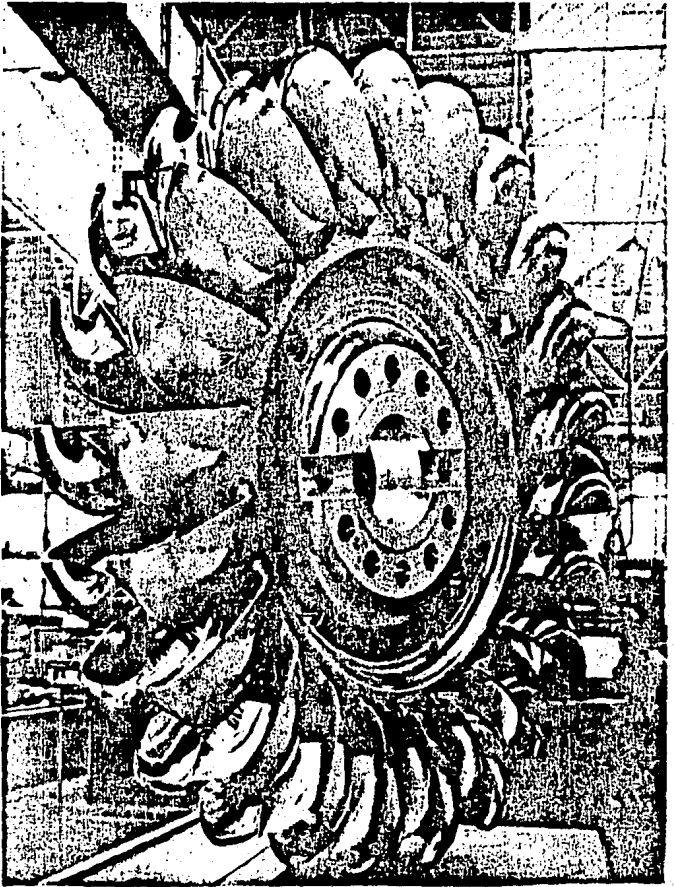


FIG. 2.2 RUEDA PELTON DE UNA PIEZA.

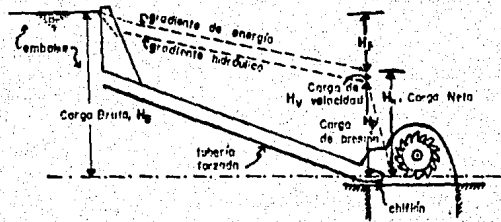


FIG. 2.3 ESQUEMA DE INSTALACION DE UNA TURBINA PELTON.

Para el equipo, la carga de presión en el acceso - según la Ec. 1.3.4.1 es $(H_p = h+h')$ y la carga de velocidad $V_1^2/2g$; de acuerdo a esto:

$$H_N = H_p + H_v = h+h' + \frac{V_1^2}{2g} \quad \text{--- Ec. 2.2.1}$$

El agua, al ser desviada por los cangilones, proporciona la fuerza que hace girar a la turbina. Al teorema del impulso o de la cantidad de movimiento corresponde el estudio de dicha fuerza, siendo éste teorema, el fundamento teórico en el cual está basado el funcionamiento de las turbinas Pelton.

Si se observa la fig. 2.4 se ve que la velocidad absoluta del agua en la dirección original del chorro disminuye desde un valor V_1 al valor $V_2 \cos \alpha$

Entonces, de acuerdo al teorema del impulso, el agua al variar su cantidad de movimiento, experimenta una fuerza cuya componente en dirección X es:

$$F_x = \frac{\gamma Q}{g} (V_1 - V_2 \cos \alpha) \quad \text{--- Ec. 2.2.2}$$

La reacción a esta componente es la única que realiza trabajo, ya que por la simetría del cangilón $F_y = 0$

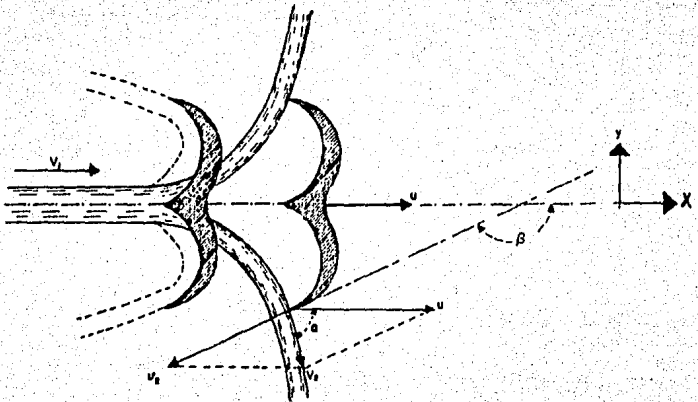


FIG. 2.4 DIAGRAMAS DE VELOCIDADES A LA ENTRADA Y A LA SALIDA DE
LOS ALABES DE UNA TURBINA PELTON.

Del diagrama vectorial que se forma a la salida -
del cangilón, se deduce que:

$$V_2 \cos \alpha = U + V_2 \cos \beta \quad \text{--- Ec. 2.2.3}$$

Sustituyendo este valor en la ecuación 2.2.2 se -
obtiene:

$$F_x = \frac{\gamma Q}{g} [V_1 - (U + V_2 \cos \beta)] \quad \text{--- Ec. 2.2.4}$$

Acomodando términos convenientemente queda:

$$F_x = \frac{\gamma Q}{g} [(V_1 - U) - V_2 \cos \beta] \quad \text{--- Ec. 2.2.5}$$

$(V_1 - U)$ es la velocidad relativa a la entrada y si
se considera despreciable la fricción, sería igual a $\sqrt{V_2}$;
en esta forma la ecuación de la fuerza se transformaría
en:

$$F_x = \frac{\gamma Q}{g} (V_1 - U)(1 - \cos \beta) \quad \text{--- Ec. 2.2.6}$$

Esta fuerza multiplicada por la velocidad tangen-
cial U define a la llazada:

$$\text{Potencia entregada a la flecha} = \frac{\gamma Q}{g} (V_1 - U)(1 - \cos \beta) U \quad \text{--- EC. 2.2.7}$$

Ahora bien, el agua proporciona una potencia a la entrada de la turbina P_H que es directamente proporcional a la carga neta y al gasto, es decir:

$$P_H = \gamma Q H_N \text{ ----- Ec. 2.2.8}$$

Esta potencia es mayor que la potencia entregada a la flecha, debido a las pérdidas hidráulicas. La magnitud de éstas, se estima en términos de la eficiencia hidráulica, la cual es la relación entre la potencia entregada a la flecha y la potencia proporcionada por el agua, de acuerdo a esto:

$$\eta_H = \frac{\gamma Q (v_1 - u)(1 - C_{22} \beta) u}{P_H} \text{ ----- Ec. 2.2.9}$$

La potencia entregada a la flecha también es diferente de la potencia P que se mide con el freno Prony, ya que existen pérdidas mecánicas por fricción en los cojinetes. Dichas pérdidas se estiman en términos de la eficiencia mecánica, que es la relación entre la potencia medida con el freno Prony y la potencia entregada a la flecha; entonces:

$$\eta_M = P \div \frac{\gamma Q (v_1 - u)(1 - C_{22} \beta) u}{g} \text{ ----- Ec. 2.2.10}$$

La eficiencia total de la turbina es el producto de la eficiencia hidráulica y la eficiencia mecánica; o sea que:

$$\eta = \eta_H \cdot \eta_M \text{ --- Ec. 2.2.11}$$

Sustituyendo los valores correspondientes resulta:

$$\eta = \frac{\frac{\gamma Q}{g} (V_1 - u)(1 - C_{oa} \epsilon) u}{P_H} \cdot \frac{P}{\frac{\gamma Q}{g} (V_1 - u)(1 - C_{oa} \epsilon) u} \text{ --- Ec. 2.2.12}$$

Simplificando queda:

$$\eta = \frac{P}{P_H} \text{ --- Ec. 2.2.13}$$

La eficiencia total es pues la relación de la potencia al freno y la potencia que proporciona el agua.

CAPITULO III

TURBINA FRANCIS

3.1 GENERALIDADES

La turbina Francis es, en la actualidad, la turbina hidráulica típica de reacción. Lleva este nombre en honor al ingeniero JAMES RICHARD FRANCIS (1815-1892), de origen inglés.

La turbina Francis ha evolucionado mucho en el curso de este siglo, encontrando buena aplicación en aprovechamientos hidráulicos de características muy variadas de carga y caudal. Se encuentran turbinas Francis en saltos de agua de 30 metros, como también en saltos de 550 metros y con caudales que a veces alcanzan 200 metros cúbicos por segundo y otras sólo de 10 metros cúbicos por segundo. Esta versatilidad ha hecho que la turbina Francis sea la turbina hidráulica más generalizada en el mundo hasta el momento actual.

En la turbina Francis, prácticamente toda la transferencia energética de fluido a rotor se efectúa mientras el agua pasa a través de los álabes, todo el tiempo, en dirección radial y de afuera hacia a dentro, con un apr-

vechamiento máximo de la acción centrípeta.

La variación de la presión y de la velocidad del agua a través de los diferentes órganos que componen una turbina Francis, incluye un tramo de la tubería de presión que alimenta la máquina, aunque en realidad la tubería no forma parte de la unidad, pero con ello se quiere hacer notar la forma en que va aumentando la presión del agua hasta alcanzar el caracol, mientras la velocidad permanece constante en la tubería, ya que el diámetro se considera constante, en nuestro caso es 38.1 mm diámetro interior, el flujo es estable. Desde luego, la carga de posición del agua va disminuyendo a medida que se acerca al caracol, permaneciendo la carga total constante en el ducto cerrado de la tubería, en el caracol, ducto de alimentación de sección decreciente, se mantiene constante la energía del fluido en toda la zona periférica del distribuidor, por razones de equilibrio dinámico.

A través de los portillos direccionales, pasa el agua seguidamente al distribuidor, donde se produce una aceleración que incrementa la energía cinética, al mismo tiempo que cae la presión y se impone al agua el giro necesario para la transferencia de energía al rotor.

En seguida ataca el agua a los álabes del rotor con una velocidad V_1 y una determinada presión y en su paso por entre los álabes cede casi toda su energía al rotor, conservando sólo valores residuales de velocidad y presión a la

salida del rotor, para continuar su curso hacia el tubo de desfogue, en el cual el agua disminuye aún más su energía dinámica, incrementándose ligeramente la presión.

3.2 ANALISIS DE LOS DIAGRAMAS DE VELOCIDADES A LA ENTRADA Y A LA SALIDA DEL ROTOR.-

En la figura 3.1 se muestra un esquema del rotor de una turbina Francis con los diagramas de velocidades a la entrada y a la salida del rotor. El agua ataca a los álabes con una velocidad V_1 que tiene su origen en los órganos que preceden al rotor, como se acaba de decir en el punto anterior. La incidencia en el álabe se produce bajo un ángulo α_1 , condicionado por la posición del distribuidor, pero siempre de forma que se tenga una componente tangencial de la velocidad absoluta del fluido (V_{u1}) positiva esto es, en el sentido de U_1 , o de giro del rotor.

Así, el producto $U_1 V_{u1}$ será positivo como conviene a una turbina según su rendimiento hidráulico.

$$\eta_h = \frac{U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}}{g H_N} \quad \text{Ec. 3.2.1}$$

La velocidad relativa a la entrada (V_{r1}) queda definida por el vector V_1 de la velocidad absoluta y el vector U_1

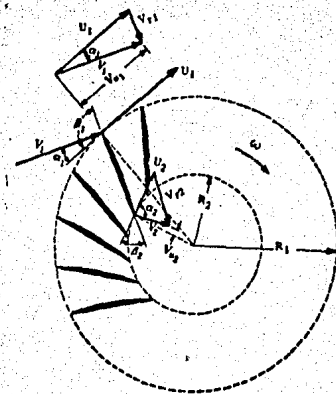


FIG. 3.1 DIAGRAMAS DE VELOCIDADES A LA ENTRADA Y A LA SALIDA DEL ROTOR DE UNA TURBINA FRANCIS.

de la velocidad de arrastre, de acuerdo con la ecuación vectorial.

$$\vec{V}_1 = \vec{U}_1 + \vec{V}_{r1} \text{ --- Ec. 3.2.2}$$

Esta velocidad relativa V_{r1} del agua respecto al álabe, no debe producir separación ni choque contra el álabe en la operación de la turbina para las condiciones de diseño, sino dar lugar a una acción o empuje útil sobre el álabe que determine un momento angular máximo sobre el eje del rotor.

A la salida del agua del rotor, la velocidad V_2 conviene que sea radial o casi radial, para evitar circulación del fluido innecesaria y pérdidas de energía. Para ello, los valores de la velocidad de arrastre U_2 y la relativa V_{r2} que condiciona el álabe, deben ser de la magnitud y dirección que exige la ecuación vectorial.

$$\vec{V}_2 = \vec{U}_2 + \vec{V}_{r2} \text{ --- Ec. 3.2.3}$$

Esto se logra con un diseño adecuado del álabe que ha de girar a una velocidad determinada.

Se debe procurar que la V_2 sea pequeña en magnitud, a fin de que la energía residual sea mínima y el fluido llegue

entonces al tubo de desfogue, en donde el agua disminuye - aún más su energía dinámica, incrementándose ligeramente - la presión pero manteniéndose menor que la presión atmosférica.

3.3 APLICACION DE LA ECUACION DE MOMENTO DE MOMENTOS A LAS TURBINAS FRANCIS.-

Imagine un sistema de álabes fijos que están arreglados simétricamente alrededor de la periferia de un círculo como se ve en la figura 3.2. En ésta, el fluido golpea radialmente la cascada, de manera semejante al flujo que se aproxima a un sumidero. A medida que el fluido se mueve a través de los álabes fijos, cambia de modo que su momento de momentos varía desde cero a un valor que depende del flujo de masa, de la componente tangencial, de la velocidad del fluido que abandona el álabe director y del radio. Sin embargo, el flujo no realiza trabajo ya que los álabes no se mueven.

Ahora, consideremos un sistema que contiene no solamente los álabes fijos sino también una serie de álabes que se encuentran dentro del arreglo del álabe fijo y que gira con velocidad ω como se indica en la figura 3.3.

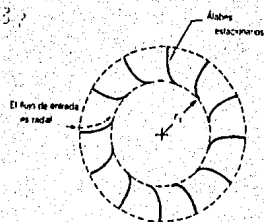


Fig. 3.2 ALABES ESTACIONARIOS ARREGLADOS SIMÉTRICAMENTE ALREDEDOR DE LA PERIFERIA DE UN CIRCULO.

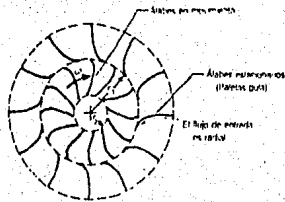


Fig. 3.3 SISTEMA DE ALABES PARA UN TURBINA FRANCIS.

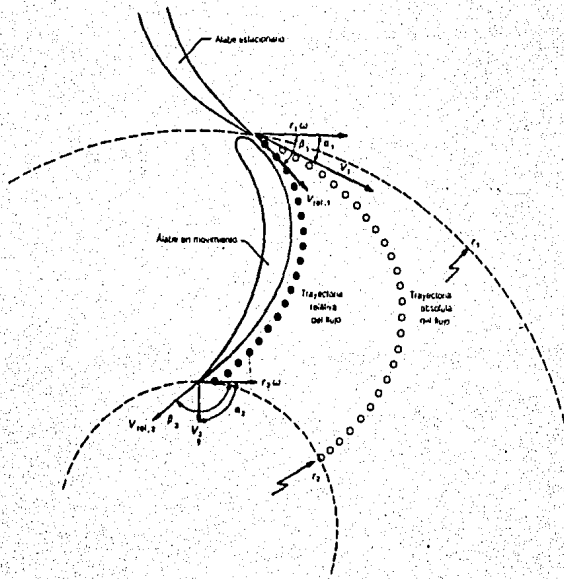


Fig. 3.4 COMPONENTES DE LA VELOCIDAD PARA UNA TURBINA FRANCIS DE FLUJO RADIAL.

Para lograr una operación eficiente del sistema completo, las partículas del fluido deberán moverse desde el álabe director sobre las paletas del rotor con la menor perturbación. Esto es, el flujo deberá entrar al rotor con dirección tangente a los álabes del mismo. Si el flujo golpea los álabes del rotor con un ángulo muy grande se produce un choque.

En consecuencia, como se observa en la figura 3.4, el fluido entra al rotor de una turbina Francis de modo que la velocidad relativa del álabe director sea tangente al borde de entrada de los álabes. La componente tangencial se reduce en forma gradual a medida que el fluido recorre el álabe, por lo cual el flujo es en su mayor parte radial.

Debe ser patente que las pérdidas en una turbina Francis serán mayores si el flujo golpea el álabe del rotor con tal ángulo de ataque que ocurra la separación.

Por consiguiente, los álabes de un impulsor diseñado para una velocidad y una razón de flujo específicos tendrán un ángulo de álabe óptimo particular β . Sin embargo, si el flujo cambia en las condiciones de diseño

nominal, los álbes directores y los ángulos del álbe impulsor no corresponderán a las nuevas condiciones de flujo.

El momento de torsión o torque del rotor sobre el fluido es:

$$T_{RFx} = -\rho Q r_1 v_1 \cos \alpha_1 + \rho Q r_2 v_2 \cos \alpha_2 \text{ ---- Ec. 3.3.1}$$

El momento de torsión de la turbina Francis es el negativo de ésta. Por consiguiente,

$$T = \rho Q (r_1 v_1 \cos \alpha_1 - r_2 v_2 \cos \alpha_2) \text{ ---- Ec. 3.3.2}$$

Es interesante notar que, aunque la presión cambia a medida que el fluido se mueve a través del rotor, -- ésta no entra en la expresión que hemos derivado para el momento de torsión. La razón de que no aparezca se debe a que las fuerzas de presión que actúan sobre la parte exterior e interior de las superficies de control todas pasan a lo largo del eje del rotor.

Por eso, las fuerzas de presión no producen momentos alrededor del eje.

La potencia generada por el momento de torsión es

$$P = \rho Q W (r_1 v_1 \cos \alpha_1 - r_2 v_2 \cos \alpha_2) \text{ ---- Ec. 3.3.3.}$$

CAPITULO IVCURVAS CARACTERISTICAS.-

Con este nombre se designa a la familia de curvas que describen el comportamiento de la turbina bajo todas las condiciones de operación posibles y que ayudan a predecir el comportamiento bajo diferentes condiciones de servicio, de una turbina geoméricamente semejante y con la misma velocidad específica que el modelo en el que fueron hechos los ensayos con cuyos resultados se elaboraron dichas curvas.

La familia de curvas que pueden obtenerse de una práctica completa (a carga constante) en el equipo de la turbina Pelton y Francis la integran las siguientes relaciones:

- 1.- Relación entre el torque y la velocidad.
- 2.- Relación entre la potencia hidráulica y la velocidad para diferentes aberturas de la aguja en la turbina Pelton y del distribuidor en la turbina Francis.
- 3.- Relación entre la potencia al freno y la velocidad para diferentes aberturas de la aguja en la Felton.

y diferentes aberturas del distribuidor en la --
Francis.

- 4.- Relación entre la eficiencia total y la velocidad para diferentes aberturas de la aguja en la tur--
bina Pelton y diferentes aberturas del distribui--
dor en la turbina Francis.
- 5.- Curvas de isoeficiencia con el gasto y la veloci--
dad como parámetros.
- 6.- Curvas de isoeficiencia con la potencia y la velo--
cidad como parámetros.

4.1 PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

La prueba completa de las turbinas, siempre a car--
ga constante, comprende una serie de pruebas para diferen--
tes aberturas de la válvula de aguja en la Pelton y del dis--
tribuidor en la Francis. Se recomiendan valores para las
aberturas de la válvula de aguja en la Pelton de: $1/8$, $1/4$,
 $1/2$, $5/8$, $3/4$ y $4/4$, igualmente para el distribuidor en la
Francis.

El procedimiento experimental se ha dividido en tres partes:

- 1.- Preparación del equipo.
- 2.- Potencia de entrada.
- 3.- Potencia de salida.

Tal división obedece a la intención de separar las actividades previas a la prueba, de la forma en que se registran los datos que conducen a determinar las potencias de entrada y salida de las turbinas.

1.- PREPARACION DEL EQUIPO.-

El equipo queda preparado hasta que se le tenga -- trabajando bajo la carga aproximada seleccionada y abertura de la aguja seleccionadas en la Pelton al igual que en el distribuidor de la Francis, junto con todos los -- dispositivos de medición y control listos para la prueba.

Para lograr esto, se deben cumplir las siguientes indicaciones:

- Aflojar totalmente el freno Prony.
- Fijar la abertura de la válvula de aguja y del distribuidor seleccionada para efectuar la prueba.

- Abrir totalmente la válvula de succión de la bomba de alimentación.
- Cerrar totalmente la válvula de descarga de la bomba de alimentación.
- Arrancar la bomba.
- Abrir poco a poco la válvula de descarga hasta que el manómetro de Bourdon indique la carga aproximada seleccionada para la prueba.
- Esperar que las condiciones se establezcan, chequeando al mismo tiempo, que no haya fugas en las juntas, -- conexiones, etc.

2.- POTENCIA DE ENTRADA.-

Los datos que se registran son:

- Lectura en el manómetro
- Tirante en el vertedor.

NOTA: Estos valores permanecen constantes durante la prueba.

3.- POTENCIA DE SALIDA.-

Se procede de la manera siguiente:

Se va frenando la turbina de tal forma que en el -
dinamómetro se incremente la fuerza en un valor constan-
te.

A cada incremento, el brazo del freno tenderá a --
caer, por lo que se debe nivelarlo antes de tomar las --
lecturas. Se registran las variables:

- Fuerza en el dinamómetro.
- Velocidad angular (con un tacómetro de mano)

La prueba termina cuando la turbina tiende a parar-
se, luego se va aflojando el freno al mismo tiempo que -
se disminuye el gasto para luego apagar el equipo.

4.2 CAIULOS E INIERPRETACION DE LOS RESULTADOS.-

Los datos obtenidos de una prueba completa se proce-
san ahora con el fin de obtener las curvas características
de las turbinas.

Para cada abertura de la válvula de aguja y del dis-
tribuidor, la potencia proporcionada por el agua a la en-
trada de la turbina (potencia hidráulica) permanece cons-

tante y se calcula con la ecuación 2.2.8. Para aplicar esta ecuación, el gasto y la carga neta se obtienen en la forma siguiente:

El gasto en el vertedor se obtiene en función de la lectura del tirante, conociendo esta lectura aplicamos la ecuación de EARR para obtener C_q con este valor lo aplicamos a la ecuación 1.3.2.7 y obtenemos C con este valor y la lectura del tirante las sustituimos en la ecuación 1.3.2.6 y obtenemos el gasto Q .

Enseguida la carga neta puede ya obtenerse con la ecuación 2.2.1.

El momento de giro se calcula con la Ec. 1.3.5.2 y la potencia al freno con la Ec. 1.3.5.4

Finalmente la eficiencia de las turbinas se determina con la ecuación 2.2.13.

A fin de comparar fácilmente modelos de tamaño diferentes, probados bajo cargas cualesquiera, es conveniente referir los resultados obtenidos de la prueba a la turbina unitaria (turbina geoméricamente semejante - cuyo rodete tiene un diámetro igual a 1m. y funciona con una carga neta igual a 1 m. en iguales condiciones de eficiencia).

Las relaciones de similitud aplicadas a la turbina probada y a la turbina unitaria conducen a:

$$\text{Velocidad unitaria} \quad N_u = \frac{N D}{H_N^{1/2}}$$

$$\text{Gasto unitario} \quad Q_u = \frac{Q}{H_N^{1/2} D^2}$$

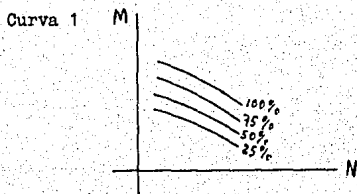
$$\text{Potencia unitaria} \quad P_u = \frac{P}{H_N^{3/2} D^3}$$

$$\text{Momento de giro unitario} \quad M_u = \frac{M}{H_N D^3}$$

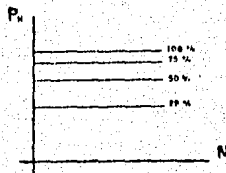
Para aplicar estas ecuaciones D es el diámetro del rodete de la turbina probada y es igual a 0.1016 m en la Felton y 0.1094 m en la Francis.

La potencia hidráulica unitaria P_{Hu} se calcula con el gasto unitario y la carga unitaria $P_{Hu} = \gamma Q_u (1)$

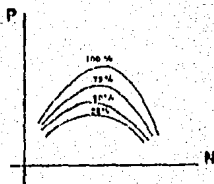
El método final de interpretación de los resultados lo constituye el gráfico de las curvas mencionadas al principio de este capítulo.



Curva 2)



Curva 3)



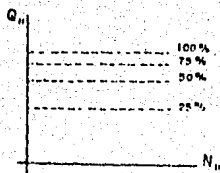
Curva 4)



Curva 5)

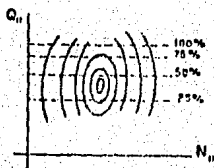
Para esta curva no se utilizan como parámetros Q y N , sino Q_n y N_n . Se procede de la forma siguiente:

a).- Se grafica la relación Q_n vs N_n



b).- En la grafica anterior se marcan -- las eficiencias correspondientes a cada valor de N_n .

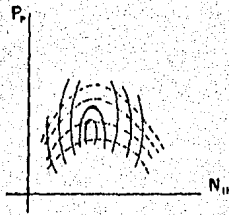
c).- Uniendo los puntos de igual eficiencia se obtienen las curvas de isoeficiencia.



Curva 6)

En esta curva se utilizan como parámetros P_n y N_n . Se procede de la forma siguiente:

Sobre los ejes coordenados N_n - P_n , cada pareja de valores (N_n, P_n) queda representada por un punto al que le corresponde una eficiencia, cuyo valor se anota. Uniendo los puntos de igual eficiencia se obtienen las curvas de isoeficiencia.



CONCLUSIONES

Siendo que las turbinas Pelton GH 59 y Francis GH 58 presentan todas las características de unidades industriales y aunque el conjunto de máquinas dista en mucho de ser un laboratorio científico o de investigación, se pueden considerar estas máquinas como modelos, lo cual permitirá al estudiante asimilar conceptos y aplicaciones prácticas de teorías de mucha utilidad en su futura vida profesional.

Las turbinas han sido equipadas de modo tal que durante las pruebas, el operador (alumno), se familiarice con maniobras e instrumentación que encontrará después en la práctica.

Por otro lado, las turbinas están provistas de partes transparentes de "plexiglas" que permiten la observación de los fenómenos ocurridos en el flujo de las máquinas por lo que los alumnos podrán predecir con toda exactitud, cómo serán las máquinas prototipos y cuales serán sus características de operación desde potencia nula hasta potencia máxima, desde velocidad nula hasta la velocidad de desbuche y por supuesto la variación de eficiencia a lo largo de su funcionamiento.

Podríamos concluir que con la ayuda de esta tesis - como guía de laboratorio de turbomáquinaria, se facilitará al estudiante el realizar experimentos tanto en la turbina Felton GH 59 como en la Francis GH 58, permitiéndole una más rápida comprensión del equipo, su medición y control, como también la asimilación de su teoría funcional, familiarizando al alumno con los métodos de medición, con las técnicas de análisis para la interpretación de datos experimentales siendo estos puntos de suma importancia en cualquier campo de la ingeniería y de ahí la necesidad -- que el alumno encare dicha práctica - experimental.

BIBLIOGRAFIA

- Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas.

Mataix C.,

Harla, México 1982.

- Turbomáquinas Hidráulicas.

Polo Encinas M.,

Limusa, México 1980.

- Máquinas Hidráulicas.

Reyes Aruirre M.,

U.N.A.M., México 1965.

- Mecánica de Fluidos para Ingenieros.

Bertin John J.;

Printice-Hall., México 1984.

- Mecánica de Fluidos.

White M. Frank.,

McGraw Hill., México 1979.

- Introducción a la Mecánica de Fluidos.

W. Fox R. / McDonald T.A.,

Interamericana, México 1984.

- Mecánica de los Fluidos e Hidráulica.

V. Giles Banald.,

McGraw- Hill, México 1969.

PRACTICA CON LA TURBINA PELTON GH-59 .-

OBJETIVO

Conocimiento práctico de una turbina de impulso, y el por qué de ese nombre, del cómo es aprovechada la energía potencial ó presión del agua en ésta máquina; de sus componentes principales, curvas características; rango normal de operación y de su utilidad; finalmente, de la aplicación práctica del momento de la cantidad de movimiento en el sistema.

SECUENCIA DE LA PRACTICA.-

- 1.- Aflojar totalmente el freno Prony.
- 2.- Fijar la abertura de la válvula de aguja (Se recomiendan aberturas de $1/4$, $1/2$, $3/4$, y $1/1$ en la Pelton) y
- 3.- Asegúrese de que la válvula de suministro de agua a la turbina este totalmente abierta y la válvula de suministro de agua al chiflón esté totalmente cerrada.
- 4.- Arrancar la bomba.
- 5.- Abrir poco a poco la válvula de descarga hasta que el manómetro de Bourdan indique la carga aproximada seleccionada para la prueba.

- 6.- Se fija una velocidad angular a partir de 250 RPM, por medio del reóstato.
- 7.- Una vez fija la velocidad angular (N), se va frenando la turbina de tal forma que en el dinamómetro se incrementa la fuerza en un valor constante.
- 8.- Se cambia la velocidad angular por medio del reóstato, se recomiendan variaciones de 250 RPM.
- 9.- Hechas las lecturas para diferentes velocidades hasta llegar a la de desboque (mínima carga), se cambia la abertura de la válvula de aguja y se repiten los pasos 6, 7 y 8.
Hacer esto tantas veces como curvas se requieran.
Para cada abertura tomar datos a 11 velocidades angulares diferentes.

EL ALUMNO DEBERA CALCULAR:

- a.- La presión de entrada.
- b.- La velocidad (V) en la tubería (diámetro 0.03847 metros) en m/s.
- c.- El gasto (Q) en m³/s.
- d.- La carga neta (H_N) en m.
- e.- La potencia hidráulica ó Potencia a la entrada de la turbina (P_H) en KW.
- f.- La potencia al freno (P) en KW.

