C A P Í T U L O V

PRINCIPIOS TEÓRICOS GENERALES DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS.

5.1. NOMENCLATURA

Q = Gasto volumétrico, caudal

H = Carga que actúa sobre la máquina

P = Potencia

N = Revoluciones por minuto

D = Diámetro de referencia

R = Radio

η_h= Rendimiento hidráulico

η = Rendimiento global

ρ = Masa específica

γ = Peso específico

μ = Viscosidad dinámica

ε = Módulo de elasticidad del fluido

V = Velocidad absoluta del fluido

V_a = Componente axial

V_R = Componente radial

V_m = Velocidad meridiana

V_u = Componente tangencial o de giro del fluido

U = Velocidad circunferencial del rotor

V_r = Velocidad relativa del fluido respecto al álabe

m = Masa del fluido

M = Par o momento

E = Energía transferida entre fluido y rotor por unidad de masa

g_c = Constante gravitacional (g_c= 32.2 $lb_m pie/lb_f seg^2$)

G_R = Grado de reacción ó reacción

Φ = Coeficiente de la velocidad de arrastre

ψ = Coeficiente de la velocidad de paso

C_{vt} = Coeficiente de tobera

C_Q = Coeficiente de capacidad o gasto

C_H = Coeficiente de carga

C_P = Coeficiente de potencia

n_s = Velocidad específica práctica en el sistema métrico

N_s = Velocidad específica práctica en el sistema inglés

5.2. DEFINICIONES.

Turbomáquina.-

Las turbomáquinas son máquinas rotativas que permiten una transferencia energética en un fluido y en un rotor provisto de álabes o paletas, mientras el fluido pasa a través de ellos. La transferencia de energía tiene su origen en un gradiente de presión dinámica que se produce entre la salida y la entrada del fluido en el rotor, por lo que también se denominan a estas máquinas de presión dinámica. Si el fluido cede energía al rotor se llama ***turbina.***

Tamaño de una turbina.- (D)

Por " tamaño ", de una turbina se entiende el diámetro del rodete móvil o sea el doble del radio r considerado en las fórmulas precedentes.

Velocidad de rotación (o giro) de una turbina.- (N)

Es el número de revoluciones por minuto que esta dá, cuando trabaja, y la mejor o más ventajosa velocidad de rotación es aquella para la cual la turbina desarrolla su máxima eficiencia hidráulica.

Velocidad específica de una turbina.- (N_S)

Es el número de revoluciones por minuto que dá una turbina que desarrolla la unidad de potencia trabajando bajo la unidad de carga.

$$N_S = \frac{N\ P^{1/2}}{H^{5/4}} \tag{5.1}$$

Gasto específico de las turbinas.- (Q_S)

Representado generalmente por Q_S, es el gasto que la turbina específica necesita para trabajar.

$$Q_S = \frac{Q\ H}{P} \tag{5.2}$$

Diámetro específico de una turbina.- (D_S)

El diámetro que debe tener la turbina específica para desarrollar un caballo de potencia, trabajando con una carga unitaria.

$$D_S = \frac{D\,H^{3/4}}{P^{1/2}} \qquad (5.3)$$

De lo anterior mencionado o expuesto se deduce que experimentando un tamaño cualquiera del tipo de turbinas de que se trata, podrán ser calculados los valores de N_S, Q_S y D_S y por lo tanto, para cualquier otro tamaño del tipo en cuestión y bajo cualquier carga H, podrán deducirse los valores de N, Q y D empleando las fórmulas:

$$N = N_S \frac{H^{5/4}}{P^{1/2}} \qquad (5.4)$$

$$Q = Q_S \frac{P}{H} \qquad (5.5)$$

$$D = D_S \frac{P^{1/2}}{H^{3/4}} \qquad (5.6)$$

Altura De Aspiración De Las Turbinas (H_{asp}).-

Al fin de poder instalar una turbina hidráulica en condiciones ventajosas, libre del posible peligro de inundación y con facilidad además para el acoplamiento directo de la maquinaria con la turbina, especialmente tratándose de generadores eléctricos, es muy conveniente aprovechar una de las funciones que llena el tubo de aspiración y hacer la instalación de la turbina a un nivel superior del que tienen las aguas en el canal de

desfogue, quedando por tanto el rodete móvil a una cota superior de la que tiene la superficie libre de las aguas en el canal de desfogue. Esta diferencia de cotas, se le llama *altura de aspiración.*

Un motivo, que obliga a reducir definitivamente la altura de aspiración, es la existencia de un fenómeno conocido con el nombre de " *cavitación* ". Durante el período experimental de las turbinas Kaplan se encontró que al aumentar la velocidad específica de una turbina, se producían fenómenos al principio inexplicables que se hacían patentes aún en el caso de turbinas de menor velocidad específica, pero a las cuales se hacia trabajar con fuertes cargas y fuertes alturas de aspiración. La forma de manifestarse de dichos fenómenos consistía en una reducción de la potencia y por tanto de la eficiencia de la turbina, (sobre todo en el caso de carga mayores) y en vibraciones y fuertes ruidos provocados por golpes en el interior del tubo. Después de muchas dificultades y experiencias infructuosas se encontró que todo era debido a la formación de espacios o " cavidades " que tenían lugar sobre la cara inferior del álabe o aleta del rodete móvil y las cuales eran provocadas por el vacío más o menos parcial producido por la carga de aspiración existente debajo del rodete móvil. Dichas cavidades, cuya existencia dio origen al nombre con el cual se conoce el fenómeno antes dicho, llamado fenómeno de " cavitación ", se llenan de vapor de agua y de los gases absorbidos por esta, especialmente del oxígeno, el cual obrando juntamente con el efecto erosivo del agua y de los sedimentos que arrastra, provoca en los álabes del rodete móvil corrosiones de aspecto fungoso que con el tiempo acaban de destruir la turbina.

También se encontró que el fenómeno de cavitación está íntimamente ligado con la altura de aspiración y con la velocidad de rotación de la turbina; cuanto mayores son éstas, mayor será el efecto de cavitación.

El fenómeno de cavitación, se hace sensible no sólo en los álabes del rodete móvil sino también en otras partes de la turbina, como por ejemplo, en la cara interior de los codos.

Para determinar la altura máxima de aspiración de una turbina, sin que se presente el peligro de la aparición del fenómeno de cavitación, se propone la siguiente fórmula:

$$H_{asp} = h_B - \sigma H \qquad (5.7)$$

h_B = altura barométrica del lugar, en metros de columna de agua.

H = altura total de la caída en metros, igual a la altura de carga más la altura de aspiración. (altura total de caída con que trabaja la turbina).

σ = coeficiente de cavitación.

5.3. DETERMINACIÓN DE LA ACCIÓN DEL FLUIDO SOBRE LOS ÁLABES . ECUACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE ENERGÍA O ECUACIÓN DE EULER.

En la zona de acción del rotor aparece la velocidad tangencial de los álabes, velocidad periférica, velocidad de arrastre o velocidad base que se expresa por U, velocidad circunferencial del rotor.

V = velocidad absoluta del fluido

El trabajo hecho por los álabes sobre el fluido (o viceversa) o expresión de la energía transferida entre álabes y fluido, por unidad de masa de fluido, será:

$$E = \frac{1}{g_c} (U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}) \qquad (5.8)$$

V_{u1}= velocidad tangencial o de giro del fluido en la entrada, m/s

V_{u2} = velocidad tangencial o de giro del fluido en la salida, m/s

U_1 = velocidad circunferencial del rotor en la entrada.

U_2 = velocidad circunferencial del rotor en la salida.

La cual es conocida como ecuación de Euler. Se advierte que tiene su origen en el cambio que sufren las velocidades tangenciales del fluido y del álabe entre la entrada y la salida del rotor. Esta ecuación sirve para cualquier clase de fluido compresible o

incompresible, con cualquier clase de propiedades, pues al deducirla no se ha hecho ninguna restricción al respecto.

Para conservar a E (energía en el rotor) un valor siempre positivo, se escribe convencionalmente:

$$E = \frac{1}{g_c} (U_1V_{u1} - U_2V_{u2}) \quad \text{para máquinas motrices (turbinas)} \qquad (5.9)$$

Si el fluido cede energía al rotor, de ahí el nombre de turbina; por tanto en una turbina donde $U_1V_{u1} > U_2V_{u2}$, E expresa la energía o trabajo, por unidad de masa (lb-pie/lbm), que se tiene en la flecha como consecuencia de la cesión energética hecha por el fluido.

Generalmente, en las máquinas hidráulicas la energía se expresa en unidad de peso, esto es lb-pie/lb, entonces E representa unidades de longitud (pies), siendo sustituida la letra E por la H, representativa de la carga total que actúa sobre la máquina en pies. En este caso la ecuación de Euler tiene la forma:

H = carga total que actúa sobre la máquina.

$$H = \frac{1}{g} (U_1V_{u1} - U_2V_{u2}) \quad \text{turbinas} \qquad (5.10)$$

que es la más usual en las turbomáquinas hidráulicas, habiéndose sustituido H por E y g_c por g.

Debe hacerse notar, en esta sustitución, que el valor de la masa es constante y que el peso varía con el nivel g. *

* Si se representa el peso específico γ en lb/pie^3 y la masa específica ρ en lb$_m$/pie^3, resulta

$$\gamma = \frac{g}{g_c}\rho \qquad g = \frac{\text{pies}}{\text{seg}^2}; \qquad g_c = \frac{\text{lb}_m\text{-pies}}{\text{lb-seg}^2}$$

Estas formas de la ecuación de Euler son teóricas. En realidad existen pérdidas de carga por fricción, choques, turbulencias, etc., que se tendrán en cuenta al definir los rendimientos.

5.4. GRADO DE REACCIÓN.

Se llama grado de reacción o más simplemente reacción, a la relación de la carga estática a la carga total transferida. El grado de reacción es por definición:

$$G_R = \frac{E\,(\text{estática})}{E} \tag{5.11}$$

$$G_R = \frac{U^2_2 - U^2_1 + V^2_{r1} - V^2_{r2}}{V^2_2 - V^2_1 + U^2_2 - U^2_1 + V^2_{r1} - V^2_{r2}} \tag{5.12}$$

Una turbomáquina de reacción se caracteriza, pues, por producir un gradiente de presión entre la entrada y la salida de impulso (la turbina Pelton por ejemplo) en las que $\Delta p = 0$.

5.5. VELOCIDAD ESPECÍFICA.

La velocidad específica es, sin duda alguna, el parámetro que mejor caracteriza a una turbomáquina, pues relaciona no sólo el caudal y a la carga, variables fundamentales, sino también a la velocidad de giro, variable cinemática que sigue en importancia.

En las turbinas, la velocidad específica es:

$$n_s = \frac{N\ P^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{(rpm)\ (cv)^{1/2}}{(m)^{5/4}} \quad \text{(para turbinas en el sistema métrico)} \qquad (5.1)$$

$$N_s = \frac{N\ P^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{(rpm)\ (Hp)^{1/2}}{(pies)^{5/4}} \quad \text{(para turbinas en el sistema inglés)} \qquad (5.1)$$

Resulta práctico conocer la relación que guardan los valores de estas velocidades específicas en los dos sistemas. Para ellos sólo basta tener en cuenta los factores de equivalencia, resultando:

$$\frac{n_s}{N_s} = 4.44 \quad \text{(para turbinas)}$$

5.6. COEFICIENTES DE VELOCIDAD.

a).- Coeficiente de la velocidad de arrastre o periférica, calificado por la velocidad de arrastre U y que se designa por la letra griega Φ. Esto es:

$$\Phi = U / \sqrt{2gH} \qquad (5.13)$$

Este coeficiente Φ se puede expresar fácilmente en función del coeficiente de carga C_H, así:

$$\Phi = U/\sqrt{2gH} = \pi ND/\sqrt{2gH} = (\pi/\sqrt{2})\sqrt{N^2D^2/gH} = (\pi/\sqrt{2})\sqrt{1/C_H}$$
$$= 2.22/\sqrt{C_H} \qquad (5.14)$$

$$C_H = H\,g/N^2D^2 \qquad (5.15)$$

Se puede deducir que el coeficiente Φ califica la velocidad y el tamaño, en función de la carga lo mismo que el coeficiente de carga C_H. Es útil en el diseño, ya que $\phi = f(H, D, N)$.

Este coeficiente de velocidad Φ será menor en las máquinas de carga alta, como la turbina Pelton, donde vale aproximadamente 0.47, mientras que en las máquinas de carga reducida como la turbina Kaplan vale alrededor de 2.5 a las primeras se les llama máquinas lentas y a las segundas rápidas.

b).- Coeficiente de velocidad de paso, calificado por la componente de la velocidad absoluta que cuantifica el gasto a través del rotor. Esto es, la velocidad radial en máquinas radiales y la velocidad axial en las axiales. Resultan así los coeficientes ψ_R y ψ_a respectivamente.

$$\psi_R = V_R/\sqrt{2gH} \qquad (5.16)$$

$$\psi_a = V_a/\sqrt{2gH} \qquad (5.17)$$

En máquinas con flujos rotatorios se puede generalizar este coeficiente por medio de la velocidad meridiana que es la que condiciona el gasto, no sólo al paso del fluido por el rotor, sino también en otras zonas de la máquina. Se tiene así

$$\psi_m = V_m / \sqrt{2gH} \tag{5.18}$$

c).- Coeficiente de tobera o de la velocidad absoluta de inyección o del chorro. El nombre esta indicando la velocidad que califica este coeficiente, de gran interés en las turbinas de impulso, en las que se aprovecha la energía cinética generada en una tobera a la entrada de la máquina. Se designa por C_{vt} y tiene la forma

$$C_{vt} = V / \sqrt{2gH} \tag{5.19}$$

Se llama velocidad unitaria a $\sqrt{2gH}$, con lo que cada coeficiente viene significando una velocidad específica que caracteriza la preponderancia de un determinado factor. Por ejemplo, Φ representará una velocidad circunferencial específica que caracteriza la preponderancia de la carga. El coeficiente ψ significará una velocidad de paso específica. El C_{vt} vendrá a ser una velocidad del chorro específica.

5.7. CARGA TEÓRICA Y CARGA NETA.

Solo en condiciones ideales toda la energía cedida por el fluido a su paso por la máquina puede ser tomada por los álabes en una turbina. En condiciones reales, siempre hay una diferencia entre la energía, diferencia que cuantifica las pérdidas hidráulicas en la máquina, por fricción, choques, turbulencias, etc.

Se llama carga teórica H a la energía teóricamente transferida entre fluido y álabes:

$$H = \frac{1}{g}\,(U_1V_{u1} - U_2V_{u2}) = \frac{V^2_1 - V^2_2}{2g} + \frac{U^2_1 - U^2_2}{2g} + \frac{V^2_{r2} - V^2_{r1}}{2g} \qquad (5.20)$$

Y se llama carga neta H_n a la gradiente de carga dinámica entre la entrada y la salida de la máquina. Para una turbina hidráulica , entre la entrada al caracol y la salida del tubo de desfogue.

$$H_n = H_e - H_s = \frac{V^2_e - V^2_s}{2g} + \frac{P_e - P_s}{\gamma} + (Z_e - Z_s) \qquad (5.21)$$

Si se representa por H_p las pérdidas hidráulicas antes señaladas, entre la entrada y la salida, se tiene

$$H_n = H + H_p \qquad (5.22)$$

Rendimiento global o rendimiento energético total, que es la relación entre la potencia en la flecha de la máquina y la potencia cedida o tomada por el fluido.

$$\eta(\text{turbinas}) = \frac{P_{flecha}}{\gamma Q H_n} = \frac{\text{Potencia en la flecha de la turbina}}{\text{Potencia cedida por el fluido}} \qquad (5.23)$$

Rendimiento Hidráulico, que muestra precisamente la relación existente entre la carga teórica y la carga neta, así

$$\eta_h = \frac{H}{H_n} \qquad (5.24)$$

5.8. VELOCIDAD SINCRÓNICA.

Generalmente las turbinas hidráulicas se emplean para mover generadores eléctricos síncronos, a los que se acoplan rígidamente sobre un mismo eje. La velocidad de giro la determinan las condiciones hidráulicas, de acuerdo con la carga y el caudal, pero es preciso hacer el reajuste final teniendo en cuenta ciertas condiciones eléctricas. El generador síncrono es una máquina de corriente alterna excitada por corriente directa, existiendo una relación constante entre la frecuencia de la corriente y la velocidad de giro de la máquina, que da el número de pares de polos del rotor. Así, el rotor de un generador tiene p pares de polos (o sea 2p polos), N es el número de revoluciones por minuto a que gira el rotor y f es la frecuencia de la corriente en ciclos/seg, se tiene

$$p = f / (N/60) \quad \text{pares de polos} \qquad (5.25)$$

$$f = p\ (N/60) \quad \text{ciclos/seg} \tag{5.26}$$

$$N = 60f / p \quad \text{r.p.m} \tag{5.27}$$

El número de pares de polos suele variar de 1 a 50, o sea de 2 a 100 polos. Según esto para f = 60 ciclos/seg. Las turbinas hidráulicas giran a velocidades más bajas, tanto más si la máquina es grande, variando entre 72 y 600 r.p.m aproximadamente en las máquinas modernas. Como puede verse, para f constante, p está en razón inversa de N. Por razones constructivas el número de polos suele ser múltiple de 4.

5.9. BASES PARA UNA CLASIFICACIÓN DE LAS TURBOMÁQUINAS.

Después de tener conocimiento de los principios generales que rigen a todas las turbomáquinas, procede una clasificación para iniciar un estudio metodológico de los diferentes tipos.

Una primera gran división que puede hacerse es, en máquinas que transfieren energía de fluido a rotor, llamadas turbinas.

Otra segunda clasificación se basa en la dirección que tiene el flujo a su paso por el rotor, y se tienen así máquinas de flujo radial y máquinas de flujo axial.

Otra tercera división, que atiende al grado de reacción, es la que contempla por un lado las máquinas de impulso y por otro lado a las de reacción. Buscando precisión para un

estudio metodológico se llamarán de impulso a las máquinas con $G_R = 0$ y de reacción aquellas en que $G_R \neq 0$.

Finalmente es motivo muy importante para una clasificación, la naturaleza del fluido con que trabaja la máquina, esto es, si es compresible o incompresible.

Clasificación de las turbomáquinas.

- **Turbomáquinas Hidráulicas. (fluido incompresible)**
  - **Turbinas (Energía del fluido a rotor)**
    - **Turbinas de agua de reacción radiales: Francis**
    - **Turbinas de agua de reacción axiales: Kaplan**
    - **Turbinas de agua de impulso o tangenciales: Pelton**

5.10. DEFINICIÓN Y CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS.

Las turbinas hidráulicas son turbomáquinas que permiten la transferencia de energía del agua a un rotor provisto de álabes, mientras el flujo pasa a través de éstos.

Cuando el paso del agua por entre los álabes se hace en la dirección del eje de la máquina, se dice que es de tipo axial, de las que son ejemplos la turbina Kaplan y la turbina Pelton.

Por otra parte, si la turbina aprovecha solamente la energía cinética del agua, se denomina de impulso, de la que es ejemplo característico la Pelton. Cuando la turbina es capaz de utilizar la energía estática del agua se llama de reacción, como la Kaplan. El grado de reacción de estas máquinas es siempre inferior a la unidad, lo que quiere decir que también pueden aprovechar la energía dinámica del agua. En la turbina Kaplan disminuye el número de álabes al aumentar la velocidad específica, esto es, al aumentar el caudal y disminuir la carga.

Las turbinas citadas, son conocidas por ser las principales turbinas hidráulicas empleadas en la actualidad. Recientemente se están introduciendo las turbinas tubulares, de bulbo y de pozo para cargas muy reducidas (hasta de poco más de un metro) y grandes caudales.

Si la turbina es el órgano fundamental de todo aprovechamiento hidroeléctrico, por ser el que transforma la energía del agua en energía mecánica, el rotor de la turbina con sus álabes, es el elemento básico de la turbina, pues en él se logra la transferencia energética. Completan la máquina otros elementos auxiliares, que contribuyen a que la cesión de energía del agua pueda realizarse con buen aprovechamiento. Así en la turbina Kaplan se dispone de un ducto alimentador en forma de caracol circundando la máquina, el cual recibe el agua de la tubería de llegada y la sirve al rodete móvil por medio del distribuidor; este último regula el gasto de acuerdo con la potencia exigida a la turbina y además impone al líquido el giro necesario para su acción sobre lo álabes. En la descarga del agua de la máquina se instala otro ducto abocinado, llamado tubo de desfogue, que permite una ganancia en la gradiente de presión y mejora el rendimiento de la máquina.

En la turbina Pelton, de impulso, la alimentación se efectúa a través de las toberas, que transforman la energía estática del agua en dinámica para que así pueda ser aprovechada por rueda móvil provista de álabes. Después de su acción sobre los álabes, el agua cae directamente al socas a la presión atmosférica. Por ser el ataque del chorro de agua a la rueda en dirección tangencial, se conoce también a la turbina Pelton como la turbina tangencial.