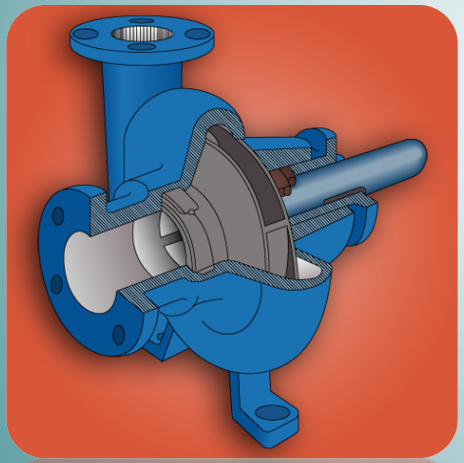
Sistemas y Máquinas Fluido Mecánicas

Bloque I. Tema 3.5. Estudio de Turbinas Hidráulicas



Carlos J. Renedo

Inmaculada Fernández Diego

Juan Carcedo Haya

Félix Ortiz Fernández

Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética

Este tema se publica bajo Licencia:
Creative Commons BY-NC-SA 4.0

Las trasparencias son el material de apoyo del profesor para impartir la clase. No son apuntes de la asignatura. Al alumno le pueden servir como guía para recopilar información (libros, …) y elaborar sus propios apuntes

En esta presentación se incluye un listado de problemas en el orden en el que se pueden resolver siguiendo el desarrollo de la teoría. Es trabajo del alumno resolverlos y comprobar la solución

1.1.- Introducción a las Máquinas Hidráulicas

1.2.- Bombas Hidráulicas

1.3.- Turbinas Hidráulicas

- 1.3.1.- Generalidades de las Turbinas Hidráulicas
- 1.3.2.- Turbinas Pelton
- 1.3.3.- Turbinas Francis
- 1.3.4.- Turbinas Kaplan
- 1.3.5.- Estudio de Turbinas Hidráulicas

- Altura Neta o Salto Neto
- Pérdidas, Potencias y Rendimientos
- Leyes de Semejanza
- Curvas Características
- Regulación
- Problemas de Funcionamiento

Altura Neta o Salto Neto (I):

Análogamente al estudio de las bombas hidráulicas, se definen las siguientes alturas (o saltos, denominación más apropiada en el caso de turbinas):

- ***Salto bruto***: H_b, es la diferencia de cotas ***geométricas*** entre el embalse superior y el canal de descarga
- ***Salto neto***: H_n, es la parte del H_b que se pone ***a disposición de la turbina***, entre la entrada y la salida de la turbina

  Pérdidas externas a la turbina, $H_{L\text{-ext}}$

  $$H_n = H_b - H_{L-ext}$$
- ***Salto efectivo***: H_{ef}, es la parte del H_n que se aprovecha ***en el rodete***

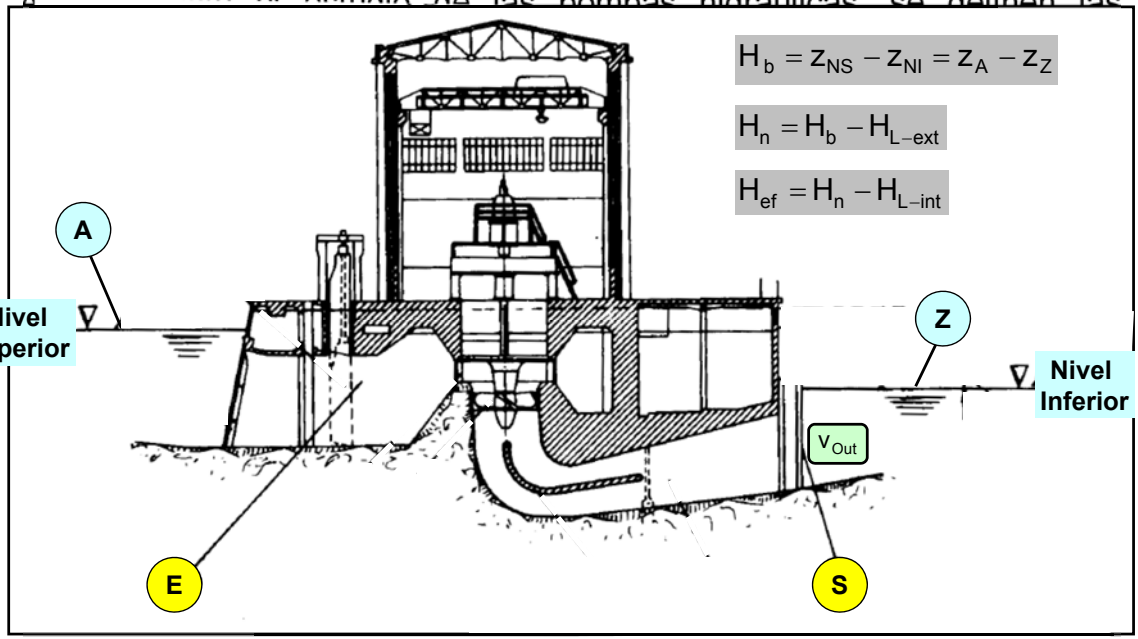
  Pérdidas internas en la turbina, $H_{L\text{-int}}$

  $$H_{ef} = H_n - H_{L-int}$$

$$H_b > H_n > H_{ef}$$

Altura Neta o Salto Neto (I):

Análogamente al estudio de las bombas hidráulicas, se definen las



«Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas» C. Mataix

Altura Neta o Salto Neto (II):

Aplicando Bernoulli entre los niveles superior e inferior (secciones A y Z):

$$\left(\frac{p_A}{\rho\cdot g}+z_A+\frac{v_A^2}{2\cdot g}\right)=H_b+\left(\frac{p_Z}{\rho\cdot g}+z_Z+\frac{v_Z^2}{2\cdot g}\right)$$

$$\left(\frac{p_A}{\rho\cdot g}+z_A+\frac{v_A^2}{2\cdot g}\right)=\left(H_n+h_{L-ext}\right)+\left(\frac{p_Z}{\rho\cdot g}+z_Z+\frac{v_Z^2}{2\cdot g}\right)$$

$v_A = v_B \approx 0$

$p_A = p_B \approx 0$

$$H_n=\left(z_A-z_Z\right)-h_{L-ext}=H_b-h_{L-ext}$$

$$h_{L-ext}=h_{L[A-E]}+h_{L[S-Z]}$$

Aplicando Bernoulli entre la entrada y la salida de la turbina (E y S):

$$\left(\frac{p_E}{\rho\cdot g}+z_E+\frac{v_E^2}{2\cdot g}\right)=H_n+\left(\frac{p_S}{\rho\cdot g}+z_S+\frac{v_S^2}{2\cdot g}\right)$$

$$H_n=\left(\frac{p_E-p_S}{\rho\cdot g}\right)+\left(z_E-z_S\right)+\left(\frac{v_E^2-v_S^2}{2\cdot g}\right)$$

Altura Neta o Salto Neto (III):

Según normas internacionales, las secciones de entrada y salida son:

- ENTRADA:
  - Se encuentra inmediatamente después de la válvula de admisión
- SALIDA:
  - En las T. de reacción coincide con la sección de salida del tubo de aspiración
  - En las T. de acción se encuentra en el punto de tangencia del eje del chorro con un círculo cuyo centro es el centro del rodete

Antiguamente las normas europeas consideraban la sección de salida en el nivel inferior (canal de salida). Esto daba mayores valores de salto neto y por lo tanto menor rendimiento hidráulico (datos de fabricante)

Pérdidas, Potencias y Rendimientos (I):

Las ***pérdidas internas*** en las turbinas aparecen por la imposibilidad de realizar una conversión completa de energía hidráulica en mecánica

Se distinguen los siguientes tipos de pérdidas:

- ***Pérdidas manométricas***: debidas a rozamientos y choques
- ***Pérdidas volumétricas***: debidas a pequeñas fugas
- ***Pérdidas mecánicas***: debidas a rozamientos mecánicos

η_{man}, η_{vol} → η_{hid}; η_{hid}, η_{mec} → η_{Total}

Pérdidas, Potencias y Rendimientos (I):

Las ***pérdidas internas*** en las turbinas aparecen por la imposibilidad de realizar una conversión completa de energía hidráulica en mecánica

Se distinguen los siguientes tipos de pérdidas:

- ***Pérdidas manométricas***: debidas a rozamientos y choques η_{man} η_{hid}
- ***Pé***
- ***Pé***

Disminuyen la energía que el fluido puede entregar a la turbina

Se define el ***rendimiento manométrico*** como la relación entre la energía hidráulica utilizada por el rodete y la que se pone a disposición de la turbina (neta)

$$\eta_{man} = \frac{H_{EULER}}{H_n} = \frac{u_1 \cdot c_{1n} - u_2 \cdot c_{2n}}{g \cdot H_n}$$

Pérdidas, Potencias y Rendimientos (I):

Las ***pérdidas internas*** en las turbinas aparecen por la imposibilidad de realizar una conversión completa de energía hidráulica en mecánica

Se distinguen los siguientes tipos de pérdidas:

- ***Pérdidas manométricas***: debidas a rozamientos y choques
- ***Pérdidas volumétricas***: debidas a pequeñas fugas
- ***Pé***

η_{man}, η_{vol} → η_{hid} → η_{Total}

Dan lugar a una merma en las prestaciones de la turbina

El rodete recibe un caudal de líquido algo menor que el teórico

Se define el ***rendimiento volumétrico*** como:

$$\eta_{vol} = \frac{Q - Q_{perd}}{Q}$$

Al igual que en el caso de las bombas hidráulicas, se verifica que:

$$\eta_{hid} = \eta_{man} \cdot \eta_{vol}$$

$$\eta_{vol} \approx 1 \Rightarrow \eta_{hid} = \eta_{man}$$

Pérdidas, Potencias y Rendimientos (I):

Las ***pérdidas internas*** en las turbinas aparecen por la imposibilidad de realizar una conversión completa de energía hidráulica en mecánica

Se distinguen los siguientes tipos de pérdidas:

- ***Pérdidas manométricas***: debidas a rozamientos y choques η_{man}
- ***Pérdidas volumétricas***: debidas a pequeñas fugas η_{vol}
- ***Pérdidas mecánicas***: debidas a rozamientos mecánicos η_{mec}

η_{man}, η_{vol} → η_{hid}; η_{hid}, η_{mec} → η_{Total}

Disminuyen la energía comunicada al eje. Es decir, la energía hidráulica que el rodete convierte en energía mecánica no es aprovechable completamente en el eje de la máquina (potencia al freno)

Se define entonces el ***rendimiento mecánico*** como la relación entre la energía entregada en el eje de la turbina y la hidráulica absorbida por el rodete

$$\eta_{mec} = \frac{H_{Eje}}{H_{EULER}}$$

Pérdidas, Potencias y Rendimientos (II):

Potencia entregada a la turbina: Pot_n

$$Pot_n = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n$$

Potencia absorbida por el rodete: Pot_{efec}, Pot_{EULER}

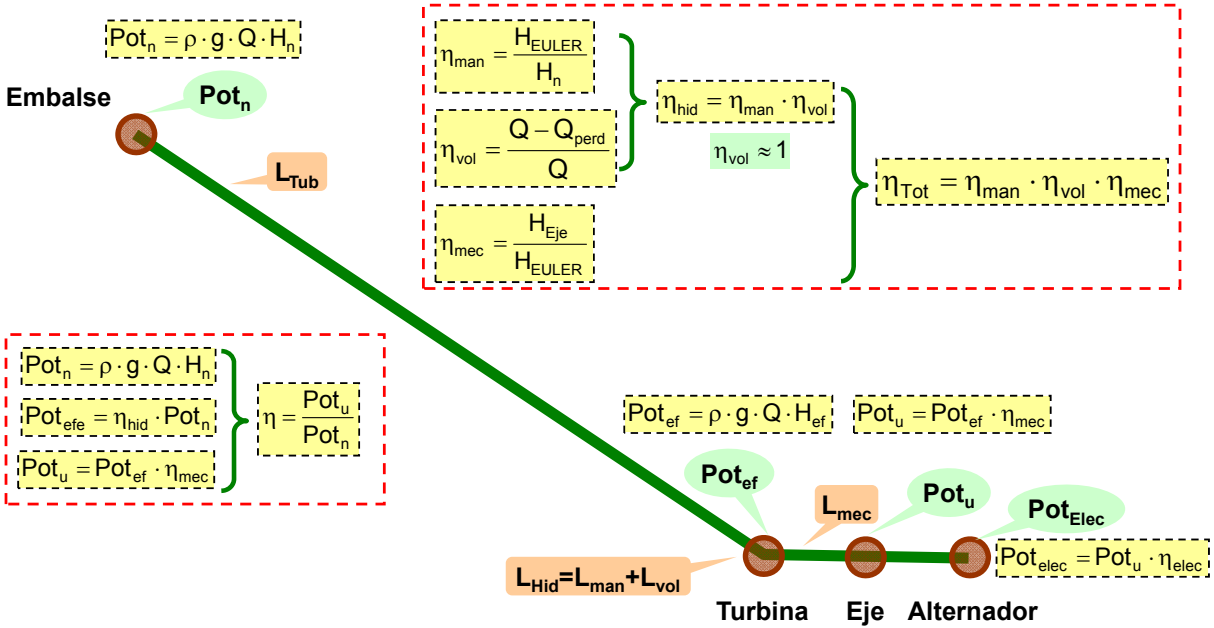
$$Pot_{ef} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{ef} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot [\eta_{hid} \cdot H_n]$$

Potencia útil (al freno, ó en el eje): Pot_{Eje}, Pot_{Util}

$$Pot_u = Pot_{ef} \cdot \eta_{mec} = [Pot_n \cdot \eta_{hid}] \cdot \eta_{mec}$$
$$= Pot_n \cdot [\eta_{vol} \cdot \eta_{man}] \cdot \eta_{mec}$$

$$\eta = \frac{Pot_u}{Pot_n}$$

Pérdidas, Potencias y Rendimientos (III):



Salto geométrio / Salto neto

Pérdidas, Potencias y Rendimientos (IV):

Consideraciones sobre el rendimiento manométrico (I):

El rendimiento manométrico se puede expresar en función de los coeficientes óptimos de velocidad

$$\eta_{man} = \frac{u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u}}{g \cdot H_n}$$

ξ: Xi

$$u_1 = \xi_1 \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \qquad u_2 = \xi_2 \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \qquad c_{1u} = \mu_1 \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \qquad c_{2u} = \mu_2 \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$$\eta_{man} = \frac{\left[\xi_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}\right] \cdot \left[\mu_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}\right] - \left[\xi_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}\right] \cdot \left[\mu_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}\right]}{g \cdot H_n}$$

$$\eta_{man} = 2 \cdot \left(\xi_1 \cdot \mu_1 - \xi_2 \cdot \mu_2\right)$$

Pérdidas, Potencias y Rendimientos (V):

Consideraciones sobre el rendimiento manométrico (II):

$$\eta_{man} = \frac{u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u}}{g \cdot H_n} = \frac{u_1 \cdot [c_1 \cdot \cos\alpha_1] - u_2 \cdot [c_2 \cdot \cos\alpha_2]}{g \cdot H_n}$$

$$u_1 = \xi_1 \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \qquad u_2 = \xi_2 \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \qquad c_1 = \varphi_1 \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \qquad c_2 = \varphi_2 \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

ϕ: Fi

$$\eta_{man} = 2 \cdot (\xi_1 \cdot \varphi_1 \cdot \cos\alpha_1 - \xi_2 \cdot \varphi_2 \cdot \cos\alpha_2)$$

De manera análoga a lo que sucede con las bombas hidráulicas, el rendimiento máximo de las turbinas hidráulicas tiene lugar cuando en el triángulo de velocidades a la salida se verifica que $a_2 = 90º$.

$$\eta_{man} = 2 \cdot (\xi_1 \cdot \mu_1 - \xi_2 \cdot \mu_2)$$

$$\eta_{man\,máx} = 2 \cdot \xi_1 \cdot \mu_1 = 2 \cdot \xi_1 \cdot \varphi_1 \cdot \cos\alpha_1$$

Pérdidas, Potencias y Rendimientos (VI):

$$\sigma = \frac{H_p}{H_n} = 1 - \frac{H_d}{H_n}$$

Consideraciones sobre el grado de reacción:

El grado de reacción se puede expresar en función de los coeficientes óptimos de velocidad

$$\sigma = 1 - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot g \cdot H_n} \qquad c_1 = \varphi_1 \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \qquad c_2 = \varphi_2 \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$$\sigma = 1 - \frac{\left(\varphi_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}\right)^2 - \left(\varphi_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}\right)^2}{2 \cdot g \cdot H_n}$$

$$\sigma = 1 - \left(\varphi_1^2 - \varphi_2^2\right)$$

Leyes de Semejanza (I):

Permiten aplicar a los prototipos los resultados obtenidos mediante la experimentación en laboratorio con modelos a escala

También permiten predecir el funcionamiento de una turbina en diferentes circunstancias de funcionamiento

Se consideran dos turbinas del mismo tipo, geométrica y dinámicamente semejantes, siendo sus características:

- PROTOTIPO: Potencia N, velocidad n, caudal Q, salto neto H_n y par motor C
- MODELO: Potencia N', velocidad n', caudal Q', salto neto H'_n y par motor C'

$$\text{Relación de Semejanza Geométrica} \left[\frac{\text{Prototipo}}{\text{Modelo}}\right] = 1$$

Leyes de Semejanza (II):

$$\lambda = \frac{D}{D_0} = \frac{b}{b_0}$$

$$\alpha = \frac{n}{n_0} = \frac{\omega}{\omega_0}$$

Las relaciones de semejanza entre el modelo y el prototipo son (I):

- Número de revoluciones:

  - Prototipo: $u_1 = \zeta_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}$

  - Modelo: $u'_1 = \zeta_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H'_n} = \frac{\pi \cdot D'_1 \cdot n'}{60}$

$$\frac{n}{n'} = \frac{D'_1}{D_1} \cdot \sqrt{\frac{H_n}{H'_n}} \qquad \frac{n}{n'} = \lambda^{-1} \cdot \sqrt{\frac{H_n}{H'_n}}$$

- Caudal:

  - Prototipo: $Q = \Omega \cdot c_1 = \Omega \cdot \varphi_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}$

  - Modelo: $Q' = \Omega' \cdot c'_1 = \Omega' \cdot \varphi_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H'_n}$

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{\Omega}{\Omega'} \cdot \sqrt{\frac{H_n}{H'_n}} \qquad \frac{Q}{Q'} = \lambda^2 \cdot \sqrt{\frac{H_n}{H'_n}}$$

Leyes de Semejanza (III):

$$\lambda = \frac{D}{D_0} = \frac{b}{b_0}$$

$$\alpha = \frac{n}{n_0} = \frac{\omega}{\omega_0}$$

Las relaciones de semejanza entre el modelo y el prototipo son (II):

- Potencia:

  - Prototipo: $Pot = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n \cdot \eta$

  - Modelo: $Pot' = \rho \cdot g \cdot Q' \cdot H'_n \cdot \eta$

$$\frac{Pot}{Pot'} = \frac{Q \cdot H_n}{Q' \cdot H'_n}$$

$$\frac{Pot}{Pot'} = \lambda^2 \cdot \sqrt{\left(\frac{H_n}{H'_n}\right)^3}$$

- Par Motor:

  - Prototipo $Par = \frac{Pot}{\omega} = \frac{60 \cdot Pot}{2 \cdot \pi \cdot n}$

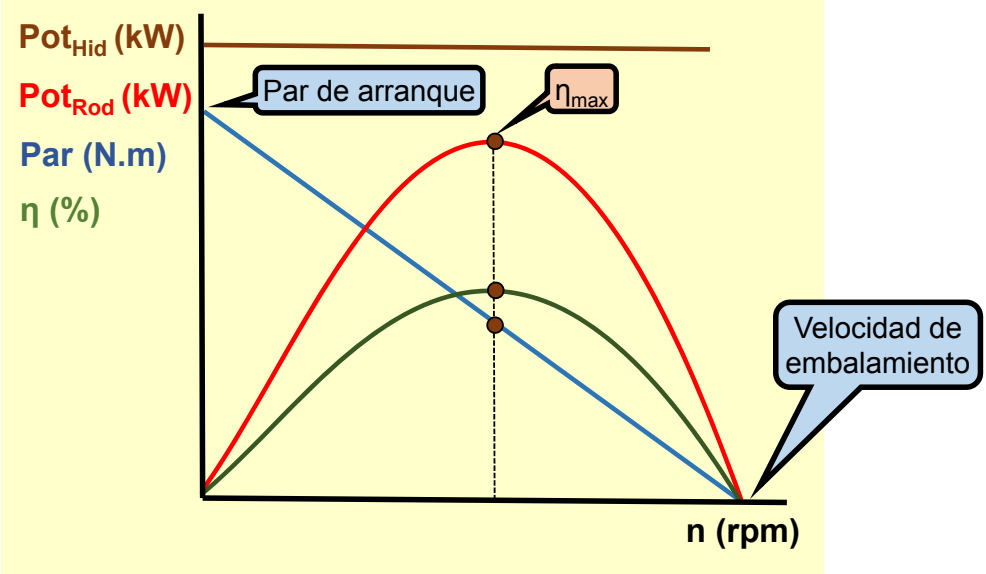
  - Modelo: $Par' = \frac{Pot'}{\omega'} = \frac{60 \cdot Pot'}{2 \cdot \pi \cdot n'}$

$$\frac{C}{C'} = \frac{Pot \cdot n'}{Pot' \cdot n} = \lambda^2 \cdot \sqrt{\left(\frac{H_n}{H'_n}\right)^3} \cdot \lambda \cdot \sqrt{\frac{H'_n}{H_n}}$$

$$\frac{C}{C'} = \lambda^3 \cdot \frac{H_n}{H'_n}$$

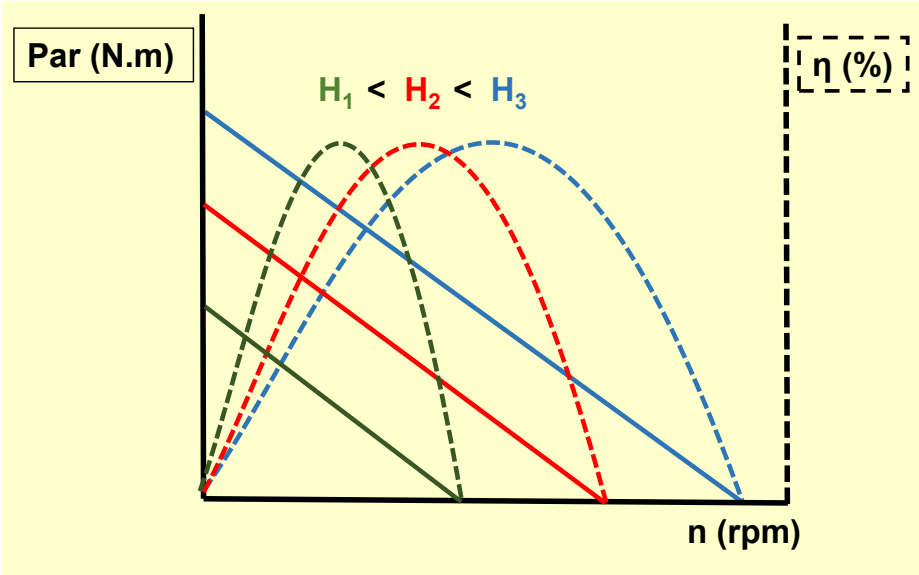
Curvas Características (I):

En el pto óptimo de trabajo el par y la velocidad son “aproximadamente” la mitad del de arranque, y de la de embalamiento



Curvas Características (II):

Cambio de las curvas al cambiar la altura suministrada a la turbina



Regulación (I):

La principal aplicación de las turbinas hidráulicas es la producción de energía eléctrica en las centrales hidroeléctricas, la regulación de la velocidad de giro resulta fundamental

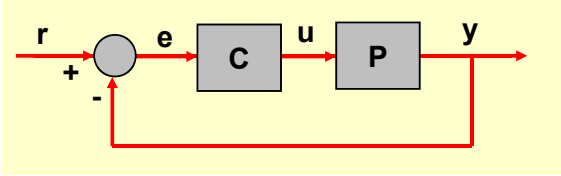
Los grupos turbina – alternador han de funcionar siempre a velocidad constante, que será la velocidad de sincronismo

$$n = \frac{60 \cdot f}{p} = \frac{3.000}{p}$$

Para regular la velocidad de la turbina, lo que se hace es abrir o cerrar el distribuidor en función de la carga demandada en cada instante

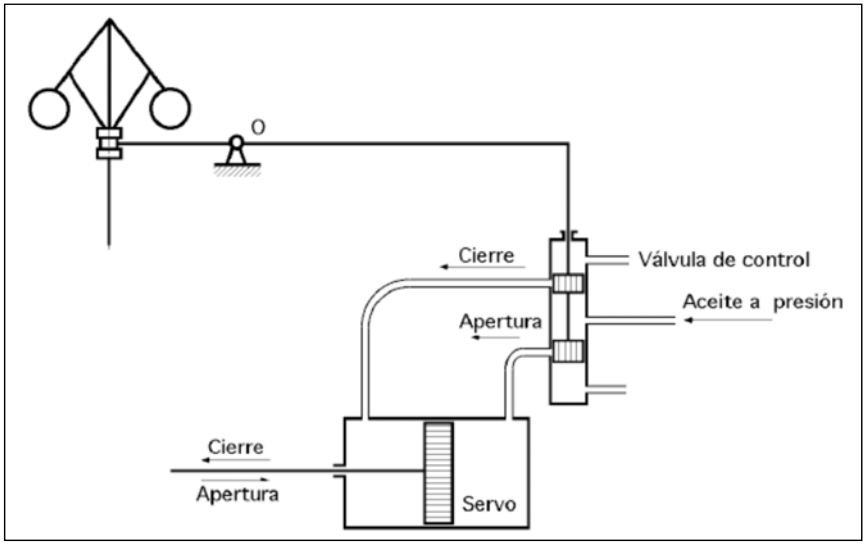
Esta regulación es siempre automática

El sistema de control, de lazo cerrado



Regulación (II):

Esquema básico de un ***regulador de bolas***

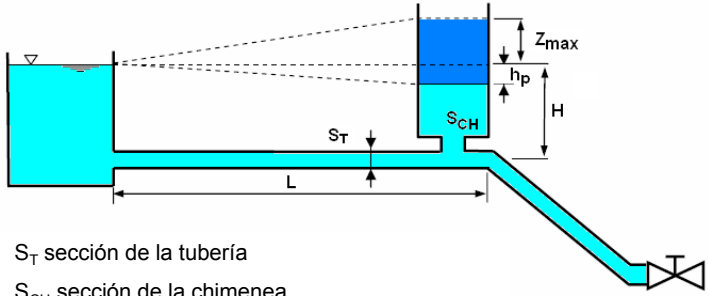


«Turbinas Hidráulicas» P. Fernández Díez

Problemas de Funcionamiento (I):

Para minimizar los riesgos de un golpe de ariete (I):

- Construir una chimenea de equilibrio
  (cámara en la que el líquido puede oscilar libremente)



S_T sección de la tubería

S_{CH} sección de la chimenea

h_p la pérdida de carga hasta la chimenea en condiciones normales

$$Z_{max} = v\sqrt{\frac{L\,S_T}{g\,S_{CH}}}$$

$$t = 2\,\pi\sqrt{\frac{L\,S_{CH}}{g\,S_T}}$$

$$S_{CH\,min} = \frac{L\,S_T}{h_p(H-h_p)}\,\frac{v^2}{2\,g}$$

La reducción de S_{CH} amortigua las oscilaciones

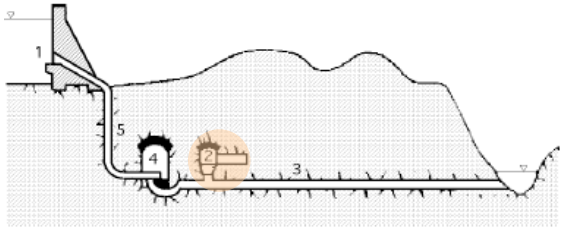
Es posible permitir el rebosamiento por la parte superior de la chimenea

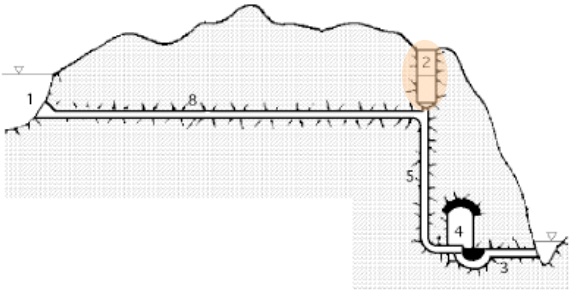
Problemas de Funcionamiento (II):

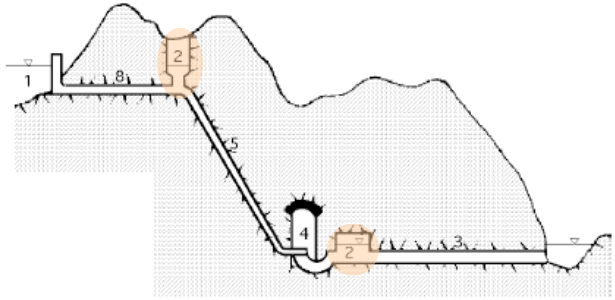
«Turbinas Hidráulicas» P. Fernández Díez

Para minimizar los riesgos de un golpe de ariete (II):

a) Sistemas de presión (chimeneas de equilibrio)







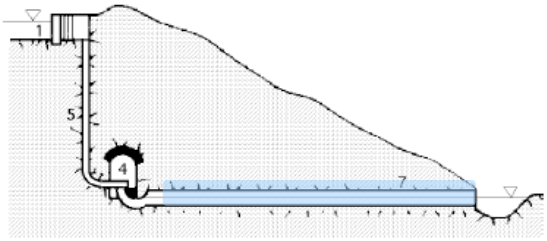
1) Estructura de admisión;
2) Tanques de equilibrio (depósito de aire y chimenea de equilibrio);
3) Túnel de presión aguas abajo;
4) Sala de turbinas (central);
5) Conducción forzada;
6) Túnel de flujo abierto de admisión;
7) Túnel de flujo abierto de escape;
8) Túnel de presión de admisión;
9) Embalse de carga

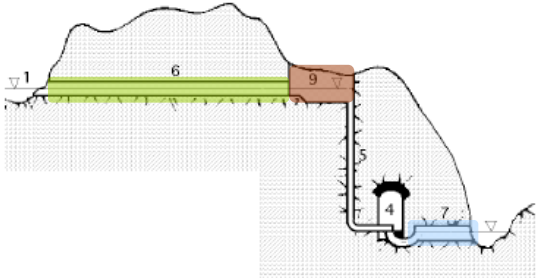
Problemas de Funcionamiento (III):

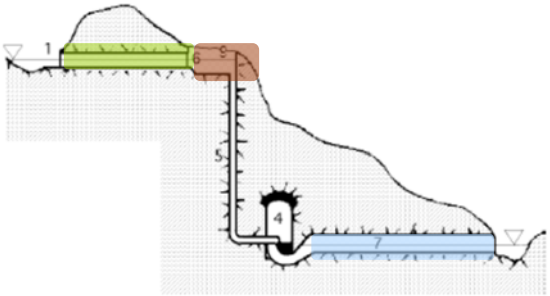
«Turbinas Hidráulicas» P. Fernández Díez

Para minimizar los riesgos de un golpe de ariete (II):

b) Sistemas de admisión en flujo abierto







1) Estructura de admisión;
2) Tanques de equilibrio (depósito de aire y chimenea de equilibrio);
3) Túnel de presión aguas abajo;
4) Sala de turbinas (central);
5) Conducción forzada;
6) Túnel de flujo abierto de admisión;
7) Túnel de flujo abierto de escape;
8) Túnel de presión de admisión;
9) Embalse de carga