



UNCUYO  
UNIVERSIDAD  
NACIONAL DE CUYO

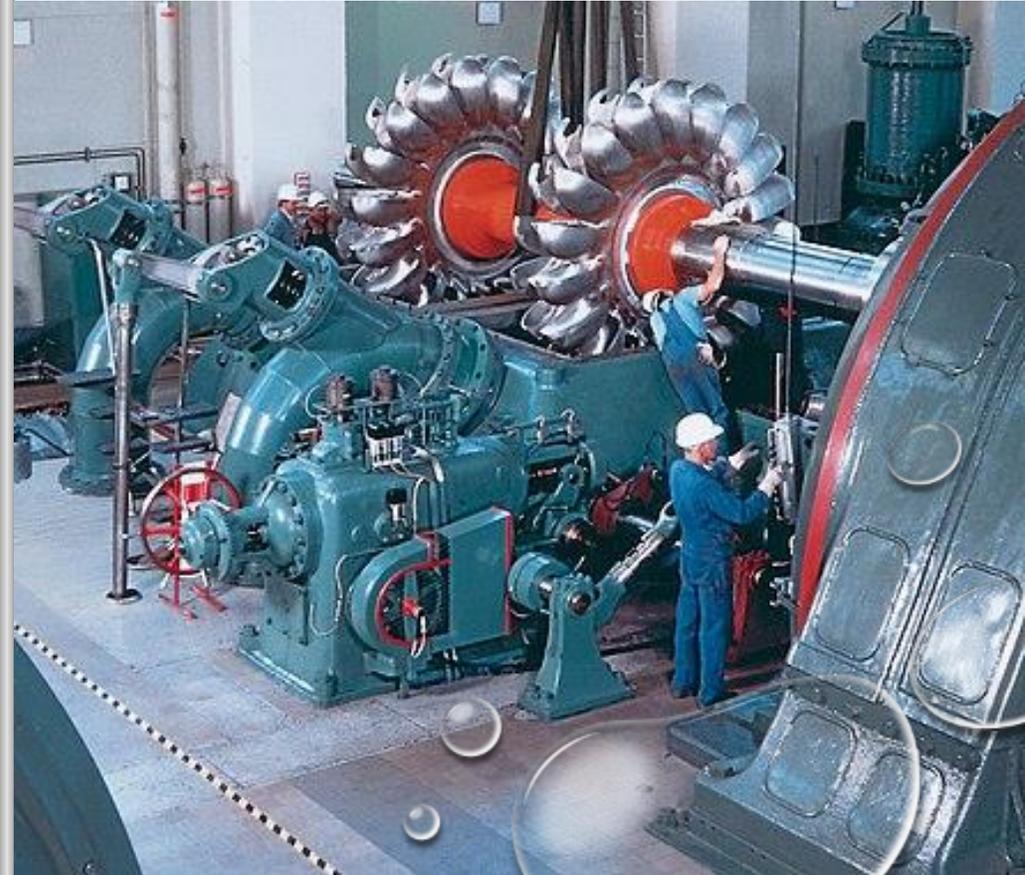


FACULTAD  
DE INGENIERÍA

# HIDRÁULICA EXPERIMENTAL

TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS Y LEYES DE  
SEMEJANZA

JTP: Ing. Facundo Correas  
2023



Esta foto de Autor desconocido está bajo licencia [CCBY-SA](https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/)

# CONTENIDO



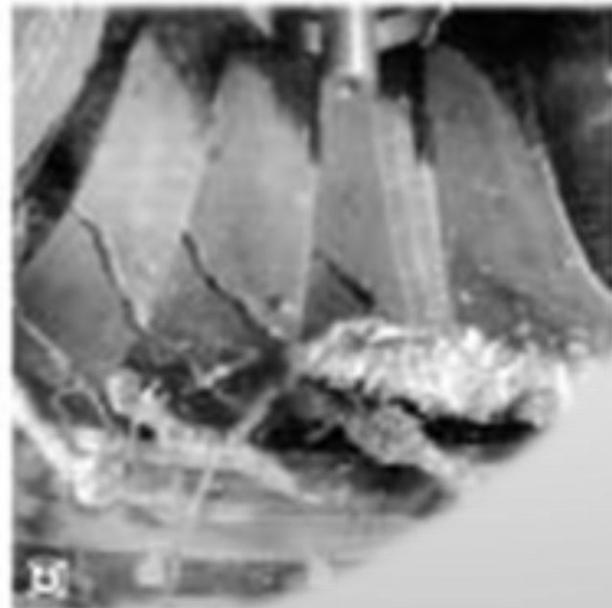
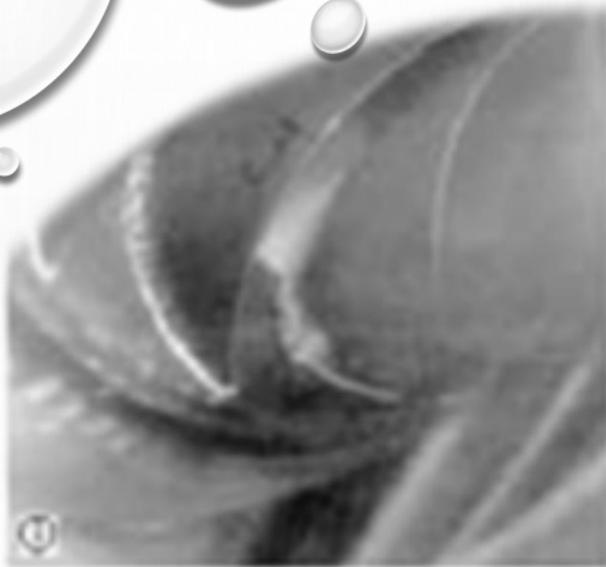
Requerimientos  
ensayos



Ecuación Euler



Leyes de  
semejanza



# Contenidos

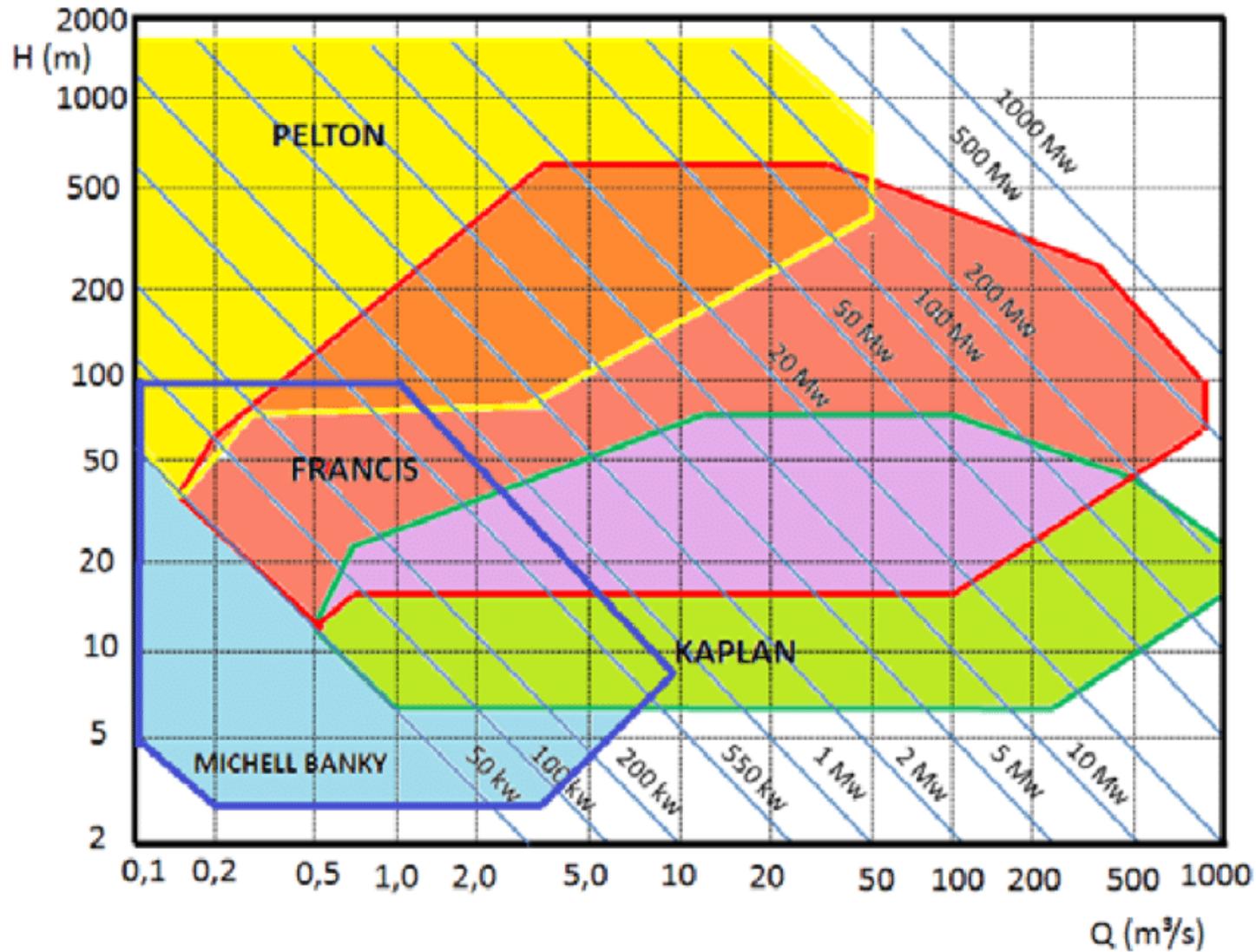
- **Modelos hidráulicos de turbo maquinas.**
- **Test de performance.**
- **Predicciones de los efectos de cavitación.**
- **Estudios de aire para distribución de presiones**

Turbinas de acción o impulso: la turbina gira por acción de un chorro de agua golpea la superficie de un elemento rotante (sin presión)

Turbinas de reacción: el agua se mueve a una velocidad relativamente baja, pero a presión. El agua llega al rodete manteniendo presión (cerrado)

GENERALIDADES

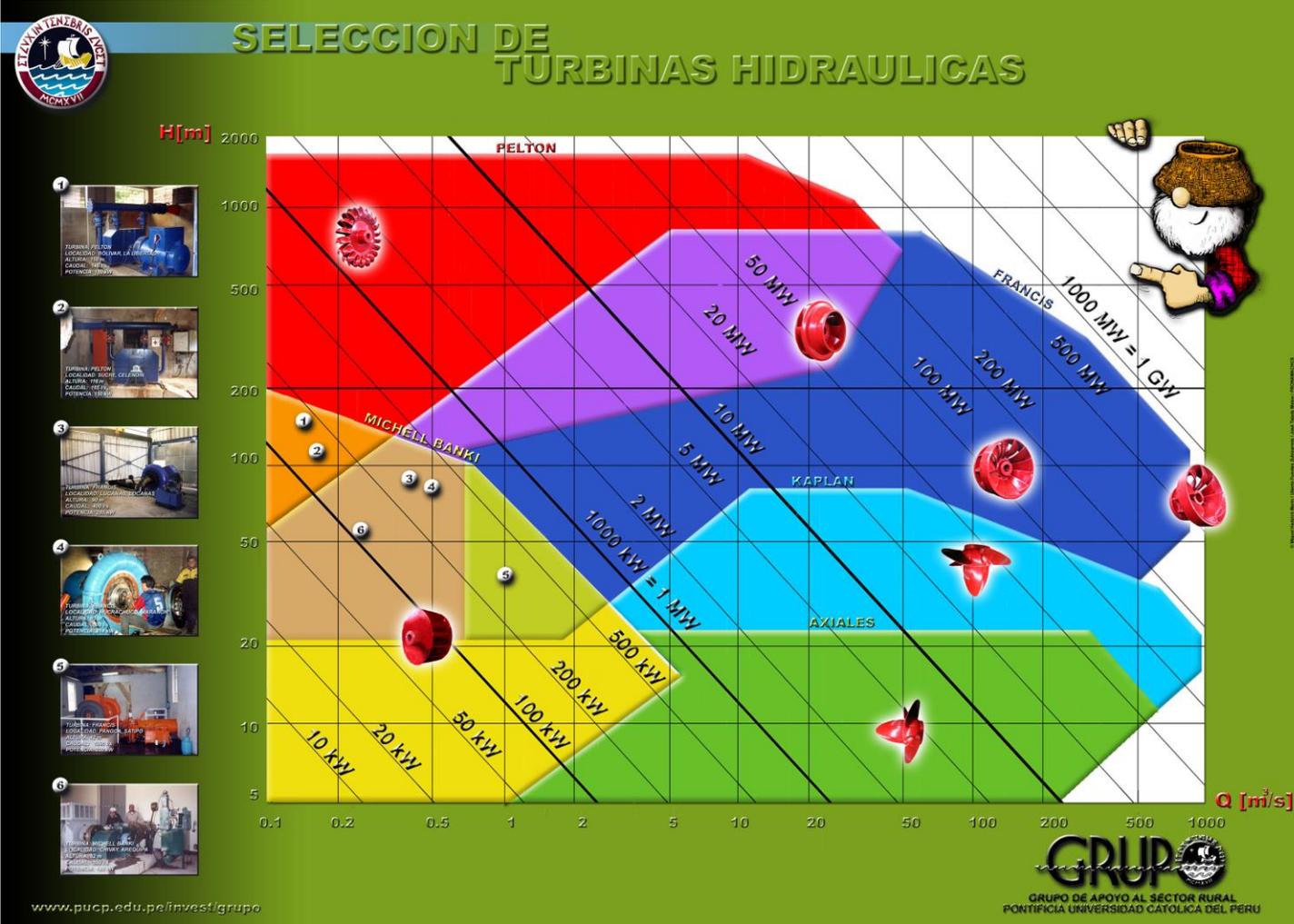
# SIMPLIFICACIÓN DE H



Fte: Hacker (2015)

## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

# SIMPLIFICACIÓN DE H



## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

# MODELOS

- La experiencia ha demostrado que la **performance** de una máquina hidráulica (**bomba o turbina**), puede ser obtenida por **pruebas de modelo con un mínimo de tiempo y costo**.
- La necesidad para las pruebas de performance se debe al hecho que las **condiciones de flujo en las maquinas hidráulicas son tan complejas que resulta imposible predecir** el comportamiento en detalle exclusivamente de consideraciones analíticas.
- Los grandes fabricantes de turbomaquinas hidráulicas mantienen laboratorios equipados con medios adecuados para realizar **pruebas de performance**

## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

# SEMEJANZA

La teoría de la semejanza se utiliza para

- 1) verificación de desarrollos
- 2) evaluación de performance bajo condiciones especiales como cavitación
- 3) evaluación de sollicitación hidrodinámica para el uso en el diseño mecánico
- 4) desarrollo de pruebas de aceptación en diseños competitivos para prototipos

MODELOS DE  
TURBOMÁQUINAS

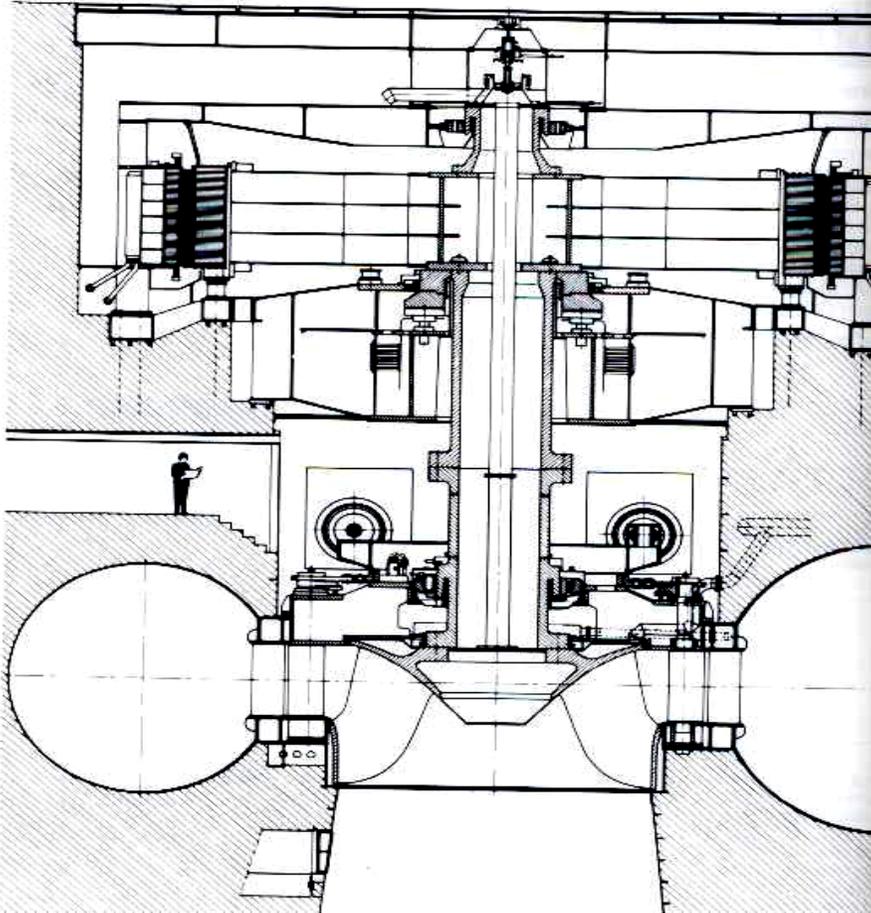
## MODELO

- Un **modelo se ensaya** tanto para analizar su **funcionamiento** como para determinar su **rendimiento**, sobre los resultados del análisis de estos ensayos se efectúan correcciones en el modelo hasta conseguir que el funcionamiento sea satisfactorio
- La maquina **prototipo** se construye siguiendo las **relaciones de semejanza** correspondiente.
- Luego de ensayada la maquina prototipo se obtiene la curva característica de rendimiento y se compara con la del modelo. Se **analizan los Re y se obtienen expresiones que permiten corregir los criterios de semejanzas deducidos del análisis dimensional.**
- Estas expresiones permiten **corregir los errores de escala**. Los valores de **rendimiento** debido a los **errores de escala** no coinciden entre **modelo y prototipo**, admitiéndose como validos los valores de modelo que con formulas deducidas a tal efecto se refieren a los valores de prototipo, esto se denomina **escalamiento**

## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

# PARÁMETROS DE TURBOMÁQUINAS

Centrale d'Itaipu, Brésil et Paraguay



- $D$  = diámetro de la maquina (en general el diámetro de salida)
- $H$  = altura del salto
- $Q$  = caudal o gasto de la maquina
- $N$  = potencia en el eje de la maquina
- $n$  = numero de revoluciones por minuto

## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

# PARÁMETROS DE TURBOMÁQUINAS

- H = altura del salto
  - Altura bruta (Hb) = diferencia entre superficie de agua y cota de descarga
  - Altura mínima (Hmin) = Todas las turbinas a plena carga y cota de embalse mínimo de operación.
  - Altura máxima (Hmáx) = Planta con una turbina al 5% de capacidad nominal y cota de embalse a nivel vertedero.
  - Altura neta o efectiva (Hn) = diferencia entre altura bruta y pérdidas totales.
  - Altura nominal (Hr) = altura neta a plena apertura de la turbina que entrega la capacidad nominal del generador.
- Q = caudal o gasto de la máquina
- N = potencia en el eje de la máquina

$$P \text{ ó } N = 9.81 \cdot H_n \cdot Q \cdot \eta \text{ [kW]}$$

- Velocidad específica (Ns) = velocidad a la cual gira un modelo geoméricamente semejante a la turbina real o prototipo, bajo una altura de un metro para producir una potencia de 1 kW

$$N_s = \frac{N\sqrt{P}}{H_n^{1.25}}$$

N = velocidad sincrónica [rpm]

P = potencia de la turbina [kW]

Hn = altura neta de diseño [m]

## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

El diámetro está vinculado con  $\lambda$  (escala geométrica lineal), los otros parámetros  $H$ ,  $Q$ ,  $N$ ,  $n$  con  $\lambda$ ,  $T$ ,  $\chi$  (escala geométrica, de tiempo y de fuerzas)

Así definidos los parámetros de modelo como  $D_m$ ,  $H_m$ ,  $Q_m$ ,  $N_m$  y  $n_m$ .  
El diámetro  $D$  define con el  $D_m$  el valor de  $\lambda$

### Relaciones fundamentales

1- escala de longitudes  $\lambda = D/D_m$

2- escala de tiempos  $T = t/t_m$

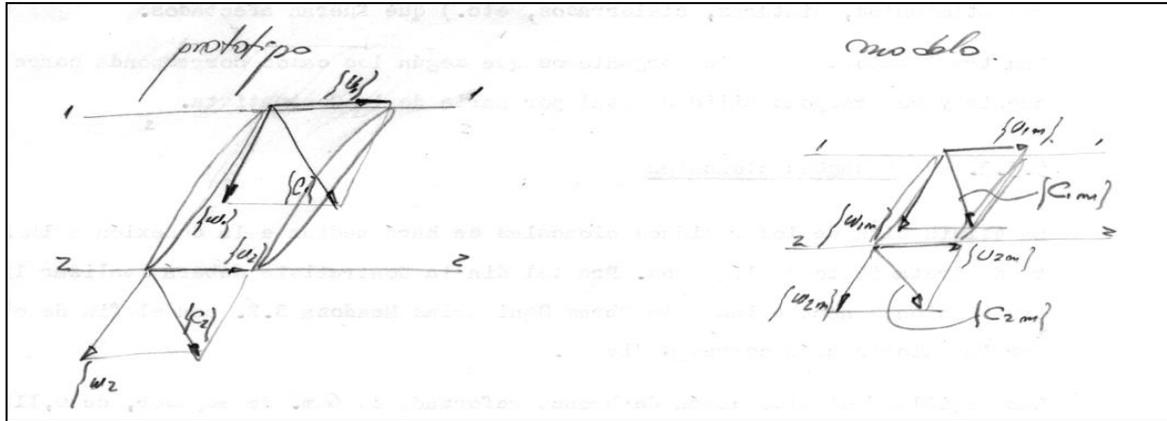
<https://youtu.be/lqRmTL7b9Nk>

explicación a mano de ecuación de Euler

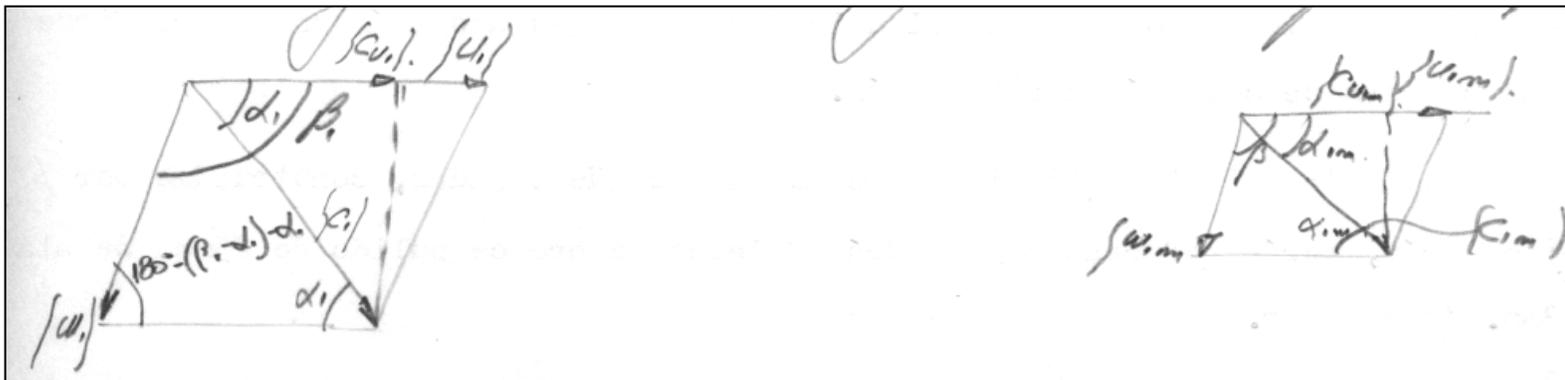
# MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

# Relaciones fundamentales

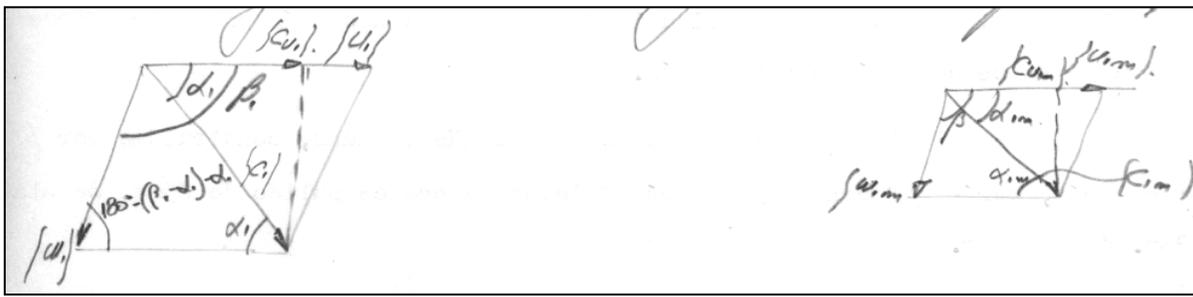
## 3- relación de saltos



los triángulos de entrada y salida en prototipo y modelo son



# MODELOS DE TURBOMÁQUINAS



las **velocidades relativas** son tangentes a las paletas

las **velocidades de arrastre** son iguales a las **velocidades tangenciales** del rotor en cada uno de los puntos y tienen el mismo sentido de giro

las **velocidades absolutas** de salida del rotor **debe ser perpendicular a** para que el rendimiento sea máximo según la **Ecuación de Euler**.

Así:	$\eta g H = u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}$	prototipo
	$\eta_m g_m H_m = u_{1m} \cdot c_{u1m} - u_{2m} \cdot c_{u2m}$	modelo

$$g_m = g$$

Por teorema del seno:

$$\begin{aligned} \sin(\beta_1 - \alpha_1)/u_1 &= \sin(180 - \beta_1)/c_1 = \sin \beta_1/c_1 \\ u_1 &= [\sin(\beta_1 - \alpha_1)/\sin \beta_1]c_1; \quad c_{u1} = c_1 \cos \alpha_1 \\ u_2 &= [\sin(\beta_2 - \alpha_2)/\sin \beta_2]c_2; \quad c_{u2} = c_2 \cos \alpha_2 \end{aligned}$$

## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

Sustituyendo:

$$\eta gH = c_1^2 [\sin(\beta_1 - \alpha_1) / \sin \beta_1] \cos \alpha_1 \cdot c_{u1} - c_2^2 [\sin(\beta_2 - \alpha_2) / \sin \beta_2] \cos \alpha_2$$

$$\eta gH = c_1^2 f(\beta_1, \alpha_1) - c_2^2 f(\beta_2, \alpha_2) \quad [1]$$

$$\eta_m gH_m = c_{1m}^2 f(\beta_{1m}, \alpha_{1m}) - c_{2m}^2 f(\beta_{2m}, \alpha_{2m}) \quad [2]$$

$$\frac{c_1}{c_2} = \frac{c_{1m}}{c_{2m}} = \dots = K$$

$$c_1 = K c_2; \quad c_{1m} = K c_{2m}$$

$$\eta gH = c_2^2 [K^2 f(\beta_1, \alpha_1) - f(\beta_2, \alpha_2)]$$

$$\eta_m gH_m = c_{2m}^2 [K^2 f(\beta_{1m}, \alpha_{1m}) - f(\beta_{2m}, \alpha_{2m})]$$

Pero:  $\alpha_{1m} = \alpha_1; \beta_{1m} = \beta_1; \alpha_{2m} = \alpha_2; \beta_{2m} = \beta_2$

Realizando el cociente:

$$\frac{\eta H}{\eta_m H_m} = \left[ \frac{c_2}{c_{2m}} \right]^2$$

Bajo la hipótesis de que  $\eta_m = \eta$ , luego encontraremos que no es cierto

## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

$$\left[ \frac{H}{H_m} \right]^{0.5} = \frac{c_2}{c_{2m}} = \frac{c_1}{c_{1m}} = \frac{u_1}{u_{1m}} = \frac{\lambda}{T}$$

$$\left[ \frac{H}{H_m} \right]^{0.5} = \frac{\lambda}{T} \text{ relación de alturas}$$

En turbinas de reacción la relación de saltos de prototipo a modelo es igual al cuadrado de la relación de velocidades

## Relaciones fundamentales

### 3- relación de gastos o caudales

$$\frac{Q}{Q_m} = \left[ \frac{H}{H_m} \right]^{0.5} \left[ \frac{D}{D_m} \right]^2$$

### 4- relación de potencias

$$\frac{N}{N_m} = \frac{\gamma}{\gamma_m} \left[ \frac{H}{H_m} \right] \left[ \frac{Q}{Q_m} \right]$$

$$\frac{N}{N_m} = \left[ \frac{H}{H_m} \right]^{3/2} \left[ \frac{D}{D_m} \right]^2$$

### 5- relación de número de revoluciones

$$\frac{n}{n_m} = \left[ \frac{H}{H_m} \right]^{0.5} \left[ \frac{D_m}{D} \right]$$

Será una máquina semejante a otra a partir de fijar dos de los parámetros básicos (D, H, Q, N, n). Los otros tres parámetros vendrán de las relaciones de semejanza

# MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

## A – VALORES UNITARIOS

Definidos:

$$D_m = 1 = D_{11} \quad \text{y} \quad H_m = 1 = H_{11}$$

$$Q/Q_{11} = (D/D_{11})^2 (H/H_{11})^{0.5} = D^2 H^{0.5}$$

$$Q_{11} = Q / [D^2 H^{0.5}] \quad \text{gasto unitario}$$

$$N/N_{11} = (D/D_{11})^2 (H/H_{11})^{3/2}$$

$$N_{11} = N / (D^2 H^{3/2}) \quad \text{potencia unitaria}$$

$$n / n_{11} = [H/H_{11}]^{0.5} (D_{11} / D) = H^{0.5} / D$$

$$n_{11} = n D / H^{0.5} \quad \text{velocidad unitaria}$$

En estos casos no se conoce el valor de D por lo tanto para calcular los valores unitarios se recurre a valores de manuales recomendados de la velocidad especifica, se calculo luego  $n_{11}$  y se despeja el D

MODELOS DE  
TURBOMÁQUINAS

## B – VALORES CARACTERÍSTICOS

Definidos:

$$D_m = D = D_1 \quad \text{y} \quad H_m = 1$$
$$Q/Q_1 = (D/D_1)^2 (H)^{0.5} = H^{0.5}$$

$$Q_1 = Q / H^{0.5} \quad \text{gasto característico}$$
$$N/N_1 = (D/D_1)^2 (H)^{3/2}$$

$$N_1 = N / H^{3/2} \quad \text{potencia característica}$$
$$n / n_1 = [H]^{0.5} (D_1 / D) = H^{0.5}$$

$$n_1 = n / H^{0.5} \quad \text{velocidad característica}$$

MODELOS DE  
TURBOMÁQUINAS

## C – VALORES ESPECÍFICOS

Definidos:

$$N_m = 1\text{HP} = N_s \quad \text{y} \quad H_m = 1\text{m} = H_s$$
$$Q/Q_s = (D/D_s)^2 (H/H_s)^{0.5} = (D/D_s)^2 H^{0.5}$$

$$Q_s = Q / [(D/D_s)^2 H^{0.5}] \quad \text{gasto específico}$$
$$N/N_s = (D/D_s)^2 (H/H_s)^{3/2}$$

$$N = (D/D_s)^2 H^{3/2} \quad \text{- A -}$$
$$n / n_s = [H/H_s]^{0.5} (D_s / D) = H^{0.5} / D$$
$$n_s = n / [H^{0.5} (D_s/D)] \quad \text{velocidad específica}$$

MODELOS DE  
TURBOMÁQUINAS

Los más usados no son los valores específicos sino los **parámetros específicos**.

$$n_s = n / [H^{0.5} (D_s/D)] = D/D_s n / H^{0.5}$$

reemplacemos  $D/D_s$  de A  $D/D_s = N^{0.5} / H^{3/4}$

$$n_s = n N^{0.5} / [H^{0.5} H^{3/4}]$$

$$n_s = n N^{0.5} / H^{5/4} \quad \text{velocidad específica referida a la potencia}$$

Resulta ser el número de revoluciones que daría la maquina semejante para un salto H de un metro y generando una potencia de 1 HP.  $n_s$  **no es adimensional** como se los utiliza **ns métrico / ns ingles = 4.44**

**ns referido al caudal es**

$$n_{sq} = n Q^{0.5} / H^{3/4} \quad \text{velocidad específica referida al caudal}$$

## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

## ECUACIONES DE CORRECCIÓN DEL RENDIMIENTO

Cuando se obtuvieron las condiciones de semejanza se supuso que  $\eta$  de prototipo era igual a  $\eta$  de modelo, pero las experiencias y estudios en modelo **no lo verifica por los errores de escala entre prototipo y modelo**

Así las fórmulas de corrección más usuales son

$$\eta = 1 - (1 - \eta_m) (D_m/D)^{1/4} (H_m/H)^{1/8} \quad \text{Formula de Spanake}$$

$$\eta = 1 - (1 - \eta_m) (D_m/D)^{1/5} \quad \text{Formula de Moody}$$

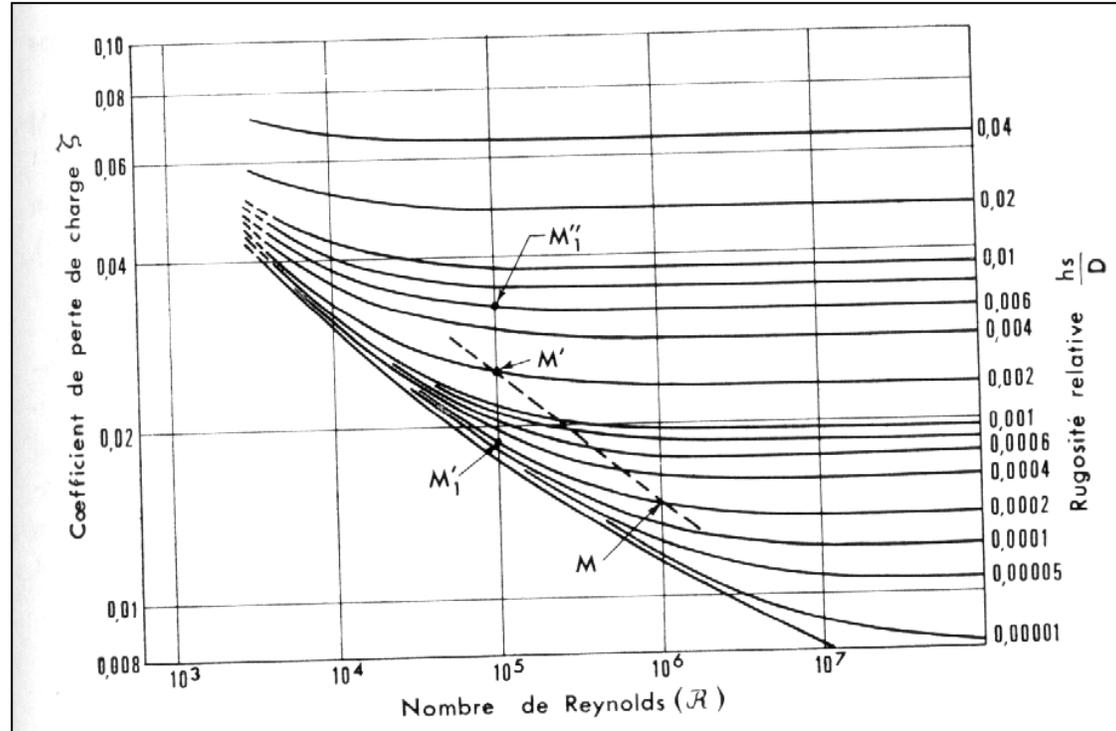
$$\eta = 1 - 0.5(1 - \eta_m) [1 + (D_m/D)^{1/5} (H_m/H)^{1/10}] \quad \text{Formula de Ackeret}$$

y otras más modernas como la de la norma de la **IEC 60193**

# MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

# ECUACIONES DE CORRECCIÓN DEL RENDIMIENTO

La diferencia de rendimientos parte del no cumplimiento del Re y de la rugosidad entre modelo y prototipo



La similitud completa de flujo requiere que los Reynolds y la rugosidad relativa de las superficies sea igual en modelo y en prototipo. Estas condiciones no pueden satisfacerse en práctica, pero ellos son aproximados haciendo las superficies de modelo liso y operando a los modelos en altas velocidades o altos saltos

## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

## RESULTADOS DE MODELO A PROTOTIPO

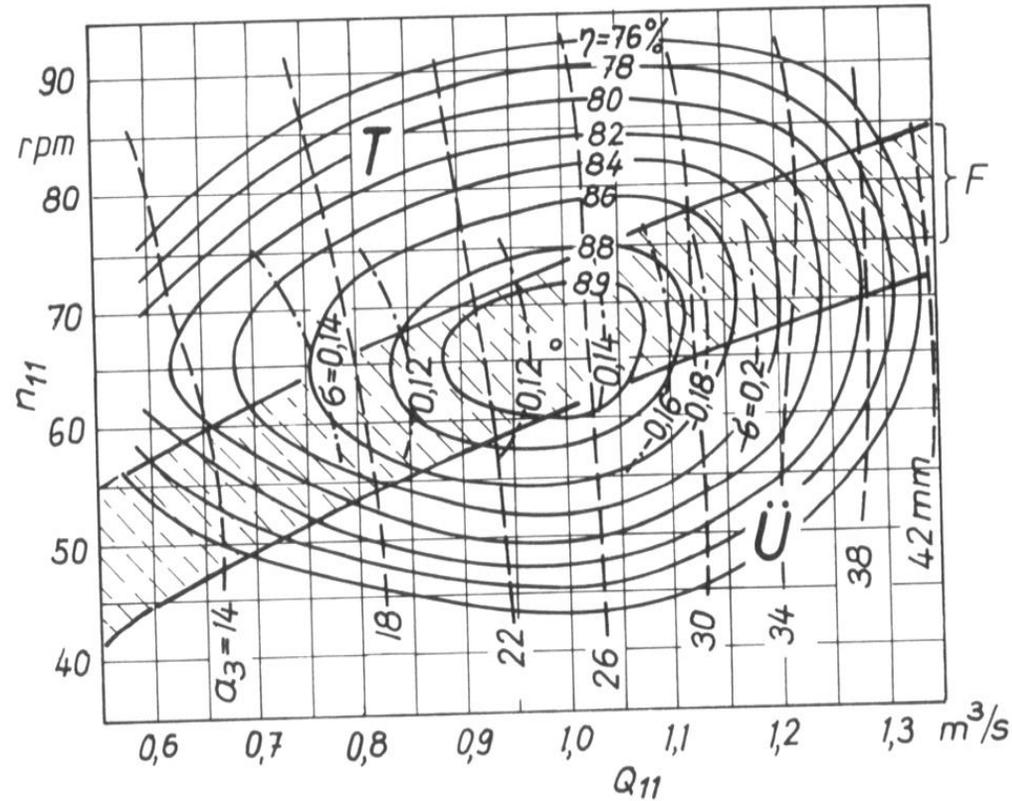
- Pueden extenderse resultados de modelo al prototipo por relaciones derivadas de la igualdad de velocidades específicas junto con la proporción real de salto o velocidad usada en la prueba.
- Una forma conveniente muy utilizada es expresar los **resultados experimentales en forma adimensional** en que los parámetros se expresan en términos de salto normal, caudal, etc. por ejemplo, una curva del tipo salto descarga tendría para la ordenada el salto inconstante en su proporción al salto normal, y para la abscisa la descarga inconstante en su proporción a la descarga al salto normal.

MODELOS DE  
TURBOMÁQUINAS

# DIAGRAMA COLINAR DE UNA TURBINA MODELO

Fig. 9.2.3. Efficiency hill diagram of a Francis turbine  $n_q = 60$  in the  $Q_{11}, n_{11}$ -plane. F operating range free of surge and whirl in draft tube. T part load range with cork screw vortex in the draft tube,  $\ddot{U}$  overload range with straight vortex in the draft tube.

--- lines of constant gate opening; - - - lines of constant cavitation index  $\sigma$ .



## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

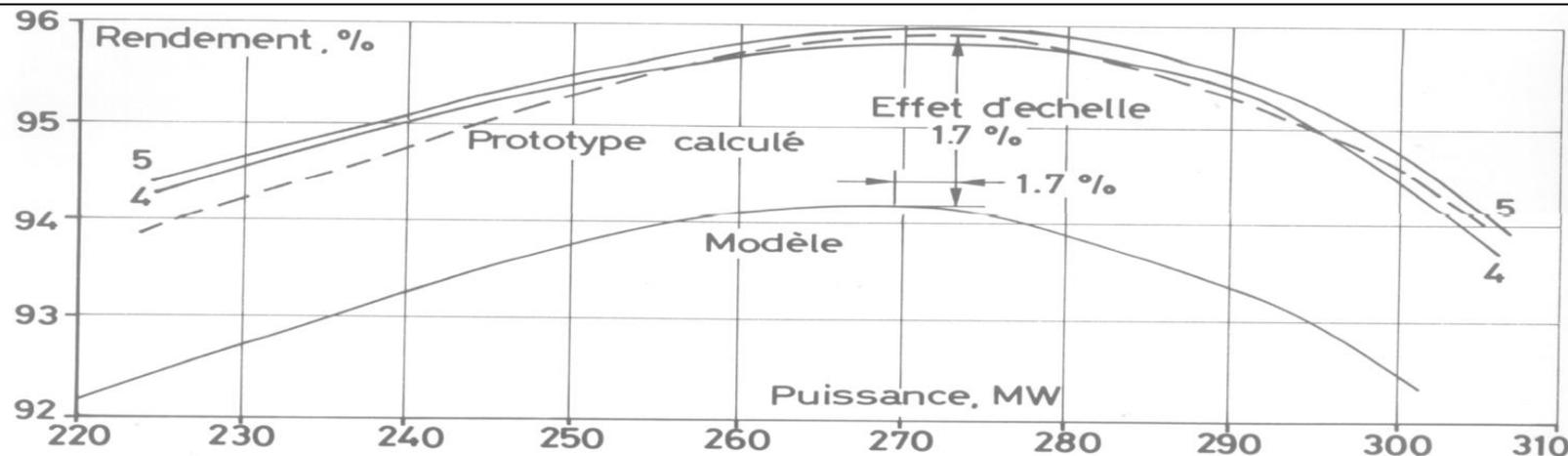
# RESULTADOS DE MODELO A PROTOTIPO

Los resultados de **modelo pueden extenderse directamente al prototipo**, con la **excepción que la eficacia del modelo que normalmente es uno o dos puntos mas bajo que en el prototipo.**

Por otro lado, en ensayos de bombas normalmente se llevan a cabo a las velocidades y a saltos del prototipo haciendo la velocidad modelo igual a la velocidad del prototipo multiplicada por la proporción de diámetros prototipo y modelo.

Un **valor alto del número de Reynolds obtiene por tales rendimientos de la práctica una eficacia de modelo más alta**, y la actuación del modelo es más importante con respecto a la separación y efectos de cavitation

## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS



# PREDICCIÓN DE EFECTOS DE CAVITACIÓN

Una prueba específica para el efecto de cavitación es generalmente incluida en el modelo estudiado de una máquina hidráulica. La forma particular del número de cavitación se usa para la prueba como:

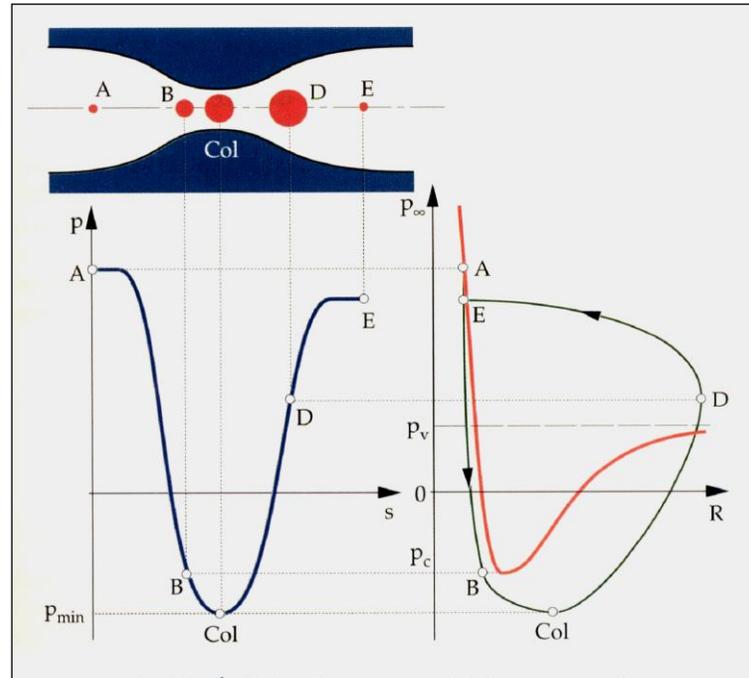
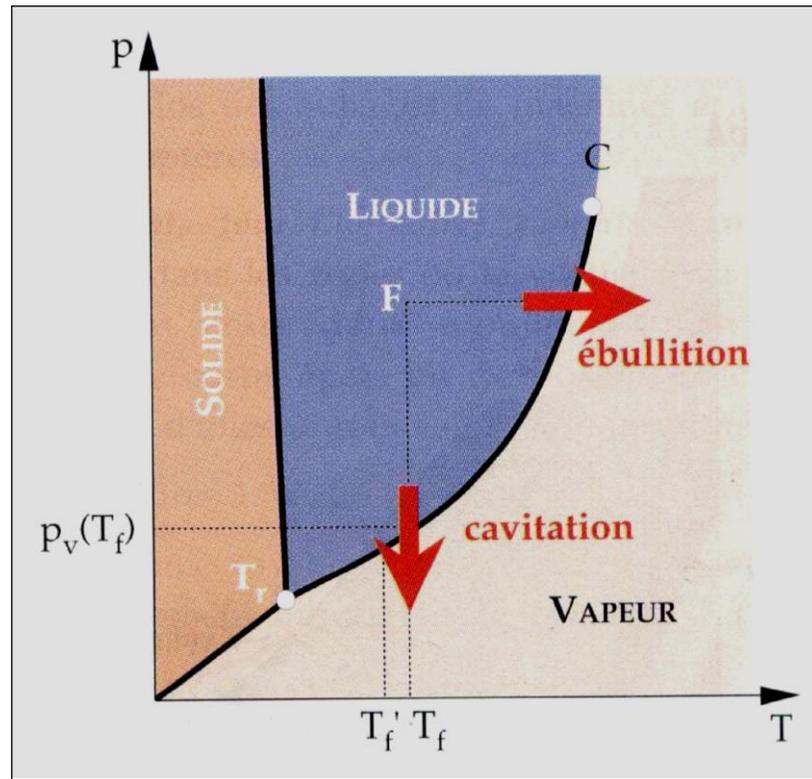
$$\sigma = \frac{h_s + h_a - h_v}{H}$$

donde  $h_s$ , es la altura de succión,  $h_a$  la altura de presión atmosférica,  $h_v$ , la altura de presión de vapor del fluido, y  $H$  la altura total.

- Cuando el valor de sigma para el modelo es igual que para el prototipo, el modelo demostrará los efectos de cavitación que puede esperarse en el prototipo.
- El valor requerido de sigma puede ser obtenido manipulando la altura de la succión o la atmósfera del modelo
- Pueden trazarse los datos de tales pruebas hechas a los valores diferentes de sigma como eficacia contra sigma, o altura contra sigma. Una desviación de la altura constante o eficacia con valores decrecientes de sigma indica el **principio de cavitación y permite definir el valor del prototipo permisible de la altura de la succión.**

## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

# CAVITACIÓN

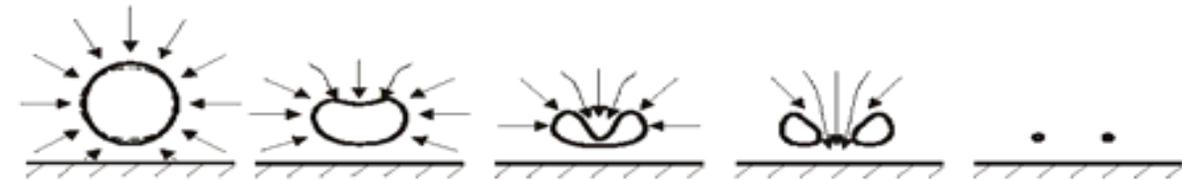


MODELOS DE  
TURBOMÁQUINAS

# CAVITACIÓN

Implosión cerca de una pared sólida puede ser descrito como:

1. desviación de la forma de la burbuja de la simetría esférica, la dinámica de burbujas cerca de una pared sólida
2. desarrollo de un microchorro fluido en movimiento desde el frente de la pared sólida a través de la burbuja;
3. microchorro choca contra la pared directamente si la distancia entre la burbuja y la pared es menor que el radio de la burbuja con una velocidad de hasta  $1000 \text{ m / s}$ ;
4. burbuja degenera a un toro, microburbujas permanecen;
5. microburbujas implosión emitiendo una onda de alta frecuencia, alta presión de amplitud



MODELOS DE  
TURBOMÁQUINAS

# CAVITACIÓN



MODELOS DE  
TURBOMÁQUINAS

# CAVITACIÓN



MODELOS DE  
TURBOMÁQUINAS

# CAVITACIÓN



MODELOS DE  
TURBOMÁQUINAS

# CAVITACIÓN



MODELOS DE  
TURBOMÁQUINAS

# CAVITACIÓN



MODELOS DE  
TURBOMÁQUINAS

# CAVITACIÓN HÉLICES Y TURBINAS

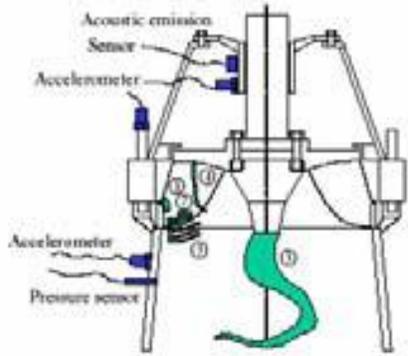
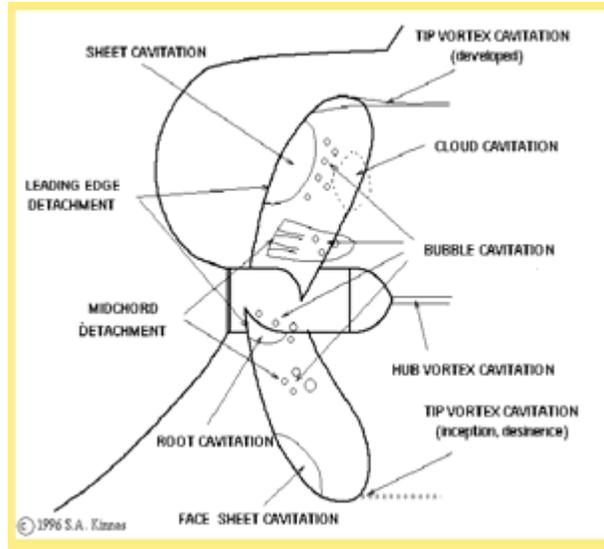


Fig. 5. Schematic of a Francis turbine runner showing: (left) (right) possible transmission paths followed by excitations acting on the runner cone.



## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

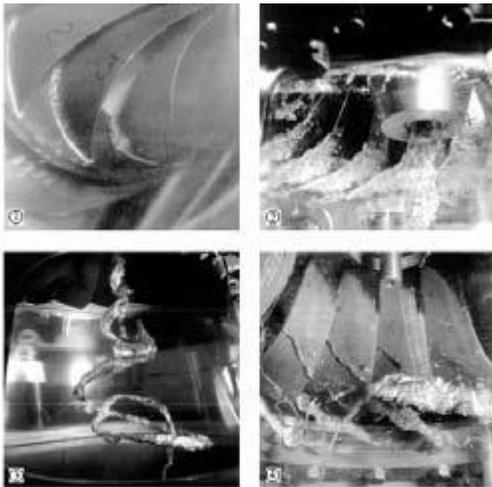
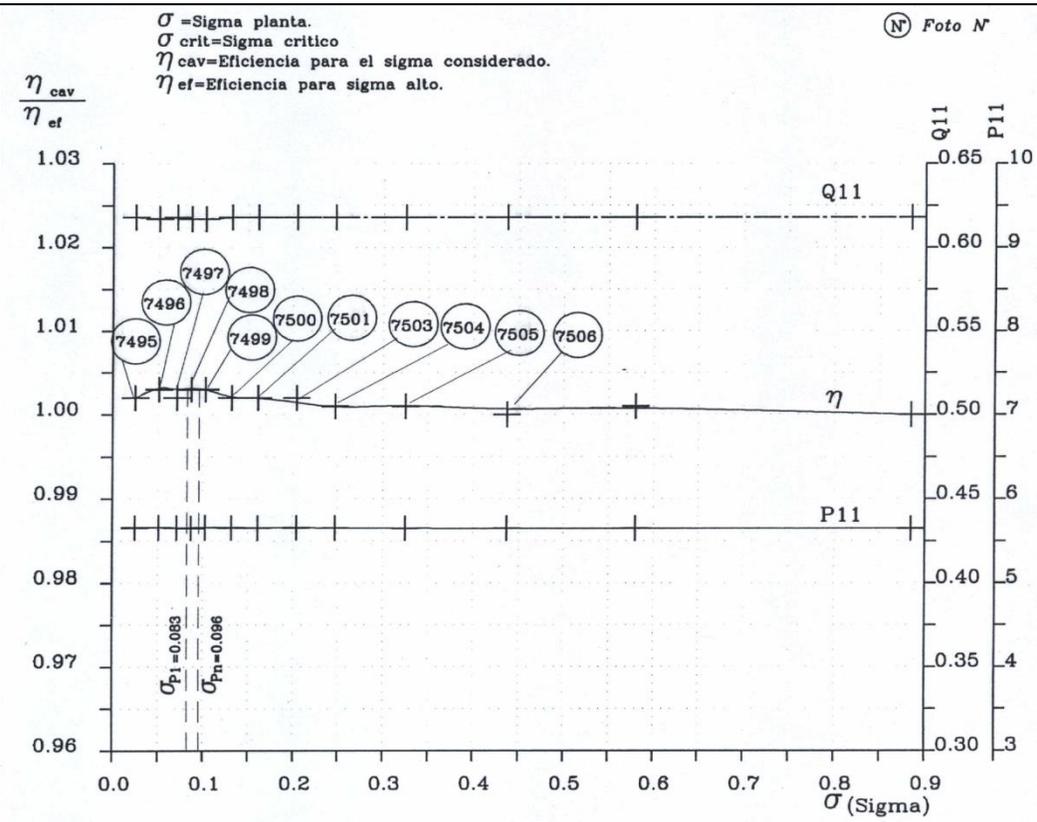


Fig. 4. Main types of cavitation in Francis turbines: (1) leading edge cavitation, (2) travelling bubble cavitation, (3) draft tube swirl and (4) inter-blade vortex cavitation. Pictures 1 and 4 courtesy of Franz et al. [14]. Picture 2 courtesy of Grindoz [19].



# CAVITACIÓN ENSAYOS



24,7 [mm]	Sigma: 0,071	Punto: 03
1: 59.25	Q11: 0.618	Foto: 7497

## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

# ENSAYOS NORMALIZADOS IEC 60193

**Tabla 1:** Ensayos normalizados según IEC 60193 Ed. 1999. En la columna de resultados se indican entre paréntesis los ejes X-Y o X-Y-Z (cuando se trata de isolíneas) que más comúnmente se utilizan. El subíndice “m” indica modelo físico y “p” indica prototipo es decir la escala 1:1. Las turbomáquinas se abrevian como “TMH”, las turbinas tipo Kaplan se indican como “TK” y las Francis “TF”.

	Ensayo	Objetivo	Resultados <sup>1</sup>
1	Rendimiento	Conocer la eficiencia con que la TMH transforma la energía hidráulica en mecánica, para todo el campo de explotación y en puntos específicos.	Diagrama colinar ( $Q_{11}$ - $n_{11}$ - $\eta_{hM}^*$ ) y de explotación ( $H_P$ - $Q_P$ - $\eta_{hP}$ , $H_P$ - $P_{mP}$ - $\eta_{hP}$ ). Máxima eficiencia de la TMH, máxima eficiencia dentro del campo de explotación y rendimiento ponderado por la frecuencia de operación.
2	Cavitación	Detectar el inicio de la cavitación, las condiciones de operación real de la TMH y la rampa de caída del rendimiento para todo el campo de explotación.	Curvas sigma ( $\sigma$ - $\eta_M$ ) para un rango de $H_P$ - $Q_P$ o $H_P$ - $P_{mP}$ . Se toman fotografías y se realizan esquemas a mano alzada. Adicionalmente se grafican curvas ( $P_{11}$ - $\sigma$ y $Q_{11}$ - $\sigma$ )
3	Embalamiento	Determinar la velocidad que alcanza la TMH cuando no entrega Torque en el eje, para diferentes aperturas del distribuidor y álabes (en TK), evaluando con y sin influencia de sigma.	Curvas de embalamiento ( $Q_{11}$ - $n_{11}$ y $Q_p$ - $n_R$ ) para sigma cte. y ( $\sigma$ - $n_{11}$ y $n_R$ - $\sigma$ ) para sigma variable. Para las TK también se realizan las curvas para diferente apertura de los álabes en condición on-cam y off-cam.
4	Presiones fluctuantes	Cuantificar el nivel de fluctuación de la presión en los siguientes órganos de una TMH: cámara espiral, tapa de turbina, zona entre vanos de predistribuidor y distribuidor y en particular dentro del tubo de aspiración. Se evalúa con y sin influencia de sigma.	Gráficos ( $\Delta H/H$ - $Q_{11}$ y $\Delta H/H$ - $P_p$ ) para sigma cte. y ( $\Delta H/H$ - $\sigma$ ) para diferentes $H_P$ . También gráficos Presión-tiempo y espectro amplitud de fluctuación-frecuencia para cada punto de medición.

## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

# ENSAYOS NORMALIZADOS IEC 60193

5	Fluctuación del Torque	Cuantificar el nivel de fluctuación del torque y potencia en el eje inducido por vórtices dentro de la masa del fluido.	Gráficos Torque-tiempo y espectro de amplitud de fluctuación de torque.
6	Empuje axial y radial	Determinar el empuje axial y radial en el eje de la TMH con miras al cálculo mecánico.	Curvas de empuje para diferentes saltos en condiciones normales y en embalamiento. ( $Q_{11}-F_M$ , $Q_P-F_P$ y $P_{mP}-F_P$ ) donde F puede ser axial o radial.
7	Torque en paletas de distribuidor y álabes	Verificar la tendencia al cierre del distribuidor, determinar los torques máximos en paletas y álabes bajo diferentes hipótesis de rotura.	Curvas $\alpha$ -coef T para diferentes $H_P$ y $\beta$ (turbinas Kaplan). Con paletas sincronizadas y no sincronizadas.
8	Winter-Kennedy	Proveer de una ley que vincule el caudal que circula dentro de la TMH en función de la diferencia de presión medida en la cámara espiral, con miras a realizar ensayos tipo índice en el prototipo.	Curvas ( $Q_M-\Delta P_{WKM}$ y $Q_P-\Delta P_{WKP}$ ) para diferentes secciones de medición en la cámara espiral.
9	Aireación	En casos particulares, evaluar la efectividad de la inyección o admisión de aire para mitigar fenómenos de origen hidráulico propios de cada diseño de TMH.	Gráficos de pulsaciones de presión en diferentes localizaciones de las TMH expresados como $Q_a[\%]-\Delta H/H$ .

<sup>1</sup> La nomenclatura utilizada para todas las variables que conforman los gráficos sigue la utilizada en la norma IEC 60193 [3]

## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

# NORMA IEC 60193

- Estas normas internacionales son aplicadas a **ensayos de modelos hidráulicos para turbinas de tipo de impulso y de reacción, bombas de acumulación o turbinas bombas.**
- Estas normas se aplican a modelos para prototipos para una potencia mayor de 5 Mw o de diámetro de referencia mayor de 3 metros
- Estas normas **no conciernen a detalles estructurales de las maquinas y de sus componentes, siempre que no afecten la perfomance del modelo o las relaciones de perfomance entre modelo y prototipo**
- **El objetivo principal es la definición de términos y cantidades a ser utilizadas.**

Los métodos específicos de los tests y la medición de las variables envueltas, a efectos de asegurar la perfomance hidráulica del modelo

Especificar los métodos utilizados en los cálculos y los resultados de estos con los datos garantizados

Determinar las garantías contractuales que han sido cumplidas y no

Definir la extensión, contenido y la estructura del reporte final.

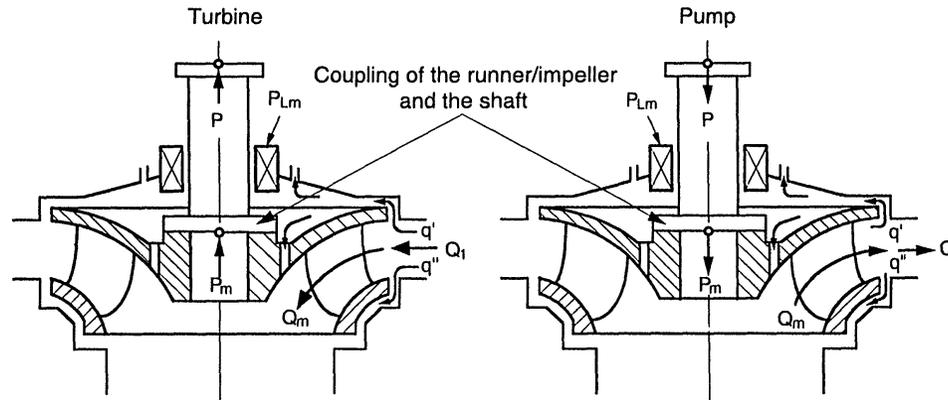
## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

## NORMA IEC 60193

- **Embalamiento y caudal en embalamiento.** Una garantía para máxima velocidad de embalamiento en estado estacionario o para el caso de bombas la velocidad de embalamiento en reversa generalmente es requerida. En forma adicional el caudal correspondiente a este estado también es un valor de garantía. El valor de caudal sin carga para la turbina en operación será determinada como parte de la curva de embalamiento.
- **Influencia de la cavitacion en la performance.** Se debe definir cuales son las condiciones hidráulicas donde se deben garantizar. Las garantías de la performance hidráulica del prototipo deben incluir la influencia de la cavitacion. De acuerdo a practica corriente en la ingeniería esta influencia es determinada en el test de modelo. Así mismo la determinación del escalamiento de eficiencia al prototipo debe estar limitada al rango de sigma establecido.

## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

# NORMA IEC 60193



	Turbine	Pump
	$q = q' + q''$	$q = q' + q''$
	$Q_1 = Q_m + q$	$Q_1 = Q_m - q$
	$P_h = E \cdot (\rho \cdot Q)_1$	$P_h = E \cdot (\rho \cdot Q)_1$
	$P = P_m - P_{Lm}$	$P = P_m + P_{Lm}$
Volumetric efficiency	$\eta_v = \frac{Q_m}{Q_1}$	$\eta_v = \frac{Q_1}{Q_m}$
Hydraulic efficiency (note 3)	$\eta_h = \frac{P_m}{P_h}$	$\eta_h = \frac{P_h}{P_m}$
Efficiency	$\eta = \frac{P}{P_h}$	$\eta = \frac{P_h}{P}$

## NOTES

- 1) The formulae ignore the compressibility of the water.
- 2) For detailed analysis of internal losses, refer to annex N.
- 3) The disk friction losses and leakage losses (volumetric losses) are considered as hydraulic losses in this formula. These "disk friction losses" are the friction losses of the outer surfaces of the runner/impeller not in contact with the flow  $Q_m$  passing the runner/impeller blades.

Figure 6 – Flux diagram for power and discharge

## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

# NORMA IEC 60193

El contrato también deberá especificar el procedimiento para determinar el **sigma del modelo respecto al sigma planta y los márgenes de seguridad**, entre otros detalles sobre cavitación

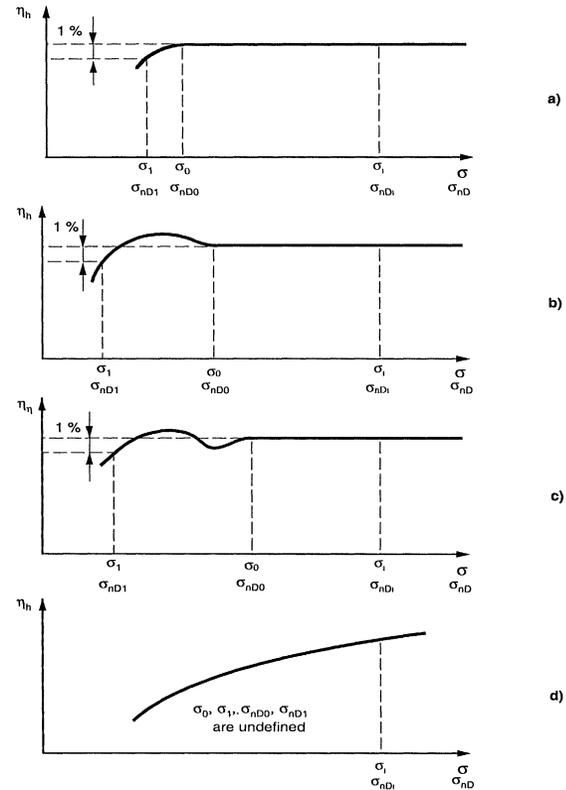


Figure 4 – Definition of  $\sigma_0$  and  $\sigma_1$

## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

# NORMA IEC 60193

## Annex N (informative)

### Detailed flux diagram of specific hydraulic energy, flow and power

As a supplement to figure 6, a more detailed analysis of internal losses in the runner/impeller of a reaction machine is presented in figures N.1 and N.2. According to recent publications, this analysis is needed to determine the scale effect on efficiency and power and also on specific hydraulic energy.

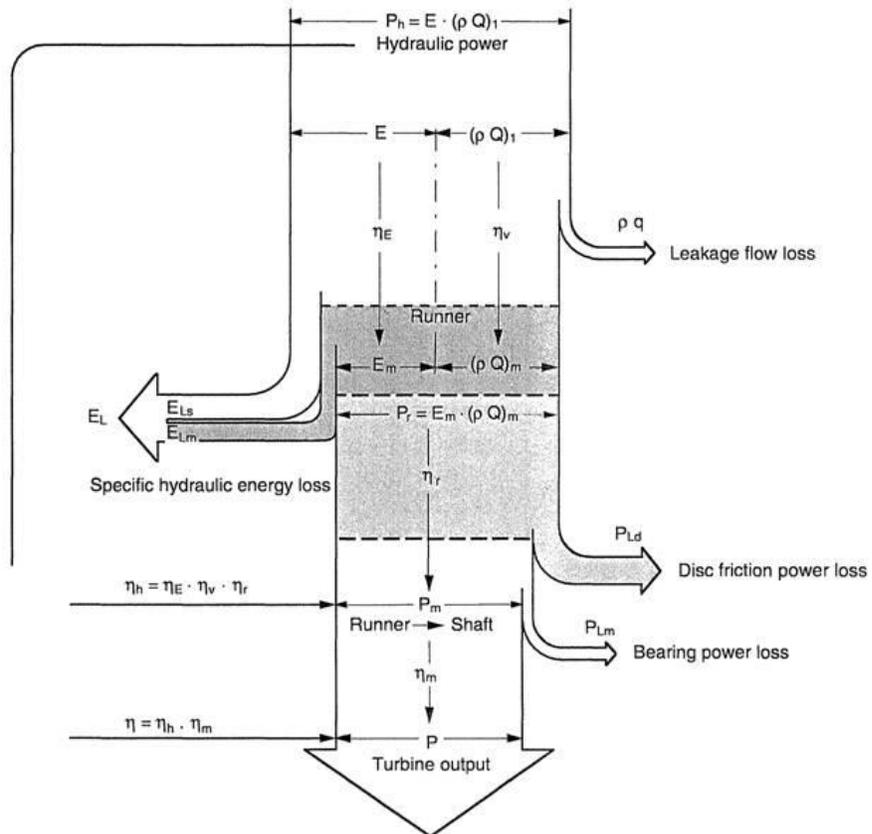


Figure N.1 – Turbine

# MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

## TEST DE MODELO

### Selección del laboratorio

- Condiciones generales del circuito del test
- Capacidad de la instalación para el test
- Condiciones del agua de ensayo
- Condiciones adecuadas del escurrimiento por la instalación de ensayo
- Instrumentos de medición

### Requerimientos del modelo

- Tamaño del modelo
- Layout y diseño mecánico del modelo
- Extensión del modelo
- Similitud geométrica entre modelo y prototipo
- Sellos laberínticos y previsiones para compensar el empuje

## MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

## TEST DE MODELO

Chequeo dimensional entre modelo y prototipo (turbinas de reacción tipo Francis)

- Dimensiones principales de la cámara espiral, predistribuidor, distribuidor, el tubo difusor, los entrehierros entre tapa y rotor
- Las dimensiones principales del rodete incluyendo diámetros de entrada y salida, altura en la entrada, espesor y ancho de la banda,
- El número de alabes del rodete, del predistribuidor y distribuidor
- La forma del pasaje de agua en el rodete, en el predistribuidor y en distribuidor incluyendo los máximos espesores
- Los entrehierros en los sellos incluyendo los del distribuidor.
- La rugosidad de todos los componentes de la turbina
- Las variaciones u ondulaciones en las superficies en especial en el rotor, distribuidor y predistribuidor, particularmente especial en el rodete prototipo.

MODELOS DE  
TURBOMÁQUINAS

## TEST DE MODELO PROCEDIMIENTO

- Especificación de los test sobre modelo: objeto y alcance del modelo
- Referencia de los valores garantizados y especificaciones de los datos de la planta de operación del prototipo
- Referencia de los estándares para los test
- Escala del modelo y datos del mismo
- Lugar donde se construye el modelo o partes del mismo
- Lugar donde se ensayara o será testeado el modelo
- Cronograma indicativo de las secuencias de desarrollo de los test
- Personal, jefe de ensayo y responsabilidades de los participantes
- Diseño del modelo y preparación del Banco de Ensayo
- Instrumentación y procedimiento de los test
- Chequeo dimensional del modelo
- Inspecciones y calibraciones de instrumental incluyendo el sistema de adquisición de datos

MODELOS DE  
TURBOMÁQUINAS

## TEST DE MODELO PROCEDIMIENTO

**Ensayos preparatorios:** los resultados de estos ensayos solo tienen por finalidad evaluar por parte del suministrador del equipamiento que los datos del modelo y los datos de sus garantías están de acuerdo a los compromisos asumidos. Son datos internos.

**Ensayos preliminares:** los resultados de estos test bajo las especificaciones técnicas comprometidas y sus resultados se extienden al uso futuro de los mismos para con los datos del prototipo.

- Los resultados de estos test son utilizados solamente para información y no tienen valor contractual y son utilizados solo como valores exploradores de alcance general y delimitar los valores límites de la zona de ensayo y datos garantizados.
- Si los resultados de estos test son utilizados oficialmente como valores contractuales, entonces parte de estos resultados o todos serán completados o chequeados durante los ensayos de aceptación

# MODELOS DE TURBOMÁQUINAS

## TEST DE MODELO PROCEDIMIENTO

**Ensayos de aceptación o witnessed test:** Son ensayos presenciales frente al Cliente. Establecidos para chequear todos los valores relevantes del modelo y definidos en los documentos contractuales o especificaciones técnicas y que forman parte de las comparativas contractuales especificadas en el contrato. Estos resultados forman parte de los documentos contractuales y serán informados en el Reporte Final del Ensayo de Modelo.

### **Ensayos adicionales**

Estos son test suplementarios de los preliminares o de aceptación y pueden ser incluidos como datos adicionales, pueden ser o no ser presenciados por el Cliente

MODELOS DE  
TURBOMÁQUINAS

## TEST DE MODELO GARANTÍAS NO VERIFICABLES POR TEST

- Garantías a erosión por cavitación
- Garantía de máximo momentánea sobrevelocidad y sobrepresión por transitorio hidráulico
- Garantía sobre valores de ruido y vibración
- Otras adicionales garantías sobre performance de la turbina: fluctuaciones de presión, fluctuaciones del torque, empuje hidráulico radial y axial, torque hidráulico sobre los alabes del distribuidor y sobre los alabes de las maquinas de alabes móviles, característica de funcionamiento en los cuatro cuadrantes, mediciones de presión diferencial test de prototipo.

MODELOS DE  
TURBOMÁQUINAS