

FUNCIONAMIENTO DE LAS TURBINAS FRANCIS FUERA DE LA CONDICIÓN DE DISEÑO

Cecilia Lucino, Arturo Rivetti, Mauricio Angulo, Daniel Rodríguez, Sergio Liscia

UIDET Hidromecánica - Facultad Ingeniería - UNLP.
Calle 47 N° 200, La Plata (CP1900), Argentina -clucino@ing.unlp.edu.ar

INTRODUCCIÓN

Las turbinas Francis, por tener un rotor de álabes fijos, funcionan en condiciones satisfactorias en un rango acotado de variación de salto y caudal, en cuanto al rendimiento, cavitación y comportamiento dinámico, comparadas con las turbinas Kaplan, de álabes móviles. Es importante conocer anticipadamente los problemas que se pueden presentar en estas turbinas en condiciones alejadas de las nominales o de diseño, porque éstos imponen límites a la generación de potencia, implican mayor trabajo de mantenimiento e introducen riesgos desde el punto de vista de la integridad estructural de las unidades.

En este trabajo se describirán los fenómenos de origen hidrodinámico de mayor interés que pueden presentarse cuando la turbina Francis opera fuera de las condiciones de diseño: en carga parcial y en alta carga, rangos asociados a las bajas y altas potencias de generación, respectivamente. Estos fenómenos están asociados al patrón de escurrimiento que se desarrolla en el tubo de aspiración [1,2] y su importancia radica en que traen aparejado un comportamiento dinámico que puede resultar en fenómenos de altas solicitaciones (pulsaciones de presión, vibraciones y erosión por cavitación son los más destacados) [3,4]. Los resultados que se presentan se han obtenido de ensayos en el Banco de Pruebas de Turbomáquinas Hidráulicas.

Metodología

Los estudios se realizaron en un modelo físico a escala reducida (número específico de caudal $n_q = 51$) ensayado en el Banco Universal de Prueba de Turbomáquinas Hidráulicas, instalado en el Departamento de Hidráulica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de La Plata. La instalación consiste en un circuito cerrado que permite ensayar modelos de turbinas tipo Kaplan y Francis (figura 1) satisfaciendo los requisitos que impone la norma IEC 60193 [5]. El modelo está montado entre los tanques de alta y baja presión. El salto útil de la turbina se ajusta variando la velocidad de giro de la bomba recirculadora. El tanque de baja presión está equipado con una bomba de vacío y una válvula de control neumático que permite ajustar el valor de la presión absoluta del sistema a fin de cubrir el rango de condiciones de aspiración requerido en un ensayo de cavitación. El grado de aspiración, en los ensayos que se presentan, se mantiene constante en la condición de planta y está representado por el coeficiente adimensional Sigma de Thoma (σ) (ec. 1), que se obtiene como:

$$\sigma = \frac{\left(\frac{p_b - p_v}{\gamma}\right) + h_s + Ec_2}{H} \quad (1)$$

donde:

p_b = presión absoluta en el tanque de baja presión, p_v = presión de vapor, γ = peso específico del agua, h_s = altura de aspiración, H = salto útil, Ec_2 = Energía cinética en la sección de salida del tubo de aspiración.

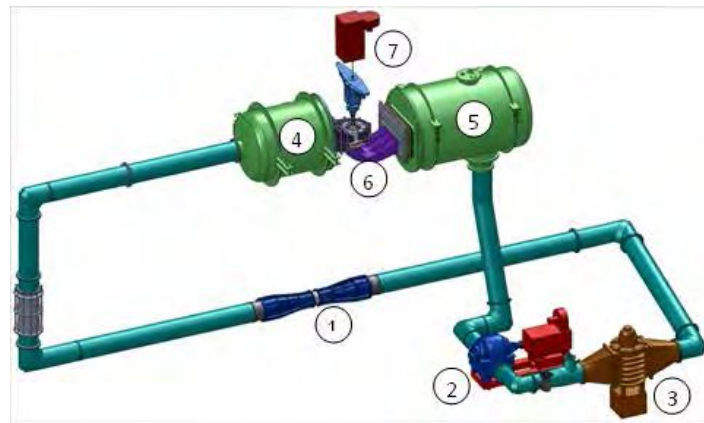


Figura 1: Banco Universal de Pruebas de Turbomáquinas Hidráulicas. (1) Medidor de caudal Venturi; (2) Bomba de recirculación; (3) Válvula de disipación; (4) Tanque de alta presión; (5) Tanque de baja presión; (6) Modelo; (7) Moto-generator.

Para los ensayos se utilizó el instrumental que se describe a continuación (figura 2):

Medición de vibraciones: acelerómetro Endevco Isontron 7259B, respuesta plana de 0.1 Hz to 30 kHz, colocado en la pared del tubo de aspiración (ACE2: radial), como se indica en la Fig. 5 a una distancia de 206.5 mm del plano medio del distribuidor ($0.5 D_{rod}$). La frecuencia de resonancia típica es 90 kHz.

Medición de presiones dinámicas: 2 sensores de presión Kistler 710A, colocados en el inicio del tubo de aspiración desfasados 180° tal como se indica en la Fig. 5 a una distancia de 206.5 mm del plano medio del distribuidor ($0.5 D_{rod}$).

Medición de emisión acústica: Hidrófono Brüel&Kjær type 8104 ubicado aguas abajo del plano medio del distribuidor a una distancia de 770 mm ($1.84 D_{rod}$), inmerso en el agua.

Sensor de fase: Balluff BES00JY (inductivo) instalado junto a una rueda dentada en el eje.

Sistema de adquisición de datos: Señales dinámicas muestreadas simultáneamente con una resolución de 16-bit a 35 kHz de frecuencia de muestreo durante 40 segundos para cada punto ensayado. El muestreo de datos y post-procesamiento fueron realizados con un software desarrollado por LABVIEW y MathLAB.

RESULTADOS

La zona operativa se indica en el diagrama de explotación (figura 3), dada por el rango de variación de los saltos útiles del aprovechamiento y por las aperturas y potencias máximas (mecánicas) entregadas por la turbina. En el mismo diagrama colinar se indican las curvas de iso-rendimiento, que permiten asociar la Potencia Nominal o de diseño con el mayor rendimiento hidráulico. También pueden verse tres rangos, correspondientes a la operación inicial (zona de funcionamiento), al rango ampliado a mayores potencias y a la zona límite, próxima a la capacidad del generador.

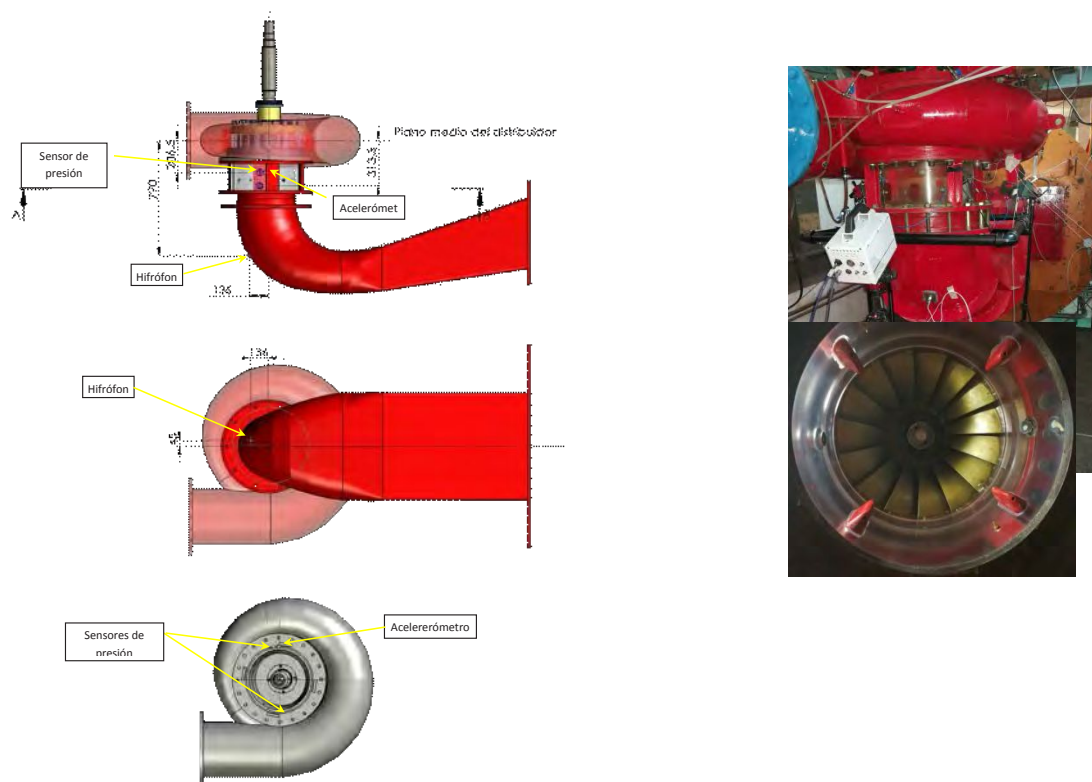


Figura 2.1zq.: Instalación de los sensores. La primera imagen corresponde con una vista lateral del modelo físico, la siguiente es una vista desde abajo para visualizar la posición del hidrófono y la última es una vista desde arriba del modelo para visualizar la posición de los sensores de presión y acelerómetro. Der.: Modelo físico. Arriba: Vista del modelo y cámara de alta velocidad. Abajo: Vista inferior del rodete y del inicio del tubo de aspiración y paletas tipo *fins*.

Comportamiento del flujo en el tubo de aspiración. Sobre el colinar de la figura 3 se indican las distintas configuraciones de la antorcha de cavitación del tubo de aspiración, a través de una selección de fotografías tomadas durante los ensayos. Se presentan según se trate de la operación en potencias menores o iguales a la nominal (puntos 1 a 4), en potencias mayores a la nominal (puntos 5 a 8), o la condición conocida como “inestabilidad de altas cargas” correspondiente a puntos de operación de alto salto y alta potencia, que en este caso caen afuera del campo de operación de la turbina (puntos 9 a 12).

Zona operativa. La zona operativa cubre los saltos que van entre el 84% hasta el 108% del salto (salto útil mínimo y máximo respectivamente). Para los puntos de operación ensayados para el salto nominal (el más frecuente), se obtuvieron los resultados que se observan en la figura 4 para la presión en el tubo de aspiración e hidrófono (gráfico de la izquierda) y para las vibraciones (derecha). Cabe mencionar que las frecuencias dominantes asociadas a la presión son menores a la frecuencia de giro del rotor (entre 1 y $1/3$ de la frecuencia de giro).

Zona de inestabilidad de alta carga. Se exploró la operación para saltos mayores al máximo operativo a fin de verificar si se desarrolla la situación conocida como “inestabilidad de alta carga” [4,6]. Se encontró que este fenómeno para la turbina en estudio se da para un salto un 15% mayor que el nominal. A continuación, en la figura 5 se muestran los registros temporales adimensionales y el espectro de frecuencias (FFT) adimensional respecto de la frecuencia de giro del rotor, que dan cuenta de cómo evoluciona este fenómeno pulsatorio hacia las potencias

cada vez mayores, aumentando la amplitud a la vez que se define claramente una frecuencia del orden de 0,2 veces la frecuencia de giro del rotor.

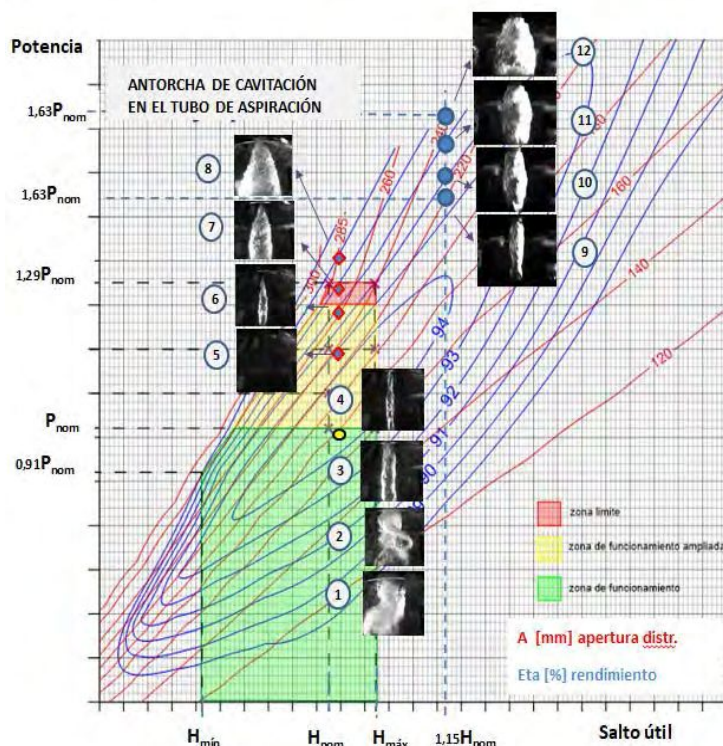


Figura 3. Diagrama colinar de la turbina .Im\u00e1genes de la cavitaci\u00f3n en el tubo de aspiraci\u00f3n

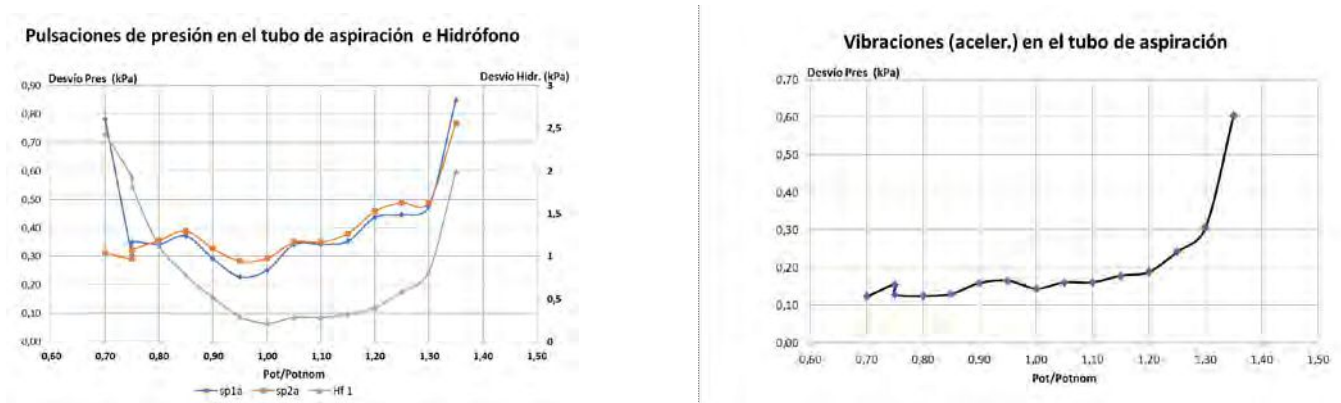


Figura 4. Resultados de las variables din\u00e1micas en desv\u00edo est\u00e1ndar. *Izq.* Se\u00f1al de presi\u00f3n instant\u00e1nea y de la emisi\u00f3n ac\u00fasica. *Der.* Aceleraci\u00f3n en el tubo de aspiraci\u00f3n.

DISCUSI\u00d3N

La apertura de distribuidor define dos rangos de operaci\u00f3n respecto de la condici\u00f3n de dise\u00f1o: las cargas parciales y las altas cargas, que corresponden a aperturas menores o mayores que la de dise\u00f1o, respectivamente.

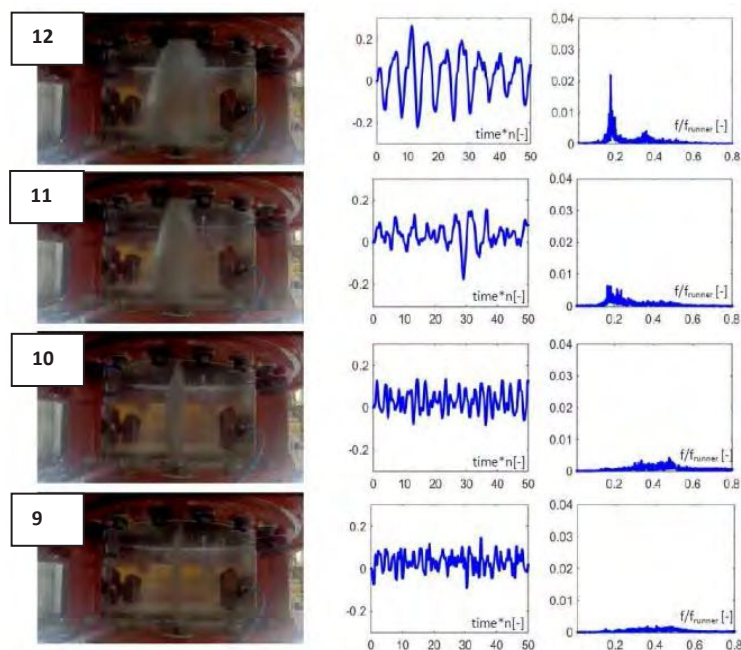


Figura 5. Vórtice de alta carga. Señal de presión instantánea y espectro indicando la aparición de la frecuencia característica de la pulsación sincrónica

Utilizando la representación usual del triángulo de velocidades de salida del rodete, en la figura 6 se muestra el comportamiento de la antorcha de cavitación que puede encontrarse en las turbinas Francis en cada uno de estos rangos de operación. En carga parcial, se presenta un momento cinético a la salida del rotor con sentido de giro coincidente con el mismo; en este caso la antorcha pierde su simetría axial, se desestabiliza y comienza a girar con un patrón de precesión a una velocidad del orden de un tercio de la velocidad de giro del rotor. En altas cargas, el momento cinético residual es contrario al giro del rotor; el vórtice mantiene su simetría axial y presenta configuraciones de volumen variable, como la que se ve en la imagen derecha de la figura 6 y como se ha observado en los ensayos para los puntos 6 en adelante.



Figura 6. Diferencias de comportamiento de la antorcha de cavitación de acuerdo a la magnitud y dirección del momento cinético a la salida del rodete

En particular, el fenómeno que se define como “inestabilidad de alta carga”, se manifiesta como una pulsación sincrónica de la antorcha, que da lugar a la oscilación de la potencia generada y que puede resultar peligrosa en tanto su frecuencia sea próxima a frecuencias naturales hidráulicas del sistema, debido a la probable autoexcitación del fenómeno.

En el caso de los fenómenos pulsatorios propios de las cargas parciales, las medidas de mitigación más utilizadas para controlar sus efectos son la aireación y la colocación de paletas guías (*fins*) en el ingreso al tubo de aspiración, o ambos simultáneamente. En este caso la turbina cuenta con la presencia de paletas guías en el tubo de aspiración (figura 2), solución

que fuera propuesta tras una investigación sobre el modelo físico de la turbina décadas atrás [7]. En altas cargas, se procura que el límite de generación (potencia máxima) se corresponda con pulsaciones de presión y vibraciones aceptables, alejadas de la zona de inestabilidad antes mencionada. En este rango también es esperable el desarrollo de la cavitación en la cara de succión de los álabes, en el borde de salida de los mismos. El aumento de las vibraciones en el tubo de aspiración, medido a través del desvío estándar de la aceleración, es compatible con el desarrollo de la cavitación observado sobre los álabes y en el entrehierro (luz libre en la periferia del rodete) [8].

CONCLUSIONES

Se caracterizó el comportamiento dinámico de una turbina Francis a partir de los resultados de ensayos en modelo físico, instrumentado para registrar pulsaciones de presión, aceleración y emisión acústica. La problemática de cargas parciales en este caso se encuentra controlada por la presencia de paletas guías; aun así puede apreciarse la pérdida de simetría de la antorcha de cavitación, y el aumento de la perturbación de flujo, principalmente a través del aumento de la emisión acústica.

En altas cargas se observa que tanto el sensor de presión, como el hidrófono y el acelerómetro indican aumentos graduales del desvío estándar, lo cual pone en evidencia que las condiciones de operación se deterioran respecto a la condición de diseño o nominal. En particular se ha podido ubicar la condición de operación para la cual se da la “inestabilidad de alta carga”, que ocurre para un salto mayor al de operación normal de esta turbina.

Los ensayos en modelo físico permiten identificar los fenómenos que tienen lugar en distintos rangos de operación, conocer su origen y buscar alternativas para su mitigación o control. Asimismo, sirven para recomendar de qué manera instrumentar las turbinas en la central hidroeléctrica con fines de monitoreo, para dar mayor seguridad a la operación de las unidades.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Dörfler, P. Flow-Induced Pulsation and Vibration in Hydraulic Machinery. Springer. pp 140,141
- [2] Presas A, Valentin D, Egusquiza E, Valero C. 2017. Detection and analysis of part load and full load instabilities in a real Francis turbine prototype. Journal of Physics Conference Series 813(1):012038. DOI: 10.1088/1742-6596/813/1/012038
- [3] Jean P. Franc et al.: La Cavitation, mecanismes physiques et aspects industriels. Editorial Press Universitaire Grenoble, France, 1995.
- [4] Arzola F et al. 2006 Undesired Power Oscillations at High Load in Large Francis Turbines Experimental Study and Solution, IAHR 23rd Symp. on Hydraulic Machinery Systems (Yokohama, Japan)
- [5] IEC 60193. “Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines - Model acceptance tests”. International Electrotechnical Committee, 1999.
- [6] Rodriguez, D., Rivetti, A. and Lucino, C.: High load vortex oscillations developed in Francis turbines IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Volume 49, Unsteady Flow Phenomena In Hydraulic Machines, 2016
- [7] Estudio de la turbina De Futaleufu. Informes AH-02-86, AH-03-86, AH-04-87, AH-05-87, AH-06-88. Laboratorio de Hidromecánica. Facultad de Ingeniería. U.N.L.P.
- [8] X. Escaler, E. Egusquiza, M. Farhat, F. Avellan, and M. Coussirat, “Detection of cavitation in hydraulic turbines” Mech. Syst. Signal Process., vol. 20, no. 4, pp. 983–1007, 2006.