

Análisis de cavitación en turbinas Kaplan de la Central Hidroeléctrica Yacyretá

Liz Esquivel Maldonado¹, Vivian González Benítez¹, Fernando Arenas Aguilera¹, Elías Espínola Fleitas¹, Jovan Toews Doerksen¹, Patrik Kehler Ratzlaff¹, Ferdinand Meixner Suarez¹, Herminia Duarte Cabañas², Marcelo Subeldía Duré³, Jorge Kurita Nagasawa¹

¹ Dpto. Ing. Mecánica y Electromecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Asunción, Paraguay. Email: eliasespinoia@fiuna.edu.py

² Escuela de Postgrado, Universidad Nacional de Itapúa, Paraguay. Email: mge.herminiaduarte@fiuni.edu.py

³ Entidad Binacional Yacyretá, Paraguay. Email: marcelo.subeldia@eby.gov.py

Resumen

El efecto de cavitación durante la operación de máquinas hidráulicas es un fenómeno muy conocido y ampliamente estudiado. En esta investigación se efectúa un estudio de caso de los efectos de cavitación encontrados en algunas de las turbinas Kaplan durante tareas de mantenimiento programado de las Unidades Generadoras de la Central Hidroeléctrica Yacyretá, propiedad de la Entidad Binacional Yacyretá (EBY) [1]. Este fenómeno podría llegar a causar daños considerables en álabes y otros componentes de la turbina bajo ciertas condiciones de operación [2] lo que motiva esta investigación.

Palabras claves: Turbinas Kaplan, Cavitación, CFD, EBY.

1. Introducción

Paraguay es uno de los países más excepcionales del continente de América en cuanto a generación de energía limpia y renovable. Las centrales hidroeléctricas paraguayas satisfacen el cien por ciento del consumo de energía eléctrica de todo el país, como también un gran porcentaje del consumo de la energía eléctrica de dos países limítrofes: Brasil y Argentina. Es debido a esto que las plantas hidroeléctricas forman parte fundamental del desarrollo del Paraguay.

La Central Hidroeléctrica Yacyretá (CHY) se encuentra ubicada sobre el río Paraná, frontera entre los países de Paraguay y Argentina. Esta central cuenta con 20 unidades generadoras equipadas con turbinas Kaplan de eje vertical y genera en promedio 20.000 GWh de energía bruta anual.

Las turbinas Kaplan son turbinas hidráulicas de flujo axial altamente eficientes, ideales para aplicaciones en proyectos de gran caudal y bajo salto.

La principal ventaja de las turbinas Kaplan, con respecto a otros tipos de turbina, es la posibilidad de ajustar automáticamente sus álabes durante la operación a la posición de óptimo rendimiento en función de la demanda.

La cavitación ha sido objeto de estudio por décadas debido a que su aparición: inicia la erosión y corrosión química en álabes y otros componentes, ocasiona disminución del rendimiento y produce ruidos con vibraciones intensas [3], con todas las consecuencias que esto conlleva. En ese sentido, de forma a obtener un rendimiento óptimo y reducir costos de mantenimiento; en la práctica, se permite la operación de la turbina dentro de condiciones de *cavitación controlada* de manera a que los daños ocasionados puedan ser fácilmente reparados durante las tareas del mantenimiento programado y a que el fenómeno no interfiera en la disponibilidad de la unidad.

Las turbinas objeto de este estudio no están exentas del fenómeno de cavitación. Motivo por el cual, se analiza el fenómeno para diferentes puntos de operación garantizados por el fabricante.

2. Materiales y métodos

2.1. Modelo y configuración de mallado

El modelo utilizado en el estudio corresponde a un modelo CAD de la turbina Kaplan diseñado en Solid Edge, proveído por el Departamento Técnico de la Entidad Binacional Yacyretá al Departamento de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Asunción.

El análisis se llevó a cabo simulando un flujo interno de agua en el dominio comprendido entre el pre-distribuidor de la turbina y el revestimiento del tubo de aspiración, tal como se muestra en la **Figura 1**.

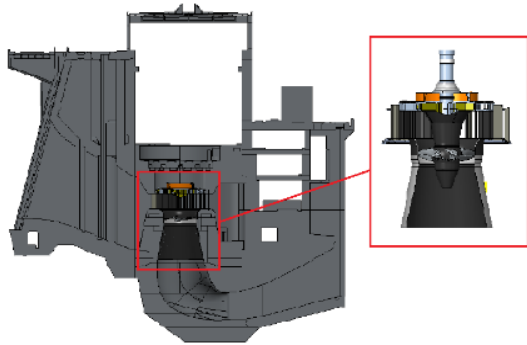


Figura 1. Volumen de control adoptado para el análisis de flujo interno. Fuente: elaboración propia.

Una versión comercial del software SolidWorks 2018, compatible con el formato del modelo CAD, fue utilizado para configurar el mismo para el análisis.

La configuración del mallado consiste en la combinación de un mallado global de nivel 5 para todo el dominio computacional, y un mallado local equidistante de nivel 3 ubicado en las caras superior e inferior de cada uno de los álabes, tal y como se muestra en la **Figura 2**.

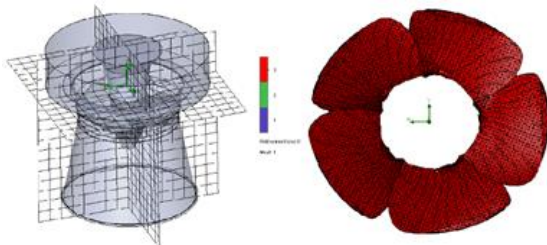


Figura 2. Configuración de mallado global y mallado local. Fuente: elaboración propia.

Esta configuración fue aplicada de manera a obtener la cantidad suficiente de elementos en áreas críticas, tales como los álabes de la turbina y el rotor, para la obtención de resultados detallados y precisos para su posterior análisis.

2.2. Consideraciones para las simulaciones

De manera a simular con la mayor precisión posible las condiciones reales de operación de la turbina, las siguientes condiciones fueron adoptadas para el modelo CAD provisto para el análisis:

- El fluido utilizado para la simulación es agua a la temperatura de 30°C.

- Los puntos de análisis seleccionados para el enfoque del estudio se encuentran dentro de la región delimitada por el polígono cerrado del Diagrama Colina del Prototipo, denominada zona de operación continua o garantizada. Los datos de esta curva, mostrados en la **Figura 3**, se presentan de forma adimensional por ser éstos propiedad del fabricante.

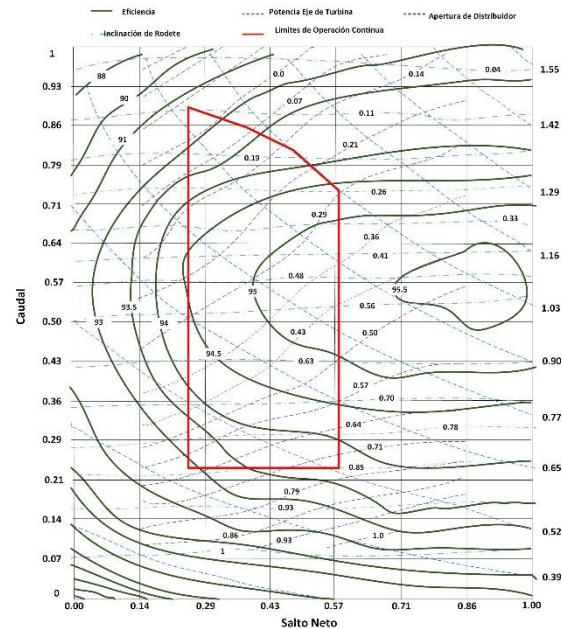


Figura 3. Diagrama Colina del Prototipo provisto por el fabricante de la turbina. Fuente: elaboración propia.

- Como condición de entrada (Punto 2), se adopta el valor de la presión absoluta en un punto situado en el plano medio del pre-distribuidor de la turbina (Cota 52 msnm) y como condición de salida (Punto 3), el caudal de operación de la turbina. Ver **Figura 4**.

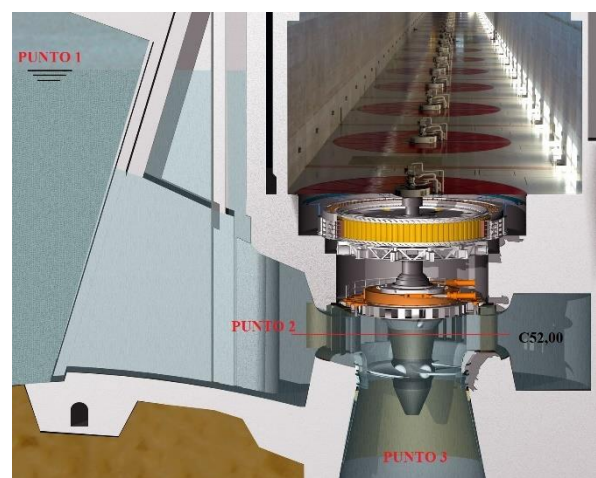


Figura 4. Sección transversal de la Central Hidroeléctrica Yacyretá. Fuente: [1].

- d) Los puntos de operación de la turbina seleccionados para el estudio, se detallan en la **Tabla 1**. Los valores presiones y salto fueron obtenidos según datos de lectura en campo y los valores de caudales a partir del Diagrama Colina del Prototipo de la **Figura 3**.

Tabla 1. Puntos de operación seleccionados.

Punto Operación	Potencia Gen. P_G [MW]	Salto Neto H (mca)	Caudal Q ($\frac{m^3}{s}$)	Presión Pre-distribuidor p_2 [Pa]
1	75	24,359	350	404.734,39
2	120	22,969	620	404.244,07
3	128	22,746	678	404.018,53
4	135	22,552	740	403.851,82
5	145	22,274	770	403.655,69
6	155	21,996	830	403.420,42

Fuente: elaboración propia

2.3. Ecuaciones utilizadas

En esta sección se detalla el desarrollo analítico utilizado para la obtención de condiciones de frontera, como presiones y caudales, para cada uno de los puntos de operación analizados en el estudio.

Además, se incluye el análisis de cavitación a través de la utilización del coeficiente de Thoma, también conocido como coeficiente de cavitación.

2.3.1. Determinación del punto de operación de la turbina y presión en el pre-distribuidor

Para el cálculo de la presión p_2 en la sección de entrada del dominio considerado, se ha empleado la ecuación de Bernoulli entre los Puntos 1 y 2. El Punto 1 corresponde al nivel del embalse de la represa y el Punto 2 se posiciona en el plano medio del pre-distribuidor dentro de la cámara semiespiral, como se muestra en la **Figura 4**.

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} - H_{r1-2} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} \quad (1)$$

La densidad y la presión de saturación del agua a la temperatura considerada son 995,65 [kg/m³] y 4.246,7 [Pa], respectivamente. La aceleración de la gravedad local adoptado es de 9,7912 [m/s²].

Los valores de velocidad V se obtuvieron según la ecuación (2) de continuidad del fluido.

$$V = \frac{Q}{A} \quad (2)$$

El área A y las alturas geodésicas z_1 y z_2 considerados, se obtuvieron según planos de diseño del fabricante provisto por EBY.

Las pérdidas hidráulicas H_{r1-2} , entre los puntos 1 y 2, equivalen a la suma de las pérdidas en las rejillas de toma $H_{r-rejillas}$ y las pérdidas en la cámara semiespiral H_{r-CSE} , tal como se representa en la ecuación (3).

$$H_{r1-2} = H_{r-rejillas} + H_{r-CSE} \quad (3)$$

Las pérdidas en rejillas fueron obtenidas a partir de registros de mediciones provistos por EBY y las pérdidas en la cámara semiespiral fueron estimadas como el 25% del valor de las pérdidas hidráulicas totales H_{r-int} en el dominio de la turbina.

Para el cálculo de las pérdidas hidráulicas en el interior de la turbina fueron utilizadas las siguientes ecuaciones:

$$H_B = N_{EMB} - N_{REST} \quad (4)$$

$$H = H_B - H_{r-rejillas} \quad (5)$$

$$P_{eje} = \frac{P_G}{\eta_G} \quad (6)$$

Donde,

H_B Salto bruto;

N_{EMB} Nivel de embalse;

N_{REST} Nivel de restitución;

H Salto neto;

P_{eje} Potencia en el eje de la turbina;

P_G Potencia en terminales del generador;

η_G Rendimiento del generador.

A partir de los valores de potencia eléctrica P_G y rendimiento de los generadores η_G de la CHY, se calcula la potencia en el eje de la turbina P_{eje} . Con esta potencia y la altura neta H , queda completamente determinado el punto de operación de la turbina. De la Curva Colina se obtienen el rendimiento total η_{tot} , el caudal Q , la inclinación de álabes y la apertura del distribuidor.

Con valores estimados por EBY para las pérdidas en los cojinetes $p_{cojinetes}$ (cojinete guía de turbina, cojinete de empuje y cojinete guía intermedio), se determina el rendimiento mecánico η_m según la ecuación (7).

$$\eta_m = \frac{P_{eje}}{P_{eje} + p_{cojinetes}} \quad (7)$$

Considerando por simplicidad un rendimiento volumétrico $\eta_v = 1$, el rendimiento hidráulico es obtenido a partir de:

$$\eta_h = \frac{\eta_{tot}}{\eta_v \times \eta_m} \quad (8)$$

Sabiendo que la altura útil o altura de Euler H_u es igual a:

$$H_u = \eta_h \times H \quad (9)$$

Resulta,

$$H_{r-int} = H - H_u \quad (10)$$

2.3.2. Coeficiente de Thoma

De manera a corroborar la validez de los resultados obtenidos a través de las simulaciones CFD en los distintos puntos de análisis, se recurrió al cálculo de los coeficientes de cavitación o coeficientes de Thoma σ , cuya fórmula se detalla en la ecuación (11) [3].

$$\sigma = \frac{(p_{amb} - p_s) - H_s}{\rho g H} \quad (11)$$

Donde,

p_{amb} Presión atmosférica igual a 101.325 Pa;

p_s Presión de saturación del vapor de agua a la temperatura de análisis;

H_s Altura de aspiración (ver **Figura 5**);

H Salto neto.

Para las turbinas en estudio, la altura de suspensión o aspiración (sumergencia para este caso) es determinada como la diferencia entre la línea de centro del rodete que se encuentra a Cota 48,00 msnm y el nivel de restitución.

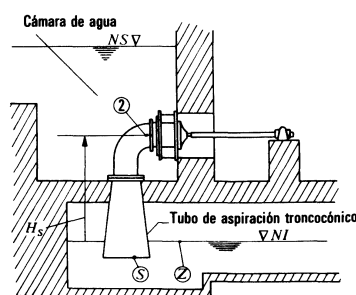


Figura 5. Altura de suspensión o aspiración H_s . Fuente: [3].

Cuanto más rápida sea la turbina (mayor número específico de revoluciones n_s) y siendo σ una función creciente de n_s , mayor es el peligro de cavitación. Por tanto, este peligro es mayor en las turbinas Kaplan que en las Francis y en estas que las Pelton. En la actualidad se han producido turbinas más rápidas que funcionan sin peligro de cavitación [3].

Los resultados obtenidos a través de la ecuación (11) se comparan luego con el valor de sigma de planta σ_{planta} de proyecto de la central, igual a 0,68.

El criterio de análisis adoptado: si el coeficiente de Thoma resultante para el punto de operación considerado es menor al valor del proyecto, indicaría la presencia del fenómeno de cavitación en la turbina.

Los valores del coeficiente de cavitación obtenidos para cada punto de análisis se detallan en la **Tabla 2**.

Tabla 2. Coeficiente de Thoma según salto neto en puntos de análisis.

Punto Operación	Salto Neto H	Nivel de restitución N_{REST} [msnm]	Altura de aspiración H_s	Coficiente de Thoma σ
1	24,359	59,75	-11,75	0,891
2	22,969	59,75	-11,75	0,945
3	22,746	59,757	-11,757	0,954
4	22,552	59,749	-11,749	0,962
5	22,274	59,742	-11,742	0,974
6	21,996	59,75	-11,75	0,986

Fuente: elaboración propia.

3. Resultados

En la **Figura 6** se pueden observar los resultados de las simulaciones CFD correspondientes a los puntos de operación de la **Tabla 1**. Todas las figuras muestran la distribución de presiones en álabes en el lado de baja presión de la turbina. Así también en la **Figura 7** se muestra la trayectoria del fluido a través de la misma.

Todos los resultados obtenidos de las simulaciones sugieren la ausencia del fenómeno cavitación para los puntos dentro de la región de operación garantizada por el fabricante de la turbina.

Estos resultados son coherentes con los valores calculados precedentemente de los coeficientes de cavitación.

4. Conclusiones

A través de la presente investigación se validó el modelo CAD de las turbinas Kaplan de Yacretá suministrados por EBY. Este modelo junto con la herramienta computacional SolidWorks Flow Simulation, permiten realizar estudios de cavitación de gran utilidad para la verificación en un amplio rango de los puntos de operación de la turbina.

Además, los resultados analíticos y los obtenidos mediante las simulaciones, demostraron que efectivamente los puntos evaluados se corresponden con los de operación segura garantizados por el fabricante.

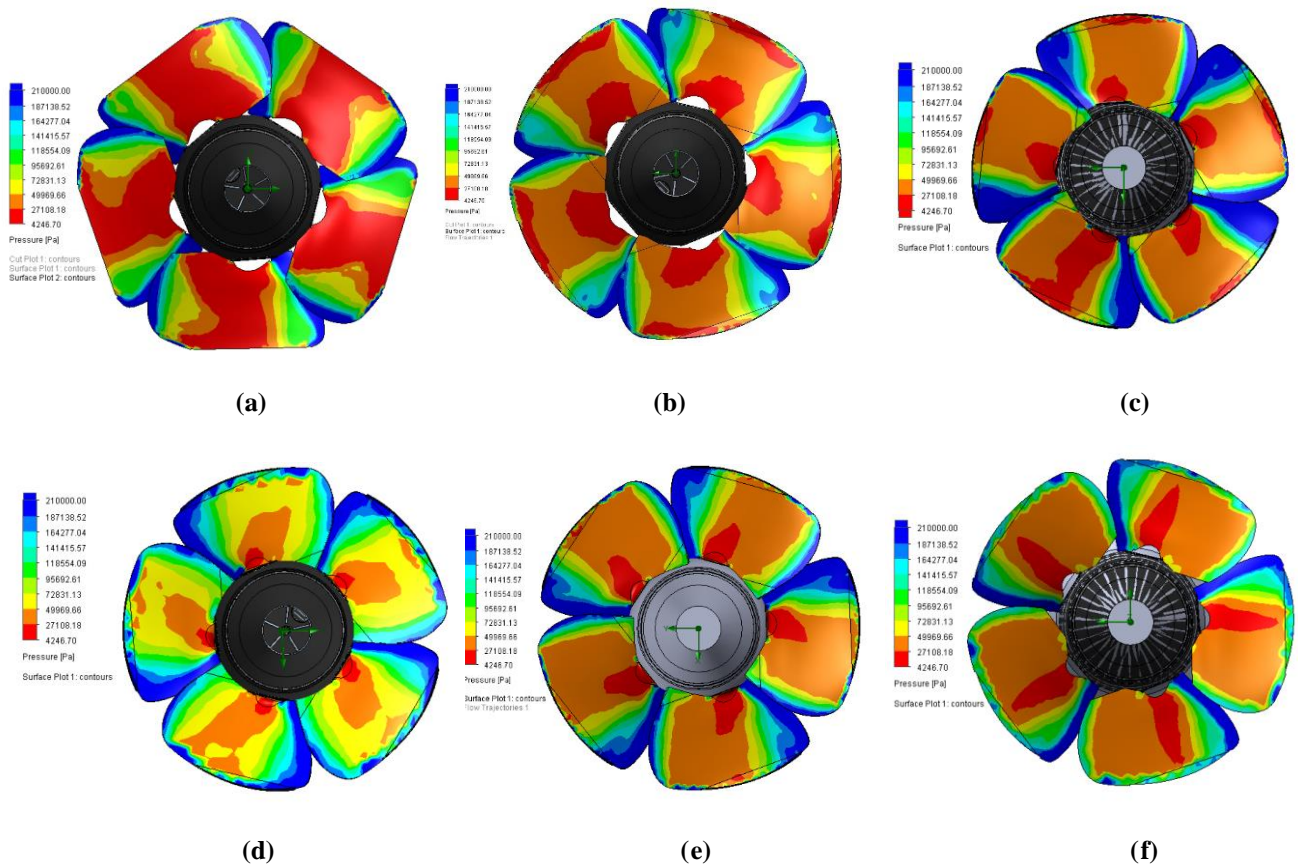


Figura 6. Distribución de presiones en álabes lado de baja presión de la turbina (a) 75 MW – Punto 1, (b) 120 MW – Punto 2, (c) 128 MW – Punto 3, (d) 135 MW – Punto 4 (e) 145 MW – Punto 5 y (f) 155 MW – Punto 6. Fuente: elaboración propia.

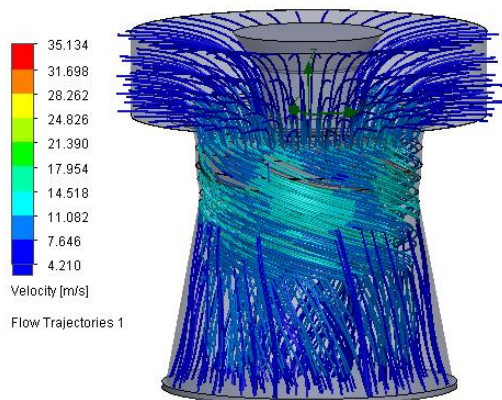


Figura 7. Trayectoria del fluido en los álabes, caso de análisis 128 MW – Punto 3. Fuente: elaboración propia.

5. Agradecimientos

- Facultad de Ingeniería - Universidad Nacional de Asunción
- Departamento Técnico - Entidad Binacional Yacyretá

6. Referencias

- [1] *Sitio Web - Entidad Binacional Yacyretá.* (2022). Entidad Binacional Yacyretá. <https://www.eby.gov.py/>
- [2] Moll, F., Manuele, D., Coussirat Núñez, M. G., Guardo Zabaleta, A. D. J., & Fontanals García, A. (2011). Caracterización del tipo de cavitación mediante dinámica computacional de fluidos para posteriores aplicaciones al estudio experimental del daño por cavitación. In *Mecánica computacional*, vol. XXX, núm. 6 (pp. 435-450).

[3] Mataix, Claudio (1982). Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. No. 620.106 M38 2012. Jharkhand, India: Harla.

[4] Hewitt, Paul G. "Bernoulli's Principle." The Science Teacher 71, no. 7 (2004): 51.