

DISEÑO Y ESTUDIO NUMERICO DE TURBINA HIDROKINETICA DE BAJA POTENCIA

DESIGN AND NUMERICAL STUDY OF A LOW POWER HYDROKINETIC TURBINE

Diego Papparazzo^a, Federico Bacchi^a y Ana Scarabino^a

^a

Grupo Fluidodinámica Computacional - GFC, Universidad Nacional de La Plata, Calle 116 entre 47 y 48, 1900 La Plata, Argentina, gfc@ing.unlp.edu.ar, <http://www.gfc.ing.unlp.edu.ar>

Palabras Clave: Diseño, CFD, turbulencia, hidrocínética, turbina.

Resumen. En una turbina hidrocínética el flujo del cual se extrae la energía rodea por completo a la turbina y la energía aprovechable viene de parte de la energía cinética de la corriente. El objetivo general del presente trabajo radica en el diseño y estudio numérico de una turbina hidrocínética de baja potencia mediante CFD (Dinámica de Fluidos Computacional). El alcance contempla el diseño de una turbina hidrocínética mediante la aplicación de las teorías conocidas en la rama de la Mecánica de los Fluidos y de la Mecánica Computacional, incluyendo el diseño de álabes, el cubo, y la carcasa, junto con su estructura de sujeción que la mantiene inmersa en el fluido. Son realizadas simulaciones tridimensionales mediante el uso del software ANSYS 19.0, con el objetivo de la estimar las cargas de diseño y determinar las condiciones nominales de operación, incluyendo resultados en régimen estacionario y no estacionario. Los resultados obtenidos con el modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ Realizable, en combinación con el algoritmo de cálculo *SIMPLEC*, y la utilización de mallas estructuradas y no estructuradas que involucran dominios estancos y rotantes permiten predecir la potencia, par y cargas de arrastre sobre la estructura.

Keywords: Design, CFD, turbulence, hydrokinetic, turbine.

Abstract. In a hydrokinetic turbine, the flow surrounds the turbine completely and the turbine converts its kinetic energy to mechanical power. The general objective of this work lies in the design and numerical study of a low power hydroelectric turbine using CFD (Computational Fluid Dynamics). The scope includes the design of a hydroelectric turbine by applying the theories known in the branch of Fluid Mechanics and Computational Mechanics, comprising vanes, hub and casing design. Three-dimensional simulations are carried out using ANSYS 19.0 software, with the aim of estimating the design loads and determining the nominal operating conditions, including results of steady and transient computations. Results are obtained with the $k-\varepsilon$ *Realizable* turbulence model and the *SIMPLEC* calculation algorithm, in structured and unstructured meshes, which involve stationary and rotating domains. Power, torque and drag loads on the structure are computed.

1 INTRODUCCIÓN

El concepto de generación de energía en bajas cantidades, por medio de máquinas que no requieren la costosa infraestructura de una represa o una central de energía para la generación, se ha ido popularizando debido a sus ventajas no solo en el bajo costo, sino en la versatilidad de los equipos de generación frente a el medio en donde se instale.

La turbina hidrocínética es una turbomáquina de acción, clasificada como una turbina de flujo externo, esto significa que el flujo del cual se extrae la energía rodea por completo a la turbina, su carcasa y sus álabes, a diferencia de otras turbinas en las que la extracción de energía se realiza a partir de una corriente que es conducida hacia los álabes de la turbina a través de un distribuidor.

La simulación numérica del flujo en turbinas hidráulicas en general, debe enfrentar el desafío de conjugar por un lado un modelado adecuado de la turbulencia, ya que el flujo se desarrolla a altos números de Reynolds, y por otro, una predicción aceptable de la aparición y características de la cavitación en el flujo, ya que este afronta importantes variaciones de presión (Coussirat et al, 2016). En particular, en un trabajo previo del Grupo de Fluidodinámica Computacional de la UNLP, se implementó y validó un modelo numérico para estudiar el comportamiento de perfiles hidrodinámicos en distintas condiciones de cavitación (Paparazzo et al, 2017). Distintos investigadores se han abocado en los últimos años a aplicar modelos numéricos para el cálculo, diseño y optimización de turbinas hidráulicas. Entre las investigaciones orientadas específicamente a turbinas del tipo hidrocínéticas, podemos mencionar los trabajos de diseño y optimización de turbinas de Muratoglu and Yuce, 2017, y Kolekar et al, 2013, o los estudios tanto numéricos como experimentales de Tian et al, 2017.

La motivación del presente trabajo radica en realizar un aporte al desarrollo de máquinas de producción energética, por medio de simulaciones que permitan realizar diseños, estudiar sus puntos de operación y realizar mejoras en el funcionamiento de los mismos, como es el caso del presente, en el que se realiza un diseño preliminar y llevan a cabo simulaciones en CFD para el estudio de diversas variantes en los componentes de una turbina hidrocínética.

2 METODOLOGIA

2.1 Características del modelo físico

Debe definirse el modelo físico y sus características con la finalidad de establecer el enfoque de la simulación, acotar su estudio y utilizarse el modelo de turbulencia adecuado con el fin de modelar correctamente el flujo sobre el cuerpo y los álabes de la máquina, donde existen importantes gradientes de velocidad generados tanto por la capa límite como por la rotación de los mismos.

Para la obtención de la solución de los campos de velocidades y presiones, el modelado fue realizado en una primera instancia bajo la hipótesis de flujo estacionario en dos dominios adyacentes: uno fijo y uno rotante que abarca el rotor, con el objetivo de observar el comportamiento del flujo en zonas de interés y obtener una solución preliminar de los campos de velocidad y presión, para luego utilizarlos como punto de partida para la obtención de resultados de las cargas y los mencionados campos en régimen transitorio según el paso de tiempo mínimo establecido.

Por las mismas razones, el modelo debe simularse inicialmente en principio bajo la hipótesis de flujo monofásico con el objetivo de estudiar el campo de presiones en la zona de los álabes de la máquina y las posibles zonas cavitantes y verificar que la presión absoluta sea mayor a la

presión de vaporización en todo el dominio. Este modelo se utiliza para estudiar las zonas de baja presión y presuntas zonas de formación de cavitación, de forma aproximada, con un costo computacional notablemente menor al de un modelo multifásico que tenga en cuenta la formación de vapor en caso de alcanzar la presión de vaporización en algún punto del campo de presiones.

2.2 Elección del perfil

La selección de perfil hidrodinámico es una de las tareas más importantes al momento de diseñar una turbina, debido a que condiciona el rango de operación y limita la potencia.

En función a las características del flujo en canales abiertos, las velocidades están limitadas a cierto rango, por lo cual considerando la velocidad de rotación de diseño, es necesario seleccionar un perfil diseñado para bajos números de Reynolds, el cual corresponde aproximadamente al rango de 800.000-1.000.000.

El perfil seleccionado para el diseño de la turbina es perteneciente a la familia de perfiles Eppler, denominado simplifícadamente E-210, cuyo espesor máximo es de 13.64% de la cuerda.

El perfil E-210 fue seleccionado en base a los siguientes criterios.

- Elección del perfil hidrodinámico especialmente diseñado para bajos números de Reynolds y con características apropiadas a este tipo de aplicación.
- Perfil hidrodinámico con coeficiente de sustentación aproximadamente constante en el intervalo de 10°-14°.
- Buen comportamiento frente a la cavitación en el rango de operación, para el número de cavitación en el rango comprendido entre 1,8-2,3.
- Eficiencia aerodinámica en la zona de máximo coeficiente de sustentación, ya que, el diseño se puede optimizar para que la operación de la máquina tenga lugar en esta zona.
- Perfil de bajo espesor relativo con una alta relación sustentación / resistencia.

Previamente a este trabajo fue realizado un análisis en el punto de operación mediante simulación numérica en CFD del modelo bidimensional del perfil E-210 bajo efectos de cavitación (Paparazzo *et al*, 2017), necesario para estudiar la variación del coeficiente de sustentación y arrastre en el rango de operación donde el número de cavitación está contenido en el rango 2-2,3, en el que trabajan los álabes de la turbina en estudio, y así asegurar una alta probabilidad de que no aparezca cavitación durante el funcionamiento de la turbina.

2.3 Condiciones de funcionamiento teóricas

Las condiciones de funcionamiento teóricas son definidas con el objetivo de acotar el diseño de la turbina para un punto de operación efectivo (Tabla 2.1), el punto de funcionamiento nominal de diseño. Este determina las condiciones de borde de la simulación.

Elemento	Magnitud	Unidad
Velocidad de corriente libre	6	$\frac{m}{s}$
Velocidad de rotación	28,8	$\frac{Rad}{s}$
Relación de velocidades de punta de pala- corriente	1.23	-
Caudal volumétrico del canal	57,9	$\frac{m^3}{s}$
Temperatura del flujo	20	$^{\circ}C$
Sumergencia	0,850	m

Tabla 2.1 Condiciones de funcionamiento teóricas de diseño.

2.4 Diseño de la carcasa y estructura de sujeción

La carcasa es rodeada por el fluido que atravesará el rotor de la turbina, por lo que su geometría externa puede influir en la eficiencia del sistema. Durante la etapa de diseño fueron propuestas cuatro variantes para la geometría exterior de la turbina, los cuales son cuerpos fuselados con la finalidad de minimizar el arrastre y pérdidas de energía en el flujo, en las que son variadas las dimensiones generales de las mismas estableciendo relaciones geométricas, para luego realizar un estudio mediante CFD sobre las cuatro geometrías, con el fin de seleccionar la más favorable en función de las cargas sobre la estructura. Todas las geometrías tienen la misma área frontal y la misma longitud, y se buscó minimizar el coeficiente de resistencia.

En función de los resultados obtenidos en las simulaciones estacionarias de las diferentes geometrías es seleccionada la geometría 2 (Figura 2.1).

El pilón de la turbina, es un elemento de sujeción que introduce perturbaciones en el flujo que pueden ser apreciables frente al cambio de rendimiento de la turbina, por ello se determina para el mismo una forma fuselada, (Figura 2.1).

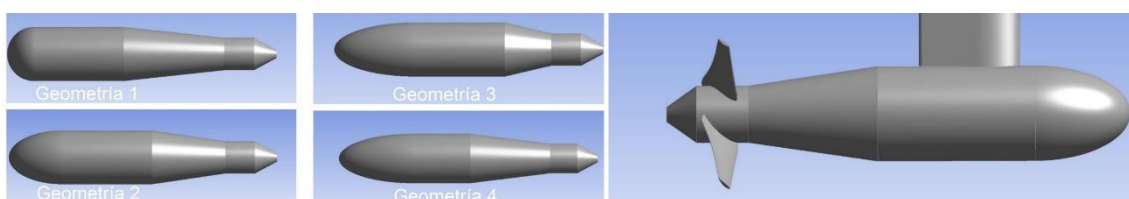


Figura 2.1-Izquierda: Geometrías estudiadas; Derecha: Perfil seleccionado de la turbina hidrocínética.

2.5 Dominio y mallado

Para la simulación de la turbina hidrocínética se han generado subdominios con mallas independientes, que pueden ser modificadas individualmente con mínimos ajustes en las mallas de subdominios adyacentes. Se dividieron, por ejemplo, el dominio principal en donde se aloja la carcasa de la turbina, por un lado, y el subdominio del rotor por otro, debido a que la malla del rotor es rotante alojada en el interior de una malla fija.

El dominio del rotor posee la geometría básica de un cilindro de diámetro igual a 1.8 veces el del rotor, y longitud 1.12 veces la del mismo.

El dominio principal, en donde se alojan la carcasa de la turbina y el subdominio cilíndrico del rotor, es modelado mediante una geometría que permite desarrollar una malla estructurada a través de su subdivisión en cuerpos simétricos de diferentes dimensiones. Para simular el entorno en donde es inmersa la turbina, se define un dominio adicional, con una geometría correspondiente a una típica acequia de sección V y fondo semielíptico.

Al dominio perteneciente a la malla del canal, se lo particiona en tres cuerpos, con el objetivo de realizar una malla estructurada en la que pueda ajustarse el tamaño de elemento, manteniendo una transición entre tamaño de las celdas para cada dominio correspondiente al 20%.

El cuerpo de la turbina es mallado en el dominio principal (Figura 2.2), mientras que en su interior, se generan las interfaces de superficies necesarias con la malla del rotor para su posterior acoplamiento.

La evolución del tamaño de las celdas en dicha malla fue controlada de tal manera que en transición entre la malla del rotor y la malla del entorno sea suave manteniendo una relación entre tamaños cercana a la unidad. Para el caso del modelo del cuerpo de la turbina, se mantuvo el uso de mallas estructuradas y semi-estructuradas, dichas mallas contienen al cuerpo de la turbina y son utilizadas para calcular las cargas sobre el cuerpo de la turbina.

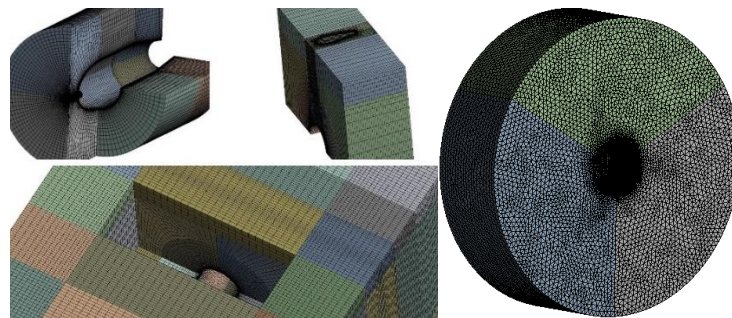


Figura 2.2- Izquierda: mallas del cuerpo de la turbina; Derecha: vista de la malla rotante

La malla generada para la geometría del rotor (Figura 2.2), está compuesta básicamente por elementos tetraédricos, utilizados en la mayoría del volumen de mallado. El disponer de mayor densidad de celdas sobre la cara del álabe es fundamental para modelar el comportamiento del flujo y determinar las cargas asociadas al movimiento.

El mallado sobre la cara de los álabes es realizado con celdas de tamaño relativamente pequeño al resto de la malla, utilizándose celdas de 1 mm de lado e incrementando su tamaño progresivamente a elementos de hasta 17 mm de lado en las caras que definen las interfaces de la malla.

El tamaño de los elementos sobre los álabes debe respetar ciertas reglas definidas principalmente por el rango de aplicación de las funciones de pared para el modelo de turbulencia con el que se realice la simulación, el parámetro dimensional y^+ , además de no exceder la relación de aspecto máxima entre caras de una celda recomendada, evitar la excesiva distorsión angular de los elementos, y por último mantener una relación de tamaños de celdas adyacentes del 20%; la aplicación de dichas recomendaciones incrementa la calidad de mallado, (Tabla 2.2).

Características y Parámetros	Magnitud
Cantidad de nodos	1.985.310
Cantidad de elementos	5.452.238
Skewness máximo (local)	0,84
Relación de aspecto (min-max)	1,15-32,3
Calidad Ortogonal (min-max)	0,14-1
$y_{\min}^+ - y_{\max}^+$	15-240

Tabla 2.2- Propiedades de malla del dominio del rotor

En las siguientes imágenes (Figura 2.3), se ilustra en detalle la zona de mallado de la capa límite sobre la raíz del álabe, comenzando por el borde de ataque, siguiendo por el centro de la cuerda hacia el borde de fuga, en donde se aprecia un incremento en la densidad de elementos sobre las zonas de interés.

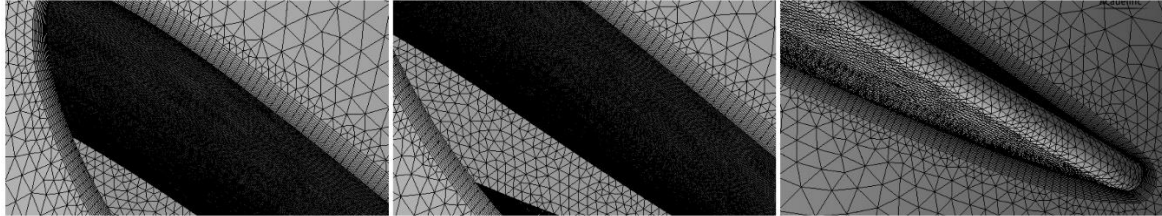


Figura 2.3-Distribución de elementos de malla sobre la pared del álabe.

Debido a que se trata de un cuerpo rotante, los álabes presentan un cambio en la velocidad tangencial para cada punto del radio del rotor, por lo que cada estación del álabe está sometido a una velocidad tangencial distinta, y junto con la variación de la cuerda a lo largo de la envergadura, a un número de Reynolds local diferente; esta condición dificulta la tarea del mallado, por eso es necesario establecer un valor medio para la altura del primer elemento en la capa límite y para el espesor de la misma.

Las mallas fueron generadas para el uso de la función de pared *Scalable* con $6 \leq y^+ \leq 95$ recordando que funciones de pared *Scalable* superan uno de los principales inconvenientes del enfoque estándar de la función de pared, ya que se pueden aplicar en mallas arbitrariamente finas; asegurando que la distancia de la pared empleada en las funciones de la pared sea tal que $y^+ \leq 11.126$ independientemente del nivel de refinamiento de la malla cercana a la pared.

2.6 Modelo de cómputo

Durante las simulaciones de la turbina hidrocínética se ha considerado la siguiente configuración general del solver Fluent, frente a la conexión de las mallas independientes y de la configuración propia del modelo.

El esquema básico utilizado para el planteo de las ecuaciones involucradas es el esquema de cálculo basado en presiones y formulación de velocidad absoluta.

El modelo de turbulencia utilizado es el ya mencionado *k-ε Realizable*, acoplado con las funciones de pared *Scalable*, en continuación con el estudio realizado anteriormente para el análisis del perfil E-210 utilizado en el rotor debido a la estabilidad numérica frente a la cavitación, (Paparazzo *et al*, 2017), utilizando para el cálculo el esquema *SIMPLEC*, y discretización de segundo orden aguas arriba para el cálculo de las variables de presión, cantidad de movimiento, energía cinética turbulenta y la tasa de disipación.

El modelo posee una entrada del flujo y una salida, pero cada malla que lo conforma debe ser configurada correctamente identificando si alguna de sus caras corresponde a una porción de la entrada o salida mencionada, siendo las entradas configuradas con la condición de velocidad de corriente libre para cada celda y las salidas con condición de presión de salida relativa a la entrada. La presión definida para el dominio del modelo completo es definida mediante la presión de operación, teniendo en cuenta los valores de presión de entrada y salida utilizados. La presión de operación en este modelo se utiliza para definir la presión absoluta coincidente con un punto en el eje de rotación de la turbina y desplazado aguas arriba a una distancia considerablemente alejada de la zona afectada por la presencia de la turbina hidrocínética, cuyo valor es coincidente con la combinación de la presión atmosférica local y la presión hidrostática debida a la cota de sumergencia de la turbina.

La formulación utilizada para el modelo estacionario es “Multiple Reference Frame”, comúnmente conocido como MRF. Su enfoque está basado en una aproximación en la que la malla rotante permanece fija para el cálculo en una posición específica, pero añadiendo en esa zona los efectos de la rotación: velocidades tangenciales y aceleraciones centrípeta y de Coriolis.

En el caso de simulaciones no-estacionarias, el modelo utilizado involucra el uso de mallas fijas y móviles, también conocidas como “Sliding Meshes”, en donde se tiene en cuenta a diferencia de la formulación MRF, el movimiento relativo de componentes fijos y rotantes y debe asignarse un paso de tiempo cuya magnitud sea tal que permita capturar los efectos generados por la interacción entre partes fijas y rotantes. Esta formulación es la más completa y precisa para modelar turbomáquinas ya que permite analizar la fluctuación periódica de la solución en función de la rotación para el caso de turbomáquinas.

3 RESULTADOS

3.1 Resultados obtenidos de simulaciones de turbina hidrocínética

Las simulaciones llevadas a cabo en modelos monofásicos, en primera instancia son realizadas en modo estacionario, por lo tanto son resueltos los balances del sistema y las ecuaciones asociadas sin involucrar la variable temporal.

Cálculo de cargas sobre la estructura

Con el objetivo de determinar el coeficiente de resistencia de las geometrías parametrizada, determinar la magnitud de su variación y realizar una comparación de las mismas son generadas cuatro mallas y realizadas cuatro simulaciones estacionarias, (Tabla 3.1), tomando como referencia para adimensionalización el área frontal del cuerpo respecto de la dirección del flujo.

Geometría	Drag N	Coficiente de resistencia
Geometría 1	261,06	0,2071
Geometría 2	220,01	0,1746
Geometría 3	217,90	0,1729
Geometría 4	200,21	0,1587

Tabla 3.1 Resultados de simulaciones estacionarias.

Resultados de simulaciones estacionarias y no-estacionarias

En el presente apartado se presentan los resultados obtenidos durante las simulaciones estacionarias (MRF) y no-estacionarias (Sliding Mesh) en modelos monofásicos (Tabla 3.2), son obtenidos resultados cuya variación periódica se mantiene acotada por debajo de 0,01% de la magnitud analizada (caso estacionario), por lo que no será necesario el análisis de la variación de las mismas.

Variable	Magnitud		Unidad
	Estacionario	No-Estacionario	
C_M	0,0073309	0,007520	-
Par	131,71	135,13	Nm
Potencia	3793,50	3891,75	W
Drag cuerpo	287,08	293,37	N
Drag turbina	1305,75	1337,79	N
Empuje axial	1018,67	1044,41	N
Fuerza transversal al álabe	339,55	348,13	N

Tabla 3.2 Valor medio de las variables calculadas durante las simulaciones.

Las simulaciones en modo transitorio debido a la naturaleza del modelo y tratándose de una turbomáquina, se debe analizar el flujo con una discretización temporal lo suficientemente fina como para que la solución sea representativa frente a los efectos del flujo sobre los álabes, por lo tanto el paso de tiempo definido será función de la velocidad de rotación de la máquina, tal que el ángulo de rotación se corresponda a 1° para cada paso e tiempo de 0,000606 s.

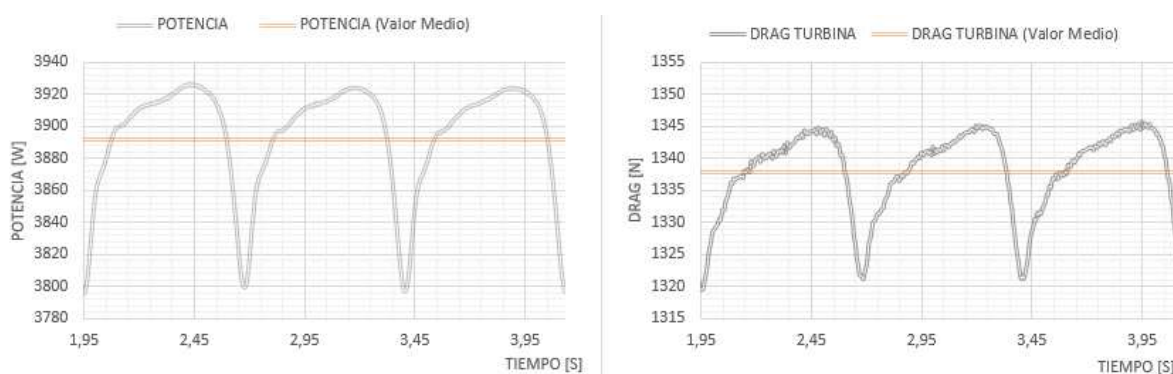


Figura 3.1-Izquierda: Potencia generada durante una vuelta en función del tiempo; Derecha: Drag sobre la turbina completa durante una vuelta en función del tiempo.

La variación de los resultados no estacionarios es periódica sobre una vuelta del rotor, siendo esta menor al 4,2 % del valor medio para todos los casos, no siendo relevante nuevamente su análisis en casos de dimensionamiento de componentes estructurales (Tabla 3.1; Figura 3.1).

Asimismo para este caso, la variación máxima del 4,2 % del valor medio en la amplitud, permite concluir que la discretización temporal utilizada es suficientemente fina frente al cálculo de las variables del flujo permitiendo el capturar en el cálculo las fluctuaciones del flujo sobre los álabes y determinar cuáles son los efectos de la estructura de sujeción en las cargas; pudiendo concluir que el diseño hidrodinámico del perfil de la estructura de sujeción realizado introduce variaciones sobre la potencia y el par que solo representan el 4,2 % de la potencia extraída del flujo, generando su presencia una pérdida de potencia menor a 1,4 % de la potencia ideal generada en su ausencia.

La presencia de la estructura de sujeción representa el 5,6 % de la carga de resistencia total de la turbina, mientras que el cuerpo completo representa el 21,9 %.

El empuje axial, la distribución de presiones y la carga de resistencia de los álabes en la dirección axial, son sin duda los factores más importantes a tener en cuenta frente al diseño, dado que el empuje axial representa el 78,1 % de la carga de resistencia en la turbina hidrocínética, carga que deberá ser soportada por los sistemas de anclaje para la restricción del movimiento del árbol de transmisión de la turbina.

Los resultados obtenidos durante las simulaciones no estacionarias de la turbina hidrocínética, reflejan gran concordancia con los resultados obtenidos para el mismo caso en modo estacionario, siendo nuevamente esta una apropiada aproximación teniendo en cuenta la gran diferencia en tiempos de cálculo y costos computacionales asociados a la obtención de la solución, con una variación de todas las magnitudes calculadas menor al 3%, y representando en ambos casos de la manera esperada ciertos patrones como líneas de corriente y turbulencia en el flujo. (Figura 3.2).

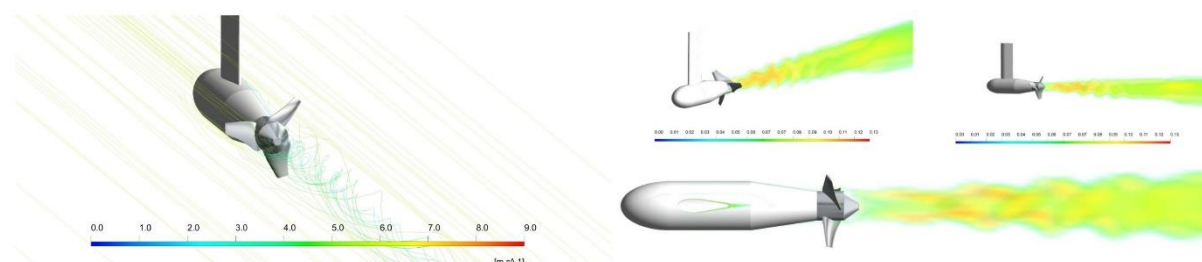


Figura 3.2-Izquierda: Líneas de corriente de velocidad; Derecha: Intensidad de turbulencia.

3.2 Coeficientes adimensionales de turbomáquinas

En conclusión del trabajo realizado, a modo de representar el desempeño de la turbina hidrocínética son presentados los coeficientes adimensionales de la máquina diseñada y las expresiones matemáticas que los determinan, donde (1) es la fuerza de empuje axial, (2) es definido como el par extraído, (3) y (4) representan la potencia y relación de velocidades respectivamente; (Tabla 3.3).

$$F_T = C_T \frac{1}{2} \rho AV^2 \quad (1)$$

$$T = C_M \frac{1}{2} \rho AV^2 R \quad (2)$$

$$P = C_P \frac{1}{2} \rho AV^3 \quad (3)$$

$$\lambda = \frac{\omega r}{V} \quad (4)$$

Coeficiente adimensional	Magnitud
C_T	0,3401
C_M	0,1692
C_P	0,2112
λ	1,233

Tabla 3.3 Coeficientes adimensionales de la turbina hidrocínética.

4 CONCLUSIONES

A continuación, son expuestas una serie de conclusiones referidas a distintas temáticas relacionadas a las simulaciones.

La realización de modelos de la turbina hidrocínética han permitido determinar la magnitud de la variación de la potencia, el par y cargas hidrodinámicas, así como también determinar la forma de la función periódica que describe su variación, (Figura 3.1) . La presencia de la estructura de sujeción genera una estela lo suficientemente extensa para producir una variación en el campo de velocidades (Figuras 3.2), que traducido en una variación por consecuencia en el campo de presiones perturba, así sea levemente, el flujo que interactúa con los álabes en su paso por dicha zona .

Los resultados obtenidos en las simulaciones permiten concluir que las bajo las condiciones de operación establecidas, la turbina hidrocínética diseñada opera libre de formación de cavitación, cumpliendo en un principio con el objetivo principal de diseño en turbomáquinas de la mayoría de los fabricantes de turbinas.

Los variación de los resultados para las variables calculadas tanto en modelos estacionarios como en modelos no estacionarios son comparables con un error asociado que no supera el 3%, teniendo en cuenta el tiempo de cálculo asociado a una simulación no estacionaria y su costo computacional, se concluye que es de gran conveniencia durante las etapas de diseño y prueba de posibles configuraciones la realización de simulaciones estacionarias para luego realizar simulaciones no estacionarias con la geometrías y configuraciones definitivas.

5 TRABAJOS FUTUROS

Con el objetivo de estudiar diferentes puntos de operación se ha de continuar estudio realizado durante las primeras fases del diseño de la turbomáquina, realizando simulaciones para diferentes condiciones de operación en las que se ha de variar la velocidad de la corriente libre y la velocidad de rotación, junto con el diseño de un nuevo rotor en el que sea optimizado el ángulo de paso geométrico para un rango amplio de relaciones de velocidades de punta de pala y corriente libre en modelos multifásicos en los que sean simulados tanto los efectos de cavitación en los álabes como así como también la interacción entre fases líquida y gaseosa (aire) modelando la corriente en un canal abierto.

6 AGRADECIMIENTOS

Este trabajo fue llevado a cabo en el marco de un Convenio de Cooperación entre el Grupo Fluidodinámica Computacional – GFC de la Facultad de Ingeniería de la UNLP y el Instituto de Energía de la Universidad Nacional de Cuyo, para el Programa de Investigación sobre Minigeneración Hidroeléctrica en Canales de Riego.

7 REFERENCIAS

- Coussirat, M. G., Moll F.H. and Fontanals A., *Capability of the present cavitating and turbulence models for confined flow simulations*, Mecánica Computacional XXXIV: 1989-2007, 2016.
- Kolekar, N. Hu, Z., Banerjee, A. and Du, X., *Hydrodynamic design and optimization of hydrokinetic turbines using a robust design method*, Proc. Of the 1st. Marine Energy Technology Symposium METS 13, 2013, Washington DC, USA.
- Muratoglu A. and Yuce M. I., *Design of a river hydrokinetic turbine using optimization and CFD simulations*. ASCE Journal of Energy Engineering, Vol. 143 - 4 04017009 1-11 (2017)
- Paparazzo, D., Raggi, R., Bacchi, F. y Scarabino, A. *Estudio numérico de cavitación no estacionaria en un perfil hidrodinámico*. Mecánica Computacional XXXV, pág. 1001-1010. (2017)
- Tian, W., Mao, Z. and Ding, H. *Design, test and numerical simulation of a low-speed horizontal axis hydrokinetic turbine*. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering (2017), <https://doi.org/10.1016/j.ijnaoe.2017.10.006>