

SOCIEDAD CHILENA DE INGENIERÍA HIDRÁULICA
XX CONGRESO CHILENO DE INGENIERÍA HIDRÁULICA

**MODELACIÓN DE LA INTERACCIÓN DE TURBINAS HIDROKINÉTICAS CON
EL FLUJO UTILIZANDO DISCOS ACTUADORES**

DOMENICO SCIOLLA P.¹
CRISTIÁN ESCAURIAZA M.²

RESUMEN

El desarrollo de nuevas tecnologías para la recuperación de energía desde corrientes de marea en zonas costeras requiere estudiar en detalle los procesos hidrodinámicos que generan los dispositivos a distintas escalas espaciales y temporales. El diseño de parques de turbinas y la evaluación de sus impactos locales y regionales necesitan modelos avanzados que puedan capturar las características principales de los flujos turbulentos a altos números de Reynolds. En el presente trabajo realizamos modelaciones a la escala de los dispositivos para evaluar el efecto que tiene sobre el flujo la instalación de turbinas hidrocinéticas. Para representar en detalle la dinámica de las estructuras coherentes en la estela y sus efectos sobre la eficiencia de la granja de generación, realizamos simulaciones tridimensionales usando un modelo híbrido de turbulencia que combina modelos estadísticos (URANS) con *large-eddy simulations* (LES). La representación de las turbinas hidrocinéticas se realiza empleando discos actuadores, técnica adaptada del estudio de turbinas eólicas, y la validación propuesta del modelo computacional está basada en experiencias de laboratorio en flujos a través de discos porosos. Las simulaciones permiten capturar en detalle la hidrodinámica del flujo, determinar la potencia con distintas configuraciones, y parametrizar el efecto de las turbinas para incorporar su impacto en modelos regionales de la costa.

¹ Estudiante de Magister en Ciencias de la Ingeniería. Departamento de Ing. Hidráulica y Ambiental. Pontificia Universidad Católica de Chile. email: dascioll@uc.cl

² Profesor Asistente. Departamento de Ingeniería Hidráulica y Ambiental. Pontificia Universidad Católica de Chile. email: cescauri@ing.puc.cl

1. INTRODUCCIÓN

La creciente demanda de energía a nivel global y una mayor conciencia de los posibles efectos que tiene el calentamiento global en el cambio climático, han despertado el interés por nuevas fuentes de generación que sean limpias, renovables y no alteren significativamente los ecosistemas. En esta línea, el uso de la energía mareomotriz extraída mediante turbinas hidrocinéticas se alza como una atractiva nueva fuente de generación (Bahaj, 2011), más aún si se considera del importante potencial que Chile tiene (Hassan, 2009).

El desarrollo de modelos para estudiar flujos alrededor de turbinas en condiciones reales, sin embargo, es bastante complejo y sus características dependen de las variables del flujo que se requieren estudiar. La dificultad principal radica en la modelación de la turbulencia, que se caracteriza por el amplio rango de escalas temporales y espaciales: desde las generadas por las mareas y la batimetría, hasta las inducidas por los dispositivos de recuperación de energía o la capa límite en el fondo marino.

Es común que una descripción completa del flujo sea impracticable para problemas de ingeniería a altos números de Reynolds en batimetrías naturales, por lo que se opta por distintos grados de simplificación en el desarrollo de modelos numéricos. El estudio detallado de estos flujos puede realizarse empleando Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) para planificar y complementar investigación experimental, o para el diseño definitivo de parques de turbinas en condiciones reales. Para ello existen diferentes opciones dependiendo de la complejidad del problema, su tamaño, y los objetivos generales de cada estudio.

Modelos estadísticos de turbulencia basados en las ecuaciones de Reynolds (URANS) pueden entregar buenos resultados para el flujo medio a altos números de Reynolds, pero no son capaces de resolver en detalle los vórtices no permanentes que contienen la mayor cantidad de energía cinética del flujo (Paik et al., 2007). Por otro lado modelos basados en filtros espaciales de las ecuaciones de Navier-Stokes, llamados *large-eddy simulations* o LES, pueden resolver la dinámica de las estructuras coherentes, pero su costo computacional es muy alto si se aplica en casos reales cercanos al fondo. En estos casos es conveniente implementar modelos híbridos URANS/LES como *detached-eddy simulations* (DES) (Spalart, 2009), que permiten resolver en detalle las escalas más importantes del flujo con recursos computacionales moderados.

Los desafíos que la energía mareomotriz plantea desde el punto de vista del diseño de las turbinas y posterior implementación también se relacionan con las múltiples escalas de los flujos alrededor de los dispositivos. Los modelos pueden incorporar características que van desde el diseño detallado de las aspas y el posicionamiento óptimo de las turbinas dentro de las granjas, hasta los cambios que la extracción puede provocar en los regímenes mareales de estuarios, canales y estrechos. Para desarrollar un diseño adecuado para la pala de una turbina, teniendo en cuenta la distribución de presión y esfuerzos viscosos en su superficie, la malla computacional requiere un alto nivel de detalle que logre una representación adecuada del álabe, siendo recomendable utilizar una técnica de modelación que capture la compleja dinámica de los vórtices y estructuras coherentes que se desarrollan en el álabe. Esto está sujeto a la disponibilidad de altos recursos computacionales o a la utilización de modelos estadísticos de turbulencia que permitan menor resolución del flujo.

La investigación hidrodinámica a mediana escala requiere modelos que puedan resolver la estela tras la turbina, y las posibles interacciones que tendría el flujo con el terreno

circundante y con los procesos locales de socavación o depositación de sedimentos. También pueden incorporarse en estos modelos las interacciones entre las turbinas que componen la granja, donde el flujo alrededor de varios dispositivos ubicados en diferentes configuraciones son dependientes de las propiedades del terreno, o emplearse para evaluar la instalación de algún tipo de estructura aguas arriba que afecte el flujo de entrada a la turbina. Para ello se requieren técnicas computacionales con un menor nivel de detalle en la representación de las características geométricas de los dispositivos, pero que sean capaces de resolver el flujo impermanente de las estructuras coherentes más importantes de la estela.

Las técnicas elegidas para representar la turbina a esta escala son los discos actuadores y la extensión de álabe elemento-momento (BEM). Estas técnicas han sido ampliamente usadas en turbinas eólicas (ver Burton et al., 2001). Lo fundamental en esta técnica es agregar el efecto de la turbina al flujo como un disco actuador que induce una fuerza representando el efecto de los dispositivos sin incluir los detalles geométricos de los álabes en el dominio computacional. Esta técnica reduce el costo computacional al disminuir considerablemente la resolución de la malla en dominios extensos que incorporen varias turbinas enfrentando al flujo.

Un aspecto clave de esta metodología es que permite incorporar elementos del diseño de la turbina en la representación del disco actuador. Algunos de estos elementos son el número de álabes, su ancho y su grado de inclinación como función del radio. Esta técnica ha sido utilizada en diferentes situaciones. Bahaj et al. (2007) y Batten et al. (2007), por ejemplo, encontraron una buena correlación entre la teoría y la experimentación usando fluidos con velocidades menores a 2 m/s para diferentes configuraciones de turbinas. Myers y Bahaj (2006) encontraron que para algunas configuraciones con velocidades superiores a 2 m/s esta técnica subestimaba el valor de la potencia en un 140% cuando se compara con modelos reales a escala, esto se puede atribuir al fenómeno de puesto de retraso, que consiste en la separación del flujo detrás de los álabes de la turbina, cuando se excede el máximo ángulo de ataque admisible del álabe. Utilizando un modelo similar, Antheaume et al. (2008) mostraron buenos resultados al modelar turbinas tipo Darrieus, que se diferencian de las anteriores por tener su eje vertical con respecto a la dirección del flujo medio.

En la línea de estudio de la estela generada por las turbinas, el trabajo de Turnock et al. (2011) se enfocó en la disposición de las turbinas al interior de una granja de generación, y Antheaume et al. (2008) estudió en detalle la dinámica de múltiples turbinas de eje vertical en el flujo. En cuanto a la modelación del efecto de estructuras instaladas aguas arriba de la turbina, el estudio de Gaden y Bibeau (2010b) se orientó a analizar los efectos de la instalación de un obstáculo frente a la turbina para cambiar la distribución de velocidad del flujo, y en un segundo estudio Gaden y Bibeau (2010a) evaluaron el efecto de los difusores, demostrando que algunas estructuras pueden incluso mejorar la producción de energía en turbinas hidrocínéticas.

Modelos recientes de las estelas generadas por turbinas eólicas han empleado LES para evaluar el efecto de la distribución de turbinas dentro de parques eólicos y resolver en detalle las estructuras del flujo en las estelas. El estudio realizado por Calaf et al. (2010) permitió cuantificar el transporte vertical de cantidad de movimiento y energía cinética en la capa límite atmosférica, considerando diferentes modelos de sub-grilla. Una simulación con este nivel de detalle en batimetrías complejas aún no ha sido desarrollada para turbinas hidrocínéticas en corrientes marinas.

Estos estudios previos muestran que la instalación de turbinas hidrocinéticas puede tener un efecto significativo a escala regional. Modelos desarrollados para representar flujos de toda la zona costera consideran discretizaciones con el tamaño de los elementos entre 50 y 200 metros por lado, o aún mayor. Para estos modelos a escalas más grandes es importante considerar el efecto de las granjas de turbinas en toda la región, su influencia en el cambio de las corrientes, y la reducción en el volumen total de agua transportado por el régimen de mareas. Estos fenómenos pueden tener un impacto considerable en las especies marinas que viven en las zonas costeras, por lo que deben ser debidamente cuantificados para no producir un impacto negativo e inesperado sobre el medio ambiente.

En esta investigación desarrollamos un modelo que permite representar el flujo a través de turbinas hidrocinéticas a altos números de Reynolds en geometrías complejas. El modelo hidrodinámico está basado en el modelo híbrido de turbulencia DES (Escauriaza y Sotiropoulos, 2011b,a), y las turbinas son representadas como discos actuadores siguiendo el modelo presentado por Burton et al. (2001) y Calaf et al. (2010) para turbinas eólicas. El artículo está organizado de siguiente forma: En la sección 2 presentamos el modelo para la representación de las turbinas con discos actuadores, basando los parámetros del modelo en las características geométricas de los dispositivos; la sección 3 contiene la descripción y metodología de solución numérica del modelo hidrodinámico con DES; en la sección 4 mostramos resultados parciales de la simulación para validar el modelo con las experiencias de Myers y Bahaj (2010); finalmente la sección 5 contiene las conclusiones y las perspectivas de trabajo futuro.

2. REPRESENTACIÓN DE LAS TURBINAS EMPLEANDO DISCOS ACTUADORES

En esta investigación empleamos discos actuadores para representar el efecto de las turbinas en el flujo. El modelo está basado en teorías que utilizan una serie de simplificaciones para representar la turbina de forma paramétrica, considerando que el disco se encuentra en una posición perpendicular a la dirección de la corriente (Burton et al., 2001). Definimos V como la velocidad del flujo que enfrenta el disco actuador, y que no es igual a la velocidad media ya que el disco disminuye la velocidad en la sección inmediatamente aguas arriba. Considerando esta situación, la velocidad V para una turbina representada como disco se define como:

$$V = V_{\infty}(1-a) \quad (1)$$

donde V_{∞} es la velocidad de la corriente aguas arriba del disco, lejos de su área de influencia, y a es el factor de inducción de flujo axial que representa la fracción de la velocidad perdida por la corriente frente al disco actuador (Burton et al., 2001).

Al considerar el cambio de cantidad de movimiento al que está expuesto el fluido y algunas simplificaciones adicionales (Burton et al., 2001), la teoría de discos actuadores demuestra que la velocidad característica en la estela será de $V_w = V_{\infty}(1-2a)$. Adicionalmente, se puede probar que la fuerza ejercida F , y la potencia teórica extraída por el disco al flujo P pueden escribirse a partir de las siguientes expresiones:

$$F = 2\rho A_d V_{\infty}^2 a(1-a) \quad (2)$$

$$P = 2\rho A_d V_{\infty}^3 a(1-a)^2 \quad (3)$$

donde ρ es la densidad del fluido y A_d es el área del disco actuador. Para caracterizar las variables definidas en las ecuaciones anteriores de forma adimensional se introduce la definición del coeficiente de impulso (*thrust coefficient*) $C_T = \frac{F}{1/2\rho V_\infty^2 A_d}$ y coeficiente de potencia $C_P = \frac{P}{1/2\rho V_\infty^3 A_d}$, que se expresan en términos del factor de inducción:

$$C_T = 4a(1-a) \quad (4)$$

$$C_P = 4a(1-a)^2 \quad (5)$$

Detalles adicionales se pueden incorporar en este modelo tomando en consideración que el fluido adquiere velocidad tangencial cuando pasa a través de la turbina, por efecto de la rotación del álabe que gira a velocidad angular Ω . El agua adquiere una fracción a' de la velocidad de rotación de la turbina en el centro del disco y $2a'$ justo aguas abajo del disco (Burton et al., 2001). Teniendo estos valores en consideración, la velocidad angular característica de la estela se define como:

$$\omega = 2\Omega a' \quad (6)$$

De acuerdo con la teoría desarrollada para los discos actuadores, el flujo disminuye su velocidad en la dirección axial y aumenta velocidad en la dirección tangencial en función de los valores de a y a' . Por lo tanto, es posible estimar la tasa de cambio de momento axial de un anillo de ancho infinitesimal δr ubicado a una distancia r del centro del disco, que corresponde directamente a la fuerza aplicada en el anillo por el fluido:

$$f_x(r) = 4\pi\rho[V_\infty^2 a(1-a) + (a'\Omega r)^2]r\delta r \quad (7)$$

donde f_x es la fuerza aplicada sobre el anillo en la dirección de la corriente (Burton et al., 2001).

La tasa de cambio del momento angular en el disco es igual al momento aplicado en el anillo:

$$f_\theta(r) \times r = 4\pi\rho V_\infty (\Omega r) a'(1-a)r^2 \delta r \quad (8)$$

donde f_θ es la fuerza aplicada en la dirección tangencial al anillo.

Los parámetros de estas fuerzas, a y a' , pueden estimarse a partir de la geometría de la turbina, incluyendo el número de álabes, sus dimensiones, y el ángulo de ataque con respecto al flujo (Burton et al., 2001). Las fuerzas del disco, representadas por las ecuaciones (7) y (8), se incorporan a la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento del flujo, lo que permite integrar el efecto de las turbinas en el modelo numérico que se explica en la sección siguiente.

3. MODELO HIDRODINÁMICO Y SOLUCIÓN NUMÉRICA

Las ecuaciones utilizadas para el modelar el flujo son las ecuaciones de Navier-Stokes, que corresponden a la conservación de la masa y la conservación de cantidad de movimiento en tres dimensiones espaciales (3D). Como los flujos alrededor de dispositivos recuperadores de energía en corrientes de marea ocurren en condiciones turbulentas, empleamos la descomposición de Reynolds y promediamos las ecuaciones para emplear modelos estadísticos en condiciones impermanentes usando la formulación conocida como *unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes* (URANS). Las ecuaciones para un fluido incompresible, escritas en formato vectorial y forma conservativa, y empleando coordenadas curvilíneas generalizadas no ortogonales, pueden expresarse de la forma siguiente:

$$\Gamma \frac{\partial Q}{\partial t} + J \frac{\partial}{\partial \xi^j} (F^j - F_v^j) + f = 0 \quad (9)$$

donde

$$\Gamma = \text{diag}[0 \quad 1 \quad 1 \quad 1]$$

$$Q = [P, u_1, u_2, u_3]^T$$

$$F^j = \frac{1}{J} [U^j, u_1 U^j + P \xi_{x_1}^j, u_2 U^j + P \xi_{x_2}^j, u_3 U^j + P \xi_{x_3}^j]^T$$

$$F_v^j = \frac{1}{J} \left(\frac{1}{\text{Re}} + \nu_t \right) \left[0, g^{mj} \frac{\partial u_1}{\partial \xi^m} + R_{m1} \xi_{x_m}^j, g^{mj} \frac{\partial u_2}{\partial \xi^m} + R_{m2} \xi_{x_m}^j, g^{mj} \frac{\partial u_3}{\partial \xi^m} + R_{m3} \xi_{x_m}^j \right]^T$$

En estas ecuaciones P es la presión dividida por la densidad, más el componente diagonal del tensor de Reynolds ($P = p + \frac{2}{3}k$), $u_i (i=1,2,3)$ son las componentes de velocidad en coordenadas cartesianas, x_i son las coordenadas cartesianas, J es el jacobiano, $\xi_{x_i}^j$ las coordenadas métricas de la transformación, U^j las componentes contravariantes de la velocidad $U^j = u_i \xi_{x_j}^i$, g^{ij} son las componentes del tensor métrico contravariante $g^{ij} = \xi_{x_k}^i \xi_{x_k}^j$,

Re es el número de Reynolds, y el tensor R_{ij} define como: $R_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial \xi^k} \xi_{x_j}^k$. La fuerza aplicada por el disco actuador está representada en el término f como una fuerza por unidad de masa de fluido, que corresponde a una fuente de cantidad de movimiento que se expresa como:

$$f = [0, f_{x_1}, f_{x_2}, f_{x_3}]^T \quad (10)$$

Las componentes f_{x_i} corresponden a las fuerzas por unidad de masa en las coordenadas cartesianas x_i generadas por la turbina. Estos términos deben calcularse a partir de las fuerzas aplicadas por el disco actuador que provienen de las ecuaciones (7) y (8). Es importante

también definir el volumen total de fluido que se ve afectado por la fuerza en cada paso de tiempo, en este trabajo se utiliza el volumen del elemento de la discretización donde se aplica la fuerza del disco. En todas las ecuaciones anteriores las variables están adimensionalizadas con las escalas de longitud característica L y de velocidad del flujo U . En consecuencia, el número de Reynolds se define como: $Re = UL/\nu$ donde ν es la viscosidad cinemática del fluido.

Para el modelo de turbulencia empleamos el enfoque DES que utiliza la ecuación del modelo de Spalart y Allmaras (1994) (S-A) como modelo base para la formulación híbrida. El modelo S-A (Spalart y Allmaras, 1994) es una ecuación de cierre para el sistema URANS, y consiste en una relación para la variable auxiliar $\tilde{\nu}$, que está relacionada con la viscosidad turbulenta ν_t . El modelo de turbulencia funciona en modo URANS cerca de las paredes sólidas y como LES en el resto del dominio. Para más detalles se sugiere al lector ver los artículos de Paik et al. (2007), Spalart (2009), y Escauriaza y Sotiropoulos (2011b).

Las ecuaciones del flujo (9), se discretizan en una malla computacional de volúmenes finitos, empleando esquemas de segundo orden para todas las derivadas espaciales. Diferencias centradas se usan en los términos viscosos y gradientes de presión, y esquemas QUICK se utilizan para los términos convectivos. La integración temporal se efectúa con un método de compresibilidad artificial (AC), usando el preconditionador implícito basado en la presión de Sotiropoulos y Constantinescu (1997) con paso de tiempo local, y aceleración de multi-malla con ciclo en V. La derivada temporal se discretiza con un esquema de Euler de segundo orden. La ecuación del modelo de turbulencia se discretiza con esquemas espaciales de segundo orden, y utilizando el método ADI para la integración en el tiempo. Todas las simulaciones se llevan a cabo utilizando un paso de tiempo adimensional de $\Delta t = 0.01$. Este método ha demostrado ser eficaz en las simulaciones de flujos turbulentos con DES, y ya ha sido descrito ampliamente en publicaciones anteriores (e.g. Paik et al., 2007; Escauriaza y Sotiropoulos, 2011b,a).

4. VALIDACIÓN Y RESULTADOS PARCIALES

La validación del modelo computacional se basa en las mediciones experimentales del flujo a través de discos porosos realizados por Myers y Bahaj (2010) en un canal rectangular de 21 m de largo y 1.35 m de ancho. En estas condiciones el número de Reynolds del flujo es de $Re = 75000$ y el número de Froude es igual a $Fr = 0.15$, usando como escalas de velocidad y longitud la velocidad media del flujo y la altura de agua, respectivamente. Todos los discos porosos en el experimento tienen un diámetro de 0.1 m y están hechos de láminas de plástico PVC o a partir de mallas metálicas para evaluar condiciones de mayor porosidad. La velocidad media de los experimentos es de 0.25 m/s mientras que la altura de agua es de 0.3 m para todas las mediciones. En la Figura 1 se aprecia el disco poroso dentro del canal donde se realizaron las mediciones y el canal empleado en la simulación con el disco actuador.

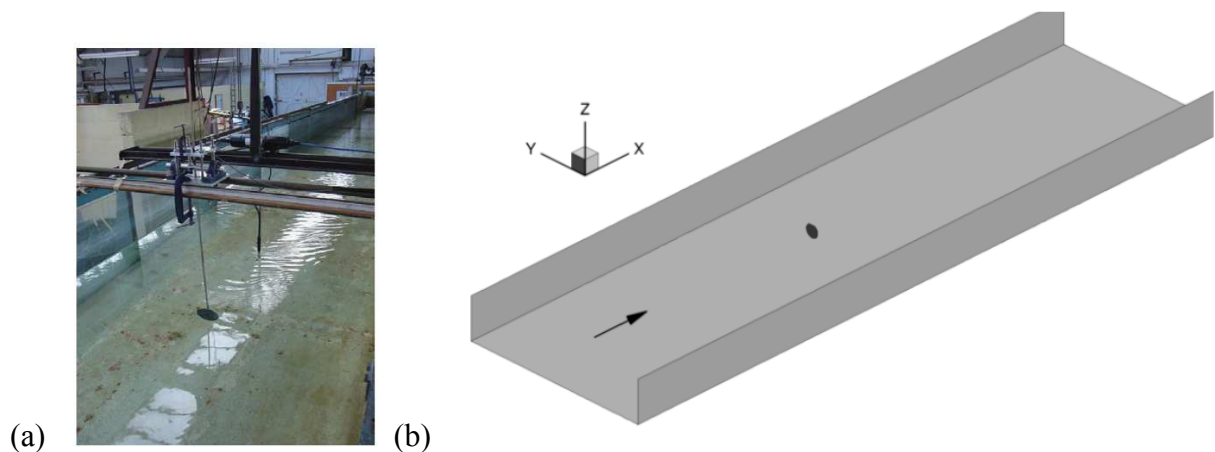


Figura 1: (a) Vista de la medición experimental utilizando un disco poroso (Myers y Bahaj, 2010). (b) Vista del canal en el modelo numérico con el disco poroso reemplazado por un disco actuador en las simulaciones.

En esta primera etapa de desarrollo del modelo estudiamos el flujo a través de los discos porosos medido por Myers y Bahaj (2010). De acuerdo a las condiciones experimentales, los discos sólo agregan cantidad de movimiento en la dirección del flujo como está representado en la ecuación (7), sin incorporar rotación. En este caso el parámetro importante a determinar es el coeficiente de impulso C_T , y a partir de los datos experimentales se puede comparar también la longitud de la estela tras el disco. Myers y Bahaj (2010) indican que dicha longitud no depende específicamente de C_T , sino que del transporte turbulento desde la zona de mayor velocidad a la región de baja velocidad detrás del disco creado por la diferencia de presión.

Para estudiar en detalle el flujo generamos el dominio computacional con una geometría idéntica a la experiencia de laboratorio. Para simular el flujo representamos toda la longitud del canal considerando el desarrollo de la capa límite. Primero realizamos una simulación de la sección del canal aguas arriba, cuyas condiciones de salida se incorporan como condición de entrada para una malla más fina con la sección del canal que contiene el disco, con una longitud total de 5.3 m. El disco actuador se incorpora en el dominio computacional, ubicando su centro a una profundidad de 0.15 m, correspondiente a la mitad de la profundidad del flujo. La discretización en la sección de interés del canal cuenta con 309 nodos en la dirección i , 201 en la dirección j y 66 en la dirección k , como se muestra en la Figura 2.

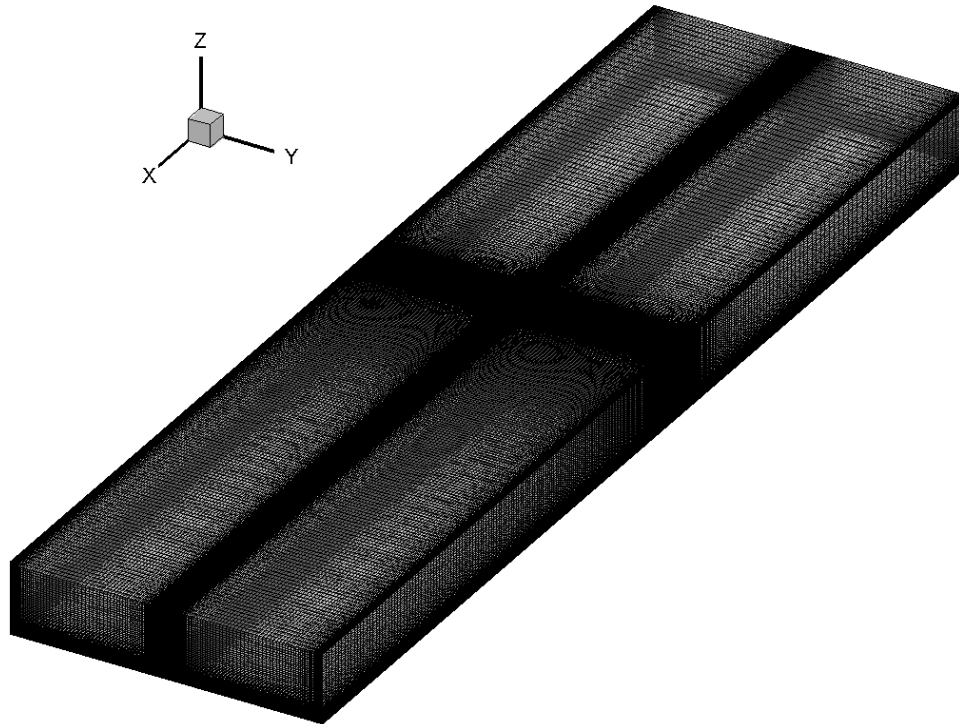


Figura 2: Vista 3D completa de la malla utilizada para modelar el canal utilizado en las mediciones de laboratorio de Myers y Bahaj (2010). La discretización contiene un total de 4.1 millones de nodos.

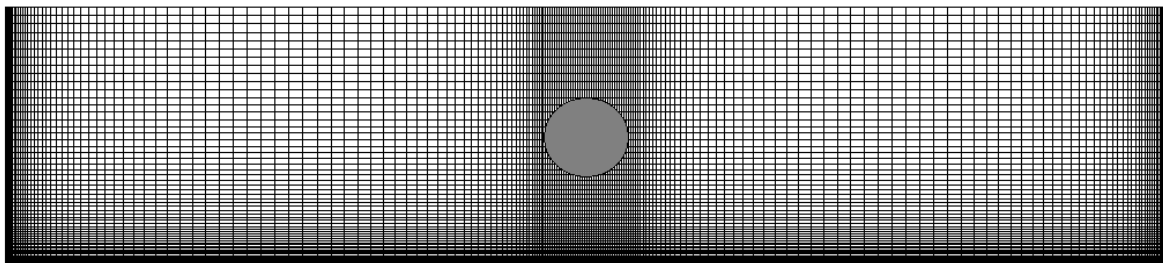


Figura 3: Vista de un plano transversal $i = \text{constante}$ de la malla. La zona central, donde se encuentra ubicado el disco, presenta una mayor resolución.

La densidad de los nodos es mayor en la zona cercana al disco. La utilización de coordenadas generalizadas permite aumentar la resolución en las zonas de interés para capturar la dinámica de las estructuras coherentes en la estela. Una vista en corte de un plano transversal $i = \text{constante}$ se muestra en la Figura 3. Cercano a las paredes del canal y al disco actuador la resolución es significativamente mayor.

Con el modelo de disco implementado en el código, las simulaciones capturan la dinámica de la estela. Los resultados muestran una discontinuidad en la presión a través del disco, provocando la disminución de velocidad esperada. En la Figura 4 se muestra una imagen

instantánea de la simulación donde se pueden visualizar las estructuras coherentes del flujo utilizando isosuperficies de q (Hunt et al., 1988) con el color de la presión. El proceso de validación del modelo incluye la representación de discos porosos con distintos valores de C_T .

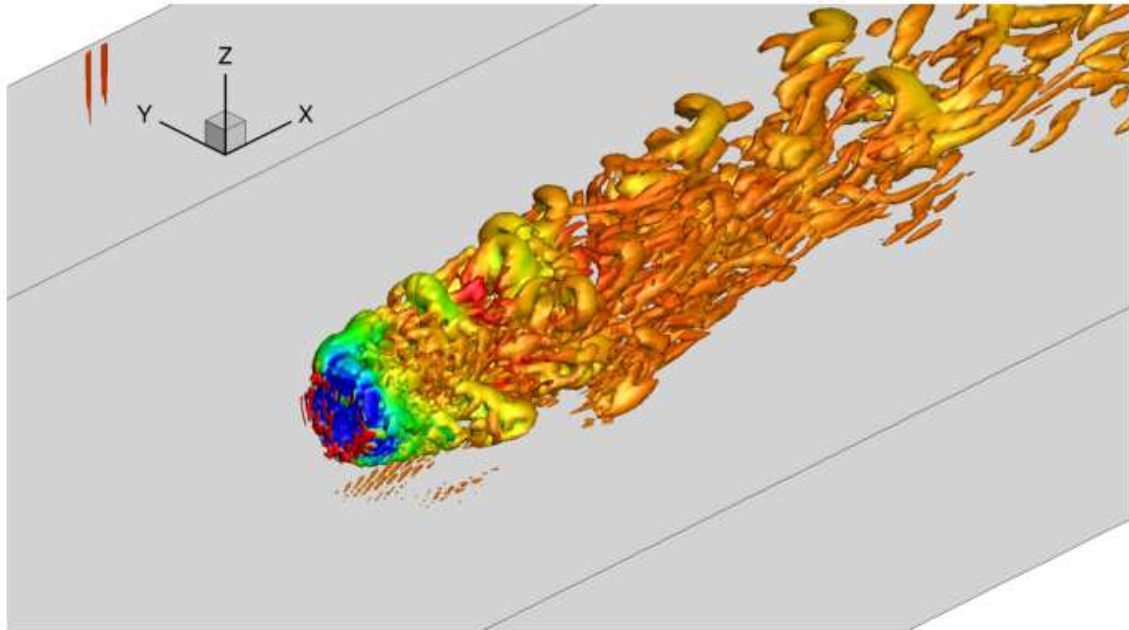


Figura 4: Modelación de la turbina utilizando discos actuadores realizada con el modelo computacional. Las estructuras coherentes se visualizan con isosuperficies de q .

En la validación de la fuerza ejercida por el disco actuador se utilizarán dos métodos. El primero consiste en sumar todas las fuerzas aplicadas en cada nodo, donde la fuerza es igual a $f_{i,j,k} = C_T 1/2 \rho V_\infty \Delta A$ donde ΔA es el área del plano perpendicular a la corriente dentro del nodo y se calcula como $\Delta A = \Delta x_2 \Delta x_3$. Si la fuerza y el tamaño del disco están bien definidos en cada nodo, entonces la suma de las fuerzas $f_{i,j,k}$ de todos los nodos que contiene el disco actuador será igual a la fuerza necesaria para calcular C_T con una geometría del disco dada por A_d y el estado del flujo determinado por V_∞ . La segunda metodología consiste en utilizar directamente el campo de velocidad obtenido en la simulación. Con la definición original de C_T se hace importante verificar la posibilidad de error en la implementación del disco en el modelo.

Para la validación se simularán los tres valores de C_T dados por Myers y Bahaj (2010), iguales a 0.61, 0.88 y 0.94. Cuando se compare el flujo con los distintos valores de C_T , será posible verificar si las estelas tienen un comportamiento similar para diferentes configuraciones de la turbina. En la Figura 5, se muestran las estelas provenientes de la medición experimental que se compararán con las soluciones entregadas por el programa de computacional. Estos flujos se grafican empleando el déficit de velocidad calculado como $V_{deficit} = 1 - V_1 / V_0$ donde V_0 es la velocidad del canal sin el disco poroso y V_1 es la velocidad media experimental (Myers y Bahaj, 2010). Finalmente en la Figura 6 se muestran imágenes de vorticidad instantánea, perpendicular a planos verticales y horizontales a través de la

estela, obtenidas del modelo computacional. Es importante destacar que la Figura 5 muestra el déficit de velocidad integrado en el tiempo y por ello no se aprecian estructuras coherentes como en la Figura 6 que permite visualizar las escalas y vórtices instantáneos generados por el disco.

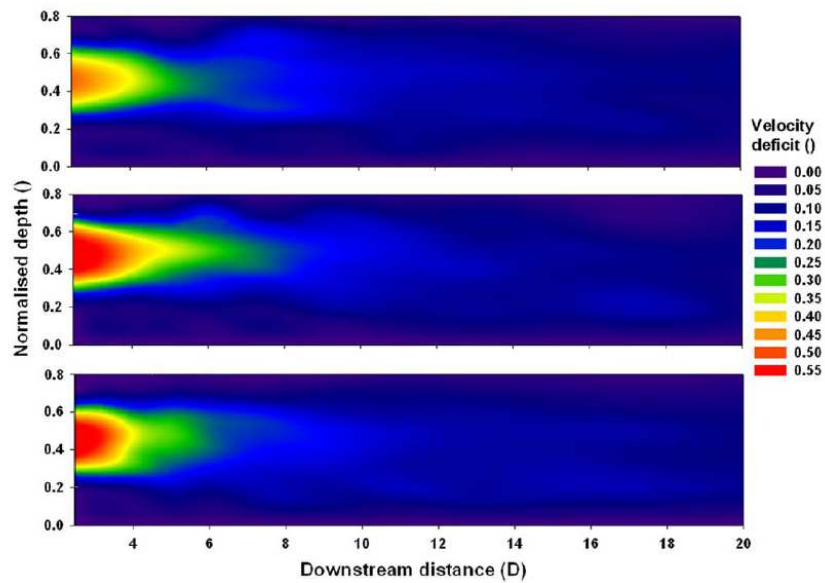


Figura 5: Vista de la velocidad media en el plano central de la turbina obtenido en las mediciones experimentales de Myers y Bahaj (2010) para valores de coeficiente de arrastre iguales a 0.61, 0.88 y 0.94.

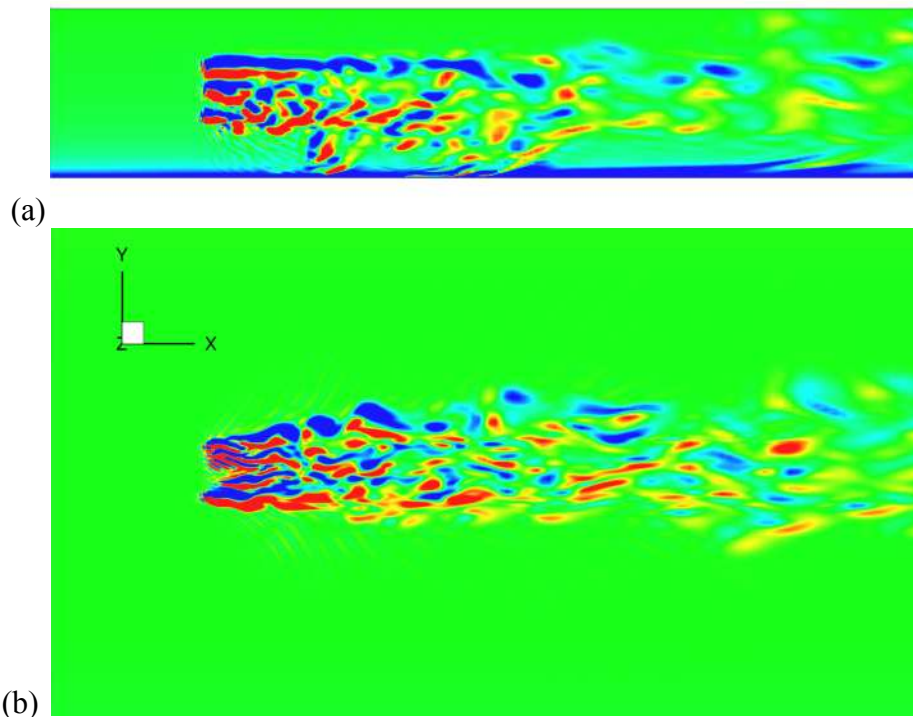


Figura 6: (a) Vorticidad instantánea perpendicular al plano vertical a través del centro del canal. (b) Vorticidad instantánea perpendicular al plano horizontal medio de la turbina.

5. CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

El estudio muestra que es posible reproducir la hidrodinámica de la compleja interacción de una turbina con el flujo utilizando un modelo híbrido DES, donde la turbina se representa con la metodología de discos actuadores. El flujo muestra buenos resultados cualitativos, con una estela similar a la que se observa en las experiencias de Myers y Bahaj (2010). También se muestra como realizar una correcta validación a partir de mediciones de laboratorio. El trabajo futuro se enfocará en completar la validación de una turbina, para luego validar el modelo con mediciones en las que interactúen dos o más turbinas. Esto permitirá utilizar la herramienta computacional para encontrar parámetros de la configuración óptima de una granja de generación, como la separación entre turbinas. En segundo lugar se podrá evaluar la interacción impermanente entre la estela y el fondo, lo que permitirá cuantificar el efecto de la turbina en el transporte de sedimentos. El siguiente paso será caracterizar los valores estadísticos del flujo, como la energía cinética turbulenta, la producción de turbulencia, la vorticidad y el esfuerzo del corte en el fondo. También se espera que a partir de datos medidos en turbinas reales y en experimentos que se realizarán en el laboratorio de hidráulica del Departamento de Ingeniería Hidráulica y Ambiental de la Pontificia Universidad Católica de Chile, sea posible calcular los parámetros a y a' de las turbinas y con ellos resolver el flujo a través de una granja de generación que incluya un número importante de turbinas empleando la batimetría real del canal de Chacao. Finalmente se espera que a partir de esta modelación detallada se podrá entregar información de alta calidad a modelos de mayor escala como ROMS, para que estos resultados se incluyan como efectos de sub-grilla. Esta técnica permitirá modelar con mayor exactitud el efecto de las granjas de generación en modelos regionales de mayor escala, en los cuales los elementos de la discretización tienen un tamaño mayor que el diámetro de una turbina.

AGRADECIMIENTOS

Se agradece a la empresa HydroChile S.A. por la beca de postgrado en energías renovables, y al proyecto FONDEF D09I1052.

REFERENCIAS

- Antheaume, S., Maître, T., y Achard, J.-L. (2008). “Hydraulic darrieus turbines efficiency for free fluid flow conditions versus power farms conditions.” *Renewable Energy*, 33, 2186–2198.
- Bahaj, A. (2011). “Generating electricity from the oceans.” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, 3399–3416.
- Bahaj, A., Batten, W., y McCann, G. (2007). “Experimental verifications of numerical predictions for the hydrodynamic performance of horizontal axis marine current turbine.” *Renewable Energy*, 32, 2479–2490.
- Batten, W., Bahaj, A., Molland, A., y Chaplin, J. (2007). “Experimentally validated numerical method for the hydrodynamic design of horizontal axis tidal turbines.” *Ocean Engineering*, 34, 1013–1020.

- Burton, T., Sharpe, D., N.Jenkins, y Bossanyi, E. (2001). *Wind energy handbook*. John Wiley & Sons, Ltd.
- Calaf, M., Meneveau, C., y Meyers, J. (2010). "Large eddy simulation study of fully developed wind-turbine array boundary layers." *Physics of Fluids*, 22, 015110.
- Escauriaza, C. y Sotiropoulos, F. (2011a). "Lagrangian model of bed-load transport in turbulent junction flows." *J. Fluid Mech.*, 666, 36–76.
- Escauriaza, C. y Sotiropoulos, F. (2011b). "Reynolds number effects on the coherent dynamics of the turbulent horseshoe vortex system." *Flow Turbul. Combust.*, 86, 231–262.
- Gaden, D. y Bibeau, E. (2010a). "A numerical investigation into the effect of diffusers on the performance of hydro kinetic turbines using a validated momentum source turbine model." *Renewable Energy*, 35, 1152–1158.
- Gaden, D. y Bibeau, E. (2010b). "A numerical investigation into upstream boundary-layer interruption and its potential benefits for river and ocean kinetic hydropower." *Renewable Energy*, 35, 2270–2278.
- Hassan, G. (2009). "Preliminary site selection - chilean marine energy resources." disponible en http://www.cne.cl/cnewww/export/sites/default/05_Public_Estudios/descargas/estudios/texto10.pdf
- Hunt, J. C. R., Wray, A. A., y Moin, P. (1988). "Eddies, stream, and convergence zones in turbulent flows." *Proceedings of the Summer Program*, Center for Turbulence Research, NASA Ames/Stanford Univ., pages 193-208.
- Myers, L. y Bahaj, A. (2006). "Power output performance characteristics of a horizontal axis marine current turbine." *Renewable Energy*, 31, 197–208.
- Myers, L. y Bahaj, A. (2010). "Experimental analysis of the flow field around horizontal axis tidal turbines by use of scale mesh disk rotor simulators." *Ocean Engineering*, 37, 218–227.
- Paik, J., Escauriaza, C., y Sotiropoulos, F. (2007). "On the bimodal dynamics of the turbulent horseshoe vortex system in a wing-body junction." *Phys. Fluids*, 19, 045107.
- Sotiropoulos, F. y Constantinescu, G. (1997). "Pressure-based residual smoothing operators for multistage pseudocompressibility algorithms." *J. Comput. Phys.*, 133, 129–145.
- Spalart, P. R. (2009). "Detached-eddy simulation." *Annu. Rev. Fluid Mech.*, 41, 181–202.
- Spalart, P. R. y Allmaras, S. R. (1994). "A one-equation turbulence model for aerodynamic flows." *Rech. Aerosp.*, 1, 5–21.
- Turnock, S., Phillips, A. B., Banks, J., y Nichollos-Lee, R. (2011). "Modelling tidal current turbine wakes using a coupled rans-bmt approach as a tool for analyzing power capture of arrays of turbines." *Ocean Engineering*, 38, 1300–1307.