



**FACULTAD DE  
INGENIERÍA**



**UNIVERSIDAD  
DE LA REPÚBLICA  
URUGUAY**

**UNIVERSIDAD DE LA REPÚBLICA  
FACULTAD DE INGENIERÍA**

**DESARROLLO DE TECNOLOGÍAS PARA  
MICRO-APROVECHAMIENTOS  
HIDROELÉCTRICOS CON BAJO SALTO**

Tesis para optar al grado de Doctor en Ingeniería Mecánica de  
los Fluidos Aplicada

**RODOLFO PIENIKA ARCHONDO**

Tutora: Dra. Ing. Helena M. Ramos (IST - Portugal).  
Co-tutor: Dr. Ing. José Cataldo

Montevideo, Uruguay.  
Julio, 2022

# Integración del Tribunal de Defensa de Tesis

---

Dr. Ing. Victor Hidalgo

---

Dr. Ing. Modesto Pérez-Sánchez

---

Ing. Cecilia Lucino

---

Dr. Ing. Francisco Pedocchi

---

Dr. Ing. Alejandro Gutiérrez

# Agradecimientos

Les agradezco a mis orientadores de tesis, a la Prof. Helena M. Ramos y al Prof. José Cataldo, por guiarme durante todo el trabajo, por la libertad brindada y por la paciencia que tuvieron cuando los resultados no llegaban.

También le estoy agradecido al Grupo de Mecánica de los Fluidos Computacional del IMFIA, del cual casi todos sus miembros en algún momento me brindaron ayuda en el uso del código *caffa3d*, en especial a Gabriel Usera y a Bruno López.

Le agradezco al Ing. Daniel Schenzer por haberme posibilitado mis primeros pasos en el estudio de turbinas hidráulicas, y a mis colegas del LatinAmerican Working Group on Hydropower and Systems de la IAHR, por el apoyo y estímulo para el desarrollo de una línea de trabajo en turbinas hidráulicas dentro el IMFIA.

Mi estadía en el IST de Lisboa (Portugal) donde desarrollé parte del trabajo de esta tesis, fue posible gracias a los apoyos económicos brindados por el programa MIA de la Comisión Sectorial de Investigación Científica, por la Facultad de Ingeniería y la Comisión de Dedicación Total de la Universidad de la República, por el Programa Becas Iberoamérica - jóvenes profesores e investigadores - Santander Universidades y por el proyecto REDAWN.

Durante mi estadía en Portugal, se que mis compañeros de sección realizaron un esfuerzo para atender las responsabilidades de enseñanza, investigación y extensión, que estaban a mi cargo. Gracias a todos ellos. La construcción de la instalación de ensayo de turbinas axiales y la fabricación del modelo a escala, fueron posibles gracias al proyecto financiado por la Agencia Nacional de Investigación e Innovación FSE 131297. Gracias a Nico y a Nacho por la ayuda en el montaje del banco mientras aún estaba en Uruguay, y más aún mientras estaba en Portugal.

Inmensamente agradecido al amor de mi vida por seguirme y apoyarme en esta aventura, y a mis dos pequeños faros Hernán y Julieta.

# Resumen

En esta tesis realizó un análisis del estado del arte sobre algunos dispositivos de aprovechamiento hidroeléctrico para sitios con bajo salto y escala de pequeñas, mini y micro potencias. Luego se propuso la evaluación de dos de los dispositivos mencionados, para lo cual se utilizaron dos técnicas diferentes, como son la resolución numérica de las ecuaciones que gobiernan el flujo a través de una turbina (Mecánica de los Fluidos Computacional - CFD) y los ensayos en modelo físico.

Por un lado, se planteó el análisis y validación del funcionamiento de una Máquina de Presión Hidrostática (HPM) mediante simulaciones numéricas realizadas con el código de libre acceso *caffa3d*, previo a lo cual se llevó a cabo un proceso de validación de dos métodos implementados en dicho código para resolver la rotación de la HPM y la presencia de la superficie libre del agua en el canal. Por otro lado, se presentó una metodología de diseño de una turbina axial tipo hélice (de álabes fijos en rotor y distribuidor) tubular, para luego llevar a cabo un ensayo en un banco de pruebas de un modelo a escala reducida de la turbina diseñada.

Para contemplar la rotación de una turbina en *caffa3d*, se trabaja con bloques de malla estáticos y bloques de malla rotatorios, y se implementa el método de Mallas Deslizantes para resolver la comunicación entre bloques adyacentes en movimiento relativo. Este método se validó analizando el flujo cruzado a través de un cilindro rotando a distintas velocidades, que genera el efecto Magnus el cual ha sido extensamente estudiado, arrojando muy buena correlación con resultados de simulaciones de otros investigadores en condiciones similares.

Los flujos de agua en canales a superficie libre, se resuelven en *caffa3d* mediante el método de Volumen de Fluido, en el cual se asigna a cada celda del dominio, un valor de un escalar en función de la fracción de volumen ocupada por agua. Este método se validó analizando el flujo de agua en un canal sobre un vertedero semicircular, arrojando una buena correlación con resultados de simulaciones y experimentos de otros investigadores.

Ambos métodos fueron implementados para simular el funcionamiento de una HPM simple de palas rectas de tamaño mediano, la cual había sido previamente ensayada experimentalmente en el marco de un proyecto de investigación. Se obtuvieron valores instantáneos de potencia absorbida durante varias vueltas completas de la rueda para distintos puntos de funcionamiento, así como los campos instantáneos de velocidad, presión y fracción de volumen cada 0.25 s durante una vuelta completa para dos puntos de funcionamiento característicos (uno a potencia máxima y otro a caudal elevado). Las curvas de potencia y rendimiento en función del caudal obtenidas de las simulaciones resultaron muy cercanas a las curvas obtenidas de los ensayos experimentales, para caudales entre el mínimo y el correspondiente a la máxima potencia (en dicho intervalo se incluye también el caudal de máximo rendimiento). Para caudales mayores los valores de potencia y rendimiento obtenidos de la simulaciones resultaron mucho más bajos. A partir de la visualización de los campos de interés en el agua entorno a la HPM, fue posible identificar fenómenos relacionados con el descenso en potencia y rendimiento a caudales elevados, los cuales coinciden con los observados en los ensayos experimentales.

Se diseñó una turbina axial de hélice pensada para instalar en la descarga de una obra de toma de un embalse de riego, antes de la cámara derivadora hacia los canales. El diseño se basó en los criterios de flujo tipo vórtice libre y de coeficiente mínimo de presión, tomando en consideración algunas ecuaciones teóricas junto con otras empíricas. Se obtuvieron las dimensiones geométricas de los álabes del rotor y del distribuidor, y se realizó una evaluación del funcionamiento a partir del modelo analítico. Se construyó un modelo a escala reducida de la turbina diseñada, y se instaló en el banco de ensayos de turbinas hidráulicas de bajo salto de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de la República (Uruguay). Se obtuvieron las curvas características del funcionamiento de la turbina, como son la curva Salto-Caudal, Potencia-Caudal y Rendimiento-Caudal. El máximo rendimiento del ensayo resultó próximo a valores obtenidos por otros investigadores para turbinas de características similares.

**Palabras clave:** Micro-hidroenergía, Bajo salto, Turbinas, CFD, Ensayos, Máquina de Presión Hidrostática, Turbina Hélice

# Contenido

Agradecimientos	I
Resumen	II
Índice de figuras	V
Índice de tablas	XI
Introducción	2
<b>1. Micro-aprovechamientos hidroeléctricos con bajo salto</b>	<b>5</b>
1.1. Situación actual en el mundo y la región	6
1.2. Situación actual en Uruguay	7
1.3. Dispositivos utilizados en micro hidroeléctrica con bajo salto	9
1.3.1. Turbina hélice	10
1.3.2. Bomba como turbina	11
1.3.3. Turbina de flujo cruzado	12
1.3.4. Turbina hidrocínética	13
1.3.5. Turbina de flujo cruzado en línea	14
1.3.6. Tornillo de Arquímedes	15
1.3.7. Máquina de Presión Hidrostática	16
<b>2. Metodologías para evaluar dispositivos hidroeléctricos</b>	<b>19</b>
2.1. Ensayos en modelos físicos	19
2.1.1. Descripción del banco de ensayos de turbinas axiales del IMFIA	20
2.2. Ensayos en modelos numéricos	26
2.2.1. Descripción y estructura del código <i>caffa3d</i>	27
2.2.2. Modelación de turbulencia en <i>caffa3d</i>	28
2.2.3. Modelación de turbomáquinas en <i>caffa3d</i>	28
2.2.4. Flujo en canales a superficie libre en <i>caffa3d</i>	30

2.2.5. Inclusión de sólidos en <i>caffa3d</i> . . . . .	33
<b>3. Validación de métodos implementados en <i>caffa3d</i> para simular una HPM</b>	<b>36</b>
3.1. Validación del método SM . . . . .	36
3.2. Validación del método VOF . . . . .	49
<b>4. Máquina de Presión Hidrostática</b>	<b>60</b>
4.1. Antecedentes . . . . .	60
4.1.1. Historia y desarrollo de primeros modelos . . . . .	60
4.1.2. Ensayos en modelos físicos . . . . .	62
4.1.3. Ensayos en modelos numéricos . . . . .	68
4.2. Ensayos en modelo numérico con <i>caffa3d</i> . . . . .	71
4.2.1. Caso de estudio para validación . . . . .	71
4.2.2. Dominio, malla, CB y otros parámetros . . . . .	74
4.3. Resultados de simulación de HPM en <i>caffa3d</i> . . . . .	76
4.3.1. Potencia instantánea . . . . .	77
4.3.2. Potencia media y rendimiento . . . . .	80
4.3.3. Análisis del flujo en el canal . . . . .	83
<b>5. Turbina axial tipo hélice</b>	<b>94</b>
5.1. Diseño de turbina hélice . . . . .	94
5.1.1. Descripción del sitio . . . . .	94
5.1.2. Parámetros globales . . . . .	97
5.1.3. Diseño hidráulico del rotor . . . . .	99
5.1.4. Diseño hidráulico del distribuidor . . . . .	108
5.1.5. Evaluación con modelo analítico . . . . .	116
5.2. Ensayo en modelo físico en banco de turbinas del IMFIA . . . . .	118
5.2.1. Fabricación de rotor y distribuidor del modelo a escala . . . . .	118
5.2.2. Punto de funcionamiento en modelo . . . . .	121
5.3. Resultados de ensayo de turbina hélice . . . . .	122
<b>Conclusiones</b>	<b>131</b>
<b>Bibliografía</b>	<b>133</b>

# Índice de figuras

1.1.	Imágenes de turbinas hélice. Tomadas de [30, 32, 33]. . . . .	11
1.2.	Imágenes de turbinas de flujo cruzado. Tomada del <a href="#">sitio web de la fábrica Ossberger</a> . . . . .	13
1.3.	Imágenes de la turbina de Smart Hydro Power. Tomada de <a href="https://www.smart-hydro.de/">https://www.smart-hydro.de/</a> . . . . .	14
1.4.	Imágenes de la turbina LucidPipe de Lucid Energy. Tomada de <a href="http://interestingengineering.com">interestingengineering.com</a> . . . . .	15
1.5.	Imagen de turbinas tipo Tornillo de Arquímedes. Tomada de [51].	16
1.6.	Comparación de diseños de rueda hidráulica clásica (a) y HPM (b). . . . .	17
1.7.	Esquema de funcionamiento de una HPM simple de 12 palas planas radiales. Tomada de [53]. . . . .	18
2.1.	Instalación hidráulica del banco de ensayos de turbinas del IMFIA.	21
2.2.	Pieza 'S' vista desde arriba. . . . .	22
2.3.	Imágenes del banco de ensayos de turbinas del IMFIA. . . . .	23
2.4.	Esquema de la interfaz deslizante, mostrando el ángulo de desplazamiento relativo $\alpha$ entre un bloque rotatorio y otros estáticos (caso particular). . . . .	30
2.5.	Esquemas de método de rastreo de interfaz (a) y método de captura de interfaz (b). Adaptada de [78]. . . . .	31
2.6.	Ejemplos de mallas adaptadas a la geometría del sólido. . . . .	34
2.7.	Ejemplo de implementación del método de condiciones de borde inmersas para inclusión de un sólido en una malla cartesiana. Tomada de [74]. . . . .	35
3.1.	Malla computacional generada para el caso de validación del método SM. . . . .	38
3.2.	Malla computacional generada para el caso de validación del método SM, cerca del cilindro. . . . .	39

3.3. Magnitud del campo de velocidad entorno al cilindro con $\alpha = 0,5$ , $t = 30s$ . . . . .	40
3.4. Magnitud del campo de velocidad entorno al cilindro con $\alpha = 1$ , $t = 30s$ . . . . .	40
3.5. Magnitud del campo de velocidad entorno al cilindro con $\alpha = 1,5$ , $t = 30s$ . . . . .	41
3.6. Magnitud del campo de velocidad entorno al cilindro con $\alpha = 2$ , $t = 30s$ . . . . .	41
3.7. Líneas de flujo entorno al cilindro con $\alpha = 0$ , $t = 40s$ . . . . .	42
3.8. Líneas de flujo entorno al cilindro con $\alpha = 0,5$ , $t = 40s$ . . . . .	43
3.9. Líneas de flujo entorno al cilindro con $\alpha = 1$ , $t = 40s$ . . . . .	43
3.10. Líneas de flujo entorno al cilindro con $\alpha = 1,5$ , $t = 40s$ . . . . .	44
3.11. Líneas de flujo entorno al cilindro con $\alpha = 2$ , $t = 40s$ . . . . .	44
3.12. Líneas de flujo entorno al cilindro rotando en sentido anti-horario, tomadas de [88]. . . . .	45
3.13. Líneas de flujo entorno al cilindro rotando en sentido horario, para $\alpha = 0,5, 2,6$ y $4$ (de izq. a der.), tomadas de [90]. . . . .	45
3.14. Evolución del coeficiente de arrastre (a) y sustentación (b) para $\alpha = 0$ . . . . .	46
3.15. Evolución del coeficiente de arrastre (a) y sustentación (b) para $\alpha = 0,5$ . . . . .	46
3.16. Evolución del coeficiente de arrastre (a) y sustentación (b) para $\alpha = 1$ . . . . .	47
3.17. Evolución del coeficiente de arrastre (a) y sustentación (b) para $\alpha = 1,5$ . . . . .	47
3.18. Evolución del coeficiente de arrastre (a) y sustentación (b) para $\alpha = 2$ . . . . .	48
3.19. Comparación del coeficiente de arrastre para distintos valores de $\alpha$ . . . . .	48
3.20. Comparación del coeficiente de sustentación para distintos valores de $\alpha$ . . . . .	49
3.21. Parte de la malla computacional generada para el caso de validación del método VOF. . . . .	51
3.22. Campo de velocidad del agua en el canal entorno a el vertedero semicircular. . . . .	52
3.23. Comparación de la posición de la superficie libre obtenida numéricamente con <i>caffa3d</i> y el resultado obtenido experimentalmente por [93]. . . . .	53
3.24. Errores de comparación de la posición de la superficie libre. . . . .	53

3.25. Comparación de las líneas de flujo obtenidas numéricamente con <i>caffa3d</i> (a) y el resultado obtenido con ANSYS-Fluent v.12.1 por [93] (b). . . . .	54
3.26. Perfil de velocidad horizontal en las sección $x = 0,8m$ obtenido con <i>caffa3d</i> y mediante ensayos experimentales presentados en [93]. . . . .	55
3.27. Perfil de velocidad horizontal en las sección $x = 1,0m$ obtenido con <i>caffa3d</i> y mediante ensayos experimentales presentados en [93]. . . . .	56
3.28. Perfil de velocidad horizontal en las sección $x = 1,3m$ obtenido con <i>caffa3d</i> y mediante ensayos experimentales presentados en [93]. . . . .	57
3.29. Errores de comparación del perfil de velocidades en $x = 0,8m$ . . . . .	58
3.30. Errores de comparación del perfil de velocidades en $x = 1,0m$ . . . . .	58
3.31. Errores de comparación del perfil de velocidades en $x = 1,3m$ . . . . .	59
4.1. Imagen de una HPM instalada entre tabiques verticales. Tomada de [53]. . . . .	62
4.2. Imágenes de los distintos modelos de HPM ensayadas en el proyecto HYLOW. Tomada de [102]. . . . .	63
4.3. Esquema de la HPM de palas rectas ensayada en el proyecto HYLOW [102]. . . . .	64
4.4. Curvas de Potencia normalizada-Caudal normalizado de los distintos modelos de HPM de escala media ensayada en el proyecto HYLOW [102]. . . . .	65
4.5. Curvas normalizadas de Rendimiento-Caudal normalizado de los distintos modelos de HPM de escala media ensayada en el proyecto HYLOW [102]. . . . .	66
4.6. HPM para reactivar un antiguo molino en Alemania. Tomada del sitio web de la <b>Universidad de Southampton</b> . . . . .	67
4.7. HPM en una central de pasada (run-of-river) en un río de Bulgaria. Tomada del sitio web de la <b>Universidad de Southampton</b> . . . . .	67
4.8. Resultado de simulación en 2D de operación de HPM. Tomada de [107]. . . . .	69
4.9. Resultado de simulación en 3D de operación de HPM de palas rectas radiales. Tomada de [107]. . . . .	70
4.10. Resultado de simulación en 3D de operación de HPM de palas rectas inclinadas. Tomada de [107]. . . . .	70

4.11. Curvas de Potencia y Rendimiento en función del Caudal de la HPM de escala media y palas rectas radiales ensayada en el proyecto HYLOW. Tomada de [102]. . . . .	72
4.12. Relación entre Caudal y Velocidad de rotación de la HPM de escala media y palas rectas radiales ensayada en el proyecto HYLOW. Tomada de [102]. . . . .	73
4.13. Malla computacional completa para la simulación de la HPM en <i>caffa3d</i> . . . . .	74
4.14. Parte de la malla computacional entorno a la HPM. . . . .	75
4.15. Condiciones de borde del dominio computacional. . . . .	76
4.16. Potencia absorbida instantánea para $Q = 40l/s$ , a lo largo de 2 vueltas de la HPM. . . . .	78
4.17. Potencia absorbida instantánea para $Q = 58,9l/s$ , a lo largo de 4 vueltas de la HPM. . . . .	78
4.18. Potencia absorbida instantánea para $Q = 77l/s$ , a lo largo de 4 vueltas de la HPM. . . . .	79
4.19. Potencia absorbida instantánea para $Q = 97,8l/s$ , a lo largo de 4 vueltas de la HPM. . . . .	79
4.20. Potencia absorbida instantánea para $Q = 110l/s$ , a lo largo de 4 vueltas de la HPM. . . . .	79
4.21. Potencia absorbida instantánea para $Q = 120l/s$ , a lo largo de 4 vueltas de la HPM. . . . .	80
4.22. Curva Potencia-Caudal de HPM. . . . .	81
4.23. Curva Rendimiento-Caudal de HPM. . . . .	81
4.24. Relación entre Caudal y Velocidad de rotación de HPM. . . . .	82
4.25. Errores de comparación en función del caudal por la HPM. . . . .	83
4.26. Imagen en perspectiva del flujo instantáneo de agua a través de la HPM, $Q = 97,8l/s$ . . . . .	84
4.27. Imagen lateral del flujo instantáneo de agua a través de la HPM, $Q = 97,8l/s$ . . . . .	85
4.28. Imagen en perspectiva de líneas de flujo instantáneo a través de la HPM coloreadas según velocidad, $Q = 97,8l/s$ . . . . .	86
4.29. Imagen lateral de líneas de flujo instantáneo a través de la HPM coloreadas según presión, $Q = 97,8l/s$ . . . . .	86
4.30. Imagen del flujo real a través de la HPM funcionando con $Q = 60l/s$ y la configuración de niveles de agua simuladas en el presente trabajo. Tomada de [103]. . . . .	87
4.31. Secuencia de imágenes del flujo instantáneo a través de la HPM, $Q = 97,8l/s$ . . . . .	88

4.32. Imagen en perspectiva del flujo instantáneo de agua a través de la HPM, $Q = 120l/s$ . . . . .	89
4.33. Imagen lateral del flujo instantáneo de agua a través de la HPM, $Q = 120l/s$ . . . . .	89
4.34. Imagen en perspectiva de líneas de flujo instantáneo a través de la HPM coloreadas según velocidad, $Q = 120l/s$ . . . . .	90
4.35. Imagen lateral de líneas de flujo instantáneo a través de la HPM coloreadas según presión, $Q = 120l/s$ . . . . .	91
4.36. Imagen del flujo real a través de la HPM funcionando con $Q = 180l/s$ , con el nivel aguas abajo de la rueda $200mm$ por debajo del borde del cubo. Tomada de [103]. . . . .	92
4.37. Secuencia de imágenes del flujo instantáneo a través de la HPM, $Q = 110l/s$ . . . . .	93
5.1. Evolución del caudal por la represa durante la temporada de riego. . . . .	95
5.2. Evolución de la cota del embalse durante la temporada de riego. . . . .	96
5.3. Corte de represa con tendido de tubería de presión (obra de toma). . . . .	97
5.4. Curva de coeficiente de sustentación en función del ángulo de ataque para un perfil NACA2409 obtenido mediante XFOIL. . . . .	101
5.5. Curva de coeficiente de arrastre en función del ángulo de ataque para un perfil NACA2409 obtenido mediante XFOIL. . . . .	102
5.6. Valores del coeficiente de presión sobre la superficie de un perfil NACA2409 para $\alpha = 7^\circ$ obtenido mediante XFOIL. . . . .	103
5.7. Curva de coeficiente de presiones mínimo en función del ángulo de ataque para un perfil NACA2409 obtenido mediante XFOIL. . . . .	104
5.8. Fuerzas ejercidas por el flujo sobre el perfil de una pala del rotor. . . . .	105
5.9. Triángulos de velocidades antes y después del rotor. . . . .	106
5.10. Triángulos de velocidades antes y después del distribuidor. . . . .	109
5.11. Curva de coeficiente de sustentación en función del ángulo de ataque para un perfil NACA8418 obtenido mediante XFOIL. . . . .	110
5.12. Curva de coeficiente de arrastre en función del ángulo de ataque para un perfil NACA8418 obtenido mediante XFOIL. . . . .	111
5.13. Vectores de velocidad bidimensionales a través del distribuidor con el diseño modificado, en una sección a $50mm$ del eje de giro. . . . .	113
5.14. Vectores de velocidad bidimensionales a través del distribuidor con el diseño original, en una sección a $50mm$ del eje de giro. . . . .	114
5.15. Comparación de la distribución radial de la componente tangencial de velocidad absoluta a la salida del distribuidor. . . . .	115
5.16. Curva Salto-Caudal obtenida del modelo analítico. . . . .	117

5.17. Curva Rendimiento-Caudal obtenida del modelo analítico. . . . .	117
5.18. Imagen de rotor y distribuidor fabricados por FDM. . . . .	119
5.19. Imagen del rotor y distribuidor fabricados por SLA. . . . .	120
5.20. Turbina modelo montada en el banco de ensayos del IMFIA. . . . .	121
5.21. Serie temporal de medidas de par (en Nm) para dos puntos de funcionamiento de la turbina. . . . .	122
5.22. Serie temporal de medidas de diferencia de presión (en V) para dos puntos de funcionamiento de la turbina. . . . .	123
5.23. Curva Salto-Caudal de modelo a escala de turbina. . . . .	125
5.24. Curva Potencia-Caudal de modelo a escala de turbina. . . . .	125
5.25. Curva Rendimiento-Caudal de modelo a escala de turbina. . . . .	126
5.26. Curvas Salto-Caudal de turbina prototipo obtenida de ensayos y de modelo analítico. . . . .	127
5.27. Curvas Rendimiento-Caudal de turbina prototipo obtenida de ensayos y de modelo analítico. . . . .	128
5.28. Curva Salto-Caudal de turbina prototipo y curvas de salto del embalse. . . . .	129

# Índice de tablas

1.1. Participación por continente en capacidad instalada y potencial remanente de PCH [1]. . . . .	6
4.1. Puntos de operación de la HPM de palas rectas de 1200mm de diámetro, a partir de ensayos físicos. . . . .	73
4.2. Puntos de operación de la HPM de palas rectas de 1200mm de diámetro, a partir de las simulaciones en <i>caffa3d</i> . . . . .	80
5.1. Parámetros globales del diseño de la turbina. . . . .	99
5.2. Parámetros de cada sección de diseño del rotor. . . . .	108
5.3. Parámetros de cada sección de diseño del distribuidor. . . . .	116
5.4. Rendimientos máximos obtenidos en otros diseños de turbinas hélice. . . . .	130

# Introducción

En los últimos años, la matriz energética a nivel mundial se ha ido transformando incorporando fuertemente la participación de energías provenientes de fuentes renovables, como la hidráulica, eólica, solar y biomasa. Sin embargo, de acuerdo a [1], para el año 2030 dicha participación alcanzaría apenas el 21 % (siendo del 17.5 % en el año 2015). Asimismo, si bien la cantidad de personas que no tienen acceso a energía eléctrica ha estado disminuyendo, para el 2030 aún representaría el 8 % de la población mundial, y unas 2.3 billones de personas seguirían utilizando madera y carbón para cocinar [1].

En el caso particular de Uruguay, la transformación energética ha estado basada principalmente en la introducción de una cantidad importante de nuevos parques eólicos y plantas fotovoltaicas, que se sumaron a la capacidad instalada de generación hidroeléctrica con la que cuenta el país (la cual no se ha visto modificada desde la década de 1980). Al finalizar el año 2021, de los 4928MW de capacidad instalada para generación de electricidad, el 76 % (3745MW) provenía de fuentes renovables, y específicamente el 31 % (1538MW) de origen hidráulico [2]. La energía eléctrica generada durante el año 2021 a partir de fuentes renovables alcanzó los 13618GWh representando el 85 % del total de energía eléctrica generada en dicho año [2]. La energía de origen hidráulico representó en el 2021 el 33 % del total, pero se destaca que dicha participación tiene una gran variabilidad interanual debido a las características hidrológicas del país [2]. En cuanto al balance energético, se destaca que durante algunos lapsos de tiempo de los últimos años el país se ha encontrado en un superávit de energía (principalmente de origen eólico), es decir que se genera más de lo que se consume. En dichas situaciones, es posible negociar la venta de la energía excedente a países vecinos, pero cuando esto no es posible la energía se acaba por desechar, al no contar el país con sistemas de acumulación de energía de gran porte. Por el lado del acceso de la población a la electricidad, Uruguay es uno de los países más electrificados de América Latina, con una tasa de 99,8 %, según la Administración Nacional de Usinas y Transmisiones Eléctricas [3].

Por otro lado, diversos estudios han puesto de manifiesto el potencial de generación hidroeléctrica en pequeña escala aún no explotado en Uruguay [4, 5, 6, 7], y que podría complementarse con otras fuentes de energía renovable como forma de acumulación [8]. Los altos costos de las obras necesarias para llevar adelante estos proyectos han sido una barrera difícil de sortear [9], lo que sumado a la postura de las autoridades energéticas de no realizar nuevas inversiones en capacidad de generación, hacen que la instalación de nuevas centrales hidroeléctricas de mediano porte no sea muy promisorias en el futuro cercano. En un orden menor, el país cuenta también con varios sitios donde se podría aprovechar una pequeña caída de agua para generar algunos pocos kW sin necesidad de realizar una gran obra civil, que si bien no tendrían incidencia en el balance energético ni serían adecuados como plantas de acumulación, podrían llegar a representar una solución importante a una demanda puntual de energía, como centros poblados o puntos de consumo aislados de la red interconectada de energía eléctrica. Dentro de estos sitios se incluyen redes de distribución de agua potable, embalses para riego por gravedad y sus canales de distribución, plantas de tratamiento de aguas residuales, plantas potabilizadoras y plantas industriales.

Los dispositivos de aprovechamiento hidroeléctrico que pueden ser utilizados difieren mucho para cada sitio, por lo que no existe una solución estandarizada, menos aún en condiciones de potencias bajas. En este sentido, algunos fabricantes de turbinas se han estado enfocando en ofrecer soluciones para bajos saltos y potencias, pero los precios de venta aún son elevados. En consecuencia, se han realizado algunos estudios en el país con el fin de encontrar dispositivos de bajo costo que puedan ser obtenidos o fabricados localmente ([10, 11, 12]). En otras partes del mundo se han llevado a cabo proyectos para proponer y evaluar nuevos dispositivos capaces de aprovechar la energía hidroeléctrica en sitios con potencias bajas, destacándose el proyecto europeo HYLOW [14] que logró caracterizar tres tecnologías diferentes para sitios con bajo salto, y el proyecto europeo REDAWN [15] que buscó reducir el consumo energético en redes de distribución de agua en países del área de influencia del Océano Atlántico. Esta información se amplía en el capítulo 1.

Resulta importante poder realizar una evaluación del desempeño de tales dispositivos, antes de llevar a cabo su instalación en campo, la cual puede realizarse ensayando modelos físicos en bancos hidráulicos o modelos numéricos en programas de mecánica de los fluidos computacional (herramientas que se describen en el capítulo 2). En este sentido, en el Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental (IMFIA) de la Facultad de Ingeniería se construyó un banco de ensayos para micro turbinas axiales [16] y se ha estudiado la utilización del código *caffa3d* [17] para simular numéricamente

la operación de algunos tipos de turbinas como la Máquina de Presión Hidrostática [18] y turbinas axiales. Las componentes principales de la presente tesis de doctorado son el desarrollo y utilización del código *caffa3d*, (que se introduce en el capítulo 2 y se valida con simulaciones de interés en el capítulo 3), para evaluar el funcionamiento de diferentes modelos de Máquina de Presión Hidrostática (capítulo 4) y el diseño de una micro turbina axial de tipo hélice y su evaluación mediante modelo físico en un banco de ensayos (capítulo 5).

# Capítulo 1

## Micro-aprovechamientos hidroeléctricos con bajo salto

Desde la introducción de la energía hidroeléctrica en el mundo, los primeros aprovechamientos explotados fueron aquellos con grandes saltos, más precisamente los ríos o arroyos de montaña, en los cuales la construcción de la represa resultase de muy bajo costo o fuese innecesaria [19]. Posteriormente, cuando la posibilidad de instalación de dichas centrales hidroeléctricas se comenzó a agotar en diferentes partes del mundo, se impulsó la instalación de centrales hidroeléctricas de llanura, aprovechando sobre todo los ríos más caudalosos. Desde hace ya algunos años la instalación de nuevas centrales hidroeléctricas de llanura con embalse está enfrentando fuertes restricciones, especialmente por los altos impactos ambientales efecto de la inundación de grandes superficies y por los impactos socio-demográficos asociados con la necesidad de re-localización de centros poblados. También se destaca el elevado costo de la obra civil de este tipo de sitios, en contraposición con sitios de saltos elevados.

Es por esto último que la búsqueda de nuevos aprovechamientos hidroeléctricos de bajo salto se ha estado enfocando en potencias más bajas, del orden de 100 kW o menores [20, 21]. Estos sitios suelen incluirse dentro de la clasificación más general de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas (PCH). Si bien no hay un consenso internacional sobre la clasificación de centrales hidroeléctricas, la Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial (ONUDI) considera las PCH como aquellas centrales con potencia instalada menor a 10MW [1]. Asimismo, se ha puesto el foco en la utilización de infraestructura existente, como pueden ser embalses y canales de riego [6, 22, 23], líneas de distribución de agua potable [24], o plantas de tratamiento de aguas residuales [25].

## 1.1. Situación actual en el mundo y la región

Un informe mundial publicado en 2019 por ONUDI y el Centro Internacional para la Pequeña Central Hidroeléctrica (ICSHP por el inglés *International Center on Small Hydro Power*), brinda datos sobre el desarrollo de las PCH en 20 regiones y 166 países de todos los continentes [1], aunque no hace una clasificación por el tipo de salto. Se destaca la falta de datos disponibles de algunos países importantes en el contexto hidroeléctrico como Brasil, India y México, así como de algunos países africanos. Esto no significa que no existan datos de capacidad instalada y potencial remanente para dichos países, sino que se debe en muchos casos a que la definición de PCH difiere de la adoptada por ONUDI.

A nivel mundial, según el mismo estudio [1], la capacidad instalada en PCH se estimó en 78GW, mientras que el potencial remanente se estimó en 151,1GW. China dominaba al año 2019 el escenario mundial de PCH, con el 54% de la capacidad instalada a nivel mundial y el 28% del potencial mundial remanente. En la tabla 1.1 se presenta la distribución por continentes en capacidad instalada y potencial remanente presentados en [1].

Tabla 1.1: Participación por continente en capacidad instalada y potencial remanente de PCH [1].

Continente	Capacidad instalada		Potencial remanente	
	(GW)	(%)	(GW)	(%)
Africa	0,6	0,8	9,6	6,4
America	6,2	8	35,6	23,6
Asia	51,1	65,4	87,2	57,7
Europa	19,7	25,2	17,9	11,8
Oceanía	0,4	0,6	0,8	0,5
Total	78	100	151,1	100

A nivel específico de la región y considerando las definiciones locales de PCH para cada país, el que presenta una mayor capacidad instalada en PCH es Brasil (donde la definición de PCH incluye potencias de hasta 30MW), seguido de Chile (donde la definición de PCH incluye potencias de hasta 20MW), Argentina (donde la definición de PCH incluye potencias de hasta 50MW) y Perú (donde la definición de PCH incluye potencias de hasta 20MW). En cuanto al potencial remanente, se destaca en el primer lugar Colombia (donde la definición de PCH incluye potencias de hasta 10MW) con 24800MW, seguido de Brasil con 14900MW. Estos países presentan grandes regiones

con topografías muy accidentadas, lo que hace pensar que las capacidades instaladas y el potencial remanente está asociado mayormente a sitios con saltos elevados y bajos caudales. En [26] se presenta un trabajo realizado para Brasil del estado de las PCH (hasta  $30MW$ ), donde se menciona que en 2001 había un total de 303 PCH instaladas con una capacidad de  $855MW$ , mientras que en 2015 se contaba con una capacidad instalada de  $4799MW$  proveniente de 475 PCH. Se atribuye este crecimiento a la reestructura del sector energético, la aparición de nuevas leyes, decretos y resoluciones con el propósito de regular el sector en favor de las PCH. Sin embargo aún queda mucho potencial sin explotar y algunas barreras que se deben sortear para facilitar el acceso a financiamiento para el desarrollo de nuevas PCH. Se estimaba que para el 2020 la capacidad instalada alcanzaría los  $6500MW$  [26]. En Itajubá, MG-Brasil, se encuentra uno de los centros de referencia en la región, el CERPCH (Centro Nacional de Referencia en Pequeñas Centrales Hidroeléctricas), dedicado a la difusión e investigación en PCH.

## 1.2. Situación actual en Uruguay

El país cuenta con una capacidad instalada de generación hidroeléctrica de  $1538MW$  (conformada por 4 centrales hidroeléctricas de gran porte), los que representaban el 74 % del total de potencia instalada hasta el año 2005 cuando comenzó a incorporarse a la matriz energética un gran componente de energía eólica, biomasa y posteriormente fotovoltaica. Hoy en día la participación de la energía eléctrica de origen hidráulico en la matriz uruguaya alcanza el 31 % en potencia instalada, mientras que en el año 2021 representó el 33 % de la energía total generada, destacándose que dicha representación tiene una gran variabilidad interanual debido a las características hidrológicas del país [2]. Dadas las características topográficas e hidrológicas de Uruguay, no es llamativo que las cuatro centrales hidroeléctricas del país sean de bajo salto y en todas hay instaladas únicamente turbinas Kaplan.

A diferencia de lo que ocurre en la región y el mundo, en Uruguay no existe en la actualidad ningún aprovechamiento hidroeléctrico con potencias en el rango de PCH o micro-hidráulica. Esto a pesar de que el primer aprovechamiento hidroeléctrico del país correspondió a una PCH en el arroyo Cuñapirú (Rivera) donde en 1910 se instalaron 2 turbinas Francis con una potencia total de  $210kW$  y habría estado en funcionamiento hasta 1918 [4].

En los últimos años se han realizado estudios para caracterizar el potencial hidroeléctrico en pequeña escala, liderados por el IMFIA con apoyo de la Agencia Nacional de Innovación e Investigación (ANII) y el Banco

Interamericano de Desarrollo (BID). En uno de los estudios se relevó un potencial exclusivo para PCH de  $232MW$  resultante de 70 sitios donde podría ser factible la instalación de una central [5]. Posteriormente en otro estudio [6], se evaluaron 20 embalses ya construidos para riego (de los más de 1300 registrados en 2011), donde podría instalarse una o más turbinas para uso subsidiario de generación hidroeléctrica durante la temporada de riego y se obtuvo una potencia media de  $130kW$  con un mínimo de  $10kW$  y un máximo de  $570kW$  (en todos los embalses analizados el salto es menor a  $20m$ ). Como parte del mismo estudio, se analizaron también 17 proyectos de nuevos embalses multipropósito (principalmente riego + generación) arrojando una potencia media de  $1500kW$  con un mínimo de  $70kW$  y un máximo de  $9100kW$  [7]. Las autoridades energéticas de Uruguay, en paralelo a los estudios recién detallados, han analizado la posibilidad de instalar nuevas centrales hidroeléctricas en cauces aún no explotados, así como en los ríos donde se encuentran instaladas las centrales en operación. También se ha analizado el aprovechamiento de grandes embalses ya construidos con otros fines, como Paso Severino donde se tiene una presa para reserva de agua propiedad de OSE (Administración Nacional de Obras Sanitarias del Estado) e India Muerta donde se tiene una presa para riego operada por una concesionaria (COMISACO) y la instalación de centrales de acumulación por bombeo.

A casi una década de los mencionados estudios, y a pesar de que se detectaron sitios donde la instalación de centrales de generación hidroeléctrica resultaría rentable, aún no se implementó ninguno de los proyectos analizados. Los altos costos de las obras civiles y de los equipos electromecánicos y la escasa participación de la industria local en la provisión de estos equipos, sumado al auge de los parques eólicos y fotovoltaicos (de menor costo de inversión) han frenado estos proyectos. La alta tasa de electrificación del país, facilitada por la topografía llana y el fácil acceso a zonas rurales, no ha sido un incentivo para la instalación de pequeñas centrales eléctricas bajo un concepto de generación distribuida (como puede suceder en países con características montañosas).

Se vienen llevando a cabo acciones complementarias que buscan impulsar el desarrollo de la energía hidroeléctrica en pequeña escala en el país, buscando bajar los costos de inversión, como la propuesta del uso de bombas axiales como turbinas [10, 11], metodologías de diseño y procesos de fabricación simples y económicos de turbinas axiales para embalses de riego [12, 13], e intercambios con los organismos responsables de la distribución de agua potable para evaluar la instalación de bombas centrífugas como turbinas en reemplazo de válvulas reguladoras de presión. Se espera que el presente trabajo, junto a otras tesis de posgrado que se están realizando en paralelo, generen un impulso en la industria local y fomenten su participación en proyectos de microgeneración

hidroeléctrica.

### 1.3. Dispositivos utilizados en micro hidroeléctrica con bajo salto

Históricamente en sitios de bajo salto se han utilizado turbinas Kaplan o Bulbo (ambas turbinas de reacción de admisión total), sobre todo en aprovechamientos de gran porte. Sin embargo, cuando se trata de pequeños aprovechamientos, las anteriores tecnologías han probado ser demasiado costosas en relación a las potencias disponibles. En las últimas décadas, se han desarrollado nuevas tecnologías e impulsado el uso de algunas antiguas, poniendo el foco en la reducción de los costos de inversión y algunas veces sacrificando la eficiencia de los sistemas. Algunos de los dispositivos propuestos son [20, 21, 24, 27]:

- Turbina hélice
- Bomba como turbina
- Turbina de flujo cruzado
- Turbina hidrocínética
- Turbina de flujo cruzado en línea
- Tornillo de Arquímedes
- Máquina de Presión Hidrostática

Del listado anterior, la turbina hélice, la bomba como turbina y la turbina de flujo cruzado en línea, pueden instalarse en línea, sin necesidad de interrumpir el flujo de agua, y por lo tanto son adecuados para líneas de distribución de agua potable y descarga de represas de riego. Mientras tanto los demás trabajan a superficie libre y son más adecuados para canales de riego o plantas de tratamiento de aguas residuales. La turbina hidrocínética es el único dispositivo del listado que no precisa obra civil para operar. Para aplicaciones con agua sucia o con sólidos suspendidos, son más adecuados el tornillo de Arquímedes y la Máquinas de Presión Hidrostática.

### 1.3.1. Turbina hélice

Una forma de hacer más simple y económica una turbina de flujo axial, es evitar los mecanismos de orientación de álabes de los rotores de las turbinas Kaplan, obteniendo rotores de álabes fijos o tipo hélice [13, 28, 29, 30, 31, 32, 33], que presentan buenos rendimientos en un intervalo estrecho de caudales cercanos al punto de máximo rendimiento o BEP (por el inglés *best efficiency point*). Para mantener rendimientos elevados ante variaciones de caudal, una opción es modificar la velocidad de rotación de la turbina [34, 35].

También en sitios de bajo salto, se puede instalar la turbina con su eje horizontal o inclinado, para evitar las excavaciones necesarias en turbinas Kaplan de eje vertical. Esta configuración recibe a veces el nombre de turbina tubular o en 'S' (por la forma de la tubería). En este caso no se cuenta con cámara espiral a la entrada y el distribuidor, de estar presente, se ubica coaxial al eje de giro del rotor.

Otra posible modificación en busca de simplificar el diseño, es eliminar los álabes distribuidores, ingresando el flujo al rotor de la turbina totalmente axial [31, 33] o con algún giro producido por la cámara espiral [29, 36]. Con esta modificación además, se reduce el riesgo de atascamiento de objetos extraños en los álabes fijos que reduciría el área de pasaje y el rendimiento del conjunto.

En los casos con álabes distribuidores a la entrada, el rotor se suele diseñar siguiendo las condiciones de un flujo tipo vórtice libre (*free vortex*) a la entrada [28, 32, 37] en combinación con la condición de coeficiente de presión mínimo para balancear el riesgo de cavitación con una excesiva carga sobre los álabes [32, 37, 38].

En la figura 1.1 se muestran algunos de las turbinas con rotores hélice diseñadas en los trabajos mencionados anteriormente.

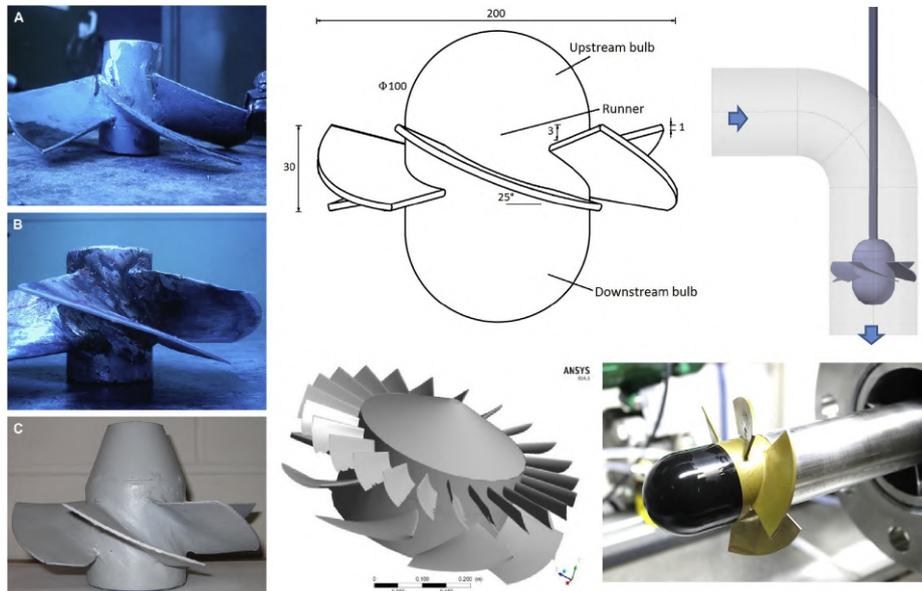


Figura 1.1: Imágenes de turbinas hélice. Tomadas de [30, 32, 33].

En [13] se presentó en forma resumida el diseño de una turbina tubular con rotor hélice y distribuidor siguiendo los criterios de flujo tipo vórtice libre y coeficiente de presión mínimo. En el capítulo 5 se presenta con mayor detalle la metodología de diseño y se muestran los resultados de ensayos realizados en modelo físico de la turbina diseñada.

### 1.3.2. Bomba como turbina

Desde hace casi un siglo se sabe que las bombas rotodinámicas (centrífugas, de flujo mixto y axiales) pueden operar como turbinas con buen rendimiento, si se invierte el sentido de rotación y el flujo ingresa a la misma por la platina de alta presión [10, 11, 39, 40, 41]. Este descubrimiento se habría dado por accidente al ensayar bombas en su campo completo de funcionamiento para entender el comportamiento en situaciones transitorias. Esta tecnología se denomina PAT (por el inglés *Pump As Turbine*) y en los últimos años ha sido objeto de muchos trabajos de investigación en laboratorio, con modelos numéricos y algunas instalaciones de campo [42, 43]. Adicionalmente se cuenta con algunos libros y manuales [44, 45, 46] para guiar en la selección y utilización de una PAT para un sitio determinado. La mayor parte de los estudios se enfocan en las bombas centrífugas y en menor medida en bombas axiales [10, 11].

Las principales ventajas del uso de PAT son la gran disponibilidad de modelos para amplios intervalos de salto y caudal, lo que reduce los costos de inversión, además de poseerse un mayor conocimiento de su funcionamiento y contar con gran stock de repuestos, disminuyendo los costos de operación y mantenimiento.

Por otro lado, la falta de órgano de regulación (álabes distribuidores regulables) y el desconocimiento de las curvas de operación en modo turbina, son las principales desventajas de las PAT. La primera de las problemáticas puede resolverse mediante métodos de regulación alternativos como regulación de la velocidad de giro, instalación en paralelo de varias unidades, operación intermitente, regulación mediante válvula o derivación de caudal excedente. Respecto a la segunda desventaja mencionada, se destaca por un lado que algunos fabricantes de bombas han comenzado a estudiar el funcionamiento de algunos de sus modelos en modo turbina y están fomentando su uso, y por otro lado han habido algunos estudios bastante exhaustivos donde se han compilado resultados de ensayos de una gran lista de bombas en modo turbina [15, 46]. A partir de modelos estadísticos ha sido posible proponer formulaciones empíricas que relacionan las curvas de operación en modo bomba con las curvas en modo turbina (con mayor énfasis en los puntos correspondientes al máximo rendimiento), que igualmente pueden presentar errores de hasta 20 % en puntos alejados del BEP [42, 43, 46]. Estas formulaciones pueden basarse en los valores de caudal y carga correspondientes al BEP en modo bomba, en los valores de rendimiento máximo y/o en las velocidades específicas en modo bomba.

### 1.3.3. Turbina de flujo cruzado

Estas turbinas clasificadas dentro del tipo de turbina de acción o impulso de admisión parcial, caen dentro del campo de aplicación de las turbinas Francis de bajo salto y son conocidas también con el nombre de turbina Michell-Banki (el Ing. Michell la desarrolló en 1903 y fue ensayada por el Ing. Banki en 1919) o turbina Ossberger (quien desarrolló una versión mejorada de la turbina en 1933) [47]. Este tipo de turbina es una de las más utilizadas en micro aprovechamientos debido a su simplicidad de diseño y construcción y su posibilidad de regulación presentando buenos rendimientos en un amplio intervalo de caudales. Se han publicado diversos manuales de diseño, entre los cuales se destaca el de OLADE [47].

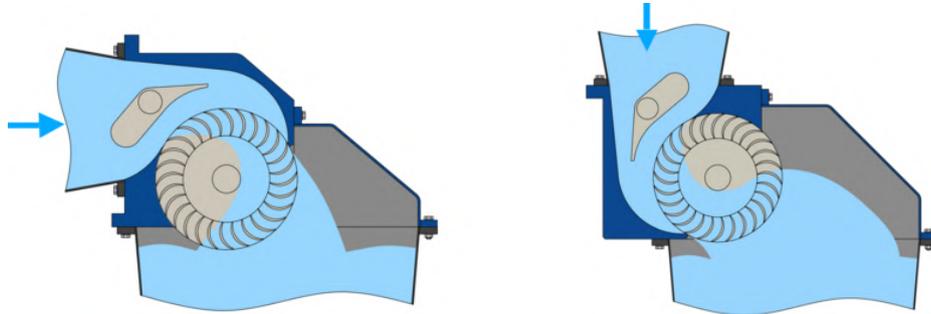


Figura 1.2: Imágenes de turbinas de flujo cruzado. Tomada del [sitio web de la fábrica Ossberger](#).

#### 1.3.4. Turbina hidrocínética

Dentro de esta categoría se encuentran todas las turbinas que aprovechan únicamente la energía cinética de un flujo de agua, sin generar un desnivel ni realizando una obra de desvío del cauce principal. Los principales tipos son los de flujo cruzado (Savonius y Darrieus) y las de flujo axial (similares a los aerogeneradores de eje horizontal). Hay una vasta referencia bibliográfica en relación a nuevos dispositivos hidrocínéticos, sobre todo pensados para instalarse en mares y océanos (energía mareomotriz) donde no se tiene el limitante de tamaño. En el caso de ríos y arroyos, hay algunas empresas consolidadas que ofrecen soluciones en este sentido, como la Alemana Smart Hydro Power GmbH (ver figura 1.3) y la Canadiense Idénergie Inc.

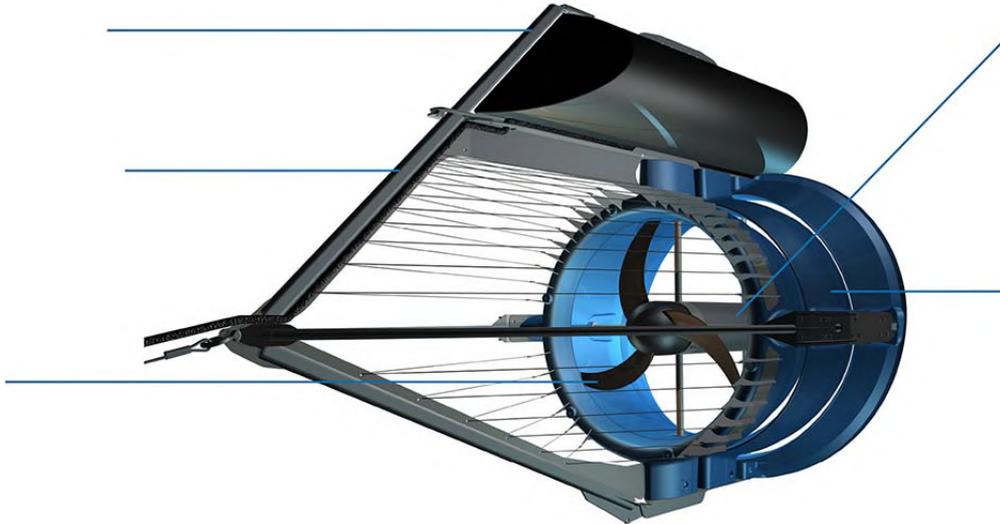


Figura 1.3: Imágenes de la turbina de Smart Hydro Power. Tomada de <https://www.smart-hydro.de/>.

### 1.3.5. Turbina de flujo cruzado en línea

En la búsqueda de dispositivos capaces de instalarse dentro de tuberías de distribución de agua potable, pero que generen bajo bloqueo y baja caída de presión, se ha propuesto el uso de turbinas de flujo cruzado muy similares a las hidrocinéticas de la misma categoría. La mayoría se encuentra en etapas de diseño y primeras experimentaciones [24, 48, 49], con excepción de la turbina LucidPipe de Lucid Energy (figura 1.4) que ha sido instalada en varios sitios reales en Estados Unidos [24] y algunas turbinas de muy baja potencia pensadas para alimentar sistemas de transmisión de datos [49, 50].



Figura 1.4: Imágenes de la turbina LucidPipe de Lucid Energy. Tomada de [interestingengineering.com](http://interestingengineering.com).

### 1.3.6. Tornillo de Arquímedes

Esta turbina (figura 1.5) se basa en el diseño del tornillo de Arquímedes utilizado para bombear agua, pero a diferencia del diseño original, en la turbina un pequeño salto de agua es utilizado para mover las palas y hacer girar el tornillo. Es catalogada como una turbina amigable con los peces, ya que su baja velocidad de rotación, la amplia superficie de pasaje y la operación a presión atmosférica, disminuyen el riesgo de daño [51, 52].



Figura 1.5: Imagen de turbinas tipo Tornillo de Arquímedes. Tomada de [51].

### 1.3.7. Máquina de Presión Hidrostática

La Máquina de Presión Hidrostática [53, 54] es una turbina inspirada en las antiguas ruedas hidráulicas [55], utilizadas desde el siglo I DC, principalmente con el fin de accionar mecanismos para moler granos y más recientemente para generar energía eléctrica [56]. Ambos dispositivos son utilizadas en canales de conducción de agua a superficie libre y tienen forma de rueda, con palas que pueden ser planas o curvas dispuestas en forma radial o diagonal al cubo (figura 1.6).



Figura 1.6: Comparación de diseños de rueda hidráulica clásica (a) y HPM (b).

Si bien el diseño de las HPM se parece al de las ruedas hidráulicas clásicas, el principio de funcionamiento es distinto. Mientras las últimas aprovechan la energía cinética (turbinas de impulso) o la energía gravitatoria (potencial), dependiendo si son alimentadas inferior o superiormente, las HPM aprovechan la diferencia de presiones entre aguas arriba y abajo generada por la propia rueda (por tanto son turbinas de reacción). En este caso la rueda ocupa prácticamente la totalidad de la sección de pasaje del agua por el canal (dejando apenas las luces necesarias para que no exista fricción entre partes sólidas móviles y estáticas), por lo que se genera un efecto similar al de una compuerta de fondo, incrementando la profundidad de agua (y por ende la presión) del lado de aguas arriba de la rueda y reduciendo la profundidad del lado de aguas abajo (ver figura 1.7). Esta diferencia de presiones ejerce un par en sentido anti-horario (coincidiendo con el sentido de rotación) sobre la rueda, que se traduce en potencia mecánica en su eje.

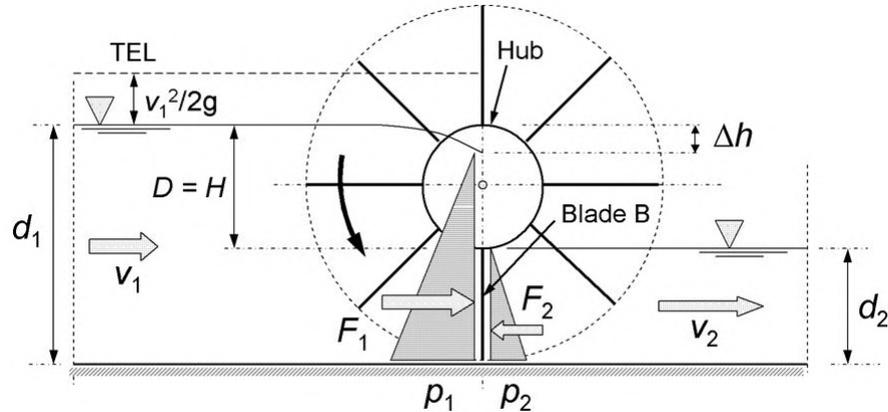


Figura 1.7: Esquema de funcionamiento de una HPM simple de 12 palas planas radiales. Tomada de [53].

Estos dispositivos resultan ser muy económicos al ser de diseño y construcción sencillos y no precisar de una gran obra civil. Además, no se interrumpe la continuidad del lecho del canal o cauce natural, con lo cual se asegura el transporte de sedimentos, y el amplio volumen de los cangilones junto con la baja velocidad de giro, permiten el pasaje de peces sin ser dañados.

Una característica inherente de las ruedas tipo HPM es que funcionan como máquinas volumétricas rotativas, lo que significa que entre el caudal que pasa por ella y su velocidad de rotación existe una relación lineal. Por lo tanto, en condiciones de caudal variable, se podría ajustar el funcionamiento mediante un sistema de variación de su velocidad de rotación.

En el capítulo 4 se presenta el estado actual de desarrollo de este tipo de turbina, y se aplica el código de Mecánica de los Fluidos Computacional *caffa3d* (que se detalla en el capítulo 2) para obtener las curvas características de operación de un modelo simple similar al de la figura 1.7.

## Capítulo 2

# Metodologías para evaluar dispositivos hidroeléctricos

Para evaluar el desempeño de dispositivos de aprovechamiento hidroeléctrico, se puede recurrir básicamente a dos instancias, que pueden llevarse a cabo en forma complementaria o totalmente independiente: ensayos en modelos físicos y ensayos en modelos numéricos.

Los modelos analíticos en general son válidos para una turbina dada con una geometría establecida, y cuando son aplicados a otra turbina diferente no arrojan resultados muy exactos.

### 2.1. Ensayos en modelos físicos

Hasta mediados del siglo XX, las únicas formas para resolver problemas de mecánica de los fluidos eran mediante el desarrollo de la teoría o por vía de la realización de experimentos físicos. El primero se restringe a problemas simples o a aquellos donde puedan adoptarse hipótesis simplificadoras, lo que no ocurre usualmente en el flujo a través de una turbomáquina, por lo que la única forma de evaluar el desempeño de estas era mediante ensayos experimentales. Aún hoy en día, estos ensayos representan una herramienta fundamental y muchas veces imprescindible a la hora de evaluar el funcionamiento de una turbomáquina, como se requiere por ejemplo en el contrato de compra de turbinas hidráulicas de mediano y gran porte. Los ensayos pueden llevarse a cabo en las instalaciones reales donde operará la turbomáquina o en bancos de laboratorio, en cuyo caso el ensayo puede realizarse sobre el prototipo o sobre un modelo a escala reducida de la máquina.

Algunas de las principales referencias técnicas sobre turbomáquinas [57, 58]

incluyen capítulos enteros dedicados a los ensayos hidráulicos, y desde hace décadas existen normas internacionales de distintos organismos (ISO, IEC, ASME) que establecen exigencias y recomendaciones sobre las instalaciones, instrumentos y procedimientos de ensayo, tanto en laboratorio como en campo. En general, estas referencias y normas tienen aplicación sobre los tipos de turbinas más convencionales, por lo que al momento de ensayar un dispositivo de aprovechamiento hidroeléctrico no convencional, sólo sirven de guía para determinar las características de las instalaciones, los instrumentos de medición y los procedimientos de ensayo.

La mayoría de las universidades que imparten cursos de ingeniería hidráulica, así como civil y mecánica, cuentan entre sus instalaciones con bancos de prueba de turbomáquinas, y específicamente en muchos casos con bancos de prueba de turbinas hidráulicas u otros dispositivos de aprovechamiento hidroeléctrico. También existen otras instituciones, científicas o no, que se dedican a la realización de ensayos de aceptación en modelo de forma imparcial en el marco de un contrato de compra-venta de una turbina hidráulica. También es común que las empresas que se dedican al diseño y construcción de tales máquinas dispongan de instalaciones para ensayarlas.

El grupo de trabajo en Hidroenergía del IMFIA tomó la iniciativa en el año 2018 de construir un banco de ensayos de turbinas axiales. Dicha tarea se enmarcó en el proyecto ANII-FSE 131297 "Diseño, fabricación e instalación de una microturbina hidráulica en un embalse de riego" [12], y para facilitarla se realizó como una extensión de una instalación hidráulica existente en el laboratorio del instituto (previamente destinada exclusivamente a la alimentación de un canal sedimentológico). Este laboratorio se convirtió en el primer banco de pruebas de turbinas hidráulicas de Uruguay, y en poco tiempo se complementará con un banco de pruebas de bombas centrifugas funcionando como turbinas, realizado en el marco de otra tesis de posgrado del instituto. En la siguiente sección se presenta una descripción general del banco de pruebas de turbinas axiales del IMFIA [16].

### **2.1.1. Descripción del banco de ensayos de turbinas axiales del IMFIA**

#### **Instalación hidráulica**

A la instalación hidráulica existente se le incorporó una pieza 'T' en la zona previa al ingreso al canal sedimentológico. De las dos derivaciones posibles de la 'T', una de ellas sirve para alimentar el canal sedimentológico, mientras que la otra es la que alimenta el banco de ensayos de turbinas. Ambas derivaciones

cuentan con sendas válvulas usadas principalmente para apertura y cierre, ya que son instalaciones que no pueden operarse en forma simultánea. En la figura 2.1 puede verse en forma esquemática la instalación hidráulica de alimentación de agua.

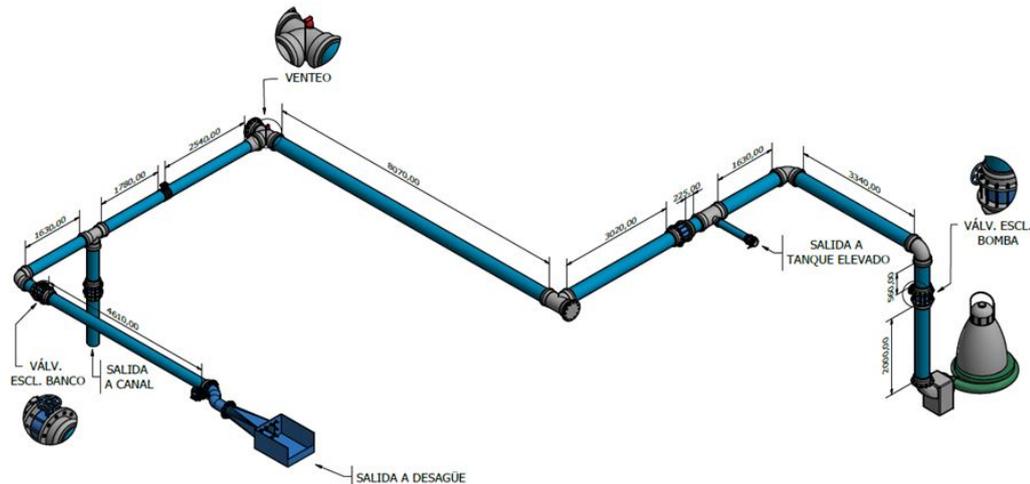


Figura 2.1: Instalación hidráulica del banco de ensayos de turbinas del IMFIA.

El banco cuenta con una bomba centrífuga sumergible Flygt NP 3202 LT 3 610 que impulsa agua del reservorio del laboratorio por la instalación hidráulica del mismo. Para controlar el funcionamiento de la bomba se tiene un variador de frecuencia Danfoss VLT Aqua Drive FC 200 y una válvula esclusa, mediante los cuales se obtienen varios puntos de funcionamiento del banco.

En el banco de ensayos se tiene un cambio de dirección con forma de 'S' de 234mm de diámetro interior (figura 2.2), donde se coloca el eje centrado en la sección de salida y se monta el rotor sobre el mismo. El eje se aloja en el interior de un caño de mayor diámetro que se ubica entre la sección del distribuidor y una sección fuera de la pieza 'S', soldado en el orificio de salida. El distribuidor se fija a este caño por medio de una platina, en lugar de fijarse a la pared interior de la pieza 'S'.



Figura 2.2: Pieza 'S' vista desde arriba.

Luego de la pieza 'S', que contiene el rotor y distribuidor, se tiene un tubo de aspiración de acero. El mismo tiene una sección inicial circular y una sección final rectangular. El área de pasaje de la sección de ingreso al mismo es de  $0,043m^2$ , mientras que el área de pasaje a la salida es  $0,117m^2$ .

Por último, se tiene un tanque de descarga de acero diseñado de forma tal de poder garantizar la sumergencia necesaria para respetar las condiciones de cavitación del prototipo. La cara del tanque opuesta a la descarga del tubo de aspiración se diseñó con forma de vertedero rectangular de descarga inferior, de altura regulable mediante compuerta tipo guillotina, para simular diferentes condiciones de sumergencia de la turbina. Luego de dicho vertedero, el agua descarga en una cámara que la conduce nuevamente al reservorio del laboratorio.

En la figura 2.3 se muestran fotos de distintas vistas del banco de ensayos de turbinas axiales del IMFIA.



Figura 2.3: Imágenes del banco de ensayos de turbinas del IMFIA.

## Instalación eléctrica

La energía mecánica generada por la turbina es transformada en energía eléctrica mediante un generador eléctrico acoplado al eje de la misma. En el momento de realizar el ensayo, el banco contaba con un motor asíncrono de 1HP y 8 polos (velocidad de giro nominal  $750rpm$ ) marca WEG, funcionando como generador. La energía eléctrica del generador es luego inyectada directamente a la instalación eléctrica del laboratorio, la cual está a su vez conectada a la red de distribución de electricidad en baja tensión ( $f_{red} = 50Hz$ ,  $V_{red} = 400V$ ). Esto fija tanto la tensión como la frecuencia del generador, las cuales serán constantes durante el ensayo.

## Medición de magnitudes

Las principales magnitudes a medir durante el ensayo son el caudal, la diferencia de presión entre el ingreso y salida de la turbina, velocidad de giro del generador y par ejercido por la turbina, sin perjuicio de la posibilidad de medir otras magnitudes que resulten relevantes para diferentes objetos de estudio (como las referidas al funcionamiento del generador eléctrico).

La medición del caudal se realiza midiendo velocidad media en una sección de la tubería, con el uso de un caudalímetro ultrasónico no intrusivo de tiempo de tránsito, marca GE TransPort, modelo PT878, de rango  $\pm 12m/s$  y precisión  $\pm 1 - 2\%$  lectura. Los sensores ultrasónicos son acoplados exteriormente a la tubería de PVC en una sección aguas arriba de la turbina y debidamente calibrados para la medición en el material y espesor correspondientes.

Para turbinas de bajo salto, en [59] se recomienda obtener la diferencia de presiones mediante el uso de un instrumento de medición de presión diferencial (en contraposición al uso de dos instrumentos de medición de presión instalados aguas arriba y abajo de la turbina). Siguiendo las recomendaciones de [59], aguas arriba de la turbina (en una sección a  $10D$ ) se dispone de 4 tomas de presión perpendiculares entre sí, conectadas mediante un aro colector y a la toma positiva del medidor diferencial. Se corrige el valor de presión por la pérdida de carga entre la sección de medida y la sección de ingreso a la turbina, utilizando las formulaciones de Darcy-Weisbach. Asimismo, aguas abajo del tubo de aspiración (en la sección rectangular) se cuenta con 6 tomas de presión equidistantes, conectadas mediante un aro colector y a la toma negativa del medidor diferencial.

La medición del par y la velocidad de giro del eje de la turbina se realizan mediante un torquímetro marca Interface Force, modelo T25-20-F3A, de rango  $20Nm$  (para el par) y  $20000rpm$  (para la velocidad de giro) y precisión de

$\pm 0,1\%FS$ , montado entre el eje del motor y el eje de la turbina mediante acoples flexibles que absorben pequeñas desalineaciones.

### Capacidades del banco de ensayos

De acuerdo a las características de la instalación hidráulica, de los equipos auxiliares y de los instrumentos de medición, se establecen límites de operación en las distintas magnitudes de interés.

La primera limitante a mencionar es el diámetro máximo del modelo a ensayar, el que no debería ser mayor al diámetro interior de la cañería de PVC precedente (para evitar la instalación de piezas de transición), el cual es de  $235mm$ . Vale la pena destacar que en la norma IEC 60193 [59] se fija un diámetro mínimo de modelo para turbinas axiales de  $300mm$ , pero también se menciona que las limitantes allí expresadas no se justifican para prototipos con potencia menor a  $5MW$  o diámetro menor a  $3m$ .

El caudal de ensayo está limitado por la capacidad de las conducciones de retorno al reservorio. El máximo es de  $160l/s$  aproximadamente (según experiencias previas), aunque de ser necesario podría incrementarse aumentando el tamaño del desagüe (la bomba tiene capacidad de entregar un caudal mayor).

El salto neto de ensayo queda limitado también por las capacidades de la bomba y las pérdidas de carga de la instalación hidráulica. Para la mayoría de los modelos que podrían ensayarse, esto no presenta una limitante crítica, ya que se tratarían de turbinas de bajo salto.

La potencia máxima del modelo está limitada por la potencia del motor asíncrono y el rendimiento del mismo (actualmente limitada a  $1,55HP$  de potencia eléctrica), pero en caso de que el modelo instalado entregase una potencia mayor se podría reemplazar el motor por otro de mayor capacidad. En concreto, la potencia mecánica máxima rondaría los  $8kW$  (instalando un motor con una potencia nominal similar), que resulta de operar una turbina con el caudal máximo de la instalación ( $130l/s$ ), el salto máximo entregado por la bomba de alimentación para dicho caudal (aprox.  $10m$ ) y un rendimiento de  $60\%$ .

Se debe verificar que el par mecánico generado por la turbina ( $T = P/\omega$ ) no supera el rango de medición del torquímetro del banco de ensayos (actualmente  $20Nm$ ).

La velocidad de giro del modelo queda en principio fijado por la velocidad de giro del motor usado como generador ( $795rpm$  para la potencia nominal), pero la misma podría modificarse instalando un variador de frecuencia o cambiando el motor por otro de distinta cantidad de polos.

## 2.2. Ensayos en modelos numéricos

Cuando a mediados del siglo XX se desarrolló la Mecánica de los Fluidos Computacional (o CFD por el inglés *Computational Fluid Dynamics*), surgió la posibilidad de resolver las ecuaciones de Navier-Stokes mediante métodos numéricos o computacionales (ver por ejemplo [60]). En los últimos años, con el incremento de la velocidad y de las capacidades de cálculo de las computadoras, se ha visto posible la simulación de flujos complejos como los que ocurren dentro de las turbomáquinas [61, 62, 63]. Hoy en día estas simulaciones son usadas no sólo para evaluar el desempeño de una turbomáquina, sino como parte del proceso de optimización del diseño de la misma [64, 65]. El método más usado en la resolución de este tipo de problemas es el de los volúmenes finitos y en menor medida el de elementos finitos [60, 64].

Algunas referencias técnicas de turbomáquinas incluyen secciones o capítulos enteros a la descripción de simulaciones numéricas para determinar las características de operación de bombas y turbinas [57, 66]. En los últimos años se ha estado analizando la posibilidad de incluir los ensayos en modelos numéricos dentro de normas de aceptación de turbinas.

Existen numerosos programas comerciales y algunos no comerciales, capaces de resolver el flujo a través de una turbomáquina y predecir su funcionamiento. Los primeros tienen la particularidad, además de tener licencias pagas, de que usualmente no brindan acceso al código fuente de programación de cálculo que resuelve el problema. Los programas no comerciales (en general surgidos en ambientes académicos) no solo suelen ser de acceso libre y gratuito, sino que además posibilitan el acceso al código para realizar modificaciones o introducir nuevos cálculos. Dentro de los programas abiertos y de libre acceso se destaca OpenFOAM, que fue desarrollado inicialmente en 1989 por Henry Weller y luego puesto a disposición en forma libre y gratuita en 2004 [67], momento en el cual comenzó a desarrollarse a partir de contribuciones de los usuarios. Una descripción de la versión original fue publicada en [68].

En esta tesis se ha optado por el uso del programa *caffa3d* [17], desarrollado por docentes del IMFIA a partir de una familia de programas de solución de flujos en 2D incluidos en [60]. El grupo de trabajo en Mecánica de los Fluidos Computacional de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de la República, ha participado con éxito en algunos desafíos internacionales de CFD, simulando el flujo sanguíneo para predecir la ruptura de un aneurisma intra-craneal [69, 70] y simulando la estela producida por aerogeneradores [71]. Otros usos comunes del programa incluyen la simulación de capa límite atmosférica para analizar flujos de viento en entornos urbanos, dispersión

de contaminantes, evaluación de parques eólicos y desarrollo de un túnel de viento numérico [72, 73, 74]. Sin embargo, no ha sido utilizado exitosamente aún en la simulación con dominios rotatorios (como en las turbomáquinas) ni en la simulación de flujos de agua a superficie libre (como el flujo en canales) necesario para analizar el funcionamiento de algunos tipos de dispositivos de aprovechamiento hidroeléctrico (como ruedas hidráulicas o turbinas hidrocínicas). Igualmente, el programa ya incluye módulos para resolver estos tipos de flujos, aunque al no haber sido usados ni validados, presentaban algunos errores o incompatibilidades con las actualizaciones que ha tenido el programa desde su versión original.

Aprovechando la posibilidad de paralelizar las simulaciones, el programa es ejecutado en ClusterUy, el Centro Nacional de Supercomputación de Uruguay, que cuenta con 1216 núcleos de cómputo CPU de última generación de los cuales 1120 son núcleos Intel Xeon-Gold 6138 2.00GHz y 96 son núcleos AMD EPYC 7642 2.30GHz, 3,8 TB de memoria RAM y 100352 núcleos de cómputo GPU Nvidia Tesla P100 con 12 Gb de memoria interconectados por una red de alta velocidad Ethernet de 10 Gbps [75].

En las siguientes subsecciones se presenta la estructura general del *caffa3d*, que se organiza en módulos, y luego se presentan con más detalle los módulos relacionados con los problemas específicos del modelado de dispositivos de aprovechamiento hidroeléctrico (como turbinas y ruedas hidráulicas).

### 2.2.1. Descripción y estructura del código *caffa3d*

El *caffa3d* es una implementación del método de volúmenes finitos en Fortran 90, utiliza bloques de mallas adaptados a la geometría, puede combinarse con el método de condiciones de borde inmersas, puede paralelizarse a través de descomposición del dominio bajo un modelo de memoria distribuida utilizando la librería MPI. El acople entre el campo de velocidades y el campo de presión se realiza con el método SIMPLE (por el inglés *Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*).

El código del programa *caffa3d* está desarrollado en varios módulos que resuelven las ecuaciones del movimiento de fluidos (Navier-Stokes) así como varios conjuntos de ecuaciones específicas para problemas particulares (como por ejemplo la modelación de turbulencia, el movimiento de mallas, flujos bifásicos, transporte de escalares, radiación, etc.). Se completa con módulos específicos para el tratamiento de datos (geometría de dominios, indexación, interfaces, condiciones de borde, escritura de resultados, comunicación entre regiones, etc.).

En [17, 72, 74] se describe con más detalle la estructura del código, sus

modelos matemáticos, los esquemas de discretización espacial y temporal, el método SIMPLE de acoplamiento de las ecuaciones.

### 2.2.2. Modelación de turbulencia en *caffa3d*

Para modelar la turbulencia en *caffa3d*, se utiliza la técnica LES (simulación de grandes vórtices) junto con el modelo de Smagorinsky [76] para el modelado de las escalas de sub-grilla. Este método consiste en tratar el efecto de las escalas de sub-grilla como una viscosidad turbulenta ( $\mu_t$ ), que se suma a la viscosidad dinámica ( $\mu_d$ ) del fluido simulado para obtener una viscosidad neta ( $\mu = \mu_t + \mu_d$ ) que es utilizada en la ecuación de balance de momento. En [74] se explica con detalle como se realiza el cálculo de  $\mu_t$ , el cual se basa entre otros parámetros, en una constante que depende del tipo de flujo y de la cercanía a paredes sólidas. El cálculo, que debe realizarse para cada celda del dominio (con lo cual la viscosidad deja de ser uniforme), está implementado en *caffa3d* dentro del módulo *TurbulenceLESmodelsManager*.

### 2.2.3. Modelación de turbomáquinas en *caffa3d*

Para resolver el problema de la rotación de una turbomáquina pueden implementarse varios métodos, entre los que se destacan el método de Múltiples Sistemas de Referencia (MRF por el inglés *Multiple Reference Frames*), el método de Mallas Deslizantes (SM por el inglés *Sliding Meshes*) o implementando el método de Condiciones de Borde Inmersas (IBCM por el inglés *Immerse Boundary Condition Method*) para modelar un sólido con rotación. En los primeros dos métodos, el dominio computacional está dividido en dos partes; una que incluye las partes de la turbomáquina que giran (rotor, rodete o rueda) y otra que contiene al resto del dominio (incluida partes estáticas de la turbomáquina). En el último método, el dominio entero se trata por igual, mientras que se le asigna una velocidad de rotación al *patch* que representa la superficie del rotor.

En el método MRF, el código resuelve las ecuaciones en un sistema de referencia móvil para la parte del dominio que contiene al rotor (que rota solidario al mismo), operando con velocidades relativas e incorporando en las ecuaciones de cantidad de movimiento las aceleraciones de transporte y de Coriolis a través del término fuente. Por otro lado, en la parte de la malla que contiene al resto del dominio, las ecuaciones se resuelven en un sistema de referencia absoluto. En este método todos los bloques de malla del dominio permanecen quietos en sus respectivos sistemas de referencia, y debe existir una condición de flujo estacionaria en la interfaz entre los subdominios por lo

que no es útil en flujos transitorios o variables en el tiempo. En este caso las superficies del rotor permanecen en reposo en el sistema de referencia móvil.

En el método SM se resuelven las ecuaciones para el dominio entero en un sistema de referencia absoluto. En este caso, los bloques de malla del subdominio que contienen al rotor y las superficies de ésta giran a la misma velocidad de rotación, lo que se logra mediante una simple rotación de las coordenadas de las celdas a partir de relaciones trigonométricas. Resulta una simulación inherentemente no estacionaria y se captura la posición exacta del rotor en cada paso temporal, por lo que es el enfoque elegido en esta tesis para la simulación del flujo a través de turbomáquinas. En las caras de las celdas de la interfaz entre la malla rotatoria y la malla estática se deben agregar correcciones en los flujos (de masa, de cantidad de movimiento, de un escalar pasivo, etc.) y también se debe actualizar cierta información de conectividad (indexación). El método SM está implementado en el *caffa3d* dentro del módulo *MovingGridBlocksManager*, que trata el movimiento genérico (de traslación o rotación) de bloques de malla. El módulo incluye sub-rutinas que inicializan la posición de los bloques, definen el tipo de movimiento y su velocidad y calculan las nuevas posiciones que ocupan los centros de celdas y de caras de los bloques de malla que se mueven. Cuando se tiene un bloque que se mueve respecto a otro sin solapamiento, existe entre ellos una interfaz deslizante que debe tratarse especialmente, para establecer correctamente una relación entre las caras de celdas de uno y otro bloque. En el caso de movimiento de rotación, se define el ángulo de desplazamiento relativo  $\alpha$  entre los centros de las caras de ambos bloques que conforman la interfaz (figura 2.4). Para valores no nulos de  $\alpha$ , cada cara de celda de uno de los bloques rotatorios se corresponde con al menos dos caras de celda del otro bloque.

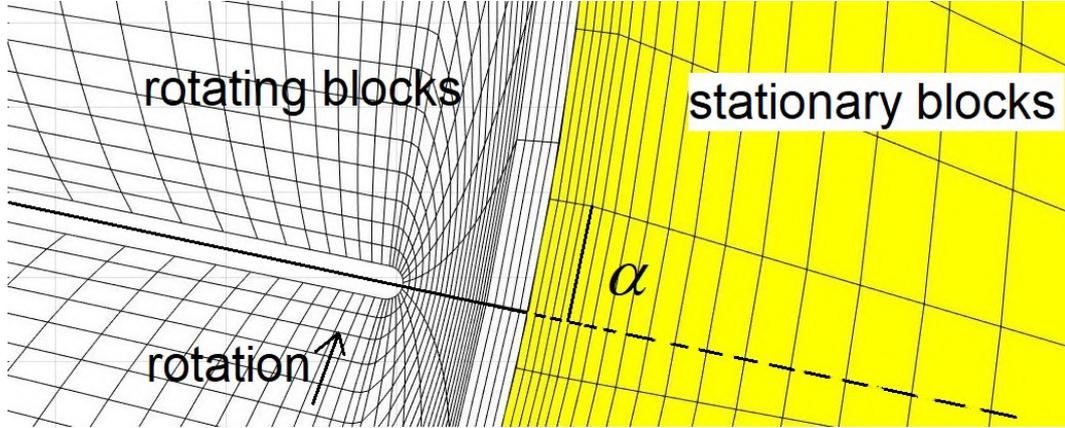


Figura 2.4: Esquema de la interfaz deslizante, mostrando el ángulo de desplazamiento relativo  $\alpha$  entre un bloque rotatorio y otros estáticos (caso particular).

La ecuación de conservación de cantidad de movimiento para los bloques móviles debe considerar la derivada local de la velocidad absoluta ( $\vec{v}_A$ ), y velocidades relativas ( $\vec{v}_R$ ) para los flujos de masa, como se presenta en [17]:

$$\int_{\Omega} \rho \frac{\partial_R \vec{v}_A}{\partial t} d\Omega + \int_S \rho \vec{v}_A (\vec{v}_R \cdot \hat{n}_S) dS = \int_{\Omega} \rho \vec{g} d\Omega + \int_S -p \hat{n}_S dS + \int_S \mu (\nabla \vec{v}_A + \nabla \vec{v}_A^T) \hat{n}_S dS \quad (2.1)$$

donde en los vectores velocidad  $\vec{v}$ , el subíndice  $A$  se refiere al sistema de referencia inercial y el subíndice  $R$  se refiere al sistema de referencia que rota con los bloques,  $\rho$  es la densidad,  $\mu$  la viscosidad dinámica,  $\vec{g}$  la aceleración gravitatoria, y  $p$  la presión. Todas las magnitudes son evaluadas en cada celda de volumen de la malla.

#### 2.2.4. Flujo en canales a superficie libre en *caffa3d*

Este tipo de flujos se puede resolver con diversos métodos (algunos explicados en [60]), los cuales se clasifican en métodos de rastreo de la interfaz (*interface-tracking*), métodos de captura de la interfaz (*interface-capturing*) y métodos híbridos. En los métodos de rastreo, cada fluido ocupa una parte diferente de la malla (figura 2.5a), y esta se actualiza en cada paso de tiempo para acomodarse a la geometría de la interfaz, con lo que se consume un alto recurso computacional. En los métodos de captura, la malla se mantiene fija

(figura 2.5b) y la interfaz entre los fluidos se puede hallar mediante varios métodos, entre los que se destaca el de volumen de fluido (VOF por el inglés *Volume Of Fluid*) introducido por [77] y con posteriores modificaciones [78].

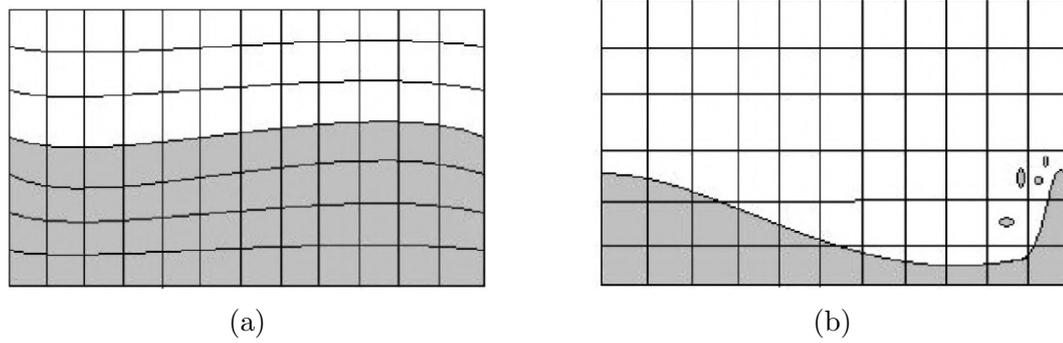


Figura 2.5: Esquemas de método de rastreo de interfaz (a) y método de captura de interfaz (b). Adaptada de [78].

En el método VOF, un escalar  $V_f$  es introducido para representar la fracción de volumen que ocupa uno de los fluidos (en este caso el agua) en cada celda y en cada instante de tiempo. Si para una celda se tiene  $V_f = 1$  significa que la celda está completamente ocupada por agua (o en su defecto el fluido 1), mientras que si se tiene  $V_f = 0$  significa que la celda está completamente ocupada por aire (o en su defecto el fluido 2). Si para cierta celda se tiene  $0 < V_f < 1$  significa que la interfaz entre los fluidos pasa por dicha celda. La densidad ( $\rho$ ) y viscosidad ( $\mu$ ) de cada celda se calculan a partir de las propiedades de cada fluido (subíndice  $w$  para el agua y  $a$  para el aire) y el valor de  $V_f$  en dicha celda:

$$\rho = V_f \rho_w + (1 - V_f) \rho_a \quad (2.2)$$

$$\mu = V_f \mu_w + (1 - V_f) \mu_a \quad (2.3)$$

La ecuación de transporte del escalar  $V_f$  (ecuación 2.4) es resuelta junto con las ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento y de masa para hallar la posición de la interfaz en cada instante.

$$\frac{\partial V_f}{\partial t} + \nabla(V_f \vec{v}) = 0 \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = 0 \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial \rho \vec{v}}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v} \vec{v}) + \nabla p = \rho \vec{g} + \vec{F}_\sigma + \nabla \left[ \mu \left( \nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T \right) \right] \quad (2.6)$$

donde  $\vec{F}_\sigma$  es la fuerza en la interfaz debido a la tensión superficial  $\sigma$ , calculada según la ecuación 2.7 propuesta por [79].

$$F_\sigma = \sigma \nabla \left( \frac{\nabla V_f}{\|\nabla V_f\|} \right) \nabla(V_f) \frac{\rho}{0,5(\rho_w + \rho_a)} \quad (2.7)$$

El método VOF implementado en *caffa3d* usa la técnica CICSAM (esquema compresivo de captura de interfaz para mallas arbitrarias) basada en el enfoque de donante-aceptador (*donor-acceptor*) para el cálculo de los flujos del escalar  $V_f$  a través de las caras de celdas [80, 81]. El enfoque de donante-aceptador consiste en utilizar información de  $V_f$  de aguas arriba y aguas abajo de una celda, para establecer una forma aproximada de la interfaz, y luego utilizar esta forma para el cálculo de los flujos, teniendo en cuenta la pendiente de la interfaz. La técnica CICSAM fue introducida por [80] para resolver un problema encontrado al utilizar el método VOF en problemas de más de una dimensión (tiende a arrugar la interfaz).

Adicionalmente, para evitar valores sin sentido físico del escalar  $V_f$  (menores a 0 o mayores a 1), se implementa un procedimiento llamado predictor-corrector que le asigna a dichos casos el valor 0 o 1 según corresponda [80].

Este tipo de simulaciones requiere especialmente que se satisfaga la condición de Courant-Friedrichs-Lewy (CFL) para garantizar la estabilidad del esquema numérico ([82, 83]). Esta condición implica que, para todas las celdas de volumen, se debe verificar la siguiente ecuación:

$$C_o = \frac{u \Delta t}{\Delta x} \leq 1 \quad (2.8)$$

donde  $C_o$  es el número de Courant,  $u$  es la velocidad del fluido en el centro de la celda,  $\Delta t$  es el paso de tiempo y  $\Delta x$  es la dimensión más pequeña de la celda. En la medida que se requieren celdas muy pequeñas en las zonas próximas a las superficies sólidas (para simular correctamente la subcapa viscosa), tiene como consecuencia que se deba trabajar con pasos de tiempo también pequeños. En simulaciones de flujos no estacionarios, es difícil predecir los valores máximos de velocidades que pueden ocurrir, por lo que puede suceder que la condición de CFL se satisfaga al inicio pero en algún instante deje de cumplirse. Para resolver este problema, el módulo de VOF del *caffa3d* incluye una rutina para

adaptar el paso de tiempo en cada paso de iteración, a los efectos de que se verifique siempre la ecuación 2.8.

El método VOF está implementado en el *caffa3d* dentro del módulo *VofModelsManager*, que prepara las ecuaciones de transporte del escalar  $V_f$ , realiza los cálculos de flujos de  $V_f$  a través de caras de celdas internas y externas (diferenciando por tipo de frontera e interfaces), calcula la fuerza debido a la tensión superficial, ejecuta el paso corrector (para ajustar valores no reales de  $V_f$ ) y realiza la adaptación del paso temporal si el valor de  $C_o$  supera el límite preestablecido.

### 2.2.5. Inclusión de sólidos en *caffa3d*

Para realizar la inclusión de un objeto sólido dentro del dominio fluido, el *caffa3d* presenta dos opciones: generar una malla adaptada a la geometría del sólido o implementar el método de condiciones de borde inmersas.

#### Mallas adaptadas a la geometría

Consiste en generar bloques de malla dejando vacía la parte ocupada por el sólido, e imponiendo condiciones de borde tipo pared a las fronteras correspondientes. Esta forma de incluir sólidos en el dominio fluido requiere en general más tiempo en la etapa de generación de la malla. Esto se vuelve más significativo en el caso del *caffa3d*, ya que el generador de mallas que tiene incorporado (*grid3d.MB*) funciona con bloques sencillos, como prismas rectangulares o con lados curvilíneos en forma de arcos de circunferencia extruidos. Si el sólido tiene estas características, puede generarse la malla con el *grid3d.MB* dedicando algún tiempo a la escritura de los archivos de entrada que contienen la descripción de las aristas de los bloques, de modo de dejar vacía la región ocupada por el sólido. Si el sólido tiene una geometría más compleja, el generador *grid3d.MB* tiene la opción de leer directamente un archivo con las coordenadas XYZ de cada bloque, con lo cual basta con generar dichas coordenadas con algún programa externo a partir de la geometría del sólido.

Este método tiene la ventaja de que permite realizar un refinamiento de los tamaños de las celdas adyacentes a las superficies del sólido, de modo de poder simular correctamente el flujo en la sub-capas viscosa.

Si el sólido que se está modelando es el rotor de una máquina que gira entorno a su eje de simetría, se debe trabajar con el módulo *MovingGridBlocksManager* (explicado en 2.2.3), asignándoles rotación a los

bloques que rodean al rotor (con su velocidad angular) y generando dos bloques de malla anulares para la definición de la interfaz deslizante.

Las siguientes figuras muestran algunos bloques de malla entorno a palas de turbomáquinas axiales, generados con este método.

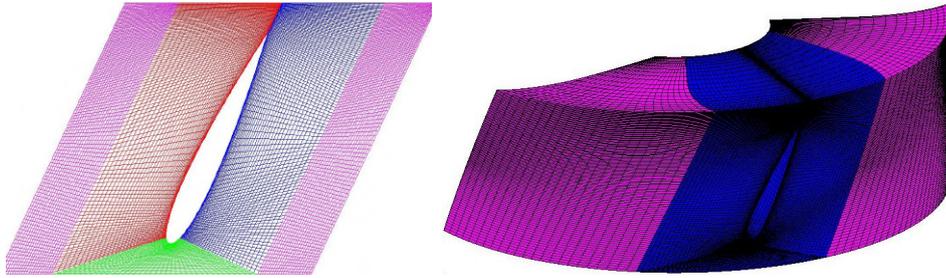


Figura 2.6: Ejemplos de mallas adaptadas a la geometría del sólido.

### Condiciones de borde inmersas

En este método, la presencia de un sólido es representada por la inclusión de un campo de fuerza de masa externo, que ejerce la misma acción sobre el fluido que la que ejercería el sólido. La principal ventaja es que se puede trabajar con simples mallas cartesianas, como la que se muestra en la figura 2.7. La desventaja en el caso de simulación de turbomáquinas, es que en cada paso iterativo se deben calcular las distancias de las celdas de la malla a la superficie del sólido, lo que significa un gran esfuerzo computacional.

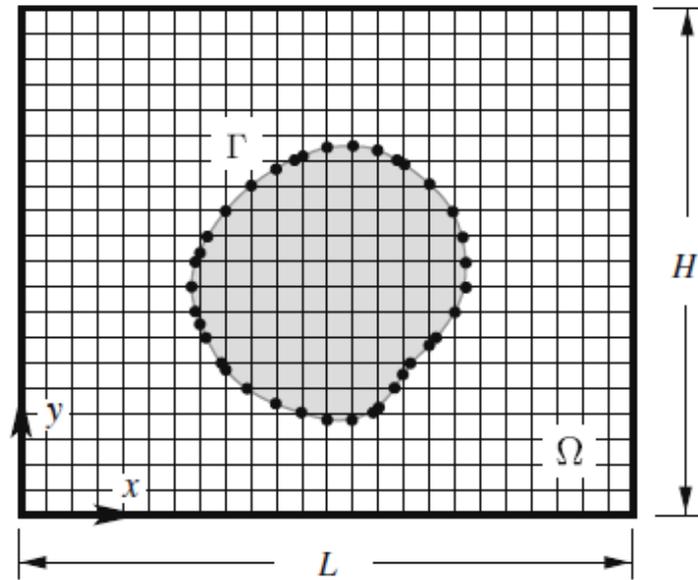


Figura 2.7: Ejemplo de implementación del método de condiciones de borde inmersas para inclusión de un sólido en una malla cartesiana. Tomada de [74].

La forma en que se encuentra implementado el método en *caffa3d* está detallada en la Tesis de Maestría de Bruno López ([74]), por lo que no se profundizará sobre el mismo en este trabajo.

## Capítulo 3

# Validación de métodos implementados en *caffa3d* para simular una HPM

### 3.1. Validación del método SM

En el presente trabajo se utilizó el método de mallas deslizantes (SM) para tratar la rotación de una turbomáquina como la HPM. Para validar el método SM, se considera como caso de estudio el flujo cruzado entorno a un cilindro rotatorio, lo que genera además de la fuerza de empuje, una fuerza normal al flujo que aumenta con la velocidad de rotación (conocido como efecto Magnus), a altos números de Reynolds. Las variables que intervienen en este problema son el diámetro del cilindro ( $D$ ), las propiedades del fluido (principalmente la viscosidad cinemática  $\nu$ ), la velocidad incidente ( $U_\infty$ ) y velocidad de rotación del cilindro ( $\omega$ ). Los resultados suelen presentarse en términos de los números adimensionados  $Re = \frac{U_\infty D}{\nu}$  y  $\alpha = \frac{\omega D}{2U_\infty}$ . A este caso, pero con números de Reynolds bajos, se le ha dedicado mucha atención y se cuenta con varias referencias sobre estudios experimentales [84] y numéricos [85, 86, 87]. Sin embargo, son pocas las referencias que realizan el estudio para números de Reynolds altos [88, 89, 90, 91], destacándose la poca evidencia experimental así como las dificultades de simular numéricamente el fenómeno para números de Reynolds mayores a  $1,4 \times 10^5$ . Entre las referencias de estudios experimentales con Reynolds altos se destaca el trabajo presentado en [92], donde comparan el comportamiento de un cilindro rotatorio con surcos en la superficie con un cilindro rotatorio con superficie lisa, para Reynolds entre  $0,4 \times 10^5$  y  $1,8 \times 10^5$ .

En [88] se presentaron resultados de simulaciones realizadas con el código comercial FLUENT 6.3, utilizando el método LES y el modelo de Smagorinsky para modelar la turbulencia (al igual que en *caffa3d*). Se utilizó un valor de  $Re = 1,4 \times 10^5$  y se ensayaron valores de  $\alpha$  entre 0 y 2, pero el cilindro rotaba en sentido anti-horario. Los valores de  $C_D$  y  $C_L$  en función de  $\alpha$  fueron comparados con los presentados por otros investigadores a valores más bajos de  $Re$  ( $60 \times 10^3$ , 160 y 40). Asimismo, entre otros resultados, se presentaron las líneas de flujo entorno al cilindro, promediadas en el tiempo y en la dirección longitudinal, para varios valores de  $\alpha$ . En [90], donde también se utilizó el código FLUENT 6.3 (pero con el modelo RNG  $\kappa - \epsilon$ ), se presentaron líneas de flujo entorno al cilindro rotando en sentido horario, pero el estudio se basó en números de Reynolds más altos, siendo el valor más bajo analizado de  $6,5 \times 10^5$ . La forma en que están presentados los valores de  $C_D$  y  $C_L$  es algo confusa, y por lo tanto no se utilizarán para la validación. En [91] se resolvieron las ecuaciones RANS con el modelo SST  $\kappa - \omega$  acoplado con un modelo de transición  $\gamma - Re_\theta$ , para analizar el efecto de Magnus negativo (fuerza de sustentación inversa), que ocurre a valores bajos de  $\alpha$  con Reynolds mayores a  $1,3 \times 10^5$ . Debido a los objetivos del estudio, el mismo se limitó al intervalo  $0 \leq \alpha \leq 1$  y sólo se presentaron valores de  $C_L$  (no hay imágenes globales de las líneas de flujo entorno al cilindro).

En el presente trabajo se estudia un caso bidimensional, ya que lo que interesa es analizar el comportamiento del flujo entorno a la interfaz deslizante, y no tanto la estela turbulenta que se genera (la cual es tridimensional). Se comparan los resultados obtenidos con los presentados en algunas referencias que analizan el mismo caso. Se analizan las líneas de flujo, campos de presiones y velocidades, así como los valores obtenidos de coeficientes de sustentación ( $C_L$ ) y de arrastre ( $C_D$ ), para  $Re = 1,4 \times 10^5$  y diferentes velocidades de rotación del cilindro. Se analizan cuatro casos presentando diferentes cocientes de velocidad ( $\alpha = 0.5, 1, 1.5$  y 2).

El dominio computacional es un prisma rectangular de ancho  $2,0m$ , largo  $3,0m$  y espesor  $0,01m$ , con un hueco que corresponde con la geometría del cilindro de diámetro  $0,1m$  ubicado en el centro del dominio. Las superficies posterior y anterior se tratan como planos de simetría, así como las superficies superior e inferior, la superficie del cilindro se trata como pared con velocidad de rotación y condición de no atravesamiento, la superficie izquierda tiene condición de entrada (con velocidad  $1,4m/s$ ) y la superficie derecha tiene condición de salida de presión cero. La malla está dividida en 7 bloques agrupados en 6 regiones (totalizando  $1,8 \times 10^5$  celdas de volumen). Como se puede apreciar en la figura 3.1 se tienen 4 bloques con mallas cartesianas no uniformes (con refinamiento en la dirección vertical y refinamiento en la

dirección horizontal cerca de la superficie de ingreso y salida y cerca de la posición del cilindro), 2 bloques tipo O con forma de cilindros huecos de sección circular y el restante un bloque tipo O para adaptar la geometría de los anteriores bloques desde una forma circular a formas rectangulares.

El paso de tiempo para estas simulaciones se tomó entre  $1 \times 10^{-3} s$  y  $1 \times 10^{-4} s$  dependiendo de la velocidad de rotación del cilindro. En el instante inicial el fluido y el cilindro están en reposo. Cuando comienza a ingresar fluido desde la izquierda mientras abandona el dominio por la derecha, el cilindro comienza abruptamente a girar a su velocidad nominal en sentido horario.

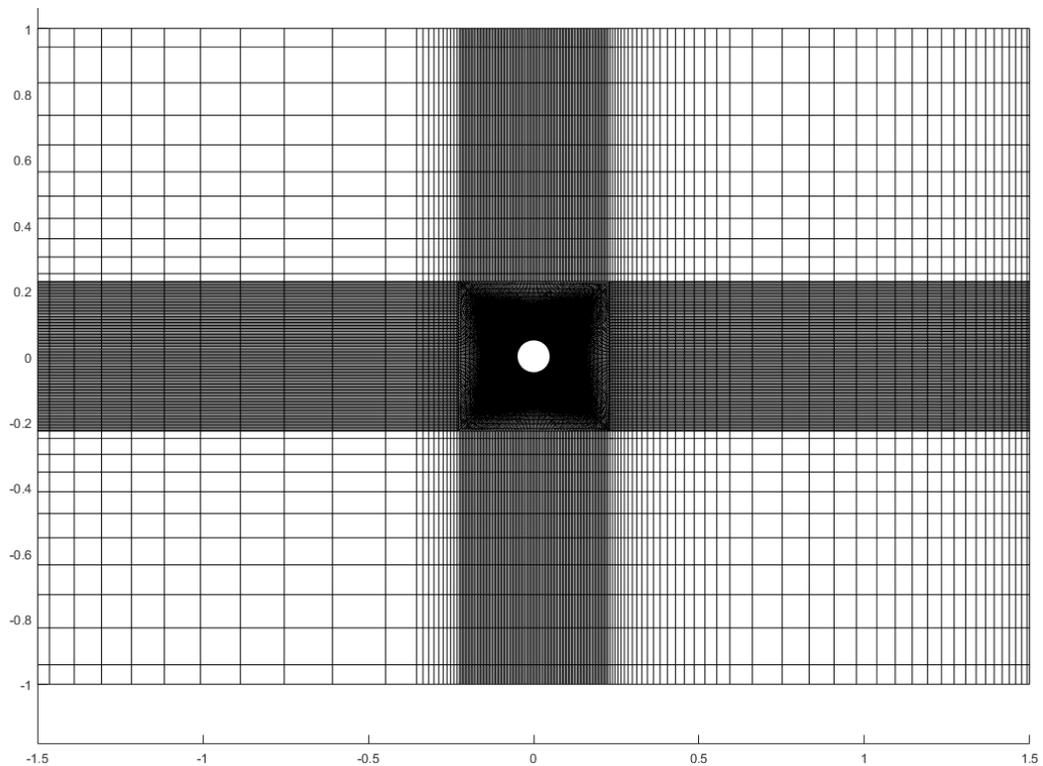


Figura 3.1: Malla computacional generada para el caso de validación del método SM.

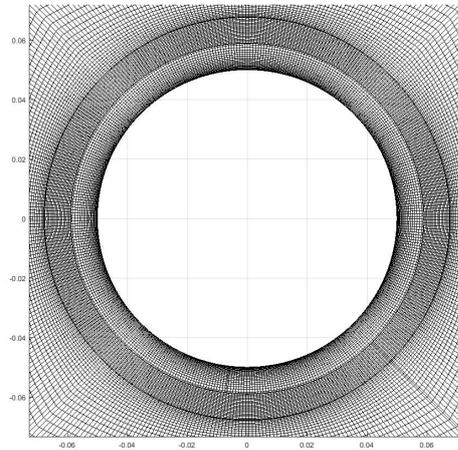


Figura 3.2: Malla computacional generada para el caso de validación del método SM, cerca del cilindro.

En las figuras 3.3, 3.4, 3.5 y 3.6 se muestra la magnitud del campo de velocidades entorno al cilindro rotatorio para el instante  $t = 30s$  para todos los valores de  $\alpha$  analizados. Puede apreciarse como a medida que aumenta la velocidad de rotación del cilindro, baja la intensidad de la emisión de vórtices, hasta desaparecer, como también se menciona en [88, 90]. Esta conclusión se puede analizar mejor con las figuras que muestran las líneas de flujo entorno al cilindro, presentadas a continuación.

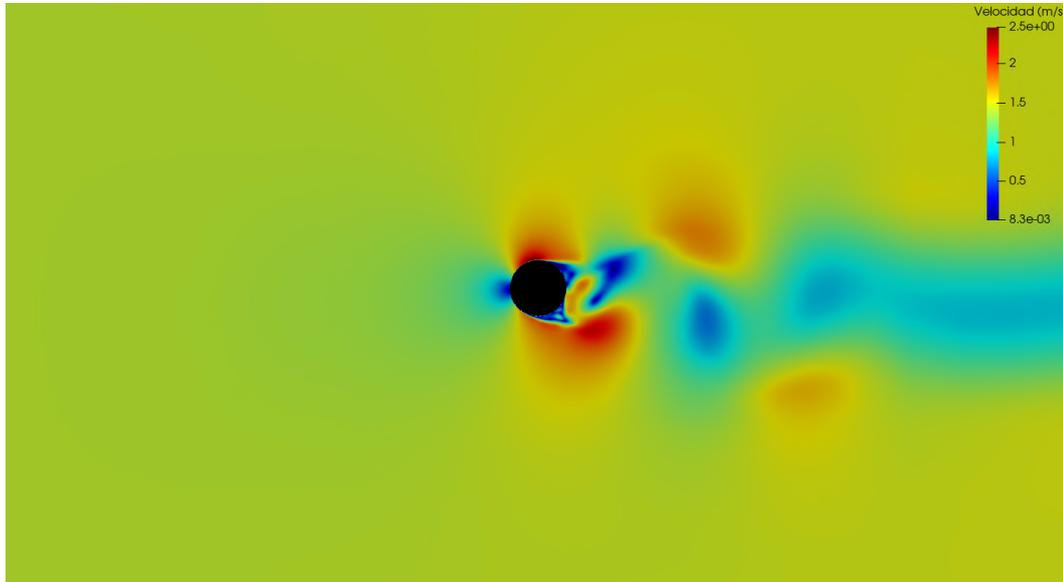


Figura 3.3: Magnitud del campo de velocidad entorno al cilindro con  $\alpha = 0,5$ ,  $t = 30s$ .

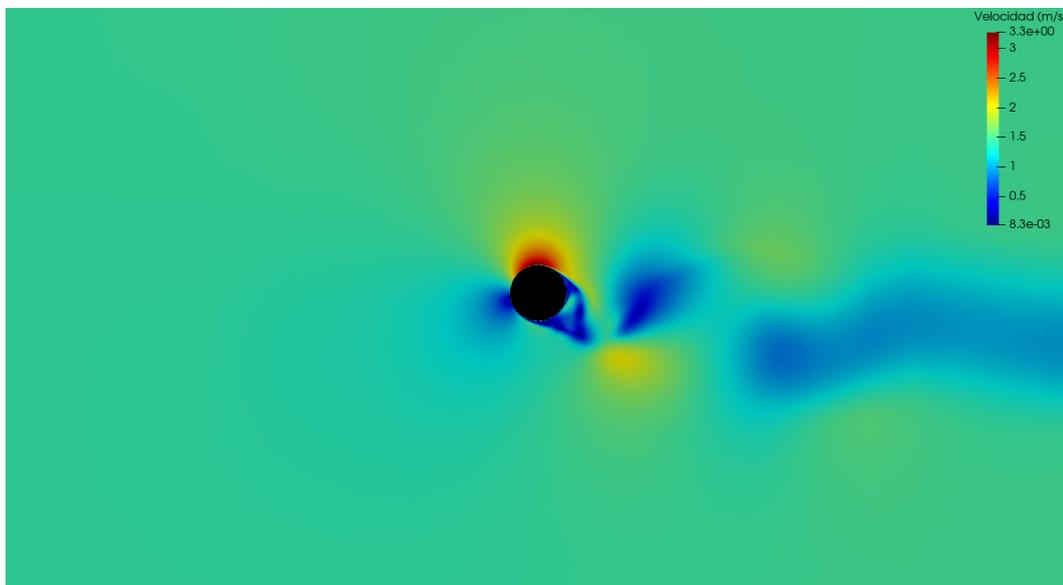


Figura 3.4: Magnitud del campo de velocidad entorno al cilindro con  $\alpha = 1$ ,  $t = 30s$ .

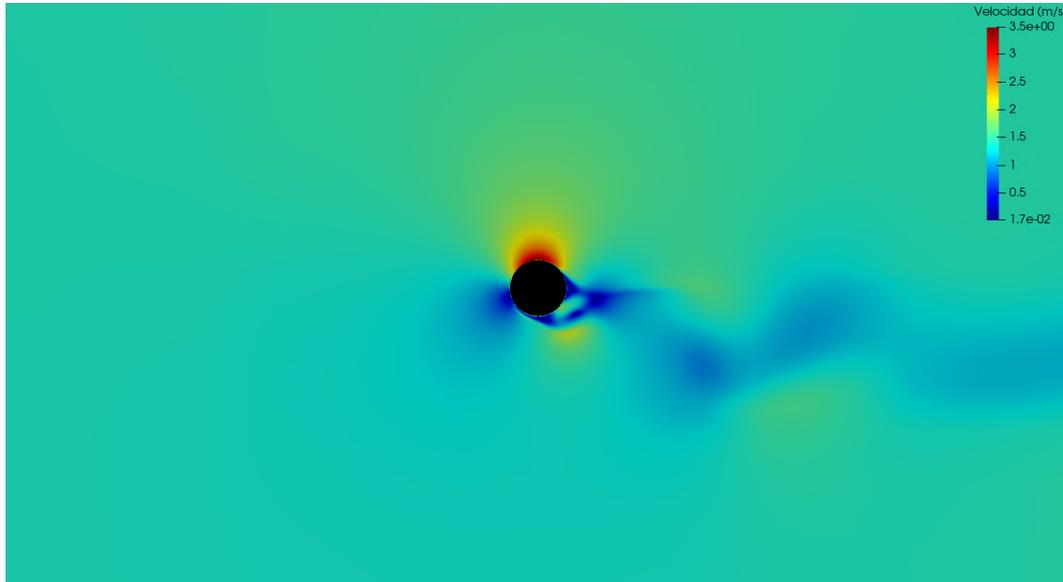


Figura 3.5: Magnitud del campo de velocidad entorno al cilindro con  $\alpha = 1,5$ ,  $t = 30s$ .

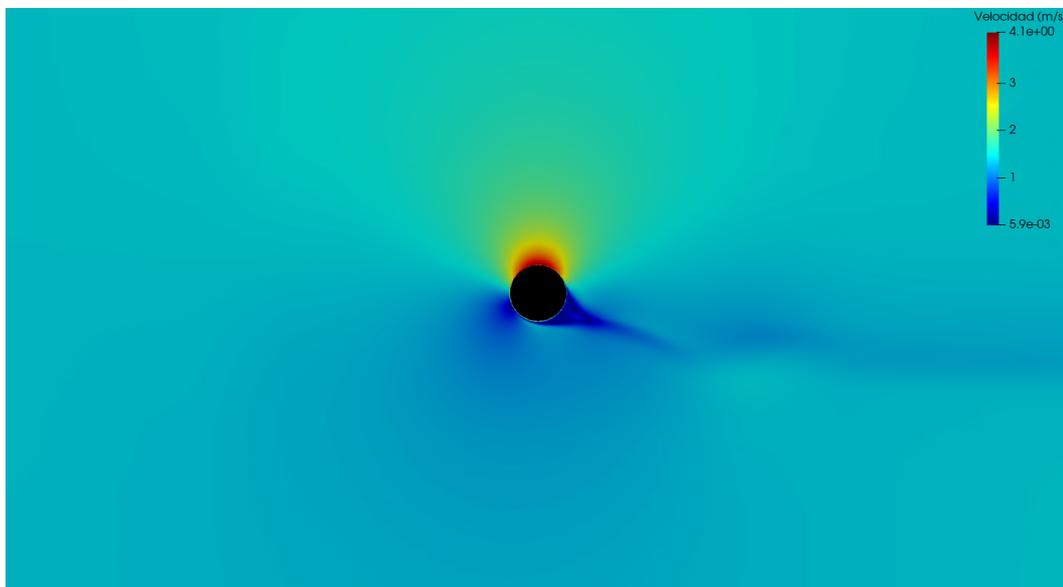


Figura 3.6: Magnitud del campo de velocidad entorno al cilindro con  $\alpha = 2$ ,  $t = 30s$ .

En las figuras 3.7, 3.8, 3.9, 3.10 y 3.11 se presentan las líneas de flujo entorno al cilindro rotatorio para el instante  $t = 40s$ , para todos los valores de  $\alpha$

analizados. Se puede apreciar significativamente como a medida que aumenta la velocidad de rotación del cilindro, el flujo en la estela se vuelve más asimétrico. Los dos vórtices que se forman casi simétricamente aguas abajo del cilindro quieto (figura 3.7) modifican su tamaño de forma opuesta al incrementarse  $\alpha$  (el vórtice inferior se hace mayor mientras que el superior se encoge hasta colapsar), al igual que observaron en [88] y [90].

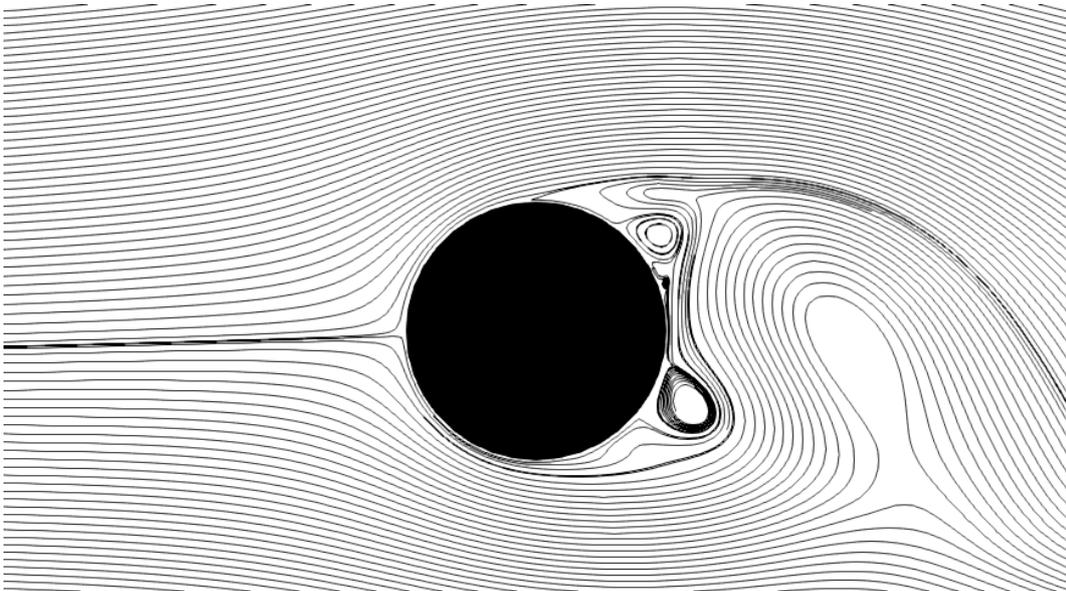


Figura 3.7: Líneas de flujo entorno al cilindro con  $\alpha = 0$ ,  $t = 40s$ .

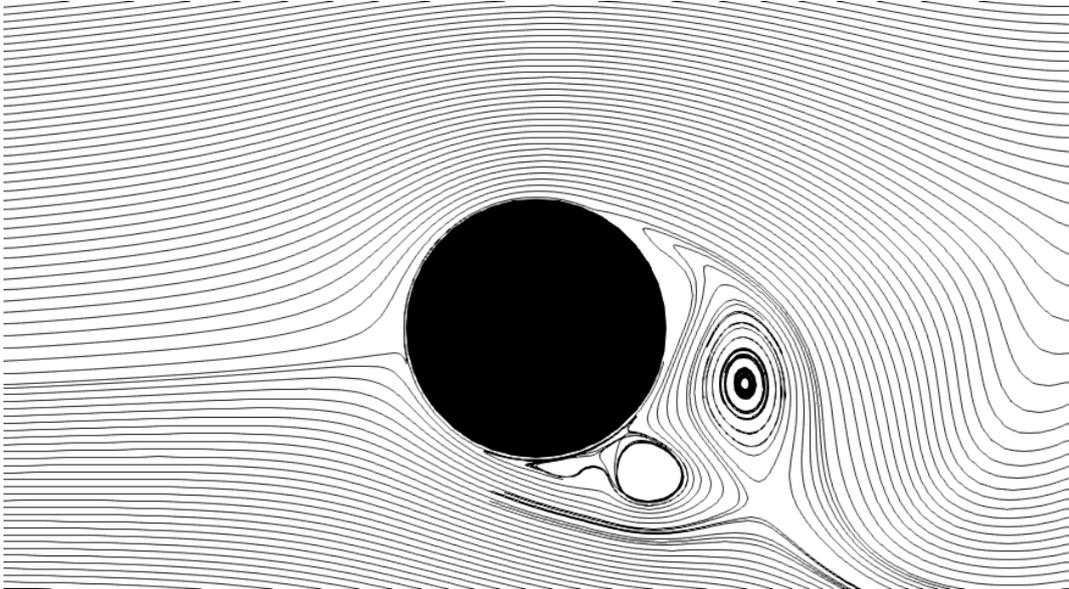


Figura 3.8: Líneas de flujo entorno al cilindro con  $\alpha = 0,5$ ,  $t = 40s$ .

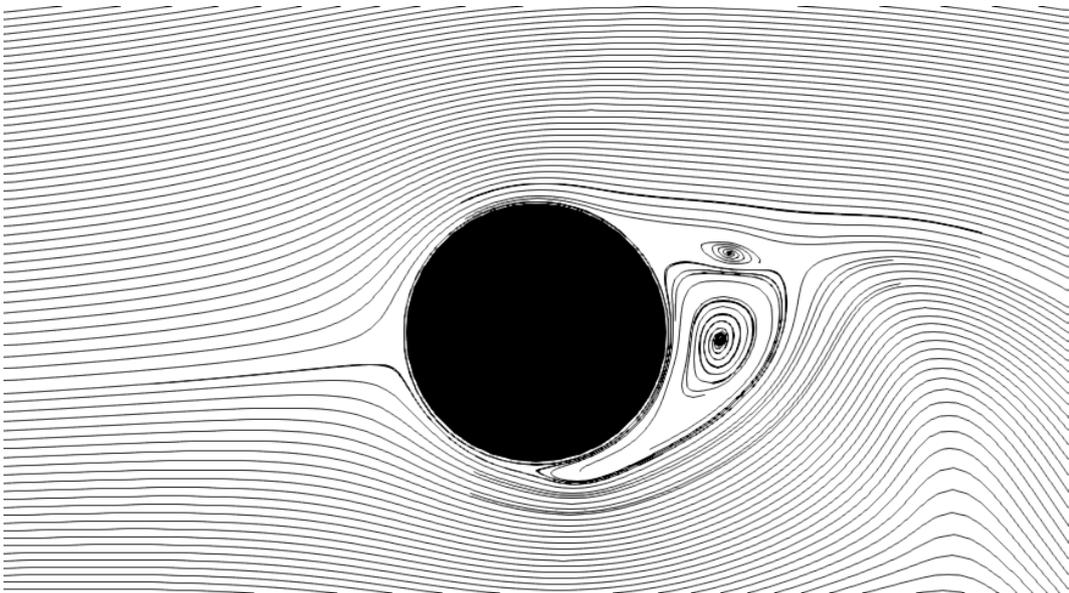


Figura 3.9: Líneas de flujo entorno al cilindro con  $\alpha = 1$ ,  $t = 40s$ .

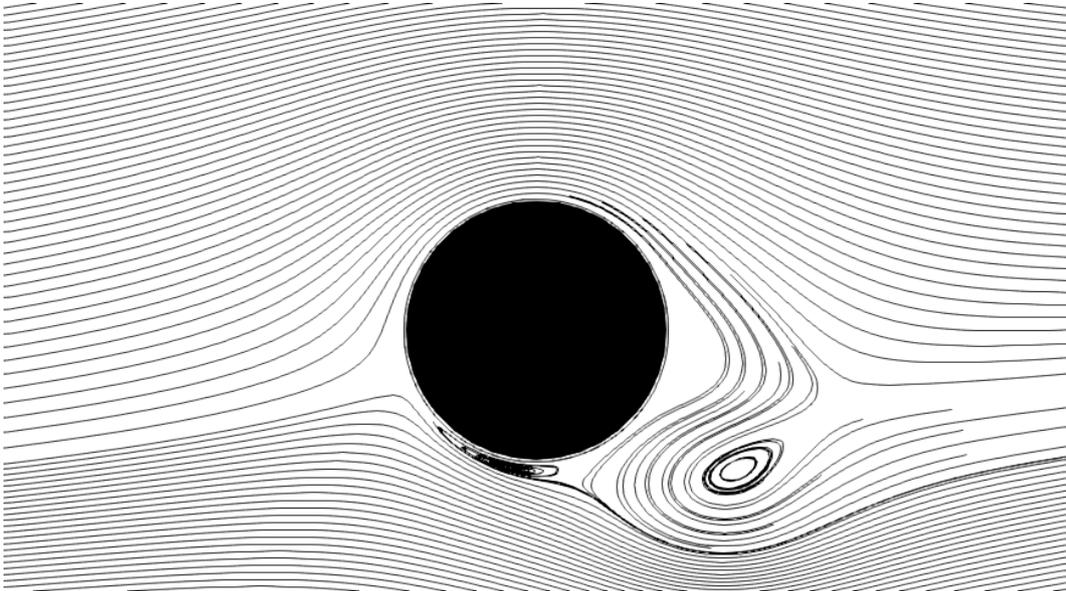


Figura 3.10: Líneas de flujo entorno al cilindro con  $\alpha = 1,5$ ,  $t = 40s$ .

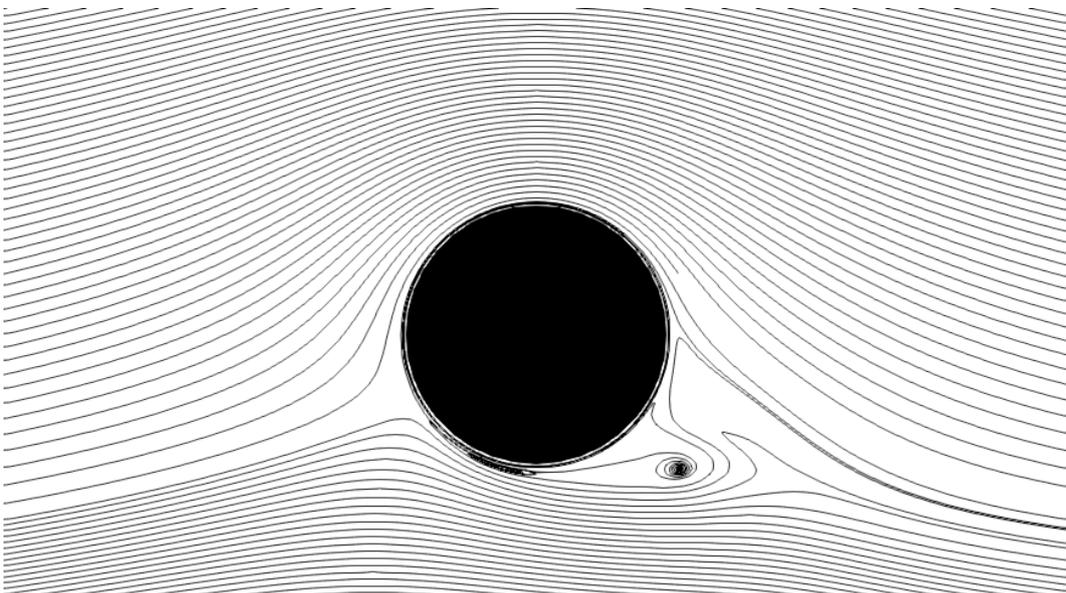


Figura 3.11: Líneas de flujo entorno al cilindro con  $\alpha = 2$ ,  $t = 40s$ .

En las figuras 3.12 y 3.13 se reproducen los resultados obtenidos por [88] y [90] en cuanto a líneas de flujo entorno al cilindro rotatorio (recordando que en [88] el sentido de rotación es opuesto al del presente trabajo y al de [90] y en éste

último  $Re = 6,5 \times 10^5$ ).

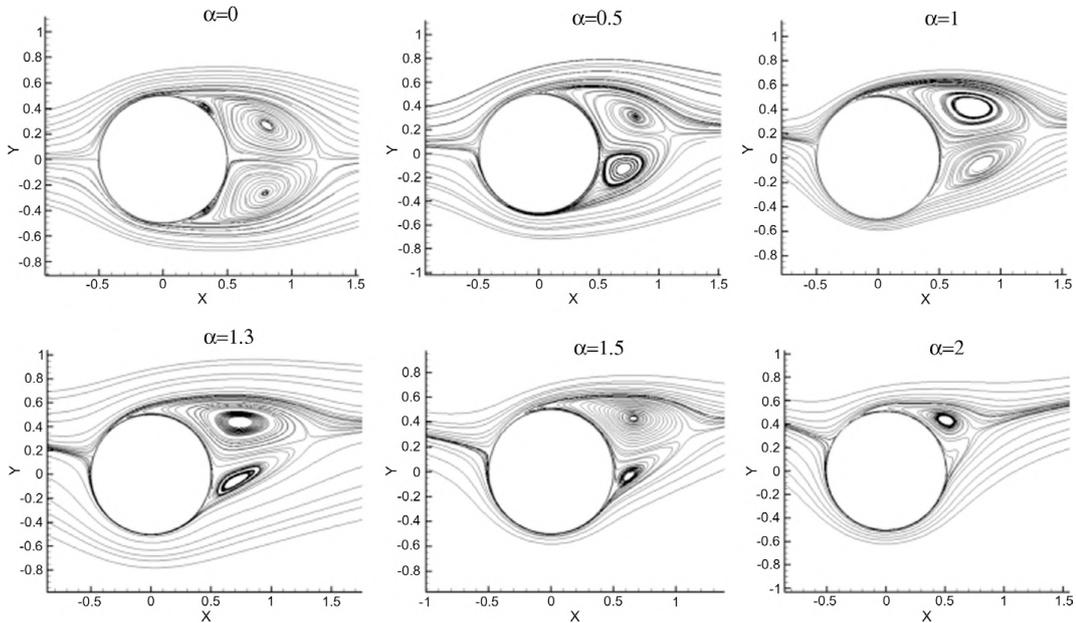


Figura 3.12: Líneas de flujo entorno al cilindro rotando en sentido anti-horario, tomadas de [88].

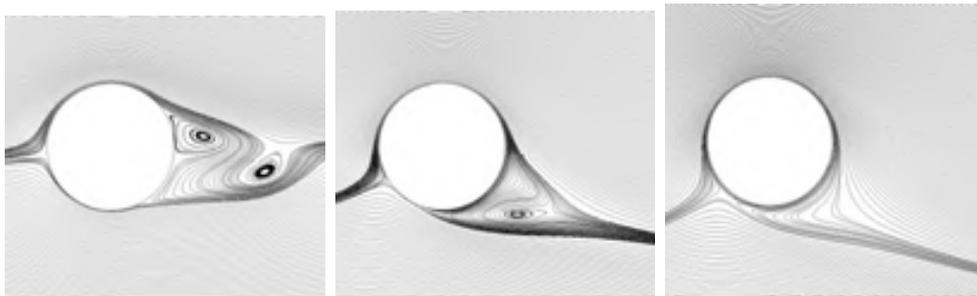


Figura 3.13: Líneas de flujo entorno al cilindro rotando en sentido horario, para  $\alpha = 0,5, 2,6$  y  $4$  (de izq. a der.), tomadas de [90].

Se calcularon los coeficientes de arrastre ( $C_D$ ) y de sustentación ( $C_L$ ) a partir de los vectores presión y tensión rasante sobre la superficie del cilindro ( $S$ ), según las ecuaciones 3.1 y 3.2 respectivamente. En la figuras 3.15, 3.16, 3.17 y 3.18 se presenta la evolución de dichos coeficientes en el tiempo para los distintos valores de  $\alpha$ . A efectos de analizar los resultados, se descartan los primeros pasos de la simulación por el transitorio ocasionado.

$$C_D = \frac{\hat{e}_x \cdot \int_S (-p\hat{n} + \hat{\tau}) dS}{0,5\rho U_\infty^2 D} \quad (3.1)$$

$$C_L = \frac{\hat{e}_y \cdot \int_S (-p\hat{n} + \hat{\tau}) dS}{0,5\rho U_\infty^2 D} \quad (3.2)$$

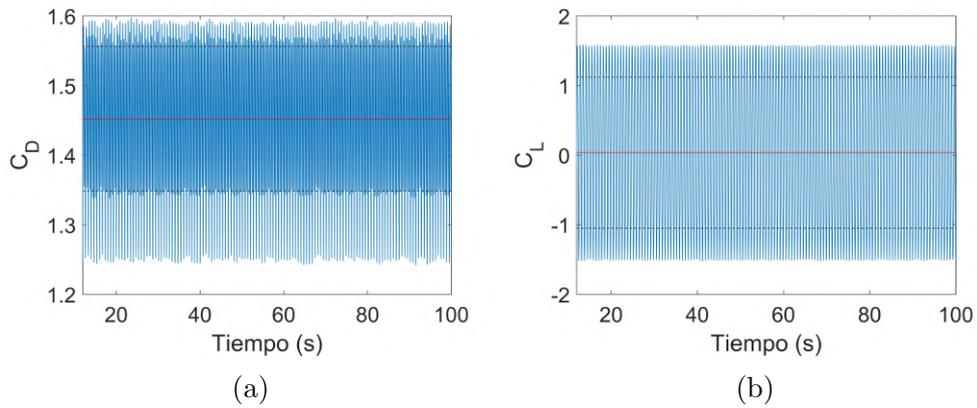


Figura 3.14: Evolución del coeficiente de arrastre (a) y sustentación (b) para  $\alpha = 0$ .

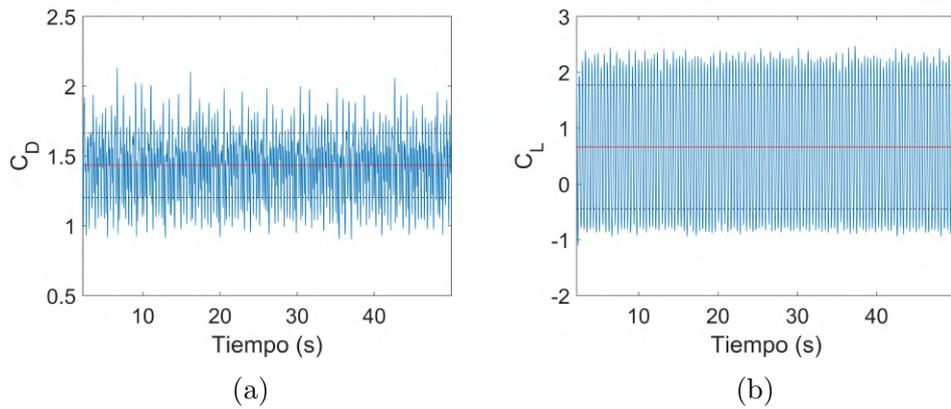


Figura 3.15: Evolución del coeficiente de arrastre (a) y sustentación (b) para  $\alpha = 0,5$ .

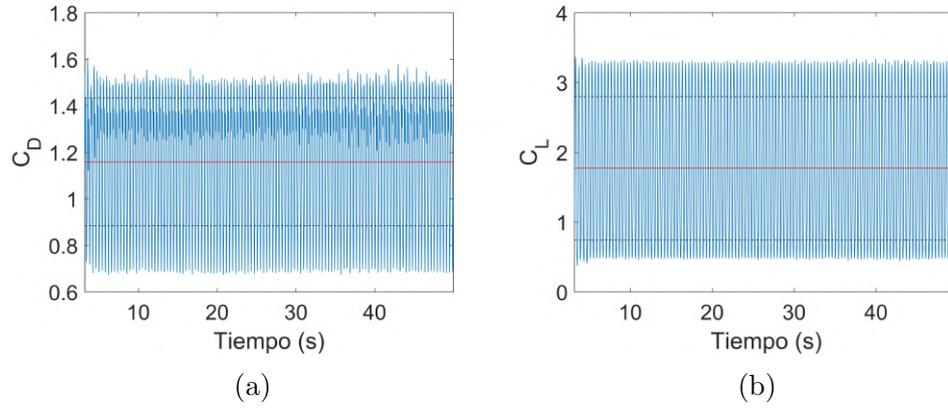


Figura 3.16: Evolución del coeficiente de arrastre (a) y sustentación (b) para  $\alpha = 1$ .

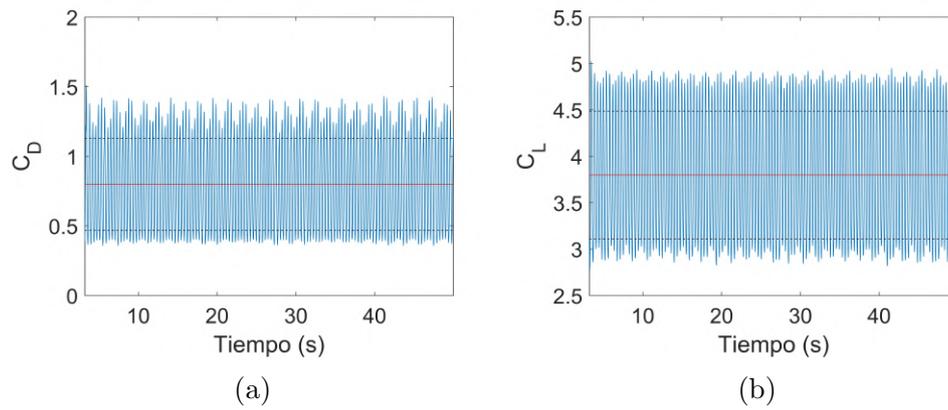


Figura 3.17: Evolución del coeficiente de arrastre (a) y sustentación (b) para  $\alpha = 1,5$ .

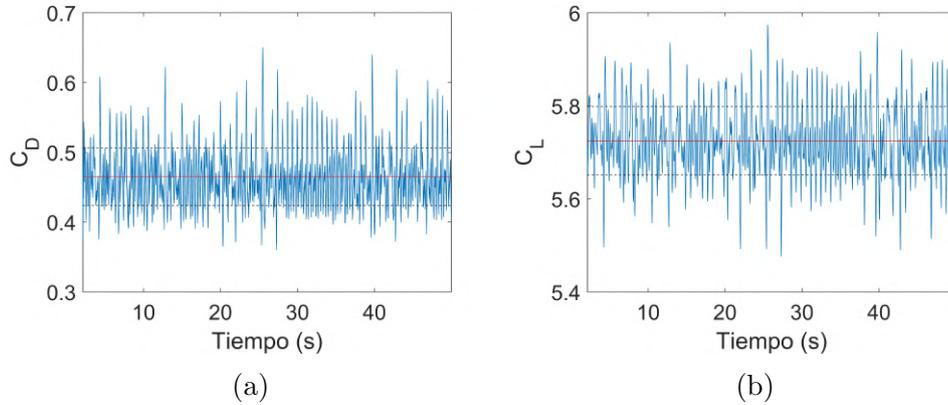


Figura 3.18: Evolución del coeficiente de arrastre (a) y sustentación (b) para  $\alpha = 2$ .

En las figuras 3.19 y 3.20 se muestra la relación entre los valores medios de  $C_D$  y  $C_L$  (respectivamente) y el cociente de velocidades  $\alpha$ . En los mismos gráficos se incluyen los resultados numéricos presentados en [88] y [91] y los resultados experimentales de [92], para el mismo valor de Reynolds ( $1,4 \times 10^5$ ). Adicionalmente se incluyen resultados numéricos de [87] con  $Re = 5000$ .

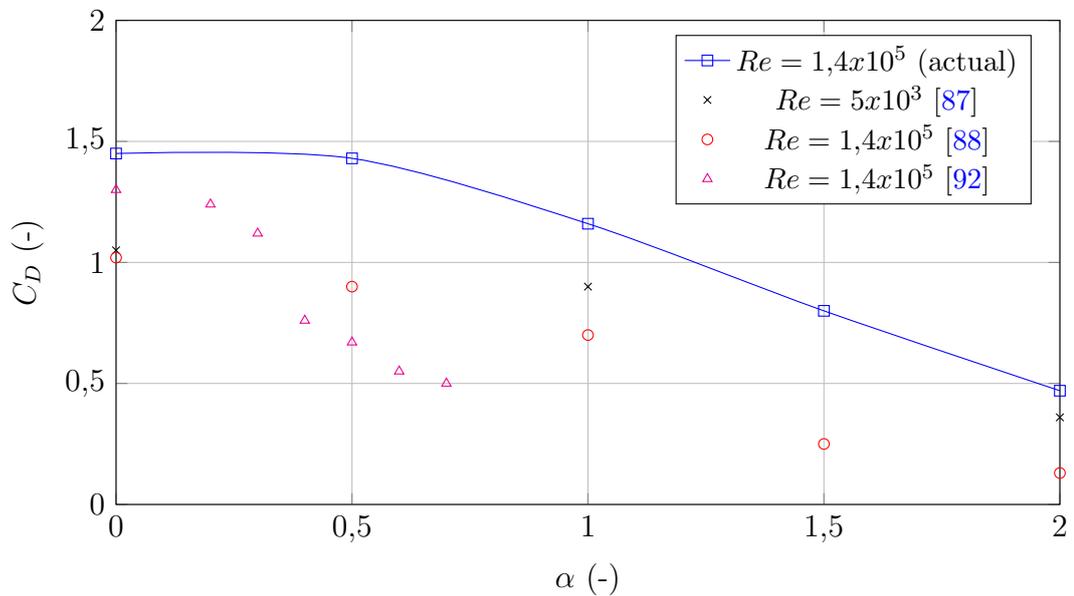


Figura 3.19: Comparación del coeficiente de arrastre para distintos valores de  $\alpha$ .

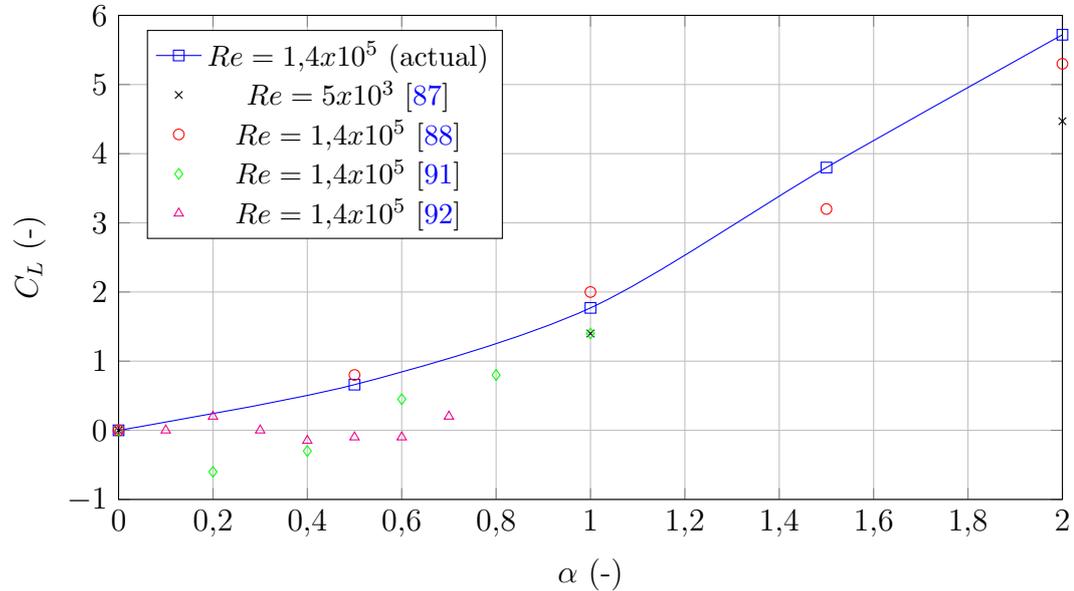


Figura 3.20: Comparación del coeficiente de sustentación para distintos valores de  $\alpha$ .

Se aprecia una buena correlación en los valores de  $C_L$  obtenidos con *caffa3d* y los obtenidos por otros autores, incluso con números de Reynolds menores al considerado en el presente trabajo. En casi todos los casos el coeficiente de sustentación aumenta linealmente para velocidades de rotación moderadas ( $\alpha \leq 1$ ), para luego aumentar con mayor pendiente para velocidades de rotación mayores. La excepción al comportamiento anterior son los resultados de [91] (numéricos) y [92] (experimentales), donde lograron detectar el efecto Mangus negativo a bajos valores de  $\alpha$ .

En los valores de  $C_D$  se observan mayores diferencias entre todos los resultados presentados, destacándose la dificultad en simular correctamente la turbulencia en la zona de separación aguas abajo del cilindro y los valores de presión correspondientes, que tienen una gran influencia en el valor de la fuerza de arrastre.

## 3.2. Validación del método VOF

En [18] se incluyó una descripción resumida de la validación del método elegido para representar la superficie libre en la simulación del funcionamiento de una HPM. El caso utilizado para la validación del método VOF en el *caffa3d*, es la simulación del flujo de agua a superficie libre en un canal horizontal

de sección rectangular, con un vertedero semicilíndrico de  $0,096m$  de radio ubicado aproximadamente en la mitad del canal. Este caso fue analizado en [93], mediante ensayos experimentales y simulaciones numéricas usando el código comercial ANSYS-Fluent v.12.1 con la técnica RANS (considerando diferentes modelos de turbulencia, entre los cuales el Modelo de Tensiones de Reynolds -*RSM*- fue el que presentó mejores resultados).

El dominio es un prisma rectangular de alto  $0,535m$ , lado  $2,4m$  y ancho  $0,2m$ . La malla está dividida en 4 bloques agrupados en una misma región (totalizando  $254 \times 10^3$  celdas de volumen). El dominio completo se compone de tres bloques con mallas cartesianas no uniformes (con refinamiento en la dirección vertical cerca del piso y de la posición esperada para la superficie libre y refinamiento en la dirección horizontal cerca de la superficie de ingreso al canal y cerca de la posición del vertedero), y el restante un bloque tipo C (figura 3.21) representando el vertedero (con refinamiento radial hacia la superficie del vertedero).

Las superficies posterior y anterior se tratan como planos de simetría, la superficie superior como la atmósfera (presión manométrica cero), la superficie inferior (piso del canal y vertedero) se trata como pared con condición de no atravesamiento, la superficie izquierda tiene condición de entrada (con velocidad  $v_1 = 0,187m/s$  desde el piso del canal hasta una altura  $h_1 = 0,147m$  (1.5 veces el radio del vertedero) correspondiente a un caudal de ingreso de agua de  $0,0055m^3/s$ , y velocidad nula desde dicha altura y hasta la superficie superior correspondiente a la zona de aire) y la superficie derecha tiene condición de presión manométrica nula para habilitar la salida de agua.

Las propiedades del agua utilizadas son las correspondientes a presión atmosférica y una temperatura de  $20^\circ C$  ( $\rho_{H_2O} = 1 \times 10^3 kg/m^3$  y  $\mu_{H_2O} = 1 \times 10^{-3} Pa.s$ ). La densidad del aire utilizada corresponde a presión atmosférica y una temperatura de  $20^\circ C$  ( $\rho_{aire} = 1,2 kg/m^3$ ), mientras que respecto a la viscosidad se utilizó un valor mayor a la correspondiente a las condiciones mencionadas para reducir las corrientes parásitas en la parte superior del dominio (ocupada por el aire). La presencia de velocidades espuria en la región ocupada por aire ha sido reportada por varios autores, y se debería a errores relacionados con el cálculo de la fuerza debido a la tensión superficial [78, 94]. En [95, 96, 97, 98] se presentan algunos métodos propuestos para resolver este problema, aunque en este caso no fueron satisfactorios, por lo que se optó por asignarle una mayor viscosidad al aire para controlar las corrientes parásitas. Se cree que el valor de  $\mu_{aire} = 1,7 \times 10^{-3} Pa.s$ , 100 veces mayor al real, no afectó el comportamiento del agua en el canal, y las corrientes parásitas persistentes ocurren próximo a la salida del canal. Para la tensión superficial se utilizó el valor de  $73 \times 10^{-3} N/m$  correspondiente a la tensión entre agua y aire.

Aguas arriba del vertedero el flujo resulta subcrítico con un número de Froude  $Fr_1 = v_1/\sqrt{g \cdot h_1} = 0,156$ , mientras que aguas abajo el flujo se vuelve supercrítico con  $Fr_2 = 2,26$ . Este cambio de subcrítico a supercrítico también podría ocurrir en ciertas condiciones de operación de una HPM, de donde se fundamenta aún más el uso de este caso como validación del módulo VOF.

El paso de tiempo para esta simulación fue de  $5 \times 10^{-4} s$ , con lo que se alcanzó un número de Courant máximo de 0,5. En el instante inicial el agua está en reposo ocupando todo el largo del canal hasta una altura de  $0,147 m$  y comienza a ingresar agua desde la izquierda mientras abandona el canal por la derecha (extremo a presión manométrica cero). Luego de un tiempo el flujo se vuelve estacionario, por lo que sólo se muestran los resultados correspondientes al tiempo final  $t = 20 s$ .

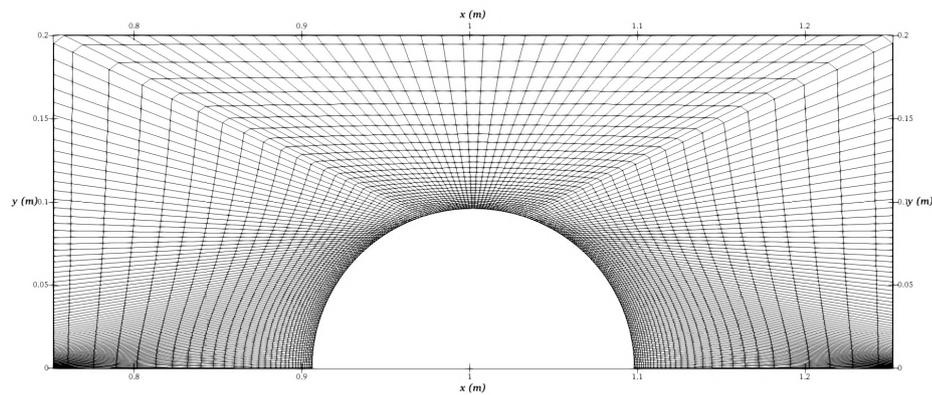


Figura 3.21: Parte de la malla computacional generada para el caso de validación del método VOF.

En la figura 3.22 se presenta el campo de velocidad (magnitud) a partir de las simulaciones en *caffa3d*, para la zona del canal ocupada por el agua, donde puede apreciarse el cambio de régimen del flujo.

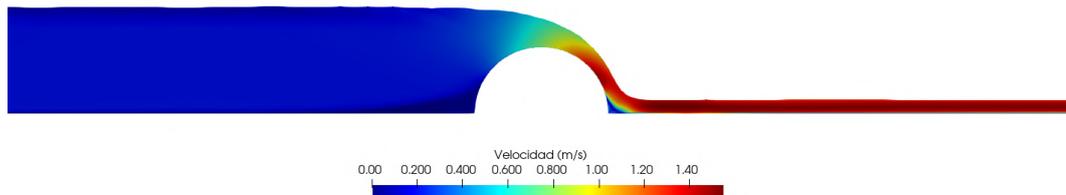


Figura 3.22: Campo de velocidad del agua en el canal entorno a el vertedero semicircular.

A continuación se presentan comparaciones cuantitativas y cualitativas entre los resultados obtenidos a partir de *caffa3d* y los resultados experimentales y numéricos publicados en [93].

En la figura 3.23 se compara la posición de la superficie libre en la zona entorno al vertedero obtenida mediante las simulaciones numéricas en *caffa3d* con el mismo resultado publicado en [93] obtenido de ensayos experimentales, mientras que en la figura 3.24 se presentan los errores de comparación correspondientes en términos relativos al valor experimental. En la figura 3.25 se comparan las líneas de flujo entorno al vertedero obtenidas de las simulaciones con *caffa3d* (a) y el mismo resultado publicado en [93] obtenido mediante simulaciones numéricas.

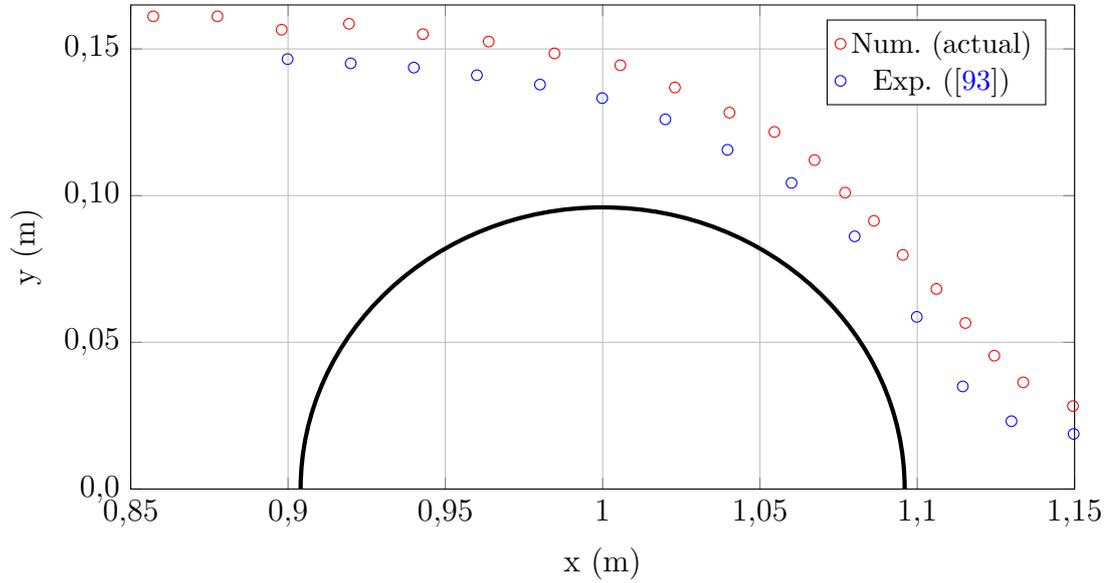


Figura 3.23: Comparación de la posición de la superficie libre obtenida numéricamente con *caffa3d* y el resultado obtenido experimentalmente por [93].

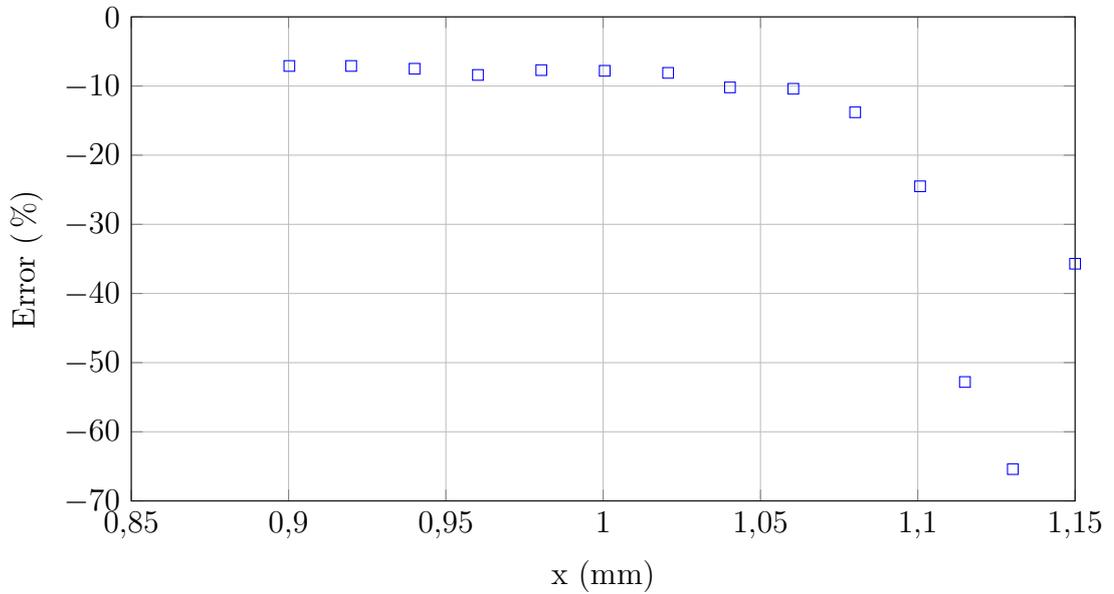


Figura 3.24: Errores de comparación de la posición de la superficie libre.

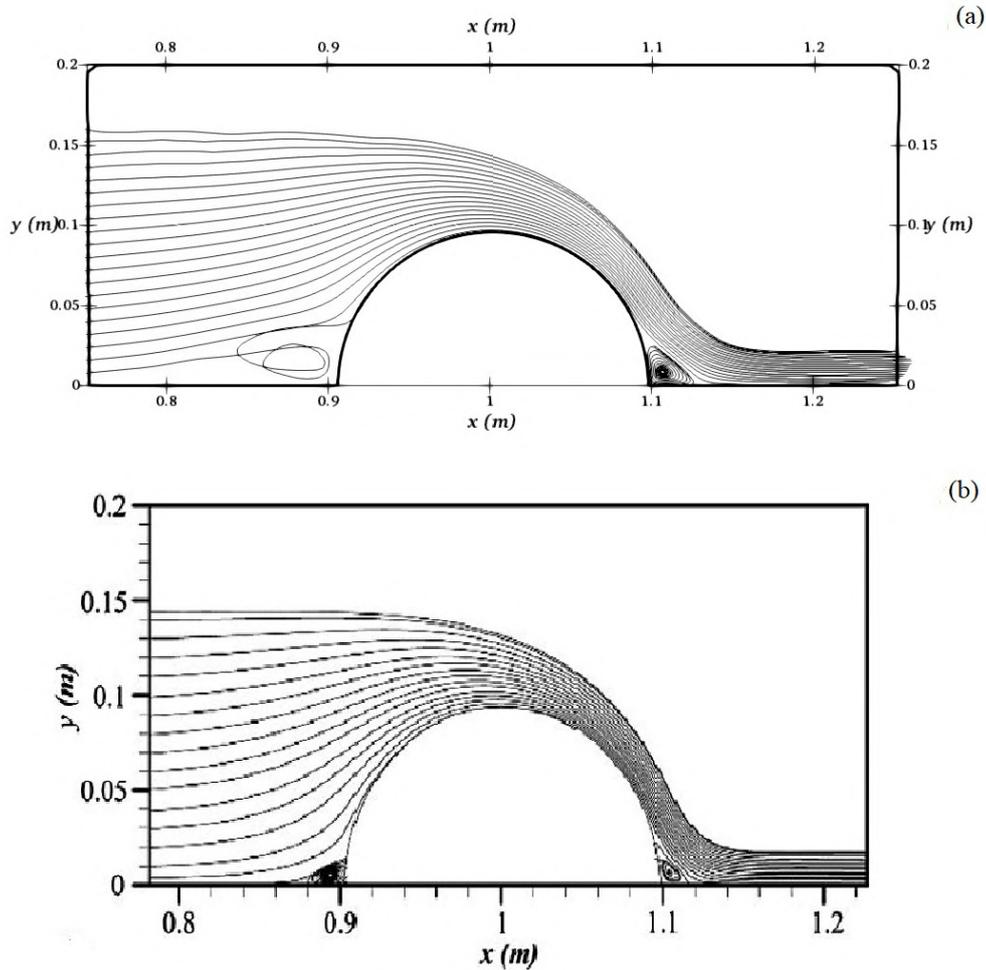


Figura 3.25: Comparación de las líneas de flujo obtenidas numéricamente con *caffa3d* (a) y el resultado obtenido con ANSYS-Fluent v.12.1 por [93] (b).

Los resultados muestran un buen desempeño de las simulaciones realizadas con *caffa3d*, y muy similares a los resultados presentados por [93]. Sin embargo, el nivel de la superficie libre obtenido con *caffa3d* resultó algo más alto que el obtenido por [93], lo que puede estar relacionado con el hecho de que las líneas de flujo en la figura 3.25a muestran una zona de separación más grande que en la figura 3.25b, lo que elevaría el nivel del agua.

Es de destacar que en [93] los autores también encontraron diferencias en los tamaños y posiciones de las zonas de separación entre los varios modelos de turbulencia analizados, por lo que las diferencias encontradas aquí podrían ser

atribuibles a errores en la implementación de la técnica LES y/o del modelo de Smagorinsky.

En las figuras 3.26, 3.27 y 3.28 se comparan los perfiles de velocidad horizontal obtenidos mediante *caffa3d* y experimentalmente en [93], en tres posiciones diferentes del canal en la zona entorno al vertedero, aguas arriba ( $x = 0,8m$ ), encima del vertedero ( $x = 1,0m$ ) y aguas abajo ( $x = 1,3m$ ), respectivamente.

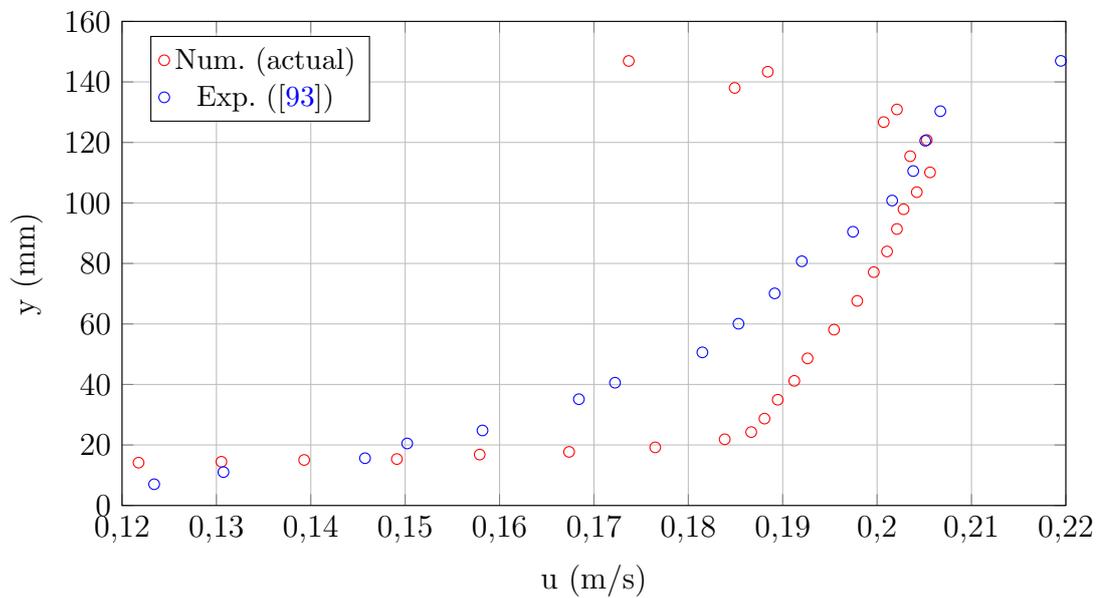


Figura 3.26: Perfil de velocidad horizontal en la sección  $x = 0,8m$  obtenido con *caffa3d* y mediante ensayos experimentales presentados en [93].

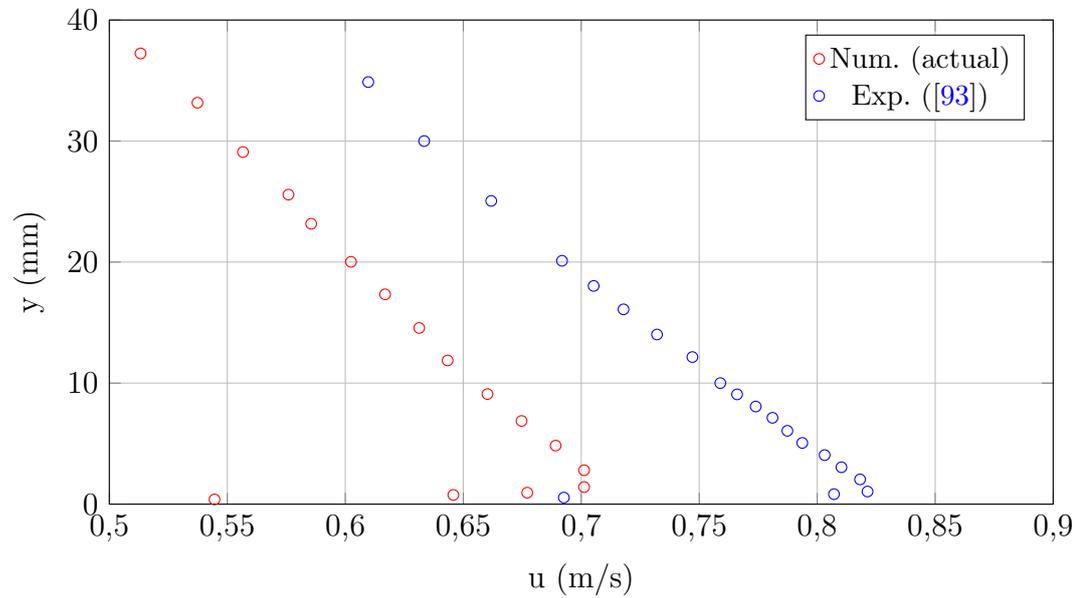


Figura 3.27: Perfil de velocidad horizontal en la sección  $x = 1,0m$  obtenido con *caffa3d* y mediante ensayos experimentales presentados en [93].

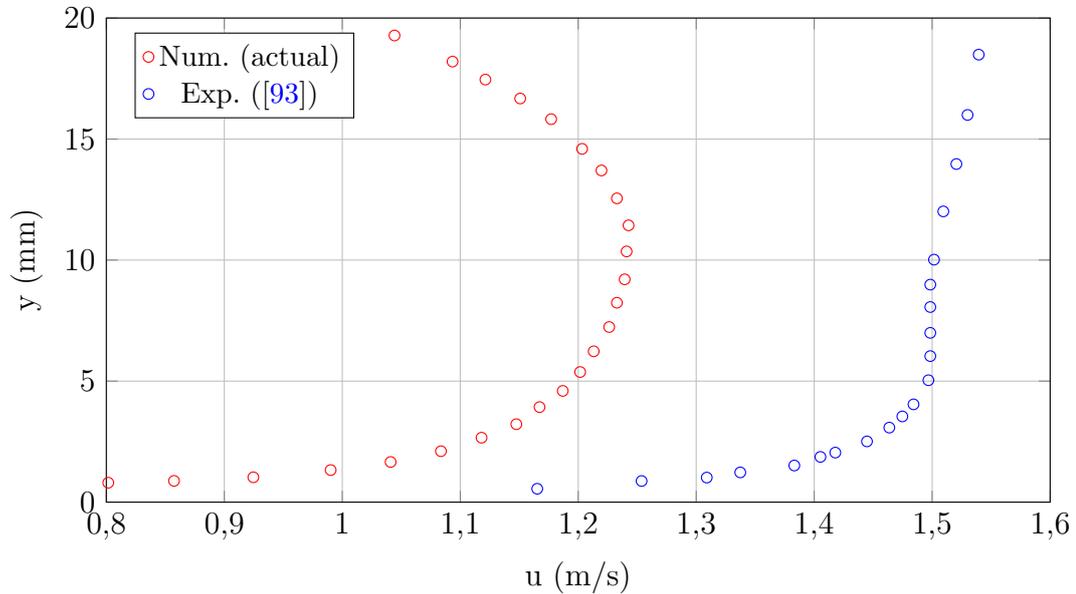


Figura 3.28: Perfil de velocidad horizontal en la sección  $x = 1,3m$  obtenido con *caffa3d* y mediante ensayos experimentales presentados en [93].

La comparación con los resultados experimentales muestra que la forma de los perfiles resultó similar en las tres posiciones, al menos en alturas alejadas de la superficie libre (cerca de la interfaz el efecto de la tensión superficial y/o las velocidades espuria pudieron afectar los resultados numéricos). Cuantitativamente se observa que mediante las simulaciones numéricas en *caffa3d* se obtuvieron valores más bajos de velocidad en la sección encima del vertedero y la correspondiente a aguas abajo del mismo, debido a los mayores tirantes de agua (y por ende mayores áreas de pasaje) obtenidos mediante las simulaciones numéricas. Por otro lado, en la sección aguas arriba del vertedero las velocidades obtenidas numéricamente resultaron mayores que las observadas experimentalmente. Esto último ocurrió, incluso habiéndose obtenido un mayor tirante en las simulaciones numéricas en dicha sección, debido a que la zona de desprendimiento de la capa límite sobre el piso abarcó dicha sección en las simulaciones, lo cual no sucedió en los ensayos experimentales (ver figura 3.23).

En las figuras 3.29, 3.30 y 3.31, se presentan los errores de comparación entre los perfiles de velocidad horizontal obtenidos numéricamente con el *caffa3d* y los obtenidos experimentalmente de [93]. El error para cada altura considerada, está expresado en términos relativos al valor de velocidad obtenido

experimentalmente para dicha altura.

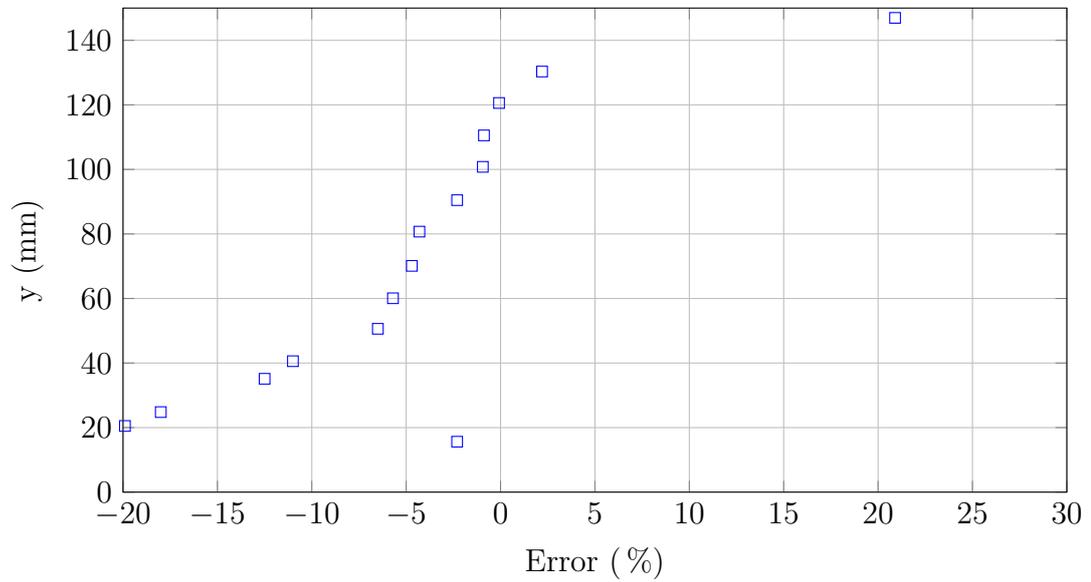


Figura 3.29: Errores de comparación del perfil de velocidades en  $x = 0,8m$

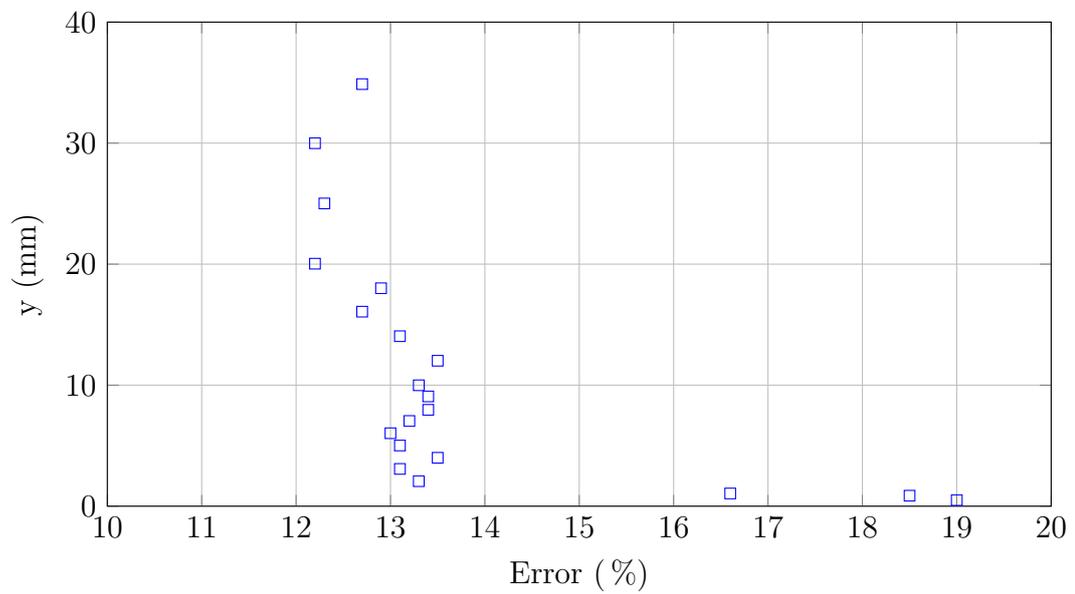


Figura 3.30: Errores de comparación del perfil de velocidades en  $x = 1,0m$

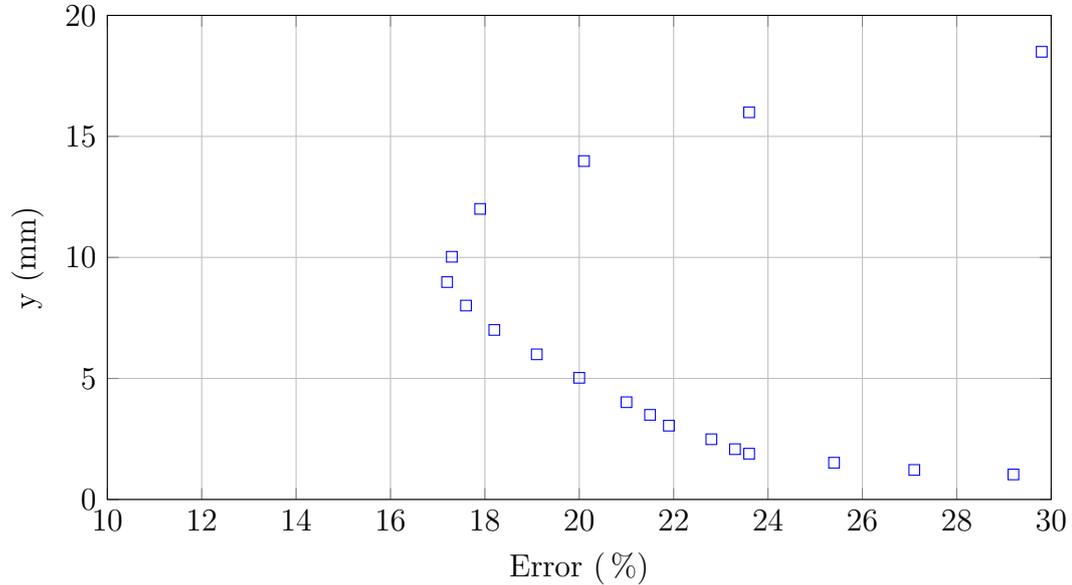


Figura 3.31: Errores de comparación del perfil de velocidades en  $x = 1,3m$

Se aprecia que cuantitativamente la simulación numérica entregó resultados aceptables en la sección aguas arriba del vertedero (flujo subcrítico) y encima del mismo (flujo crítico), con errores entre  $-20\%$  y  $+20\%$  para el primer caso (con mejores resultados en las zonas alejadas del piso y de la superficie libre) y entre  $+12\%$  y  $+20\%$  para el segundo caso (con buenos resultados en toda la altura excepto cerca del piso). Mientras tanto, se obtuvieron resultados no muy buenos en la sección aguas abajo del vertedero (flujo supercrítico), con errores entre  $+17\%$  y  $+30\%$  (con mejores resultados en las zonas alejadas del piso y de la superficie libre).

# Capítulo 4

## Máquina de Presión Hidrostática

En el capítulo 1 la Máquina de Presión Hidrostática fue introducida, junto a otros dispositivos de aprovechamiento hidroeléctrico para sitios de bajo salto. En el presente capítulo se plantea con mayor detalle la operación, los antecedentes y el estado actual de desarrollo de este tipo de turbina, para luego analizar el funcionamiento de un modelo simple a partir del código de CFD *caffa3d* y validar los resultados numéricos con resultados experimentales disponibles.

### 4.1. Antecedentes

#### 4.1.1. Historia y desarrollo de primeros modelos

En este punto vale la pena hacer una diferenciación entre dos tipos de máquinas similares estudiadas por Senior [99] que pueden dar lugar a confusión. En realidad se tratan de la misma máquina (Senior las llamó inicialmente Convertidores de Presión Hidrostática) pero operando bajo dos condiciones distintas:

- con el nivel de agua antes de la rueda por debajo del eje de rotación, en cuyo caso luego se denominaría Rueda de Presión Hidrostática (o HPW por el inglés *Hydrostatic Pressure Wheel*)
- con el nivel de agua antes de la rueda por encima del eje de rotación, en cuyo caso luego se denominaría Máquina de Presión Hidrostática (o HPM por el inglés *Hydrostatic Pressure Machine*)

Los primeros modelos de HPM que se diseñaron y evaluaron teórica y experimentalmente, fueron desarrollados en el marco de la tesis de doctorado de Senior [99] y como parte del proyecto HYLOW [14]. Este fue un proyecto de investigación financiado por la Comisión Europea, con el objetivo de desarrollar nuevos dispositivos de conversión de energía hidráulica para sitios con saltos (diferencias de carga o de presión) muy bajos. En el caso de la HPM, el objetivo era diseñar un dispositivo para operar con saltos entre  $1m$  y  $2,5m$  y potencias entre  $5kW$  y  $200kW$  [14].

Para el primer modelo de HPM, que consistía en una rueda compuesta por 12 palas planas montadas en forma radial en un cubo de diámetro igual al largo de las palas (como la de la figura 1.7), se realizó un análisis teórico del funcionamiento, cuyos resultados fueron comparados con los de ensayos experimentales [53, 99]. Se analizaron diferentes relaciones entre niveles de agua a ambos lados de la rueda, distintos caudales y se introdujo una modificación en el piso del canal bajo la rueda con el fin de reducir las fugas. Adicionalmente, con el fin de lograr mejores rendimientos, se desarrollaron nuevos modelos de HPM, modificando la forma y disposición de las palas. Así se introdujeron modelos con palas curvas montadas en forma radial al cubo, otros con palas planas montadas diagonalmente y por último modelos con palas alabeadas montadas diagonalmente (este último diseño mejora sustancialmente al funcionamiento de la HPM, reduciendo las pérdidas por turbulencia al ingresar la pala en el agua).

Se ha visto, que cuando la rueda ocupa toda la sección transversal del canal, se dificulta el llenado y vaciado de las celdas (volumen entre dos palas adyacentes), lo cual sólo ocurriría en la dirección longitudinal del canal ([54, 99]). La principal consecuencia es que para ciertos caudales elevados de funcionamiento de la rueda, por un lado el volumen entre dos palas consecutivas no logra llenarse completamente con agua y por otro lado que la pala que sale del canal arrastra algo de agua hacia la sección de entrada, generando una recirculación y un par mecánico que se contrapone al par principal y por ende disminuyendo la potencia absorbida. Este problema se resuelve dejando abiertas las superficies laterales de la rueda (con mayor apertura que la dejada por las luces), para permitir la salida del aire y el ingreso del agua en la sección aguas arriba, y la entrada de aire y salida de agua en la sección aguas abajo. Para lograr esto último, pero manteniendo pequeñas las luces entre la rueda y las paredes del canal para generar el efecto compuerta, se diseñan las ruedas de un ancho menor al del canal y se colocan entre tabiques perpendiculares a las paredes del canal, como puede verse en la figura 4.1.

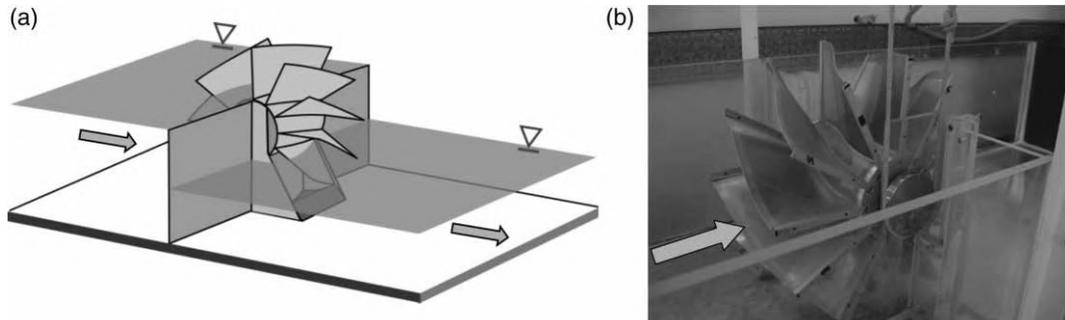


Figura 4.1: Imagen de una HPM instalada entre tabiques verticales. Tomada de [53].

Los estudios realizados sobre las HPM y HPW no se limitan únicamente al proyecto HYLOW, sino que también ha sido motivo de estudio de investigadores que no participaron del proyecto original [54, 100, 101].

#### 4.1.2. Ensayos en modelos físicos

Como fue mencionado, en el marco del proyecto HYLOW fueron realizados una serie de ensayos experimentales en la Universidad de Southampton (Inglaterra) y en la Universidad Técnica de Darmstadt (Alemania) a diferentes modelos de HPM [102, 103]. Los modelos (ver figura 4.2) se diferencian respecto de sus tamaños: pequeña escala (diámetro  $450mm$ ) y media escala (diámetro  $1200mm$ ); y a su vez respecto a la forma (rectas o curvas) y disposición (radiales o diagonales) de las palas. Para el caso de palas rectas diagonales se analizó además el efecto del ensanchamiento del canal respecto al ancho de la rueda.

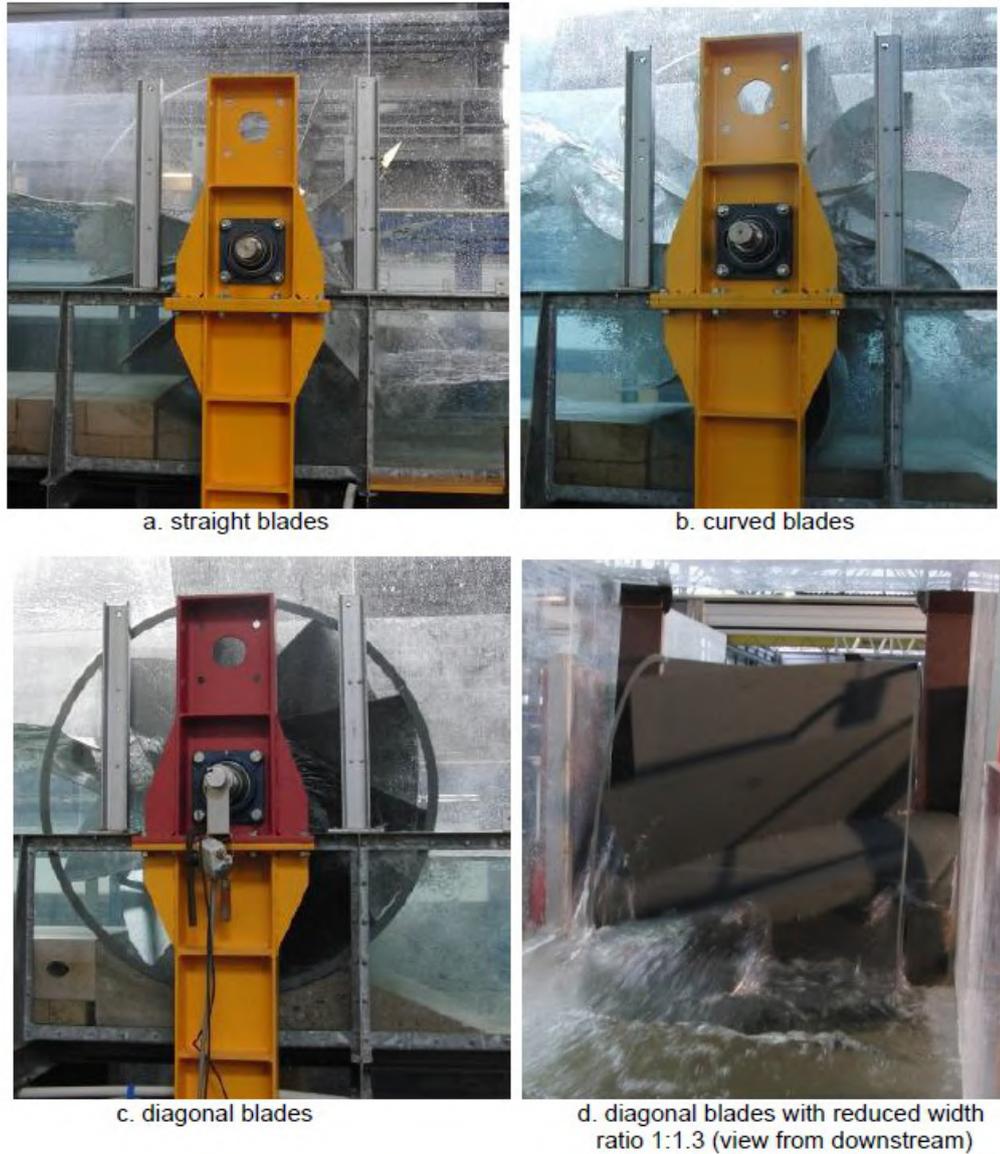


Figura 4.2: Imágenes de los distintos modelos de HPM ensayadas en el proyecto HYLOW. Tomada de [102].

El fondo del canal presenta un escalón aguas arriba de la rueda, e inmediatamente abajo de la misma presenta una forma de arco de circunferencia con un ángulo igual al ángulo entre dos palas adyacentes, a efectos de reducir las fugas de caudal por debajo de la rueda. En la figura 4.3 puede verse un esquema de la instalación de ensayo.

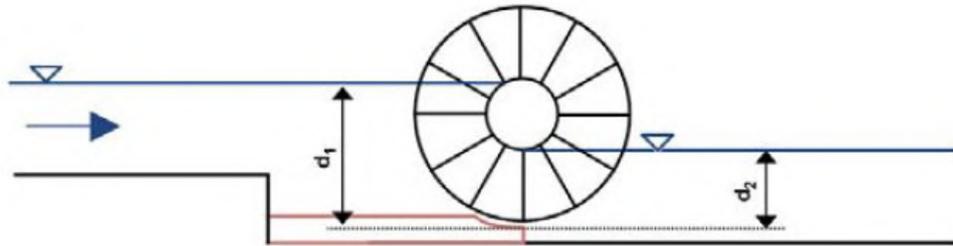


Figura 4.3: Esquema de la HPM de palas rectas ensayada en el proyecto HYLOW [102].

Los diferentes modelos de HPM se operaron con varias configuraciones de niveles de agua (valores de  $d_1$  y  $d_2$  en la figura 4.3). Para cada modelo y configuración, se ensayó un amplio intervalo de caudales por el canal, ajustándose la velocidad de rotación de la rueda para mantener constante el nivel aguas arriba y variando la altura de un vertedero rectangular a la salida del canal para mantener constante el nivel aguas abajo. A modo de ejemplo se muestran en la figura 4.4 las curvas normalizadas de Potencia-Caudal para los modelos de HPM de media escala y en la figura 4.5 las curvas normalizadas de Rendimiento-Caudal para los mismos modelos, cuando los niveles en el canal aguas arriba y abajo de la HPM coinciden con la parte superior e inferior del cubo respectivamente [102]. La normalización se realizó refiriendo cada valor de potencia y caudal con los valores teóricos ideales. Además de los resultados experimentales, se presentan las curvas obtenidas de los modelos teóricos correspondientes.

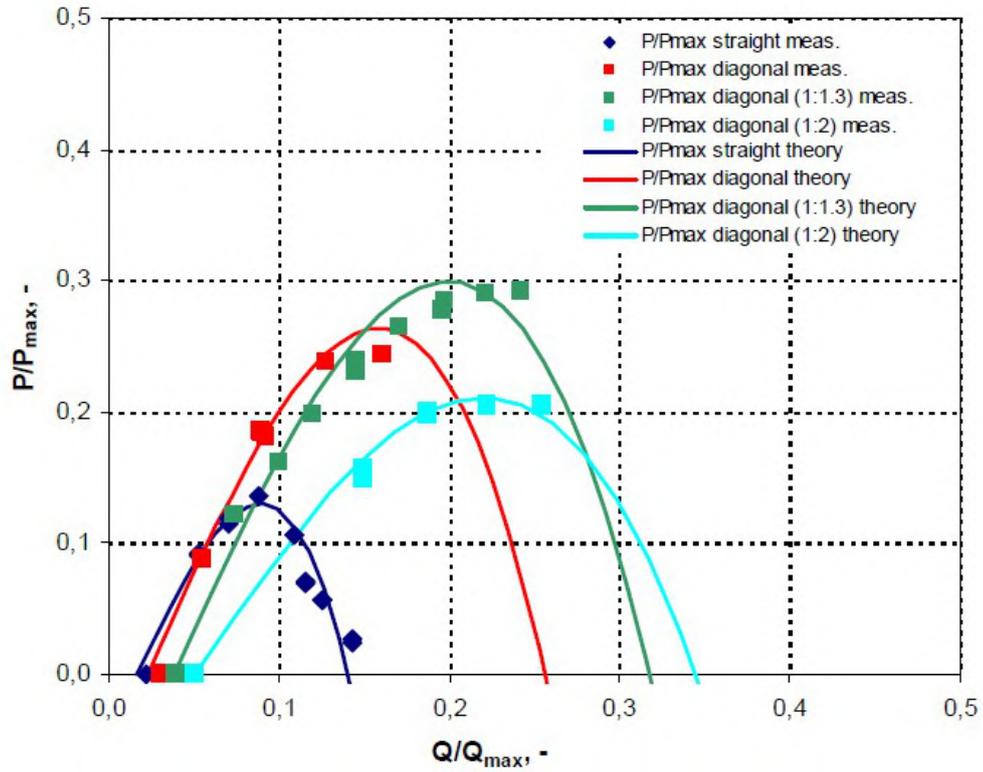


Figura 4.4: Curvas de Potencia normalizada-Caudal normalizado de los distintos modelos de HPM de escala media ensayada en el proyecto HYLOW [102].

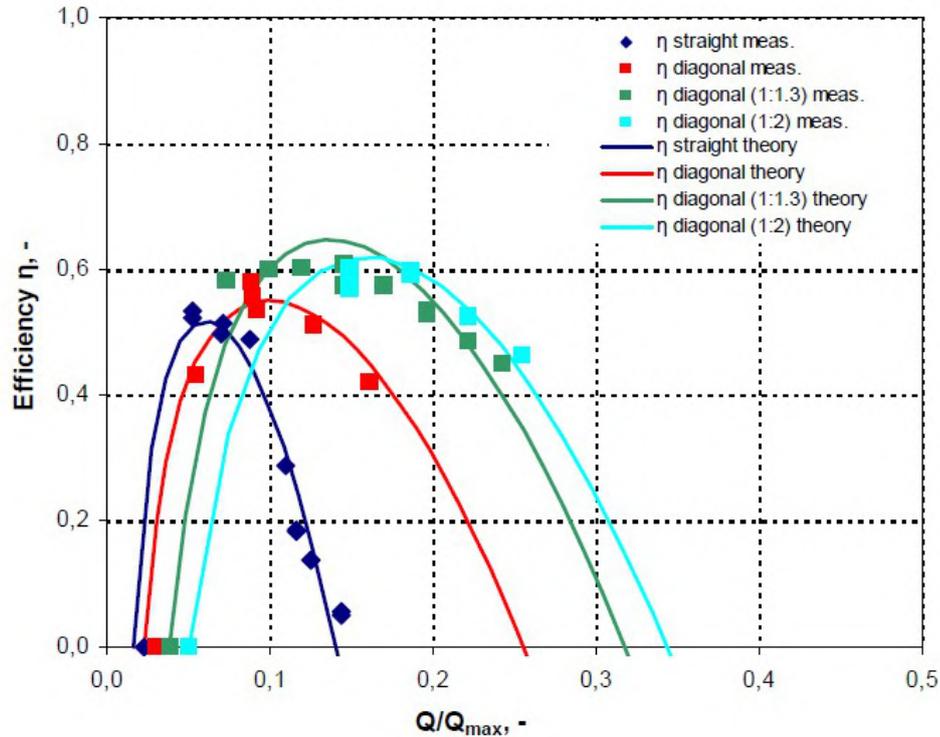


Figura 4.5: Curvas normalizadas de Rendimiento-Caudal normalizado de los distintos modelos de HPM de escala media ensayada en el proyecto HYLOW [102].

Entre las principales conclusiones, se destacan las siguientes [103]: el modelo de palas rectas diagonales (montadas a un ángulo de  $20^{\circ}$ ) fue el que logró procesar un mayor caudal con elevados valores de potencia y rendimientos; la relación óptima de ancho de la rueda respecto al ancho del canal fue de 1:1.3; incrementando la diferencia de niveles (salto bruto) a ambos lados de la rueda se logra un aumento en la potencia absorbida así como en el rendimiento de la máquina.

Adicionalmente, se instalaron dos prototipos de HPM tomando como base los modelos que presentaron mejores desempeños en los ensayos experimentales. Uno de los prototipos se instaló en sustitución de una antigua rueda hidráulica en el río Lohr en Alemania (figura 4.6), y otro en una derivación del Río Iskar en Bulgaria (figura 4.7). El diseño, instalación y evaluación del funcionamiento del prototipo instalado en Alemania se encuentra detallado en [104, 105].



Figura 4.6: HPM para reactivar un antiguo molino en Alemania. Tomada del sitio web de la [Universidad de Southampton](#).



Figura 4.7: HPM en una central de pasada (run-of-river) en un río de Bulgaria. Tomada del sitio web de la [Universidad de Southampton](#).

Por fuera del proyecto HYLOW, también se han realizado ensayos experimentales de HPM en condiciones de laboratorio. Por ejemplo, en [54] y en [106] se analizó el efecto de operar con diferentes relaciones entre el ancho de la rueda y el ancho del canal aguas abajo de la rueda. En [54] se concluye que la relación óptima de anchos es de 1:1.3 (mayores relaciones no logran un incremento en rendimiento ni en potencia), y se logra un aumento significativo al pasar de una relación de 1:1.04 a 1:1.3, gracias a que el agua puede ingresar a las celdas lateralmente reduciendo las pérdidas de potencia debido a turbulencia. Por el contrario, en [106] se llega a conclusiones opuestas al analizar una HPM de palas flexibles, mencionando que el mejor desempeño se consigue con la menor relación de anchos y que para este tipo de HPM el llenado lateral no juega un papel tan importante. Por otro lado, en [54] se analizaron además diferentes configuraciones de niveles de agua en el canal, para las cuales en términos generales concluyeron que cuanto mayor es el nivel aguas arriba y menor el nivel aguas abajo, mayor serán el rendimiento y la potencia generada por la HPM.

### 4.1.3. Ensayos en modelos numéricos

Complementando los numerosos estudios experimentales, también han sido realizados algunos estudios numéricos del funcionamiento de diferentes modelos de HPM. En el marco de una tesis de doctorado [107] en la Universidad de Southampton (en el grupo de trabajo que participó del proyecto HYLOW), se llevó a cabo un estudio detallado de simulaciones en 2D y en 3D. Para todos los casos analizados se presentaron imágenes del flujo de agua a través de la rueda, líneas de flujo, planos de velocidades medias y presiones y curvas de evolución temporal del par absorbido.

En dicho trabajo se concluyó que las simulaciones en 2D no logran reproducir el funcionamiento real de una HPM (incluso con geometrías simétricas), debido a que no se pueden modelar las luces laterales así como tampoco los procesos turbulentos que ocasionan pérdidas de potencia. Como fue mencionado anteriormente, las luces laterales de la rueda con el canal permiten el ingreso lateral de agua y el posterior vaciado cuando la celda sale del canal. Al no poder modelarse dichas luces en la simulación en 2D, se obtienen menores valores del par y potencia absorbidos por un llenado incompleto de las celdas, observándose además una recirculación de agua transportada por las palas lo cual también reduce el par intercambiado (ver figura 4.8, tomada de [107]). El proceso de ingreso del agua a la rueda es intrínsecamente en tres dimensiones, por lo que al realizar una simulación en 2D, no se pueden modelar correctamente las pérdidas por turbulencia. Estas

limitaciones se intensifican cuando la HPM opera con condiciones de flujo elevado. Asimismo, tampoco pueden modelarse geometrías complejas, como HPM con palas curvas o inclinadas, ni cambios de área en la sección transversal del canal.

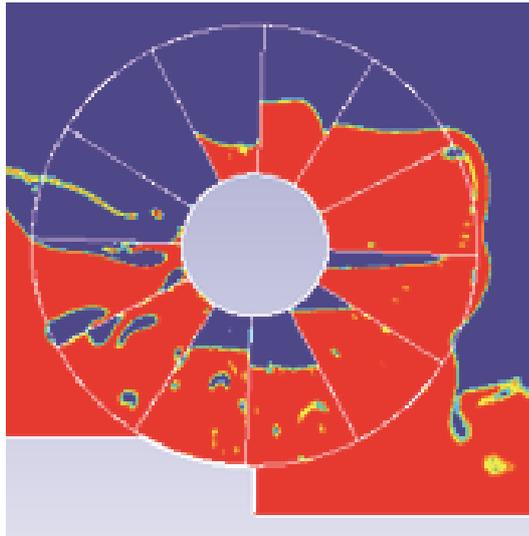


Figura 4.8: Resultado de simulación en 2D de operación de HPM. Tomada de [107].

Las mencionadas limitaciones numéricas fueron solucionadas implementando simulaciones en 3D incluyendo las luces entre la HPM y las paredes laterales del canal. Se presentaron resultados para un modelo de palas rectas radiales analizando primero únicamente la mitad del canal, imponiendo una condición de simetría en el plano medio (figura 4.9), y luego el dominio completo verificando que la implementación de la condición de plano de simetría logró representar el flujo real.

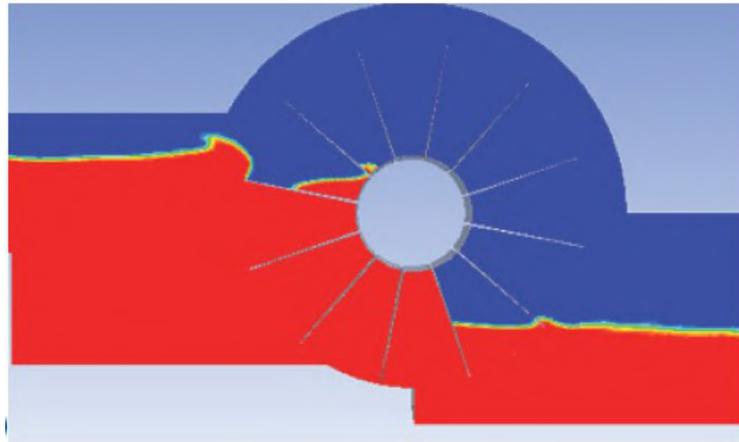


Figura 4.9: Resultado de simulación en 3D de operación de HPM de palas rectas radiales. Tomada de [107].

Posteriormente se presentaron los resultados de las simulaciones a un modelo de HPM con palas rectas inclinadas  $20^\circ$  respecto al eje de giro. Se comprobó que la inclinación de las palas produce un mejor desempeño de la HPM, al permitir un ingreso gradual de las palas en el agua (figura 4.10), reduciendo así las ondas de retroceso como la que puede verse en la figura 4.9. Al mismo tiempo, se obtiene una evolución más suave del par absorbido y se incrementa el rendimiento de la HPM.

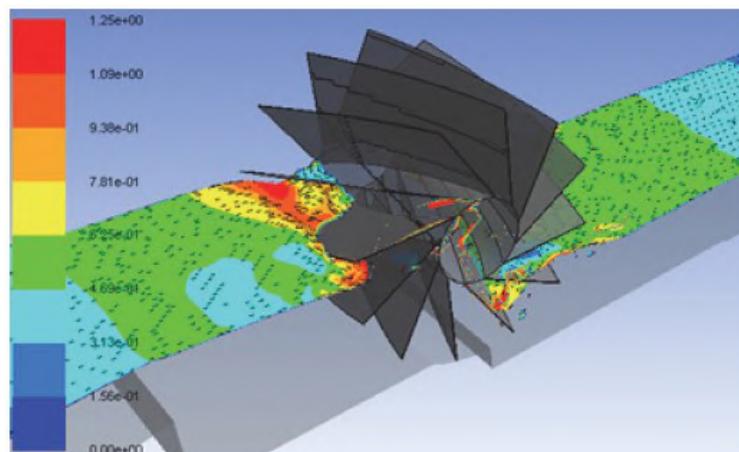


Figura 4.10: Resultado de simulación en 3D de operación de HPM de palas rectas inclinadas. Tomada de [107].

También en [107] se analizó el efecto de la relación del ancho de la rueda

con el ancho del canal, observando una reducción en la recirculación aguas arriba con menores relaciones, con lo que se incrementan los rendimientos de la HPM desde 62 % hasta 68 % con la rueda de la mitad del ancho que el canal.

## 4.2. Ensayos en modelo numérico con *caffa3d*

En el presente trabajo, se realizaron simulaciones numéricas del funcionamiento de una rueda hidráulica tipo HPM y se compararon los valores de potencia y rendimiento con los presentados en los informes del proyecto HYLOW. Asimismo se realizaron visualizaciones del flujo en el canal y su interacción con la rueda, lo cual dio lugar también a una comparación con las imágenes y comentarios incluidos en los referidos informes.

### 4.2.1. Caso de estudio para validación

La rueda hidráulica analizada presenta un diámetro de  $1200\text{mm}$ , y está compuesta por 12 palas planas dispuestas radialmente de  $400\text{mm}$  de largo y  $970\text{mm}$  de ancho. El ancho del canal donde se inserta la rueda es apenas mayor al ancho de ésta, siendo la luz lateral igual a  $3\text{mm}$ . La luz entre la punta de las palas y el fondo curvo es de  $5\text{mm}$ .

Entre todas las configuraciones de niveles de agua analizadas en [102, 103], se destacan la configuración donde aguas arriba el nivel coincide con el borde superior del cubo y aguas abajo coincide con el borde inferior del cubo (configuración de referencia), y la configuración donde aguas arriba el nivel coincide con el borde superior del cubo y aguas abajo el nivel está  $200\text{mm}$  por debajo del borde inferior del cubo (configuración de máxima potencia y rendimiento). A efectos de validar las simulaciones numéricas con *caffa3d* se consideró únicamente la configuración de niveles de agua de referencia.

En la figura 4.11 se muestran las curvas de Potencia-Caudal y Rendimiento-Caudal para la configuración de niveles de referencia, donde se observa que la máxima potencia de  $186,7\text{W}$  se da para un caudal de  $97,8\text{l/s}$  y el máximo rendimiento de 53 % se alcanza con un caudal de  $58,9\text{l/s}$ . En la figura 4.12 se presenta la relación lineal entre el caudal total y la velocidad de rotación de la rueda, así como el valor del caudal de fuga (que para este caso resultó en  $Q_f = 25\text{l/s}$ ). Ambas figuras fueron extraídas de un reporte interno del proyecto HYLOW [102].

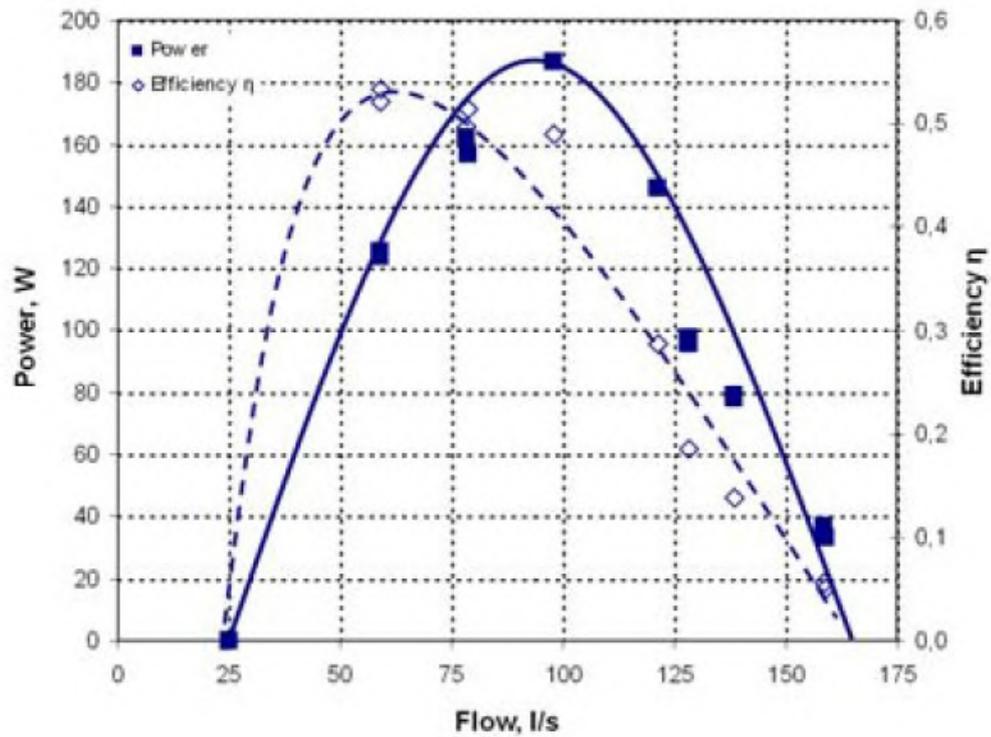


Figura 4.11: Curvas de Potencia y Rendimiento en función del Caudal de la HPM de escala media y palas rectas radiales ensayada en el proyecto HYLOW. Tomada de [102].

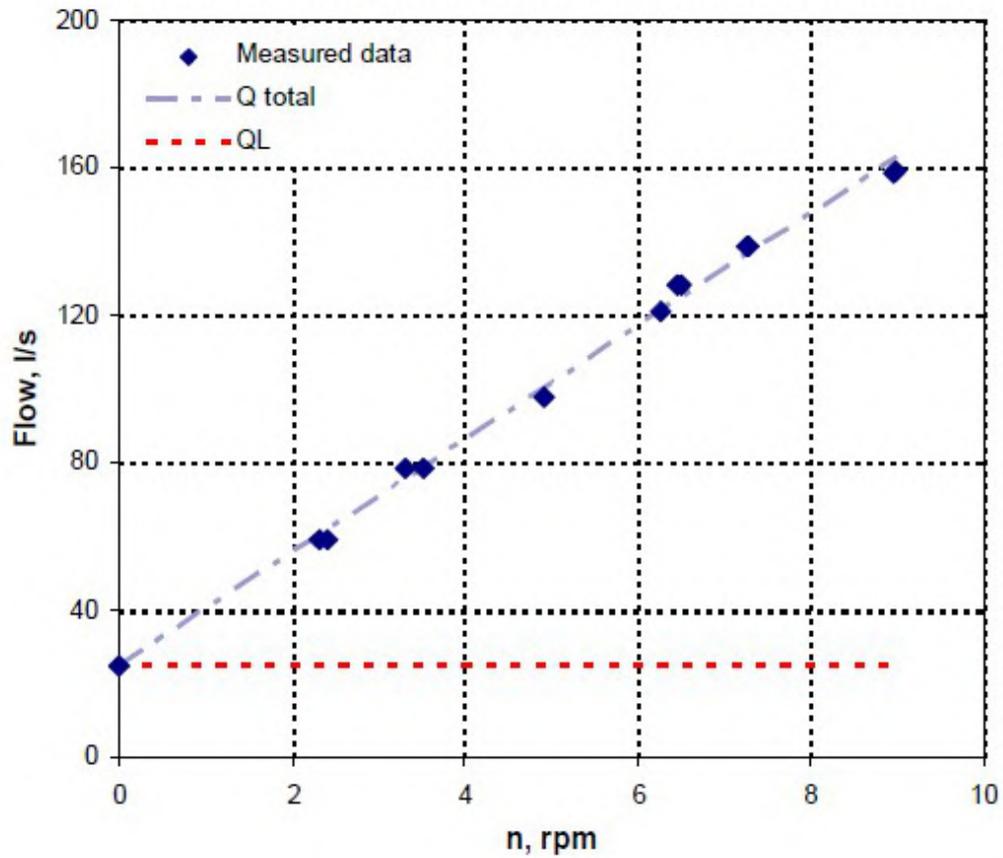


Figura 4.12: Relación entre Caudal y Velocidad de rotación de la HPM de escala media y palas rectas radiales ensayada en el proyecto HYLOW. Tomada de [102].

A partir de las figuras 4.11 y 4.12 se obtienen los puntos de operación de la HPM a simular en *caffa3d*, los cuales se presentan en la tabla 4.1.

Tabla 4.1: Puntos de operación de la HPM de palas rectas de 1200mm de diámetro, a partir de ensayos físicos.

$Q$ (l/s)	25	58,8	78,5	97,8	121	128	138,2
$N$ (rpm)	0	2,38	3,44	4,93	6,29	6,48	7,29
$P_m$ (W)	0	125,4	160,7	186,9	146,4	96,8	79
$\eta$ (%)	0	52,8	50	48,9	28,6	18,4	13,8

### 4.2.2. Dominio, malla, CB y otros parámetros

Buscando optimizar las capacidades computacionales, se eligió un dominio reducido en lugar de abarcar la totalidad del canal real que fue utilizado para los ensayos experimentales. Aprovechando la simetría geométrica de la rueda y el canal, y a efectos de reducir el tiempo computacional, sólo se modeló una mitad del dominio completo, imponiendo condición de borde tipo simetría al plano correspondiente a la mitad longitudinal del canal. En la figura 4.13 se muestra una imagen de la malla computacional generada para todo el dominio, que abarca el canal de largo  $4,8m$  (con el eje de la HPM en el centro) y ancho  $488mm$  (la mitad del ancho del canal real más la luz lateral), con un alto de  $1,73m$  para cubrir toda la parte del canal ocupada por agua y un volumen significativo de aire. El hueco circular que se observa centrado en  $(x, y) = (0, 0)$  es el cubo de la HPM (que no se incluye en la malla).

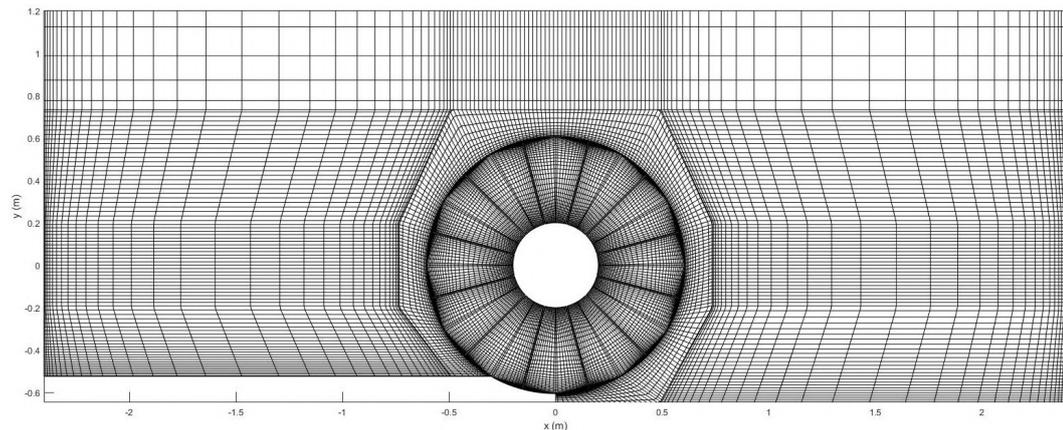


Figura 4.13: Malla computacional completa para la simulación de la HPM en *caffa3d*.

En la figura 4.14 se observan detalles de partes de la malla cerca de la HPM y sus palas, y específicamente en la imagen derecha se observa una parte de una pala, representada por un hueco en la malla al igual que el cubo. La región anular más densa alrededor de la HPM corresponde con los dos bloques en forma de cilindros anulares que forman parte de la interfaz deslizante.

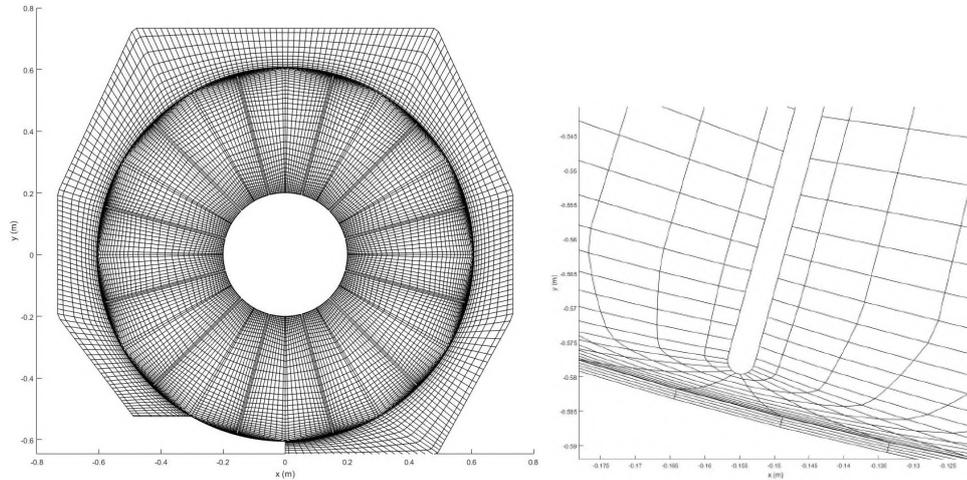


Figura 4.14: Parte de la malla computacional entorno a la HPM.

En total, el dominio se descompone en 98 bloques de malla, que a su vez están agrupados en 28 regiones, cada una de las cuales es asignada a un procesador distinto a efectos de paralelizar las simulaciones. En total se tienen  $714 \times 10^3$  celdas hexagonales.

En cuanto a las condiciones de borde de las fronteras del dominio (figura 4.15), las superficie posterior se trata como plano de simetría (mitad longitudinal del canal) y la superficie anterior se trata como pared con condición de no atravesamiento (pared del canal). A la superficie superior se le asigna condición de presión constante igual a cero (simulando el aire atmosférico) y la superficie inferior se trata como pared con condición de no atravesamiento (piso del canal). La superficie izquierda tiene condición de entrada con velocidad uniforme desde el piso del canal hasta una altura correspondiente al borde superior del cubo (entrada de agua) y condición de presión cero desde dicha altura y hasta la superficie superior (correspondiente a la zona de aire). La superficie derecha tiene condición de pared desde el extremo inferior hasta una cierta altura (simulando la pared de un vertedero) y luego condición de presión constante igual a cero para habilitar la salida de agua y aire. Por último, las superficies correspondientes a los bordes de la HPM (palas y cubo), se tratan como pared sólida con condición de no atravesamiento y rotando a velocidad constante.

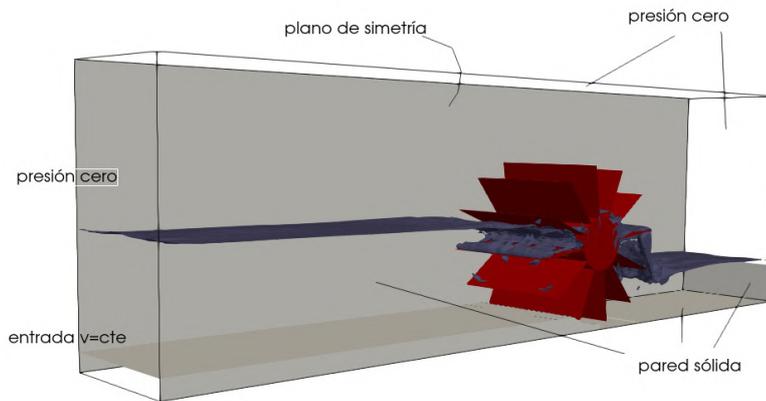


Figura 4.15: Condiciones de borde del dominio computacional.

El paso de tiempo utilizado en las simulaciones varió entre  $1 \times 10^{-4} s$  y  $2 \times 10^{-4} s$ , dependiendo de las velocidades de rotación y caudales analizados. Para facilitar el post-procesamiento de los resultados, se desactivó la rutina de adaptación de paso de tiempo para satisfacer CFL, pero igualmente se verificó en todos los casos que se cumpliera dicha condición.

Las propiedades del agua utilizadas son las correspondientes a presión atmosférica y una temperatura de  $20^{\circ}C$  ( $\rho_{H_2O} = 1 \times 10^3 kg/m^3$  y  $\mu_{H_2O} = 1 \times 10^{-3} Pa.s$ ). La densidad del aire utilizada corresponde a presión atmosférica y una temperatura de  $20^{\circ}C$  ( $\rho_{aire} = 1,2 kg/m^3$ ), mientras que para la viscosidad se utilizó un valor mayor a la correspondiente a las condiciones mencionadas para limitar las velocidades espuria en el aire (ver 3.2). Para la tensión superficial se utilizó el valor de  $73 \times 10^{-3} N/m$  correspondiente a la tensión entre agua y aire.

### 4.3. Resultados de simulación de HPM en *caffa3d*

El análisis de los resultados de las simulaciones se divide en tres partes. Primero se presenta un estudio cuantitativo, donde se realiza el cálculo de la potencia instantánea para distintos caudales de funcionamiento de la HPM

obtenidos de las simulaciones numéricas. Luego se obtienen los valores de potencia media y se calculan los valores de rendimiento para los caudales analizados y se comparan con los valores presentados en el proyecto HYLOW. Por último se presenta un estudio cualitativo del flujo en el canal entorno a la HPM, con imágenes del comportamiento del agua y de líneas de flujo, comparándose con el comportamiento real observado en los ensayos del proyecto HYLOW.

### 4.3.1. Potencia instantánea

A partir de los vectores presión y tensión rasante en las celdas de las superficies de la rueda, se calcula el par  $M$  aplicado por el agua a la HPM, según la ecuación 4.1. Luego, la potencia mecánica  $P_m$  aplicada sobre la HPM se calcula a partir de la ecuación 4.2. Para obtener la potencia mecánica en punta de eje de la HPM sólo sería necesario restar las pérdidas por fricción en los cojinetes, pero al ser de difícil determinación, se plantea una comparación directa entre la potencia calculada a partir de las simulaciones realizadas en el *caffa3d* y la potencia medida experimentalmente en el proyecto HYLOW.

$$\vec{M} = \int_S \overrightarrow{(P - O)} \times (-p\hat{n} + \hat{\tau}) dS \quad (4.1)$$

$$P_m = \vec{M} \cdot \vec{\omega} \quad (4.2)$$

Finalmente, el rendimiento de la HPM se puede calcular según la ecuación 4.3 como el cociente entre la potencia mecánica absorbida por la HPM y la potencia hidráulica disponible en el canal ( $\gamma Q \Delta H$ ).

$$\eta = \frac{P_m}{\gamma Q \Delta H} \quad (4.3)$$

El máximo caudal simulado fue  $Q = 120l/s$ , y se agregó el punto  $Q = 110l/s$ , que si bien no estuvo incluido en los ensayos experimentales, es útil para obtener curvas de funcionamiento más suavizadas en una zona en la que la HPM trabaja de manera inestable. Con el mismo propósito se incluyó el punto  $Q = 40l/s$  que tampoco formó parte de los ensayos experimentales.

Se realizó una simulación a efectos de evaluar el caudal de fuga por la HPM, para lo cual se dejó quieta la rueda y se consideró el mismo caudal que en los ensayos experimentales ( $25l/s$ ). Se comprobó que los niveles de agua antes y después de la HPM permanecieron constantes durante un tiempo considerable (20s), por lo que se pudo concluir que  $Q_f = 25l/s$  para la HPM analizada.

En las figuras 4.16, 4.17, 4.18, 4.19, 4.20 y 4.21 se presenta la evolución temporal de la potencia instantánea de la HPM para los caudales  $40\text{ l/s}$ ,  $58,9\text{ l/s}$ ,  $77\text{ l/s}$ ,  $97,8\text{ l/s}$ ,  $110\text{ l/s}$  y  $120\text{ l/s}$ , respectivamente. No se muestran los primeros segundos, debido a que en el intervalo entre el comienzo de la simulación y los primeros pasajes de pala, se observa un pico de potencia y luego un transitorio donde la potencia no se llega a estabilizar. El intervalo de tiempo que se presenta en cada caso corresponde a 4 vueltas de la HPM, a excepción de la gráfica correspondiente a  $Q = 40\text{ l/s}$ , donde se muestran sólo 2 vueltas por el excesivo tiempo que demora en girar. En cada gráfico, se trazó además una línea roja correspondiente al valor de potencia media y dos líneas negras entrecortadas que representan los intervalos correspondientes a la desviación estándar de la señal de potencia.

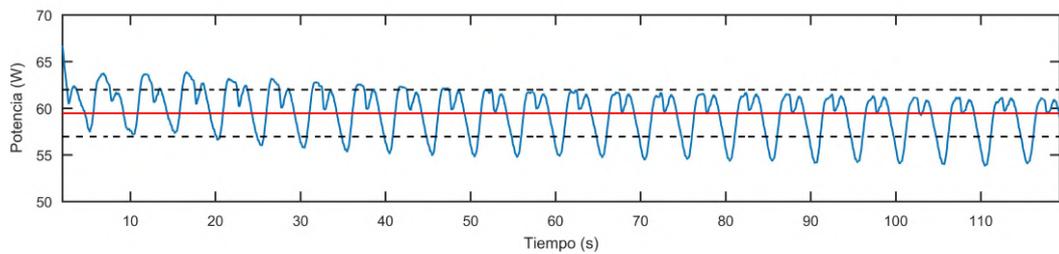


Figura 4.16: Potencia absorbida instantánea para  $Q = 40\text{ l/s}$ , a lo largo de 2 vueltas de la HPM.

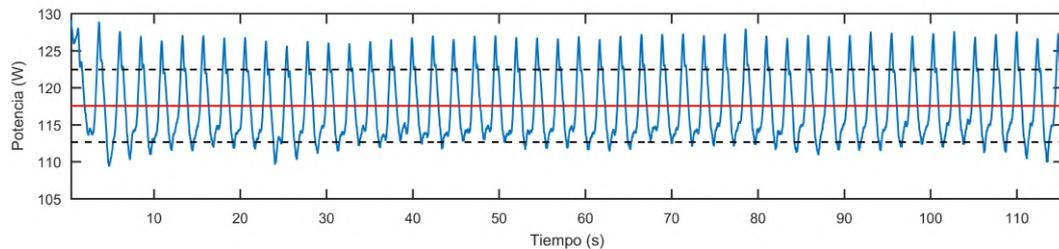


Figura 4.17: Potencia absorbida instantánea para  $Q = 58,9\text{ l/s}$ , a lo largo de 4 vueltas de la HPM.

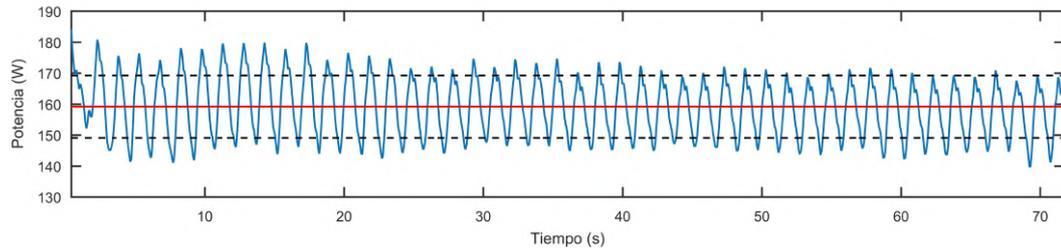


Figura 4.18: Potencia absorbida instantánea para  $Q = 77l/s$ , a lo largo de 4 vueltas de la HPM.

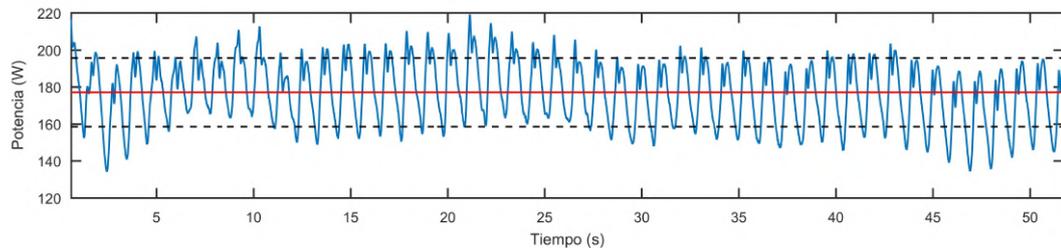


Figura 4.19: Potencia absorbida instantánea para  $Q = 97,8l/s$ , a lo largo de 4 vueltas de la HPM.

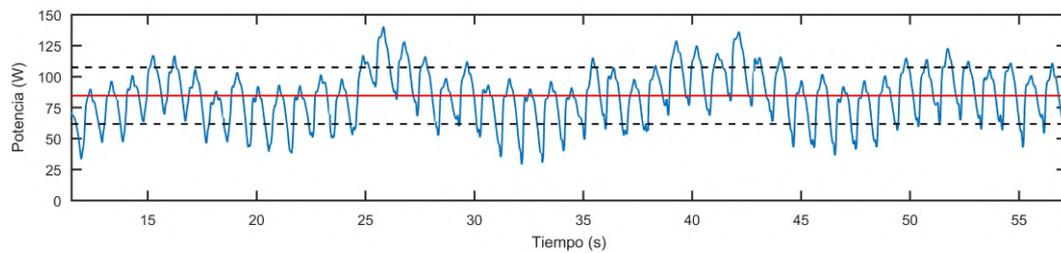


Figura 4.20: Potencia absorbida instantánea para  $Q = 110l/s$ , a lo largo de 4 vueltas de la HPM.

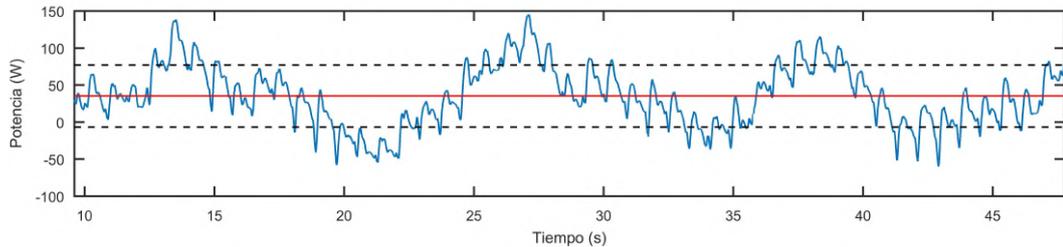


Figura 4.21: Potencia absorbida instantánea para  $Q = 120\text{ l/s}$ , a lo largo de 4 vueltas de la HPM.

La forma de onda (de mayor frecuencia) que presentan las curvas de potencia responde a la frecuencia de pasaje de cada pala de la HPM. En las curvas correspondientes a caudales mayores a  $97,8\text{ l/s}$  esta forma de onda se superpone con otra de menor frecuencia característica asociada a una vuelta completa de la rueda. Ésta última onda incrementa su amplitud cuanto mayor es el caudal, haciendo incluso que la HPM presente instantes de tiempo con potencia negativa (ver figura 4.21).

### 4.3.2. Potencia media y rendimiento

A partir de las evoluciones temporales de la potencia instantánea, se calculan para cada caudal, los valores de potencia media. En la tabla 4.2 se resumen los principales parámetros y resultados del funcionamiento de la HPM a diferentes caudales. Las velocidades de rotación, que difieren de las presentadas en la figura 4.12 y en la tabla 4.1, fueron seleccionadas de modo tal que durante las simulaciones el nivel de agua antes de la HPM se mantuviese constante y coincidente con el borde superior del cubo (el nivel luego de la HPM se controla con la altura del vertedero).

Tabla 4.2: Puntos de operación de la HPM de palas rectas de  $1200\text{ mm}$  de diámetro, a partir de las simulaciones en *caffa3d*.

$Q$ (l/s)	25	40	58,9	77	97,8	110	120
$N$ (rpm)	0	1,0	2,069	3,333	4,615	5,2174	6,25
$P_m$ (W)	0	59,5	117,5	159	177	84,8	34,9
$\eta$ (%)	0	38,0	50,9	52,7	46,2	19,7	7,4

En las figuras 4.22, 4.23 y 4.24 se presentan las curvas P-Q,  $\eta$ -Q y Q-N (respectivamente) obtenidas de las simulaciones numéricas, junto con los

puntos de operación relevados en los ensayos experimentales previos [102], resumidos en la tabla 4.1.

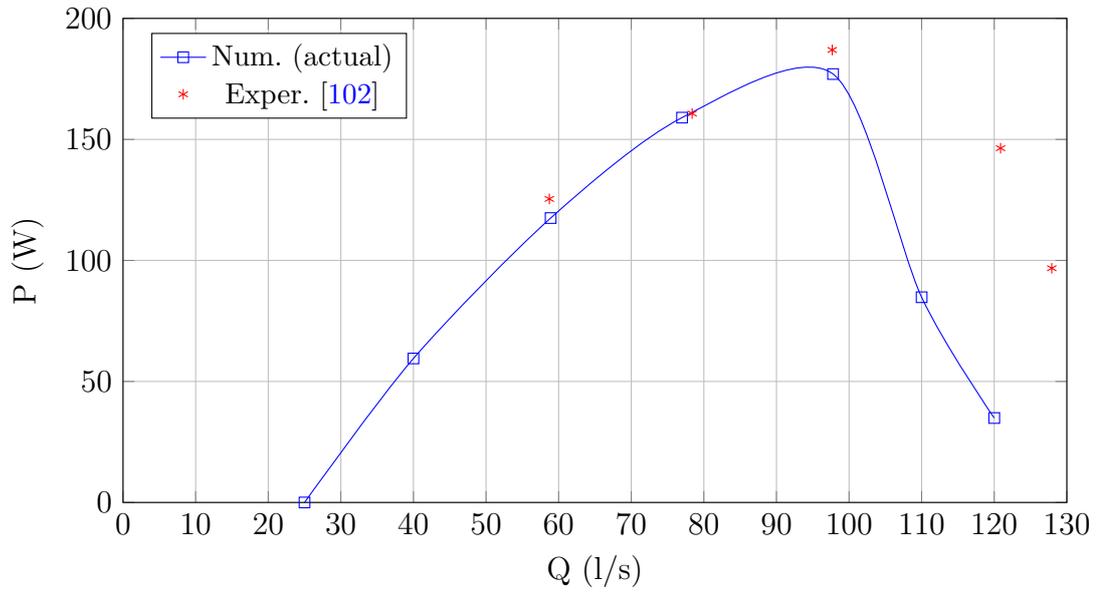


Figura 4.22: Curva Potencia-Caudal de HPM.

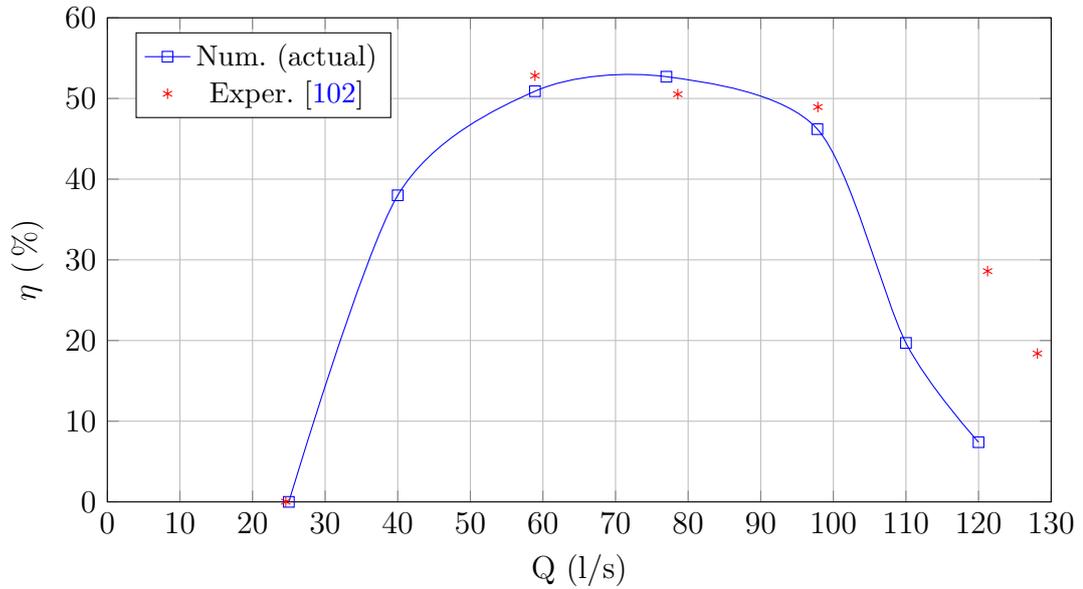


Figura 4.23: Curva Rendimiento-Caudal de HPM.

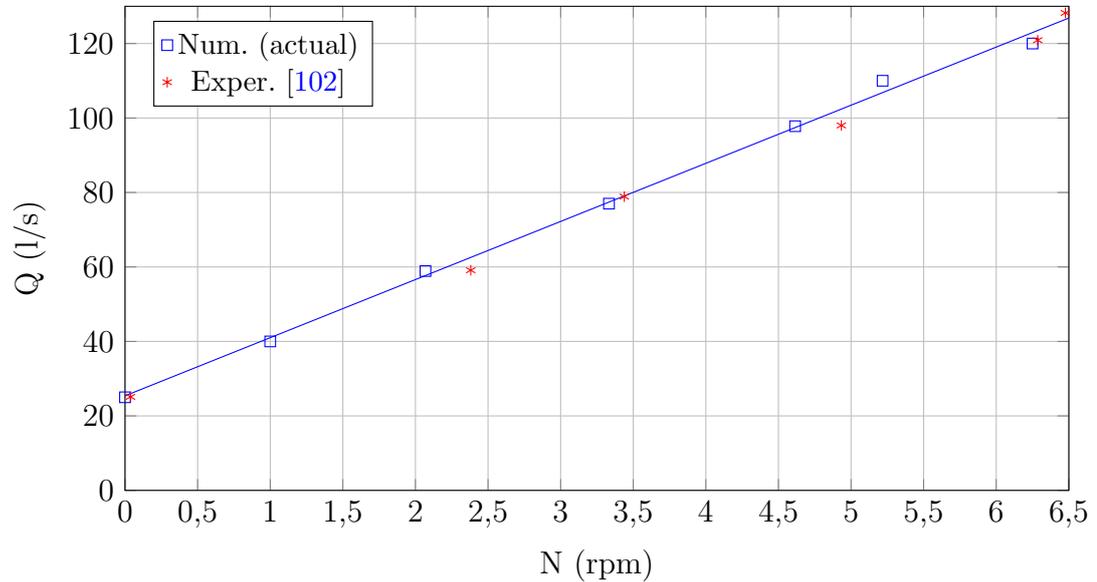


Figura 4.24: Relación entre Caudal y Velocidad de rotación de HPM.

A partir de las figuras anteriores se aprecia una muy buena correlación entre los resultados numéricos y los experimentales, para caudales entre  $25\text{ l/s}$  y  $97,8\text{ l/s}$ , concluyendo que las simulaciones realizadas en *caffa3d* logran reproducir el funcionamiento real de la HPM en el intervalo de caudales mencionado. Sin embargo, para caudales mayores al de máxima potencia, las simulaciones numéricas dieron valores mucho más bajos de potencia y rendimiento. Si bien es un aspecto a solucionar en el modelo y las simulaciones numéricas, no deja de ser aceptable que el mismo pueda reproducir las variables globales del funcionamiento real entre el caudal mínimo y el correspondiente a la máxima potencia, incluyendo el caudal de máximo rendimiento. En el funcionamiento real, sería muy poco común la operación a caudales por fuera de este intervalo.

En la figura 4.25 se presenta el error de comparación entre los valores de las diferentes magnitudes (potencia, rendimiento y velocidad de giro) obtenidos numéricamente con el *caffa3d* y los obtenidos experimentalmente en el proyecto HYLOW. El error está expresado en términos relativos al valor de la magnitud obtenido experimentalmente y se muestran para varios caudales.

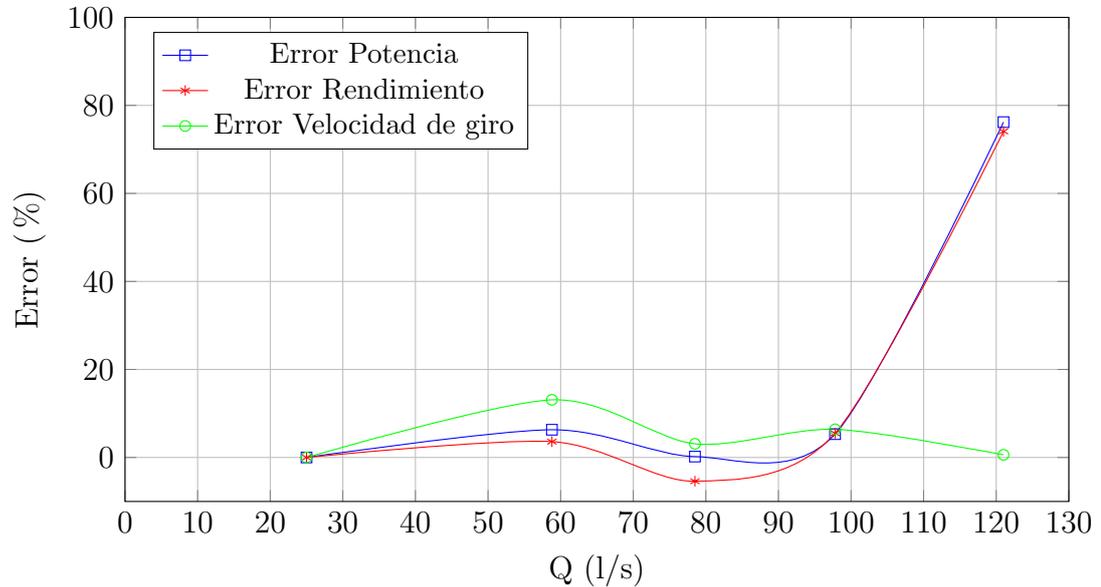


Figura 4.25: Errores de comparación en función del caudal por la HPM.

Es notorio como el error de comparación en la potencia y en el rendimiento crece exponencialmente cuando se aumenta el caudal de  $97,8\text{ l/s}$  a  $120\text{ l/s}$ . Por otro lado, el error de comparación en la velocidad de giro se mantuvo bajo para todo el intervalo de caudales analizado. Este comportamiento reafirman los comentarios realizados anteriormente sobre la adecuación del modelo y las simulaciones numéricas para analizar el desempeño de la HPM en el intervalo de funcionamiento entre el punto de caudal mínimo y el punto de potencia máxima.

### 4.3.3. Análisis del flujo en el canal

A efectos de complementar el análisis anterior, a continuación se presentan imágenes del flujo de agua en el canal a través de la HPM, para dos caudales de funcionamiento. Por la naturaleza transitoria del funcionamiento de la HPM, no se realiza un análisis del flujo medio, sino que se muestran imágenes instantáneas del mismo para distintos instantes de tiempo.

#### Punto de máxima potencia

Se considera primero el punto de funcionamiento de máxima potencia, con  $Q = 97,8\text{ l/s}$  y  $N = 4,615\text{ rpm}$ . En las figuras 4.26 y 4.27 se presenta una imagen en perspectiva y una lateral (respectivamente) del flujo instantáneo de agua a

través de la HPM, donde puede observarse la onda de retroceso generada por el ingreso de la pala en el canal.

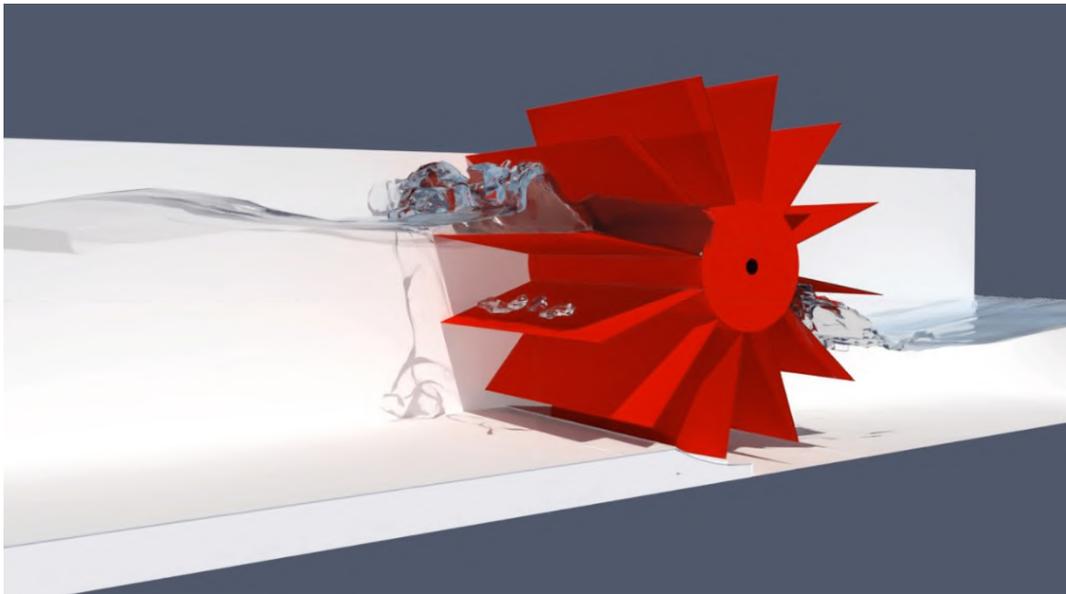


Figura 4.26: Imagen en perspectiva del flujo instantáneo de agua a través de la HPM,  $Q = 97,8l/s$ .

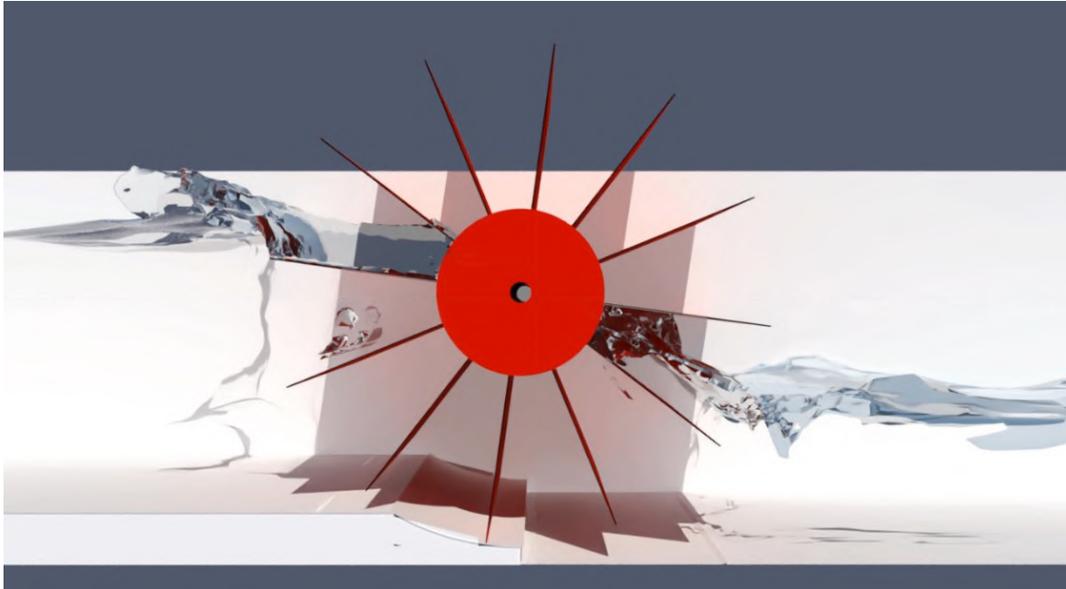


Figura 4.27: Imagen lateral del flujo instantáneo de agua a través de la HPM,  $Q = 97,8l/s$ .

En las imágenes anteriores también se observan burbujas de aire atrapado en celda que acaba de ingresar al canal, las cuales para este caso logran expulsarse antes de que la celda pase por el fondo del canal (a caudales mayores el aire puede ser transportado hacia aguas abajo del canal). No se aprecia que exista recirculación de agua, es decir que toda el agua transportada por la HPM logra evacuarse hacia el canal, situación deseable en un comportamiento óptimo de la máquina.

En las siguientes figuras se muestran las líneas de flujo instantáneo a través de la HPM (las imágenes corresponden al mismo instante de tiempo). En la figura 4.28 se observa una imagen en perspectiva, con las líneas de flujo coloreadas según el valor de la magnitud del vector velocidad, mientras que en la figura 4.29 la imagen lateral muestra las líneas de flujo coloreadas con el valor de presión.

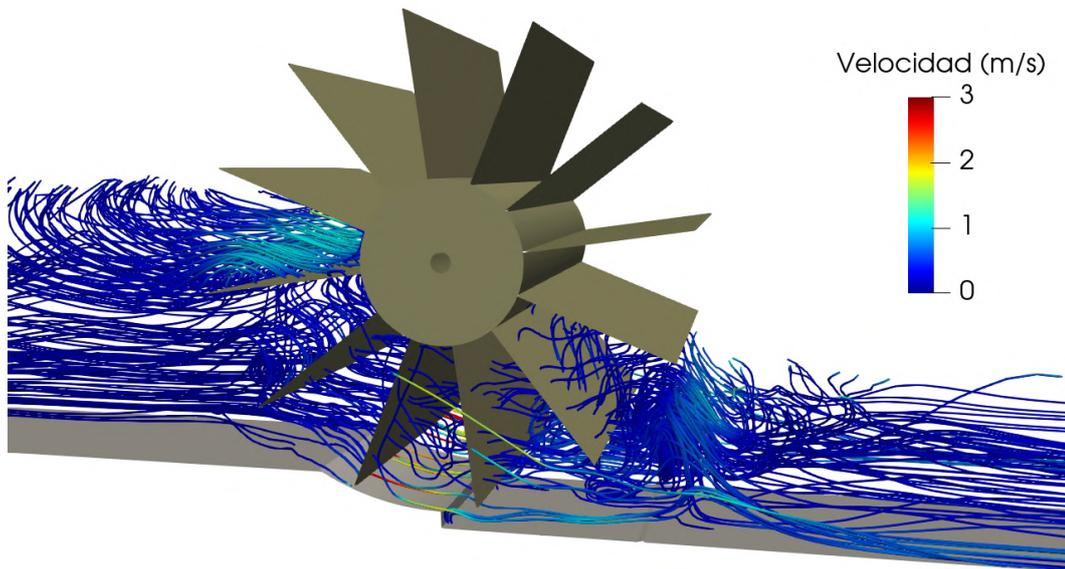


Figura 4.28: Imagen en perspectiva de líneas de flujo instantáneo a través de la HPM coloreadas según velocidad,  $Q = 97,8l/s$ .

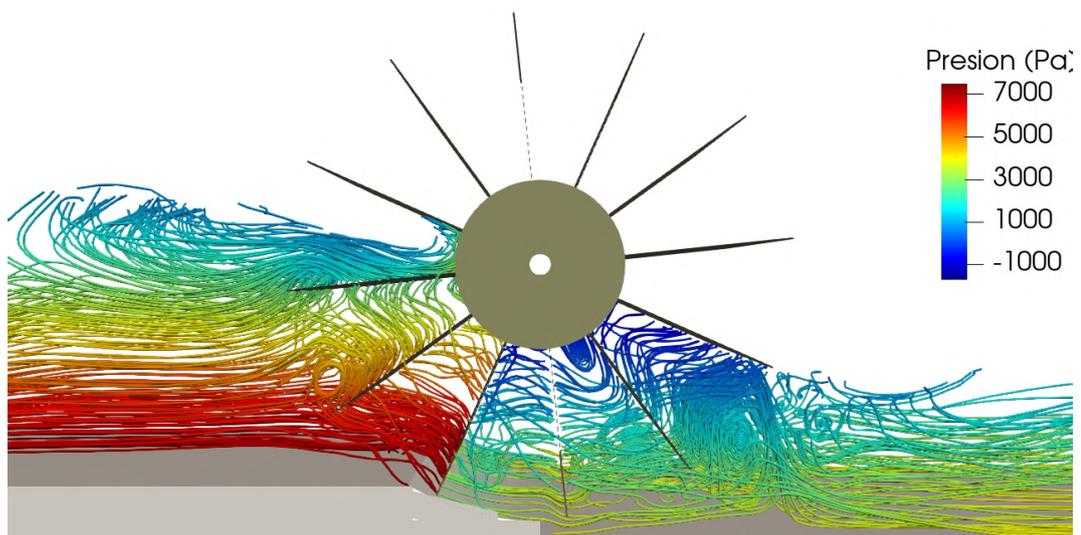


Figura 4.29: Imagen lateral de líneas de flujo instantáneo a través de la HPM coloreadas según presión,  $Q = 97,8l/s$ .

En ambas imágenes se observan estructuras vorticosas del flujo en la celda

que está por salir del canal, posiblemente debido a la interacción del flujo de la celda con el flujo por el fondo del canal proveniente de la luz inferior entre este y la HPM, que como puede verse en la figura 4.28 presenta una velocidad elevada respecto al flujo medio. En la imagen de la figura 4.29 se ve además otra estructura vorticosa en el flujo dentro de la celda que acaba de ingresar al canal, que podrían explicar la presencia de las burbujas de aire que se observan en las figuras 4.26 y 4.27. Para el punto de funcionamiento analizado no se aprecian zonas de baja presión asociadas al núcleo de dichas estructuras vorticosas, por lo que se estima que la presencia de las mismas no alteran el funcionamiento normal de la HPM.

En la figura 4.30 se observa una imagen real del funcionamiento de la HPM con  $Q = 60\text{ l/s}$ , tomada de uno de los reportes del proyecto HYLOW [103].



Figura 4.30: Imagen del flujo real a través de la HPM funcionando con  $Q = 60\text{ l/s}$  y la configuración de niveles de agua simuladas en el presente trabajo. Tomada de [103].

Para culminar con el análisis de este punto de funcionamiento, se presenta una secuencia de imágenes del flujo de agua instantáneo entorno a la HPM en

el plano medio del canal. La secuencia, que corresponde a casi un cuarto de vuelta de la rueda, abarca un intervalo de tiempo de 3s, separadas cada 0,25s y se debe observar de izquierda a derecha y de arriba a abajo.

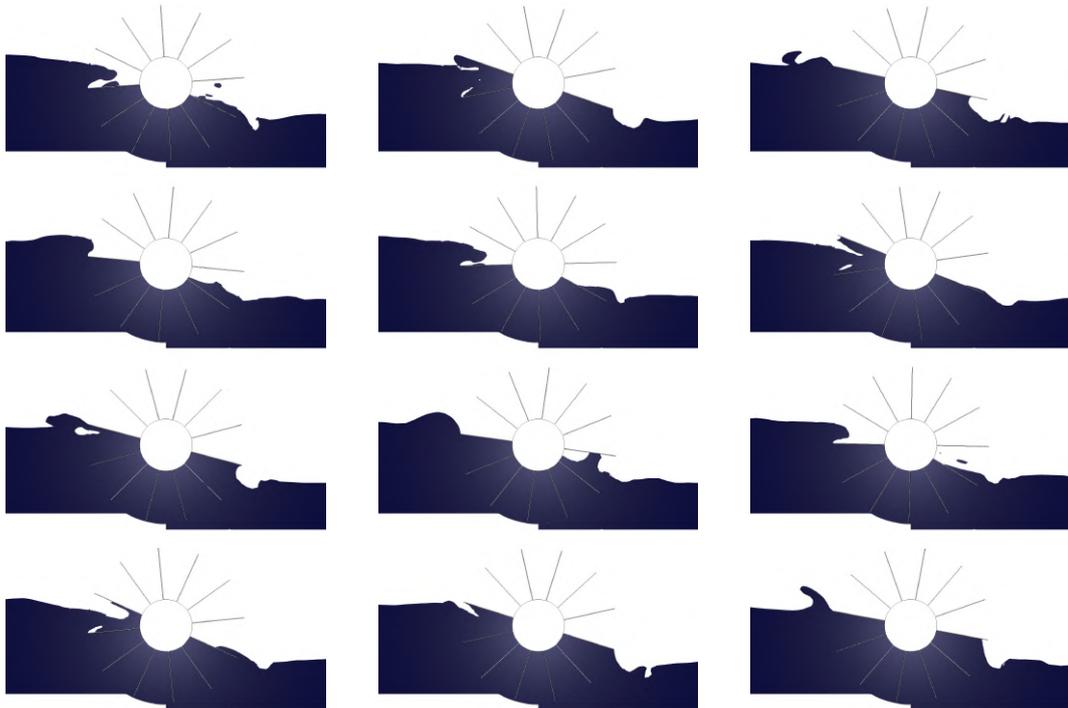


Figura 4.31: Secuencia de imágenes del flujo instantáneo a través de la HPM,  $Q = 97,8l/s$ .

### Punto de caudal elevado

A continuación se muestran imágenes del flujo para el funcionamiento de la HPM con un caudal elevado, en concreto  $Q = 120l/s$  y  $N = 6,25rpm$ , donde se comienzan a observar fenómenos anormales que introducen ineficiencias bajando la potencia absorbida y el rendimiento de la HPM (figuras 4.32 y 4.33).

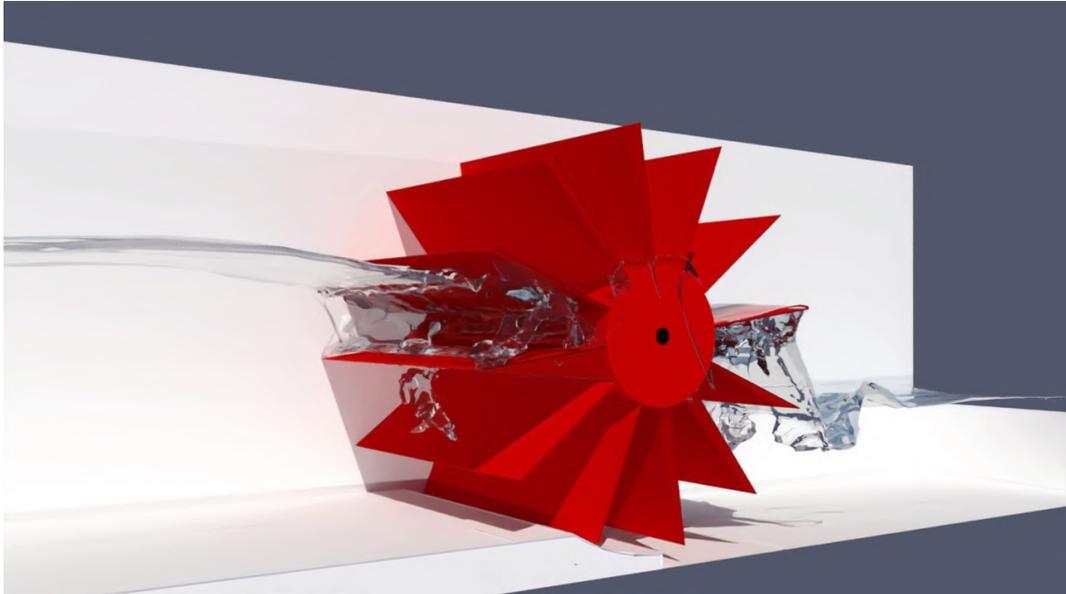


Figura 4.32: Imagen en perspectiva del flujo instantáneo de agua a través de la HPM,  $Q = 120\text{l/s}$ .

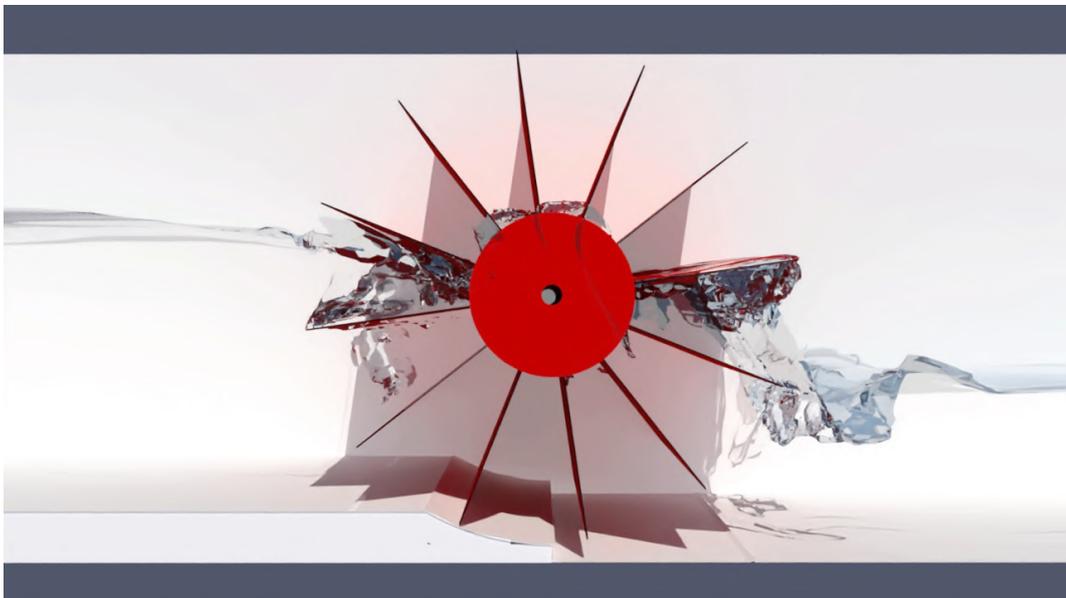


Figura 4.33: Imagen lateral del flujo instantáneo de agua a través de la HPM,  $Q = 120\text{l/s}$ .

En particular se aprecia como las celdas no se vacían completamente cuando

salen del canal, llevando consigo algo de agua hacia la entrada, que como ya se mencionó genera un par contrario que disminuye la potencia absorbida. Asimismo se destaca la elevada turbulencia producida en el ingreso de las palas en el agua y la gran cantidad de aire atrapado en la celda que acaba de ingresar, el cual no es evacuado en su totalidad, disminuyendo el volumen de agua transportado y la fuerza ejercida sobre las palas.

En las siguientes figuras se muestran las líneas de flujo instantáneo a través de la HPM (las imágenes corresponden al mismo instante de tiempo). En la figura 4.34 se observa una imagen en perspectiva, con las líneas de flujo coloreadas según el valor de la magnitud del vector velocidad, mientras que en la figura 4.35 la imagen lateral muestra las líneas de flujo coloreadas con el valor de presión.

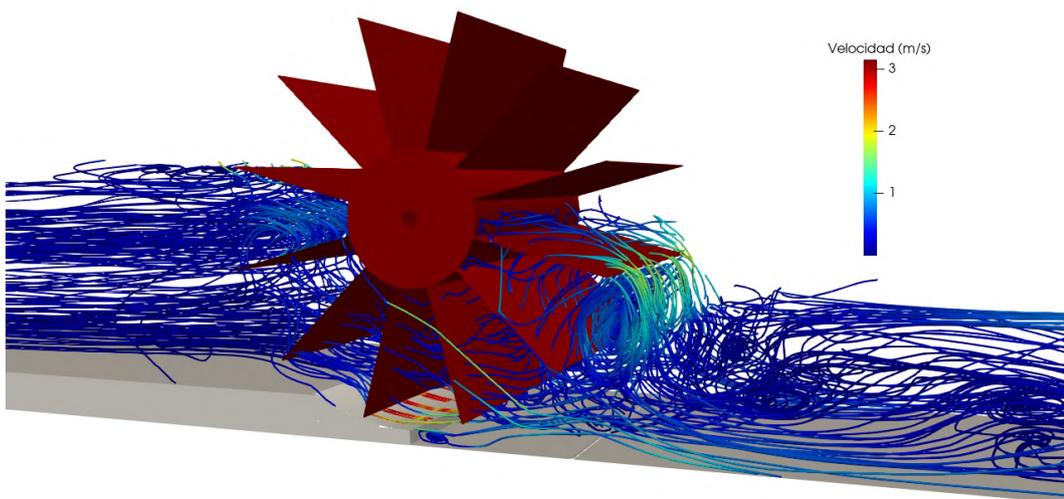


Figura 4.34: Imagen en perspectiva de líneas de flujo instantáneo a través de la HPM coloreadas según velocidad,  $Q = 120l/s$ .

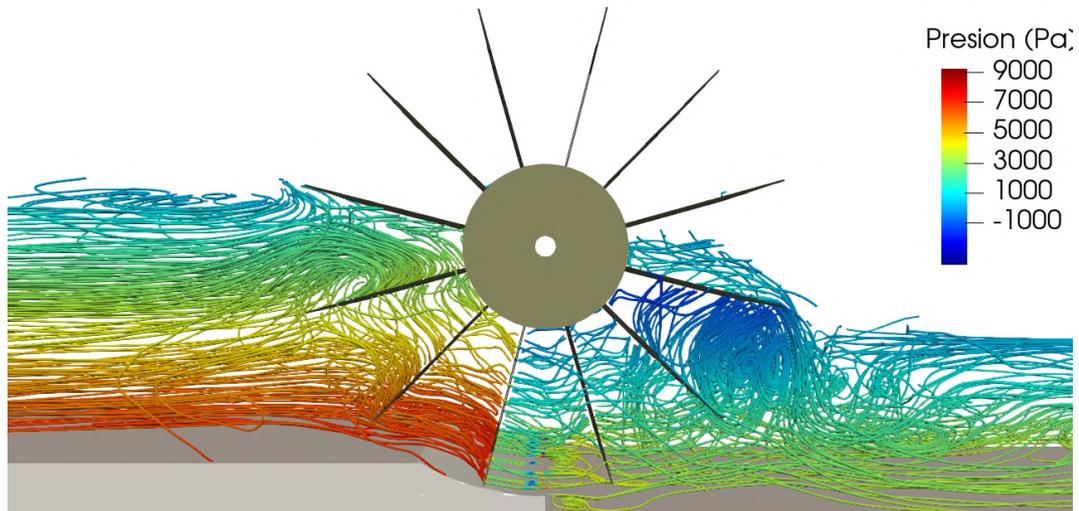


Figura 4.35: Imagen lateral de líneas de flujo instantáneo a través de la HPM coloreadas según presión,  $Q = 120\text{l/s}$ .

En las imágenes anteriores se pueden observar estructuras vorticosas de mayor tamaño que en el punto de funcionamiento a potencia máxima. Además, en la celda que está por salir del canal y sobre el lado de presión de la pala, se dan valores de presión negativos significativos. Esta pala en particular, se encuentra trabajando con un par negativo respecto al giro de la HPM, resultando en una potencia negativa que disminuye sensiblemente la potencia neta que absorbe la máquina. Esta depresión junto con el retraso en el ingreso de aire (y evacuación de agua) son responsables de la recirculación de agua hacia la entrada del canal.

En la figura 4.36 se observa una imagen real del funcionamiento de la HPM con  $Q = 180\text{l/s}$ , tomada de uno de los reportes del proyecto HYLOW [103]. La configuración de niveles de agua también es diferente de la analizada en las simulaciones numéricas, siendo que para el caso mostrado experimentalmente el nivel aguas abajo está  $200\text{mm}$  por debajo del borde inferior del cubo (configuración de máxima potencia y rendimiento). A pesar de corresponder a diferentes condiciones de operación, puede apreciarse un comportamiento similar en cuanto a la elevada turbulencia del flujo y la recirculación hacia la entrada del canal.



Figura 4.36: Imagen del flujo real a través de la HPM funcionando con  $Q = 180\text{l/s}$ , con el nivel aguas abajo de la rueda  $200\text{mm}$  por debajo del borde del cubo. Tomada de [103].

Para culminar con el análisis de este punto de funcionamiento, se presenta una secuencia de imágenes flujo de agua instantáneo entorno a la HPM en el plano medio del canal. La secuencia, que corresponde a poco más de un cuarto de vuelta de la rueda, abarca un intervalo de tiempo de  $3\text{s}$ , separadas cada  $0,25\text{s}$  y se debe observar de izquierda a derecha y de arriba a abajo.

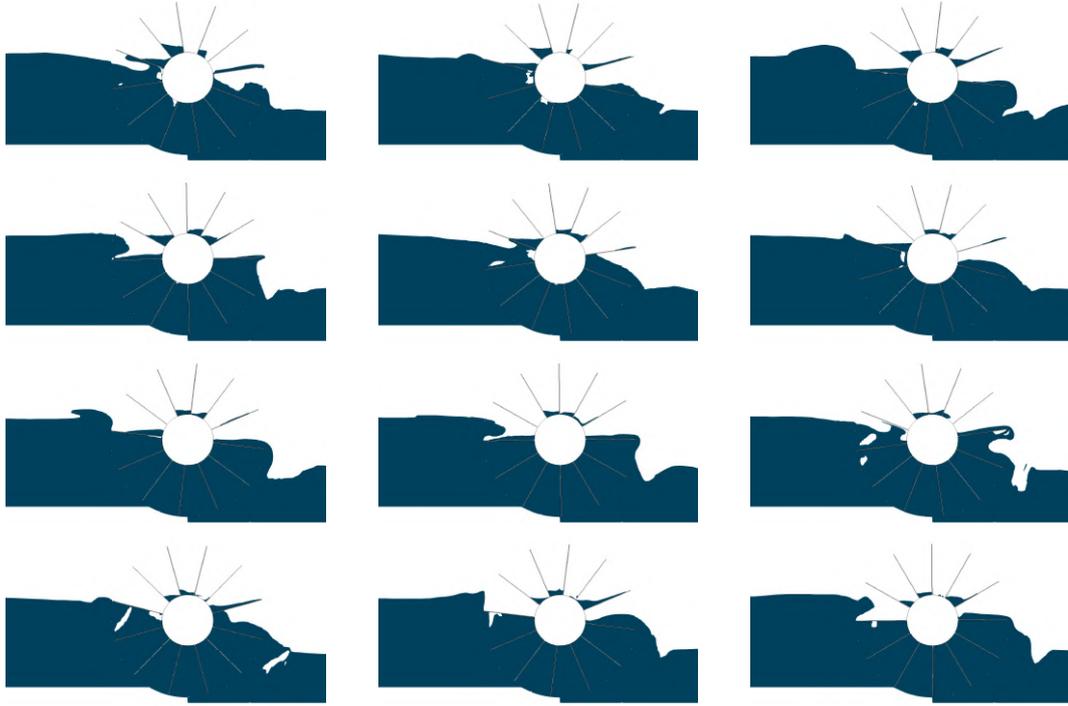


Figura 4.37: Secuencia de imágenes del flujo instantáneo a través de la HPM,  $Q = 110\text{l/s}$ .

# Capítulo 5

## Turbina axial tipo hélice

Como ya fue mencionado en el capítulo 1, las turbinas axiales tipo hélice son turbinas hidráulicas de flujo axial con álabes fijos en el rotor y en el distribuidor. Por sus características, presentan desventajas cuando operan en condiciones variables de salto y caudal, al no contar con elementos de regulación, presentando un fuerte descenso en su rendimiento cuando opera alejado del caudal de diseño. Sin embargo, en sitios con bajo salto y caudal relativamente constante, como pueden ser los embalses destinados a riego por gravedad, llegan a ser el dispositivo más adecuado para generar energía, tanto económicamente como tecnológicamente [21].

En este capítulo se presenta una metodología de diseño de turbinas axiales de hélice basada en las condiciones de flujo tipo vórtice libre y en el criterio del coeficiente de presión mínimo. Dicha metodología es aplicada en el diseño de una turbina hélice tubular para instalar en la descarga de un embalse de riego por gravedad ubicado en el Arroyo Sauce del Peñón (Rocha, Uruguay). Luego se describen los ensayos experimentales realizados a un modelo a escala de la turbina diseñada, finalizando con la presentación de las curvas características obtenidas y su comparación con las curvas analíticas halladas utilizando la misma base teórico-empírica que en el proceso de diseño.

### 5.1. Diseño de turbina hélice

#### 5.1.1. Descripción del sitio

A partir de un estudio previo realizado por el IMFIA [6], en el que se analizaron un conjunto de embalses de riego para evaluar el potencial hidroeléctrico, se seleccionó uno a efectos de realizar el diseño de una turbina [12]. En dicho estudio se realizó una estimación de la evolución del caudal

y la cota del embalse a lo largo de la temporada de riego. La represa opera con un protocolo de caudal constante durante la temporada de riego (con excepción del inicio y el final), que suele extenderse desde octubre a fines de febrero (figura 5.1). Para ello se regula el caudal mediante la apertura paulatina de una válvula esclusa ubicada en el inicio de la cañería de toma. La cota del embalse disminuye gradualmente desde su valor máximo a inicio de la temporada, hasta su valor mínimo al finalizar la misma (figura 5.2), mientras que la cota de restitución permanece constante en 0.8m. Esta evolución podría verse alterada en situaciones de lluvias extremas que logren que se mantenga la cota del embalse en su nivel máximo. Fuera de la temporada de riego, sólo circula caudal en situaciones de crecidas a efectos de evacuar el excedente del embalse.

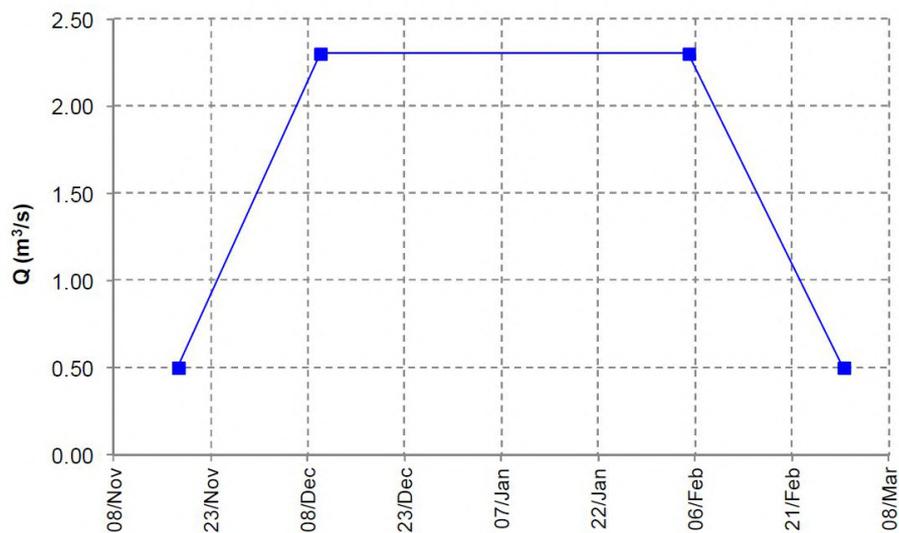


Figura 5.1: Evolución del caudal por la represa durante la temporada de riego.

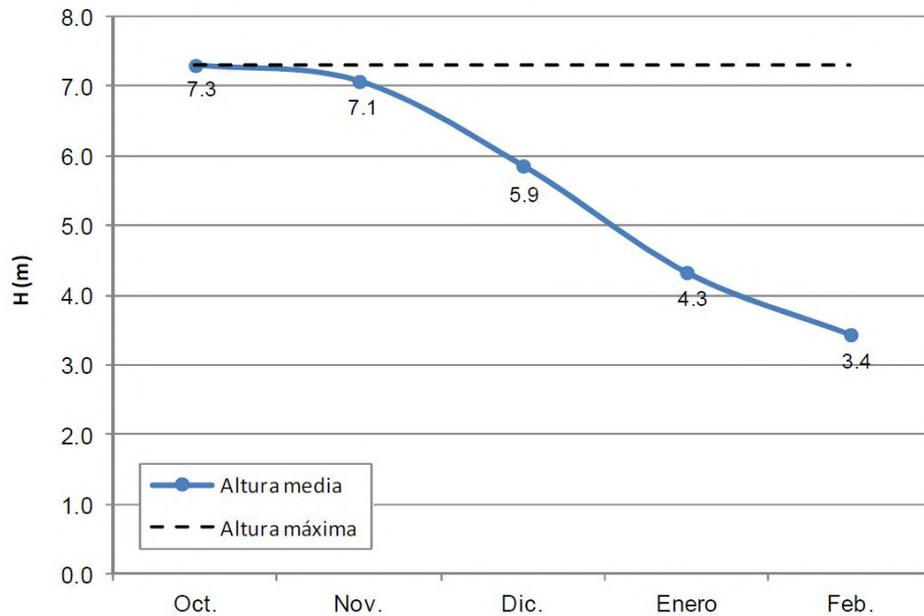


Figura 5.2: Evolución de la cota del embalse durante la temporada de riego.

Como se busca contar con un diseño sencillo, la turbina no tendrá regulación de ningún tipo, por lo que para que pueda operar en el embalse seleccionado, a medida que descienda la cota del mismo también disminuirá el caudal turbinado. Como la operativa de riego es a caudal constante, se debe disponer de una derivación en la descarga para que circule el resto del caudal de riego necesario (que la turbina no puede procesar). La variación de caudal en la turbina no debe ser pronunciada, ya que significaría un descenso importante en el rendimiento. Para las condiciones de diseño de la turbina, se considera un salto bruto de  $H_b = 4m$  y un caudal de  $Q = 1,8m^3/s$ . Estos valores fueron elegidos para que al comienzo de la temporada de riego con el embalse lleno ( $H_b = 6,5m$ ) se pueda turbinar la totalidad del caudal de riego ( $Q = 2m^3/s$ ) con buen rendimiento, y al finalizar la temporada con el embalse casi vacío ( $H_b = 2,6m$ ) la turbina pueda seguir generando con un caudal no muy inferior al de diseño (al menos  $Q = 1,6m^3/s$ ) de modo de presentar valores elevados de rendimiento.

En la figura 5.3 se muestra el croquis de un corte de la represa, con los niveles de agua en el embalse y el tendido de la obra de toma o tubería de presión.

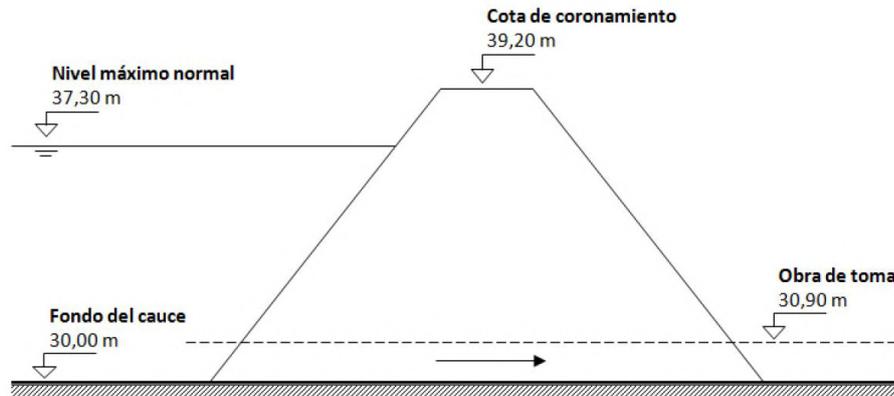


Figura 5.3: Corte de represa con tendido de tubería de presión (obra de toma).

### 5.1.2. Parámetros globales

Para determinar el tipo de turbina que mejor operaría en este embalse, se calcula la velocidad específica referida al caudal ( $\Omega$ ) según la ecuación 5.1, o una de sus versiones no adimensionadas ( $n_{qe}$ ) según la ecuación 5.2, para las condiciones nominales del embalse (alternativamente se pueden utilizar velocidades específicas referidas a la potencia, dando resultados similares). La velocidad específica  $\Omega$  es un parámetro adimensional que caracteriza el tipo de turbomáquina que mejor operaría en condiciones dadas. De este modo, si el valor de  $\Omega$  es bajo (típicamente menores a 1,5), se tendrían que utilizar turbinas radiales o de flujo mixto, mientras que para valores de  $\Omega$  altos (típicamente mayores a 2) se utilizan turbinas axiales.

$$\Omega = \frac{\omega \cdot Q^{0,5}}{(g \cdot H)^{0,75}} \tag{5.1}$$

$$n_{qe} = \frac{N/60 \cdot Q^{0,5}}{(g \cdot H)^{0,75}} \tag{5.2}$$

En las ecuaciones anteriores,  $\omega$  es la velocidad de rotación en *rad/s*,  $N$  es la velocidad de rotación en *rpm*,  $Q$  es el caudal en  $m^3/s$ ,  $g$  es la aceleración gravitatoria y  $H$  el salto (en una primera aproximación puede usarse el salto bruto  $H_b$ ) en *m*.

Siguiendo con la simplicidad, se utilizará un generador asíncrono acoplado directamente al eje de la turbina, evitando de este modo la complejidad y pérdidas de potencia que conlleva un acoplamiento con poleas y correas. Para

seleccionar la velocidad de rotación de la turbina, se han propuesto algunas formulaciones empíricas para estimar la velocidad específica ( $n_{qe}$ ) en función de los valores de salto neto y caudal. De estas, se evaluaron la propuesta por Schweiger y Gregory [108] (reproducida en la ecuación 5.3) y la propuesta en [19] (reproducida en la ecuación 5.4 con ajuste de unidades).

$$n_{qe} = \frac{2,294}{H^{0,486}} \quad (5.3)$$

$$n_{qe} = \frac{583,6}{g^{1,25} \cdot H^{0,2998} \cdot (\rho\eta)^{0,5}} \quad (5.4)$$

Luego, a partir de la ecuación 5.2 se obtuvieron dos valores distintos de velocidad de rotación:  $N = 767rpm$  (ecuación 5.3) y  $N = 566rpm$  (ecuación 5.4). Se decidió elegir una velocidad de  $760rpm$  debido a la disponibilidad de motores de inducción de 8 polos. Con los valores anteriores se obtiene una velocidad específica  $\Omega = 6,8$ , lo que resulta claramente en una turbina axial.

La obra de toma en la boca de descarga se encuentra apoyada sobre el fondo de la cámara derivadora de hormigón (figura 5.3), lo que dificulta la realización de una instalación de turbina con eje vertical (que significaría costosas excavaciones), e incluso con eje inclinado. Por lo tanto se optó por una instalación con eje horizontal, llamadas comúnmente tipo 'S', pero con toda la cañería a la misma altura, para evitar cualquier excavación. Esta configuración implica restricciones desde el punto de vista de la cavitación en la turbina (debido a la escasa sumergencia con la que operará), lo que será contemplado en el diseño hidráulico del rotor.

Se sigue el diseño seleccionando la cantidad de álabes del rotor, para lo cual se utiliza la formulación empírica propuesta en [109] reproducida en la ecuación 5.5 con ajuste de unidades, resultando  $z_r = 3$ .

$$z_r = 19,993 - 4,932x10^{-2}(3n_{qe}60g^{0,75}) + 4,65x10^{-5}(3n_{qe}60g^{0,75})^2 - 1,412x10^{-8}(3n_{qe}60g^{0,75})^3 \quad (5.5)$$

Para el distribuidor se eligió un número de palas cercano al triple de palas del rotor a efectos de lograr un buen pre-direccionamiento del flujo. Por otro lado se recomienda que los números de palas no sean múltiplos entre sí para evitar fenómenos de resonancia, por lo que se eligió una cantidad de 11 palas para el distribuidor.

Para culminar la caracterización global de la turbina, se procede a estimar el diámetro exterior de la turbina, así como el diámetro interior (o el diámetro

del cubo). En la literatura se encuentran varias formulaciones empíricas para realizar dicha estimación, de las cuales se destacan las presentadas en el manual de la Asociación Europea para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas [108], y reproducida en las ecuaciones 5.6 (para el diámetro exterior  $D_e$ ) y 5.7 (para el diámetro interior  $D_i$ ).

$$D_e(mm) = 84,5 \cdot (0,79 + 1,602 \cdot n_{qe}) \cdot H^{0,5} \cdot N^{-1} = 571,0 \quad (5.6)$$

$$D_i(mm) = D_e(mm) \cdot (0,25 + 0,0951 \cdot n_{qe}^{-1}) = 182,9 \quad (5.7)$$

Luego, se estima una luz radial entre la punta de los álabes y la carcasa del 1 % del radio exterior, resultando en un valor de 3mm.

En la tabla 5.1 se resumen los parámetros globales del diseño de la turbina, aunque algunos de los valores informados son resultado del proceso iterativo que se describe a continuación.

Tabla 5.1: Parámetros globales del diseño de la turbina.

Parámetro	Valor
Caudal de diseño ( $m^3/s$ )	1,8
Salto bruto de diseño (m)	4
Salto neto de diseño (m)	3,15
Diámetro interior (mm)	182,9
Diámetro exterior (mm)	571,0
Velocidad de rotación (rpm)	760
Número de palas rotor (-)	3
Número de palas distribuidor (-)	11
Rendimiento volumétrico (%)	97
Rendimiento hidráulico (%)	78
Rendimiento total (%)	72
Potencia de diseño (kW)	40

### 5.1.3. Diseño hidráulico del rotor

El diseño hidráulico del rotor de una turbomáquina axial se realiza en varias secciones anulares cuyos radios medios (entre  $D_i/2$  y  $D_e/2$ ) son calculados para que en cada sección anular circule el mismo caudal (y por tanto tienen igual área en un diseño en el que la velocidad axial es uniforme). En este caso se tomaron 10 secciones anulares. Al asumirse un flujo bidimensional que se desarrolla en tubos de flujo cilíndricos, es posible desarrollar las secciones

anulares de diseño y estudiarlas como si fueran una grilla infinita de álabes o palas paralelas.

Con el diseño hidráulico del rotor (que consiste básicamente en determinar el largo de cuerda y el ángulo de pala para cada una de las secciones de diseño) se busca tener una turbina que opere con un salto neto igual al obtenido a partir del salto bruto del embalse y descontando las pérdidas de carga de la instalación. Este último ya queda definido de antemano, mientras que el primero se obtiene luego de una iteración a partir del salto teórico del rotor y las pérdidas hidráulicas en el rotor, en el distribuidor y en el tubo de aspiración. En general el salto teórico del rotor (Euler) puede tener cualquier distribución a lo largo de las palas, pero en este trabajo se siguió un diseño de tipo 'vórtice libre' donde  $H_r = cte.$ , que es el criterio más usado [28, 37, 32].

Para el diseño de la sección de las palas se utilizaron perfiles aerodinámicos de la serie NACA de 4 dígitos. Debido a la poca sumergencia de la turbina, se eligió un perfil de baja curvatura para que trabaje del lado seguro respecto a la cavitación. Se optó por el perfil NACA 2409 para la zona media de las palas, afinándose hacia la punta de pala y engrosándose hacia la zona del cubo (por razones de resistencia estructural). De este modo se tiene en el cubo un perfil NACA 2415 y en la punta de pala un perfil NACA 2406.

El desempeño hidráulico de un perfil aerodinámico se caracteriza por el coeficiente de sustentación ( $C_L$ ) y el coeficiente de arrastre ( $C_D$ ), los cuales dependen de la geometría del perfil, del número de Reynolds ( $Re$ ) y del ángulo de ataque del flujo ( $\alpha$ ). Otro parámetro importante para el desempeño hidráulico, pero sobre todo para el análisis de la cavitación, es el coeficiente de presiones ( $C_p$ ) sobre la superficie del perfil, el cual para cada perfil,  $Re$  y  $\alpha$  presenta una cierta distribución a lo largo de la superficie. Estos coeficientes adimensionados se definen en las ecuaciones 5.8, 5.9 y 5.10 y son obtenidos mediante experimentación física (ver por ejemplo [110]) o con modelos numéricos (ver por ejemplo [111]). En el presenta trabajo se utilizó el software XFOIL [111] para obtener mediante métodos numéricos los valores de los coeficientes para distintos ángulos de ataque.

$$C_L = \frac{L}{1/2 \cdot \rho \cdot l \cdot w_\infty^2} \quad (5.8)$$

$$C_D = \frac{D}{1/2 \cdot \rho \cdot l \cdot w_\infty^2} \quad (5.9)$$

$$C_P = \frac{p - p_\infty}{1/2 \cdot \rho \cdot w_\infty^2} \quad (5.10)$$

En las ecuaciones anteriores,  $L$  y  $D$  son las fuerzas de sustentación y de arrastre (respectivamente) por unidad de largo de pala,  $\rho$  la densidad del fluido,  $w_\infty$  y  $p_\infty$  la velocidad (en el caso de una turbomáquina es la componente relativa) y la presión estática (respectivamente) del flujo lejos del perfil (en el caso de una turbomáquina corresponde a un promedio entre los valores antes y después de la misma),  $l$  el largo de la cuerda del perfil y  $p$  la presión estática sobre un punto de la superficie del perfil. En las figuras 5.4 y 5.5 se presentan curvas de los coeficientes de sustentación y de arrastre en función del ángulo de ataque para el perfil NACA2409, mientras que en la figura 5.6 se presenta la distribución del coeficiente de presiones sobre la superficie de un perfil para cierto ángulo de ataque. En ésta última figura interesa mayormente el mínimo valor que alcanza el  $C_P$  sobre la superficie (que tiene signo negativo), llamado  $C_{P_{min}}$ , ya que a partir de dicho valor se puede obtener el mínimo valor de presión sobre el perfil y compararlo con la presión de vapor del agua para determinar si habrá o no cavitación sobre la superficie del perfil. En la figura 5.7 se muestra la variación del valor de  $C_{P_{min}}$  con  $\alpha$  para el perfil NACA2409

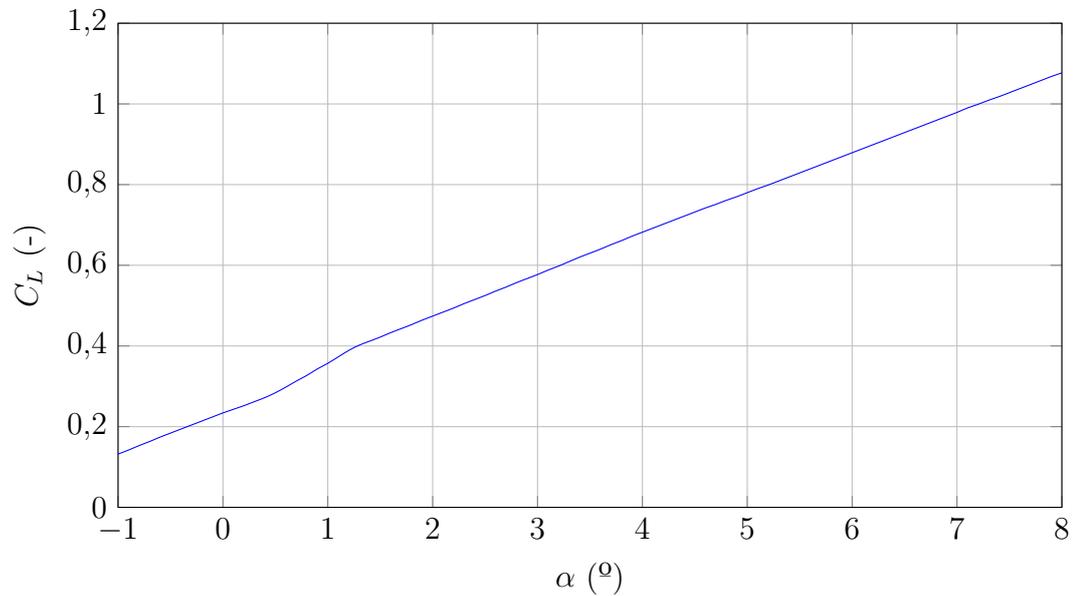


Figura 5.4: Curva de coeficiente de sustentación en función del ángulo de ataque para un perfil NACA2409 obtenido mediante XFOIL.

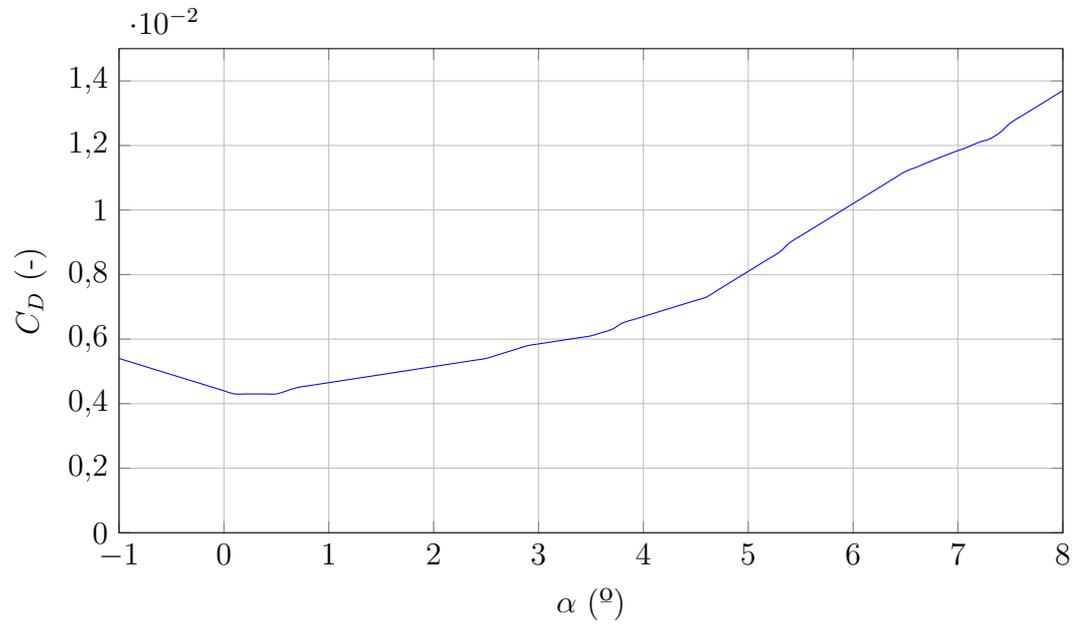


Figura 5.5: Curva de coeficiente de arrastre en función del ángulo de ataque para un perfil NACA2409 obtenido mediante XFOIL.

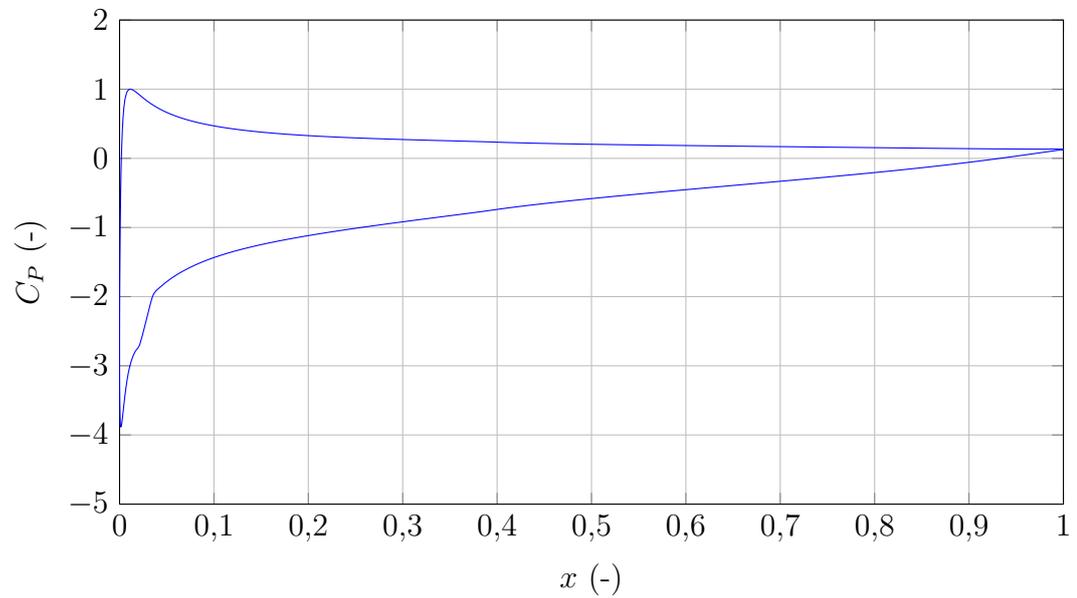


Figura 5.6: Valores del coeficiente de presión sobre la superficie de un perfil NACA2409 para  $\alpha = 7^\circ$  obtenido mediante XFOIL.

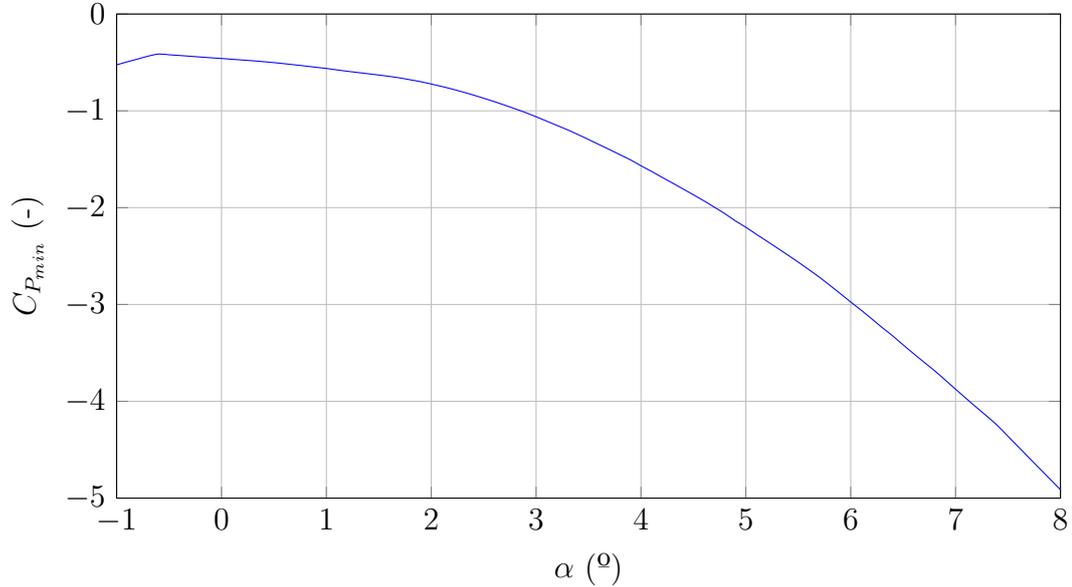


Figura 5.7: Curva de coeficiente de presiones mínimo en función del ángulo de ataque para un perfil NACA2409 obtenido mediante XFOIL.

Se define el parámetro de cavitación  $\lambda$  (ecuación 5.11) como el valor de  $C_p$  para el cual  $p = p_v$  en algún punto sobre la superficie del perfil, por lo que se estaría en condiciones de cavitación.

$$\lambda = \frac{p_v - p_\infty}{1/2 \cdot \rho \cdot w_\infty^2} \quad (5.11)$$

El salto teórico o de Euler del rotor de la turbina (ecuación 5.12) para un radio  $r$  considerado, se obtiene a partir de la proyección del momento ( $\Delta M$ ) de la fuerza ejercida por el flujo sobre una sección anular de pala de la turbina (de radio  $r$  y ancho  $\Delta r$ ) con respecto al eje de giro de la turbina (ver figura 5.8), de la velocidad angular  $\omega$  y del caudal  $\Delta Q$  a través de la sección anular definida. La ecuación resultante (una vez definido el diámetro, la velocidad de giro y el número de palas del rotor) depende principalmente del largo de cuerda y del coeficiente de sustentación del perfil.

$$H_{euler}(r) = \frac{\omega \cdot \Delta M(r)}{\gamma \cdot \Delta Q(r)} = \frac{l}{2\pi \cdot r/Z} \cdot \frac{\omega \cdot r}{2g} \cdot w_\infty \cdot C_L \cdot \left[1 - \frac{C_D/C_L}{\tan(\beta_\infty)}\right] \quad (5.12)$$

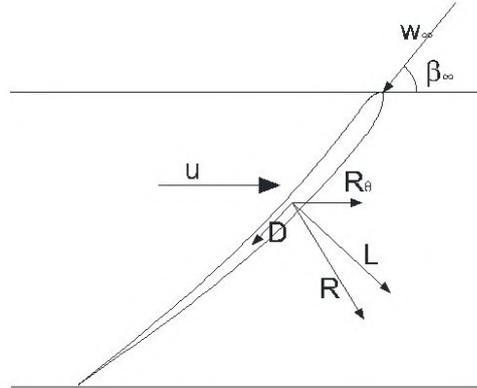


Figura 5.8: Fuerzas ejercidas por el flujo sobre el perfil de una pala del rotor.

Tanto  $w_\infty$  como  $\beta_\infty$  se deducen de los triángulos de velocidades (ver Figura 5.9 y ecuaciones 5.13 y 5.14), donde  $u = \omega.r$  es la velocidad de transporte,  $v_a = 4.Q/[\pi.(D_e^2 - D_i^2)]$  es la componente axial de la velocidad absoluta (la cual es uniforme en toda al región del rotor) y  $v_{1\theta}$  es la componente tangencial de la velocidad absoluta. Ésta última queda determinada luego de resolver la iteración descrita, mediante la ecuación 5.15, donde se recuerda que  $H_r = cte.$  por lo que  $v_{1\theta}$  presenta una distribución inversamente proporcional al radio ( $v_{1\theta} \propto 1/r$ ).

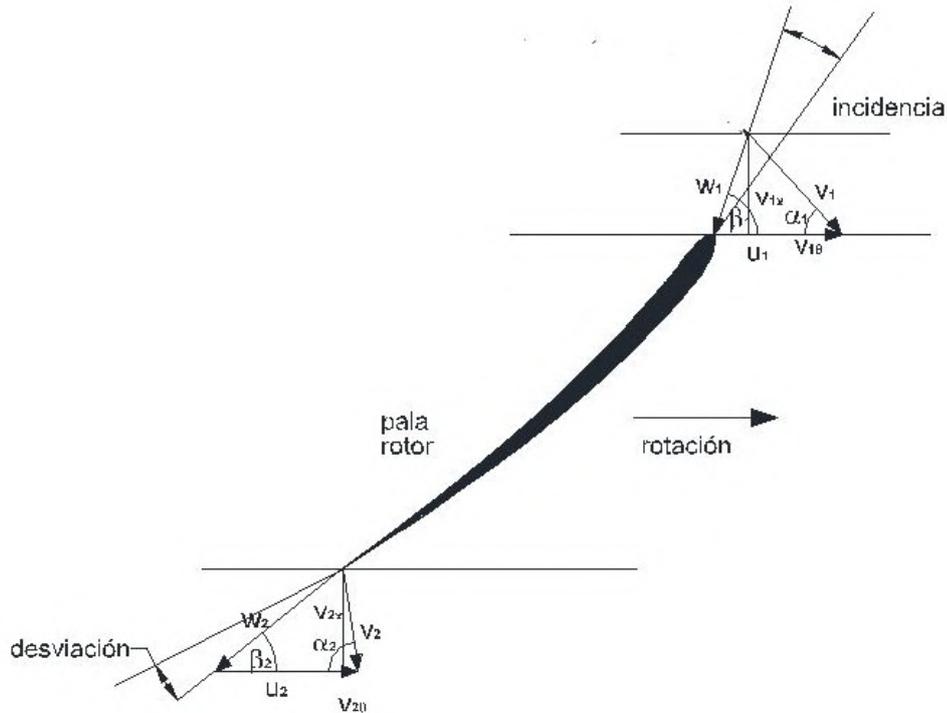


Figura 5.9: Triángulos de velocidades antes y después del rotor.

$$w_{\infty}(r) = \sqrt{v_a^2 + (\omega \cdot r - v_{1\theta}(r)/2)^2} \tag{5.13}$$

$$\beta_{\infty}(r) = \arctan\left(\frac{v_a}{\omega \cdot r - v_{1\theta}(r)/2}\right) \tag{5.14}$$

Por otro lado, planteando el teorema de Euler para el rotor de la turbina axial, asumiendo uniformidad en las secciones de entrada y salida, y considerando que el flujo a la salida es puramente axial ( $v_{2\theta} = 0$ ), se tiene que el salto teórico del rotor también cumple la ecuación 5.15.

$$H_{euler}(r) = \frac{\omega \cdot r \cdot v_{1\theta}}{g} \tag{5.15}$$

A partir de las ecuaciones 5.12 y 5.15 se establece una relación entre el largo de cuerda  $l$  y el ángulo de ataque  $\alpha$  (representado por  $C_L$  y  $C_D$ ). De dicha relación (ecuación 5.16) se deduce que a mayores valores de  $\alpha$  (mayores valores de  $C_L$ ) se tienen valores más bajos de  $l$ , pero aumenta el riesgo de cavitación ya que se tienen valores más bajos de  $C_{P_{min}}$ .

$$l(r) = \frac{4\pi \cdot r/Z \cdot v_{1\theta}}{w_\infty \cdot C_L \cdot [1 - \frac{C_D/C_L}{\tan(\beta_\infty)}]} \quad (5.16)$$

A partir de la definición de  $C_p$  (ecuación 5.10) puede observarse que para valores más grandes de  $w_\infty$  y mismo  $\alpha$ , la diferencia  $p - p_\infty$  se hace mayor en valor absoluto. Si se analiza el punto más crítico sobre el perfil (donde se tiene  $C_{P_{min}}$ ), la presión en dicho punto será más baja en el caso de  $w_\infty$  mayor y por lo tanto el perfil se vuelve más propenso a la cavitación. En el caso de una turbomáquina axial, los mayores valores de  $w_\infty$  ocurren sobre la periferia del rotor y es por eso que es la zona más propensa a cavitación. Para limitar este efecto se diseña el rotor de modo de que  $\alpha$  disminuya desde el cubo hacia la punta de la pala, de modo de obtener valores altos de  $C_{P_{min}}$  en esa zona. Como consecuencia el largo de cuerda va aumentando desde el cubo hacia la punta de la pala. Rotores con esta forma de álabes se observan tanto en bombas como en turbinas axiales y es resultado de considerar para el diseño el criterio del coeficiente de presión mínimo [32, 37, 38].

El criterio utilizado para diseñar el rotor en este caso fue el de que la última sección (punta de pala) trabaje con un  $\alpha$  tal que  $C_{P_{min}} = 0,9\lambda$  y la primera sección (cubo) trabaje con un  $\alpha$  tal que  $C_{P_{min}} = 0,6\lambda$ , con el valor de  $\lambda$  calculado para cada sección. Una vez definidos los  $\alpha$  para estas dos secciones se calcula el largo de cuerda con la ecuación 5.16 y el ángulo de pala ( $\beta_p(r) = \beta_\infty(r) - \alpha(r)$ ). Para las secciones intermedias se calcula  $l$  planteando una evolución lineal entre el cubo y la punta de la pala (para asegurarse una geometría suave sin ángulos vivos), y luego se calculan los correspondientes valores de  $\alpha$  y con estos la distribución de ángulos de pala y los valores de  $C_{P_{min}}$ . Por último se verifica que dichas secciones intermedias no presenten valores de  $p_{min} \leq p_v$ .

Para calcular el rendimiento hidráulico del rotor, se estima primero un rendimiento hidráulico para cada sección considerando únicamente pérdidas provocadas por el arrastre del flujo sobre el rotor sin las pérdidas por incidencia ( $\eta_{hrsi}$ ) mediante la ecuación 5.17.

$$\eta_{hrsi}(r) = [1 + \frac{Z \cdot w_\infty(r)}{u(r) \cdot \text{sen}(\beta_\infty(r))} \cdot (\frac{1}{C_D(r)/C_L(r)} - \frac{1}{\tan(\beta_\infty(r))})^{-1}]^{-1} \quad (5.17)$$

Luego se consideran las pérdidas por incidencia en cada sección debido a la diferencia de ángulos entre el flujo relativo y la posición de las palas según la ecuación 5.18 [112],

$$\zeta_{incidencia}(r) = \frac{m}{2g} \cdot [\frac{v_a}{\tan(\beta_{1p}(r))} + \frac{v_a}{\tan(\alpha_1(r))} - u(r)]^2 \quad (5.18)$$

donde  $m = 0,4$  es una constante empírica, el ángulo de pala a la entrada  $\beta_{1p}$  se mide entre la tangente a la línea media del perfil en el borde de ataque y la dirección de  $u(r)$  y el ángulo  $\alpha_1$  se mide entre la velocidad absoluta a la entrada al rotor y la dirección de  $u(r)$  (ver figura 5.9). Por último se integran en todo el rotor los resultados anteriores para obtener el valor de  $\eta_{hr}$ .

El rendimiento volumétrico ( $\eta_v$ ) se calcula a partir de una estimación del caudal de fuga ( $Q_f$ ) que circula por la luz ( $\delta$ ) existente entre la carcasa y el diámetro exterior del rotor. Para dicha estimación se considera el flujo a través de la luz semejante al flujo a través de un orificio [113] y se obtiene la ecuación 5.19.

$$Q_f = 0,6 \cdot w_\infty(\text{pta.pala}) \cdot \sqrt{C_L(\text{pta.pala})} \cdot l(\text{pta.pala}) \cdot \delta \cdot Z \quad (5.19)$$

En la tabla 5.2 se presenta el diseño específico de cada sección del rotor.

Tabla 5.2: Parámetros de cada sección de diseño del rotor.

Sección	$D_m$ (mm)	NACA	l (mm)	$\beta_p$ (°)	$\alpha$ (°)	$C_L$ (-)	$C_D$ (-)	$C_{P_{min}}$ (-)
1	182.7	2415	180.1	49.7	4.3	0.718	0.008	-1.34
2	226.5	2414	190.3	42.0	3.3	0.592	0.007	-1.07
3	295.3	2413	206.3	33.9	2.0	0.451	0.006	-0.83
4	350.8	2412	219.3	29.4	1.3	0.369	0.006	-0.69
5	398.7	2411	230.4	26.5	0.8	0.315	0.005	-0.60
6	441.4	2410	240.4	24.3	0.4	0.276	0.005	-0.53
7	480.4	2409	249.5	22.7	0.1	0.247	0.004	-0.47
8	516.4	2408	257.8	21.4	-0.1	0.223	0.004	-0.42
9	550.0	2407	265.7	20.3	-0.3	0.205	0.004	-0.37
10	566.1	2406	269.4	19.8	-0.3	0.206	0.003	-0.34

#### 5.1.4. Diseño hidráulico del distribuidor

El distribuidor se utiliza para entregar a la entrada del rotor un campo de velocidades con la distribución deseada ( $v_a = cte.$  y  $v_{1\theta} = cte./r$ ). Por lo tanto el triángulo de velocidades (figura 5.10) antes y después del distribuidor queda definido por los requerimientos del rotor.

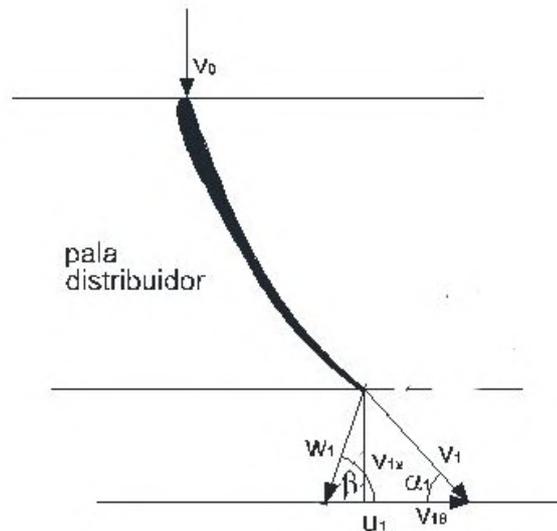


Figura 5.10: Triángulos de velocidades antes y después del distribuidor.

Como en el distribuidor las velocidades son mucho más bajas que en el rotor, el riesgo de cavitación es mucho menor. Por lo tanto para el distribuidor el criterio de diseño no se basa en los valores de  $C_{p_{min}}$  como se hizo con el rotor, sino que se utiliza el criterio de obtener la mejor relación entre arrastre y sustentación, conocido como criterio de  $C_D/C_L$  mínimo (usado comúnmente en el diseño de ventiladores axiales y aerogeneradores).

Para la construcción de las palas del distribuidor se utiliza un perfil con gran curvatura para que no requiera grandes largos de cuerda. Esto puede hacerse por el bajo riesgo de cavitación que ya fue mencionado. En este trabajo se eligió el perfil NACA 8418, para el que el comportamiento de los coeficientes de sustentación y arrastre en función del ángulo de ataque se presentan en la figura 5.11 y figura 5.12 respectivamente.

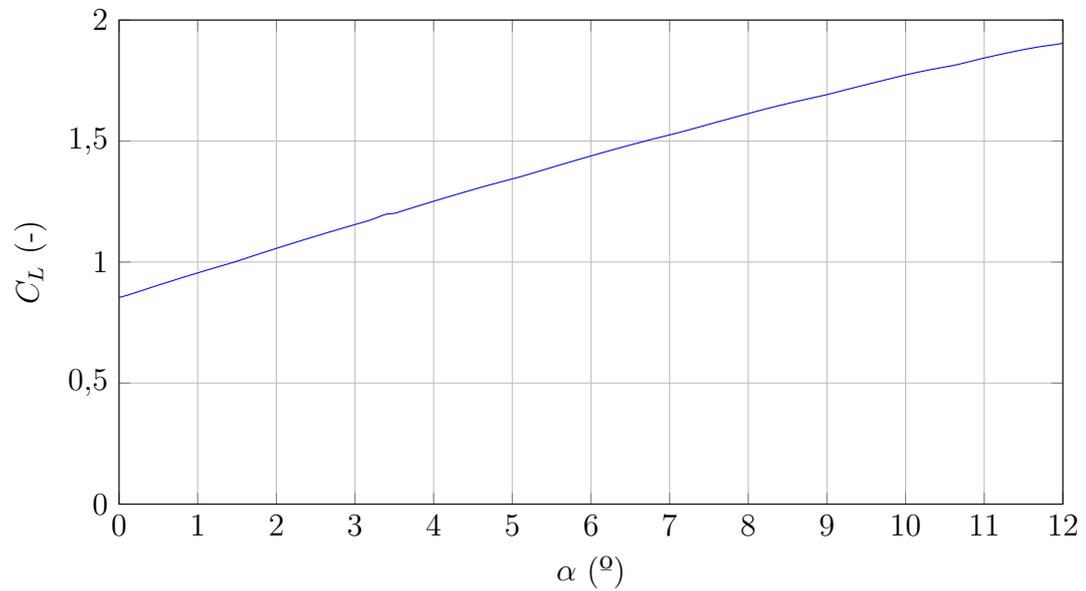


Figura 5.11: Curva de coeficiente de sustentación en función del ángulo de ataque para un perfil NACA8418 obtenido mediante XFOIL.

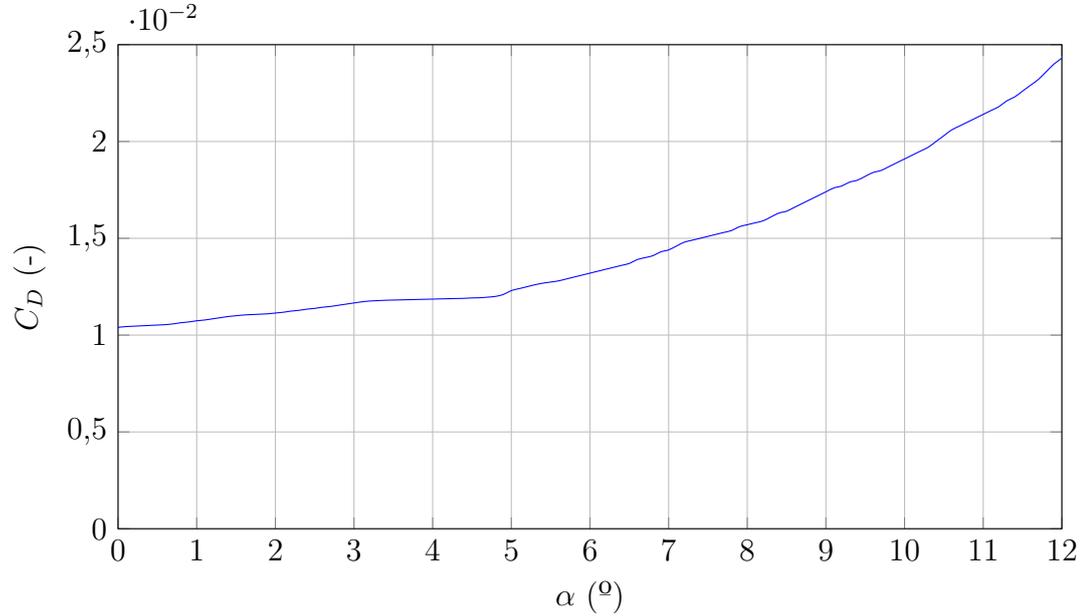


Figura 5.12: Curva de coeficiente de arrastre en función del ángulo de ataque para un perfil NACA8418 obtenido mediante XFOIL.

El ángulo de pala del distribuidor ( $\beta_{pd}$ ) se deduce a partir de la diferencia entre el ángulo  $\beta_{\infty d}$  (ecuación 5.20) que forma la velocidad media en el distribuidor  $w_{\infty d}$  (ecuación 5.21) con el ángulo de ataque ( $\alpha_d$ ) que cumpla el criterio de  $C_D/C_L$  mínimo.

$$\beta_{\infty d}(r) = \arctan\left(\frac{v_a}{v_{1\theta}(r)/2}\right) \quad (5.20)$$

$$w_{\infty d}(r) = \sqrt{v_a^2 + (v_{1\theta}(r)/2)^2} \quad (5.21)$$

Luego el largo de cuerda de las palas del distribuidor se calcula de forma similar al de las palas del rotor, según la ecuación 5.22, donde en este caso no existe velocidad de transporte  $u$ .

$$\frac{\mathcal{X} \cdot v_{1\theta}}{g} = \frac{l_d}{2\pi \cdot r/Z_d} \cdot \frac{\mathcal{X}}{2g} \cdot w_{\infty d} \cdot C_L \cdot \left[1 - \frac{C_D/C_L}{\tan(\beta_{\infty d})}\right] \quad (5.22)$$

Para el distribuidor se consideran únicamente pérdidas hidráulicas por el arrastre ( $\zeta_{hdsi}$ ) provocado por las palas sobre el flujo (se desprecian las pérdidas por incidencia), estimadas (por unidad de largo de pala) para cada sección mediante la ecuación 5.23 y luego integradas en todo el distribuidor.

$$\zeta_{hdsi}(r) = \frac{Z \cdot w_{\infty}^3(r) \cdot C_D(r) \cdot l}{v_a \cdot 2\pi \cdot r \cdot 2g} \quad (5.23)$$

Una vez obtenido el diseño del distribuidor según el procedimiento descrito anteriormente, se propuso evaluar el desempeño del mismo mediante simulaciones numéricas utilizando el código *caffa3d*. Se concluyó inicialmente que aunque el distribuidor imponía un perfil de velocidades a la salida del tipo vórtice libre, lo hacía con velocidades tangenciales menores a las requeridos por el rotor. Por lo tanto se evaluó una alternativa al diseño original del distribuidor, mediante modificación del ángulo de pala, observándose que un incremento del 10% en el ángulo de pala mejoraría sustancialmente la distribución de la componente tangencial de la velocidad absoluta a la entrada al rotor. Luego de realizar los ensayos al modelo a escala de la turbina, se detectó un error de cálculo que influye en las observaciones antes realizadas, concluyendo que el diseño original (sin incrementar el ángulo de pala) y con menor cantidad de palas (7 en lugar de 11) lograba imponer el perfil de velocidades tipo vórtice libre de forma aceptable. En la figura 5.13 se presentan los vectores velocidad (bidimensional) para el diseño modificado del distribuidor, en una sección correspondiente a una distancia de 50mm del eje de giro, obtenidos de la simulación en *caffa3d*. En la figura 5.14 se presenta el mismo resultado para el diseño original del distribuidor.

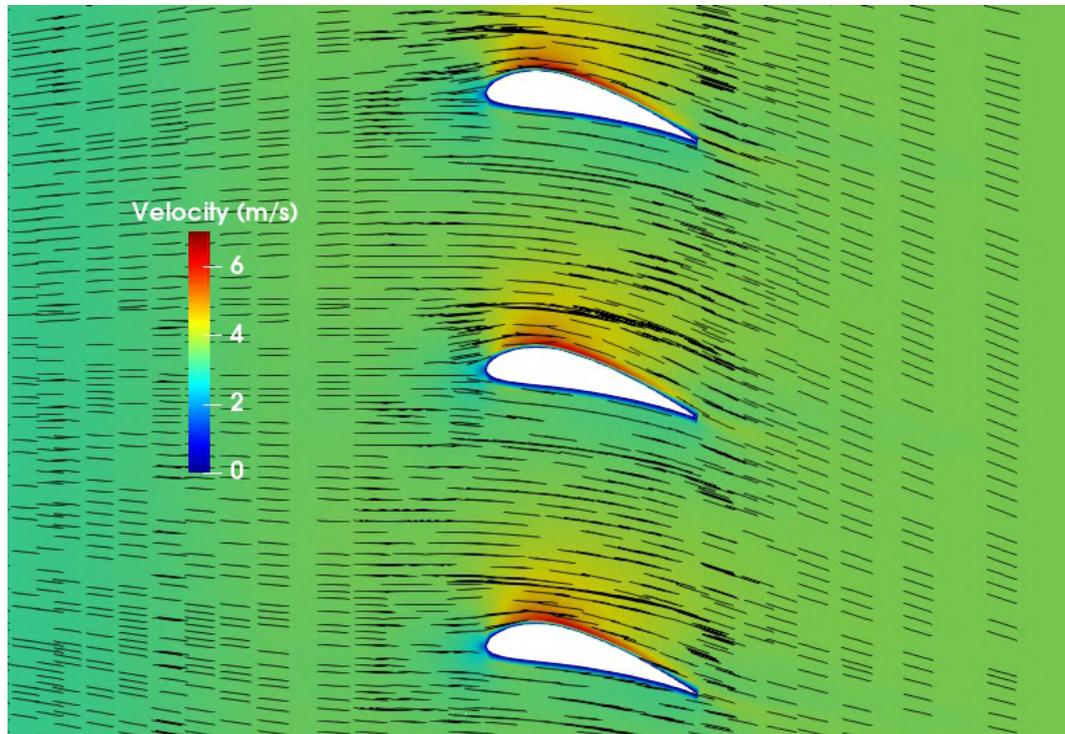


Figura 5.13: Vectores de velocidad bidimensionales a través del distribuidor con el diseño modificado, en una sección a  $50\text{mm}$  del eje de giro.

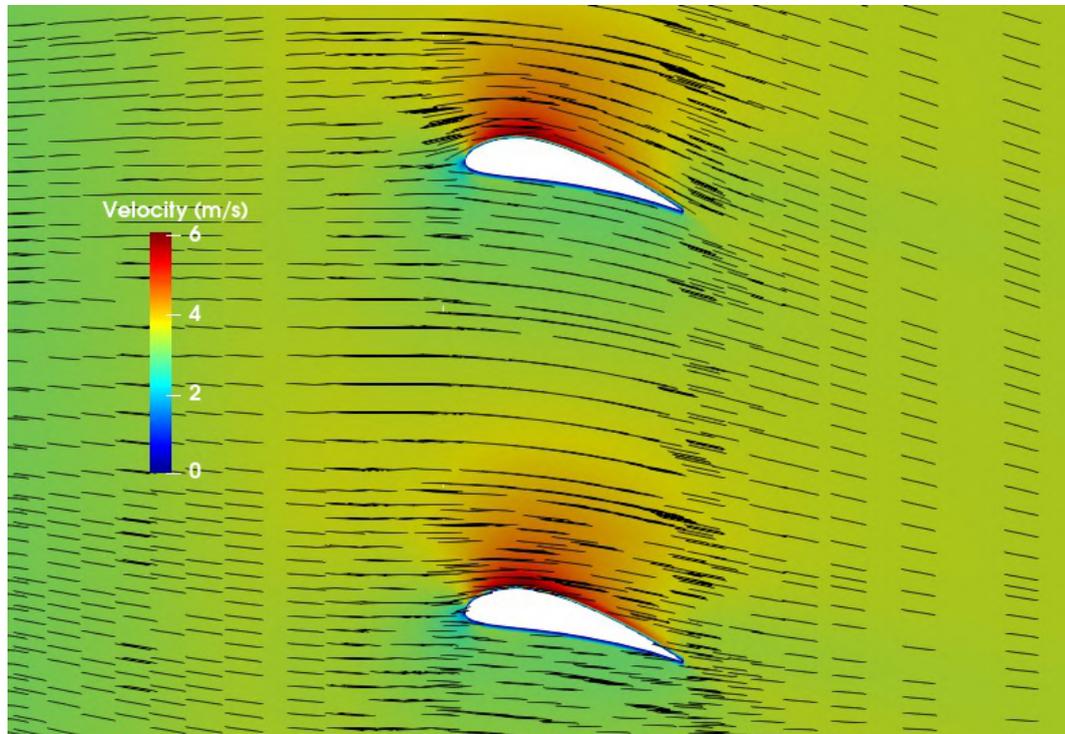


Figura 5.14: Vectores de velocidad bidimensionales a través del distribuidor con el diseño original, en una sección a  $50\text{mm}$  del eje de giro.

En el gráfico de la figura 5.15 se comparan las distribuciones radiales de la componente tangencial de la velocidad a la salida del distribuidor. Puede observarse claramente como el diseño original genera un perfil muy similar al perfil tipo vórtice libre requerido por el rotor, así como que el diseño modificado genera un perfil con velocidades tangenciales mayores en cada sección anular.

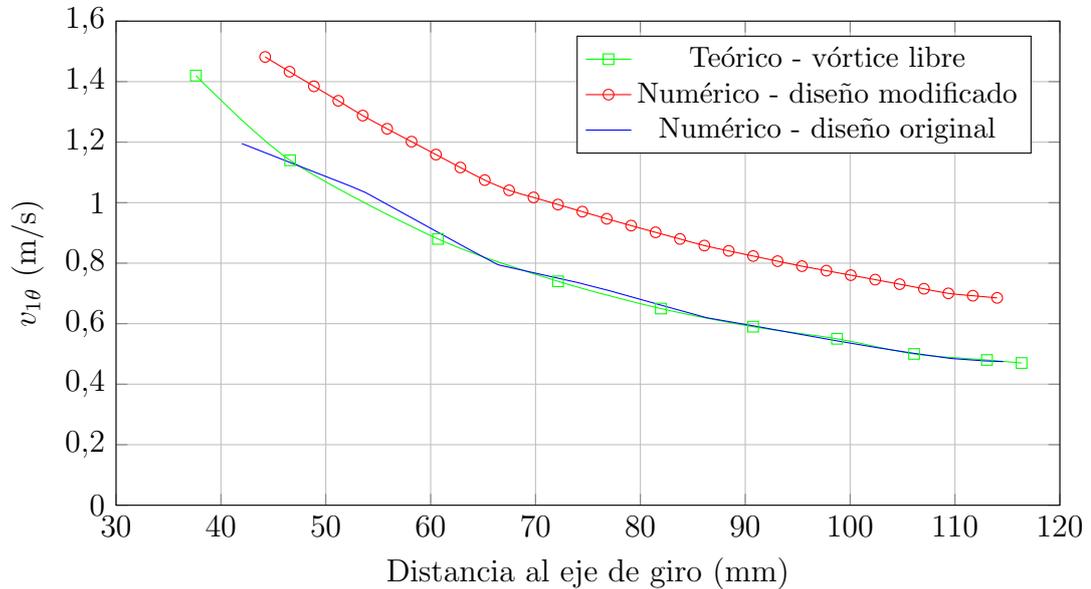


Figura 5.15: Comparación de la distribución radial de la componente tangencial de velocidad absoluta a la salida del distribuidor.

Al haberse detectado el error posteriormente a los ensayos, los datos geométricos del distribuidor presentados en este trabajo corresponden al diseño modificado y no al original. Por lo tanto, y como el diseño modificado del distribuidor impone mayores velocidades tangenciales, es de esperar que el salto de la turbina obtenido de los ensayos resulte mayor al salto de diseño.

En la tabla 5.3 se presentan las principales características de diseño de cada sección del distribuidor.

Tabla 5.3: Parámetros de cada sección de diseño del distribuidor.

Sección	$D_m$ (mm)	NACA	$l$ (mm)	$\beta_p$ ( $^\circ$ )	$\alpha$ ( $^\circ$ )	$C_L$ (-)	$C_D$ (-)
1	182.7	8418	54.1	116.7	4.13	1.261	0.023
2	227.4	8418	54.7	114.2	4.13	1.261	0.023
3	297.3	8418	55.2	111.7	4.13	1.261	0.023
4	353.7	8418	55.4	110.4	4.13	1.261	0.023
5	402.3	8418	55.5	109.6	4.13	1.261	0.023
6	445.6	8418	55.5	109.0	4.13	1.261	0.023
7	485.0	8418	55.6	108.6	4.13	1.261	0.023
8	521.5	8418	55.6	108.2	4.13	1.261	0.023
9	555.6	8418	55.6	107.9	4.13	1.261	0.023
10	571	8418	55.6	107.8	4.13	1.261	0.023

### 5.1.5. Evaluación con modelo analítico

Aplicando el conjunto de ecuaciones mencionadas en las secciones anteriores, es posible obtener para cada caudal de funcionamiento, el salto y rendimiento de la turbina. Dichos resultados se presentan en las figuras 5.16 y 5.17, y más adelante se comparan con los resultados de los ensayos experimentales.

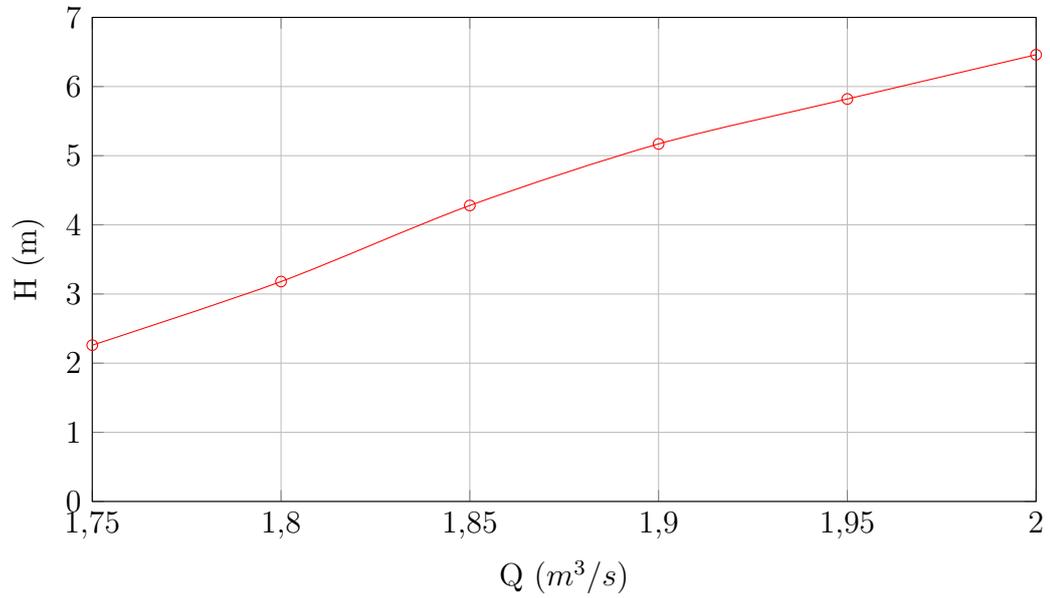


Figura 5.16: Curva Salto-Caudal obtenida del modelo analítico.

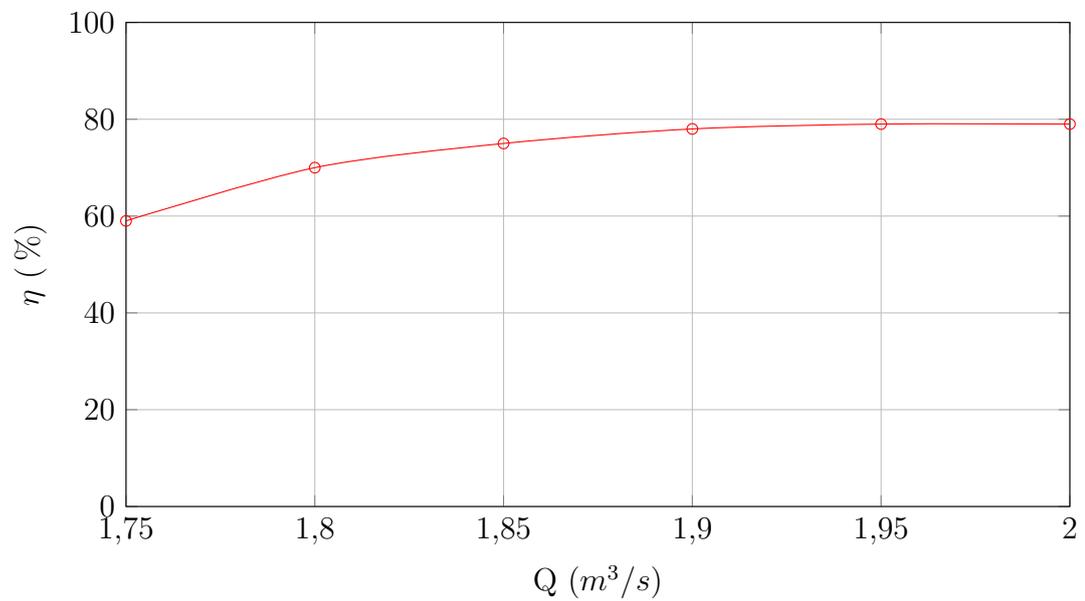


Figura 5.17: Curva Rendimiento-Caudal obtenida del modelo analítico.

En la figura anterior, resulta llamativo que el punto de máximo rendimiento no corresponde con el caudal de diseño ( $1,8m^3/s$ ), sino que se ubica a un caudal mayor, entre  $1,95m^3/s$  y  $2m^3/s$ .

## 5.2. Ensayo en modelo físico en banco de turbinas del IMFIA

Con el fin de evaluar la metodología de diseño propuesta, se procedió a construir un modelo a escala de la turbina y ensayar su funcionamiento en el banco de ensayos de turbinas axiales del IMFIA, que fuera descrito en la sección 2.1.1. El modelo abarca, además del rotor y el distribuidor, la pieza 'S' y el tubo de aspiración.

### 5.2.1. Fabricación de rotor y distribuidor del modelo a escala

La escala del modelo quedó determinada por el tamaño de las tuberías existentes en el laboratorio del IMFIA. Las mismas son tuberías de PVC de alta presión (PN6) de diámetro nominal  $250mm$  y  $7,3mm$  de espesor de pared. Se consideró un diámetro del rotor modelo de  $235mm$ , por lo que la escala queda determinada en  $235/571 = 0,4116$ .

Los esfuerzos a los que estará sometido el rotor y el distribuidor modelo son mucho menores a los correspondientes al prototipo (por efecto de la escala). Esto permitió considerar la utilización de materiales y técnicas no convencionales para su fabricación. En particular se analizaron varias técnicas de impresión 3D o fabricación aditiva, como las presentadas en [114], de las que se destacaron el modelado por deposición fundida (FDM) mediante el uso de filamentos de termoplásticos y la técnica de estereolitografía (SLA) mediante el uso de resinas fotocurables, las cuales se describen someramente a continuación.

#### Modelado por deposición fundida (FDM)

El modelado por deposición fundida, hoy en día la técnica más popular de fabricación aditiva, consiste en la extrusión de un termoplástico, comúnmente en formato de filamento de cierto diámetro, y deposición en sucesivas capas que se van adhiriendo entre sí para formar la pieza final. El filamento se ubica en un puntero que recorre una superficie horizontal mientras la mesa donde se va depositando el material fundido se desplaza en sentido vertical. En general

la pieza final no es maciza, sino que se imprime con una cierta densidad de relleno a determinar en función de las propiedades mecánicas deseadas. En la figura 5.18 se presentan imágenes de un rotor y distribuidor siendo fabricados mediante la técnica FDM.

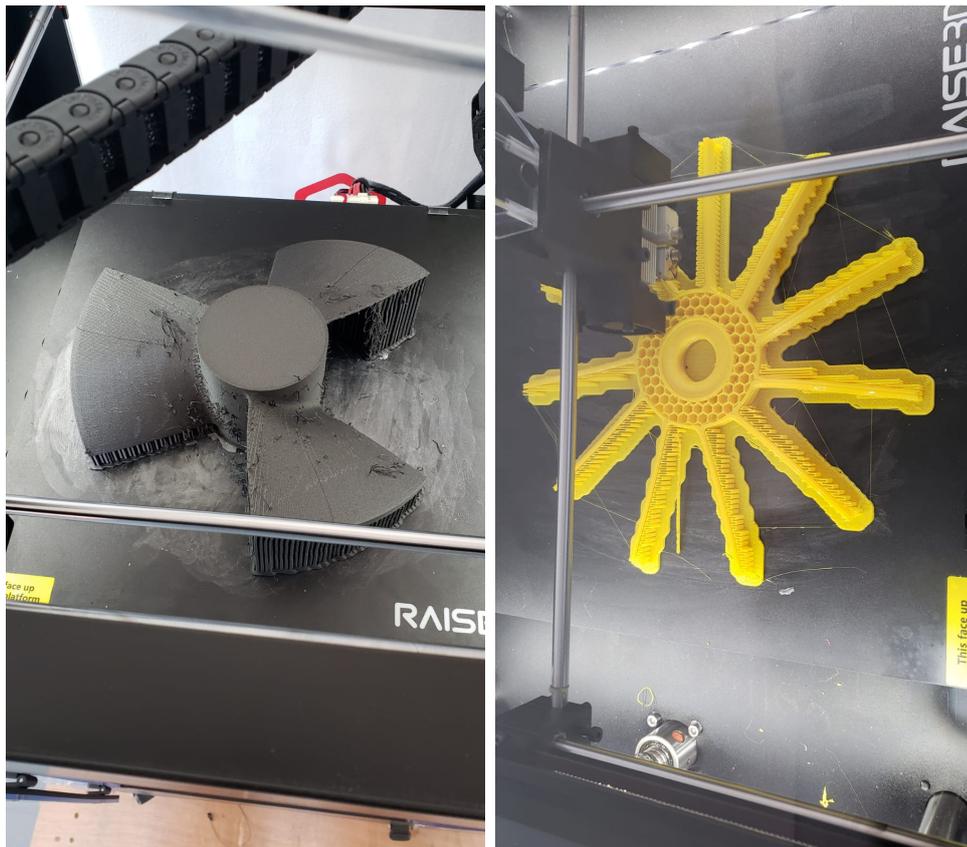


Figura 5.18: Imagen de rotor y distribuidor fabricados por FDM.

### Estereolitografía (SLA)

La estereolitografía, que fue una de las primeras técnicas de fabricación aditiva, consiste en exponer una resina fotocurable (típicamente epoxy o acrílico) a luz ultravioleta de determinada longitud de onda, para así las capas bidimensionales de resina solidifican a través de un proceso llamado fotopolimerización. Dentro de un depósito conteniendo un polímero en estado líquido, se sumerge una plataforma algunas centésimas de milímetros, la cual luego de solidificar una capa de resina se desplaza en sentido vertical descendente. La pieza obtenida es maciza, a menos que en el diseño se le

realicen cavidades con el fin de reducir la cantidad de material. En la figura 5.19 se presentan imágenes de un rotor y distribuidor fabricados mediante la técnica SLA.

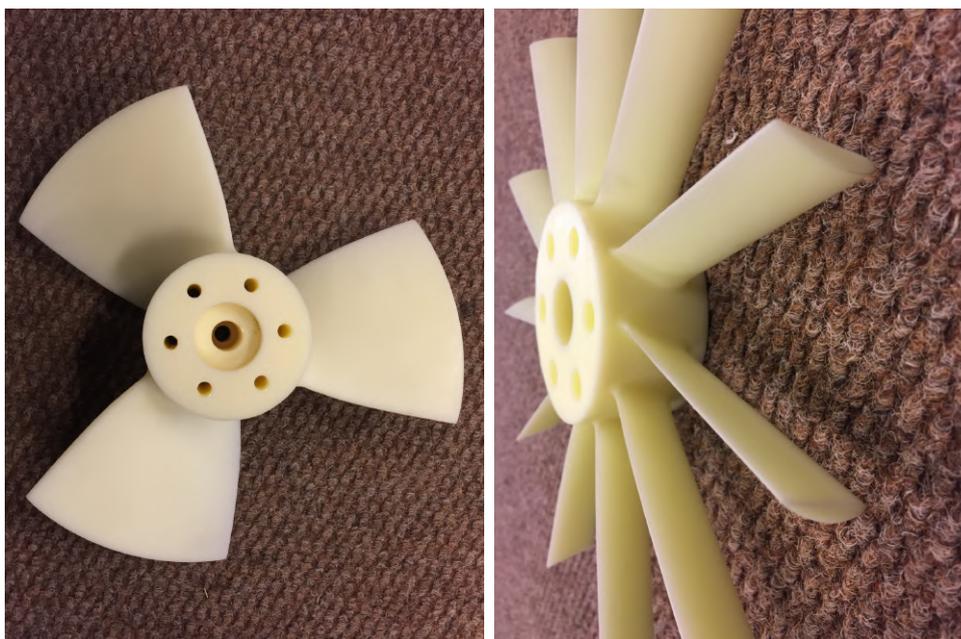


Figura 5.19: Imagen del rotor y distribuidor fabricados por SLA.

Por las características de las piezas fabricadas mediante ambas técnicas, se optó por utilizar la obtenida mediante SLA, que presenta mejor terminación superficial y resistencia mecánica, además de permitir la mecanización posterior. En la figura 5.20 se observan imágenes de la turbina modelo montada en el banco de ensayos del IMFIA.

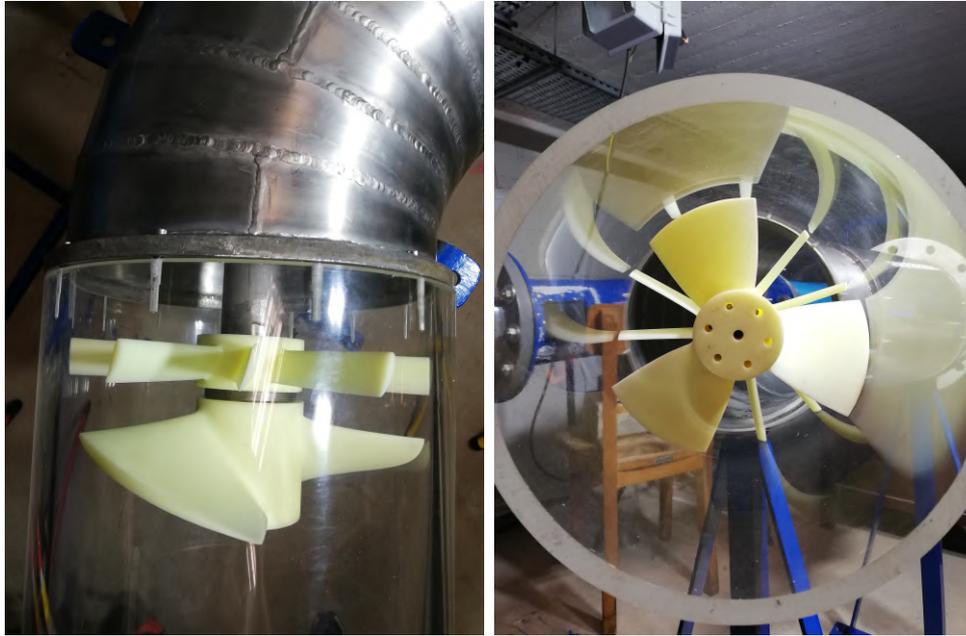


Figura 5.20: Turbina modelo montada en el banco de ensayos del IMFIA.

### 5.2.2. Punto de funcionamiento en modelo

Una vez fijada la escala geométrica y la escala de velocidades de rotación, se determina el punto de funcionamiento nominal del modelo a escala ( $H_m$ ,  $Q_m$  y  $P_m$ ), aplicando la teoría de similitud para turbomáquinas [59]. Las variables adimensionadas, que se conservan entre puntos de funcionamiento homólogos en modelo y prototipo, se calculan mediante las siguientes ecuaciones [59]:

$$Q_{nd} = \frac{Q}{N/60 \cdot D_e^3} \quad (5.24)$$

$$H_{nd} = \frac{g \cdot H}{(N/60)^2 \cdot D_e^2} \quad (5.25)$$

$$P_{nd} = \frac{P}{\rho \cdot (N/60)^3 \cdot D_e^5} \quad (5.26)$$

A partir de las ecuaciones anteriores, se obtiene para el punto de funcionamiento nominal del modelo a escala, caudal de  $126l/s$ , salto neto de  $0,558m$  y potencia de  $0,49kW$ . Estos valores son sólo de referencia y se obtuvieron con el fin de verificar la adecuación del banco de ensayos, comprobándose satisfactoriamente que la turbina modelo puede ensayarse en

el mismo. Las ecuaciones que definen las variables adimensionadas, serán utilizadas luego para trasladar los puntos de funcionamiento relevados en modelo, a la escala geométrica y velocidad de rotación del prototipo. Por último se calcula el número de Reynolds del modelo según la ecuación 5.27. En [59] se fija un valor mínimo de  $Re = 4 \times 10^6$ , siendo en este caso de  $Re = 2,1 \times 10^6$ , el cual si bien es menor se considera aceptable.

$$Re = \frac{\pi N / 60 D_e^2}{\nu} \quad (5.27)$$

### 5.3. Resultados de ensayo de turbina hélice

En cada punto de operación de la turbina, se adquirieron valores de par, velocidad de giro, presión diferencial, y caudal, durante 30 segundos. Las frecuencias de adquisición de las distintas magnitudes fueron de  $200\text{Hz}$  para el par y velocidad de giro, de  $100\text{Hz}$  para la presión diferencial y de  $0,2\text{Hz}$  para el caudal. En las figuras 5.21 y 5.22 se presentan las series temporales de las medidas de par (en Nm) y de diferencia de presión (en este caso la señal de tensión de salida del transmisor, en V), para dos puntos de funcionamiento distintos de la turbina, correspondientes a  $Q = 131\text{l/s}$  y  $Q = 162\text{l/s}$ .

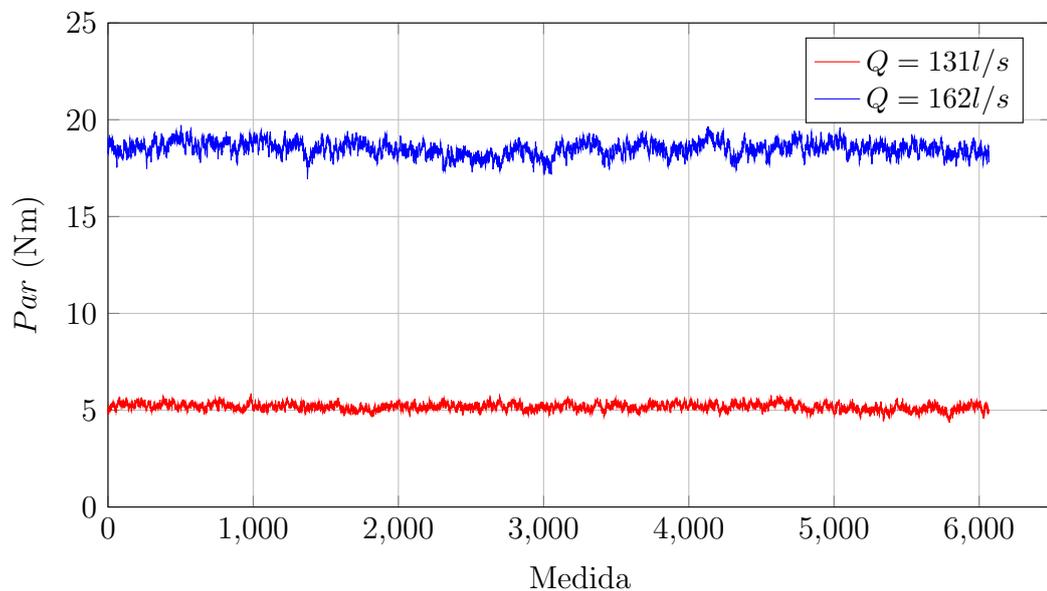


Figura 5.21: Serie temporal de medidas de par (en Nm) para dos puntos de funcionamiento de la turbina.

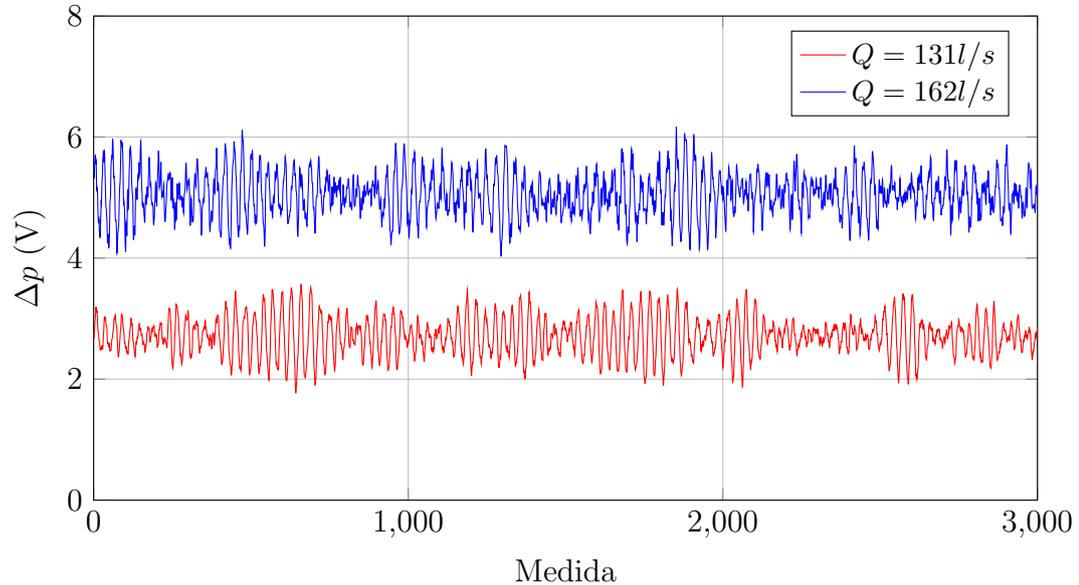


Figura 5.22: Serie temporal de medidas de diferencia de presión (en V) para dos puntos de funcionamiento de la turbina.

Para cada punto de operación, el caudal y el salto neto fueron calculados a partir de las mediciones de velocidad media ( $v_m$ ) en la tubería y las mediciones de presión diferencial ( $\Delta p$ ), según las ecuaciones 5.28 y 5.29, donde los subíndices 1 y 2 representan la sección de medida aguas arriba y aguas abajo respectivamente. Como la sección de medición de presión de entrada a la turbina (1) se ubica a aproximadamente  $7D_e$  ( $L_{1t} = 1,4m$ ) de la pieza 'S', se estimaron las pérdidas de carga entre ambas secciones a partir de la formulación de Darcy-Weisbach y el salto neto fue corregido restando dichas pérdidas.

$$Q = \frac{\pi D_e^2}{4} v_m \quad (5.28)$$

$$H_n = \frac{v_{m1}^2}{2g} - \frac{v_{m2}^2}{2g} + \frac{\Delta p}{\gamma} - \frac{f L_{1t}}{D_e} \frac{v_{m1}^2}{2g} \quad (5.29)$$

La potencia mecánica en punta de eje ( $P_m$ ) fue obtenida directamente del torquímetro que mide par y velocidad de rotación e internamente realiza el producto entre ambos. La instalación de la turbina en el banco de ensayos, implica la colocación de dos rodamientos para apoyar el eje y un sello mecánico para evitar fugas de agua o ingreso de aire desde el exterior, cuyas pérdidas

mecánicas son difíciles de escalar a prototipo, respetando las escalas ya definidas. Por lo tanto, se optó por medir el par mecánico consumido por estos elementos, mediante un ensayo en vacío (sin el rotor), para luego contemplar dicho valor en el cálculo de la potencia mecánica absorbida, de acuerdo a la ecuación 5.30.

$$P_m = P_{medida@N} + T_p \cdot \frac{2\pi \cdot N}{60} \quad (5.30)$$

El rendimiento de la turbina se calculó con la ecuación 5.31:

$$\eta = \frac{P_m}{\gamma Q H_n} \quad (5.31)$$

La velocidad de rotación del generador no se controló durante los ensayos, por el contrario quedó variable e impuesta por la carga inyectada por la turbina (recordar que se trata de un generador asíncrono). Como principal consecuencia, el número de Reynolds también resultó variable a lo largo del intervalo de ensayo. Por lo tanto, los valores de salto, caudal y potencia mecánica fueron trasladados mediante la teoría de similitud (ecuaciones 5.24, 5.25 y 5.26) a una velocidad de rotación común, seleccionada en  $795rpm$ . Por otro lado, los valores de rendimiento fueron escalados a un número de Reynolds común, seleccionado en  $2,3 \times 10^6$  siguiendo las recomendaciones del Anexo F de [59].

Durante el ensayo se mantuvo la turbina operando en condiciones de no cavitación, lo cual se verificó visualmente a través de la tubería de acrílico, así como mediante el valor característico de la cavitación o número de Thoma:

$$\sigma = \frac{p_{atm}/\gamma - p_v/\gamma - H_s + v_2^2/2g}{H} \quad (5.32)$$

donde  $H_s$  es la sumergencia de la turbina, que se midió entre la cota de la superficie libre en el tanque de descarga y el punto más alto del rotor, y  $v_2$  es la velocidad media en la salida del tubo de aspiración. El número de Thoma durante los ensayos se mantuvo, para cada caudal, más de cinco veces mayor al  $\sigma_{pl}$  (número de Thoma en las condiciones de operación del prototipo).

La figuras 5.23, 5.24 y 5.25 presentan las curva Salto-Caudal, Potencia-Caudal y Rendimiento-Caudal, respectivamente, correspondientes al modelo a escala ( $D_m = 232mm$ ,  $N_m = 795rpm$ ) y con  $Re = 2,3 \times 10^6$ .

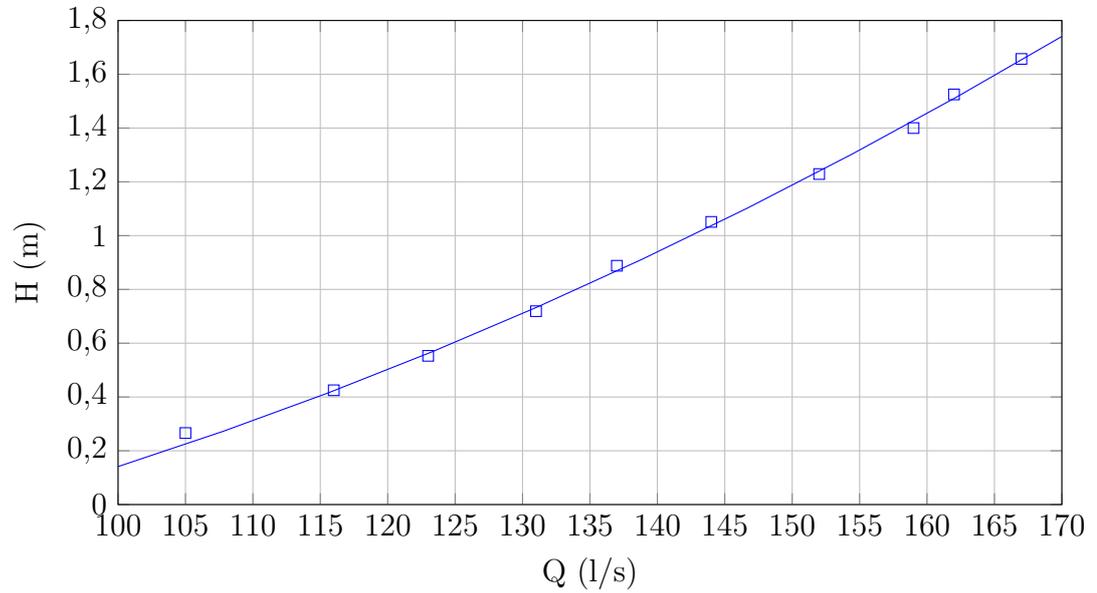


Figura 5.23: Curva Salto-Caudal de modelo a escala de turbina.

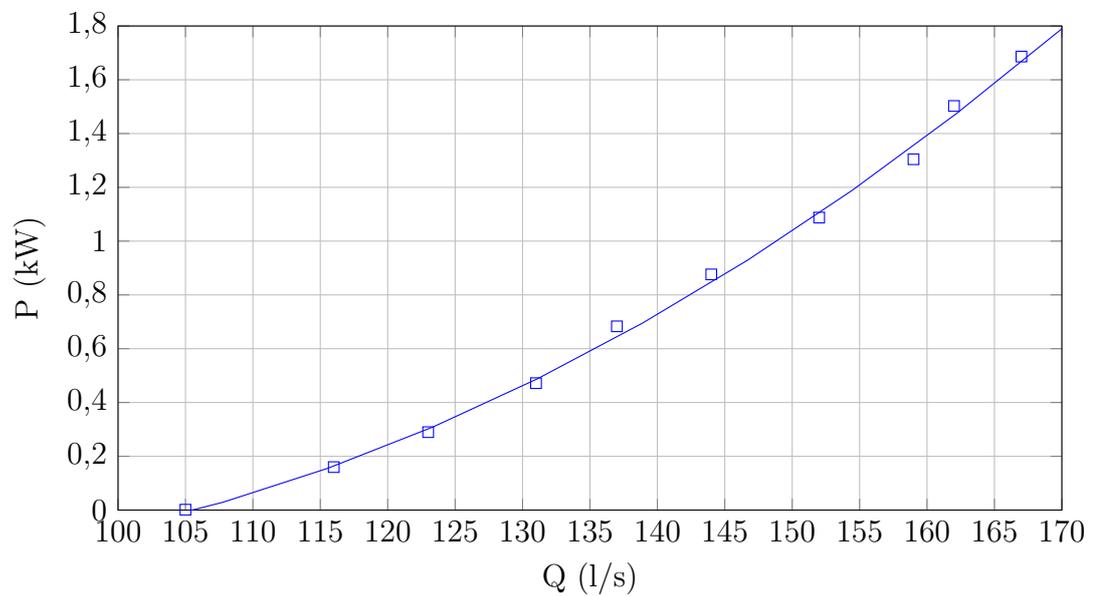


Figura 5.24: Curva Potencia-Caudal de modelo a escala de turbina.

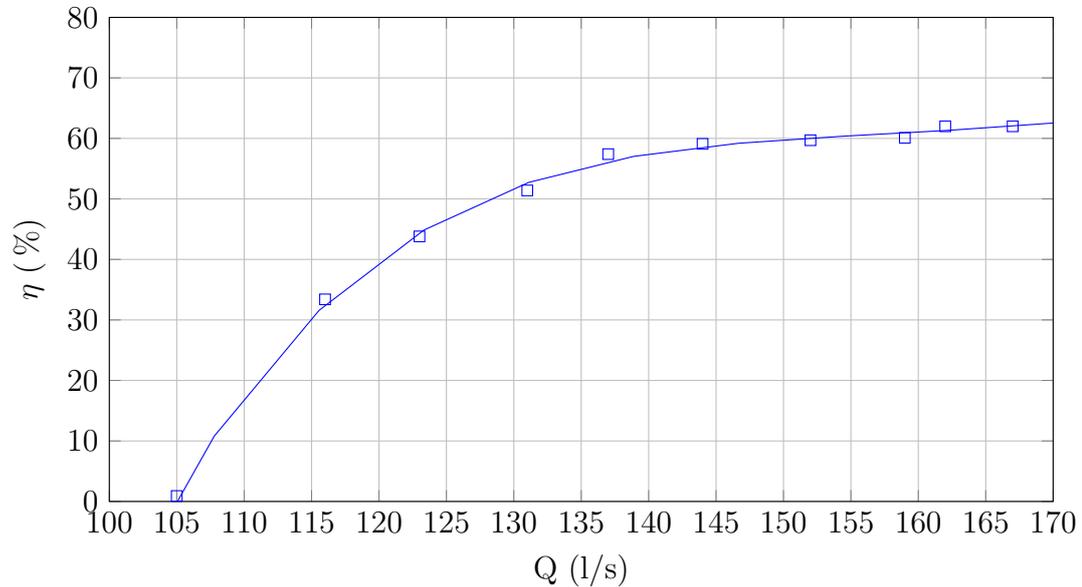


Figura 5.25: Curva Rendimiento-Caudal de modelo a escala de turbina.

Observando la figura 5.25 se puede apreciar que el punto de máximo rendimiento (BEP) de la turbina no se logró sobrepasar durante los ensayos (no se aprecia que la curva presente una pendiente negativa). Esto se debió a la limitante de la bomba de alimentación, que estaba operando a la velocidad de rotación nominal en el último punto, y al generador de inducción que estaba trabajando a una potencia que ya excedía su potencia nominal. Este inconveniente podría haberse resuelto ensayando la turbina modelo a una velocidad de rotación menor, pero desafortunadamente el banco de ensayos aún no contaba con un variador de velocidad al momento de los ensayos. Si se pudiese asumir que el último punto de ensayo corresponde al de máximo rendimiento, entonces se podría afirmar que la turbina modelo presenta un rendimiento máximo de  $\eta_{BEP} = 62\%$  correspondiente a un caudal de  $Q_{BEP} = 167\text{l/s}$  y un salto de  $H_{BEP} = 1,66\text{m}$ .

A efectos de evaluar el diseño de la turbina, las curvas del ensayo del modelo fueron trasladadas a las condiciones del prototipo, con  $D_p = 566\text{mm}$  y  $N_p = 760\text{rpm}$ , (a partir de las ecuaciones 5.24, 5.25 y 5.26). Asimismo, los valores de rendimiento fueron escalados hasta un  $Re = 7 \times 10^6$  siguiendo el procedimiento del Anexo F de [59]. Interesa evaluar el modelo analítico utilizado en el diseño de la turbina, para lo cual se comparan las curvas Salto-Caudal y Rendimiento-Caudal obtenidos de dicho modelo (figuras 5.16 y 5.17) con las curvas obtenidas de los ensayos experimentales y trasladadas

a prototipo. En las figuras 5.26 y 5.27 se presentan las curvas Salto-Caudal y Rendimiento-Caudal, respectivamente, correspondientes a la turbina prototipo y con  $Re = 1,27 \times 10^7$ , junto con las respectivas curvas analíticas.

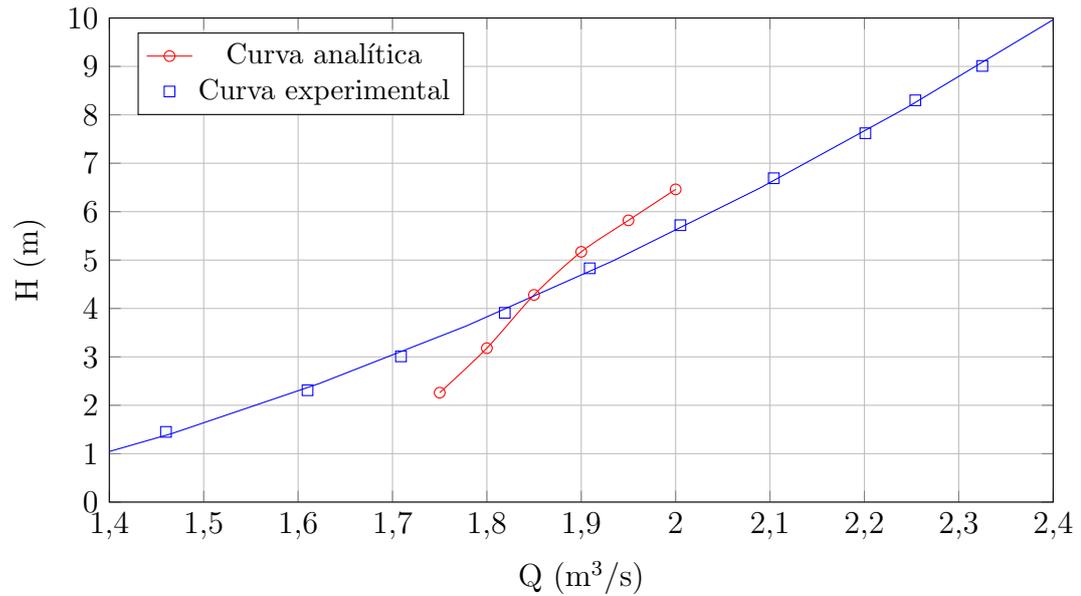


Figura 5.26: Curvas Salto-Caudal de turbina prototipo obtenida de ensayos y de modelo analítico.

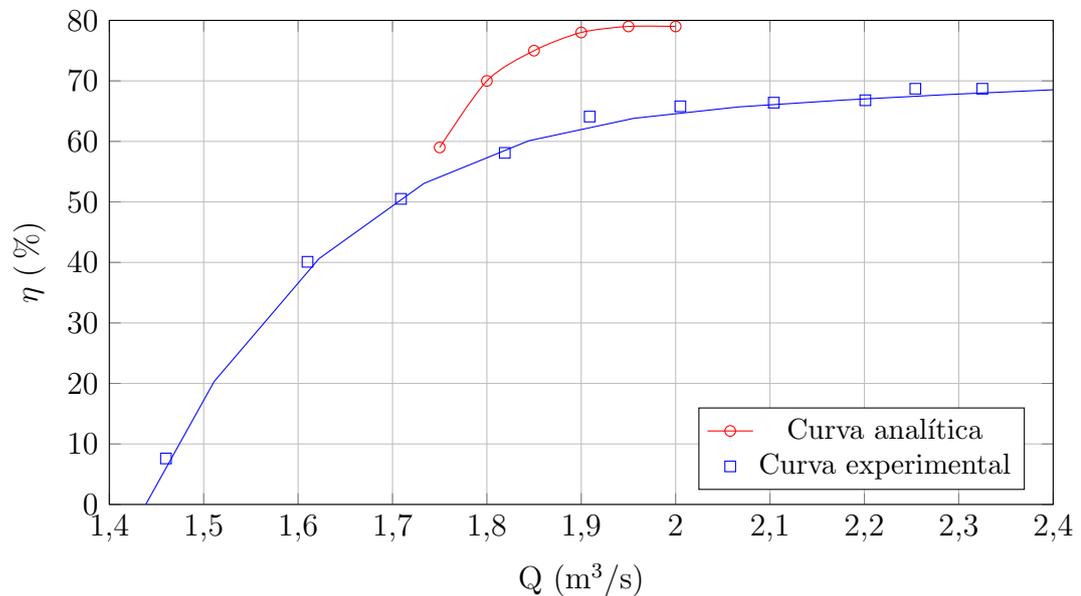


Figura 5.27: Curvas Rendimiento-Caudal de turbina prototipo obtenida de ensayos y de modelo analítico.

Se destaca en la comparación de las curvas Salto-Caudal, que el salto experimental correspondiente al caudal de diseño ( $1,8m^3/s$ ) y más bajos, resultó mayor al valor obtenido del modelo analítico. Esto, como ya fue mencionado, se pudo deber principalmente a la modificación realizada (erróneamente) al distribuidor, lo que significó mayores velocidades tangenciales a la entrada del rotor. Para caudales mayores al de diseño, si bien el comportamiento analítico y experimental difieren, las pendientes de las curvas resultaron similares. Los menores valores de salto observados experimentalmente para caudales elevados, pueden explicarse por un valor positivo de velocidad tangencial a la salida del rotor (en el modelo analítico se asume que dicha componente es nula). En cuanto al rendimiento, el modelo analítico predijo valores de hasta 12% más altos en el intervalo de caudales de interés, lo cual era de esperarse debido a la simplicidad de los modelos analíticos que explican las pérdidas hidráulicas y volumétricas.

También es de interés analizar como sería el funcionamiento de la turbina prototipo en el embalse para el cual fue diseñada, y bajo distintas configuraciones de operación. En la figura 5.28 se muestra la curva Salto-Caudal de la turbina trasladada a prototipo, junto con curvas de carga de la represa en diferentes condiciones de llenado del embalse (asociadas a diferentes cotas en el mismo). Estas últimas curvas se obtienen descontando al

salto bruto las pérdidas de carga en la tubería de presión.

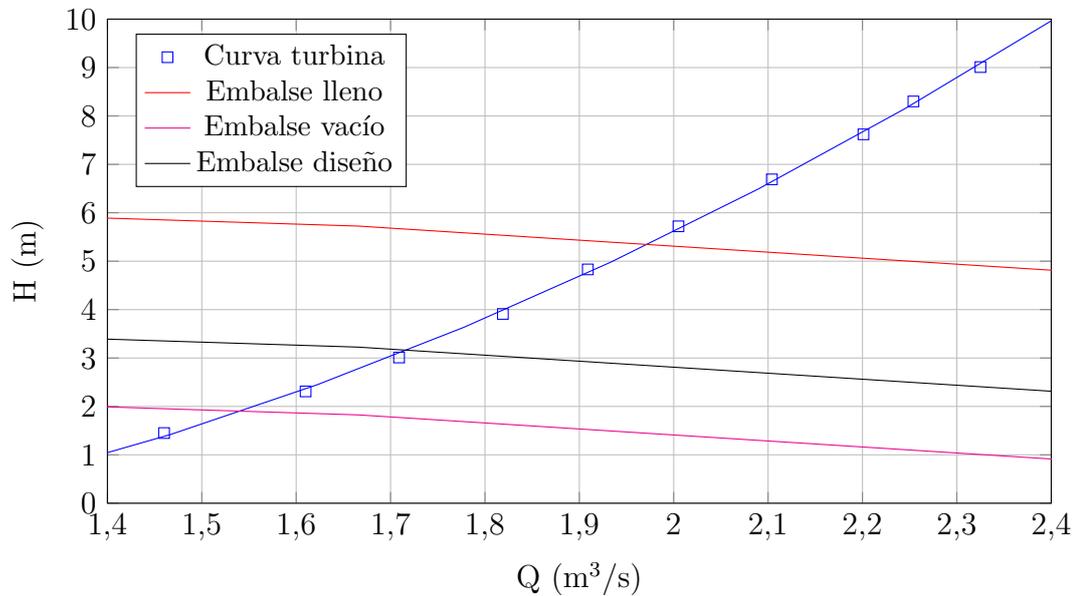


Figura 5.28: Curva Salto-Caudal de turbina prototipo y curvas de salto del embalse.

En la figura 5.28, la curva de carga 'Embalse lleno' corresponde a una cota de embalse de  $7,3m$ , un salto bruto de  $6,5m$  y da un punto de funcionamiento de la turbina con  $Q = 1,96m^3/s$ ,  $H = 5,7m$  y  $\eta = 65\%$ . En la misma figura la curva de carga 'Embalse vacío' corresponde a una cota de embalse de  $4,8m$ , un salto bruto de  $4m$  y da un punto de funcionamiento de la turbina con  $Q = 1,96m^3/s$ ,  $H = 5,7m$  y  $\eta = 65\%$ . Sin embargo, no corresponde al punto de máximo rendimiento, ya que el mismo se trasladó hacia un caudal mayor al previsto y se podría considerar que se ubica en  $Q_{BEP} = 2,325m^3/s$ ,  $H_{BEP} = 9,01m$  y  $\eta_{BEP} = 68,7\%$  (que no sucedería nunca en el embalse seleccionado). El máximo rendimiento de la turbina puede considerarse aceptable y muy próximo a valores obtenidos en las referencias bibliográficas para este tipo y tamaño de turbinas. En la tabla 5.4 se resumen los parámetros característicos en el punto de máximo rendimiento de algunas turbinas hélice diseñadas por otros investigadores, donde se menciona además la técnica utilizada para la evaluación del funcionamiento de la turbina.

Tabla 5.4: Rendimientos máximos obtenidos en otros diseños de turbinas hélice.

Autor (año)	Técnica	D (mm)	$N_{BEP}$ (rpm)	$Q_{BEP}$ (l/s)	$H_{BEP}$ (m)	$P_{BEP}$ (W)	$\eta_{BEP}$ (%)
Alexander <i>et al.</i> (2009) [29]	Exp.	127	1989	38	7.07	1960	70.8
Alexander <i>et al.</i> (2009) [29]	Exp.	225	1491	123.9	3.39	2820	60.8
Singh y Nestmann (2009) [28]	Exp.	200	900	64	1.75	810	73.9
Ramos <i>et al.</i> (2013) [31]	Num.	200	1337	124	15.5	15072	80
Muis <i>et al.</i> (2015) [32]	Num.	600	90	128	0.31	360	91
Samora <i>et al.</i> (2016) [33]	Exp.	85	750	4.43	3.4	94	63.8

Por otro lado, se destaca la forma aplanada de la curva  $\eta$ - $Q$  (algo poco usual en turbinas hélice), lo que representa un amplio intervalo de operación de la turbina con rendimientos cercanos al máximo. Con esta situación, la turbina podría operarse desde un caudal mínimo  $Q_{min} = 1,7m^3/s$ , donde ya presenta un rendimiento del 50 %. Dicho caudal mínimo sería el punto de funcionamiento cuando la cota del embalse se ubica en 4.8m (originalmente correspondía a la cota en el punto de diseño). Se recomienda entonces no operar la turbina si la cota del embalse desciende por debajo de 4.8m, lo cual en condiciones medias sucede a comienzos del mes de enero, salvo que ocurran precipitaciones que hagan subir el nivel del embalse. En ningún caso podría operarse la turbina en condiciones de 'Embalse vacío', donde el rendimiento estaría por debajo del 30 %.

# Conclusiones

En el presente trabajo se revisaron y actualizaron las rutinas contenidas en los módulos del código *caffa3d* que tratan el movimiento relativo de bloques de malla y los flujos a superficie libre, utilizados en la simulación numérica de algunos tipos de turbinas hidráulicas. Se llevaron a cabo estudios de validación del *caffa3d*, específicamente en lo que refiere al desempeño de los módulos mencionados. Así, primero se analizó el flujo cruzado de agua entorno a un cilindro rotatorio, contemplando simulaciones con diferentes relaciones entre la velocidad de rotación del cilindro y la velocidad del flujo no perturbado, considerando como casos extremos el cilindro en reposo y girando con una velocidad tangencial cuatro veces mayor a la velocidad del flujo no perturbado. Se compararon las líneas de flujo y los valores de coeficiente de fuerza de arrastre y de sustentación, con resultados publicados por otros investigadores, hallándose una muy buena concordancia entre estos, excepto para el caso con mayor velocidad de rotación (para el cual no se obtuvieron resultados estables). Luego, se analizó el flujo de agua en un canal a superficie libre sobre un vertedero de forma semicilíndrica colocado en la mitad del canal. Se trazaron las líneas de flujo y perfiles de velocidad horizontal en tres posiciones entorno al vertedero, y se obtuvo una buena correlación al comparar con resultados de otros investigadores. Sin embargo, se detectó la presencia de velocidades espuria en la zona del dominio ocupada por el aire, las cuales no pudieron eliminarse. A pesar de esto, es destacable que dichas velocidades ocurren lejos del vertedero, principalmente cerca de las fronteras de entrada y salida del canal, por lo que se entiende que no tuvieron efecto significativo sobre los resultados obtenidos.

Posteriormente, se analizó el funcionamiento de una Máquina de Presión Hidrostática (un tipo de rueda hidráulica) simple de palas radiales planas, obteniéndose la evolución temporal de la potencia absorbida a lo largo varias vueltas de la rueda, las curvas Potencia-Caudal y Rendimiento-Caudal (ambas con salto fijo y velocidad de giro variable) y algunas imágenes instantáneas del flujo entorno a la rueda. A partir de la evolución de

la potencia pudieron apreciarse fenómenos oscilatorios de alto contenido energético, como son el pasaje de pala y la turbulencia en el flujo. Las curvas características de la HPM obtenidas con las simulaciones numéricas presentaron una buena correspondencia con las curvas experimentales halladas previamente en el marco de un proyecto de investigación, al menos hasta el caudal correspondiente a la máxima potencia, luego del cual las simulaciones arrojaron valores menores. Se plantea como trabajo a futuro realizar simulaciones numéricas del funcionamiento de otros modelos de HPM, que han sido desarrollados con el fin de incrementar las potencias máximas y los rendimientos, y que por sus geometrías complejas no fueron incluidos dentro del presente trabajo. Asimismo, se plantea la posibilidad de simular el funcionamiento de otro tipo de turbinas, tanto del tipo de acción que trabajan con agua a superficie libre (por ejemplo Pelton o de Flujo Cruzado), como del tipo de reacción que trabajan completamente con agua (como Francis o Axiales).

Por último, se presentó una metodología simple de diseño de turbina axial de hélice, basada en los criterios de flujo tipo vórtice libre a la entrada y de coeficiente mínimo de presiones sobre los álabes. Se construyó un modelo a escala de la turbina diseñada y su desempeño se evaluó en un banco de ensayos de turbinas de bajo salto. Se obtuvieron las curvas características Salto-Caudal y Rendimiento-Caudal a velocidad de giro fija, destacándose la forma aplanada de ésta última, lo que permitiría operar la turbina en un amplio intervalo de caudales. El rendimiento máximo alcanzado (68.7%) se encontró muy próximo a valores reportados por otros investigadores de rendimiento máximo de turbinas de similares características. Sin embargo, dicho punto de funcionamiento se corresponde con un caudal 16% mayor al caudal de diseño, siendo el rendimiento en este punto de 65%. Complementando lo mencionado en el párrafo anterior sobre líneas de trabajo futuras, sería muy interesante simular numéricamente el flujo a través de la turbina axial diseñada, para poder analizar y comprender mejor las características del flujo y el intercambio energético, aprovechando además los resultados experimentales para la validación de la simulación.

# Bibliografía

- [1] Liu, D.; Liu, H.; Wang, X.; Kremere, E. World Small Hydropower Development Report 2019. United Nations Industrial Development Organization; International Center on Small Hydro Power. Disponible en [www.smallhydropower.org](http://www.smallhydropower.org).
- [2] Balance Energético Nacional Uruguay 2021. Disponible en el sitio web del Ministerio de Industria Energía y Minería
- [3] Sitio web de UTE (Administración Nacional de Usinas y Transmisiones Eléctricas)
- [4] Pequeñas Centrales Hidroeléctricas (PCH) en Uruguay. Consultoría del proyecto: Observatorio de Energías Renovables en Uruguay. MIEM-DNETN, ONUDI, 2010, Disponible en el sitio web del Ministerio de Industria Energía y Minería
- [5] Schenzer, D.; Rovira, L.; Pienika, R. Potencial Hidroeléctrico en Pequeña Escala de Uruguay. *XXVI Congreso Latinoamericano de Hidráulica, Santiago de Chile 2014*.
- [6] Terra, R.; Schenzer, D.; De Vera, A. Factibilidad de pequeñas centrales hidroeléctricas multipropósito en presas ya construidas. *IMFIA-Facultad de Ingeniería para Banco Interamericano de Desarrollo (BID) – Fundación Julio Ricaldoni (FJR) 2013*. Disponible en el sitio web del Ministerio de Industria Energía y Minería
- [7] Terra, R.; Schenzer, D.; De Vera, A. Factibilidad de pequeñas centrales hidroeléctricas en presas multipropósito . *IMFIA-Facultad de Ingeniería para Banco Interamericano de Desarrollo (BID) – Fundación Julio Ricaldoni (FJR) 2013*. Disponible en el sitio web del Ministerio de Industria Energía y Minería

- [8] Sanz, F. Acumulación de energía por bombeo y sus efectos en el sistema eléctrico. *Tesis de maestría, Universidad de la República (Uruguay), Facultad de Ingeniería* **2021** Disponible en Colibrí, [Repositorio Institucional de la Universidad de la República](#).
- [9] Terra, R.; Schenzer, D.; De Vera, A. Barreras para la implantación de pequeñas centrales hidroeléctricas. *IMFIA-Facultad de Ingeniería para Banco Interamericano de Desarrollo (BID) – Fundación Julio Ricaldoni (FJR)* **2014**. Disponible en el sitio web del Ministerio de Industria Energía y Minería
- [10] Pienika, R. Estudio del funcionamiento de bombas axiales operando como turbinas. *Tesis de maestría, Universidad de la República (Uruguay), Facultad de Ingeniería*, **2017**, Disponible en Colibrí, [Repositorio Institucional de la Universidad de la República](#).
- [11] Pienika, R.; Schenzer, D. Axial flow pump used as a turbine. *American Journal of Hydropower, Water and Environment Systems*, **2021**, 7, 23–36, Disponible en <https://iahrlatinamericanj.wixsite.com/ajhwes/parceiros>
- [12] Pienika, R.; Rodríguez, N.; Rovira, I. Diseño, fabricación e instalación de una microturbina hidráulica en un embalse de riego. *ANII Fondo Sectorial de Energía 2016 131297* **2019** No publicado.
- [13] Pienika, R.; Rodríguez, N.; Rovira, I. Design and scale model manufacturing of a micro hydraulic axial turbine. *IV Latin American on Hydro Power & Systems Meeting– IAHR, Medellín, Colombia*, **2019**.
- [14] HYLOW project: Development of hydro power converter for very low head differences. European project number 212423 funded under the Framework Program 7 – Energy 2007 (FP7-Energy-2007-1-RTD), 2008-2013 [www.hylow.eu](http://www.hylow.eu).
- [15] REDAWN project: Reducing Energy Dependency in Atlantic Area Water Networks. European Regional Development Fund - Interreg Atlantic Area programme, 2019-2021. [www.redawn.eu](http://www.redawn.eu).
- [16] Pienika R., Rovira I., Rodríguez N. New test rig for micro and mini hydraulic axial turbines in Uruguay. *30th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*, **2021**, 774, doi:10.1088/1755-1315/774/1/012131

- [17] Usera, G.; Vernet, A.; Ferré, A. A parallel block-structured finite volume method for flows in complex geometry with sliding interfaces. *Flow Turbul. Combust* **2008**, *81*, 471–495.
- [18] Pienika, R.; Usera, G.; Ramos, H.M. Simulation of a Hydrostatic Pressure Machine with Caffa3d Solver: Numerical Model Characterization and Evaluation. *Water* **2020**, *12*, doi:10.3390/w12010000.
- [19] Bahamonde, R.; Pardo, R. Apuntes para un manual técnico de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas. Volumen III: Turbinas Axiales (tubulares). *Organización Latinoamericana de Energía (OLADE)*, **1988**, [Disponible en sitio web de OLADE](#).
- [20] Laghari, J.A.; Mokhlis, H.; Bakar, A.H.A.; Mohammad, H. A comprehensive overview of new designs in the hydraulic, electrical equipments and controllers of mini hydro power plants making it cost effective technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **2013**, *20*, 279–293.
- [21] Elbatran, A.H.; Yaakob, O.B.; Ahmed, Y.M.; Shabara, H.M. Operation, performance and economic analysis of low head micro-hydropower turbines for rural and remote areas: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **2015**, *43*, 40–50.
- [22] Adhau, S.P.; Moharil, R.M.; Adhau, P.G. Mini-hydro power generation on existing irrigation projects: Case study of Indian sites. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **2012**, *16*, 4785–4795, [doi.org/10.1016/j.rser.2012.03.066](https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.03.066).
- [23] García, J.; McNabola, A.; Camacho, E.; Montesinos, P.; Rodríguez, J.A. Hydro-power energy recovery in pressurized irrigation networks: A case study of an Irrigations District in the South of Spain. *Agricultural Water Management* **2018**, *204*, 17–27, [doi.org/10.1016/j.agwat.2018.03.035](https://doi.org/10.1016/j.agwat.2018.03.035).
- [24] Sari, M.A.; Badruzzaman, M.; Cherchi, C.; Swindle, M.; Ajami, N.; Jacangelo, J.G. Recent innovations and trends in in-conduit hydropower technologies and their applications in water distribution systems. *J. Environ. Manag.* **2018**, *228*, 416–428.
- [25] Bousquet, C.; Samora, I.; Manso, P.; Rossi, L.; Heller, P.; Schleiss, A. Assessment of hydropower potential in wastewater systems and

- application to Switzerland. *Renewable Energy* **2017**, *113*, 64–73. doi:10.1016/j.renene.2017.05.062.
- [26] Ferreira, J.H.I.; Camacho, J.R.; Malagoli, J.A.; Guimarães Júnior, S.C. Assessment of the potential of small hydropower development in Brazil. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **2016**, *56*, 380–387.
- [27] Kougias, I.; Aggidis, G.; Avellan, F.; Deniz, S.; Lundin, U.; Moro, A.; Muntean, S.; Novara, D.; Pérez-Díaz, J.I.; Quaranta, E.; Schild, P.; Theodossiou, N. Analysis of emerging technologies in the hydropower sector. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2019**, *113*, 109257.
- [28] Singh, P.; Nestmann, F. Experimental optimization of a free vortex propeller runner for micro hydro application. *Experimental Thermal and Fluid Science* **2009**, *33*, 991–1002, doi:10.1016/j.expthermflusci.2009.04.007.
- [29] Alexander, K.V.; Giddens, E.P.; Fuller, A.M. Axial-flow turbines for low head microhydro systems. *Renewable Energy* **2009**, *34*, 35–47.
- [30] Singh, P.; Nestmann, F. Experimental investigation of the influence of blade height and blade number on the performance of low head axial flow turbines. *Renewable Energy* **2011**, *36*, 272–281, doi:10.1016/j.renene.2010.06.033.
- [31] Ramos, H.M.; Simão M.; Borga, A. Experiments and CFD Analyses for a New Reaction Microhydro Propeller with Five Blades. *Journal of Energy Engineering* **2013**, *139.2*, 109–117.
- [32] Muis A.; Sutikno, P.; Soewono, A.; Hartono, F. Design optimization of axial hydraulic turbine for very low head application. *Energy Procedia* **2015**, *68*, 263–273.
- [33] Samora I.; Hasmatuchi V.; Munch-Alligné C.; Franca M.J.; Schleiss; A.J.; Ramos, H.M. Experimental characterization of a five blade tubular propeller turbine for pipe inline installation. *Renewable Energy* **2016**, *95*, 356–366.
- [34] Pérez, J.I.; Wilhelmi, J.R.; Maroto, L. Adjustable speed operation of a hydropower plant associated to an irrigation reservoir. *Energy Conversion and Management*, **2008**, *49*, 2973–2978, doi:10.1016/j.enconman.2008.06.023.

- [35] Guo, B.; Bacha, S.; Alamir, M.; Mohamed, A. Variable speed micro-hydro power generation system: Review and Experimental results. *SGE 2018 - 3ème édition du Symposium de Génie Electrique, Jul 2018, Nancy, France*, **2018**, [hal-01907850](#).
- [36] Fuller, A.M.; Alexander, K.V. Exit-flow velocity survey of two single-tangential-inlet vaneless turbine volutes. *Experimental Thermal and Fluid Science* **2011**, *35*, 48–59, doi:10.1016/j.expthermflusci.2010.08.005.
- [37] Sutikno, P.; Adam, I.K. Design, Simulation and Experimental of the Very Low Head Turbine with Minimum Pressure and Free Vortex Criteria. *Int. Journal of Mechanical & Mechatronics Eng.*, **2011**, *11* 1, 9–16.
- [38] da Cruz, A.G.B.; Mesquita, A.L.A.; Blanco, C.J.C. Minimum Pressure Coefficient Criterion Applied in Axial-Flow Hydraulic Turbines. *J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.*, **2008**, , *30* 1, 30–38.
- [39] Knapp, R.T. Complete Characteristics of Centrifugal Pumps and Their Use in the Prediction of Transient Behaviour. *Trans. ASME*, **1937**, *59*, 683-689.
- [40] Swanson, W.M. Complete Characteristics Circle Diagrams for Turbomachinery. *Trans. ASME*, **1953**, *75*, 819-826.
- [41] Stepanoff, A.J. Centrifugal and Axial Flow Pumps. *2<sup>a</sup> Ed.*, Wiley, New York, **1957**.
- [42] Jain, S.V.; Patel, R.N. Investigations on pump running in turbine mode: A review of the state-of-the-art. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **2014**, *30*, 841–868, [dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.11.030](#).
- [43] Binama, M.; Su, W-T.; Li, X-B.; Li, F-C; Wei, X-Z; An, S. Investigation on pump as turbine (PAT) technical aspects for micro hydropower schemes: A state-of-the-art review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **2017**, *79*, 148–179, [dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.04.071](#).
- [44] Chapallaz, J-M.; Eichenberger, P.; Fischer, G. Manual on Pumps Used as Turbines. *MHPG Series Harnessing Water Power on a Small Scale, Vol. 11*, **1992**, ISBN 3-528-02069-5.
- [45] Williams, A. Pumps as Turbines. A user's guide. *Intermediate Technology Publications Ltd., London, UK*, **1995**, ISBN 1-85339-285-5.

- [46] Carravetta, A.; Derakhshan, S.; Ramos, H.M. Pump as Turbines. Fundamentals and Applications. *Springer Tracts in Mechanical Engineering*, **2018**, ISBN 978-3-319-67507-7.
- [47] Hernández, C.; Indacochea, E.; Pardo, R. Apuntes para un manual técnico de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas. Volumen I: Turbinas Michell Banki. *Organización Latinoamericana de Energía (OLADE)*, **1988**
- [48] Ma, T.; Yang, H.; Guo, X.; Lou, C.; Shen, Z. Development of inline hydroelectric generation system from municipal water pipelines. *Energy* **2018**, *144*, 535–548, [doi.org/10.1016/j.energy.2017.11.113](https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.11.113).
- [49] Jiyun, D.; Hongxing, Y.; Zhicheng, S.; Xiaodong, G. Development of an inline vertical cross-flow turbine for hydropower harvesting in urban water supply pipes. *Renewable Energy* **2018**, *127*, 386–397, [doi.org/10.1016/j.renene.2018.04.070](https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.04.070).
- [50] Chen, J.; Yang, H.X.; Liu, C.P.; Lau, C.H.; Lo, M. A novel vertical axis water turbine for power generation from water pipelines. *Energy* **2013**, *54*, 184–193, [doi.org/10.1016/j.energy.2013.01.064](https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.01.064).
- [51] Alonso-Martínez, M.; Suárez, J.L.; del Coz, J.J.; Martínez-Martínez, J.E. A New Methodology to Design Sustainable Archimedean Screw Turbines as Green Energy Generators. *Int. J. Environ. Res. Public Health* **2020**, *17*, 9236, [doi:10.3390/ijerph17249236](https://doi.org/10.3390/ijerph17249236).
- [52] Purece, C.; Corlan, L. Archimedean screw as fish-friendly turbines for harnessing hydropower potential. *E3S Web of Conferences* **2021**, *286*, 02007, [02007](https://doi.org/10.1051/e3s/202128602007).
- [53] Senior, J.; Saenger, N.; Müller, G. New hydropower converters for very low head differences. *J. Hydraul. Res.* **2010**, *48*, 703–714.
- [54] Butera, I.; Fontan, S.; Poggi, D.; Quaranta, E.; Revelli, R. Experimental Analysis of Effect of channel Geometry and Water Levels on Rotary Hydrostatic Pressure Machine. *J. Hydraul. Eng.* , **2020**, *146*, 04019071.
- [55] Viollet, P-L. From the water wheel to turbines and hydroelectricity. Technological evolution and revolutions. *Comptes Rendus Mécanique* **2017**, *345*, 570–580.

- [56] Quaranta, E.; Revelli, R. Gravity water wheels as a micro hydropower energy source: A review based on historic data, design methods, efficiencies and modern optimizations. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2018**, *97*, 414–427.
- [57] Gülich, J.F. Centrifugal Pumps. *Springer, 3rd ed*, **2014**, doi: [10.1007/978-3-642-40114-5](https://doi.org/10.1007/978-3-642-40114-5).
- [58] Dick, E. Fundamentals of Turbomachines. *Fluid Mechanics and its Applications Series, Vol. 109*, Springer, **2015**, doi: [10.1007/978-94-017-9627-9](https://doi.org/10.1007/978-94-017-9627-9).
- [59] International Electrotechnical Commission. IEC 60193: Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines - Model acceptance tests, **2019**.
- [60] Ferziger, J.; Peric, M. *Computational Methods for Fluid Dynamics*; Springer: Berlin/Heidelberg, Germany, **2002**.
- [61] Keck, H.; Sick, M. Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines. *Acta Mech* **2008**, *201*, 211–229, doi:10.1007/s00707-008-0060-4.
- [62] Fernández, J.M.; González, J. Perspectiva histórica de la simulación numérica del flujo en máquinas hidráulicas. *Ingeniería del Agua* **2014**, *18.1*, 15–27, doi:10.4995/ia.2014.3060.
- [63] Pinto, R.; Afzal, A.; D’Souza, L. Computational Fluid Dynamics in Turbomachinery: A Review os State of the Art. *Arch Computat Methods Eng* **2016**, doi:10.1007/s11831-016-9175-2.
- [64] Schilling, R. Application of CFD-Techniques in Fluid Machinery. *Modelling Fluid Flow*, edited by J. Vad et al., **2004**, Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- [65] Woo OH, H. Application of Computational Fluid Dynamics to Practical Design and Performance Analysis of Turbomachinery. *Computational Fluid Dynamics*, edited by Hyoung Woo OH , pp. 420, **2010**, INTECH, Croatia ISBN 978-953-7619-59-6.
- [66] Lakshminarayana, B. Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery. *Wiley & Sons, New York*, **1996**, ISBN: 978-0-471-85546-0.

- [67] OpenFOAM description. CFD Direct The Architects of OpenFOAM. [cfd.direct/openfoam/about/](http://cfd.direct/openfoam/about/).
- [68] Weller, H.G.; Tabor, G.; Jasak, H.; Fureby, C. A tensorial approach to computational continuum mechanics using object-oriented technique. *Computers in Physics* **2015**, *126*, 620–631.
- [69] Usera, G.; Mendina, M. CFD Challenge: Solutions using open source flow solver *caffa3d.MBRi* with immersed boundary condition. *In Proceedings of the ASME 2012 Summer Bioengineering Conference, Farjardo, Puerto Rico*, **2012**, 20–23.
- [70] Berg, P.; Roloff, C.; Beuing, O.; Voss, S.; Sugiyama, S.-I.; Aristokleous, N.; Anayiotos, A.S.; Ashton, N.; Revell, A.; Bressloff, N.W.; et al. The Computational Fluid Dynamics Rupture Challenge 2013-Phase II: Variability of Hemodynamics Simulations in Two Intracranial Aneurysms. *J. Biomech. Eng.* **2015**, *137*, 121008.
- [71] Mühle, F.; Schottler, J.; Bartl, J.; Futrzynski, R.; Evans, S.; Bernini, L.; Schito, P.; Draper, M.; Guggeri, A.; Kleusberg, E.; et al. Blind test comparison on the wake behind a yawed wind turbine. *Wind. Energy Sci.* **2018**, *3*, 883–903.
- [72] Mendina, M.; Draper, M.; Kelm Soares, A.P.; Narancio, G.; Usera, G. A general purpose parallel block structured open source incompressible flow solver. *Clust. Comput.* **2014**, *17*, 231–241.
- [73] Narancio, G. Simulación de grandes vórtices de una capa límite turbulenta sobre una superficie rugosa. *Tesis de maestría, Facultad de Ingeniería, Universidad de la República, Montevideo*, **2016**, [Disponible en Colibrí, Repositorio Institucional de la Universidad de la República](#).
- [74] López, B. Desarrollo de un túnel de viento numérico. *Tesis de maestría, Facultad de Ingeniería, Universidad de la República, Montevideo*, **2018**, [Disponible en Colibrí, Repositorio Institucional de la Universidad de la República](#).
- [75] Nesmachnow, S.; Iturriaga, S. Cluster-UY: Collaborative Scientific High Performance Computing in Uruguay. *In: Torres, M., Klapp, J. (eds) Supercomputing. ISUM 2019. Communications in Computer and Information Science, vol 1151. Springer, Cham.*, **2019**, 188–202, [doi.org/10.1007/978-3-030-38043-4\\_16](https://doi.org/10.1007/978-3-030-38043-4_16)

- [76] Smagorinsky, J. General circulation experiments with the primitive equations: I. The basic experiment. *Mon. Weather Rev.* **1963**, *91*, 99–164.
- [77] Hirt, C.W.; Nichols, B.D. Volume of Fluid (VOF) Method for the Dynamics of Free Boundaries. *J. Comput. Phys.* **1981**, *39*, 201–225.
- [78] Ketabdari, M.J. Chapter 15:Free Surface Flow Simulation Using VOF Method . In *Numerical Simulation—From Brain Imaging to Turbulent Flows*, Lopez-Ruiz, R., Ed., IntechOpen, London, UK, **2016**, [doi.org/10.5772/64161](https://doi.org/10.5772/64161).
- [79] Brackbill, J.U.; Kothe, D.B.; Zemach, C. A continuum method for modeling surface tension. *J. Comput. Phys.* , **1992**, *100*, 335–354.
- [80] Ubbink, O.; Issa, R.I. A method for computing sharp fluid interfaces on arbitrary meshes. *J. Comput. Phys.*, **1999**, *153*, 26–50.
- [81] Hogg, P.W.; Gu X.J.; Emerson, D.R. An implicit algorithm for capturing sharp fluid interfaces in the volume of fluid advection method. In *Proceedings of the European Conference on Computational Fluid Dynamics, Egmond aan Zee, The Netherlands*, **2006**.
- [82] Trivellato, F.; Raciti Castelli, M. On the Courant-Friedrichs-Lewy criterion of rotating grids in 2D vertical-axis wind turbine analysis. *Renewable Energy* , **2014**, *62*, 53–62.
- [83] Gnedin, N.Y.; Semenov, V.A.; Kravtsov, A.V. Enforcing the Courant-Friedrichs-Lewy condition in explicitly conservative local time stepping schemes. *J. Comput. Phys.* **2018**, *359*, 93–105.
- [84] Kumar, S.; Cantu, C.; Gonzalez, B. Flow Past a Rotating Cylinder at Low and High Rotation Rates. *Journal of Fluids Engineering.* **2011**, *133*, doi:10.1115/1.4003984.
- [85] Mittal, S.; Kumar, B. Flow past a rotating cylinder. *Journal of Fluid Mechanics.* **2003**, *476*, 303–334, doi:0.1017/S0022112002002938.
- [86] da Silva, A.R.; da Silveira Neto; A.; de Lima, A.M.; Alves Rade, D. Numerical Simulations of Flows over a Rotating Circular Cylinder Using the Immersed Boundary Method. *J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.* **2011**, *33*, n<sup>o</sup> 1, doi:10.1115/1.4003984.

- [87] Aljure, D.E.; Rodríguez, I.; Lehmkuhl, O.; Pérez-Segarra, C.D.; Oliva, A. Influence of rotation on the flow over a cylinder at  $Re=5000$ . *International Journal of Heat and Fluid Flow*. **2015**, *55*, 76–90, doi:<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2015.07.015>.
- [88] Karabelas, S.J. Large Eddy Simulation of high-Reynolds number past a rotating cylinder. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. **2010**, *31*, 518–527, doi:[10.1016/j.ijheatfluidflow.2010.02.010](https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2010.02.010).
- [89] Karabelas, S.J.; Koumroglou, B.C.; Argyropoulos, C.D.; Markatos, N.C. High-Reynolds number turbulent flow past a rotating cylinder. *Applied Mathematical Modelling*, **2012**, *36*, 379–398, doi:[10.1016/j.apm.2011.07.032](https://doi.org/10.1016/j.apm.2011.07.032).
- [90] Yao, Q.; Zhou, C.Y.; Wang, C. Numerical study of the Flow past a rotating cylinder at Supercritical Reynolds number. *Proc. of the 4th Inter. Conf. on Mech. Mat. and Manuf. Eng.*. **2016**, Atlantis Press, 813–816, doi:[10.1016/j.apm.2011.07.032](https://doi.org/10.1016/j.apm.2011.07.032).
- [91] Zheng, Z.; Lei, J.; Wu, X. Numerical Simulation of the Negative Magnus Effect of a Two-Dimensional Spinning Circular Cylinder. *Flow Turbulence Combust*, **2017**, *98*, 109–130, DOI [10.1007/s10494-016-9747-0](https://doi.org/10.1007/s10494-016-9747-0).
- [92] Takayama, S.; Aoki, K.; Flow Characteristics around a Rotating Circular Cylinder with Arc Grooves. *Proc. School of Eng. Tokai University*, **2004**, *29*, 9–14.
- [93] Akoz, M.S.; Gumus, V.; Kirkgoz, M.S. Numerical Simulation of Flow over a Semicylinder Weir. *J. Irrig. Drain. Eng.* **2014**, *140*, doi:[10.1061/\(ASCE\)IR.1943-4774.0000717](https://doi.org/10.1061/(ASCE)IR.1943-4774.0000717).
- [94] Abadie, T.; Aubin, J.; Legendre, D. On the combined effects of surface tension force calculation and interface advection on spurious currents within Volume of Fluid and Level Set frameworks. *J. Comput. Phys.* **2015**, *297*, 611–636.
- [95] Vachaparambil, K.J.; Einarsud, K.E. Comparison of surface tension models for the Volume of Fluid method. *J. Eng. Math.* **1988**, *22*, 3–13.
- [96] Jamet, D.; Torres, D.; Brackbill, J.U. On the theory and computation of surface tension: the elimination of parasitic currents through energy

- conservation in the second-gradient method. *J. Comput. Phys.* **2002**, *182*, 262–276.
- [97] Harvie, D.J.E.; Davidson, M.R.; Rudman, M. An analysis of parasitic current generation in Volume of Fluid simulations. *Appl. Math. Model.* **2006**, *30*, 1056–1066.
- [98] Pan, Z.; Weibel, J.A.; Garimella, S.V. Spurious Current Suppression in VOF-CSF Simulation of Slug Flow through Small Channels. *Processes* **2019**, *7*, 542.
- [99] Senior, J.A. Hydrostatic Pressure Converters for the Exploitation of Very Low Head Hydropower Potential. Ph.D. Thesis, Faculty of Engineering and The Environment, University of Southampton, Southampton, UK, February 2009.
- [100] Licari, M.; Benoit, M.; Anselmet, F.; Kocher, V.; Clément, S.; Le Fauchoux, P. Study of low-head hydrostatic pressure water wheels for harnessing hydropower on small streams. In Proceedings of the 24 Congrès Français de Mécanique, Brest, France, 26–30 August 2019.
- [101] Cassan, L.; Dellinger, G.; Maussion, P.; Dellinger, N.. Hydrostatic Pressure Wheel for Regulation of Open Channel Networks and for the Energy Supply of Isolated Sites. *Sustainability* **2021**, *13*, 9352.
- [102] Schneider, S.; Müller, G.; Saenger, N. HYLOW Project Report: Converter Technology Development—HPM and HPC; Internal Task Report 2.3. *Not published*, **2011** .
- [103] Schneider, S.; Müller, G.; Saenger, N. HYLOW Project Report: Converter Technology Development—HPM and HPC; Internal Task Report 2.4. *Not published*, **2011** .
- [104] Schneider, S.; Linton, N.; Saenger, N. HYLOW Project Report: Converter Technology Development—HPM and HPC; Internal Task Report 2.4. *Not published*, **2012**.
- [105] Linton, N.P. Trials and Development of a Hydrostatic Pressure Wheel. *Ph.D. Thesis, Faculty of Engineering and The Environment, University of Southampton, Southampton, UK*, **2013**.
- [106] Paudel, S.; Linton, N.; Zanke, U.; Saenger, N. Experimental investigation on the effect on channel width on flexible rubber blade water wheel performance. *Renew. Energy* , **2013**, *52*, 1–7.

- [107] Narrain, A.G. Low Head Hydropower for Local Energy Solutions. *Ph.D. Thesis, Delft University of Technology and UNESCO-IHE Institute for Water Education, Delft, The Netherlands, 2017.*
- [108] Armand, F.; Schleiss, A.; Bollaert, E.; Manso, P.; Bard, J.; O’Nians, J.; Denis, V.; Pelikan, B.; Corbet, J-P.; Sóderberg, C.; Rundqvist, J.; Papetti, L. Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant, *por Thematic Network on Small Hydropower (TNSHP) para European Small Hydropower Association (ESHA), 2004.*
- [109] Souza, Z., Projeto de Máquinas de Fluxo. Tomo IV: Turbinas Hidráulicas com Rotores Axiais. *Interciência, Itajubá, Brasil, 2011.*
- [110] Abbot, I. H.; Von Doenhoff, A. E. Theory of wing sections. Including a summary of airfoil data. *Dover Publications, inc., New York, 1959.*
- [111] Drela, M. and Youngren, H. *XFOIL 6.9 User Primer, 2001. Disponible en línea.*
- [112] Albuquerque, R.B.F. Projeto de turbinas hidráulicas axiais com parametrização da geometria, equação de equilíbrio radial e técnicas de otimização. Tesis de Maestría, Universidad Federal de Itajubá, Brasil, **2006.**
- [113] Yaras, M.I.; Sjolander, S.A. Prediction of Tip-Leakage Losses in Axial Turbines. *Journal of Turbomachinery, 1992, 114, 204–210.*
- [114] Dizon, J.R.C.; Espera JR., A.H.; Chen, Q.; Advincula, R.C. Mechanical characterization of 3D-printed polymers. *Additive Manufacturing, 2018, 20, 44–67.*