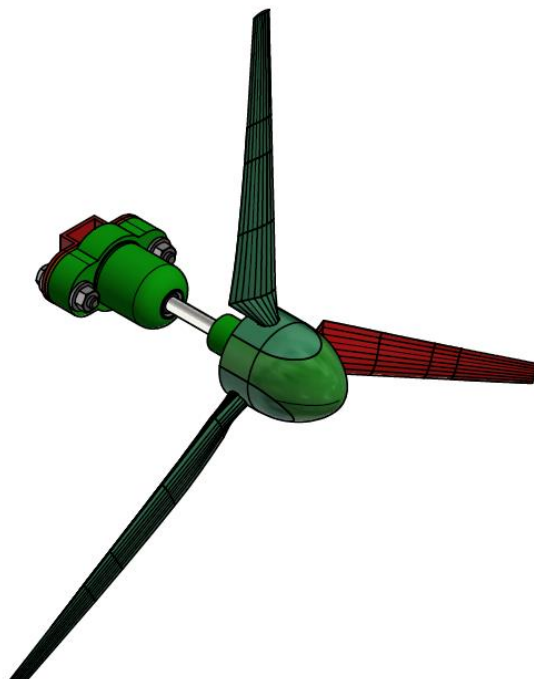


MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

# TRABAJO FIN DE MÁSTER

## *ESTUDIO EXPERIMENTAL SOBRE LA DINÁMICA DEL FLUJO EN TURBINAS HIDROKINÉTICAS*



**Estudiante:** Barrutia Gonzalez, Kerman

**Director:** Re, Mariano

**Codirectores:** Kazimierski, Leandro David y Bindelli, Lucas

**Curso:** 2023-2024

**Fecha:** Bilbao, 12 de octubre de 2024

## LABURPENA

Lan honek turbina hidrozinetikoetako fluxuaren dinamikari buruzko azterketa experimental bat aurkezten du, laborategian neurketa-tresna hidroakustikoekin egindako neurketak erabiliz. Luzetarako batez besteko abiadura, zeharkakoa eta bertikala ezaugarritzen dira, baita energia zinetiko zurrunbilotsua eta fluxuaren desbideratzeak ere, turbinatik ur gora zein ur behera. Analisia fluxuaren eta turbinaren arteko elkarreraginean eta korrontean sortzen dituen perturbazioetan oinarritzen da, eta turbina eraginkorragoak eta optimizatuagoak diseinatzeko inplikazioak nabarmentzen dira. Halaber, hobekuntzak ezarri ziren turbinaren diseinuan eta kontrolean, 3D inprimaketaren bidez. Lortutako emaitzek funtsezko gomendioak ematen dituzte turbina hidrozinetikoen eraginkortasuna eta diseinua hobetzeko, eta energia berriztagarrien esparruan garatzen laguntzen dute.

## RESUMEN

Este trabajo presenta un estudio experimental sobre la dinámica del flujo en turbinas hidrocínicas, utilizando mediciones realizadas en laboratorio con herramientas hidroacústicas de medición. Se caracteriza la velocidad media longitudinal, transversal y vertical, así como la energía cinética turbulenta y las desviaciones del flujo, tanto aguas arriba como aguas abajo de la turbina. El análisis se enfoca en la interacción entre el flujo y la turbina, y las perturbaciones que genera en la corriente, destacando las implicaciones para el diseño de turbinas más eficientes y optimizadas. Asimismo, se implementaron mejoras en el diseño y control de las turbinas mediante impresión 3D. Los resultados obtenidos proporcionan recomendaciones clave para mejorar la eficiencia y el diseño de turbinas hidrocínicas, contribuyendo a su desarrollo en el ámbito de las energías renovables.

## ABSTRACT

This work presents an experimental study on the flow dynamics in hydrokinetic turbines, using measurements conducted in a laboratory with hydroacoustic measurement tools. The longitudinal, transverse, and vertical mean velocities, as well as the turbulent kinetic energy and flow deviations, are characterized both upstream and downstream of the turbine. The analysis focuses on the interaction between the flow and the turbine, and the disturbances it generates in the current, highlighting the implications for the design of more efficient and optimized turbines. Additionally, improvements in turbine design and control were implemented through 3D printing. The results provide key recommendations for improving the efficiency and design of hydrokinetic turbines, contributing to their development in the field of renewable energy.

## AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a todas las personas que han colaborado de manera fundamental en este proyecto.

En primer lugar, agradezco profundamente a **Mariano Re**, mi tutor, y a **Lucas Bindelli** y **Leandro Kazimierski**, mis cotutores. Desde el inicio del proyecto, han estado guiándome en cada etapa, brindándome su apoyo incondicional, conocimientos y experiencia en todo momento. Sin su supervisión y orientación, este proyecto no habría sido posible.

También quiero agradecer a **Nicolás Ortíz**, quien me ha acompañado y guiado en todo lo relacionado con la instrumentación de medición, ayudándome a comprender los aspectos técnicos con claridad.

Un agradecimiento especial para **Tomás Bernardo**, cuyo trabajo ha sido clave en el diseño de la turbina. Su conocimiento y dedicación en todo lo que respecta a aspectos técnicos han sido fundamentales para el éxito de este proyecto.

**Brenda Portela**, responsable de la impresión 3D, ha jugado un rol esencial. Gracias a su trabajo preciso y meticuloso, fue posible convertir los diseños en realidad.

Agradezco también a **Federico Romero** y **Santiago Arrigoni**, quienes me han ayudado muchísimo con los modelos físicos, el manejo de los equipos de medición y el uso adecuado de las instalaciones del laboratorio.

Por último, pero no menos importante, quiero expresar mi gratitud a **Fernando Pereyra**, quien siempre estuvo dispuesto a ayudar con cualquier trabajo de construcción que fuera necesario.

Gracias a todos ustedes, este proyecto ha podido desarrollarse con éxito y ha sido una experiencia increíblemente enriquecedora para mí.

---

### Programa de Hidráulica Computacional:

- Msc. Ing. Mariano Re
- Ing. Lucas Bindelli
- Lic. Nicolás Ortíz

### Programa de Hidráulica Fluvial:

- Ing. Leandro Kazimierski

### Programa de Hidráulica Industrial:

- Ing. Tomás Bernardo
- D.G. Brenda Portela

### Programa de Hidráulica De Obras:

- Ing. Federico Romero
- Ing. Santiago Arrigoni

### Taller del Laboratorio de Hidráulica

- Fernando Pereyra

## ÍNDICE

1. RESUMEN.....	11
2. INTRODUCCIÓN.....	12
2.1 Matriz energética.....	12
2.2 Energía hidrocínética.....	12
2.3 Relevancia del Estudio.....	15
2.4 Antecedentes.....	16
2.4.1 Modelación física de turbinas hidrocínéticas.....	16
2.4.2 Modelación numérica de turbinas hidrocínéticas.....	17
2.5 Objetivo.....	17
2.6 Metodología.....	18
3. MARCO TEÓRICO.....	20
3.1 Componentes de velocidad, Energía Cinética Turbulenta y desviaciones en flujos hidrodinámicos.....	20
3.1.1 Velocidad media longitudinal, transversal y vertical.....	20
3.1.2 Energía Cinética Turbulenta (TKE).....	20
3.1.3 Desvío (desviación estándar de la velocidad).....	21
3.2 Distribución de velocidades en una sección del canal.....	21
3.3 Características de las turbinas hidrocínéticas.....	21
3.3.1 Coeficiente de Potencia ( $CP$ ).....	21
3.3.2 Límite de Betz.....	22
3.3.3 Coeficiente de Empuje ( $CT$ ).....	22
3.3.4 Coeficiente de obstrucción ( $B$ ).....	23
3.3.5 Tip Speed Ratio ( $TSR$ ).....	23
3.4 Análisis dimensional y semejanza.....	24
4. DESCRIPCIÓN DE LA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL.....	25
4.1 Instalaciones de laboratorio y canales de ensayo.....	25
4.1.1 Modelo físico Condor Cliff 1:12.....	26
4.1.2 Bomba de alimentación del modelo físico.....	28
4.1.3 Ubicación del modelo físico de la turbina hidrocínética.....	29
4.2 Herramientas de medición.....	29
4.2.1 ADV FlowTracker2 de SonTek.....	29
4.2.2 ADV Vectrino de Nortek.....	30
4.2.3 ADCP RS5 de SonTek.....	31
4.2.4 Molinete OTT.....	32
4.2.5 Comparación de equipos.....	33
4.3 Materiales y métodos de producción de turbinas 3D.....	33
4.3.1 Materiales utilizados.....	33

4.3.2 Optimización del proceso de impresión.....	34
4.3.3 Métodos de producción.....	35
5. DESARROLLO EXPERIMENTAL.....	38
5.1. Cambio de canal y ajuste del modelo experimental.....	38
5.2. Estudio preliminar y configuración Inicial.....	38
5.3. Validación de equipos de medición.....	40
5.3.1 Comparativa entre ADV Vectrino y ADCP RS5.....	41
5.4. Optimización del tiempo de medición y análisis de la turbulencia.....	43
5.4.1 Datos iniciales.....	43
5.4.2 Procesamiento de señales.....	43
5.4.3 Método de Bootstrap para la optimización del tiempo de medición.....	45
5.4.4 Decisión final del tiempo de medición.....	45
6. MODIFICACIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE LAS TURBINAS.....	47
6.1 Problemas detectados en las turbinas iniciales.....	47
6.2 Rediseño y mejora del proceso de impresión.....	50
6.3 Implementación de soluciones para el control de velocidad de giro.....	51
6.3.1 Frenado mecánico.....	52
6.3.2 Acoplamiento de generador eléctrico.....	52
6.4 Rediseño del soporte del eje.....	53
6.5 Plano de despiece final.....	53
7. RESULTADOS DE LA CARACTERIZACIÓN DEL FLUJO.....	55
7.1 Caracterización de la velocidad incidente en la turbina.....	55
7.1.1 Variación del caudal y puntos de funcionamiento.....	55
7.1.2 Ensayo sin retén.....	56
7.1.3 Ensayo con retén.....	56
7.1.4 Comparación con modelación física.....	57
7.2 Secciones de medición.....	59
7.3 Caracterización de la sección aguas arriba.....	60
7.3.1 Mallado de puntos de medición.....	60
7.3.2 Velocidad media longitudinal ( $U_x$ ).....	61
7.3.3 Velocidad media transversal ( $U_y$ ).....	64
7.3.4 Velocidad media vertical ( $U_z$ ).....	65
7.3.5 Energía cinética turbulenta ( $TKE$ ).....	66
7.3.6 Desviación de velocidad longitudinal ( $\sigma_x$ ).....	66
7.3.7 Desviación de velocidad transversal ( $\sigma_y$ ).....	67
7.3.8 Desviación de velocidad vertical ( $\sigma_z$ ).....	67
7.4 Caracterización de las secciones aguas abajo.....	68

---

7.4.1	Mallado de puntos de medición y secciones de estudio .....	68
7.4.2	Velocidad media longitudinal ( $U_x$ ) .....	69
7.4.3	Velocidad media transversal ( $U_y$ ) .....	75
7.4.4	Velocidad media vertical ( $U_z$ ).....	80
7.4.5	Energía cinética turbulenta ( $TKE$ ) .....	85
7.4.6	Desviación de velocidad longitudinal ( $\sigma_x$ ) .....	90
7.4.7	Desviación de velocidad transversal ( $\sigma_y$ ) .....	95
7.4.8	Desviación de velocidad vertical ( $\sigma_z$ ) .....	100
8.	EVALUACIÓN DE RESULTADOS Y CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO	105
8.1	Discusión y análisis de resultados .....	105
8.2	Limitaciones del estudio .....	114
8.3	Implicaciones de los resultados para el diseño de turbinas hidrocínicas.....	114
9.	CONCLUSIONES .....	116
	BIBLIOGRAFÍA.....	117
	ANEXO I: PLANOS CONSTRUCTIVOS DE LA TURBINA HIDROCINÉTICA.....	1

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Estructura de sistema hidrocínético (Traducido [3]).....	13
Figura 2. Rotor axial y de flujo cruzado [5]. .....	14
Figura 3. Estructuras de soporte [5]. .....	14
Figura 4. The RITE Project [6]. .....	15
Figura 5. AR1500 [7]. .....	15
Figura 6. MK1 [8]. .....	15
Figura 7: Distribución de velocidades en un canal rectangular [15]. .....	21
Figura 8: Nave de Grandes Modelos Físicos .....	25
Figura 9: Laboratorio de Hidráulica (LH) .....	25
Figura 10: Canal de aforo del modelo físico de La Barrancosa (izquierda) y canal de aforo del modelo físico bidimensional del descargador de fondo de la presa Condor Cliff (derecha). .....	26
Figura 11: Distintos sectores del modelo físico: Alimentación, cámara de ingreso y cámara de compuertas. Sector de aireadores y cuenco dissipador. Tramo aguas abajo del cuenco – Canal de descarga y de aforo [26]. .....	27
Figura 12: Sector de aireadores del modelo físico. .....	28
Figura 13: Bomba Siemens.....	28
Figura 14: Ubicación de la turbina hidrocínética (Figura modificada de [26]). .....	29
Figura 15: ADV FlowTracker2 [27]. .....	30
Figura 16: ADV Vectrino [28]. .....	31
Figura 17: RS5 [29]. .....	32
Figura 18: OTT [30]. .....	33
Figura 19: Pala de la turbina hidrocínética. .....	34
Figura 20: Nariz de la turbina hidrocínética. .....	35
Figura 21: Turbina hidrocínética.....	36
Figura 22: Turbina terminada.....	37
Figura 23: Soporte estructural para fijar la turbina. .....	38
Figura 24: Pieza impresa en 3D para anclar el eje de la turbina al soporte de acrílico. ....	39
Figura 25: Soporte ADV Vectrino. ....	39
Figura 26: Nivel óptico soporte ADV Vectrino. ....	40
Figura 27: Comparativa entre ADV Vectrino y ADCP RS5 SonTek. ....	43
Figura 28: Calidad de la señal del código de Python [33]. .....	44
Figura 29: Filtro de valores anómalos del código de Python [33]. .....	44
Figura 30: Coeficiente de variación para velocidad media, varianzas, TKE y tensiones de Reynolds.....	45
Figura 31: Turbina con rotura en una de las palas. ....	48
Figura 32: Fragmentos de palas de turbina rotas. ....	49
Figura 33: Soporte del eje con roturas. ....	50
Figura 34: Pala impresa horizontalmente. ....	50
Figura 35: Pala postprocesada con esmalte de uñas.....	51
Figura 36: Nuevo soporte del eje. ....	53
Figura 37: Despiece turbina hidrocínética. ....	54
Figura 38: Relación velocidad incidente frente a velocidad angular de la turbina.....	55
Figura 39: Comparaciones a diferentes ángulos de paso en el túnel de cavitación del estudio de A.S. Bahaj, A.F. Molland, J.R. Chaplin y W.M.J. Batten (2007) modificando añadiendo rango de TSR compatible obtenido en los ensayos (a) Coeficiente de potencia, $C_p$ [10]. .....	58
Figura 40: Comparaciones a diferentes ángulos de paso en el túnel de cavitación del estudio de A.S. Bahaj, A.F. Molland, J.R. Chaplin y W.M.J. Batten (2007) modificando	

añadiendo rango de TSR compatible obtenido en los ensayos (b) Coeficiente de empuje, Ct [10].	59
Figura 41: Secciones de medición del canal.	60
Figura 42: Mallado de puntos de medición del canal.	61
Figura 43: Curvas de igual velocidad, perfiles de velocidad longitudinales y transversales (cm/s).	62
Figura 44: Curvas de igual velocidad adimensionalizadas, superpuestas con la representación de Ven Te Chow.	64
Figura 45: Curvas de igual velocidad y posicionamiento de la turbina.	64
Figura 46: Curvas igual velocidad transversal.	65
Figura 47: Curvas igual velocidad vertical.	65
Figura 48: Curvas igual Energía Cinética Turbulenta.	66
Figura 49: Curvas igual desvío longitudinal.	67
Figura 50: Curvas igual desvío transversal.	67
Figura 51: Curvas igual desvío vertical.	68
Figura 52: Mallado de puntos de medición y posicionamiento de la turbina (secciones aguas abajo).	69
Figura 53: 1D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media longitudinal.	70
Figura 54: 1D aguas abajo con soporte y sin turbina: Velocidad media longitudinal.	71
Figura 55: 2D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media longitudinal.	72
Figura 56: 2D aguas abajo con soporte y sin turbina: Velocidad media longitudinal.	72
Figura 57: 5D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media longitudinal.	73
Figura 58: 6D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media longitudinal.	74
Figura 59: 6D aguas abajo con soporte y sin turbina: Velocidad media longitudinal.	74
Figura 60: 1D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media transversal.	75
Figura 61: 1D aguas abajo con soporte y sin turbina: Velocidad media transversal.	76
Figura 62: 2D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media transversal.	77
Figura 63: 2D aguas abajo con soporte y sin turbina: Velocidad media transversal.	77
Figura 64: 5D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media transversal.	78
Figura 65: 6D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media transversal.	79
Figura 66: 6D aguas abajo con soporte y sin turbina: Velocidad media transversal.	79
Figura 67: 1D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media vertical.	80
Figura 68: 1D aguas abajo con soporte y sin turbina: Velocidad media vertical.	81
Figura 69: 2D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media vertical.	82
Figura 70: 2D aguas abajo con soporte y sin turbina: Velocidad media vertical.	82
Figura 71: 5D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media vertical.	83
Figura 72: 6D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media vertical.	84
Figura 73: 6D aguas abajo con soporte y sin turbina: Velocidad media vertical.	84
Figura 74: 1D aguas abajo con soporte y turbina: Energía Cinética Turbulenta.	85
Figura 75: 1D aguas abajo con soporte y sin turbina: Energía Cinética Turbulenta.	86
Figura 76: 2D aguas abajo con soporte y turbina: Energía Cinética Turbulenta.	87
Figura 77: 2D aguas abajo con soporte y sin turbina: Energía Cinética Turbulenta.	87
Figura 78: 5D aguas abajo con soporte y turbina: Energía Cinética Turbulenta.	88
Figura 79: 6D aguas abajo con soporte y turbina: Energía Cinética Turbulenta.	89
Figura 80: 6D aguas abajo con soporte y sin turbina: Energía Cinética Turbulenta.	89
Figura 81: 1D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío longitudinal.	90
Figura 82: 1D aguas abajo con soporte y sin turbina: Desvío longitudinal.	91
Figura 83: 2D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío longitudinal.	92
Figura 84: 2D aguas abajo con soporte y sin turbina: Desvío longitudinal.	92
Figura 85: 5D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío longitudinal.	93
Figura 86: 6D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío longitudinal.	94



Figura 87: 6D aguas abajo con soporte y sin turbina: Desvío longitudinal.....	94
Figura 88: 1D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío transversal.....	95
Figura 89: 1D aguas abajo con soporte y sin turbina: Desvío transversal. ....	96
Figura 90: 2D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío transversal.....	97
Figura 91: 2D aguas abajo con soporte y sin turbina: Desvío transversal. ....	97
Figura 92: 5D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío transversal.....	98
Figura 93: 6D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío transversal.....	99
Figura 94: 6D aguas abajo con soporte y sin turbina: Desvío transversal. ....	99
Figura 95: 1D aguas abajo con turbina: Desvío vertical. ....	100
Figura 96: 1D aguas abajo sin turbina: Desvío vertical. ....	101
Figura 97: 2D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío vertical.....	102
Figura 98: 2D aguas abajo con soporte y sin turbina: Desvío vertical. ....	102
Figura 99: 5D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío vertical.....	103
Figura 100: 5D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío vertical.....	104
Figura 101: 6D aguas abajo con soporte y sin turbina: Desvío vertical. ....	104
Figura 102: Perfil longitudinal de la velocidad longitudinal a distintas secciones de medición con soporte y turbina. ....	107
Figura 103: Perfil longitudinal de la velocidad longitudinal a distintas secciones de medición con soporte y sin turbina.....	107
Figura 104: Perfil longitudinal de la velocidad transversal a distintas secciones de medición con soporte y turbina. ....	108
Figura 105: Perfil longitudinal de la velocidad transversal a distintas secciones de medición con soporte y sin turbina.....	108
Figura 106: Perfil longitudinal de la velocidad vertical a distintas secciones de medición con soporte y turbina. ....	109
Figura 107: Perfil longitudinal de la velocidad vertical a distintas secciones de medición con soporte y sin turbina.....	109
Figura 108: Perfil longitudinal de la energía cinética turbulenta a distintas secciones de medición con soporte y turbina. ....	110
Figura 109: Perfil longitudinal de la energía cinética turbulenta a distintas secciones de medición con soporte y sin turbina.....	110
Figura 110: Perfil longitudinal del desvío longitudinal a distintas secciones de medición con soporte y turbina. ....	111
Figura 111: Perfil longitudinal del desvío longitudinal a distintas secciones de medición con soporte y sin turbina.....	111
Figura 112: Perfil longitudinal del desvío transversal a distintas secciones de medición con soporte y turbina. ....	112
Figura 113: Perfil longitudinal del desvío transversal a distintas secciones de medición con soporte y sin turbina.....	112
Figura 114: Perfil longitudinal del desvío vertical a distintas secciones de medición con soporte y turbina. ....	113
Figura 115: Perfil longitudinal del desvío vertical a distintas secciones de medición con soporte y sin turbina.....	113

---

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Especificaciones de las palas de la turbina [10]. .....	36
Tabla 2: Valores de medición de los equipos ADV Vectrino y ADCP RS5. ....	41
Tabla 3: Resta de valores de medición entre los quipos ADV Vectrino y ADCP RS5..	42

## 1. RESUMEN

Este trabajo presenta un estudio experimental sobre la dinámica del flujo en turbinas hidrocínéticas, utilizando mediciones realizadas en laboratorio con herramientas hidroacústicas de medición. Se caracteriza la velocidad media longitudinal, transversal y vertical, así como la energía cinética turbulenta y las desviaciones del flujo, tanto aguas arriba como aguas abajo de la turbina. El análisis se enfoca en la interacción entre el flujo y la turbina, y las perturbaciones que genera en la corriente, destacando las implicaciones para el diseño de turbinas más eficientes y optimizadas. Asimismo, se implementaron mejoras en el diseño y control de las turbinas mediante impresión 3D. Los resultados obtenidos proporcionan recomendaciones clave para mejorar la eficiencia y el diseño de turbinas hidrocínéticas, contribuyendo a su desarrollo en el ámbito de las energías renovables.

## 2. INTRODUCCIÓN

A continuación, se realiza una introducción sobre la matriz energética global actual seguido de una explicación más concreta entorno a la energía hidrocinética. Posteriormente, se presentan los antecedentes tanto de estudios de modelos físicos como numéricos. Para finalizar, se van a enunciar los objetivos, el alcance y como se va a organizar el trabajo.

### 2.1 Matriz energética

En el contexto actual de preocupación por el cambio climático, la necesidad de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero y el agotamiento de los combustibles fósiles, la búsqueda de fuentes de energía renovable se ha convertido en una prioridad a nivel mundial [1]. Tecnologías como la energía solar, eólica y biomasa han experimentado un notable avance en las últimas décadas, contribuyendo significativamente a diversificar la matriz energética y reducir la dependencia de los combustibles fósiles.

Sin embargo, a pesar de los avances en estas tecnologías, aún persisten desafíos en la búsqueda de fuentes de energía renovable que sean económica y ambientalmente sostenibles a largo plazo. En este sentido, la energía marina ha sido fuente de investigación. Dentro de las fuentes que tienen su origen en el mar, se pueden catalogar tres principales fuentes de energía; undimotriz, mareomotriz e hidrocinética. Se trata de fuentes primarias renovables que se presentan de forma mecánica, principalmente de manera potencial y cinética. La energía final o útil de estas fuentes es principalmente eléctrica [2].

La energía o fuente mareomotriz es la energía obtenida en el movimiento de las mareas, entendido como la variación temporal del nivel del mar. La energía o fuente undimotriz es la energía obtenida en el movimiento armónico de las masas de agua (olas), principalmente de las olas de viento. La energía o fuente hidrocinética es la energía obtenida en el movimiento de las masas de agua oceánicas (corrientes marinas), al igual que la eólica es para el movimiento del aire (viento).

En la tesis se va a profundizar en torno a la energía hidrocinética, que emerge como una alternativa prometedora pero aún en fase de desarrollo. Se trata de una fuente de energía limpia, segura, sostenible y previsible, especialmente en zonas remotas que no tienen acceso a la red eléctrica [3].

En este contexto, Argentina, como país de vastos recursos naturales y extensas costas posee un enorme potencial para la explotación de la energía hidrocinética [4]. Este recurso, aún en etapas de desarrollo, representa una oportunidad única para diversificar la matriz energética del país y contribuir a su autosuficiencia energética.

### 2.2 Energía hidrocinética

Un recurso energético significativo que se encuentra en los océanos es la energía cinética contenida en las corrientes marinas. Su origen está vinculado, entre otras causas, a diferencias de temperatura o salinidad, junto con la influencia de las mareas. Estos efectos se amplifican cuando las corrientes atraviesan áreas estrechas restringidas por masas terrestres, lo que resulta en un aumento de la velocidad del

flujo. El proceso de captación de esta energía se basa en convertidores de energía cinética similares a los utilizados en los aerogeneradores.

Entre las ventajas que se pueden esperar de estos aprovechamientos, se destacan:

- **Posibilidad de predecir su disponibilidad:** Dado que las corrientes marinas y fluviales tienden a ser más constantes y predecibles que otras fuentes de energía renovable, como la solar o la eólica, es posible estimar con mayor precisión la disponibilidad de energía hidrocínética.
- **Impacto ambiental mínimo:** Las turbinas hidrocínéticas no generan contaminación visual, polución ni ruido significativo, ya que sus rotores giran a velocidades relativamente bajas. Esto minimiza el impacto en la vida marina y en el entorno acuático en general.
- **Resistencia a las tormentas:** A diferencia de los sistemas ubicados en la costa o que aprovechan la energía de las olas, las turbinas hidrocínéticas son menos susceptibles a los efectos adversos de las tormentas. Las condiciones submarinas durante una tormenta suelen ser más benignas, lo que contribuye a la robustez y estabilidad de esta tecnología.

En las turbinas diseñadas para operar en corrientes marinas, es posible prever con precisión las cargas máximas que deberán soportar, las cuales estarán siempre dentro del rango de diseño establecido [5].

Las turbinas hidrocínéticas son dispositivos electromecánicos que convierten la energía cinética del flujo de agua en energía eléctrica mediante generador y convertidor de electrónica de potencia (Figura 1). Entrando más en detalle en el funcionamiento de las turbinas hidrocínéticas, hacen uso del libre flujo del agua sin construcción de embalses y pantanos [3].

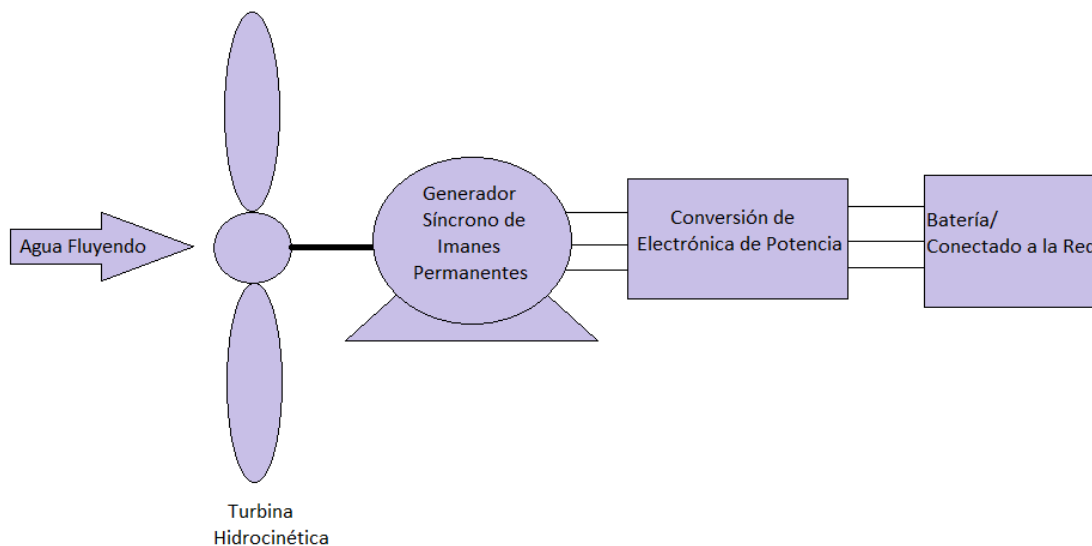


Figura 1. Estructura de sistema hidrocínético (Traducido [3]).

Sin embargo, a pesar de sus ventajas, todavía son necesarios enormes esfuerzos de investigación para mejorar la tecnología hidrocínética, especialmente para aplicaciones de conversión de energía. Entre las áreas de investigación que

requieren más atención se encuentran (aunque no exclusivamente) la selección y mejora de las turbinas, los estudios de evaluación, la eficiencia de la conversión energética y el impacto ambiental. Los sistemas hidrocinéticos siguen siendo objeto de gran atención por parte de los investigadores con el fin de mejorar la tecnología, reducir los obstáculos a su aplicación, obtener más información y comprender las limitaciones de la tecnología [3].

Al igual que en la captación de energía eólica, en el aprovechamiento de las corrientes marinas se emplean dos tipos de rotores principales: los axiales, como el tipo hélice de eje horizontal, y los de flujo cruzado, como el tipo Giromill de eje vertical (ver Figura 2).

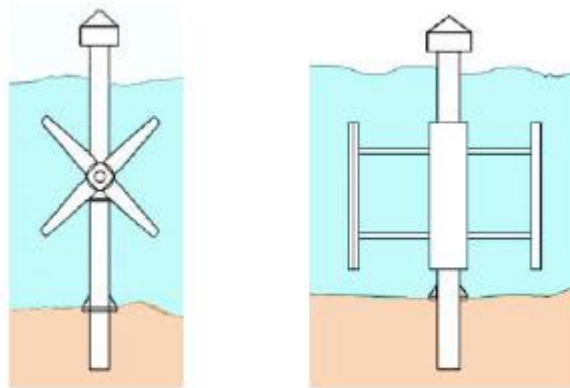


Figura 2. Rotor axial y de flujo cruzado [5].

En cuanto a la ubicación de las turbinas, existen dos enfoques predominantes (ver Figura 3):

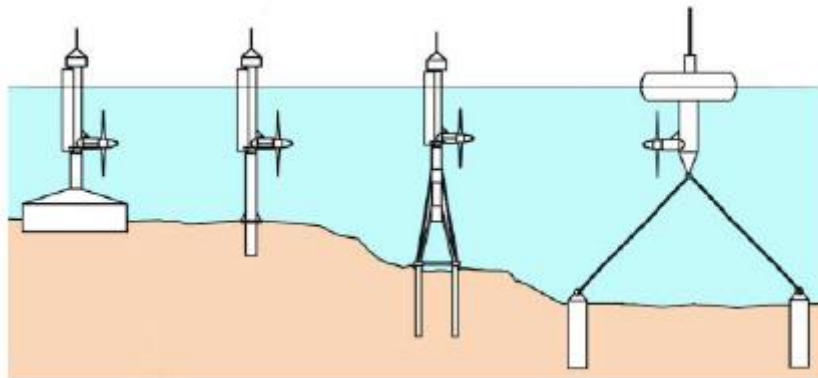


Figura 3. Estructuras de soporte [5].

La instalación sobre el lecho marino, el cual previamente se acondiciona, es preferida en aguas poco profundas (20-30 m de profundidad) y la instalación sobre sistemas flotantes, asegurados mediante amarres adecuados, se emplea tanto en aguas poco profundas como en aguas profundas (50 m de profundidad) [5].

Las turbinas analizadas en este trabajo son turbinas axiales de eje horizontal. Por simplicidad en las simulaciones, se analizarán turbinas fijas y no direccionables.

En cuanto a turbinas hidrocínéticas de eje horizontal, a lo largo de los últimos años, se han llevado a cabo varios proyectos, entre otros; el proyecto de la empresa Verdant Power, The RITE Project siendo el sistema de turbinas mareomotrices de 3 hélices de 5 m de diámetro. Trabaja a velocidades mayores a 1,8 m/s con una potencia nominal de 35 kW (Figura 4) [6]. Otro proyecto significativo en este ámbito es el dispositivo AR1500 de Atlantis Resources, que se trata de una turbina de 3 hélices de 18 m de diámetro y potencia nominal de 1500 kW (Figura 5) [7]. La empresa Andritz Hydro Hammerfest también ha trabajado en el sistema MK1 de 3 hélices y diámetro comprendido entre 18 a 26 m con potencia nominal de 1200 a 1500 kW (Figura 6) [8].



Figura 4. The RITE Project [6].



Figura 5. AR1500 [7].



Figura 6. MK1 [8].

La cantidad de energía que puede extraerse está determinada por el diámetro del rotor de la turbina y la velocidad de las corrientes marinas.

### 2.3 Relevancia del Estudio

En este trabajo, se aborda la caracterización experimental de turbinas hidrocínéticas a pequeña escala, haciendo énfasis en la interacción del flujo con la turbina y el análisis de las propiedades turbulentas del agua que influyen en su rendimiento. Este estudio surge de la necesidad de proporcionar energía limpia y accesible a sitios de difícil acceso, como comunidades remotas y estuarios en la Patagonia, Argentina. La implementación de turbinas hidrocínéticas en estos entornos inhóspitos permitiría un suministro energético sostenible, aprovechando los recursos naturales disponibles sin la construcción de infraestructuras invasivas, contribuyendo así al desarrollo regional y a la reducción de la dependencia de combustibles fósiles en áreas aisladas.

Estudios recientes sugieren que uno de los principales retos en el diseño de turbinas hidrocínéticas es comprender las características del flujo turbulento tanto aguas arriba como aguas abajo de la turbina, ya que estos factores determinan su eficiencia operativa y su durabilidad a largo plazo. El presente trabajo se enfoca en abordar esa problemática mediante una serie de experimentos controlados en laboratorio, empleando equipamientos de última generación para la medición de parámetros hidrodinámicos y la validación de modelos físicos previamente desarrollados. Este enfoque experimental tiene como objetivo mejorar la comprensión del comportamiento del flujo en torno a la turbina, lo que podría facilitar la optimización de su diseño y su adaptación a condiciones reales en regiones como la Patagonia Austral.

## 2.4 Antecedentes

### 2.4.1 Modelación física de turbinas hidrocinéticas

El estudio y la modelación física de turbinas hidrocinéticas representan un campo de investigación crucial en la búsqueda de soluciones energéticas sostenibles y renovables. Los antecedentes en la modelación física de turbinas hidrocinéticas abarcan una amplia gama de investigaciones, desde estudios pioneros en laboratorios hasta la implementación de prototipos a escala real en entornos marinos y fluviales.

Para la modelación física de turbinas hidrocinéticas, se ha empleado la geometría específica de los proyectos sobre verificaciones experimentales de las predicciones numéricas del comportamiento hidrodinámico de las turbinas de corrientes marinas de eje horizontal [9]. También se realizaron mediciones de potencia y empuje de turbinas de corrientes marinas en distintas condiciones de flujo hidrodinámico en un túnel de cavitación y un tanque de remolque [10].

El estudio sobre verificaciones experimentales de las predicciones numéricas muestra como la mayoría de los diseños propuestos para convertir este tipo de energía cinética se basan en el concepto de las turbinas de eje horizontal, que tienen características comunes a las utilizadas en la energía eólica. Aunque se puede aprender y transferir mucho de la tecnología de las turbinas eólicas, existen diferencias significativas. Estas incluyen los efectos de la superficie libre y la aparición de cavitación.

En consecuencia, cualquier método numérico desarrollado debe ser verificado. El estudio informa sobre el desarrollo y la verificación de herramientas de simulación basadas en la teoría del momento del elemento de la pala. La validación se deriva de mediciones experimentales realizadas en una turbina modelo de 800 mm de diámetro en un túnel de cavitación y un tanque de remolque. Los datos experimentales incluyen mediciones de la potencia del eje y la fuerza de empuje generada por la turbina para una serie de ajustes de paso de la pala y velocidades.

Se comparan los resultados derivados de los dos códigos, los cuales indican que los dos códigos desarrollados muestran tendencias similares en los resultados y proporcionan una representación satisfactoria del rendimiento experimental de la turbina. Tales resultados brindan la confianza necesaria en los códigos desarrollados, lo que resulta en herramientas apropiadas que pueden ser utilizadas por los desarrolladores de turbinas de corriente marina [9].

Por otro lado, en el ensayo de mediciones de potencia y empuje de turbinas de corrientes marinas, se presentan los resultados de los coeficientes de potencia y empuje para una variedad de relaciones de velocidad en la punta y configuraciones de paso para diferentes condiciones. Los resultados de la investigación proporcionan una visión del funcionamiento de una sola turbina en flujo recto o desviado, el efecto en el rendimiento de cambios en la inmersión en la punta del rotor, la interferencia entre dos rotores y las áreas probables de inicio de cavitación. Además, los resultados analizados presentados proporcionan información útil para el diseño hidrodinámico de turbinas y datos detallados para la validación de modelos numéricos [10].

Otro estudio muy útil es el del método numérico validado experimentalmente para el diseño hidrodinámico de turbinas mareomotrices de eje horizontal [11]. Aunque se puede aprender mucho de la transferencia de tecnología de las turbinas eólicas y



las hélices de barcos, ha habido pocos experimentos que investiguen las turbinas de corriente marina. Como resultado, el estudio recoge las características de potencia, empuje y cavitación de un modelo a escala 1/20 de una posible turbina mareomotriz de eje horizontal de 16 m de diámetro. Se comparan los experimentos en el túnel de cavitación para diferentes configuraciones de paso de las palas con simulaciones basadas en una teoría desarrollada de momento del elemento de la pala.

Se demuestra que la teoría proporciona una representación satisfactoria de las características de rendimiento experimental de la turbina. Como aplicación de ejemplo, la teoría desarrollada se utiliza para diseñar posibles turbinas mareomotrices de eje horizontal para las corrientes de marea alrededor de Portland Bill. Los resultados muestran que hay un claro equilibrio entre las cargas de diseño y la optimización de los rendimientos energéticos [11].

#### 2.4.2 Modelación numérica de turbinas hidrocínéticas

Los antecedentes de modelación numérica en turbinas hidrocínéticas pueden encontrarse en investigaciones previas que abordan la simulación computacional de arreglos de turbinas hidrocínéticas y su interacción con el fondo marino y la superficie libre en el litoral marítimo argentino. Un ejemplo relevante es la tesis de ingeniería mecánica titulada "Simulación computacional de arreglos de turbinas hidrocínéticas y su interacción con el fondo marino y la superficie libre en el litoral marítimo argentino" [12]. Esta investigación se centra en el estudio numérico de turbinas hidrocínéticas, que están representadas por discos permeables sujetos a fuerzas aplicadas. Estos discos generan un salto de presión sobre el flujo que pasa a través de ellos, lo que permite extraer energía cinética del agua circundante. El estudio aborda la interacción de estas turbinas con el fondo marino y la superficie libre, así como la interferencia entre múltiples turbinas en un arreglo. Además, se incorpora una batimetría real para modelar con mayor precisión las condiciones del entorno marino. Por lo tanto, este trabajo de tesis proporciona una base sólida para continuar con la validación mediante modelación física de los estudios realizados, contribuyendo así al avance en el conocimiento y la aplicación de tecnologías de energía marina en Argentina.

### 2.5 Objetivo

El objetivo principal de este trabajo es la caracterización del flujo en torno a una turbina hidrocínética mediante experimentos en un canal de laboratorio. Para lograrlo, se plantean los siguientes objetivos específicos:

1. **Caracterización de las propiedades del flujo aguas arriba** de la turbina, con un enfoque en el perfil de velocidades en las tres direcciones predominantes y la evaluación de la energía cinética turbulenta.
2. **Medición de la velocidad incidente y de giro de la turbina**, variando el caudal en el canal para determinar el punto de funcionamiento óptimo de la turbina en comparación con estudios previos de modelación física.
3. **Análisis del flujo aguas abajo** de la turbina, evaluando la influencia del soporte de la turbina y los efectos del flujo perturbado sobre el perfil de velocidades, la turbulencia y otros parámetros clave.
4. **Comparación de diferentes equipos de medición** empleados en la caracterización del flujo (ADV FlowTracker2 de SonTek, ADV Vectrino de

Nortek y ADCP RS5 de SonTek), con el fin de evaluar su idoneidad para la medición de flujos turbulentos y determinar cuál ofrece mayor precisión en este tipo de estudios.

5. **Optimización del diseño de las turbinas impresas en 3D**, mejorando su capacidad para soportar altas velocidades de flujo y proponiendo soluciones para el control de la velocidad de giro, como la implementación de sistemas de frenado y generación eléctrica.

## 2.6 Metodología

La metodología adoptada para la consecución de los objetivos planteados se basa en una serie de experimentos llevados a cabo en un canal de laboratorio, donde se caracterizó el flujo en torno a una turbina hidrocínética impresa en 3D. A lo largo del estudio, se utilizaron diferentes equipos de medición de flujo, tales como el ADV FlowTracker2 de SonTek, el ADV Vectrino de Nortek y el ADCP RS5 de SonTek, los cuales permitieron obtener datos detallados sobre las velocidades y las características turbulentas del flujo. El proceso experimental se dividió en tres fases principales:

1. **Caracterización del flujo aguas arriba:** Se utilizó el ADV Vectrino para medir el perfil de velocidades en las tres direcciones predominantes del flujo y calcular la energía cinética turbulenta. Para optimizar la precisión de las mediciones, se desarrolló un código en Python que permitió determinar el tiempo de medición más adecuado para capturar las fluctuaciones de la turbulencia. Esto garantizó que los datos reflejaran de manera precisa el comportamiento del flujo, clave para la correcta caracterización de la interacción entre el flujo y la turbina.
2. **Medición de la velocidad de giro de la turbina:** Se midió la velocidad de giro de la turbina hidrocínética bajo diferentes caudales de agua, ajustando los puntos de funcionamiento del canal para reflejar diferentes condiciones operativas. Estas mediciones se compararon con resultados de modelación física previos con el fin de identificar el régimen óptimo de operación de la turbina. Este análisis permitió ajustar los parámetros de funcionamiento en función de la velocidad incidente del flujo y la respuesta dinámica de la turbina.
3. **Estudio comparativo de equipos de medición:** Para validar los resultados obtenidos, se realizaron mediciones comparativas con tres equipos distintos (ADV FlowTracker2, ADV Vectrino y ADCP RS5), evaluando cuál de ellos se comportaba mejor en la caracterización de la turbulencia. Esta fase del estudio fue fundamental para verificar la precisión de los datos y ajustar la metodología en función de las capacidades de cada dispositivo, lo que permitió seleccionar el equipo más adecuado para la caracterización de flujos altamente turbulentos.

Adicionalmente, se procedió al rediseño de las turbinas impresas en 3D, ya que las turbinas originales no soportaban las altas velocidades del flujo. Asimismo, se analizaron soluciones para frenar la turbina en vacío, como la instalación de sistemas de fricción mecánica y el acoplamiento de un generador eléctrico, con el objetivo de controlar la velocidad de giro y evitar daños por excesos de velocidad.

Se espera que esta tesis aporte una comprensión más profunda del impacto de los generadores hidrocínéticos en la hidrodinámica, proporcionando datos valiosos que podrán ser utilizados en futuros desarrollos de energía marina en Argentina,

---

particularmente en regiones como la Patagonia. Es importante destacar que se ha contado con toda la infraestructura y el equipamiento del Laboratorio de Hidráulica del INA para llevar a cabo los ensayos necesarios, lo que garantizará un entorno controlado y óptimo para la realización de las pruebas experimentales y el análisis de los datos obtenidos.

### 3. MARCO TEÓRICO

Este capítulo tiene como objetivo proporcionar el contexto teórico necesario para comprender el desarrollo del estudio. Se abordan los principios fundamentales relacionados con las turbinas hidrocinéticas, las características del flujo en canales abiertos, las herramientas de medición hidrodinámica utilizadas, y la importancia de la modelación física en estudios hidráulicos.

#### 3.1 Componentes de velocidad, Energía Cinética Turbulenta y desviaciones en flujos hidrodinámicos

##### 3.1.1 Velocidad media longitudinal, transversal y vertical

En fluidodinámica, la velocidad de un flujo se puede descomponer en tres componentes direccionales, cada uno correspondiente a una dimensión del espacio.

1. **Velocidad media longitudinal ( $U_x$ ):** Es la componente de la velocidad en la dirección del flujo principal, usualmente a lo largo del eje X. En un canal o río, esta componente representa la velocidad del agua en dirección paralela al cauce.
2. **Velocidad media transversal ( $U_y$ ):** Es la componente de la velocidad en la dirección perpendicular al flujo principal, a lo largo del eje Y. En contextos de canales o conductos, la velocidad transversal describe los movimientos laterales del fluido, los cuales pueden ser causados por fenómenos de recirculación, obstáculos o turbulencias laterales.
3. **Velocidad media vertical ( $U_z$ ):** Es la componente de la velocidad en la dirección vertical, a lo largo del eje Z. Esta componente puede indicar la presencia de corrientes ascendentes o descendentes en el fluido, que son importantes para estudiar la mezcla vertical y los gradientes de densidad en flujos estratificados [13].

##### 3.1.2 Energía Cinética Turbulenta (TKE)

La Energía Cinética Turbulenta (*Turbulent Kinetic Energy*) es un concepto clave en el estudio de flujos turbulentos. Se refiere a la cantidad de energía contenida en las fluctuaciones de velocidad dentro de un flujo turbulento. Matemáticamente, la TKE se puede expresar como la media de la suma de las variaciones cuadráticas de las tres componentes de la velocidad (longitudinal, transversal y vertical):

$$TKE = \frac{1}{2} (\overline{U_x^2} + \overline{U_y^2} + \overline{U_z^2}) \quad (3.1)$$

Donde  $U_x$ ,  $U_y$  y  $U_z$  representan las fluctuaciones de velocidad en las direcciones longitudinal, transversal y vertical, respectivamente. La energía cinética turbulenta es un indicador de la intensidad de la turbulencia en un fluido, y su estudio es fundamental para entender procesos de mezcla, disipación de energía y transporte de momentum [14].

### 3.1.3 Desvío (desviación estándar de la velocidad)

El desvío en fluidodinámica hace referencia a la variabilidad de las velocidades en torno a su valor medio. La desviación estándar de la velocidad en un flujo mide cuánto fluctúan las velocidades instantáneas respecto a la velocidad media en un cierto periodo de tiempo. En términos simples, el desvío cuantifica el grado de inestabilidad o turbulencia del flujo en una región determinada [14].

### 3.2 Distribución de velocidades en una sección del canal

La Figura 7 ilustra la distribución de velocidades en una sección transversal de un canal rectangular, destacando cómo la velocidad no es uniforme en toda la sección debido a la presencia de la superficie libre y la fricción a lo largo de las paredes del canal. Generalmente, la máxima velocidad se encuentra por debajo de la superficie, en una distancia de 0.05 a 0.25 de la profundidad total. A medida que se profundiza hacia el fondo y se acercan las orillas del canal, la velocidad disminuye gradualmente, lo que refleja la resistencia impuesta por las paredes laterales y el fondo del canal. Esta distribución es característica de canales con flujo libre, donde la fricción juega un papel clave en la variación de velocidades a lo largo de la sección [15].

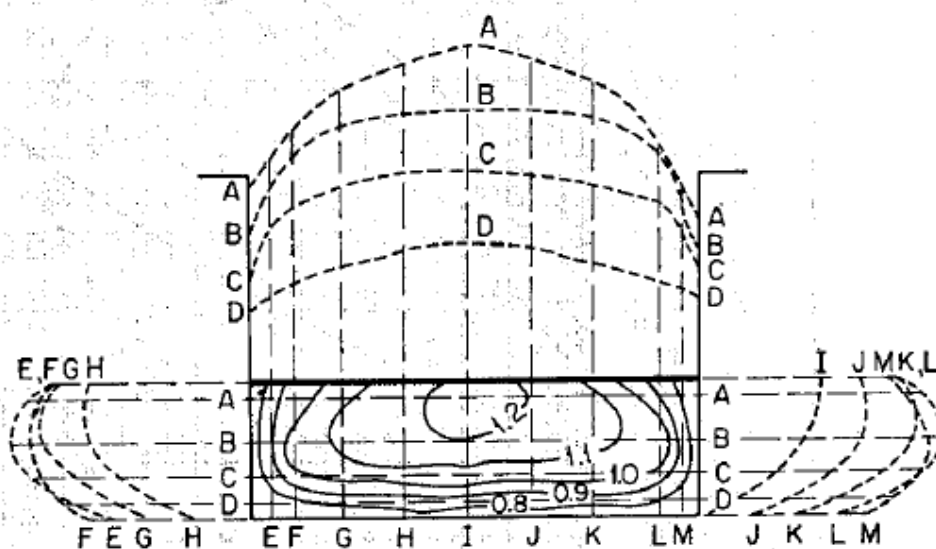


Figura 7: Distribución de velocidades en un canal rectangular [15].

### 3.3 Características de las turbinas hidrocínéticas

A continuación, se van a presentar conceptos importantes para el estudio de turbinas hidrocínéticas.

#### 3.3.1 Coeficiente de Potencia ( $C_p$ )

La potencia contenida en el flujo (agua en este estudio), al pasar a través de un área transversal  $A$ , se define como [16]:

$$P_w = \frac{\text{Energía}}{\text{Volumen}} \cdot \frac{\text{Volumen}}{\text{Tiempo}} = \frac{1}{2} \rho U_0^2 \cdot U_0 A = \frac{1}{2} \rho U_0^3 A \quad (3.2)$$

Donde:

- $U_0$ : Velocidad del agua (constante).
- $\rho$ : Densidad del agua.
- $A$ : Área transversal del rotor definido como:  $A = \frac{\pi D^2}{4}$ . Siendo  $D$  el diámetro.

A diferencia de los aerogeneradores, las turbinas hidrocinéticas trabajan a velocidades más reducidas. Sin embargo, esta desventaja se equilibra con la mayor densidad del fluido.

El coeficiente de potencia ( $C_p$ ) es un parámetro adimensional que mide la eficiencia de una turbina al convertir la energía cinética del fluido que pasa a través de ella en energía mecánica útil. Representa la proporción de la energía del flujo de agua que la turbina es capaz de capturar y transformar en potencia aprovechable. Un  $C_p$  alto indica que la turbina es eficiente en esta conversión. Este coeficiente se calcula como la relación entre la potencia extraída por la turbina ( $P$ ) y la potencia disponible en el flujo ( $P_w$ ) antes de interactuar con la turbina [17]. En términos matemáticos, se expresa como [18]:

$$C_p = \frac{2P}{\rho U_0^3 A} = \frac{P}{P_w} \rightarrow C_p < 1 \quad (3.3)$$

### 3.3.2 Límite de Betz

El coeficiente de potencia  $C_p$  tiene un máximo teórico, conocido como el límite de Betz. Este límite, es un principio que establece la máxima eficiencia teórica con la que una turbina eólica puede convertir la energía cinética del viento en energía mecánica. Según este límite, ninguna turbina puede capturar más del 59.3% ( $C_p < 0,593$ ) de la energía contenida en el viento. Es un estándar importante en el diseño y la evaluación de turbinas eólicas, aunque en la práctica no se alcanza debido a que no tiene en cuenta factores como la resistencia aerodinámica de las palas, la compresibilidad del fluido, la pérdida de energía producida por la estela o la interferencia entre las palas. La relevancia del límite de Betz trasciende el ámbito de las turbinas eólicas y se extiende al campo de las turbinas hidrocinéticas. Dado que estas últimas comparten similitudes con las turbinas eólicas en cuanto a la conversión de energía cinética [19].

### 3.3.3 Coeficiente de Empuje ( $C_T$ )

Similar a  $C_p$ , pero aplicado específicamente a turbinas hidrocinéticas. Indica la eficiencia de conversión de la energía cinética del flujo de agua en energía mecánica.

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho U_0^2 A} \quad (3.4)$$

Donde:

- $T$ : Fuerza de empuje del rotor.

### 3.3.4 Coeficiente de obstrucción ( $B$ )

Definido como:

$$B = \left( \frac{D}{D_{H,c}} \right)^2 = \frac{A}{A_c} \quad (3.5)$$

Donde:

- $D$ : Diámetro de la turbina.
- $D_{H,c}$ : Diámetro hidráulico del canal.
- $A_c$ : Área transversal del canal.

Para turbinas oceánicas, este número puede considerarse muy pequeño. Sin embargo, en el caso de ríos o canales de ensayo hidrodinámico, este número puede aumentar significativamente.  $B$  puede variar según el nivel de sumergencia, lo que constituye una de las principales diferencias con respecto a las turbinas eólicas [20].

La presencia de un  $B$  grande puede anular el límite de Betz (

3.3.2 Límite de Betz), superando ampliamente el  $C_p = 59,3$  %, ya que la deducción de este límite no tiene en cuenta la relación de obstrucción. [21]. El trabajo computacional de Crecium (2013) muestra que el rendimiento de las turbinas hidrocínéticas se aproxima asintóticamente a un valor característico de  $C_p$ , el cual depende de la turbina, a medida que  $B$  disminuye [22]. Su estudio revela que para valores de  $B$  cercanos a 1, el coeficiente de potencia aumenta asintóticamente hacia el infinito, produciendo resultados numéricos sin sentido físico, y recomienda usar  $B$  inferiores a 0.4 para mitigar estos efectos. Otros estudios han sugerido mantener  $B$  por debajo de 0.1 para evitar que afecte los resultados de rendimiento obtenidos [23].

### 3.3.5 Tip Speed Ratio ( $TSR$ )

El  $TSR$  (Tip Speed Ratio) es un parámetro adimensional que describe la relación entre la velocidad tangencial de la punta de la pala de la turbina y la velocidad del fluido incidente. Se calcula dividiendo la velocidad tangencial de la punta de la pala por la velocidad del fluido.

$$TSR = \frac{\Omega R}{U_0} \quad (3.6)$$

- $\Omega$ : Velocidad angular de la turbina.
- $R$ : Radio del rotor.

$TSR$  es un parámetro muy usado para evaluar el desempeño de las turbinas eólicas e hidrocínéticas [24]. Un  $TSR$  óptimo puede variar según el diseño de la turbina y las condiciones del flujo, y afecta significativamente el rendimiento de la turbina. El coeficiente de potencia ( $C_p$ ) está vinculado al  $TSR$ ; a velocidades bajas, aumentar el  $TSR$  aumenta el  $C_p$  hasta cierto punto, luego de alcanzar un valor máximo, un aumento adicional del  $TSR$  puede disminuir la eficiencia [25]. Por lo tanto, al diseñar la turbina, se elige una velocidad de rotación que maximice  $C_p$  para las condiciones específicas del sitio y del flujo del agua, lo que corresponde a un  $TSR$  de diseño.

### 3.4 Análisis dimensional y semejanza

Cuando se abordan problemas en ingeniería, se tienen diferentes enfoques para resolverlos.

Uno de estos enfoques es la resolución analítica, que implica resolver ecuaciones utilizando métodos matemáticos, como el principio de continuidad, conservación de energía y conservación de cantidad de movimiento. Otro enfoque es la resolución computacional, que implica el uso de software y herramientas informáticas para resolver ecuaciones numéricamente. Finalmente, está la resolución experimental, que implica realizar ensayos físicos para obtener resultados concretos.

En muchos casos, especialmente en la ingeniería de fluidos, la experimentación es esencial. Implica la realización de ensayos físicos para obtener resultados concretos, tanto en laboratorio como en campo. Este enfoque es fundamental para validar los modelos teóricos y computacionales, ya que las condiciones reales muchas veces presentan fenómenos difíciles de predecir con exactitud. En el campo de la ingeniería de fluidos, realizar ensayos experimentales con modelos a escala es esencial para comprender cómo se comportaría un prototipo real bajo diferentes condiciones de operación. Aquí es donde entra en juego el concepto de semejanza.

Para que los resultados obtenidos de los ensayos a escala sean representativos del comportamiento del prototipo real, debe existir lo que se conoce como similitud entre el modelo y el prototipo. Esta similitud se debe lograr en tres aspectos fundamentales:

1. **Similitud geométrica**, que asegura que las proporciones del modelo y el prototipo son equivalentes.
2. **Similitud cinemática**, que se refiere a que las relaciones entre las velocidades de flujo en el modelo y el prototipo son comparables.
3. **Similitud dinámica**, que implica que las fuerzas en juego (gravedad, inercia, viscosidad, etc.) en ambos sistemas son proporcionales.

Para establecer estas semejanzas, se utilizan los principios del análisis dimensional, una herramienta poderosa que permite reducir la complejidad del problema mediante la identificación de relaciones adimensionales entre las variables involucradas. Los parámetros adimensionales más comunes en la ingeniería de fluidos incluyen el número de Reynolds, que relaciona las fuerzas inerciales con las fuerzas viscosas, y el número de Froude, que compara las fuerzas inerciales con las gravitacionales. A través de estos números, podemos asegurar que las condiciones de similitud dinámica se mantienen entre el modelo y el prototipo.



## 4. DESCRIPCIÓN DE LA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL

### 4.1 Instalaciones de laboratorio y canales de ensayo

Para llevar a cabo el estudio, se contó con dos infraestructuras clave de la Nave de Grandes Modelos Físicos (Figura 8) del Laboratorio de Hidráulica (Figura 9) del Instituto Nacional de Agua (INA). Estas instalaciones están equipadas con modelos físicos a escala.



Figura 8: Nave de Grandes Modelos Físicos



Figura 9: Laboratorio de Hidráulica (LH)

Inicialmente, se utilizaron las instalaciones del canal de aforo del modelo físico de La Barrancosa, ubicado en la provincia de Santa Cruz, Argentina. Este modelo físico a escala 1:50 representaba el descargador de fondo de la presa La Barrancosa, lo que permitía simular las condiciones de flujo y caudal en una infraestructura hidráulica real.

Posteriormente, el estudio se trasladó al canal de aforo del modelo físico bidimensional del descargador de fondo de la presa Condor Cliff del río Santa Cruz, también en Argentina. Este modelo, a una escala mayor de 1:12, permitió realizar ensayos más detallados y en condiciones más cercanas a las reales.

Ambos canales (Figura 10), estaban equipados con sistemas de recirculación y control de caudal, lo que permitió ajustar las condiciones de los ensayos y realizar una caracterización detallada de los flujos. Estas infraestructuras proporcionaron un entorno ideal para validar los datos experimentales y obtener mediciones fiables.

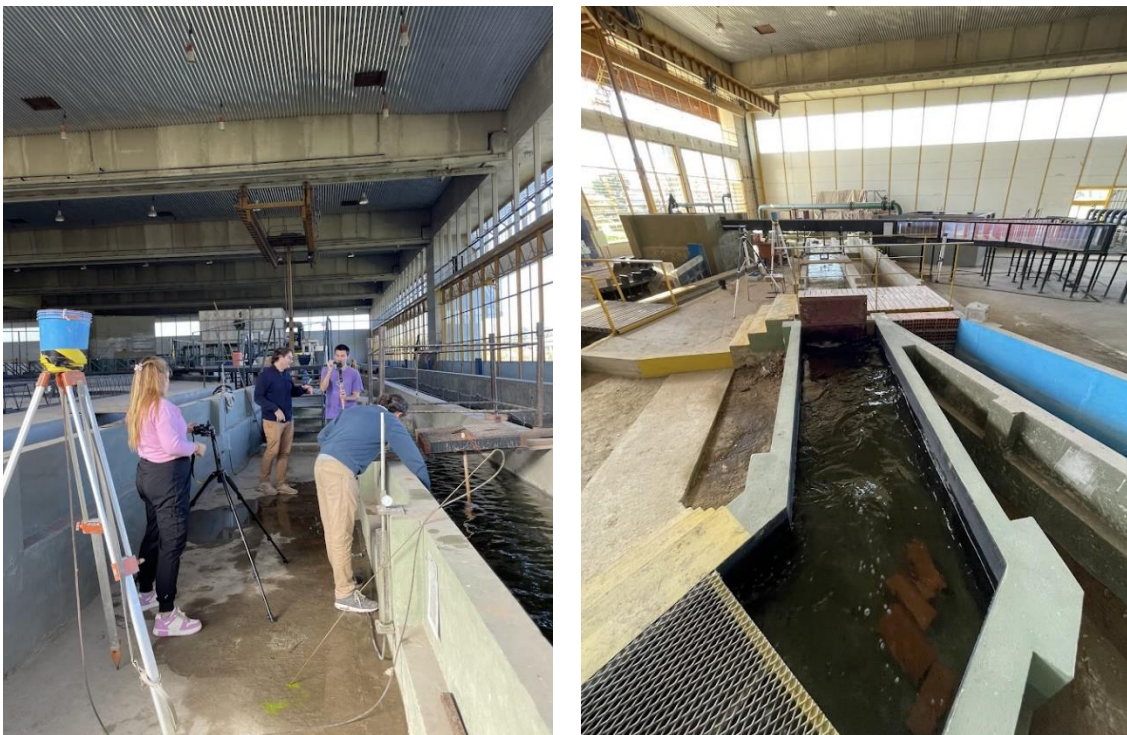


Figura 10: Canal de aforo del modelo físico de La Barrancosa (izquierda) y canal de aforo del modelo físico bidimensional del descargador de fondo de la presa Condor Cliff (derecha).

#### 4.1.1 Modelo físico Condor Cliff 1:12

El modelo físico (Figura 11 y Figura 12) utilizado para la caracterización del descargador de fondo de la presa Cónдор Cliff está construido a una escala de 1:12, lo que permite representar de manera precisa las condiciones hidráulicas del prototipo. Esta escala es adecuada para estudiar fenómenos como la aireación y la disipación de energía en el cuenco disipador, así como para evaluar la interacción del flujo con las estructuras de control, como las compuertas.

El canal cuenta con una sección rectangular, y el cuenco disipador está diseñado para manejar un caudal máximo de 700 m<sup>3</sup>/s a través de cuatro compuertas. La estructura de desvío del modelo incluye cuatro canales activos para la descarga de agua y compuertas que regulan el flujo. El modelo físico simula fenómenos como la

generación de cavidades por aireación, la disipación de energía en el cuenco y el comportamiento hidrodinámico de la estructura bajo distintos caudales de operación.

Entre los objetivos de este modelo físico están: Evaluar el comportamiento de los dispositivos de aireación para evitar la cavitación en las estructuras, verificar la disipación de energía en el cuenco disipador, estudiar la interacción del flujo con la compuerta de servicio y las solicitaciones hidrodinámicas que actúan sobre ella y validar el funcionamiento general del descargador de fondo a diferentes niveles de embalse [26].

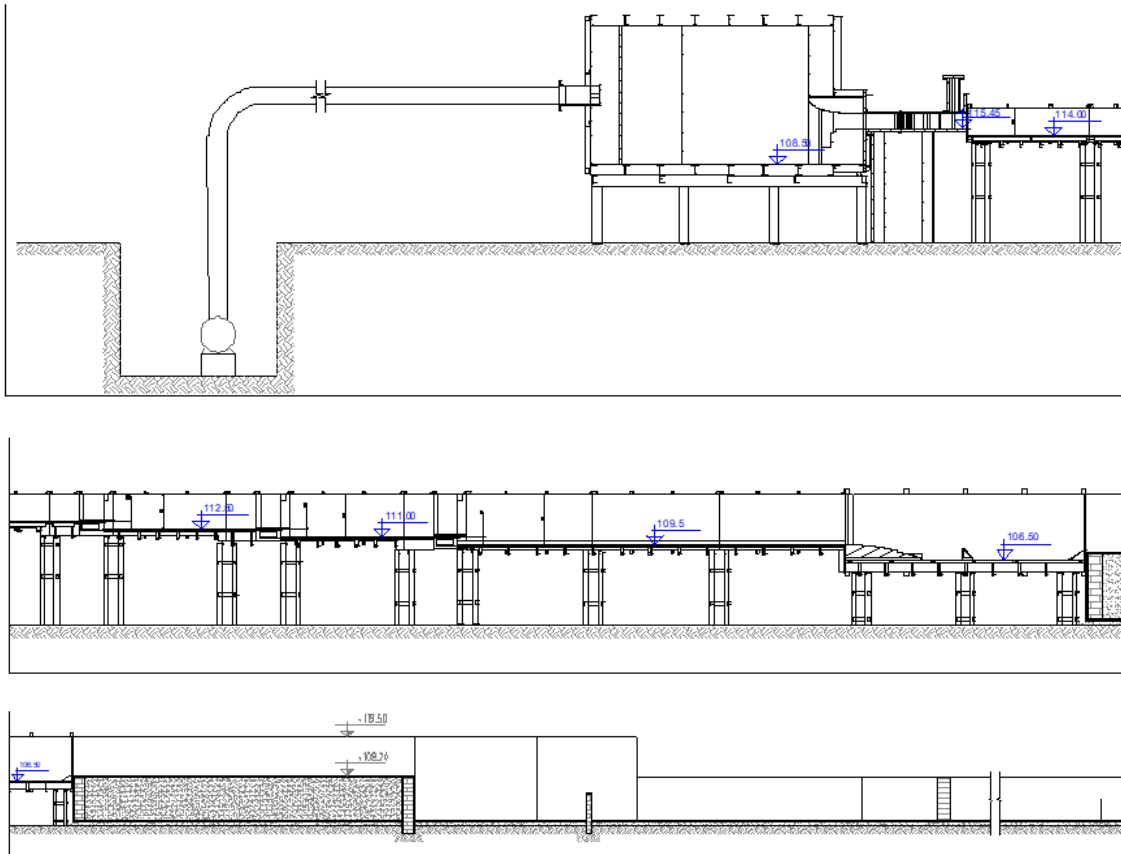


Figura 11: Distintos sectores del modelo físico: Alimentación, cámara de ingreso y cámara de compuertas. Sector de aireadores y cuenco disipador. Tramo aguas abajo del cuenco – Canal de descarga y de aforo [26].





Figura 12: Sector de aireadores del modelo físico.

#### 4.1.2 Bomba de alimentación del modelo físico

El modelo físico es alimentado por una bomba Siemens de gran capacidad (Figura 13), que asegura un suministro constante y controlado de agua al canal de aforo. Esta bomba tiene un caudal de 500 litros por segundo (500 L/s) y una potencia de 400 caballos de fuerza (HP), lo que permite mantener un flujo adecuado para simular las condiciones hidráulicas necesarias en los ensayos experimentales.



Figura 13: Bomba Siemens.

### 4.1.3 Ubicación del modelo físico de la turbina hidrocínética

El modelo físico de la turbina hidrocínética se instaló en el canal de aforo del modelo 1:12, específicamente a 7 metros después del último codo del canal. Esta ubicación fue seleccionada estratégicamente para asegurar un flujo bien desarrollado y reducir las interferencias generadas por la geometría del canal antes de que el flujo interactuara con la turbina. Además, se encuentra a aproximadamente 5 metros de la placa de aforo, lo que garantiza que el caudal medido en la placa sea representativo de las condiciones del flujo aguas arriba de la turbina (Figura 14).

Esta disposición asegura que el flujo en el área de estudio sea lo suficientemente estable y uniforme, permitiendo obtener datos precisos sobre la interacción del flujo con la turbina hidrocínética y la caracterización de la turbulencia en esta zona del canal.

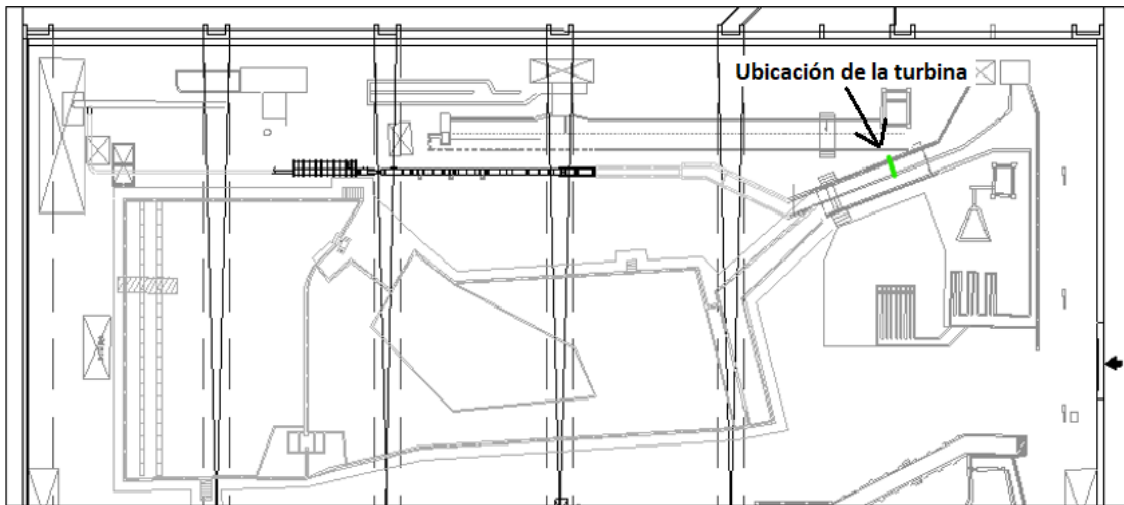


Figura 14: Ubicación de la turbina hidrocínética (Figura modificada de [26]).

## **4.2 Herramientas de medición**

Para caracterizar con precisión el comportamiento del flujo y su interacción con las turbinas hidrocínéticas, se utilizaron diversas herramientas hidroacústicas y mecánicas avanzadas de medición hidrodinámica, todas pertenecientes al Laboratorio de Hidráulica del INA. Estas herramientas incluyen velocímetros acústicos Doppler (ADV), un perfilador acústico de corrientes Doppler (ADCP) y el molinete hidráulico. Cada una de ellas tiene sus propias características en cuanto a la frecuencia de medición, la dirección del flujo que puede medir, la precisión y si se emplea en campo o laboratorio. A continuación, se amplía la descripción de los dispositivos utilizados:

### 4.2.1 ADV FlowTracker2 de SonTek

El ADV FlowTracker2 (Figura 15) es un velocímetro acústico Doppler diseñado para medir la velocidad del flujo en dos direcciones predominantes: en la dirección del flujo y perpendicular al flujo. No mide la velocidad vertical. Este dispositivo tiene una frecuencia de muestreo ajustable.

- **Frecuencia de medición:** 1 a 10 Hz.
- **Direcciones de medición:** Longitudinal (x) y transversal (y).

- **Precisión:**  $\pm 1\%$  de la velocidad medida o  $\pm 0.25$  cm/s.
- **Situaciones de uso:** El ADV FlowTracker2 se emplea principalmente en estudios de campo, como en ríos, canales y estuarios, debido a su diseño portátil y resistente. Es adecuado para mediciones en ubicaciones de acceso limitado o condiciones adversas.
- **Aplicación:** Ideal para estudios de campo en hidrología, control de caudales y estudios ambientales [27].



Figura 15: ADV FlowTracker2 [27].

#### 4.2.2 ADV Vectrino de Nortek

El ADV Vectrino (Figura 16) es un velocímetro Doppler tridimensional que mide la velocidad en las tres direcciones predominantes. Es capaz de captar fluctuaciones detalladas del flujo con una frecuencia de muestreo de hasta 200 Hz, lo que permite obtener datos precisos sobre la turbulencia en entornos controlados.

- **Frecuencia de medición:** Hasta 200 Hz.
- **Direcciones de medición:** Longitudinal (x), transversal (y) y vertical (z).
- **Precisión:**  $\pm 1\%$  de la velocidad medida, con un mínimo de 0.5 mm/s.
- **Situaciones de uso:** Es ideal para estudios en laboratorio donde se requiera analizar perfiles de velocidad con alta resolución temporal y espacial. Debido a su configuración avanzada, es más adecuado para uso en entornos de laboratorio que en el campo.
- **Aplicación:** Se utiliza en análisis de turbulencia y estudios de interacción entre el flujo y estructuras como turbinas hidrocínicas [28].



Figura 16: ADV Vectrino [28].

#### 4.2.3 ADCP RS5 de SonTek

El ADCP RS5 (Figura 17) es un perfilador acústico Doppler que mide la velocidad del flujo en tres direcciones. Su frecuencia de muestreo lo hace ideal para estudios de campo que requieren la medición de perfiles de velocidad en columnas de agua en tiempo real.

- **Frecuencia de medición:** Hasta 5 Hz.
- **Direcciones de medición:** Longitudinal (x), transversal (y) y vertical (z).
- **Precisión:**  $\pm 1\%$  de la velocidad medida, con una resolución de 0.001 m/s.
- **Situaciones de uso:** Se emplea principalmente en campo, en estudios de grandes cuerpos de agua, como ríos y canales, donde es necesario obtener datos de múltiples profundidades simultáneamente.
- **Aplicación:** Es especialmente útil en estudios de descarga y caudal en campo, permitiendo obtener datos detallados sobre el comportamiento del flujo a lo largo de una columna de agua [29].



Figura 17: RS5 [29].

#### 4.2.4 Molinete OTT

El molinete OTT (Figura 18) es un molinete hidrométrico diseñado para medir la velocidad del flujo de agua en una única dirección. Se utiliza ampliamente en campo para medir el caudal en ríos y arroyos, y su robustez lo hace apto para una variedad de condiciones de flujo.

- **Principio de funcionamiento:** Depende del número de rotaciones de la hélice.
- **Dirección de medición:** Unidireccional, en la dirección longitudinal (x).
- **Precisión:** Varía según la calibración, pero es extremadamente confiable para mediciones en ríos.
- **Situaciones de uso:** Ideal para mediciones en campo, en condiciones de flujo tanto rápido como lento.
- **Aplicación:** Es una herramienta clave en hidrología, especialmente en estudios de caudal en ríos y corrientes naturales [30].





Figura 18: OTT [30].

#### 4.2.5 Comparación de equipos

Cada uno de estos equipos tiene sus fortalezas según el tipo de medición requerida. El ADV FlowTracker2 y el molinete OTT son ideales para estudios en campo, mientras que el ADV Vectrino es más adecuado para estudios en laboratorio, gracias a su alta resolución y capacidad para medir las tres componentes del flujo. El ADCP RS5 es una excelente opción para estudios de campo que requieren la medición de perfiles completos de la columna de agua en tiempo real.

### **4.3 Materiales y métodos de producción de turbinas 3D**

Las turbinas hidrocineéticas utilizadas en este estudio fueron producidas mediante impresión 3D, un proceso que permitió personalizar y optimizar el diseño para las condiciones específicas del canal de ensayo. A continuación, se describen los materiales utilizados y los métodos aplicados para la producción de estas turbinas.

#### 4.3.1 Materiales utilizados

Para la fabricación de las turbinas se empleó principalmente plástico PLA (ácido poliláctico), un material comúnmente utilizado en impresiones 3D debido a su alta rigidez, facilidad de impresión y bajo coste. Aunque el PLA es un material relativamente fuerte, no es tan resistente como otros polímeros como el ABS o el nylon cuando se expone a tensiones mecánicas elevadas, por lo que se realizaron ajustes en el diseño para compensar sus limitaciones en condiciones de alta velocidad de flujo [31].

- **PLA:** Es un termoplástico fácil de usar. Se eligió debido a su capacidad para ser impreso con alta resolución, lo que permitió obtener geometrías precisas en las palas de la turbina. El PLA es quebradizo, lo que da lugar a piezas poco duraderas y con una baja resistencia al impacto [31].

#### 4.3.2 Optimización del proceso de impresión

Inicialmente, se intentó imprimir la turbina en una sola pieza. Sin embargo, tras varios ensayos, se observó que la calidad constructiva no era adecuada, ya que aparecían imperfecciones y problemas de precisión en las zonas más críticas, lo que afectaba negativamente el rendimiento hidrodinámico. Como resultado, se decidió dividir el proceso de impresión en dos partes principales: las palas y la nariz de la turbina.

- **Palas:** Se decidió imprimir las palas por separado y en posición vertical, lo que mejoró notablemente la calidad superficial. Durante los ensayos se observó que la impresora funcionaba mejor cuando las palas no estaban alineadas con los ejes de la impresora, lo que permitía minimizar las imperfecciones y obtener capas más uniformes. Esta estrategia fue esencial para asegurar que las palas mantuvieran una forma precisa y que las superficies expuestas al flujo de agua fueran lo más lisas posible, reduciendo la resistencia hidrodinámica y mejorando el rendimiento de la turbina (Figura 19).



*Figura 19: Pala de la turbina hidrocínética.*

- **Nariz:** La nariz de la turbina fue diseñada de manera personalizada, con el objetivo de minimizar las perturbaciones en el flujo y reducir la resistencia hidrodinámica. La nariz fue impresa como una pieza separada, permitiendo un mejor control sobre su geometría y acabado. Además, el diseño incluyó un mecanismo de sujeción que contaba con un agujero para introducir el eje y una rosca que aseguraba el ajuste firme de la turbina. Este diseño modular facilitó tanto el montaje como los ajustes necesarios durante las pruebas en el canal (Figura 20).

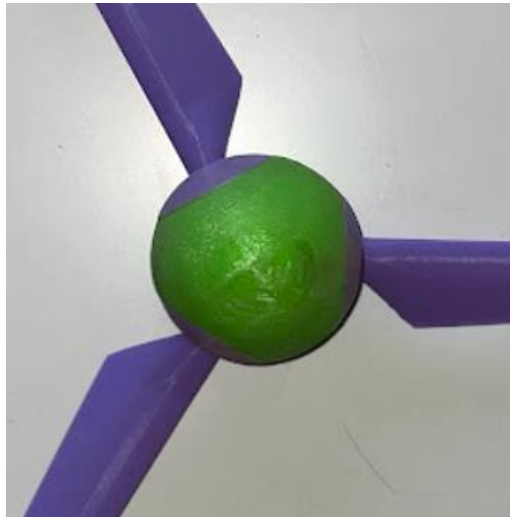


Figura 20: Nariz de la turbina hidrocínética.

#### 4.3.3 Métodos de producción

El proceso de producción de las turbinas hidrocínéticas comenzó con el diseño asistido por computadora (CAD) (Figura 21), ajustando la geometría de las palas y la estructura de la turbina en función de las condiciones del canal de ensayo. Las palas fueron diseñadas utilizando perfiles aerodinámicos de la serie NACA 63-8xx, que son ampliamente usados en turbinas y hélices por su eficiencia y capacidad para operar en flujos turbulentos. Los parámetros específicos de las palas, como el paso y el perfil aerodinámico, se tomaron de la Tabla 1 del estudio titulado *Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank*, realizado por A.S. Bahaj, A.F. Molland, J.R. Chaplin y W.M.J. Batten (2007), que proporcionó información clave sobre el diseño hidrodinámico [10]. Para ver los planos constructivos de la turbina hidrocínética, véase el ANEXO I: PLANOS CONSTRUCTIVOS DE LA TURBINA HIDROCINÉTICA

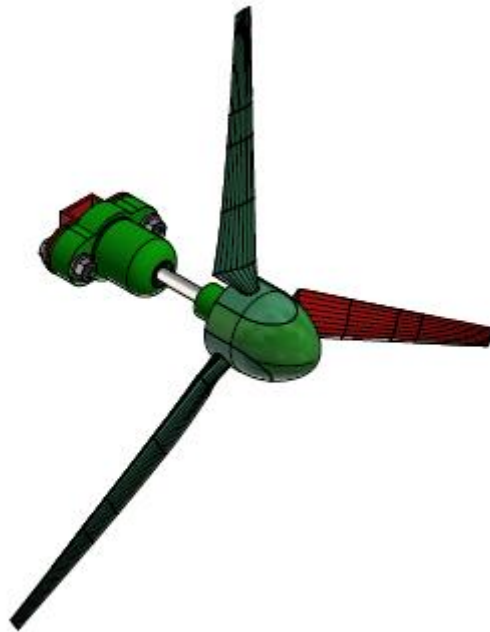


Figura 21: Turbina hidrocínética.

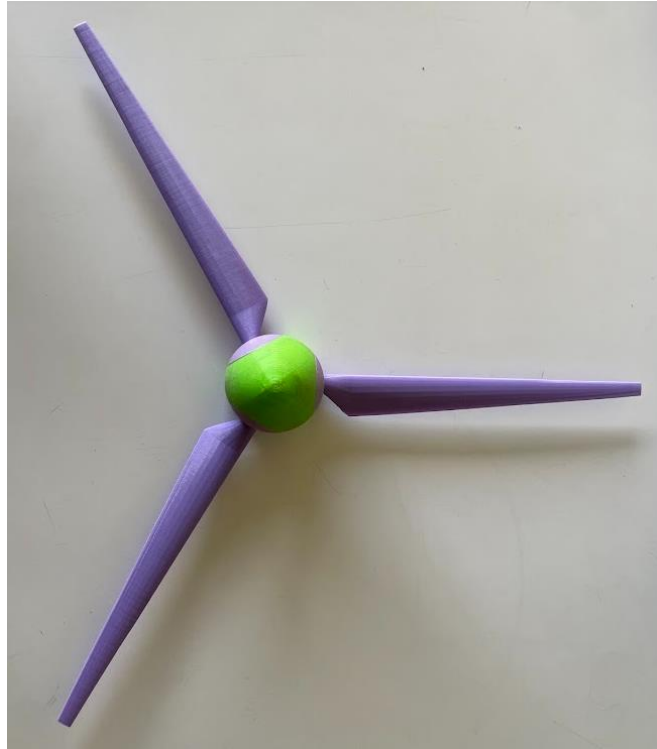
Tabla 1: Especificaciones de las palas de la turbina [10].

Particulars of turbine blades and hub

$r/R$	Radius (mm)	$c/R$	Pitch distribution (deg)	$t/c$ (%)
0.2	80	0.125	15	24
0.25	100	0.1203	12.1	22.5
0.3	120	0.1156	9.5	20.7
0.35	140	0.1109	7.6	19.5
0.4	160	0.1063	6.1	18.7
0.45	180	0.1016	4.9	18.1
0.5	200	0.0969	3.9	17.6
0.55	220	0.0922	3.1	17.1
0.6	240	0.0875	2.4	16.6
0.65	260	0.0828	1.9	16.1
0.7	280	0.0781	1.5	15.6
0.75	300	0.0734	1.2	15.1
0.8	320	0.0688	0.9	14.6
0.85	340	0.0641	0.6	14.1
0.9	360	0.0594	0.4	13.6
0.95	380	0.0547	0.2	13.1
1.0	400	0.05	0	12.6

Una vez que el diseño CAD fue completado, se procedió a la impresión 3D de las piezas utilizando tecnología de FDM (Fused Deposition Modeling) [32]. Este proceso permitió fabricar tanto las palas como la nariz de la turbina con alta precisión en las dimensiones y en los detalles de la superficie.

Tras la impresión, se realizó un post-procesado de las piezas, que incluyó el lijado de las palas para eliminar imperfecciones superficiales que pudieran afectar al flujo alrededor de la turbina. En la Figura 22 se puede observar la turbina terminada.



*Figura 22: Turbina terminada.*

## 5. DESARROLLO EXPERIMENTAL

El desarrollo experimental se basó en varias etapas clave para asegurar una correcta configuración de los equipos, la validación de las mediciones y la optimización de los parámetros de ensayo en el canal de aforo. A continuación, se describen en detalle cada una de las fases del estudio experimental.

### 5.1. Cambio de canal y ajuste del modelo experimental

Inicialmente, se realizaron las pruebas en un canal más pequeño, pero se decidió cambiar al canal de aforo de mayor dimensión, que ofrecía condiciones más representativas del flujo. Este canal permitía simular diferentes regímenes de flujo con mayor caudal y velocidad, lo que mejoró la calidad de las mediciones. Tras el cambio, se ajustó la altura de la turbina y el posicionamiento del ADV para adaptarse al nuevo canal.

A partir de este apartado, se hará referencia exclusivamente al segundo canal de aforo, ya que en este se llevaron a cabo todas las mediciones del presente estudio. Este canal corresponde al modelo físico bidimensional del descargador de fondo de la presa Condor Cliff, el cual fue utilizado para el desarrollo experimental y para obtener los resultados necesarios en la caracterización del flujo y la interacción con la turbina hidrocínética.

### 5.2. Estudio preliminar y configuración Inicial

El primer paso consistió en un estudio preliminar para definir la configuración adecuada del modelo experimental en el canal de aforo. Se utilizó un soporte estructural metálico para fijar la turbina en el centro del canal (Figura 23). Este soporte estaba equipado con un limnómetro, el cual permitía ajustar la altura de la turbina de forma precisa para garantizar su alineación con el flujo en diferentes profundidades del agua.



*Figura 23: Soporte estructural para fijar la turbina.*

La turbina, a su vez, estaba sujeta por una pieza impresa en 3D, diseñada con una rosca para anclar el eje de la turbina al soporte de acrílico (Figura 24). Esta pieza facilitaba un montaje seguro y estable, asegurando que las mediciones no estuvieran afectadas por movimientos no deseados de la turbina.





Figura 24: Pieza impresa en 3D para anclar el eje de la turbina al soporte de acrílico.

El soporte del sistema de medición ADV Vectrino es independiente del mecanismo que sostiene la turbina (Figura 25). Este sistema fue diseñado para proporcionar flexibilidad y precisión en la colocación del equipo de medición en el canal de aforo. El soporte cuenta con dos rieles paralelos. Estos rieles permiten la instalación de un travesaño móvil, sobre el cual se ajusta el equipo de medición ADV Vectrino. El travesaño puede deslizarse horizontalmente a lo largo de los rieles, lo que permite mover el sistema de medición hacia cualquier punto a lo largo del ancho del canal, de manera que se pueden tomar mediciones precisas en varias secciones transversales del flujo.

Este sistema no solo permite el ajuste horizontal del ADV Vectrino, sino que también cuenta con un mecanismo de ajuste vertical. El equipo de medición está montado en una guía deslizante vertical, que permite mover el ADV Vectrino hacia arriba o hacia abajo para adaptarse a diferentes profundidades del canal. Esto es esencial para medir la velocidad del flujo y la turbulencia en distintos niveles, desde la superficie del agua hasta cerca del fondo del canal.



Figura 25: Soporte ADV Vectrino.

Para garantizar que el ADV Vectrino esté alineado correctamente, el soporte incluye un nivel óptico integrado (Figura 26), que asegura que el dispositivo esté perfectamente vertical y alineado durante las mediciones. Esto es crucial para evitar errores de medición causados por inclinaciones en el equipo. El nivel óptico asegura que el sensor Doppler del ADV Vectrino esté bien orientado respecto al flujo en los ejes longitudinal y transversal, lo que optimiza la precisión de las mediciones de velocidad en las tres direcciones del flujo (longitudinal, transversal y vertical). Cuando la burbuja del nivel óptico se centra, verifica que el equipo está correctamente alineado.



*Figura 26: Nivel óptico soporte ADV Vectrino.*

### 5.3. Validación de equipos de medición

Durante esta fase, se validaron los equipos de medición utilizados en el experimento, como el ADV FlowTracker2, el molinete OTT, el ADV Vectrino, y el ADCP RS5. El ADV FlowTracker2 y el molinete OTT fueron utilizados para las mediciones preliminares del perfil de velocidad en distintas posiciones del canal. La validación consistió en realizar mediciones en los mismos puntos con diferentes equipos y comparar los resultados para identificar posibles desviaciones o inconsistencias.

Para este estudio, se decidió utilizar el ADV Vectrino debido a su alta frecuencia de muestreo, lo que lo convierte en una herramienta ideal para el análisis detallado de la turbulencia del flujo. Dado que el comportamiento turbulento es una variable clave para la caracterización hidrodinámica alrededor de la turbina, era fundamental utilizar un equipo que pudiera captar las fluctuaciones rápidas y precisas del flujo en las tres direcciones predominantes (longitudinal, transversal y vertical).

Si el objetivo del estudio hubiera sido únicamente medir las velocidades medias del flujo, se habría optado por el ADCP RS5, ya que es un equipo más rápido y fácil de usar para mediciones en campo. El ADCP RS5 ofrece una menor frecuencia de muestreo, pero es muy eficiente para estudios en los que no se requiere capturar con alta precisión las fluctuaciones instantáneas de velocidad. Además, su diseño permite obtener perfiles de velocidad rápidamente a lo largo de toda la sección del canal, lo



que lo convierte en una opción más práctica para estudios donde se necesita información general del flujo sin tanto detalle sobre la estructura turbulenta.

### 5.3.1 Comparativa entre ADV Vectrino y ADCP RS5

En esta comparativa, se evalúan las velocidades en tres direcciones ( $U_x$ ,  $U_y$ ,  $U_z$ ) obtenidas de dos instrumentos de medición distintos: el ADV Vectrino y el ADCP RS5. Estos datos han sido medidos a lo largo de varias profundidades ( $Z$ ) y permiten un análisis de la precisión y coherencia entre ambos equipos (Tabla 2).

Tabla 2: Valores de medición de los equipos ADV Vectrino y ADCP RS5.

ADV Vectrino			
Z (cm)	$U_x$ (cm/s)	$U_y$ (cm/s)	$U_z$ (cm/s)
60	46,11	-1,86	-3,90
55	41,20	-0,57	-2,34
50	42,99	-0,39	-1,49
45	40,38	-0,55	-0,26
40	41,65	-0,06	0,99
35	41,41	-0,06	1,96
30	41,64	0,45	1,39
25	44,81	-0,19	1,36
20	50,49	-1,27	1,46
15	51,46	-1,28	1,40

ADCP RS5			
Z(cm)	$U_x$ (cm/s)	$U_y$ (cm/s)	$U_z$ (cm/s)
50	48,51	6,17	-5,20
45	49,23	7,05	-3,77
40	50,02	6,72	-2,94
35	47,05	5,35	-2,42
30	37,55	6,20	-3,68
25	43,70	5,12	-2,79
20	56,33	4,46	-0,29
15	54,22	4,51	-1,02

Al observar los valores de  $U_x$ , que corresponde a la velocidad en la dirección longitudinal del flujo, se aprecia una ligera discrepancia entre ambos instrumentos. El ADV tiende a registrar valores menores en las posiciones más cercanas al fondo (por ejemplo, a  $Z = 50$  cm), mientras que el ADCP RS5 muestra velocidades más altas en general. Esta diferencia puede ser atribuida a las características de cada instrumento y su sensibilidad en la detección de variaciones pequeñas del flujo en esa dirección.

En cuanto a  $U_y$ , la componente transversal del flujo, las diferencias entre ambos equipos son más marcadas. El ADCP RS5 tiende a sobreestimar las velocidades laterales, especialmente a mayores profundidades ( $Z = 45$  cm y  $50$  cm), donde se observan valores significativamente más altos en comparación con el ADV Vectrino. Esto sugiere que el ADCP RS5 podría estar captando fluctuaciones laterales que el ADV Vectrino no detecta con la misma sensibilidad o que, en esta región, se

produce una mayor inestabilidad lateral que es percibida de manera diferente por cada instrumento.

La componente vertical de la velocidad,  $U_z$ , muestra también diferencias notables entre ambos dispositivos, especialmente en la parte superior de la columna de agua ( $Z = 15$  cm y 20 cm), donde el ADV registra valores positivos (ascendentes), mientras que el RS5 capta velocidades negativas (descendentes). Esta discrepancia podría deberse a las limitaciones de cada instrumento en cuanto a la resolución de pequeñas corrientes verticales, o bien a diferencias en las condiciones locales de flujo que afectan de manera diferenciada a cada dispositivo.

Al analizar la tabla de diferencias (ADV Vectrino - ADCP RS5) (Tabla 3), se observan variaciones claras, especialmente en  $U_y$  y  $U_z$ , con diferencias de hasta 6.78 cm/s en  $U_y$  y 5.07 cm/s en  $U_z$ . Estas disparidades indican que, aunque ambos equipos son efectivos para la medición de velocidades, cada uno tiene sesgos específicos en función de la componente de la velocidad y la profundidad medida.

Tabla 3: Resta de valores de medición entre los equipos ADV Vectrino y ADCP RS5.

ADV Vectrino-ADCP RS5 SonTek			
Z (cm)	Vx (cm/s)	Vy (cm/s)	Vz (cm/s)
50	-5,53	-6,56	3,72
45	8,85	7,61	-3,51
40	8,37	6,78	-3,93
35	5,64	5,41	-4,39
30	-4,10	5,76	-5,07
25	-1,12	5,31	-4,15
20	5,84	5,73	-1,75
15	2,76	5,79	-2,42

En la Figura 27 mostrada se comparan los perfiles de velocidad del ADV Vectrino y el ADCP RS5, representados en color azul y rojo, respectivamente. Es notable que el ADCP RS5 tiende a registrar velocidades más elevadas.

A pesar de estas diferencias, ambos equipos ofrecen una representación coherente del comportamiento general del flujo en la sección vertical medida, lo que permite concluir que ambos equipos proporcionan mediciones fiables, aunque con pequeñas variaciones en sus lecturas.

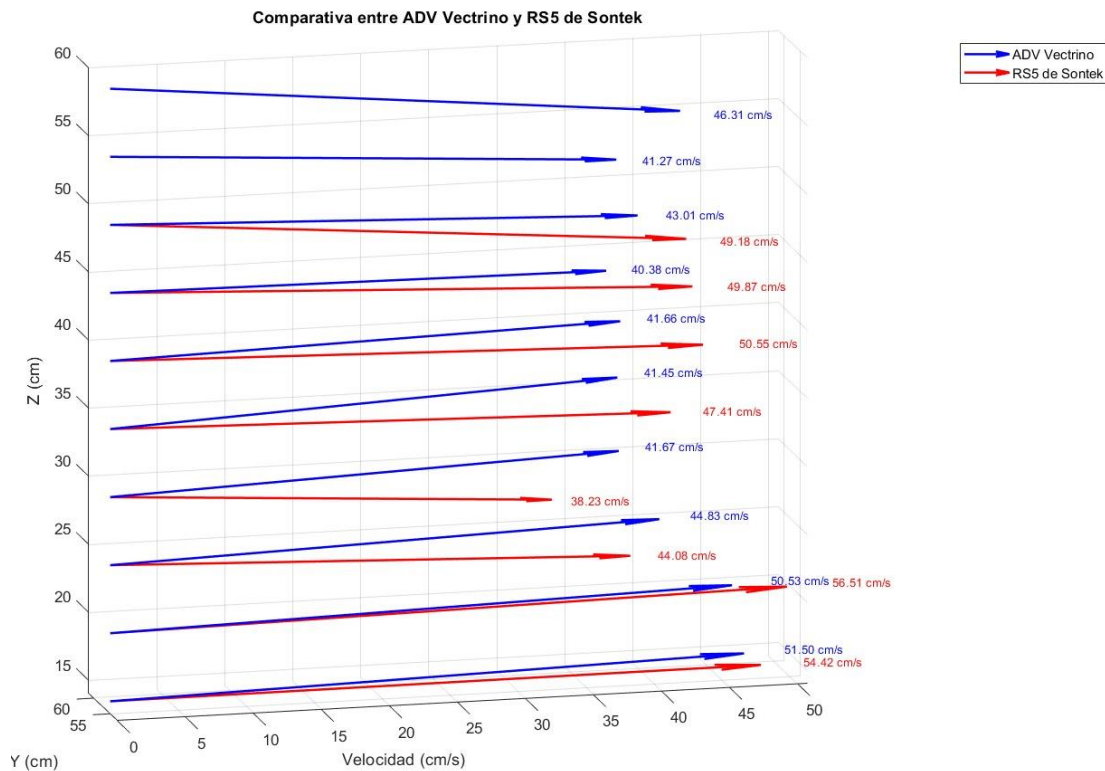


Figura 27: Comparativa entre ADV Vectrino y ADCP RS5 SonTek.

#### 5.4. Optimización del tiempo de medición y análisis de la turbulencia

Para asegurar una caracterización precisa del flujo, se midieron variables del apartado 3.1 Componentes de velocidad, Energía Cinética Turbulenta y desviaciones en flujos hidrodinámicos.

En este contexto, se implementó un proceso detallado de optimización del tiempo de medición basado en datos obtenidos mediante el ADV Vectrino, con el objetivo de asegurar la precisión en la medición de parámetros clave como la velocidad media, las varianzas, la energía cinética turbulenta (Turbulent Kinetic Energy TKE) y las tensiones de Reynolds.

##### 5.4.1 Datos iniciales

Para determinar el tiempo de medición óptimo, se realizaron mediciones de 15 minutos aguas arriba de la turbina, utilizando un ADV Vectrino de SonTek para captar las fluctuaciones de la turbulencia y el comportamiento del flujo. Estos datos se procesaron mediante un código propio desarrollado en Python [33], el cual permitió realizar varios análisis sobre las señales de velocidad.

##### 5.4.2 Procesamiento de señales

El código en Python incluyó las siguientes funciones y procedimientos:

- **Carga de datos:** Se usaron las funciones `importarvectrino` e `importarSonTek` para cargar los datos en formato `mat` y `Vf`, dependiendo del equipo utilizado.
- **Calidad de la señal:** Se evaluaron la correlación y el SNR (relación señal-ruido) para verificar la calidad de los datos y asegurar una buena representación del flujo (Figura 28).

## Calidad de la señal

### Señal ruido (SNR)

La *SNR* relaciona la amplitud de la señal acústica recibida y el ruido ambiente. Es un indicador de la cantidad de partículas presentes en el agua (sedimentos, organismos pequeños, burbujas) que reflejarán los pulsos acústicos. **Valores menores a 15 db indicarían la presencia de pocas partículas, y la necesidad de adicionarlas.** (García, et al.2016)

```
[13]: display('SNR media (dB): '+ str(np.nanmean(SNR_med)))
      display('SNR varianza (dB^2): '+ str(np.nanvar(SNR_med)))

'SNR media (dB): 42.157833'
'SNR varianza (dB^2): 24.576311'
```

Figura 28: Calidad de la señal del código de Python [33].

- **Filtro de valores anómalos:** Se aplicó el filtro `Phase Space Threshold` para eliminar valores extremos o "spikes" que pudieran distorsionar las mediciones debido a ruido o turbulencia excesiva (Figura 29).

## Filtro de valores anómalos

Las señales de velocidad del flujo pueden presentar en algunos casos, valores extremos anómalos (denominados "spikes" en inglés), originados por distintas razones como por ejemplo la presencia de velocidades de flujo que exceden al rango de velocidad seleccionado en la configuración del instrumento, por contaminación de pulsos previos reflejados desde contornos de geometrías complejas, por falta de partículas trazadoras en el agua, cuando los niveles de turbulencia son muy elevados, etc. Estos valores anómalos presentes en la señal generan errores (sesgo) en la determinación de los parámetros de la turbulencia que se estiman sobre la base de estas series (García et al. 2016). La técnica de detección más difundida es la denominada `Phase Space Threshold` (Goring y Nikora, 2002).

A continuación se define la función `spikeGoringNikora`. La misma asigna el marcador `NaN` a los valores anómalos, según el procedimiento ideado por Goring y Nikora. La función, tomada del código MITT de MacVicar (<https://github.com/macvicab/MITT>), requiere ingresar una serie de velocidad a la cual se le haya sustraído la mediana.

Figura 29: Filtro de valores anómalos del código de Python [33].

- **Corrección por ruido Doppler:** Se ajustaron las varianzas y otros parámetros turbulentos para eliminar el sesgo introducido por el ruido Doppler, común en las mediciones con ADV Vectrino.

### 5.4.3 Método de Bootstrap para la optimización del tiempo de medición

Se aplicó el método de Bootstrap (MBB) para determinar el tiempo óptimo de medición que minimizara el coeficiente de variación (CV).

“Los tiempos de medición óptimos se determinan analizando la incertidumbre esperada en la estimación de los parámetros turbulentos, sobre la base de series de velocidad de larga duración registradas en diversas localizaciones, las que a su vez serán sub-muestreadas con distintas duraciones. Para cada una de las sub-series conformadas se aplica la técnica de remuestreo MBB para estimar la incertidumbre de los siguientes parámetros:

1. Velocidades medias
2. Varianzas
3. Energía cinética turbulenta
4. Tensiones de Reynolds

En cada caso la técnica MBB se aplica con 1000 replicaciones. Sobre la base de los resultados proporcionados se calcularon los correspondientes coeficientes de variación, CV, definidos como la relación entre el error desvío estándar y el valor medio de cada parámetro.” [33].

Se probaron tiempos de medición entre 1 y 15 minutos, y se analizaron los siguientes parámetros de la Figura 30:

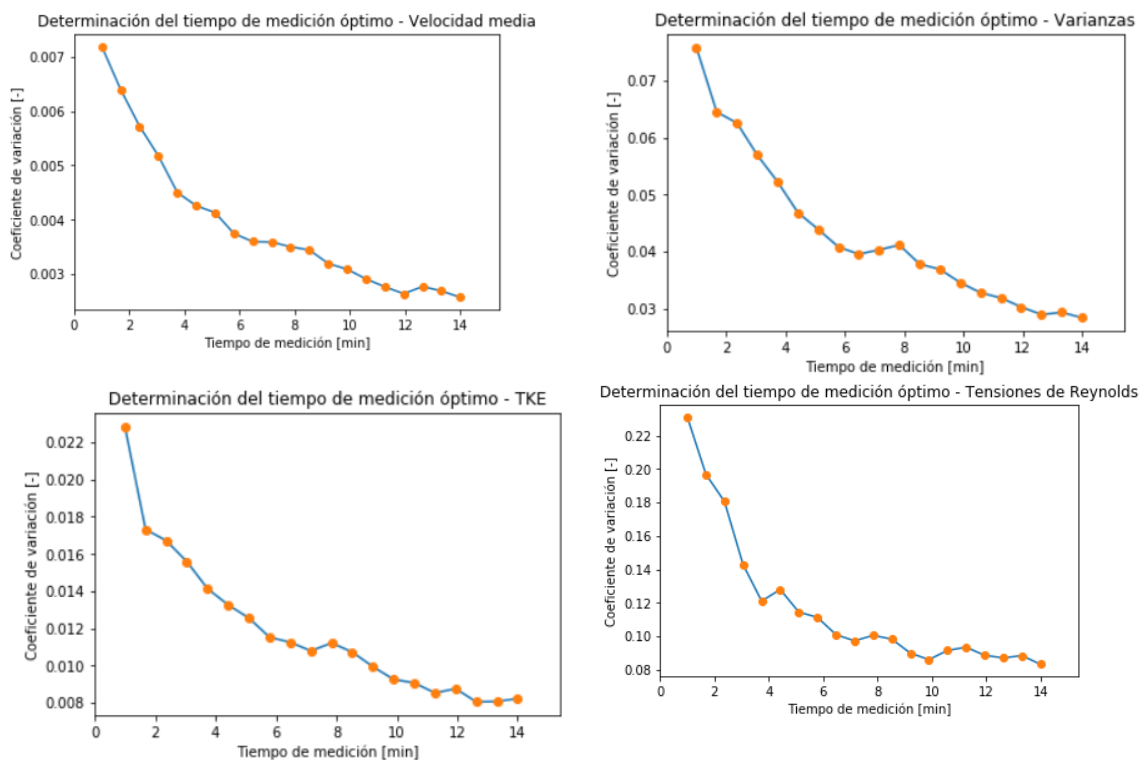


Figura 30: Coeficiente de variación para velocidad media, varianzas, TKE y tensiones de Reynolds

### 5.4.4 Decisión final del tiempo de medición

Tras el análisis de los coeficientes de variación (CV) para los distintos parámetros, se tomó la decisión de fijar el tiempo de medición en 3 minutos. Si bien los resultados muestran que tiempos de medición más largos (hasta 6 minutos) podrían

mejorar la precisión de ciertos parámetros, como las varianzas y las tensiones de Reynolds, el análisis global indica que un tiempo de 3 minutos ofrece un equilibrio adecuado entre la precisión de los datos y la eficiencia operativa del experimento.

- **Velocidades Medias:** Para las velocidades medias, el CV se estabiliza alrededor de 0.005 a los 3 minutos, un valor suficientemente bajo para garantizar mediciones precisas. Tiempos más largos ofrecen mejoras marginales en este aspecto.
- **Varianzas:** Aunque el CV es mayor a 0.005, se mantiene por debajo de 0.006 en los 3 minutos, lo que es aceptable teniendo en cuenta la necesidad de optimizar el tiempo de medición.
- **Energía Cinética Turbulenta (TKE):** El CV para la TKE, uno de los parámetros más importantes para el análisis de la turbulencia, se sitúa entre 0.014 y 0.016 en los 3 minutos. Este resultado proporciona una medida fiable de la energía turbulenta en el flujo.
- **Tensiones de Reynolds:** El CV para las tensiones de Reynolds se encuentra entre 0.12 y 0.14 a los 3 minutos, ofreciendo suficiente precisión.

Además de la precisión, se tuvo en cuenta el factor logístico. La reducción del tiempo de medición a 3 minutos permitió completar una sección completa del canal en un solo día de trabajo, manteniendo un nivel de precisión aceptable para todos los parámetros analizados. Al aumentar el tiempo de medición a 4 o más minutos, si bien se obtendría una pequeña mejora en la calidad de los datos, la capacidad de recolectar suficientes datos en un período limitado de tiempo se vería comprometida.

## 6. MODIFICACIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE LAS TURBINAS

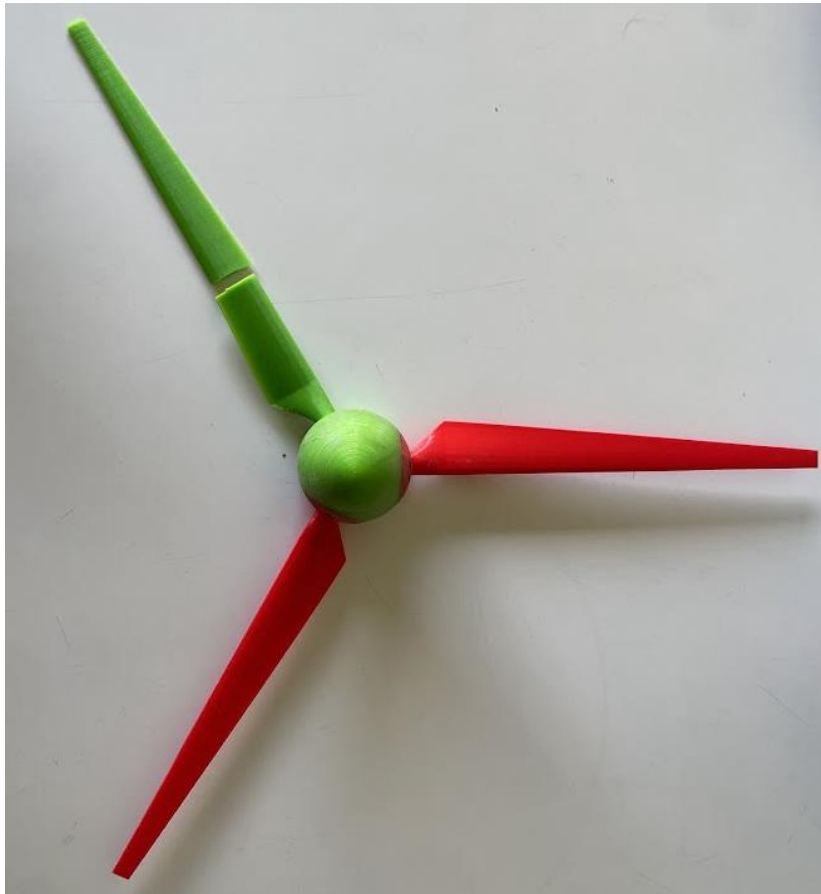
En este capítulo se detallan las modificaciones y mejoras realizadas a las turbinas hidrocínéticas utilizadas en el experimento, con el objetivo de optimizar su rendimiento y resolver los problemas detectados en las primeras versiones. Durante las pruebas iniciales, se identificaron diversas limitaciones en cuanto a la durabilidad, la calidad del proceso de impresión 3D, y el control de la velocidad de giro de las turbinas, que afectaban tanto su eficiencia como su estabilidad operativa.

Para corregir estas deficiencias, se realizaron ajustes en el diseño geométrico de las turbinas, se implementaron mejoras en el proceso de impresión y se introdujeron soluciones de control para gestionar mejor la velocidad de giro. Estas modificaciones permitieron que las turbinas resistieran las altas velocidades de flujo sin comprometer su integridad estructural y mejoraron el control sobre su operación.

### 6.1 Problemas detectados en las turbinas iniciales

Las primeras versiones de las turbinas hidrocínéticas impresas en 3D presentaron varios problemas estructurales que afectaron tanto su durabilidad como su rendimiento en condiciones de operación. Estos problemas se manifestaron principalmente durante las pruebas a altas velocidades de rotación, donde las palas de la turbina mostraron un comportamiento inadecuado debido a la forma en que fueron impresas y al material utilizado.

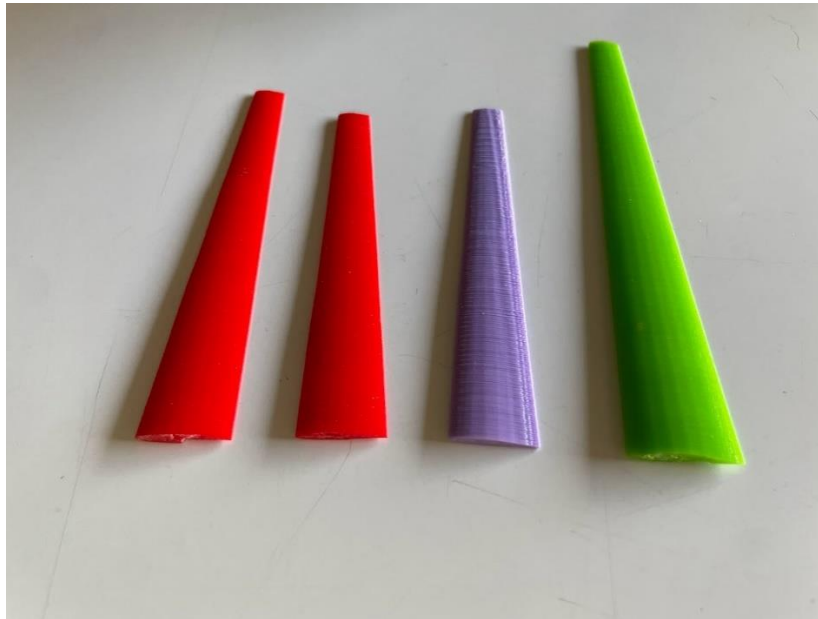
El problema principal de la primera versión de las turbinas fue la orientación de las palas durante el proceso de impresión 3D. Al imprimirlas verticalmente, capa por capa, se priorizó un mejor acabado superficial, pero sin considerar adecuadamente la dirección predominante de las fuerzas a las que estarían expuestas. Como resultado, las palas mostraron una alta vulnerabilidad estructural durante los ensayos, especialmente cuando estaban sometidas a velocidades de rotación elevadas (Figura 31).



*Figura 31: Turbina con rotura en una de las palas.*

El fallo más común era que las palas comenzaban a doblarse excesivamente bajo el efecto de la fuerza del flujo, lo que generaba un estrés mecánico considerable en las capas de impresión. Debido a que las capas estaban orientadas de forma perpendicular a la dirección de la fuerza predominante, esto provocaba que las palas se partieran por la mitad tras varios ensayos (Figura 32).





*Figura 32: Fragmentos de palas de turbina rotas.*

El material utilizado en esta primera versión, PLA, mostró claras limitaciones para soportar altas tensiones mecánicas. Debido a esto, se empezó a considerar el uso de materiales más resistentes, como el ABS o el nylon, para futuras versiones de las turbinas, con el fin de mejorar su resistencia y durabilidad.

Otro problema notable era la inestabilidad de la turbina cuando una de las palas se rompía durante el ensayo. Esto provocaba vibraciones no deseadas que afectaban la calidad del flujo aguas abajo y creaban dificultades en la recolección de datos. Las vibraciones también generaban un desgaste prematuro en otras partes de la turbina, lo que obligaba a detener el experimento y reemplazar componentes frecuentemente.

Por otro lado, se detectó un problema adicional relacionado con el control de la velocidad de giro de la turbina. Al no tener un sistema para ajustar la velocidad de giro o frenar adecuadamente la turbina, esta giraba en vacío sin resistencia mecánica suficiente o sin estar ajustada al modelo de funcionamiento.

Además, se detectó que el soporte del eje también presentaba fracturas durante los ensayos, especialmente bajo las tensiones generadas por el giro a altas velocidades. Este soporte, que sostenía el eje principal de la turbina, no estaba diseñado inicialmente para soportar las fuerzas dinámicas que se generaban durante el funcionamiento a largo plazo. Como resultado, la estructura del soporte comenzó a mostrar signos de desgaste y, en algunos casos, se fracturaba, lo que comprometía la estabilidad del eje y, por ende, de la turbina completa (Figura 33).



*Figura 33: Soporte del eje con roturas.*

## 6.2 Rediseño y mejora del proceso de impresión

El rediseño de las turbinas fue crucial para superar los problemas estructurales observados en las primeras versiones. Una de las principales mejoras consistió en modificar la orientación de las palas durante el proceso de impresión 3D. Originalmente, las palas se imprimían de manera vertical, lo que causaba que las capas de material quedaran dispuestas de forma perpendicular a las fuerzas principales que experimentaban. Esta disposición hacía que las palas fueran propensas a doblarse y fracturarse fácilmente cuando se exponían a velocidades de rotación elevadas.

Para corregir este problema, se decidió cambiar la orientación de impresión a una disposición horizontal. De esta manera, las capas del material trabajarían de manera más eficiente, soportando mejor las tensiones de flexión. Esta nueva disposición redujo significativamente el riesgo de fractura de las palas y aumentó su resistencia global (Figura 34).



*Figura 34: Pala impresa horizontalmente.*

Además, se consideró la posibilidad de aplicar un postprocesado para mejorar la durabilidad de las palas. Una de las opciones propuestas fue el uso de esmalte de uñas autonivelante como revestimiento superficial, lo que proporcionaría una capa adicional de protección (Figura 35). Este tratamiento no solo ayudaría a mejorar la resistencia mecánica, sino que también podría aumentar la durabilidad frente al desgaste provocado por la exposición prolongada a fuerzas intensas.



*Figura 35: Pala postprocesada con esmalte de uñas.*

Sin embargo, aunque el esmalte de uñas autonivelante fue evaluado como una opción viable para futuros estudios, no se utilizó en las pruebas de este proyecto. La mejora se centró en la optimización de la orientación de impresión, lo que ya resultó en un incremento considerable en la durabilidad de las palas.

### **6.3 Implementación de soluciones para el control de velocidad de giro**

Durante las pruebas iniciales se observó que la turbina hidrocínética alcanzaba velocidades de giro excesivas, ya que operaba en vacío o sin una resistencia adecuada. Estas altas velocidades no solo comprometían la integridad estructural de las palas, sino que también generaban problemas en la recolección de datos, al no estar ajustadas a los puntos de funcionamiento evaluados en estudios previos. Para resolver este problema, se propusieron e implementaron diferentes soluciones con el fin de controlar y ajustar la velocidad de giro de la turbina a los ensayos de otros estudios y garantizar la seguridad de la estructura y la precisión de las mediciones.

Entre las soluciones implementadas, se propuso sumar retenes al eje de la turbina, que ayudaran a aumentar la fricción y a oponer resistencia al movimiento del rotor. Paralelamente, se consideró la implementación de un freno mecánico, con el cual se podría controlar de manera más directa la velocidad de giro, y se evaluó la opción de acoplar un generador eléctrico que pudiera aprovechar la energía cinética generada. Finalmente, para este estudio, solo se implementó el sistema de retenes al

eje como medida de frenado, dejando las demás opciones abiertas para futuras investigaciones.

### 6.3.1 Frenado mecánico

El sistema de frenado mecánico se propuso con la idea de oponer resistencia al giro de la turbina, controlando su velocidad y evitando que esta girara en vacío a velocidades peligrosas. Para esto, se pensó en un mecanismo basado en un tornillo ajustable que presionara directamente contra el eje de la turbina, aumentando la fricción y reduciendo la velocidad de giro de manera efectiva.

- **Descripción del sistema:** El freno consistía en un tornillo ajustable, que se colocaba en el soporte de la turbina, presionando directamente sobre el eje. A medida que se apretaba el tornillo, la fricción en el eje aumentaba, ralentizando el giro de la turbina. Este sistema era sencillo y permitía un control manual y directo sobre la velocidad de giro.
- **Ventajas y limitaciones:** La principal ventaja de este sistema era su simplicidad y facilidad de implementación. Al no requerir componentes complejos, resultaba una opción económica y accesible para controlar la velocidad de la turbina en las pruebas. Sin embargo, presentaba ciertas limitaciones, como la generación de calor debido a la fricción y el desgaste del tornillo y del eje con el tiempo. Además, aunque efectivo, el sistema no permitía un ajuste preciso de la velocidad, ya que dependía del ajuste manual del tornillo.

### 6.3.2 Acoplamiento de generador eléctrico

Otra solución propuesta para el control de la velocidad de giro fue el acoplamiento de un generador eléctrico. La idea detrás de esta implementación era aprovechar la energía mecánica generada por la turbina para convertirla en energía eléctrica, lo que ayudaría a reducir la velocidad de giro y al mismo tiempo podría aprovecharse para generar electricidad.

- **Diseño del acoplamiento:** Para acoplar el generador eléctrico al eje de la turbina, se evaluó la necesidad de rediseñar el eje para permitir una conexión eficiente. Se propuso un sistema de acoplamiento mecánico que permitiera transferir de manera efectiva la energía del rotor al generador. Aunque este diseño fue evaluado, no se implementó en este estudio, quedando como una opción viable para futuras investigaciones.
- **Control de velocidad:** El generador eléctrico funcionaría como un freno dinámico, al convertir la energía mecánica en eléctrica, reduciendo la velocidad de giro de la turbina. A medida que el generador resistía el movimiento del eje, la turbina se desaceleraba de manera controlada. Este sistema también ofrecía la ventaja de que parte de la energía generada podría ser aprovechada para otros fines.

#### 6.4 Rediseño del soporte del eje

Para abordar el problema del soporte del eje, se realizó un rediseño enfocado en las áreas que mostraron mayor debilidad estructural durante los ensayos. Las principales fracturas ocurrieron debido a la flexión excesiva del soporte frente a las estructuras cercanas, como el soporte del ADV y el metacrilato de sujeción. La solución fue concentrar las mejoras en las zonas críticas que experimentaban mayor tensión:

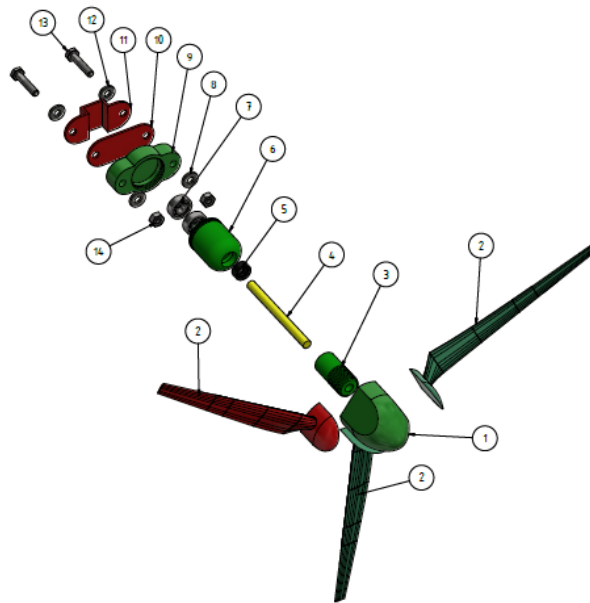
- **Aumento de material en la base:** Se añadió material extra en la base del soporte, que era el área más vulnerable a las fracturas por flexión. Esta adición permitió fortalecer el soporte, proporcionando mayor estabilidad y distribuyendo las cargas de manera más uniforme, lo que evitó la concentración de tensiones en un solo punto (Figura 36).



*Figura 36: Nuevo soporte del eje.*

#### 6.5 Plano de despiece final

La Figura 37 muestra el despiece de cada uno de los componentes que conforman la turbina, permitiendo visualizar su disposición y el ensamblaje final. Se incluye la lista de piezas, donde se especifican tanto los materiales de fabricación como la cantidad de cada elemento necesario para el ensamblaje (planos añadidos en el ANEXO I: PLANOS CONSTRUCTIVOS DE LA TURBINA HIDROCINÉTICA).



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	NR DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	CENTRO DE TURBINA	IMPRESO EN 3D-PLA
2	3	ASPA	IMPRESO EN 3D-PLA
3	1	TUERCA PORTA EJE	IMPRESO EN 3D-PLA
4	1	EJE	LATON DE 0MM
5	1	RETEN	GOMA
14	1	CAJA DE RODAMIENTOS	IMPRESO EN 3D-PLA
7	2	RODAMIENTO	SKF 8-22
9	1	SOPORTE PARA PORTA EJE	IMPRESO EN 3D-PLA
10	1	PLACA DE SUJECIÓN	ACERO
11	1	OMEGA DE SUJECIÓN	ACERO
12	2	ARANDELA	COMERCIAL
13	2	TORNILLO DE 1/4"x1,25"	COMERCIAL
14	2	TUERCA 1/4"	COMERCIAL

Figura 37: Despiece turbina hidrocínética.



## 7. RESULTADOS DE LA CARACTERIZACIÓN DEL FLUJO

En esta sección se presentan los resultados obtenidos durante las pruebas experimentales realizadas para la caracterización del flujo en diferentes puntos clave del sistema. El objetivo principal es evaluar las características del flujo en torno a la turbina hidrocínética y analizar cómo las distintas variables, tales como la velocidad del flujo, la turbulencia y las condiciones de operación, impactan en el rendimiento de la turbina.

El estudio se centró en la obtención de mediciones precisas de la velocidad en diferentes zonas, tanto aguas arriba como aguas abajo de la turbina, así como la evaluación de la varianza y TKE en estas regiones. A su vez, se analizaron los puntos de funcionamiento de la turbina en diferentes caudales y su comparación con modelos físicos previamente establecidos.

### 7.1 Caracterización de la velocidad incidente en la turbina

#### 7.1.1 Variación del caudal y puntos de funcionamiento

Inicialmente, para caracterizar la velocidad incidente en la turbina, se llevó a cabo una serie de ensayos variando el caudal de la bomba, lo que permitió estudiar el comportamiento de la turbina a diferentes puntos de funcionamiento. Durante esta fase, se midió la velocidad angular de la turbina ( $\omega$ , en rpm) en función de la velocidad incidente del flujo ( $U_{in}$ , en m/s). Esta relación permitió establecer una tendencia lineal entre la velocidad del flujo y la velocidad de rotación de la turbina, como se observa en el gráfico de la Figura 38.

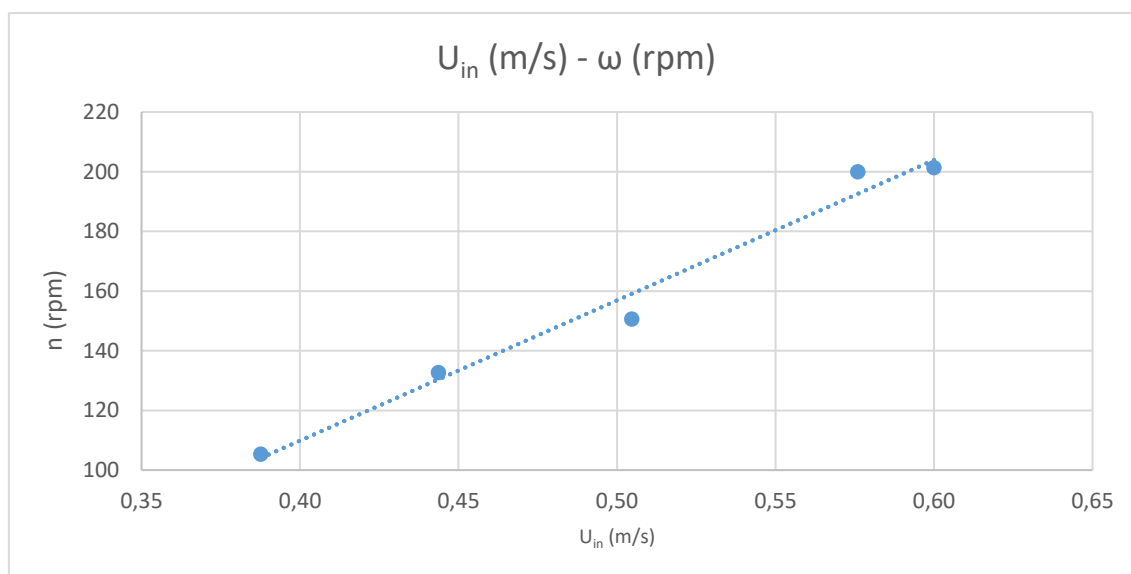


Figura 38: Relación velocidad incidente frente a velocidad angular de la turbina.

La tendencia viene representada por la siguiente ecuación:

$$\eta \text{ (rpm)} = 470,02 U_{in} \left( \frac{m}{s} \right) - 78,13 \quad (7.1)$$

Con un coeficiente de determinación ( $R^2$ ) de 0,98.

La medición de la velocidad incidente se realizó con el molinete OTT, que garantizó la precisión de los valores obtenidos para  $U_{in}$ . Al observar una relación casi lineal entre la velocidad del flujo y la rotación de la turbina, se pudo prever el comportamiento de la turbina en distintos puntos de funcionamiento. El punto óptimo de funcionamiento se definió como aquel en el que se alcanzó la mayor velocidad angular de la turbina, permitiendo un mayor giro de las hélices.

### 7.1.2 Ensayo sin retén

Se realizaron mediciones sin el uso de reten en la turbina, donde se observó cómo variaba la velocidad angular en función de la velocidad del flujo. Los resultados muestran un incremento progresivo en la rotación de la turbina a medida que aumentaba  $U_{in}$ , alcanzando un máximo de 201 *rpm* a  $U_{in} = 0.60 \text{ m/s}$ . A menores velocidades incidentes, la rotación disminuyó considerablemente, llegando a 55 *rpm* a  $U_{in} = 0.33 \text{ m/s}$ .

El TSR (*Tip Speed Ratio*), que describe la relación entre la velocidad de punta de las palas de la turbina y la velocidad del flujo incidente (3.3.5 Tip Speed Ratio (*TSR*)), también fue calculado. El valor máximo de *TSR* obtenido fue de 7,81, lo cual indica un buen aprovechamiento de la energía cinética del flujo, pero con una notable disminución a valores más bajos de  $U_{in}$ , como se refleja en el *TSR* de 3,77 a  $U_{in} = 0.33 \text{ m/s}$ .

### 7.1.3 Ensayo con retén

Una vez seleccionada la velocidad máxima incidente, se procedió a evaluar el comportamiento de la turbina con el uso de un retén para controlar la velocidad de giro. Los ensayos se realizaron en diferentes días tras la lubricación del retén y con la velocidad incidente máxima (a  $U_{in} = 0.60 \text{ m/s}$ ), permitiendo observar cómo afectaba este componente a la velocidad angular y al *TSR* de la turbina.

- En el primer día tras la lubricación, la velocidad máxima de rotación fue de 202 *rpm*, con un *TSR* de 7,57. A medida que avanzaban los ensayos, la rotación de la turbina disminuyó, alcanzando 165 *rpm* en el ensayo final, con un *TSR* de 6,19.
- El segundo día de ensayos mostró un aumento en la velocidad de rotación debido a la mejor adaptación del retén. En esta ocasión, la rotación máxima fue de 217 *rpm*, con un *TSR* de 8,14. Este comportamiento muestra que la eficiencia de la turbina mejoró ligeramente gracias al reten.
- Al tercer día de ensayo, la velocidad máxima registrada fue de 218 *rpm*, con un *TSR* de 8,18. Sin embargo, en las pruebas posteriores, la rotación descendió a 199 *rpm*, lo que sugiere que la lubricación del reten influía directamente en la consistencia de los resultados obtenidos.

En conclusión, los ensayos con reten demostraron que, al controlar la velocidad de giro, se pueden obtener resultados más estables y predecibles en comparación con los ensayos sin reten, donde la turbina presentaba una mayor variabilidad en su comportamiento.

Para analizar mejor los resultados del ensayo con retén, es importante tener en cuenta no solo los valores de  $n$  ( $rpm$ ) y  $TSR$ , sino también el intervalo de tiempo entre cada medición y la tendencia a lo largo del tiempo que el retén estuvo en funcionamiento.

#### Primer día con retén lubricado:

- En este día, se realizaron tres mediciones entre las 15:12 y las 16:40, con un intervalo de tiempo entre la primera y segunda medición de 18 minutos, y entre la segunda y tercera medición de 1 hora y 10 minutos.
- El comportamiento observado muestra una clara tendencia a la disminución de la velocidad de rotación (de 202  $rpm$  a 165  $rpm$ ).

#### Segundo día con retén lubricado:

- En este segundo día, se realizaron dos mediciones, con un intervalo de tiempo considerablemente mayor (alrededor de 5 horas) entre las 12:41 y las 17:17.
- La primera medición presenta un incremento en la velocidad de rotación respecto al día anterior (217  $rpm$ ), lo que indica una mejor adaptación del retén tras un día adicional de funcionamiento. Sin embargo, con el paso del tiempo, se observa una disminución a 170  $rpm$ .

#### Tercer día con retén lubricado:

- En el tercer día, las mediciones fueron tomadas entre las 13:18 y las 16:59, con un intervalo de casi 4 horas.
- Durante este día, la primera medición registra la velocidad más alta observada en todo el estudio (218  $rpm$ ), lo que refleja el óptimo funcionamiento del retén tras dos días de operación. Sin embargo, en la segunda medición, la velocidad de rotación cae a 199  $rpm$ .

El análisis de los datos con respecto al tiempo de funcionamiento revela que, aunque el retén mejora significativamente el control de la velocidad de giro, existe una tendencia a la disminución de la velocidad a medida que pasa el tiempo entre cada medición. Esto puede estar relacionado con el desgaste del retén, el secado o la pérdida de eficacia de la lubricación con el tiempo.

Por lo tanto, es recomendable un monitoreo constante del estado del retén y un mantenimiento frecuente, especialmente en situaciones de ensayo prolongadas o en condiciones de alta demanda de velocidad de giro, para asegurar la estabilidad y el rendimiento de la turbina a lo largo del tiempo.

#### 7.1.4 Comparación con modelación física

En este apartado, se comparan los resultados experimentales obtenidos en los ensayos con retenes con la modelación física descrita en el estudio *Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank*, realizado por A.S. Bahaj, A.F. Molland, J.R. Chaplin y W.M.J. Batten (2007) [10], que trata sobre turbinas hidrocínéticas. Aunque las condiciones experimentales de ambos estudios no son idénticas (existen diferencias en el canal de ensayo, las velocidades del flujo, entre otros factores), es

posible realizar una comparación a través del análisis del tip speed ratio (TSR) y el coeficiente de potencia ( $C_p$ ).

En el gráfico correspondiente al coeficiente de potencia ( $C_p$ ) para un ángulo de paso de  $15^\circ$  (Figura 39) que el TSR óptimo para maximizar  $C_p$  se encuentra alrededor de un valor de  $TSR = 5$ , donde  $C_p$  alcanza su valor máximo en torno a 0,45. Al comparar estos resultados con los obtenidos en los ensayos experimentales ( $TSR$  entre 6 y 8 para diferentes condiciones de lubricación), se observa que la turbina hidrocínética ensayada, aunque no se encuentra en el punto de mayor eficiencia, está dentro de la curva estudiada para los valores de  $TSR$  más bajos.

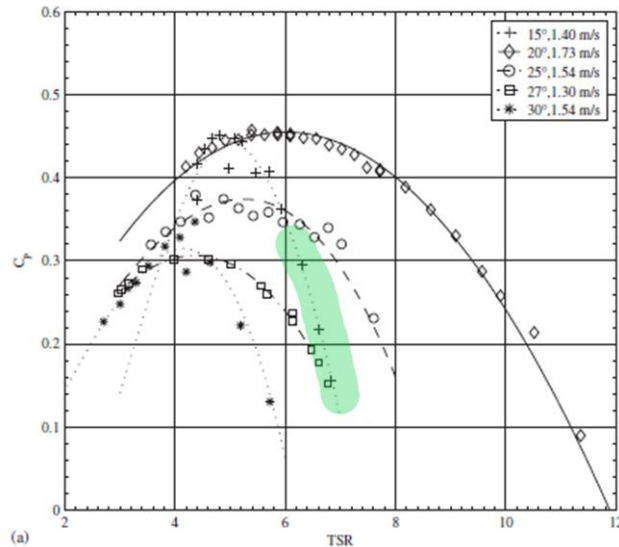


Figura 39: Comparaciones a diferentes ángulos de paso en el túnel de cavitación del estudio de A.S. Bahaj, A.F. Molland, J.R. Chaplin y W.M.J. Batten (2007) modificado añadiendo rango de TSR compatible obtenido en los ensayos (a) Coeficiente de potencia,  $C_p$  [10].

Otro gráfico del mismo estudio (

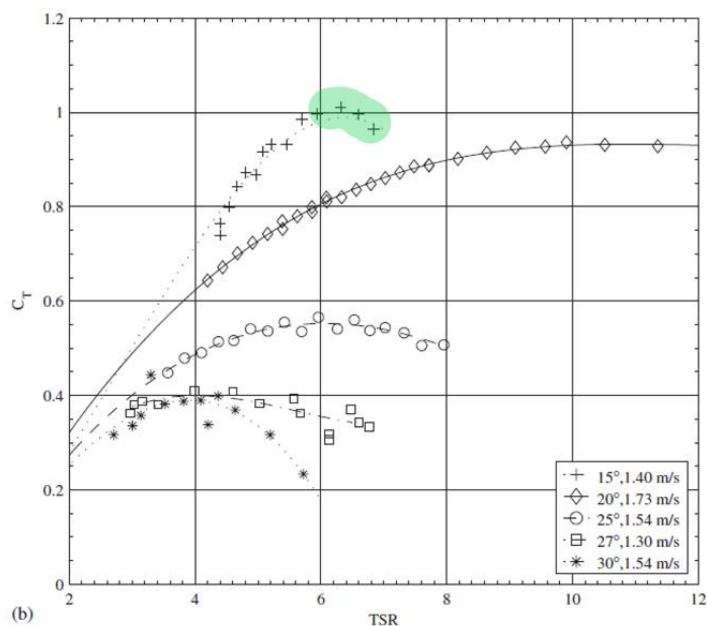


Figura 40) muestra la relación entre el TSR y el coeficiente de empuje ( $C_t$ ) para varios ángulos de paso. La curva de  $15^\circ$  y 1.40 m/s tiene un máximo de  $C_t$  en  $TSR=6,5$  y disminuyendo a medida que el TSR aumenta, lo que respalda la importancia de mantener el TSR dentro de un rango óptimo para maximizar la eficiencia del sistema sin incrementar innecesariamente la resistencia de la turbina.

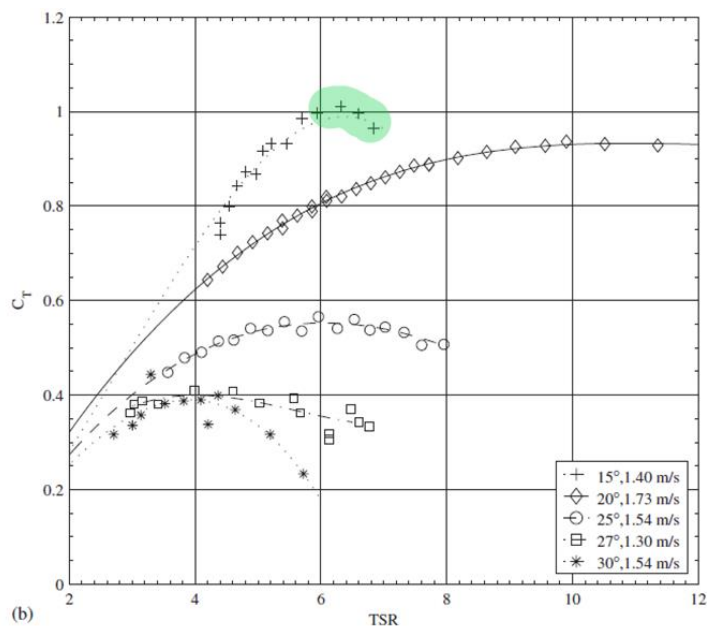


Figura 40: Comparaciones a diferentes ángulos de paso en el túnel de cavitación del estudio de A.S. Bahaj, A.F. Molland, J.R. Chaplin y W.M.J. Batten (2007) modificado añadiendo rango de TSR compatible obtenido en los ensayos (b) Coeficiente de empuje,  $C_t$  [10].

## 7.2 Secciones de medición

En este trabajo, se establecieron varias secciones de medición tanto aguas arriba como aguas abajo de la turbina, con el objetivo de caracterizar el comportamiento del flujo a diferentes distancias (Figura 41).

Las secciones de medición establecidas en este trabajo son las siguientes: una sección aguas arriba y, aguas abajo, se tomaron mediciones a distancias de un diámetro, dos diámetros, cinco diámetros y seis diámetros de la turbina.

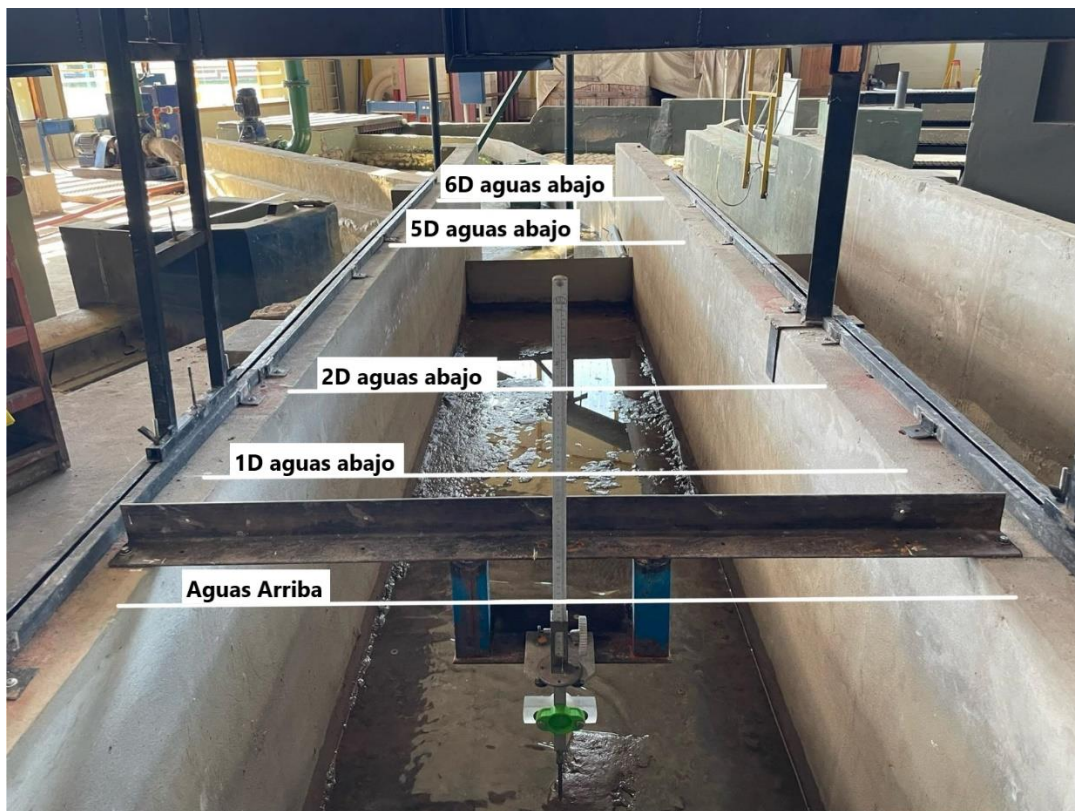


Figura 41: Secciones de medición del canal.

### 7.3 Caracterización de la sección aguas arriba

En este estudio, la caracterización de la sección aguas arriba es crucial para evaluar el comportamiento del flujo en su estado natural antes de la interacción con la turbina.

#### 7.3.1 Mallado de puntos de medición

Para obtener datos y representar de manera adecuada la distribución de velocidades en esta sección, se llevó a cabo un mallado de puntos de medición a lo largo del canal.

El mallado de puntos de medición, representado en la Figura 42, fue diseñado con el fin de capturar las velocidades en las tres direcciones del flujo (longitudinal, transversal y vertical) a diferentes alturas y anchos del canal.



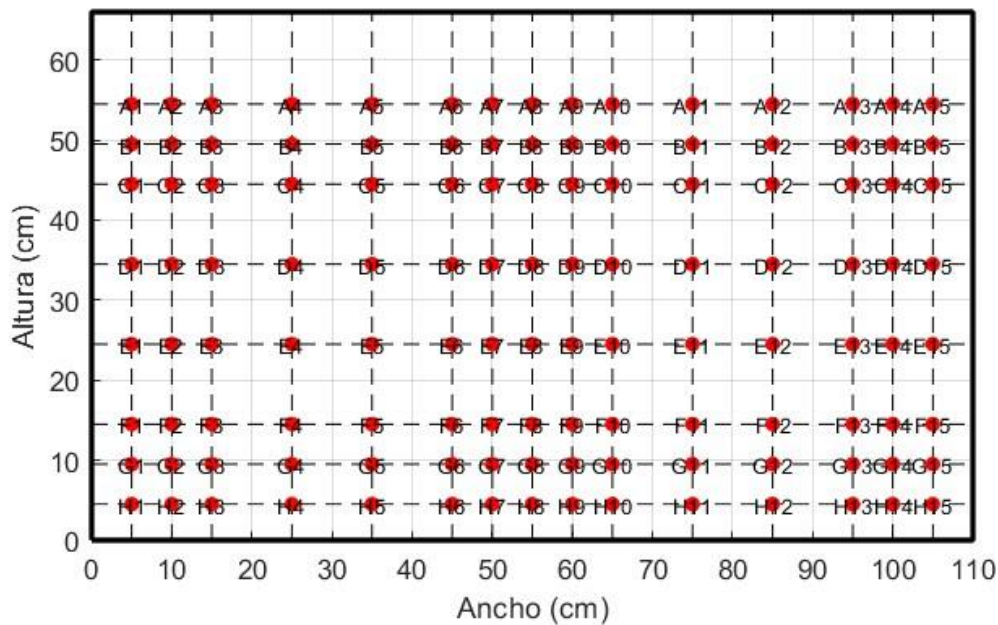


Figura 42: Mallado de puntos de medición del canal.

Para cada uno de estos puntos, se realizaron mediciones utilizando el velocímetro acústico Doppler ADV Vectrino de SonTek que proporciona datos de velocidad en las tres componentes espaciales.

El mallado asegura que se pueda obtener una representación detallada de las variaciones de velocidad en toda la sección transversal, desde la superficie hasta el fondo del canal, y de lado a lado. Se utilizó un mallado denso para minimizar la incertidumbre en la caracterización del flujo, lo que permitió tener datos suficientemente representativos para los análisis posteriores.

Para la creación de las gráficas posteriores, se han interpolado los valores con el fin de obtener una representación continua y precisa de los datos.

### 7.3.2 Velocidad media longitudinal ( $U_x$ )

El gráfico presentado (Figura 43) muestra las curvas de igual velocidad medidas a lo largo de la sección transversal del canal en estudio, así como los perfiles de velocidades longitudinales y transversales en la dirección predominante del flujo (x). Este tipo de gráfico es utilizado comúnmente para visualizar el comportamiento de las velocidades en un flujo, y en este caso, representa las variaciones de velocidad longitudinal a diferentes alturas y posiciones transversales en la sección del canal. A continuación, se detallan los aspectos más relevantes del análisis:

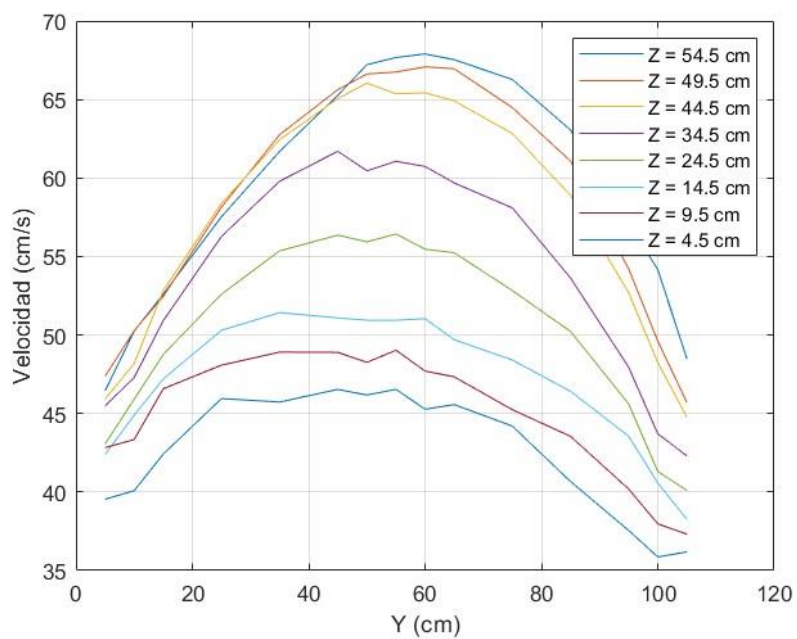
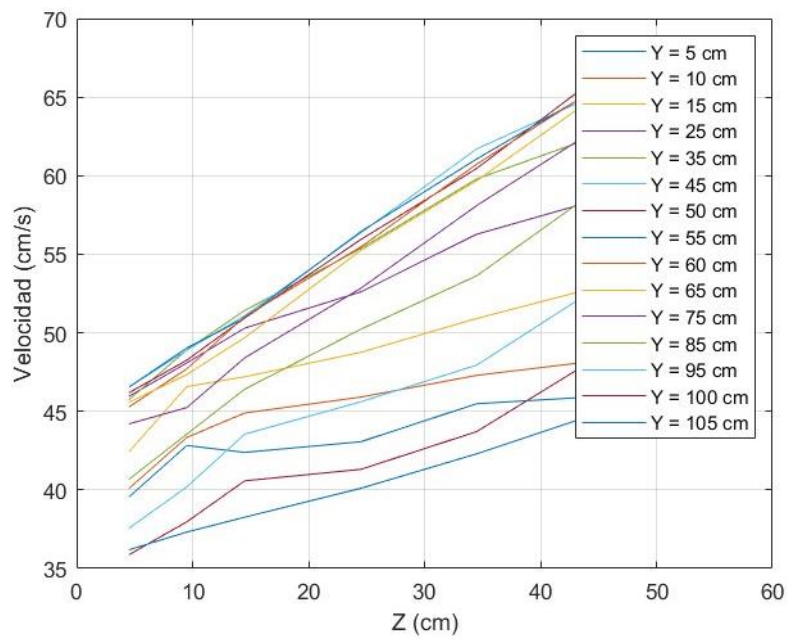
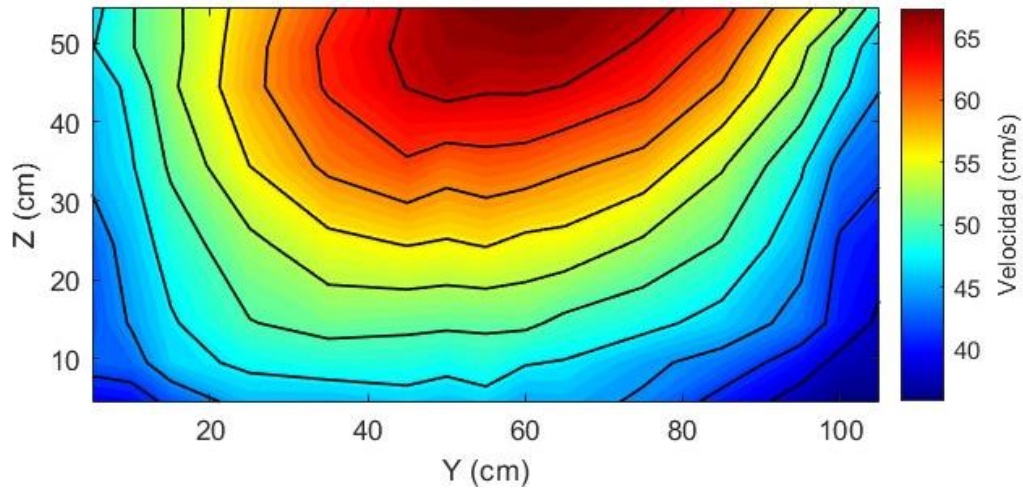


Figura 43: Curvas de igual velocidad, perfiles de velocidad longitudinales y transversales (cm/s).

La velocidad media longitudinal en el canal muestra un perfil claro, alcanzando sus valores máximos en la parte central superior, con velocidades superiores a 67 cm/s a lo largo de la línea media y alturas alrededor de 50 cm. Hacia los márgenes laterales y el fondo del canal, las velocidades disminuyen gradualmente, alcanzando mínimos de aproximadamente 36 cm/s. Esta disminución se debe principalmente a los efectos de fricción con las paredes y el fondo del canal. En la región central, el flujo es más uniforme y estable, mientras que en los márgenes laterales se observa una mayor dispersión, lo que indica una menor eficiencia en la transmisión de energía del flujo principal hacia estas zonas.

Los perfiles de velocidad longitudinales y transversales presentan otros aspectos importantes. En los perfiles longitudinales, se aprecia que la velocidad máxima no ocurre en la superficie del agua, sino a una profundidad intermedia, lo que confirma que la fricción con las paredes y el fondo del canal influye significativamente en la distribución del flujo. Este comportamiento refleja cómo la velocidad máxima se encuentra en una franja central del canal, reduciéndose hacia los márgenes laterales y hacia el fondo.

En los perfiles transversales, también se observa un gradiente de velocidad, con una velocidad significativamente mayor en el centro del canal y una disminución progresiva hacia los márgenes. Esta distribución tridimensional del flujo muestra una variación considerable en las tres direcciones (horizontal, vertical y longitudinal), lo que revela la complejidad de la interacción entre el flujo y las paredes del canal.

El gráfico también permite visualizar de manera clara las zonas de mayor velocidad, que se concentran en el centro del canal y a una altura de aproximadamente 50 cm desde el fondo, donde la influencia de la fricción es mínima. Este tipo de distribución es de gran relevancia, especialmente al considerar la colocación de dispositivos como turbinas hidrocinéticas, que necesitan estar posicionadas en regiones de alta velocidad para maximizar su rendimiento.

Este comportamiento es similar a los resultados obtenidos en estudios teóricos como los presentados por Ven Te Chow en su libro *Hidráulica de Canales Abiertos* [15]. cómo se puede ver en el apartado

### 3.2 Distribución de velocidades en una sección del canal y en la Figura 44.

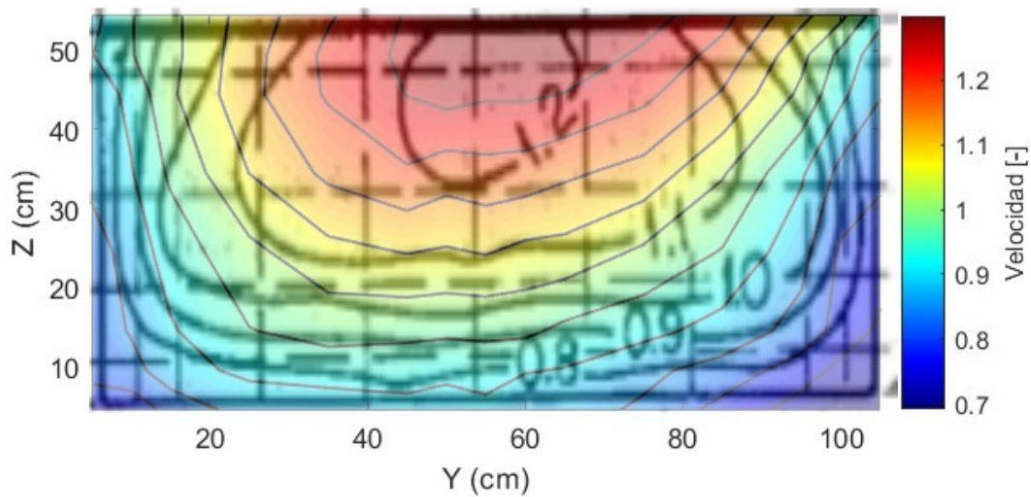


Figura 44: Curvas de igual velocidad adimensionalizadas, superpuestas con la representación de Ven Te Chow.

Viendo los resultados del análisis de la distribución de velocidades en el canal, se decidió colocar la turbina a 55 cm de los márgenes laterales y a 30 cm del fondo como se puede observar en la Figura 45.

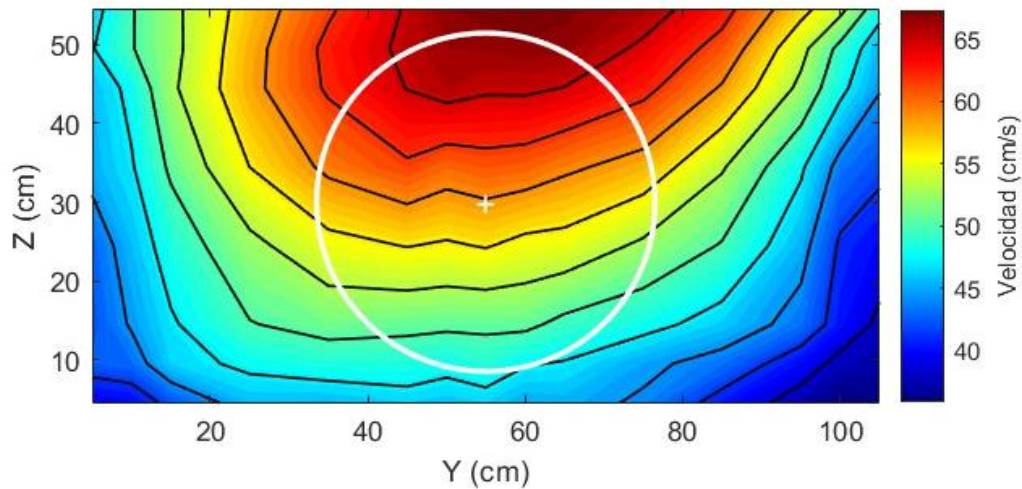


Figura 45: Curvas de igual velocidad y posicionamiento de la turbina.

La velocidad media en el canal es de 51,82 cm/s, mientras que en la región de la turbina alcanza los 58,54 cm/s.

### 7.3.3 Velocidad media transversal ( $U_y$ )

La velocidad media transversal ( $U_y$ ) (Figura 46), presenta valores negativos en gran parte del canal, con mínimos de hasta -2,8 cm/s en la parte superior central, lo que indica un flujo hacia la izquierda en esta sección. Los valores más cercanos a cero se encuentran en la zona inferior y en los márgenes laterales, donde la influencia del



flujo transversal es menor, lo que indica un movimiento lateral casi nulo. Este comportamiento transversal refleja la resistencia lateral del canal y la interacción del flujo principal con las paredes, que tienden a limitar el desplazamiento lateral del agua.

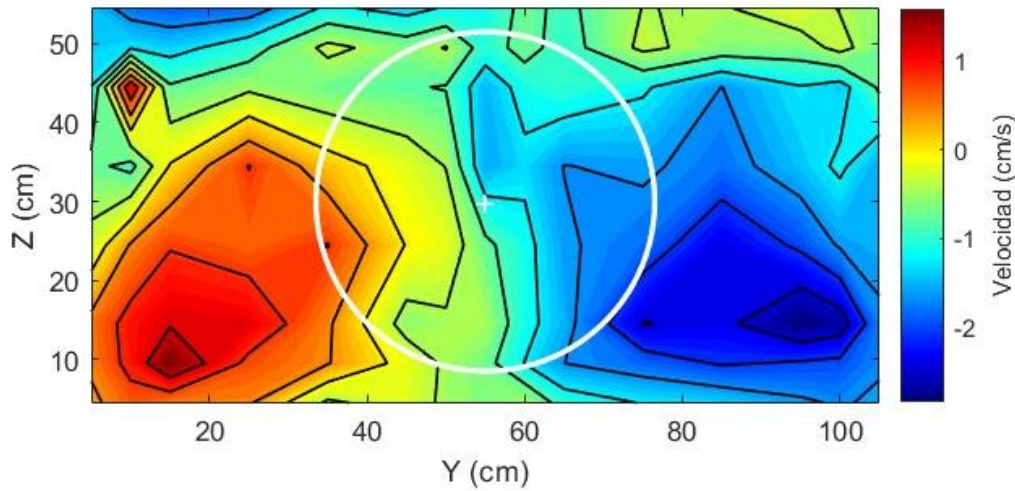


Figura 46: Curvas igual velocidad transversal.

#### 7.3.4 Velocidad media vertical ( $U_z$ )

La velocidad media vertical ( $U_z$ ) (Figura 47), muestra un comportamiento variable a lo largo de la sección del canal. En la región superior central se observan valores positivos, con un máximo de 3,4 cm/s, indicando un movimiento ascendente del flujo. Hacia la parte inferior, especialmente en la zona central, las velocidades verticales se tornan negativas, alcanzando mínimos de -2,5 cm/s, lo que sugiere la existencia de movimientos descendentes en estas áreas. Este patrón es indicativo de una dinámica de recirculación vertical, donde el flujo asciende en las zonas periféricas y desciende en la zona central.

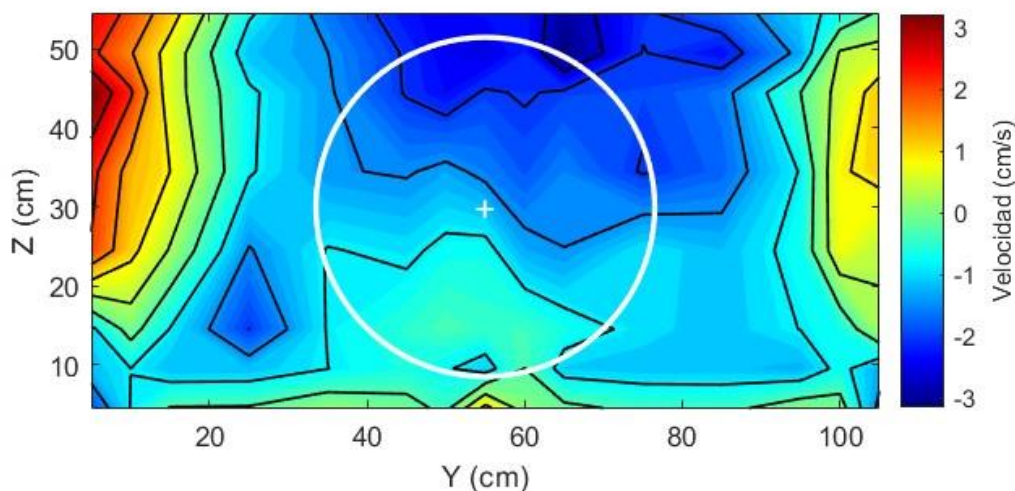


Figura 47: Curvas igual velocidad vertical.

### 7.3.5 Energía cinética turbulenta ( $TKE$ )

La energía cinética turbulenta ( $TKE$ ) (Figura 48), es máxima en la parte superior central del canal, alcanzando valores de hasta  $75 \text{ cm}^2/\text{s}^2$ . Esto sugiere una alta fluctuación en la velocidad del flujo en esta región, asociada a una mayor intensidad de la turbulencia. Hacia los márgenes laterales y el fondo, la  $TKE$  disminuye progresivamente, con valores mínimos de alrededor de  $32 \text{ cm}^2/\text{s}^2$  en la zona más baja y cerca de las paredes laterales.

La distribución observada de la  $TKE$  es coherente con la hipótesis de que, en áreas con menores gradientes de velocidad, como ocurre en zonas con recirculación o flujo retardado, se presenta una mayor energía cinética turbulenta. En estas áreas, la interacción de las componentes longitudinal, transversal y vertical del flujo contribuye a un incremento en la generación de turbulencia, evidenciado en los valores elevados de  $TKE$  en algunas posiciones específicas a lo largo del canal.

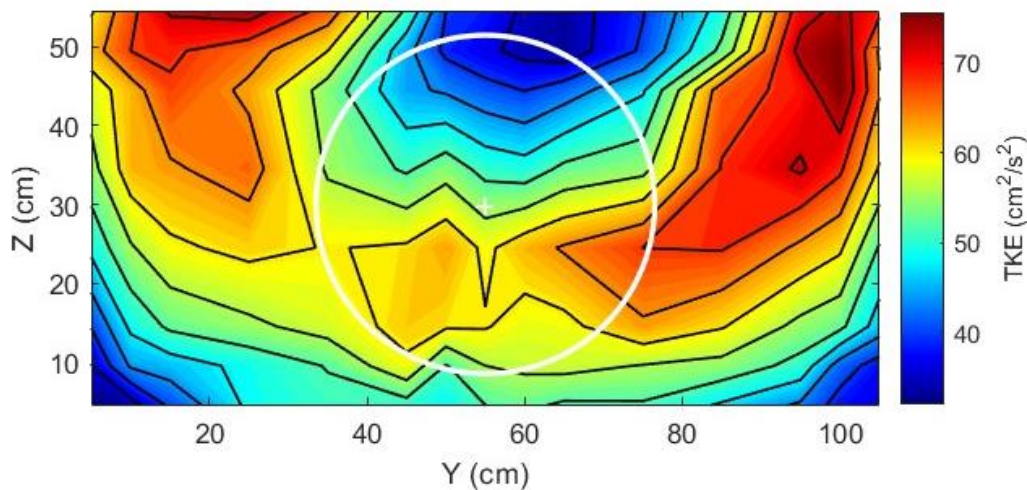


Figura 48: Curvas igual Energía Cinética Turbulenta.

### 7.3.6 Desviación de velocidad longitudinal ( $\sigma_x$ )

La desviación de la velocidad longitudinal ( $\sigma_x$ ) (Figura 49), muestra sus valores más altos en la parte superior del canal, con máximos de hasta  $8,8 \text{ cm/s}$  en la región central, lo que indica una gran variabilidad en la dirección longitudinal del flujo. En los márgenes laterales y en el fondo del canal, la desviación se reduce a valores cercanos a  $5,5 \text{ cm/s}$ , lo que sugiere un flujo más estable y menos turbulento en estas áreas. La alta desviación en la región central refleja la presencia de vórtices y fluctuaciones de velocidad que perturban el flujo principal.



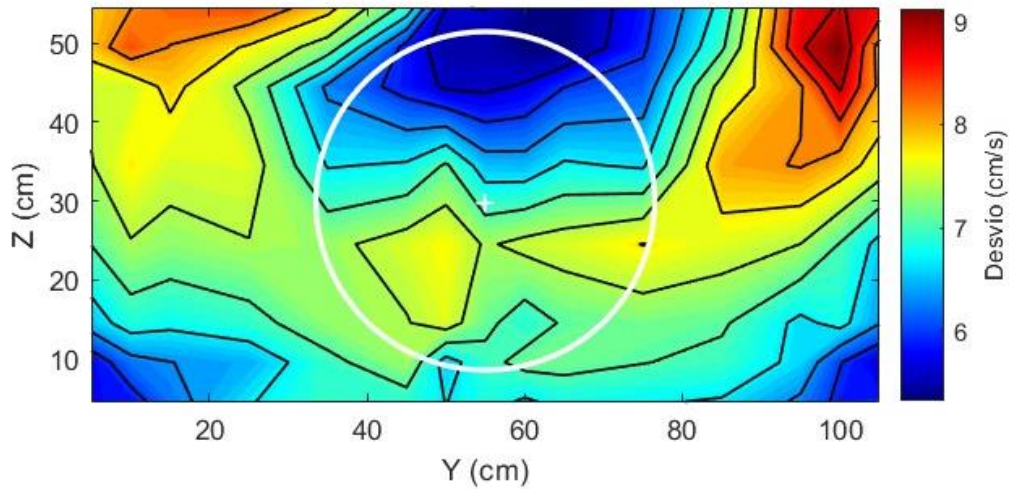


Figura 49: Curvas igual desvío longitudinal.

### 7.3.7 Desviación de velocidad transversal ( $\sigma_y$ )

La desviación de la velocidad transversal ( $\sigma_y$ ) (Figura 50), es alta en la parte central superior del canal, alcanzando valores máximos de hasta 6,7 cm/s en la zona media, lo que indica una significativa variabilidad en la dirección lateral. En la parte inferior y los márgenes laterales, la desviación disminuye a valores cercanos a 4,6 cm/s. Esta variabilidad en la región central superior se puede atribuir a las fluctuaciones inducidas por la interacción del flujo con las paredes laterales y la turbulencia generada en el centro del canal.

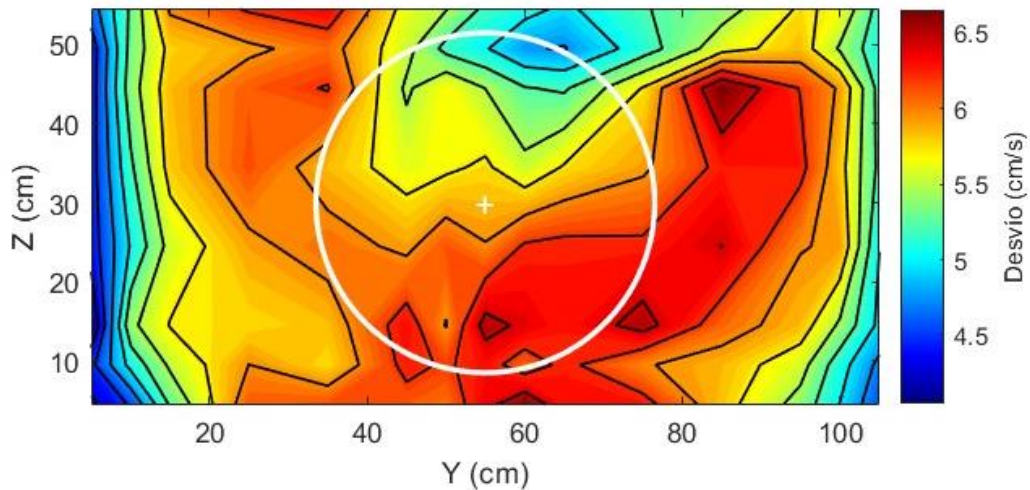


Figura 50: Curvas igual desvío transversal.

### 7.3.8 Desviación de velocidad vertical ( $\sigma_z$ )

La desviación de la velocidad vertical ( $\sigma_z$ ) (Figura 51), presenta sus máximos en la parte central superior, con valores de hasta 6,5 cm/s. En la región central inferior

y en los márgenes, los valores se reducen a aproximadamente 4,3 cm/s, reflejando un flujo más ordenado y menos fluctuante en estas zonas. La alta desviación vertical en la parte central superior sugiere una mayor influencia de vórtices y estructuras turbulentas que generan un intercambio significativo de energía en la dirección vertical.

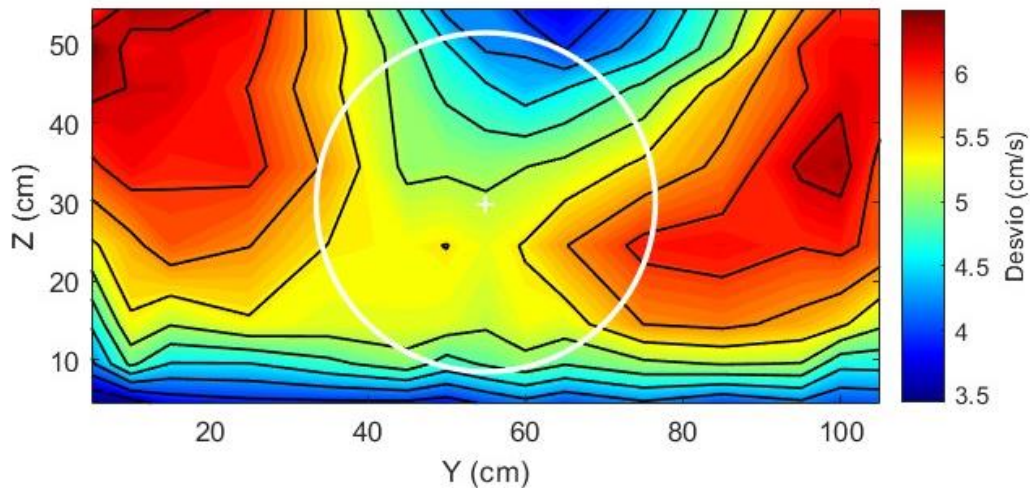


Figura 51: Curvas igual desvío vertical.

#### 7.4 Caracterización de las secciones aguas abajo

El análisis de las secciones aguas abajo es crucial para comprender cómo la turbina hidrocínética y su soporte afectan el flujo en el canal. Las mediciones se realizaron en diferentes secciones ubicadas a 1, 2, 5 y 6 diámetros de distancia de la turbina, tanto con la turbina instalada como sin ella, utilizando solo el soporte.

##### 7.4.1 Mallado de puntos de medición y secciones de estudio

El mallado de puntos de medición, como se muestra en la Figura 52, se ha distribuido uniformemente a lo largo del ancho y la altura del canal, donde se prevé que la turbina tiene relevancia, para capturar de manera precisa las variaciones del flujo en cada sección de estudio.

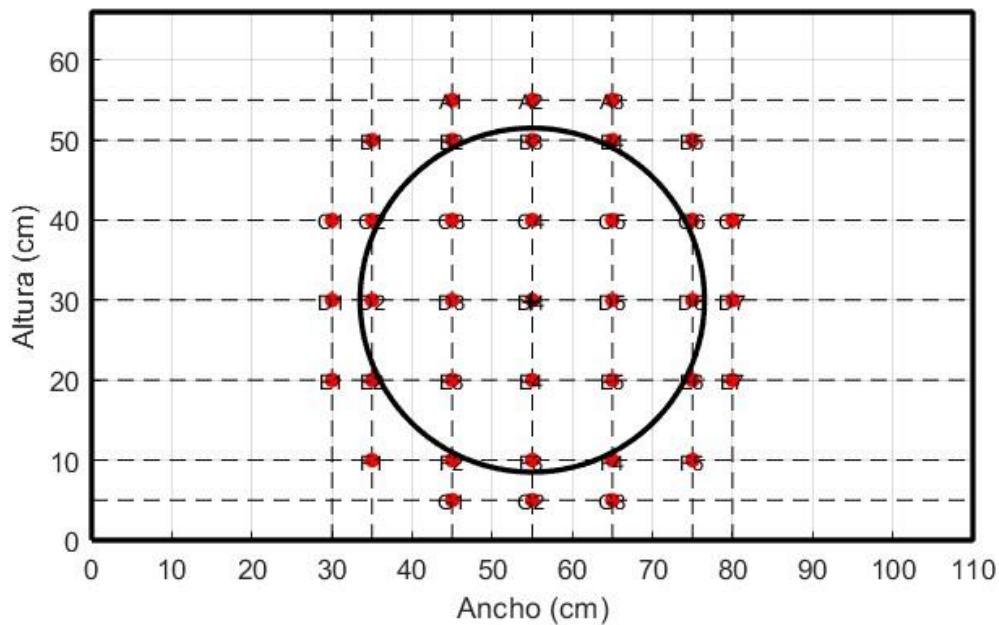


Figura 52: Mallado de puntos de medición y posicionamiento de la turbina (secciones aguas abajo).

Las secciones de medición se ubicaron a distancias de 1D, 2D, 5D y 6D aguas abajo de la turbina para evaluar la influencia directa de la turbina, la expansión de la estela, la recuperación del flujo y su estabilización final comparando con el soporte.

Las mediciones se limitaron a estas secciones debido a la proximidad de la placa de aforo, la interferencia de otro modelo físico que afectaba el soporte de medición y el tiempo disponible para realizar las pruebas. Además, no se analizaron datos a 5 diámetros sin turbina, ya que al comparar el comportamiento a 6 diámetros con y sin turbina se observó que el flujo ya se encontraba estabilizado como se verá más adelante.

#### 7.4.2 Velocidad media longitudinal ( $U_x$ )

El análisis de la velocidad media longitudinal ( $U_x$ ) a lo largo de las distintas secciones aguas abajo de la turbina, permite observar el comportamiento del flujo mientras este interactúa con la turbina y su posterior recuperación a medida que se aleja de ella.

En la sección a un diámetro de distancia aguas abajo con turbina (Figura 53), se puede notar que el flujo está altamente perturbado. Las velocidades más bajas se concentran en la zona central baja (alrededor de  $Y=55$ ,  $Z=30$ ) donde la estela de la turbina afecta significativamente el campo de flujo, generando un núcleo con menor velocidad en comparación con las zonas superiores y laterales. En cambio, sin turbina en esta misma sección (Figura 54), la perturbación es más difusa y simétrica, con una

mayor homogeneidad en el perfil de velocidad. El máximo de velocidad tiende a ubicarse en las capas superiores y hacia los bordes laterales, donde el soporte aún influye, pero en menor medida.

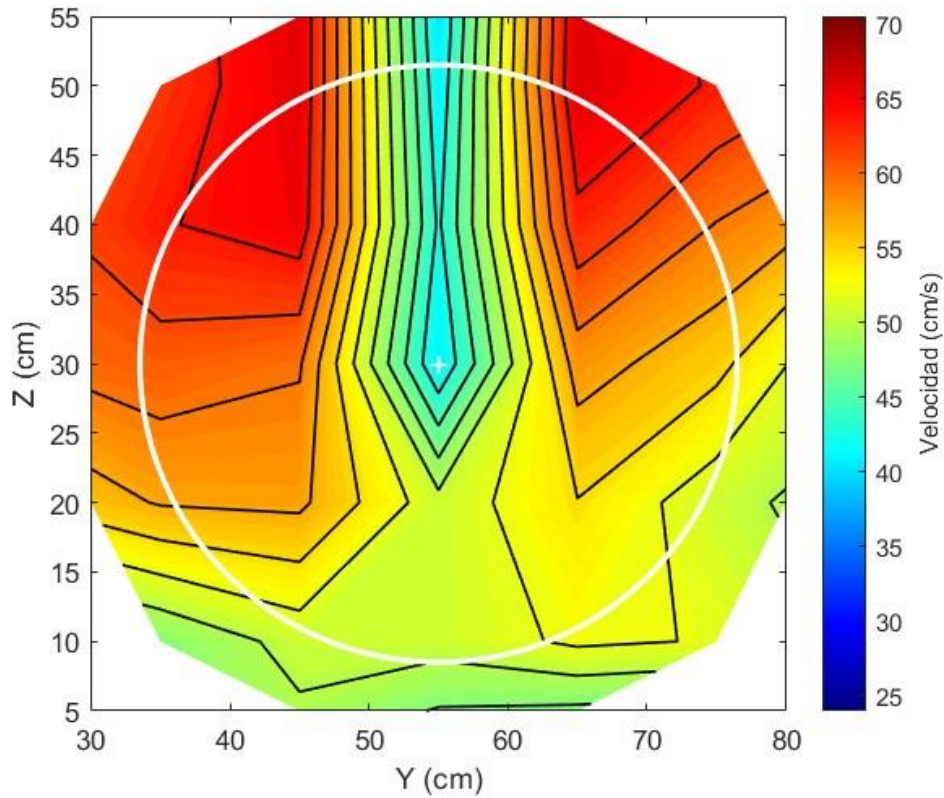


Figura 53: 1D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media longitudinal.



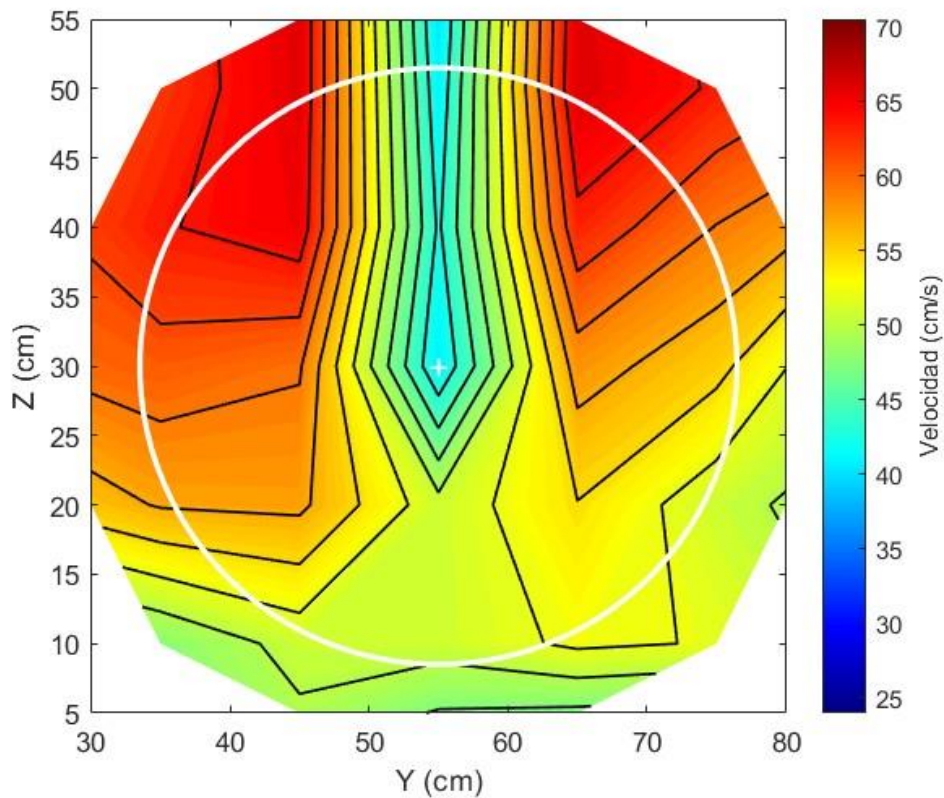


Figura 54:1D aguas abajo con soporte y sin turbina: Velocidad media longitudinal.

A dos diámetros aguas abajo con turbina (Figura 55), el flujo muestra una notable recuperación. Las velocidades empiezan a aumentar en la zona central y la estela se expande ligeramente hacia los lados, como se observa en la imagen correspondiente. Sin embargo, persiste un área con velocidad reducida en el núcleo central, especialmente cerca del eje Z, aunque menos intensa que a un diámetro de distancia. Sin turbina (Figura 56), el flujo es más uniforme, con un perfil más rectilíneo que muestra una transición suave entre las zonas de alta y baja velocidad. Aquí, la influencia del soporte todavía es visible, pero menos perturbadora que en distancias más cercanas a la turbina.

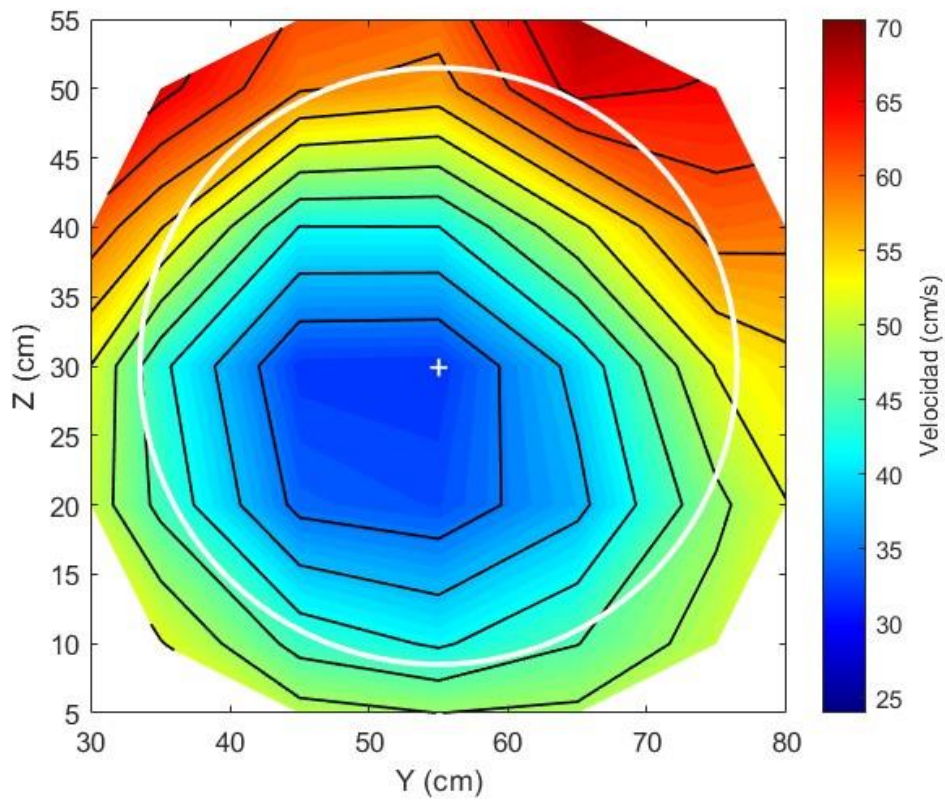


Figura 55: 2D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media longitudinal.

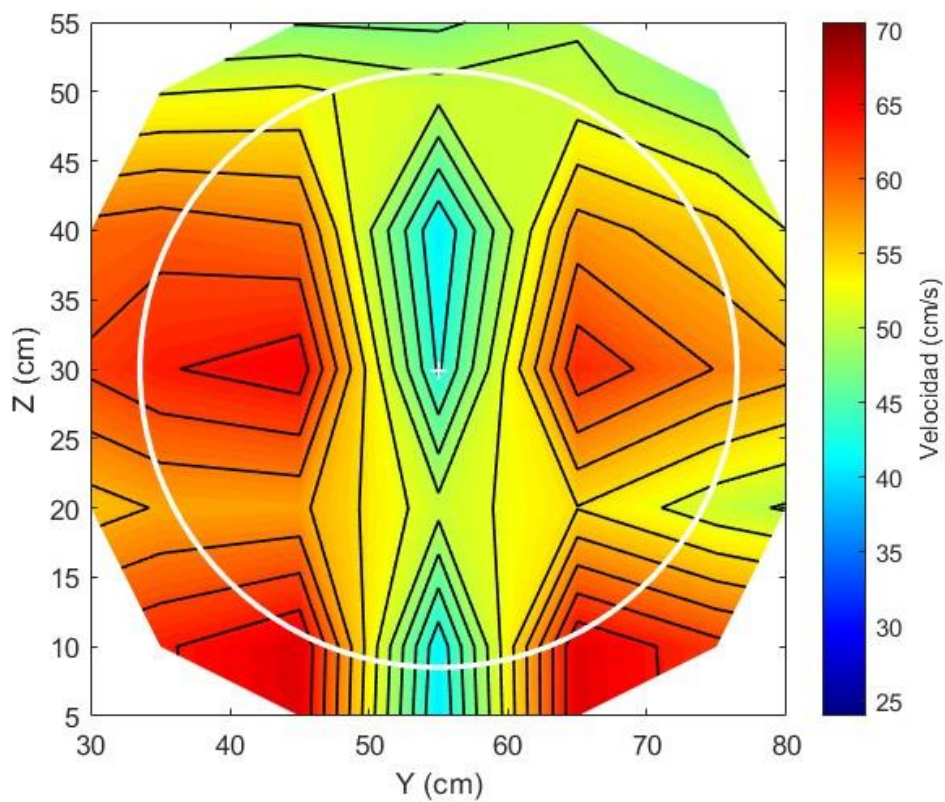


Figura 56: 2D aguas abajo con soporte y sin turbina: Velocidad media longitudinal.



En la sección a cinco diámetros aguas abajo con turbina (Figura 57), el flujo muestra una clara estabilización. Aunque todavía hay una ligera diferencia de velocidad entre el centro y los bordes, la estela ha comenzado a disiparse, permitiendo que el flujo recupere progresivamente su estructura homogénea. Este comportamiento sugiere que el flujo ha alcanzado un estado casi de equilibrio, con una distribución de velocidad mucho más consistente en todo el canal.

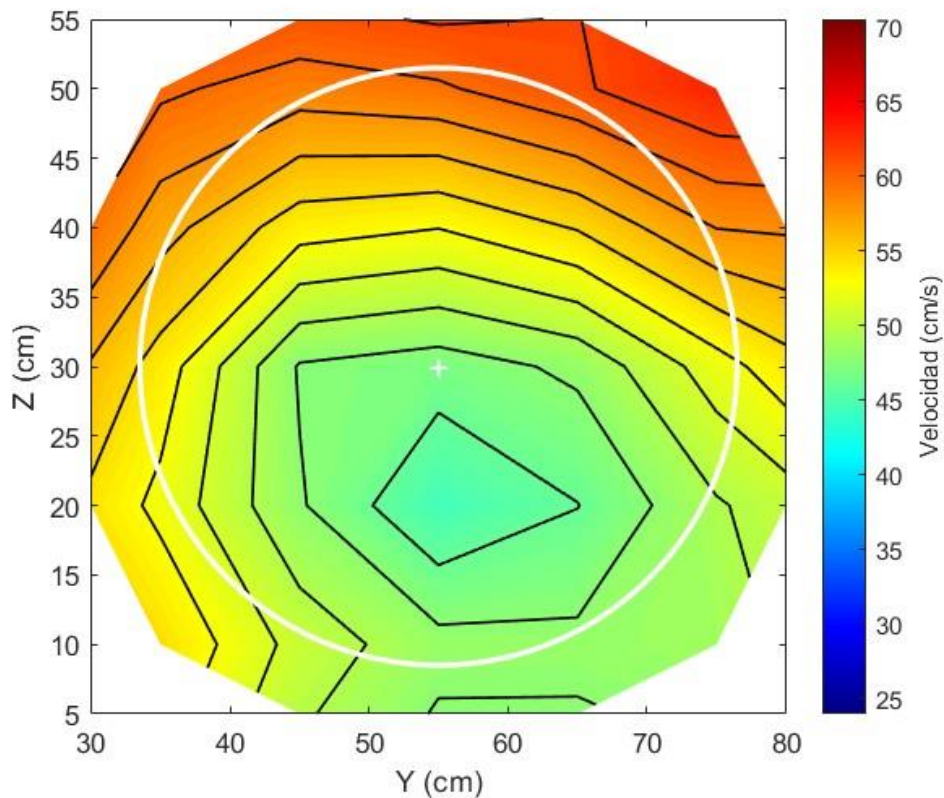


Figura 57: 5D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media longitudinal.

Finalmente, a seis diámetros aguas abajo con turbina (Figura 58), el flujo se aproxima a su recuperación completa. Las diferencias entre el centro y los bordes son mínimas, y el perfil de velocidad es mucho más homogéneo, como lo indica la imagen donde las líneas de contorno están más suavizadas. Sin turbina (Figura 59), la estabilización es casi total, y el perfil de velocidad en esta sección apenas difiere de un flujo aguas arriba, lo que indica que la influencia del soporte ha quedado prácticamente anulada.

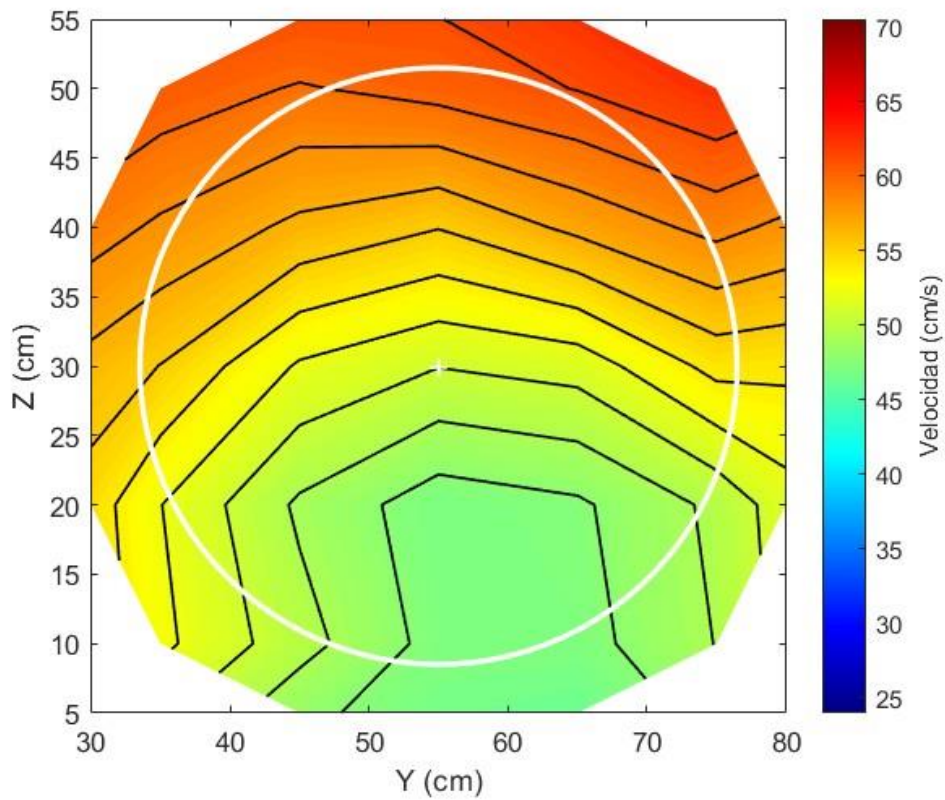


Figura 58: 6D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media longitudinal.

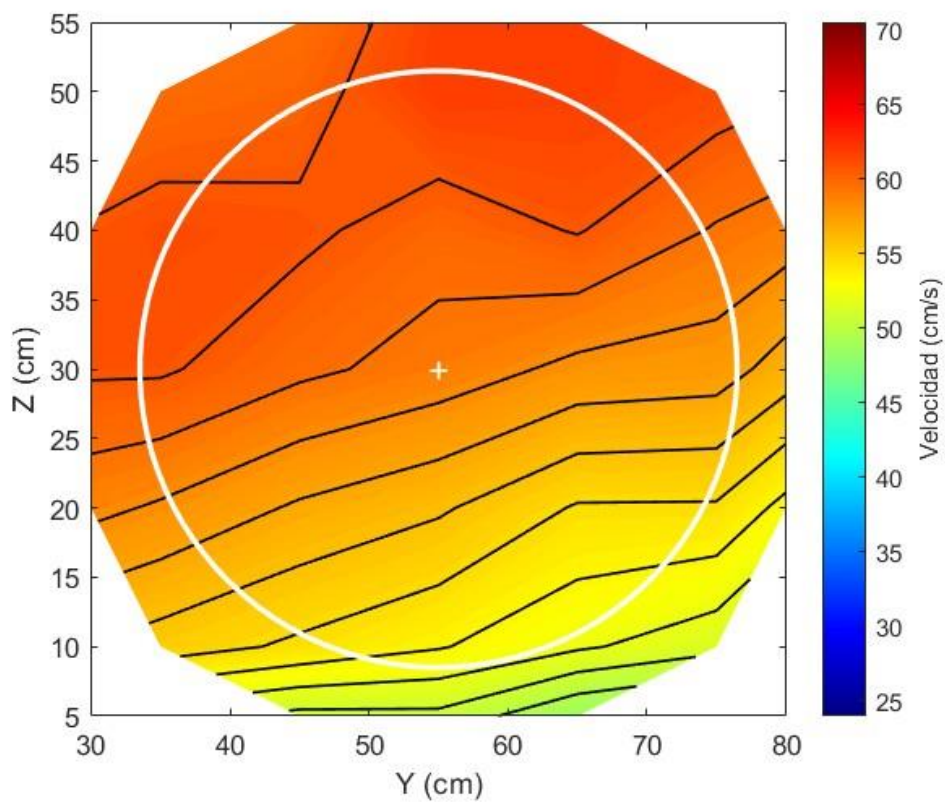


Figura 59: 6D aguas abajo con soporte y sin turbina: Velocidad media longitudinal.

### 7.4.3 Velocidad media transversal ( $U_y$ )

En la sección a un diámetro de distancia aguas abajo con turbina (Figura 60), el flujo está claramente perturbado. Las velocidades máximas ( $U_y$ ) se concentran en la parte central, alrededor de  $Z=30$  cm y  $Y=55$  cm, mientras que las mínimas se encuentran en la zona central inferior, en  $Z=20$  cm y  $Y=55$  cm. La imagen muestra una clara división entre áreas de velocidad positiva y negativa, reflejando la fuerte influencia de la estela de la turbina, que induce una considerable turbulencia en la región media. Sin turbina (Figura 61), el perfil es mucho más homogéneo, con una distribución simétrica de las velocidades. La perturbación del soporte es menos intensa y se refleja en un campo de velocidad más suave y uniforme, con menores diferencias entre los valores máximos y mínimos.

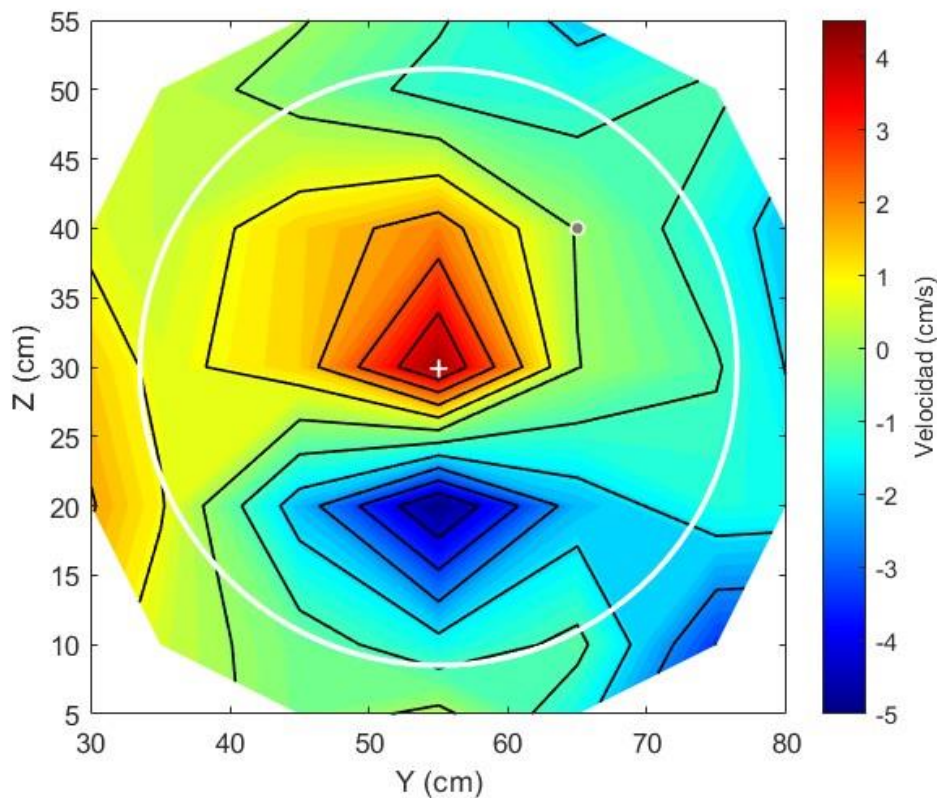


Figura 60: 1D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media transversal.

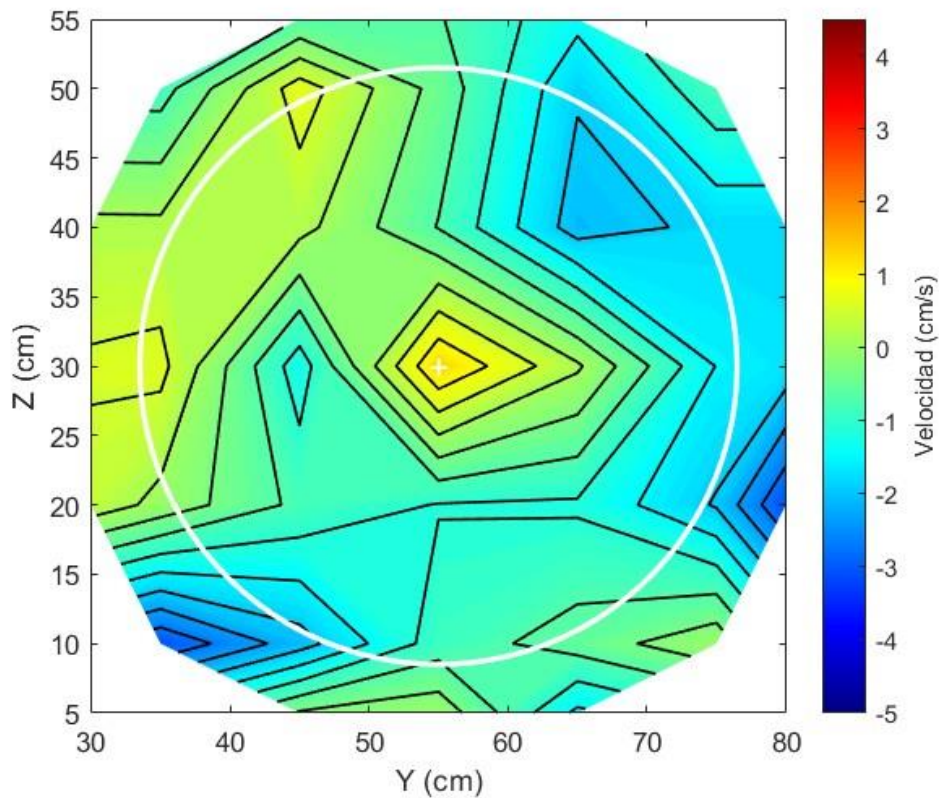


Figura 61: 1D aguas abajo con soporte y sin turbina: Velocidad media transversal.

A dos diámetros aguas abajo con turbina (Figura 62), se observa una notable recuperación del flujo. Aunque la estela de la turbina sigue afectando el núcleo central, las velocidades empiezan a ser más uniformes, y el área de perturbación se expande hacia los laterales. La imagen muestra cómo el flujo transversal empieza a estabilizarse, aunque aún persisten algunas fluctuaciones en el eje central. Sin turbina (Figura 63), el flujo es mucho más regular, con un perfil prácticamente simétrico y una transición suave entre las zonas de máxima y mínima velocidad, lo que evidencia una reducción significativa de las perturbaciones inducidas por el soporte.



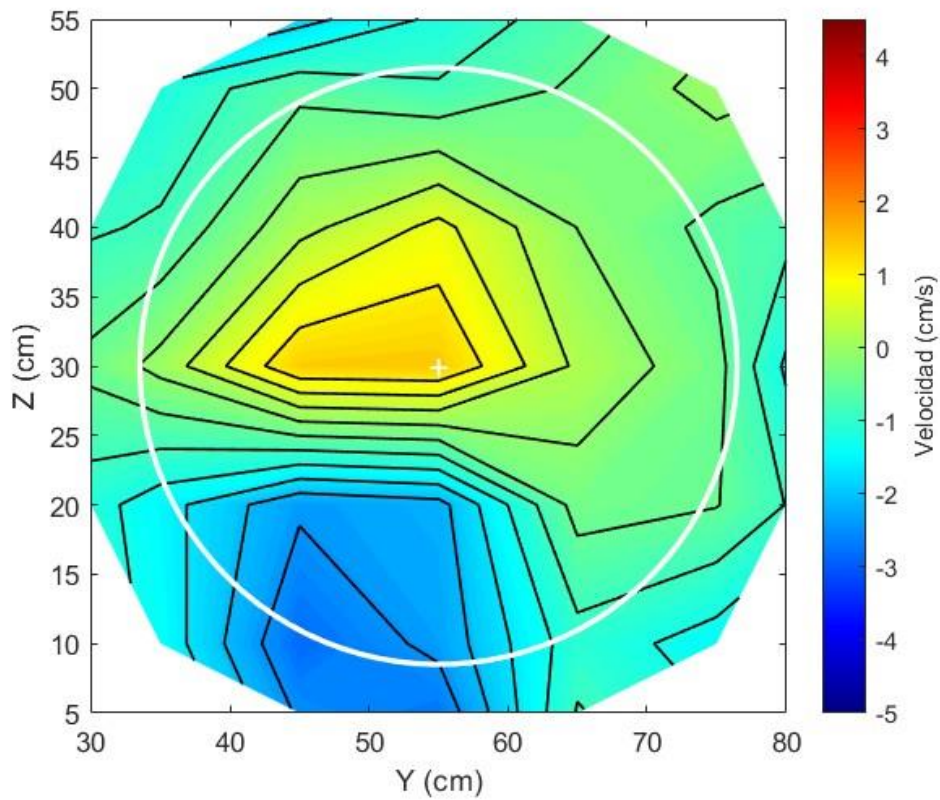


Figura 62: 2D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media transversal.

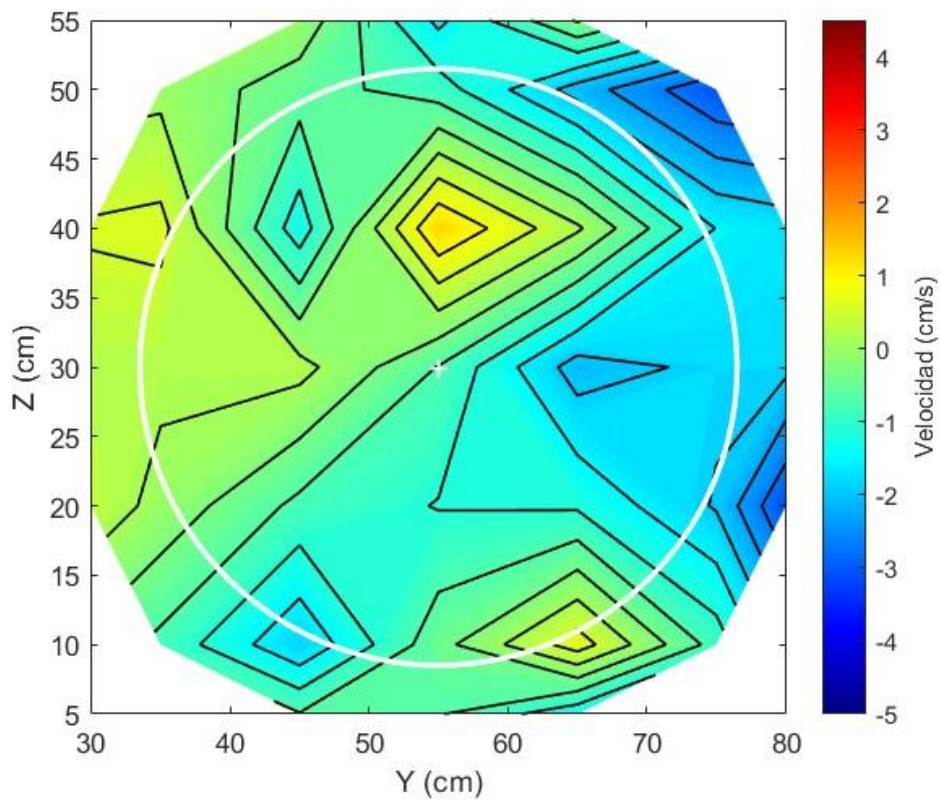


Figura 63: 2D aguas abajo con soporte y sin turbina: Velocidad media transversal.

En la sección a cinco diámetros aguas abajo con turbina (Figura 64), el flujo ha alcanzado una mayor estabilización. La estela se ha disipado considerablemente, y las velocidades en el núcleo y los bordes muestran diferencias menores. La imagen ilustra un flujo más homogéneo, con contornos de velocidad mucho más suaves y menos concentraciones de velocidad extrema. El perfil de  $U_y$  muestra que el flujo ha recuperado en gran parte su estructura original, aunque aún hay ligeras variaciones debido a la estela remanente de la turbina.

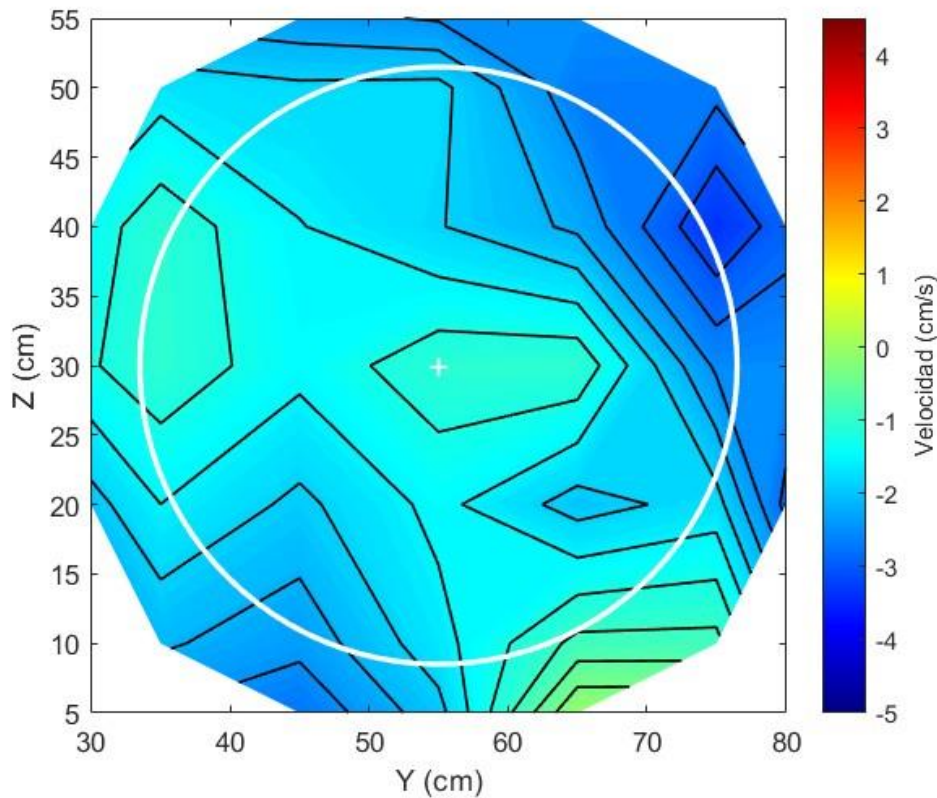


Figura 64: 5D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media transversal.

Finalmente, a seis diámetros aguas abajo con turbina (Figura 65), el flujo está casi completamente recuperado. Las diferencias entre el centro y los bordes son mínimas, como se puede observar en la figura correspondiente, donde las líneas de contorno son más uniformes. Esto sugiere que el flujo transversal ha recuperado una distribución homogénea. Sin turbina (Figura 66), la estabilización es prácticamente total. La perturbación causada por el soporte ha desaparecido casi por completo, y el flujo presenta un perfil muy similar al que se observaría aguas arriba, lo que indica que la influencia de la turbina y el soporte ha quedado prácticamente anulada en esta distancia.

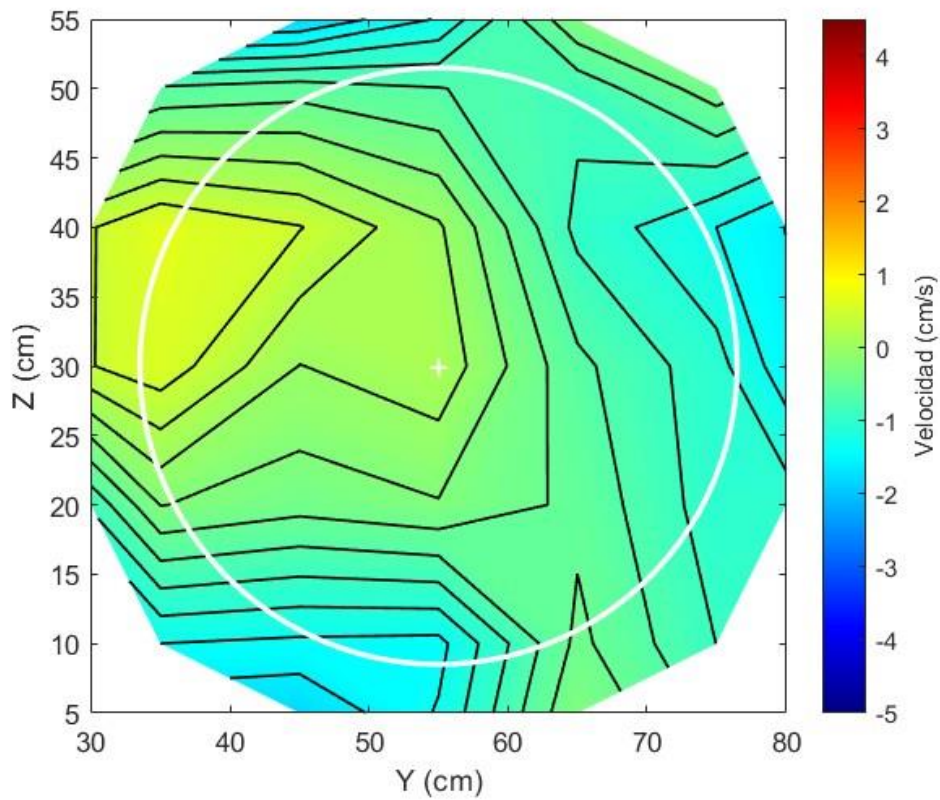


Figura 65: 6D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media transversal.

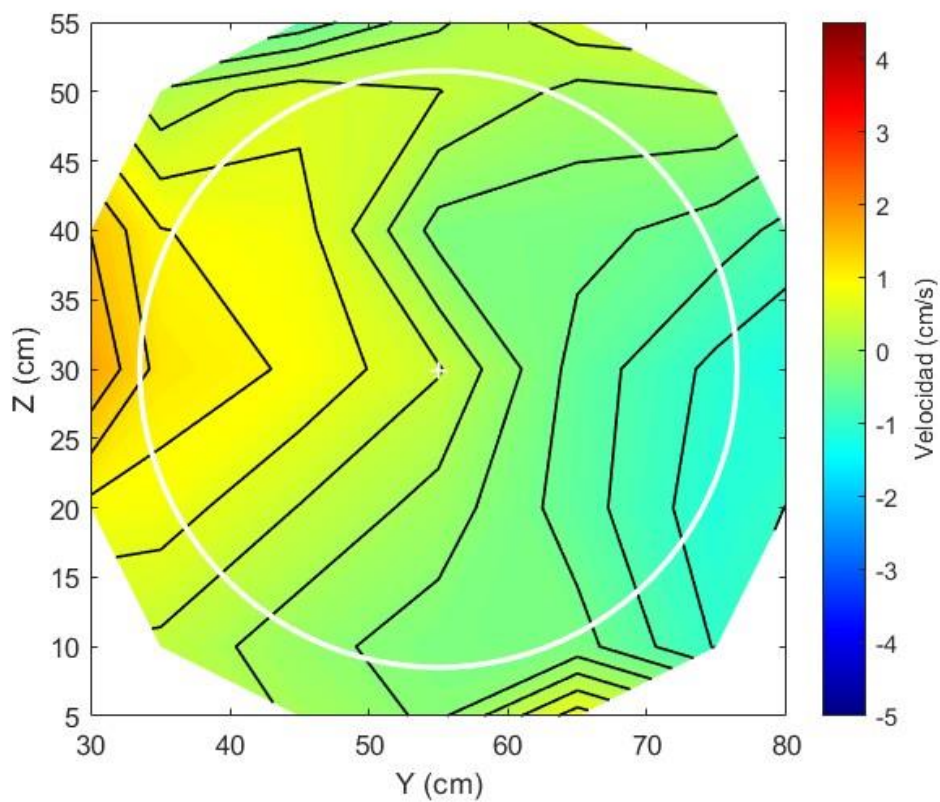


Figura 66: 6D aguas abajo con soporte y sin turbina: Velocidad media transversal.



#### 7.4.4 Velocidad media vertical ( $U_z$ )

En la sección a un diámetro de distancia aguas abajo con turbina (Figura 67), se observa una perturbación significativa en la velocidad vertical, particularmente concentrada en la zona central, donde el flujo es más lento debido a la estela de la turbina. El gráfico revela una región de mínima velocidad en la zona media (alrededor de  $Y=45$ ,  $Z=30$ ) y áreas de mayor velocidad en las partes laterales, lo que sugiere que la turbina desvía el flujo hacia los lados. Comparando con el caso sin turbina (Figura 68), las perturbaciones son más homogéneas y la distribución de la velocidad es más regular, mostrando una mayor simetría a lo largo del perfil, sin el impacto concentrado de una estela central.

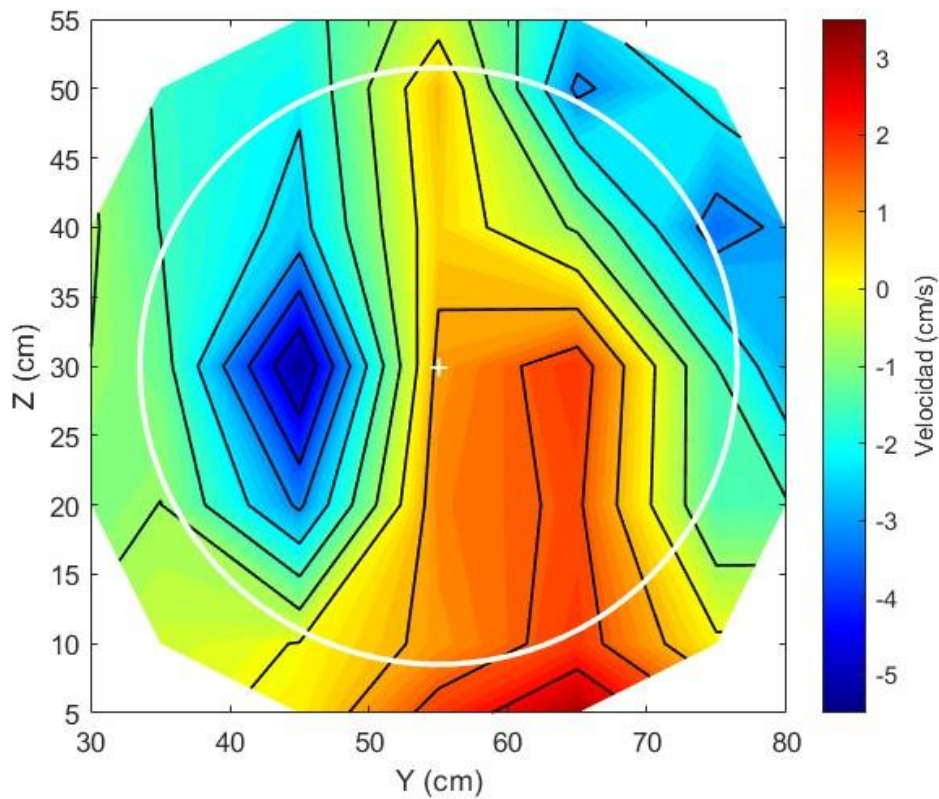


Figura 67: 1D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media vertical.

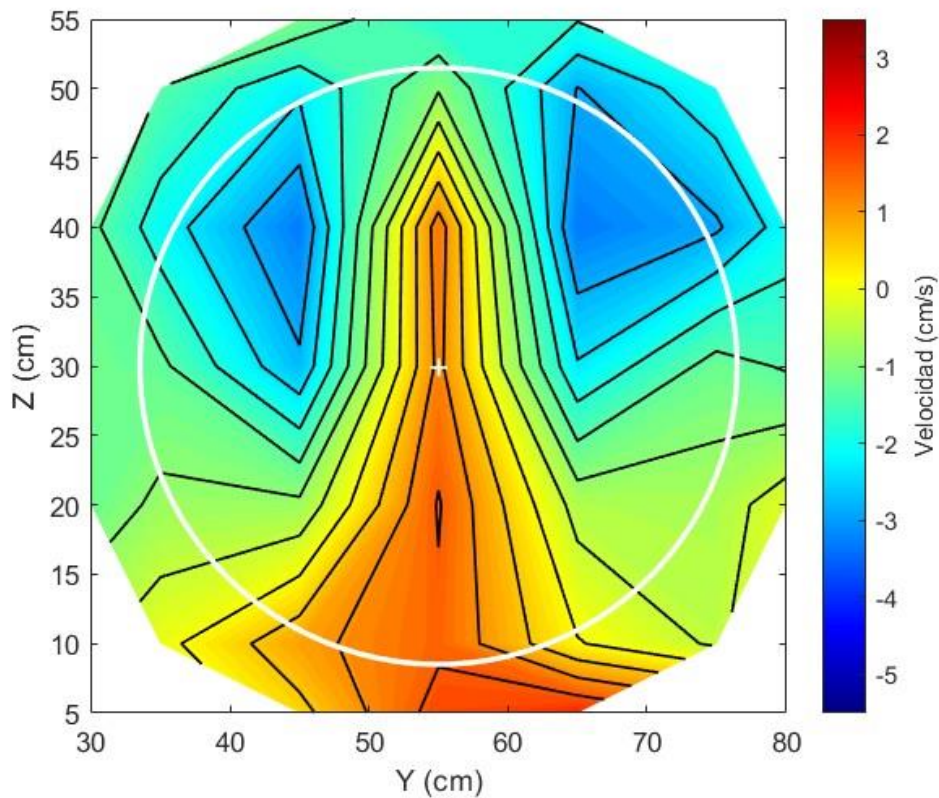


Figura 68: 1D aguas abajo con soporte y sin turbina: Velocidad media vertical.

A dos diámetros de distancia, el flujo empieza a recuperarse con turbina (Figura 69), pero aún se puede observar un núcleo central de velocidades bajas, particularmente en la región inferior del campo de estudio. La estela, aunque menos pronunciada que a un diámetro, sigue afectando al campo de flujo. Sin turbina (Figura 70), el flujo vertical es mucho más estable y el perfil de velocidad se vuelve más rectilíneo, con una transición suave entre las zonas de alta y baja velocidad, lo que indica que la influencia del soporte es casi inexistente en este caso.

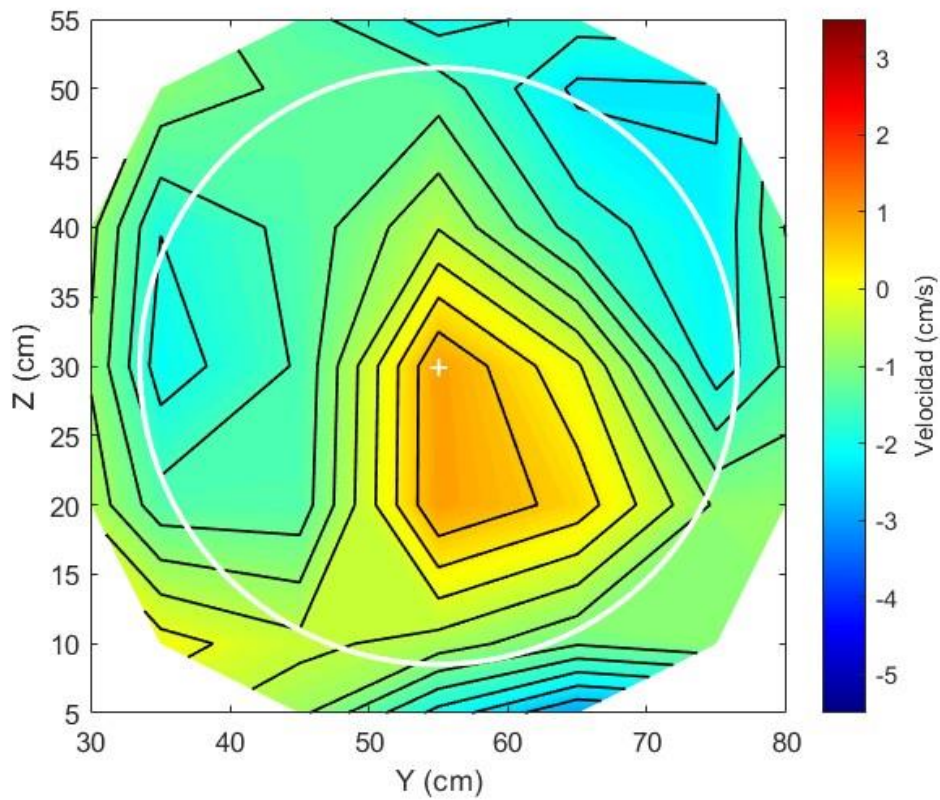


Figura 69: 2D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media vertical.

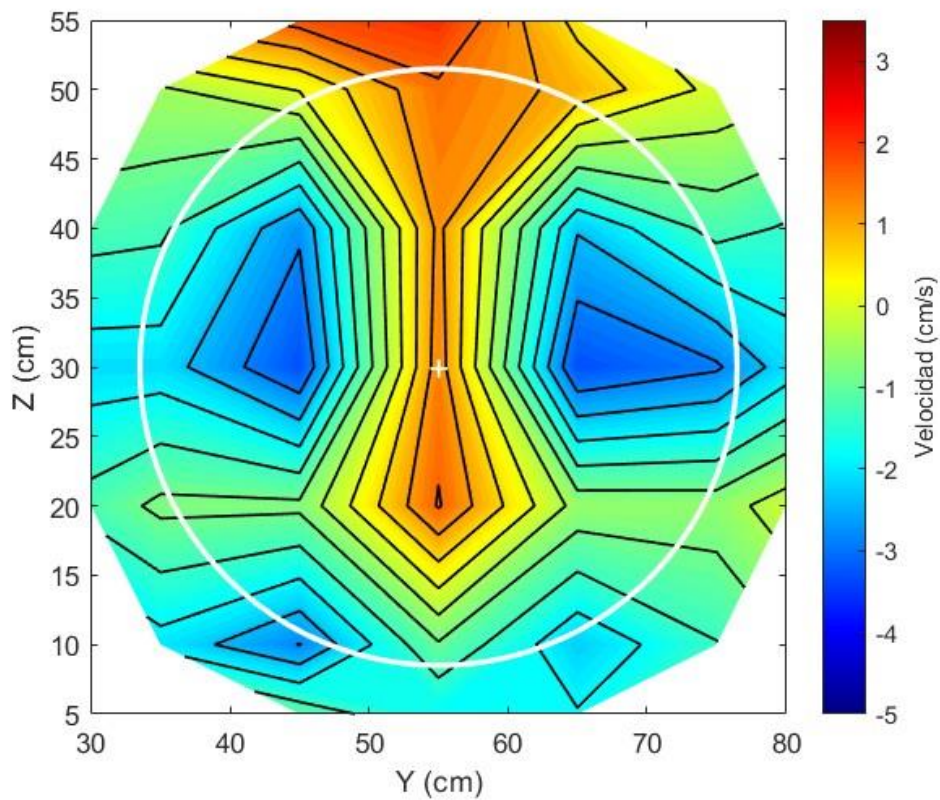


Figura 70: 2D aguas abajo con soporte y sin turbina: Velocidad media vertical.



En la sección a cinco diámetros de distancia con turbina (Figura 71), la estabilización del flujo es clara. Aunque todavía se detectan pequeñas variaciones de velocidad vertical en el centro, la diferencia entre las zonas centrales y laterales es menos marcada. La estela de la turbina se ha disipado de manera considerable, lo que permite que el flujo recupere su estructura homogénea.

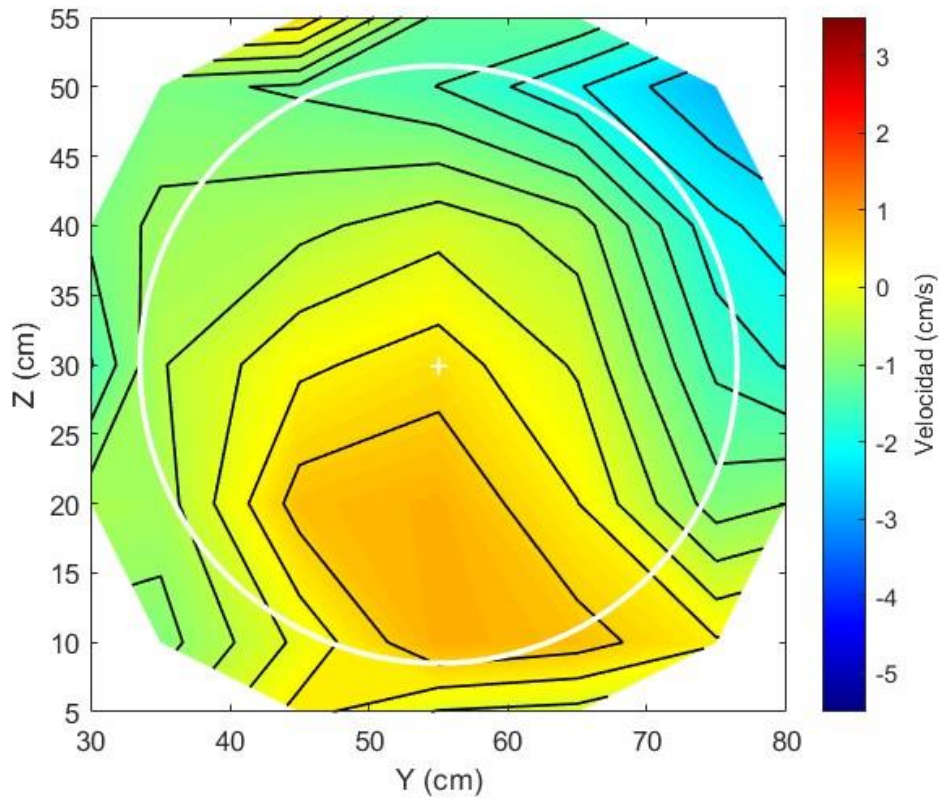


Figura 71: 5D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media vertical.

Finalmente, a seis diámetros de distancia con turbina (Figura 72), la recuperación del flujo es casi completa. Las diferencias en velocidad vertical entre el centro y los bordes son mínimas, y el perfil de velocidad se estabiliza de manera clara. Las perturbaciones residuales son muy leves, lo que indica que la influencia de la turbina ha disminuido considerablemente. En el caso sin turbina (Figura 73), el flujo ya ha alcanzado un estado estable y simétrico, sin apenas variaciones en la velocidad vertical, lo que confirma que a esta distancia la influencia de cualquier obstáculo en el flujo ha sido eliminada.

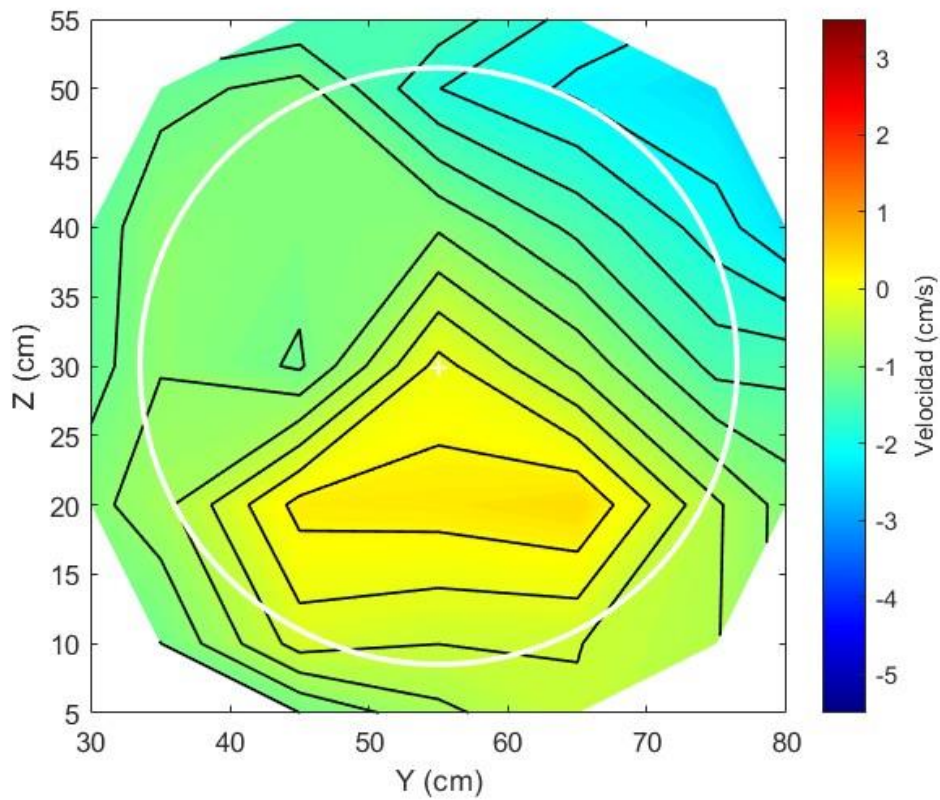


Figura 72: 6D aguas abajo con soporte y turbina: Velocidad media vertical.

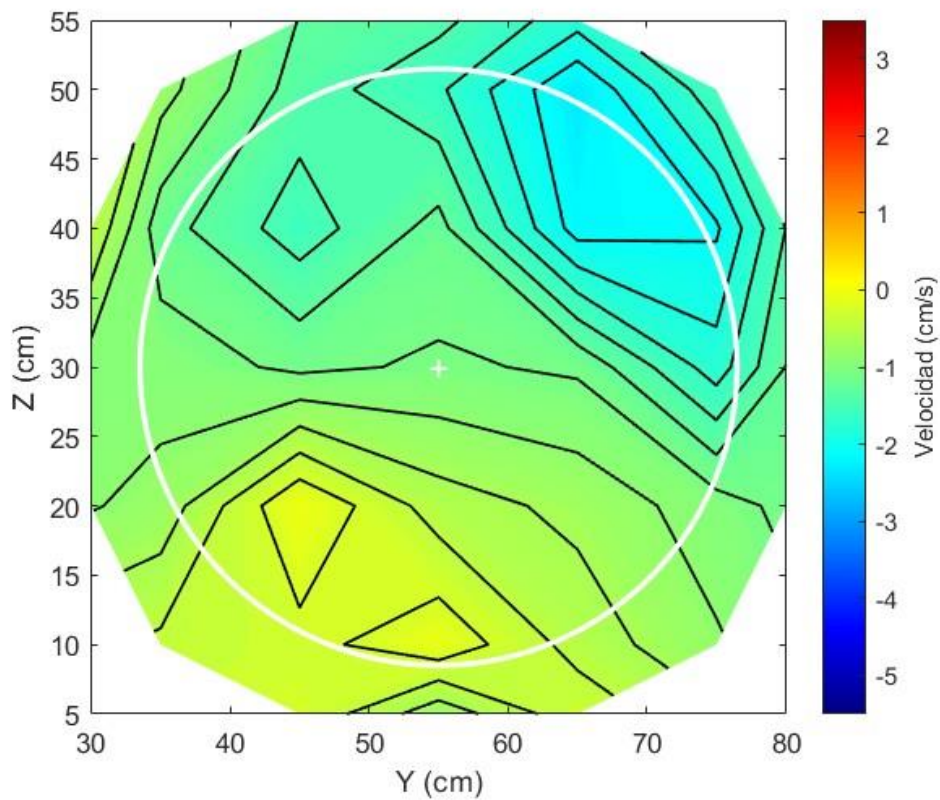


Figura 73: 6D aguas abajo con soporte y sin turbina: Velocidad media vertical.

### 7.4.5 Energía cinética turbulenta (*TKE*)

El análisis de la Energía Cinética Turbulenta (*TKE*) a lo largo de las diferentes secciones aguas abajo de la turbina permite visualizar el desarrollo de la turbulencia en el flujo, su intensidad y su evolución en la recuperación aguas abajo de la turbina.

En la sección a un diámetro aguas abajo con turbina (Figura 74), la concentración significativa de energía turbulenta en la región central superior del canal se debe a la interacción del flujo con la turbina, la cual genera una estela caracterizada por perturbaciones en la velocidad del fluido. Estas perturbaciones inducen un aumento en la energía cinética turbulenta en la zona mencionada. Las líneas de contorno indican un pico de *TKE* que se localiza principalmente en la estela de la turbina, donde el flujo presenta mayores perturbaciones. Sin turbina (Figura 75), el perfil es bastante diferente, con la *TKE* concentrada de forma más simétrica y homogénea en el centro del dominio, debido a la menor perturbación del flujo en esta configuración.

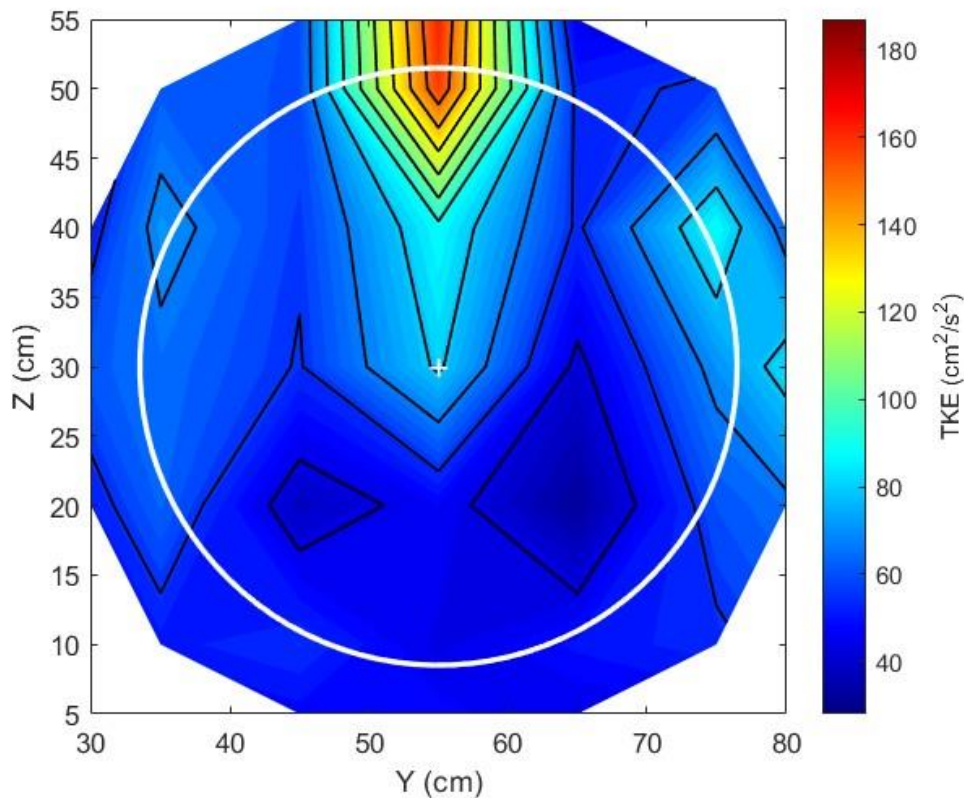


Figura 74: 1D aguas abajo con soporte y turbina: Energía Cinética Turbulenta.



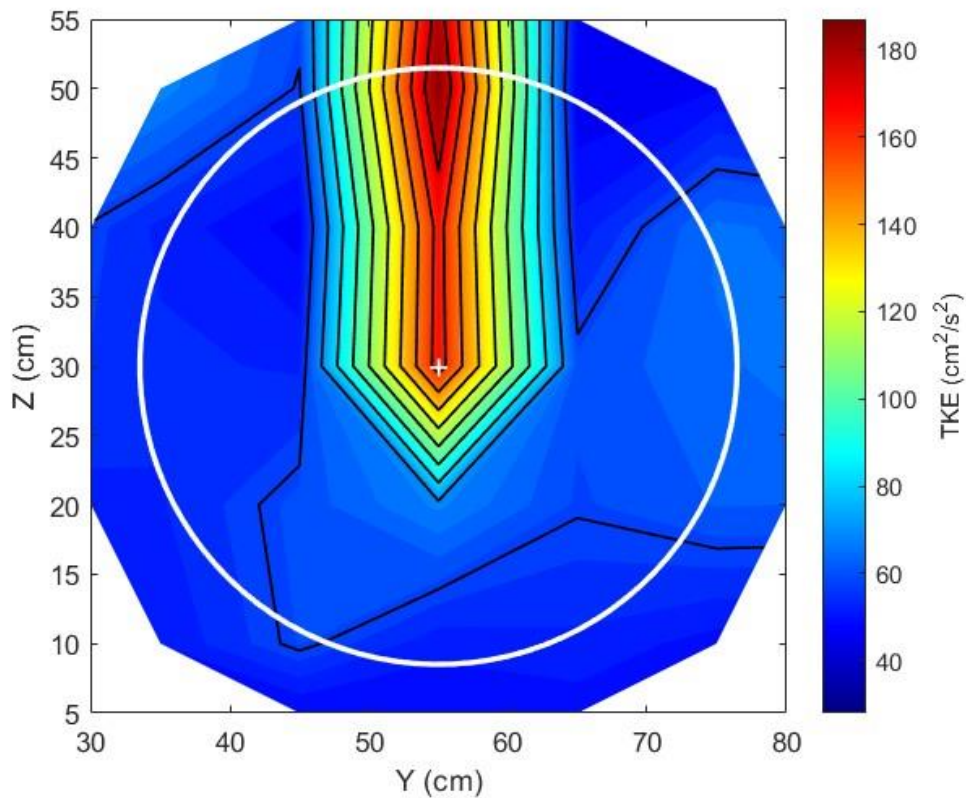


Figura 75: 1D aguas abajo con soporte y sin turbina: Energía Cinética Turbulenta.

A dos diámetros aguas abajo con turbina (Figura 76), la energía cinética turbulenta comienza a reducirse en magnitud, aunque todavía persiste una región elevada en la parte superior del dominio, especialmente en la zona central. Esto es indicativo de la disipación gradual de la estela turbulenta generada por la turbina. Sin turbina (Figura 77), el perfil de TKE sigue mostrando valores elevados en el centro del flujo, especialmente en las zonas cercanas al soporte, lo que indica que, aunque no esté presente la turbina, el soporte aún introduce perturbaciones significativas en el flujo.

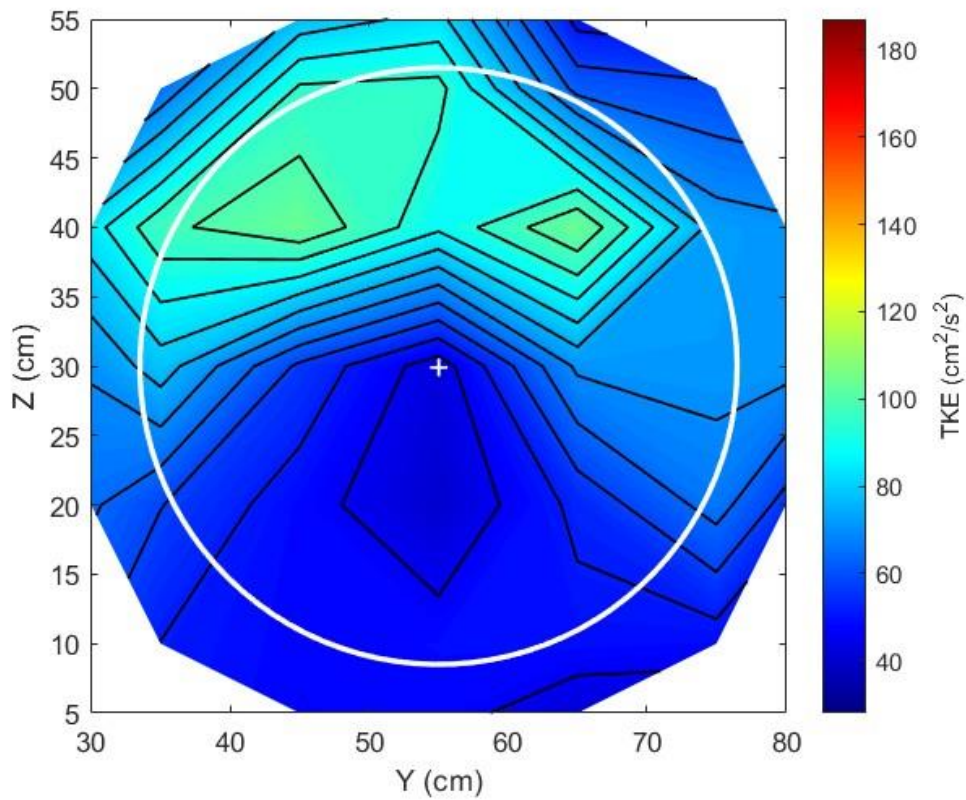


Figura 76: 2D aguas abajo con soporte y turbina: Energía Cinética Turbulenta.

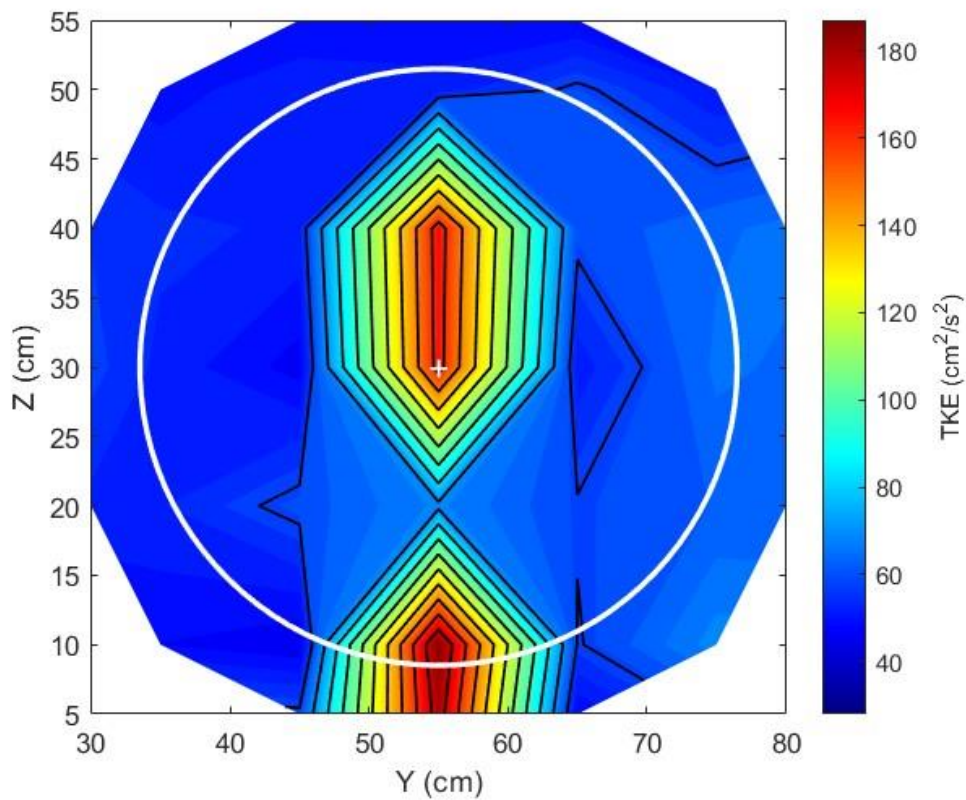


Figura 77: 2D aguas abajo con soporte y sin turbina: Energía Cinética Turbulenta.

En la sección a cinco diámetros aguas abajo con turbina (Figura 78), la energía cinética turbulenta muestra una clara disminución en todo el dominio. Los valores de TKE son ahora más homogéneos, con una disminución en las diferencias de intensidad entre el centro y los bordes. El flujo parece haberse estabilizado en su mayoría, aunque persiste un pequeño remanente de TKE en la parte central.

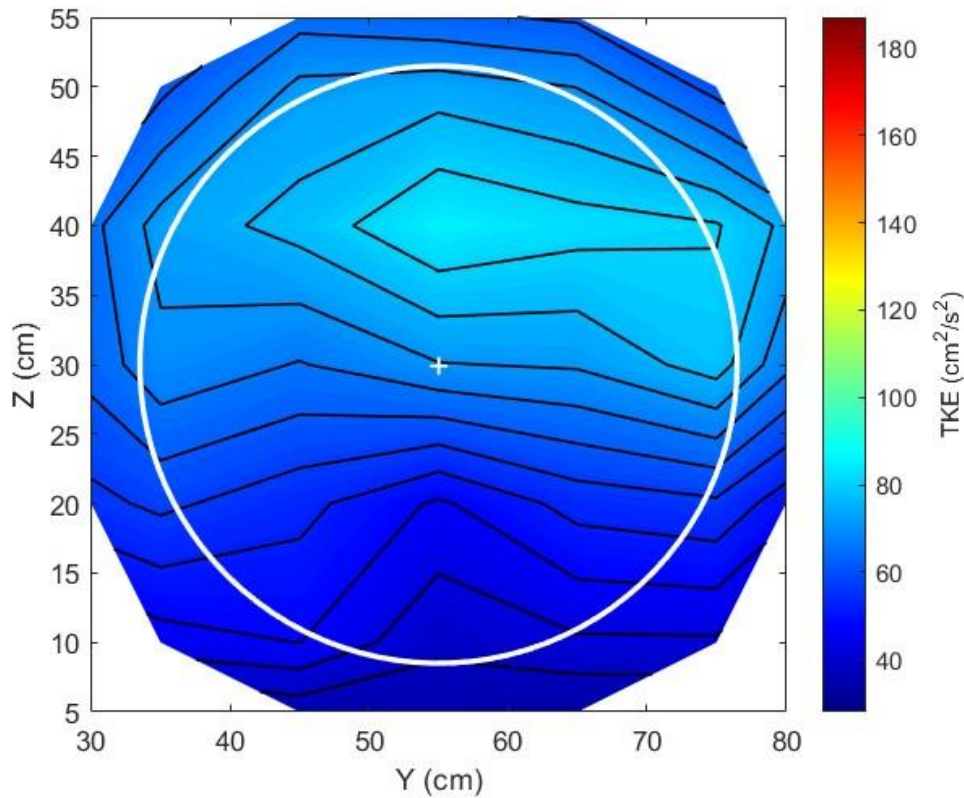


Figura 78: 5D aguas abajo con soporte y turbina: Energía Cinética Turbulenta.

Finalmente, a seis diámetros aguas abajo con turbina (Figura 79), el flujo se ha estabilizado casi completamente en términos de turbulencia. La energía cinética turbulenta es ahora muy baja y casi uniforme en todo el canal, lo que indica que la influencia de la turbina ha desaparecido casi por completo. Sin turbina (Figura 80), el perfil de TKE es muy homogéneo en esta sección, con valores mínimos que indican una completa recuperación del flujo aguas abajo.

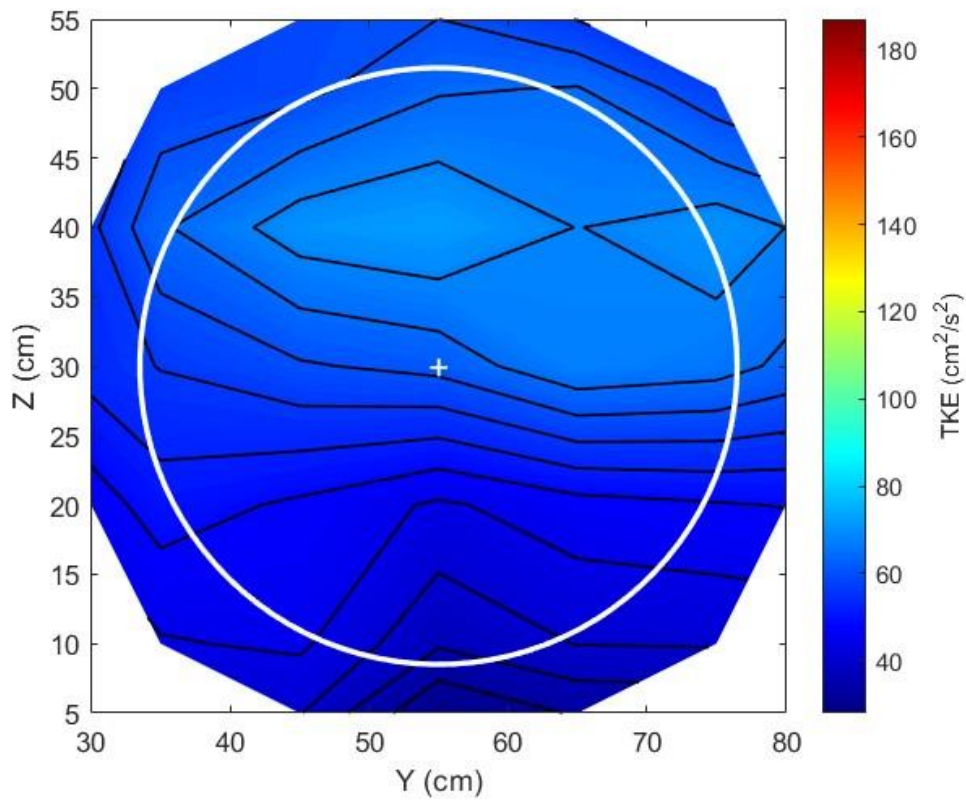


Figura 79: 6D aguas abajo con soporte y turbina: Energía Cinética Turbulenta.

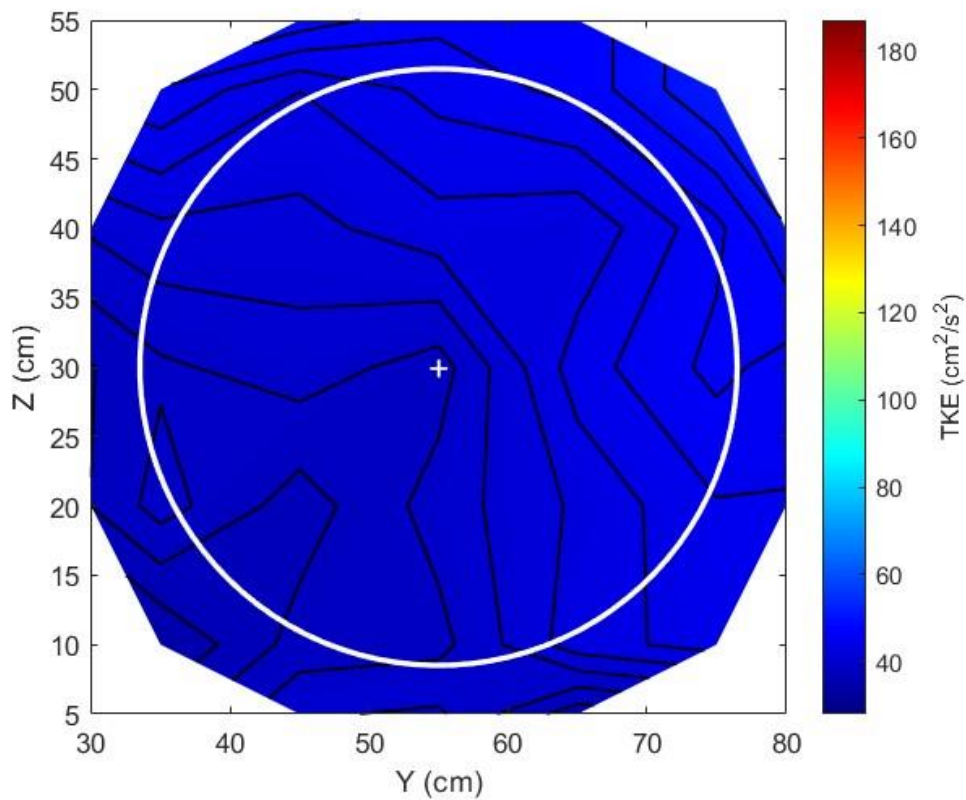


Figura 80: 6D aguas abajo con soporte y sin turbina: Energía Cinética Turbulenta.



#### 7.4.6 Desviación de velocidad longitudinal ( $\sigma_v$ )

A un diámetro aguas abajo con turbina (Figura 81), se observa un desvío significativo en el centro del dominio. La estela de la turbina genera una fuerte perturbación, concentrando las menores velocidades en el centro, alrededor de  $Y=55$  cm y  $Z=30$  cm. La fluctuación de la velocidad es más alta en las regiones superiores y laterales, donde la influencia de la turbina es menor. Sin turbina (Figura 82), el desvío longitudinal es más uniforme y simétrico. Las fluctuaciones de las velocidades más altas se concentran en las zonas superiores y laterales del perfil, con mínimas variaciones de velocidad, lo que indica un flujo más estable y homogéneo.

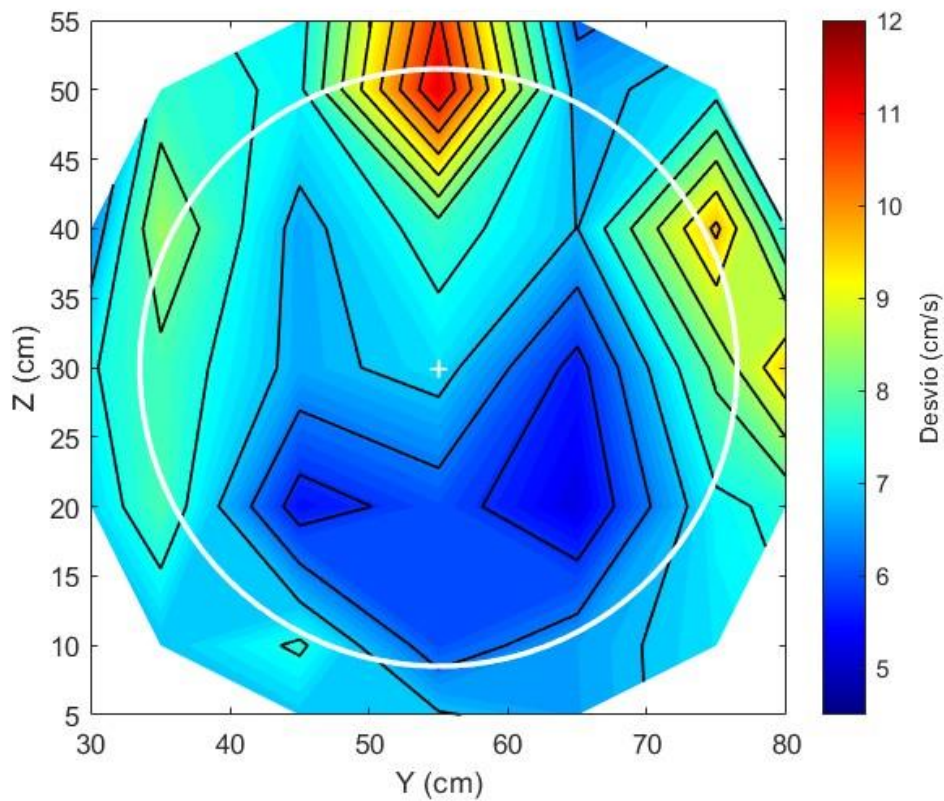


Figura 81: 1D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío longitudinal.

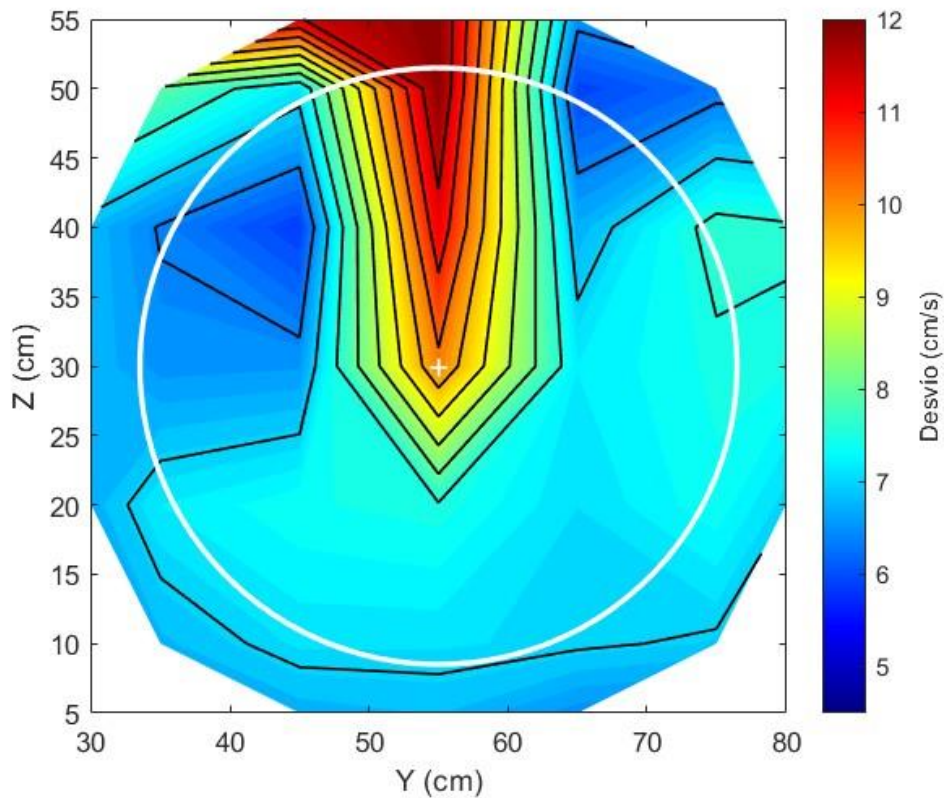


Figura 82: 1D aguas abajo con soporte y sin turbina: Desvío longitudinal.

A dos diámetros aguas abajo con turbina (Figura 83), el flujo comienza a recuperarse. Aunque aún se aprecia una zona central de baja variación de velocidad, la estela se ha expandido lateralmente, permitiendo que las fluctuaciones de velocidades en las zonas laterales aumenten. La magnitud de las diferencias de velocidad entre el centro y los bordes es menor que en la sección anterior, lo que sugiere una disipación progresiva de la estela. Sin turbina (Figura 84), el flujo sigue siendo más homogéneo y las variaciones de velocidad son mínimas. La influencia del soporte sigue siendo perceptible, pero menos perturbada que en distancias más cercanas a la turbina.



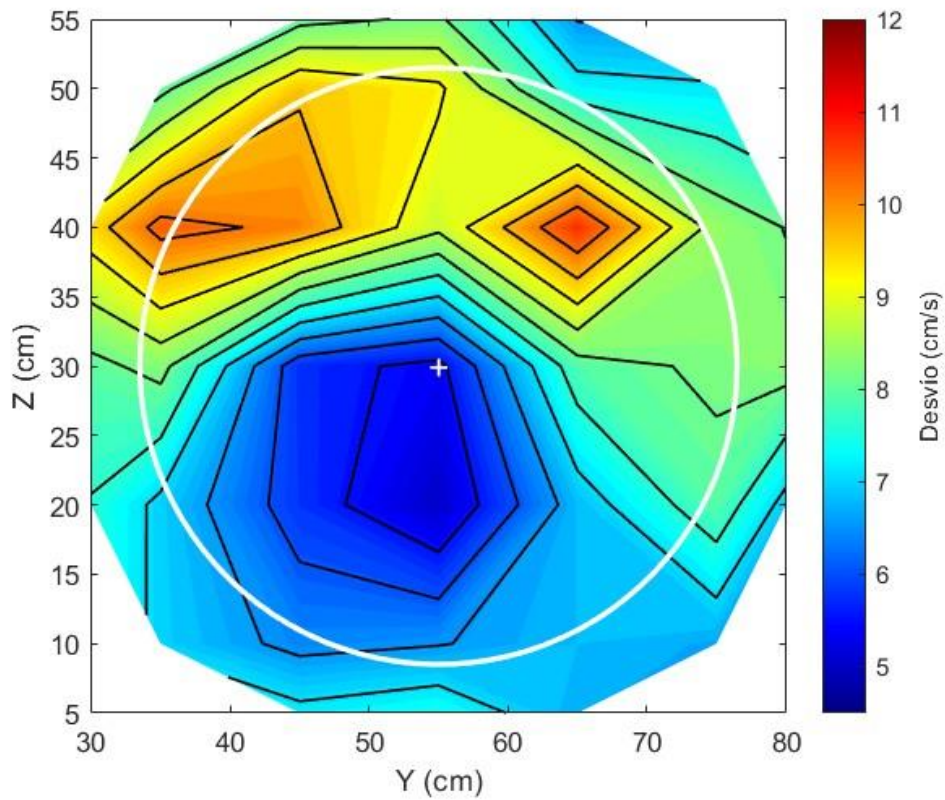


Figura 83: 2D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío longitudinal.

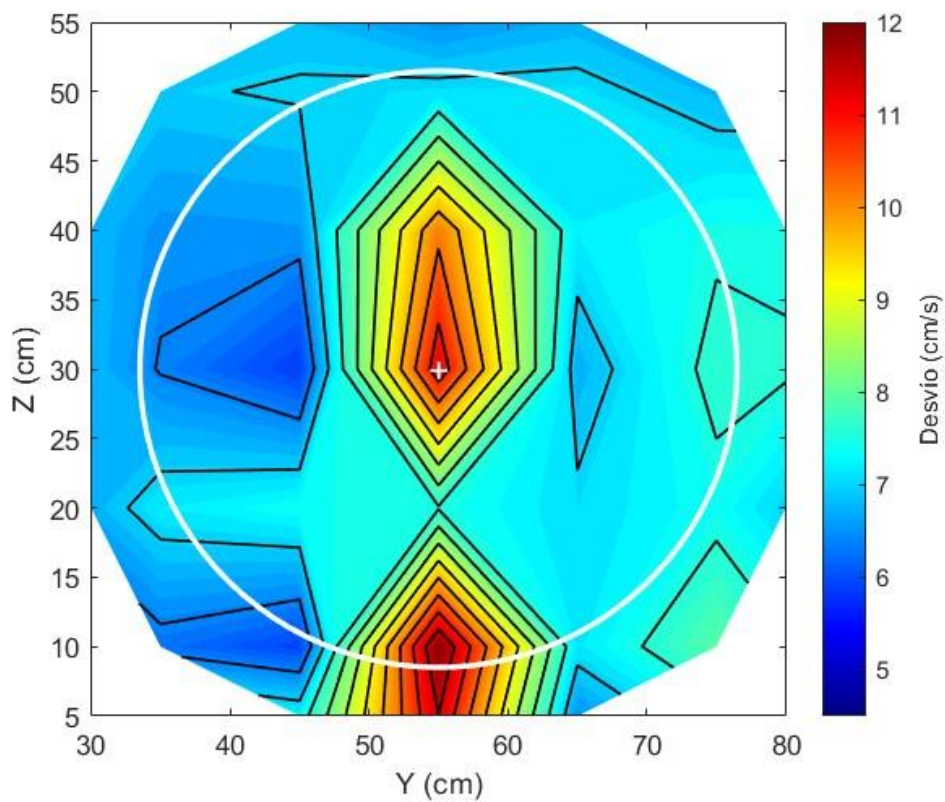


Figura 84: 2D aguas abajo con soporte y sin turbina: Desvío longitudinal.

A cinco diámetros aguas abajo con turbina (Figura 85), el flujo muestra una estabilización clara. La estela de la turbina se ha disipado considerablemente, lo que permite una mayor uniformidad en el desvío longitudinal. Las diferencias de fluctuaciones de velocidad entre el centro y los bordes son mucho más pequeñas, aunque persisten ligeras variaciones en el centro del dominio.

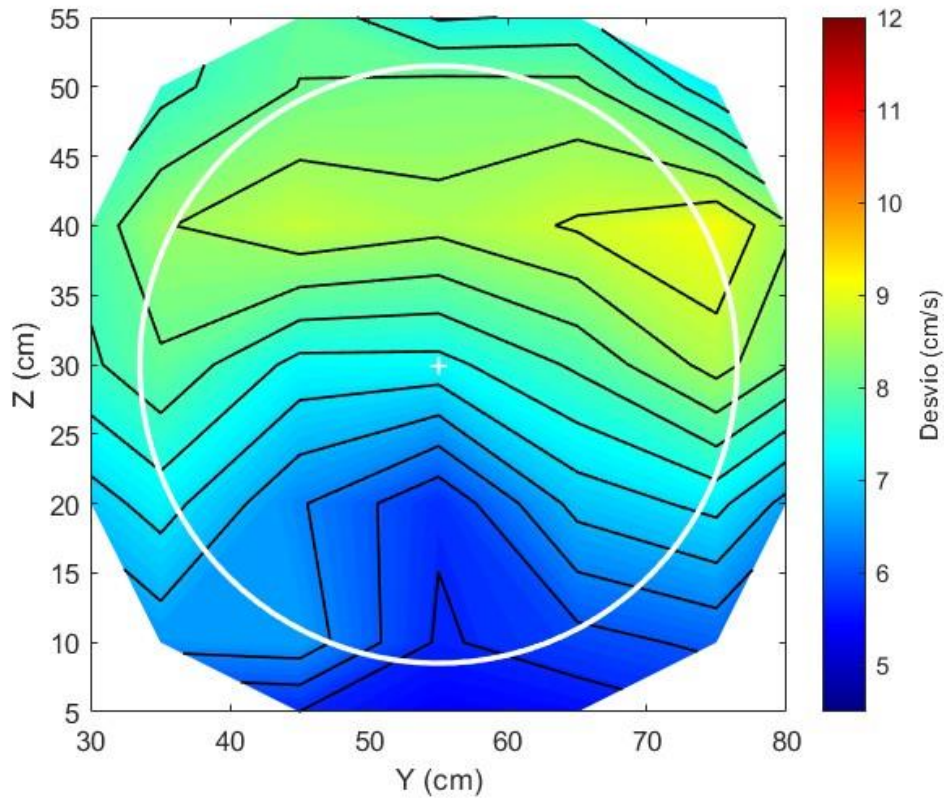


Figura 85: 5D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío longitudinal.

Finalmente, a seis diámetros aguas abajo con turbina (Figura 86), el flujo se ha recuperado casi en su totalidad. La estela ha desaparecido prácticamente, permitiendo que el flujo recupere su uniformidad. Las diferencias entre el centro y los bordes son mínimas y el desvío longitudinal es prácticamente constante en todo el dominio. Sin turbina (Figura 87), el flujo es completamente homogéneo, con una estabilidad total que refleja la ausencia de cualquier perturbación significativa. En esta sección, tanto la influencia de la turbina como del soporte han sido anuladas por completo, permitiendo que el flujo mantenga un perfil de variación de velocidad estable y uniforme.

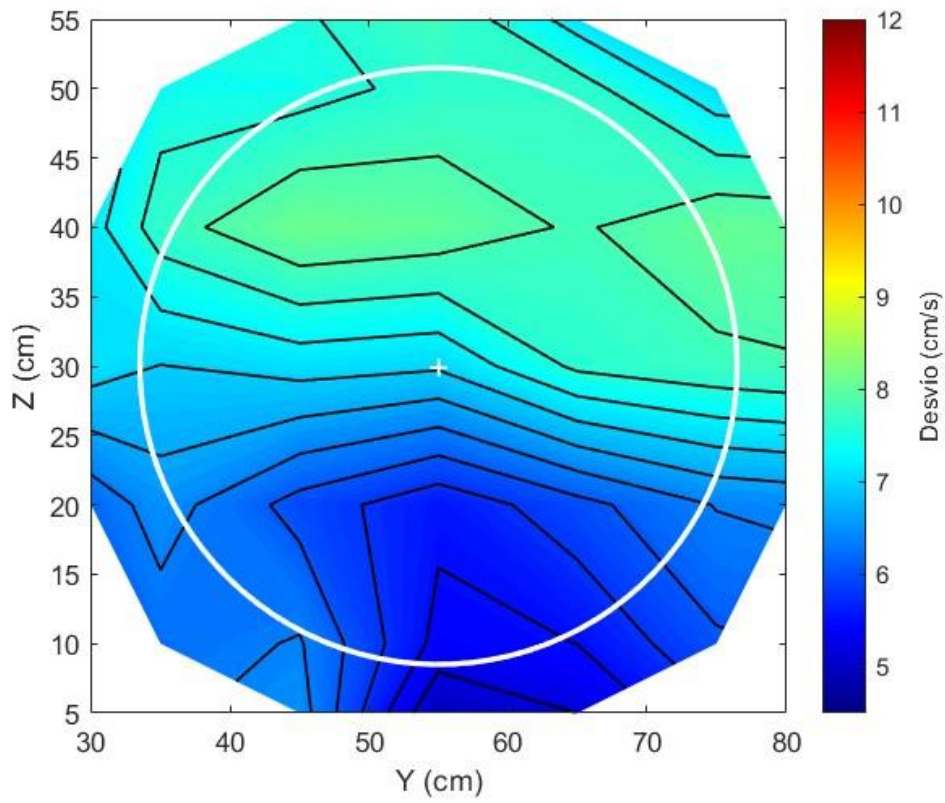


Figura 86: 6D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío longitudinal.

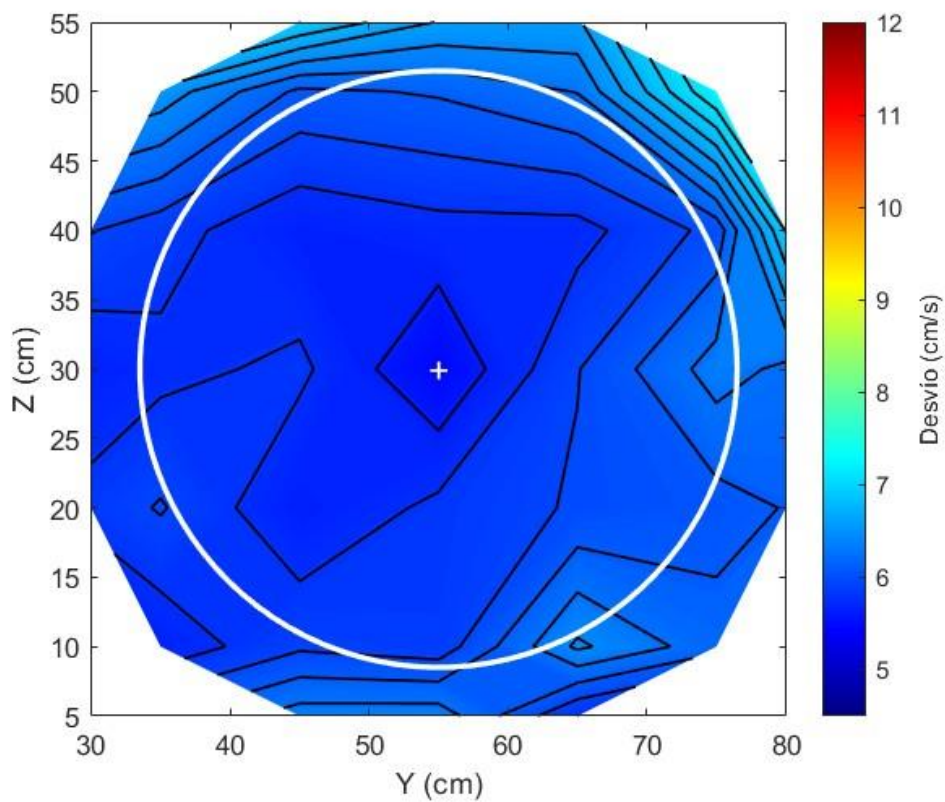


Figura 87: 6D aguas abajo con soporte y sin turbina: Desvío longitudinal.



#### 7.4.7 Desviación de velocidad transversal ( $\sigma_y$ )

En la sección a un diámetro aguas abajo con turbina (Figura 88), se observa una mayor concentración de desviación de variación de velocidad transversal en la parte central superior del dominio, con un valor máximo hacia el centro ( $Y=55, Z=45$ ). Esto indica una mayor fluctuación en esta zona, probablemente causada por las perturbaciones del flujo al pasar por la turbina. En cambio, sin turbina (Figura 89), la distribución de la desviación transversal es más simétrica, con mayores valores en el centro del dominio, pero menos concentrados, lo que refleja un campo de flujo menos perturbado.

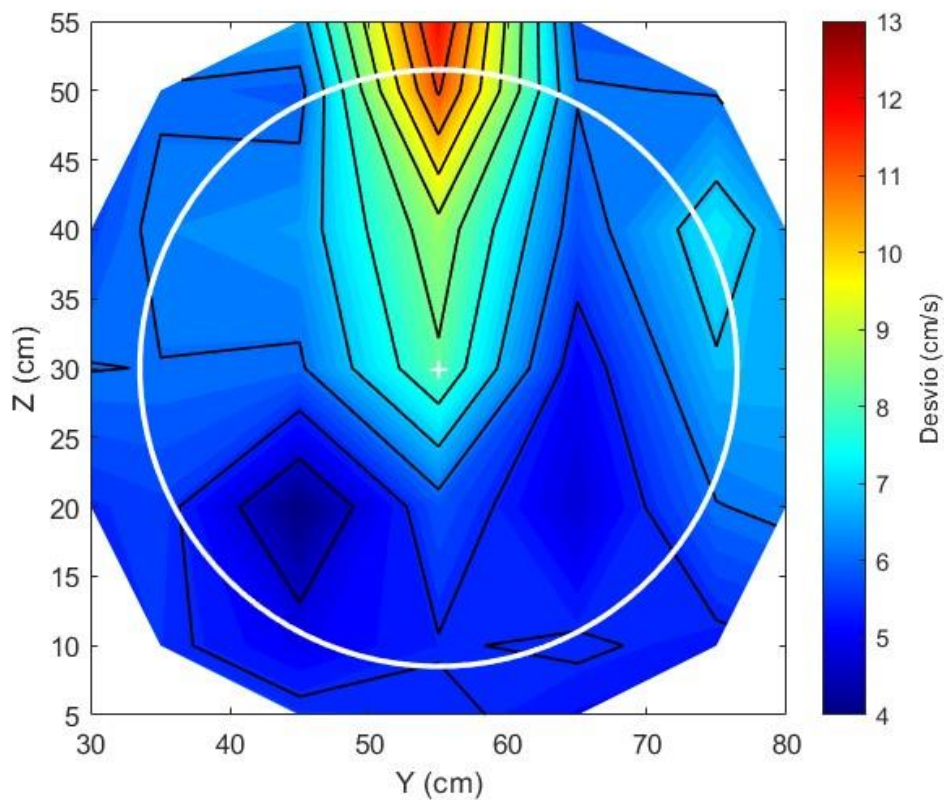


Figura 88: 1D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío transversal.

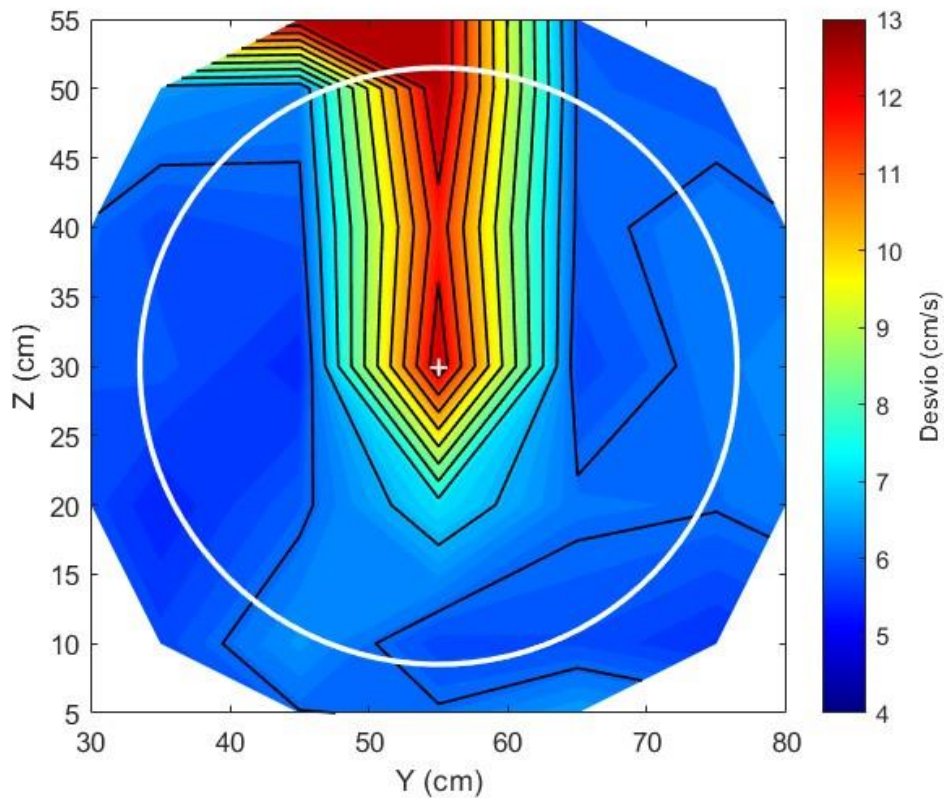


Figura 89: 1D aguas abajo con soporte y sin turbina: Desvío transversal.

A dos diámetros aguas abajo con turbina (Figura 90), la desviación de velocidad transversal empieza a disminuir, pero aún se pueden observar zonas de fluctuación en la parte superior del dominio. Sin turbina (Figura 91), la desviación sigue mostrando una distribución bastante homogénea, aunque las fluctuaciones en el centro del canal son más evidentes que en secciones más lejanas, lo que indica que el soporte aún influye en la perturbación del flujo.

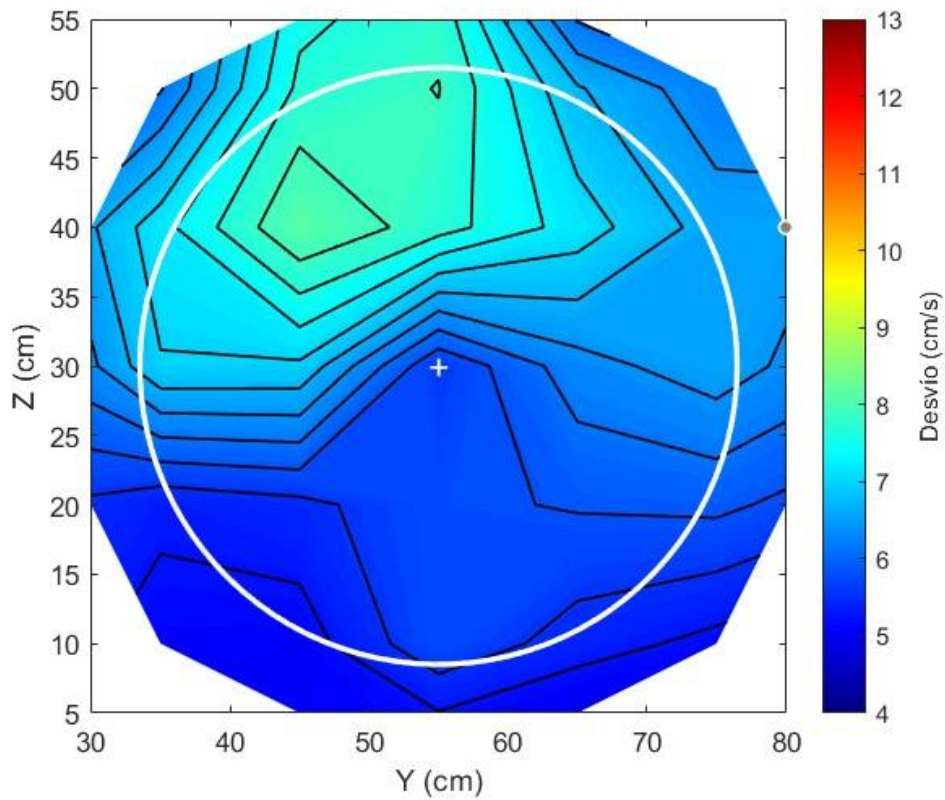


Figura 90: 2D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío transversal.

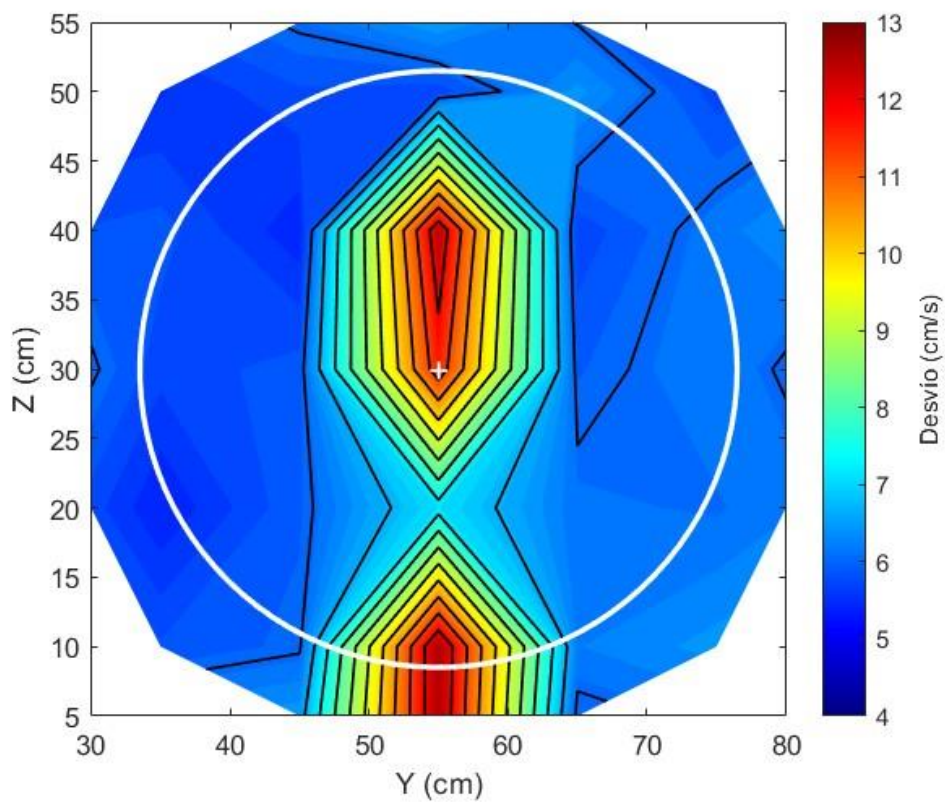


Figura 91: 2D aguas abajo con soporte y sin turbina: Desvío transversal.



A cinco diámetros aguas abajo con turbina (Figura 91), el flujo empieza a estabilizarse considerablemente, con una menor concentración de desviaciones de velocidad en todo el dominio. La influencia de la turbina es mucho menos evidente en esta sección. En ausencia de la turbina (Figura 92), la desviación de velocidad es mínima y el perfil es mucho más homogéneo, indicando que el flujo ha recuperado su estabilidad casi por completo.

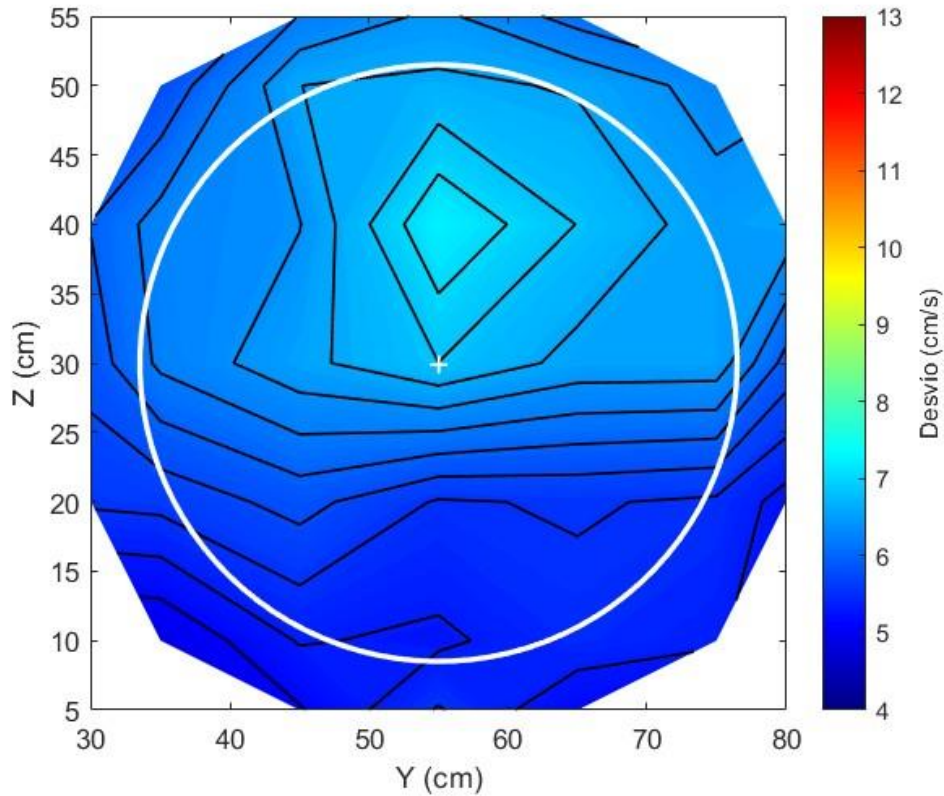


Figura 92: 5D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío transversal.

Finalmente, en la sección a seis diámetros aguas abajo con turbina (Figura 93), el flujo ha alcanzado prácticamente su recuperación total. Las diferencias de variaciones de velocidad transversal son insignificantes y la desviación de velocidad transversal es mínima en todo el dominio. Sin turbina (Figura 94), el flujo ha recuperado completamente su estado aguas arriba, sin fluctuaciones significativas en el perfil de desviación de velocidad.

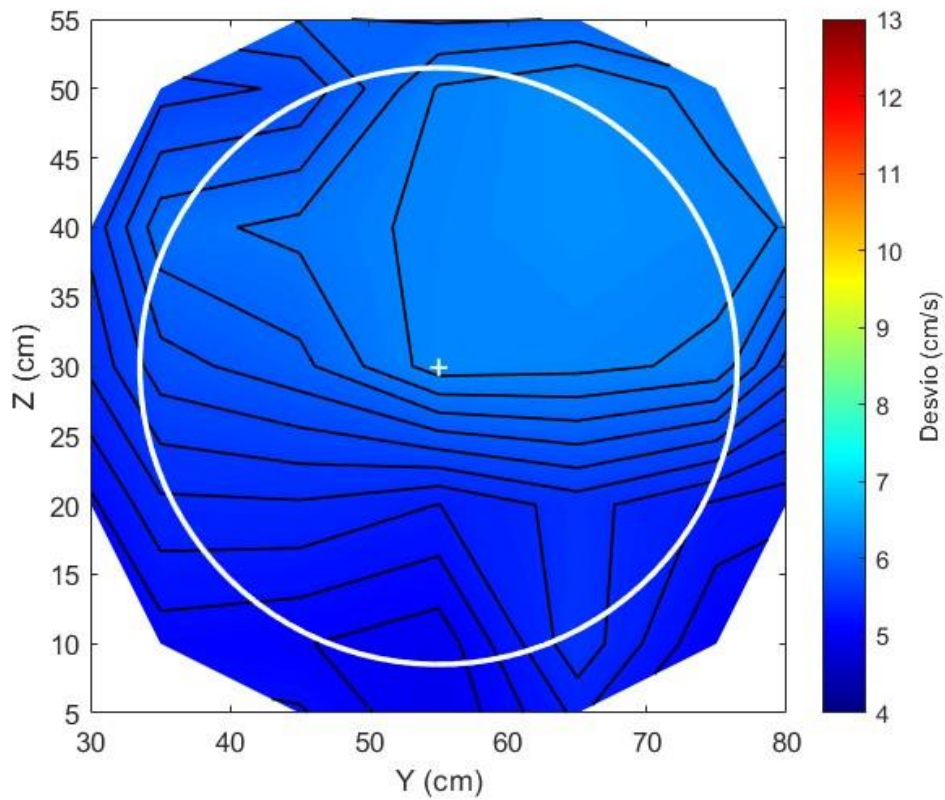


Figura 93: 6D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío transversal.

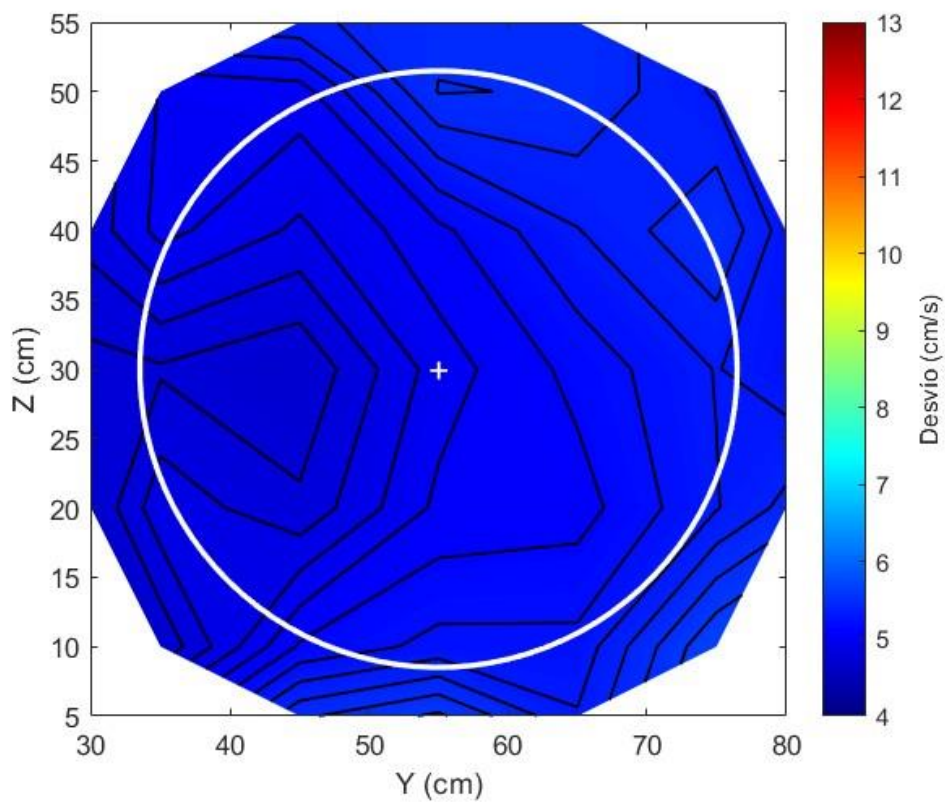


Figura 94: 6D aguas abajo con soporte y sin turbina: Desvío transversal.

### 7.4.8 Desviación de velocidad vertical ( $\sigma_z$ )

A un diámetro de distancia aguas abajo, con turbina (Figura 95), en la sección con turbina instalada, se observa una concentración significativa de desvío vertical en la región central superior del flujo, donde se manifiestan las mayores variaciones de velocidades, en concordancia con la estela de la turbina. Por otro lado, sin la presencia de la turbina (Figura 96), el perfil de desvío vertical muestra una distribución mucho más uniforme, aunque sigue habiendo un área de mayor velocidad en el centro, pero con un contraste menos acentuado que en la situación con turbina.

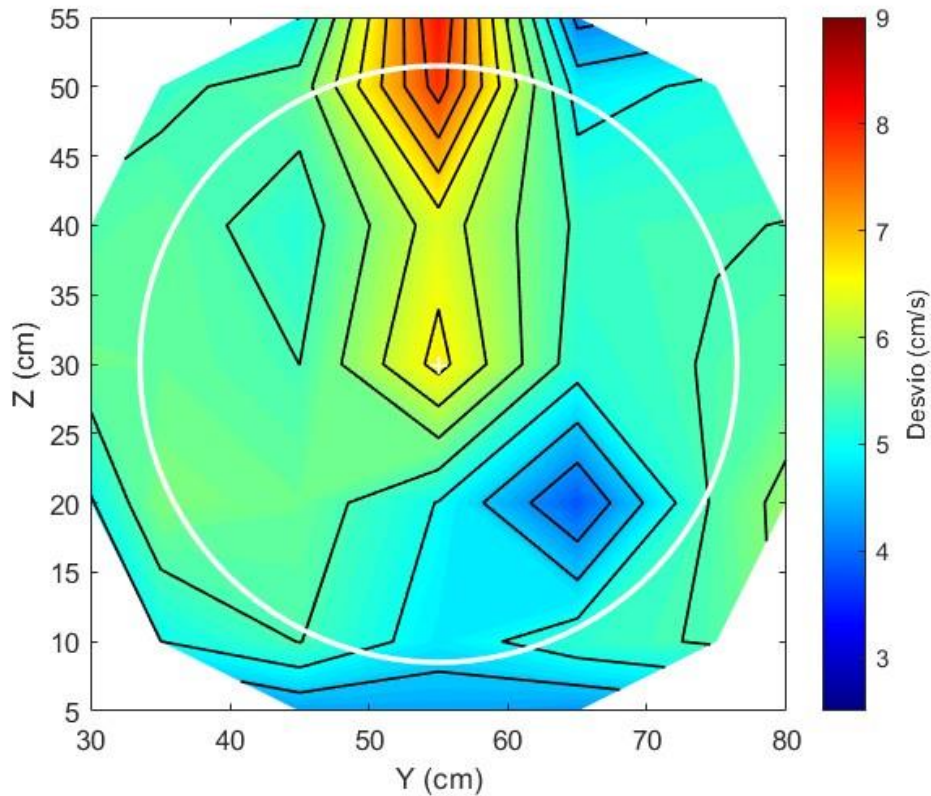


Figura 95: 1D aguas abajo con turbina: Desvío vertical.

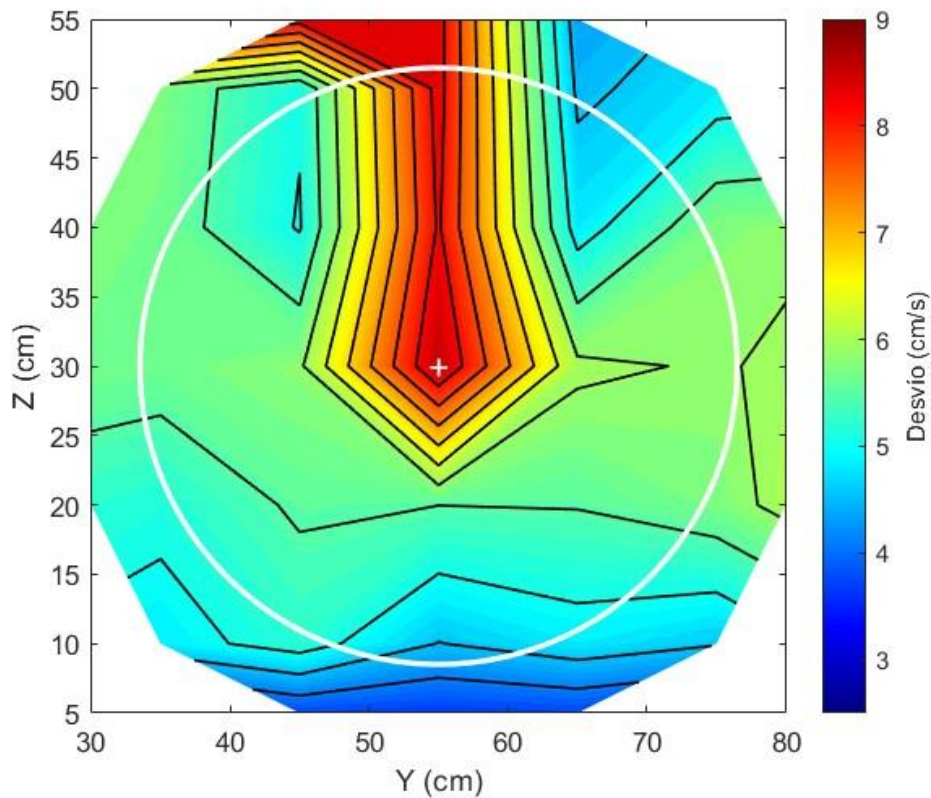


Figura 96: 1D aguas abajo sin turbina: Desvío vertical.

A dos diámetros de distancia aguas abajo, con turbina (Figura 97), la estela persiste, pero comienza a expandirse lateralmente y las velocidades máximas disminuyen. Esto indica que el flujo está comenzando a redistribuirse y a perder la influencia directa de la turbina. Sin la turbina (Figura 98), el flujo continúa mostrando una distribución más uniforme, con una mayor disipación de la energía en la sección. El núcleo central sigue siendo perceptible, aunque menos concentrado.



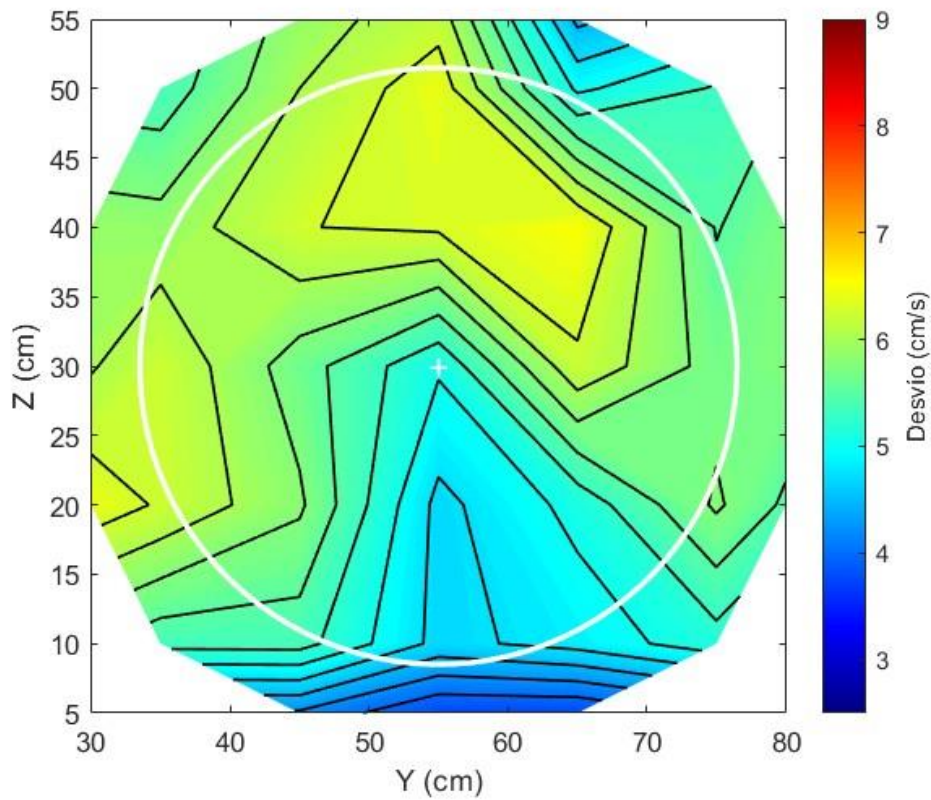


Figura 97: 2D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío vertical.

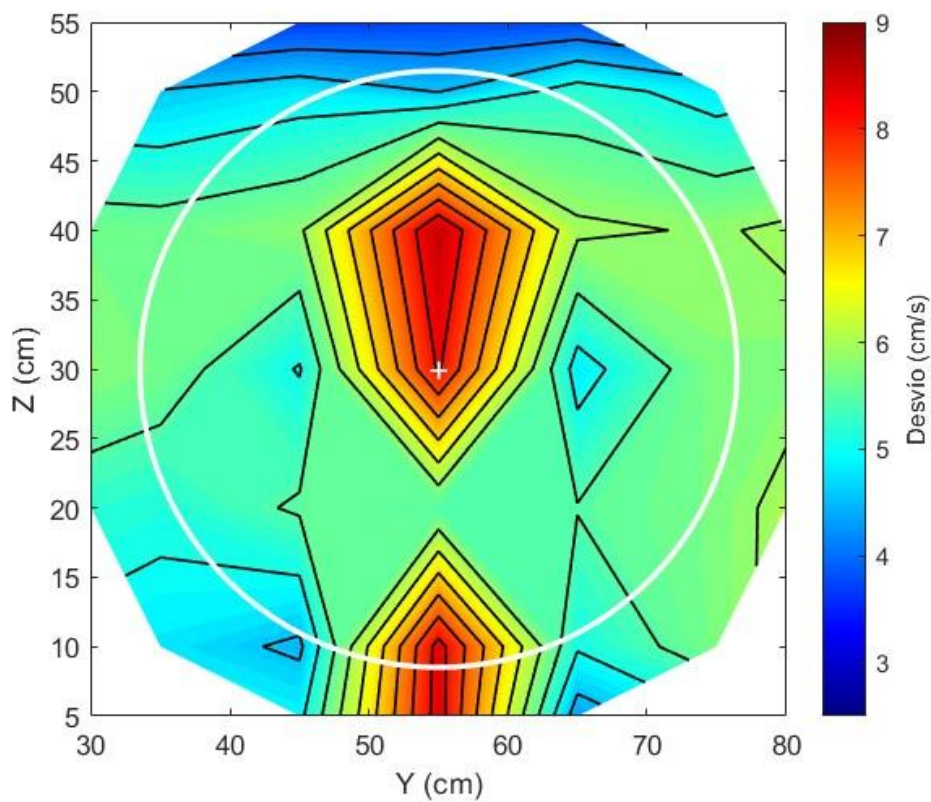


Figura 98: 2D aguas abajo con soporte y sin turbina: Desvío vertical.



A cinco diámetros de distancia aguas abajo, en el caso con turbina (Figura 99), la estela se ha disipado de manera considerable, aunque aún persiste una ligera concentración en el centro de la sección. Las perturbaciones en el flujo son mucho menores, indicando que el efecto de la turbina está reduciéndose gradualmente. Sin turbina, el flujo ya es casi completamente homogéneo, con una dispersión uniforme de las variaciones de velocidades en toda la sección.

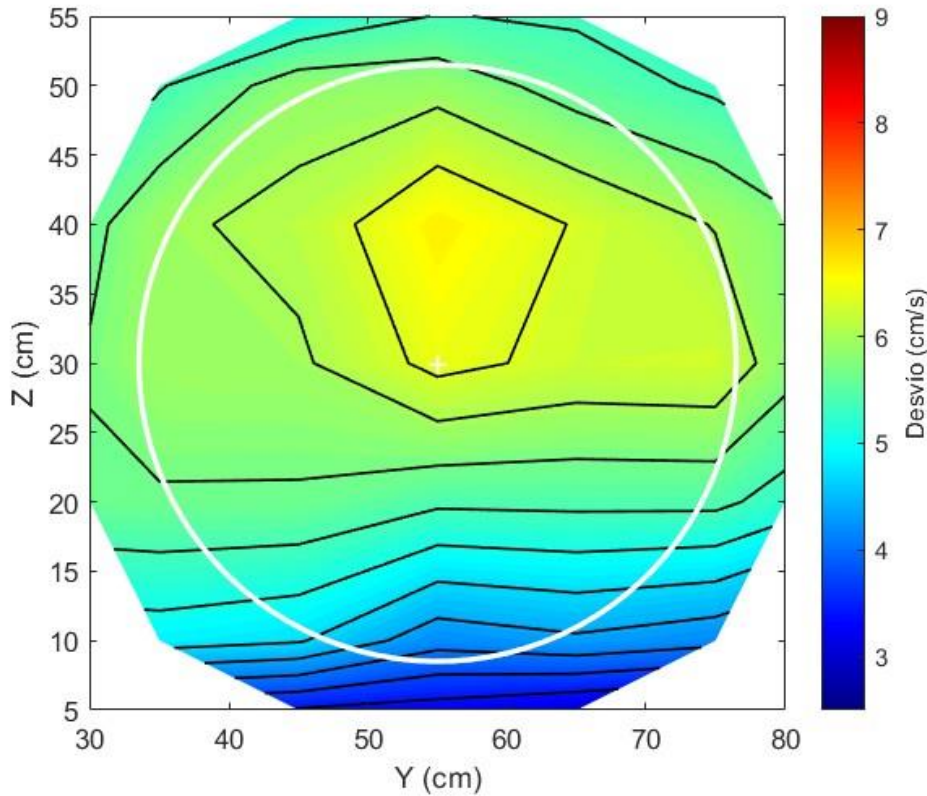


Figura 99: 5D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío vertical.

Finalmente, a seis diámetros de distancia aguas abajo, con la turbina (Figura 100), las perturbaciones generadas por la estela han desaparecido casi por completo, y el perfil de desvío vertical se aproxima a un flujo completamente uniforme. Sin la turbina (Figura 101), el flujo es completamente homogéneo, con un perfil de desvío vertical que refleja una distribución simétrica y constante de la velocidad en toda la sección.

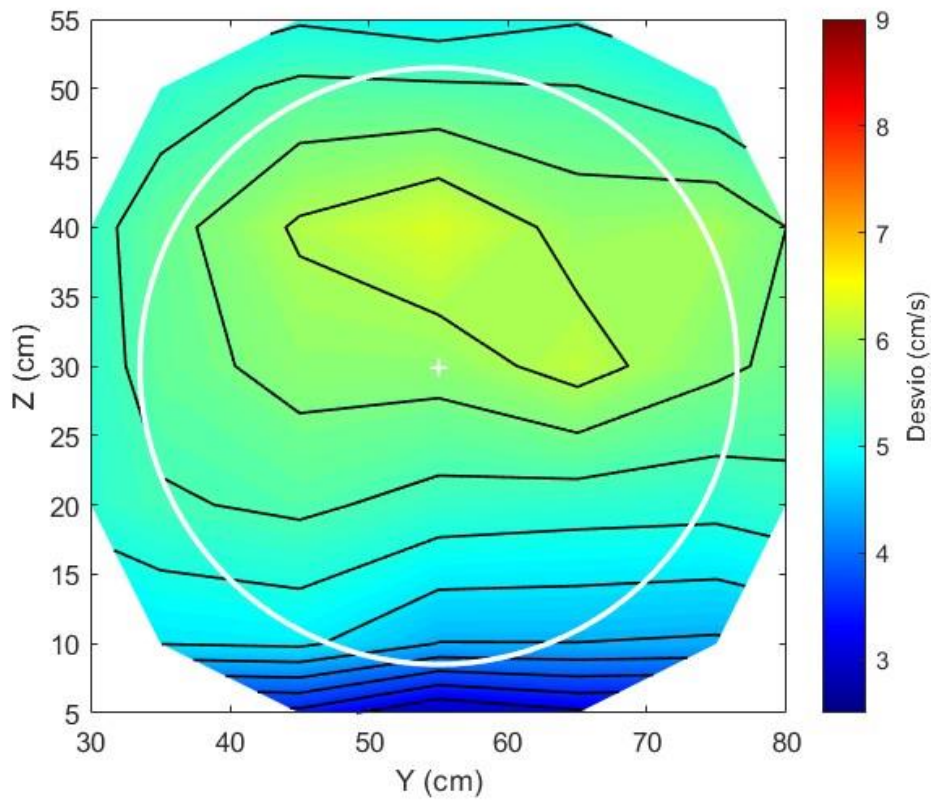


Figura 100: 5D aguas abajo con soporte y turbina: Desvío vertical.

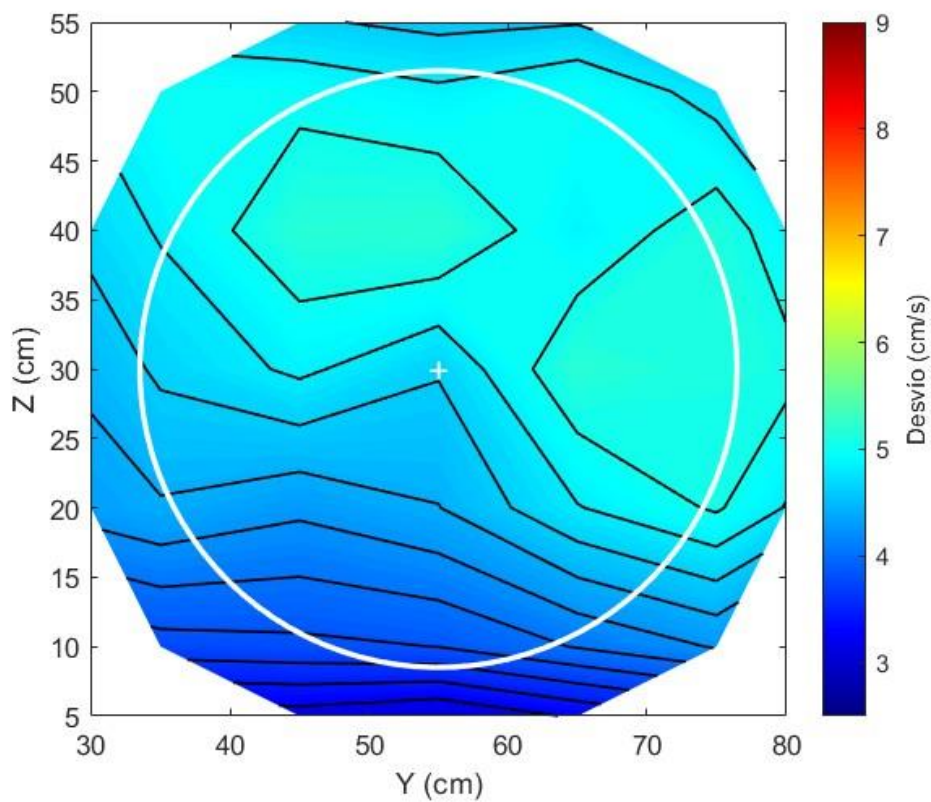


Figura 101: 6D aguas abajo con soporte y sin turbina: Desvío vertical.

## 8. EVALUACIÓN DE RESULTADOS Y CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO

### 8.1 Discusión y análisis de resultados

El análisis realizado en las secciones aguas arriba y aguas abajo de la turbina permite obtener conclusiones importantes en relación con la turbulencia, las variaciones del flujo y la interferencia del soporte. Un primer aspecto que destaca es que la instalación de la turbina introduce una perturbación significativa en el flujo, lo que se refleja principalmente en un aumento de la turbulencia. Aguas arriba, el flujo se caracteriza por ser más homogéneo y estable, con un perfil de velocidad relativamente uniforme y con poca variabilidad. Sin embargo, al atravesar la turbina, el flujo genera una estela turbulenta que se extiende aguas abajo hasta que se disipa a cinco diámetros de distancia, afectando de manera considerable la dinámica del flujo en esa región. Las mediciones muestran que la turbulencia es más intensa en las inmediaciones de la estela y especialmente cerca de la turbina. Esta intensidad se va disipando gradualmente a medida que el flujo avanza aguas abajo, aunque su efecto sigue siendo observable a dos diámetros de distancias de la turbina.

En cuanto a las variaciones del flujo, aguas arriba de la turbina, las fluctuaciones son menores, lo que refleja un flujo más predecible y con menor turbulencia. Sin embargo, aguas abajo, la interacción del flujo con las palas de la turbina genera fluctuaciones significativas, que son especialmente visibles en los gráficos de desvío transversal y vertical. Estas fluctuaciones indican una mayor inestabilidad en el flujo en la región central, donde la estela de la turbina provoca variaciones en las velocidades que reflejan las intensas interacciones del flujo con la turbina. Las zonas periféricas, por otro lado, muestran menores fluctuaciones y un flujo más estable. Esta perturbación inducida por la turbina afecta el comportamiento del flujo a lo largo de varias longitudes de diámetro aguas abajo, aunque las variaciones disminuyen conforme el flujo se aleja y la estela comienza a disiparse.

Un aspecto particularmente relevante es la interferencia del soporte de la turbina en el flujo. A pesar de que su impacto es más localizado en comparación con el de la turbina, su efecto sobre el flujo es más brusco en las inmediaciones de la estructura. El soporte genera una alteración marcada en la región circundante, obligando al flujo a rodearlo, lo que provoca fluctuaciones considerables y una mayor turbulencia en las áreas próximas. Esta interferencia es notable principalmente en las secciones cercanas a la base del soporte, donde el flujo experimenta una disminución de velocidad y la generación de turbulencia es más evidente. Si bien este efecto es localizado, su influencia sobre el perfil del flujo en la vecindad global del soporte es significativa y debe tenerse en cuenta al evaluar el comportamiento global del flujo.

Al comparar las secciones con y sin la presencia de la turbina, se observa claramente que la instalación de la turbina introduce una mayor variabilidad y fluctuaciones en el comportamiento del flujo. Sin la turbina, el flujo es mucho más homogéneo, pero no completamente estable, ya que persisten algunas fluctuaciones, especialmente en la región central. Esto indica que, aunque la ausencia de la turbina reduce la variabilidad, el flujo aún experimenta ciertas inestabilidades. Sin embargo, cuando la turbina está presente, las perturbaciones provocadas por la interacción del flujo con las palas generan una distribución de fluctuaciones mucho más asimétrica, con una zona central donde las variaciones son más intensas debido a la estela de la turbina, y áreas periféricas donde las fluctuaciones son menores y el flujo se comporta de manera más estable. Estas diferencias son especialmente notables aguas abajo de

la turbina, donde las perturbaciones generadas afectan de manera considerable el perfil de fluctuaciones del flujo.

A continuación, se presentan figuras que resumen los resultados obtenidos para las distintas variables medidas, con perfiles longitudinales de cada una, los cuales permiten comparar sintéticamente el impacto de la presencia de la turbina respecto a su ausencia (Figura 102, Figura 103, Figura 104, Figura 105, Figura 106, Figura 107, Figura 108, Figura 109, Figura 110, Figura 111, Figura 112, Figura 113, Figura 114 y Figura 115). Estos perfiles muestran claramente las diferencias en el comportamiento del flujo, confirmando las observaciones previamente mencionadas.

Cabe mencionar que los perfiles mostrados corresponden a la altura  $Z=30$  cm, coincidiendo con el eje central de la turbina. En los casos donde no se disponían de datos específicos, estos han sido interpolados para completar la representación gráfica y asegurar la comparabilidad entre las mediciones con y sin turbina. Esto permite visualizar de manera sintética el impacto de la turbina en las diferentes variables, lo que facilita una comprensión más clara del comportamiento del flujo en ambas situaciones.

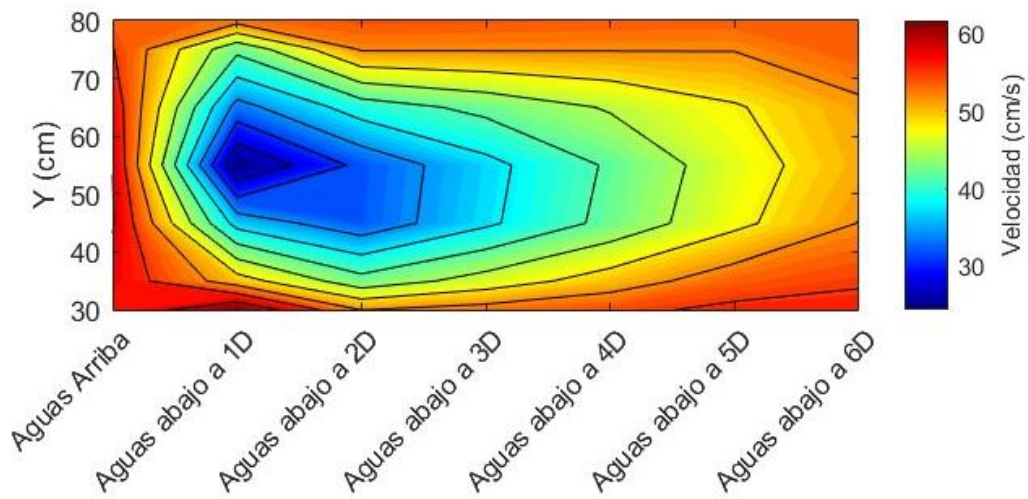


Figura 102: Perfil longitudinal de la velocidad longitudinal a distintas secciones de medición con soporte y turbina.

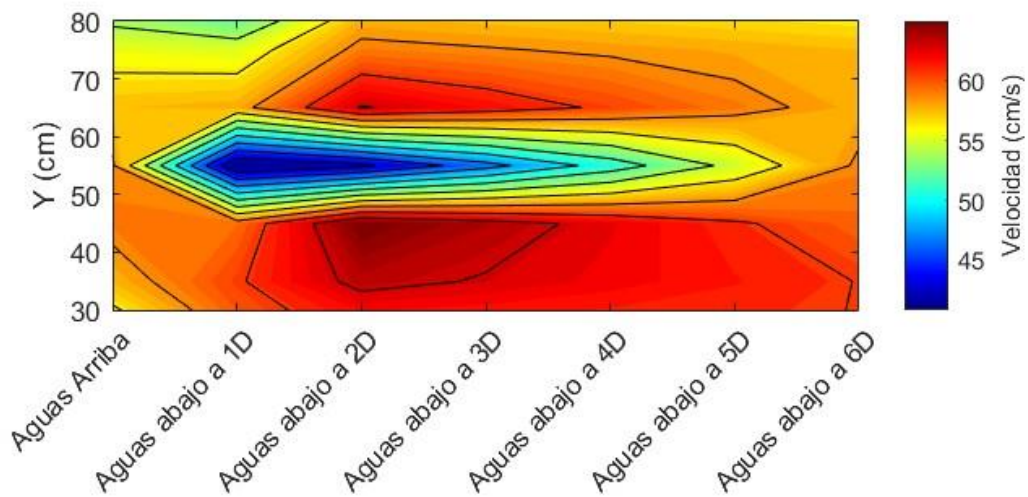


Figura 103: Perfil longitudinal de la velocidad longitudinal a distintas secciones de medición con soporte y sin turbina.



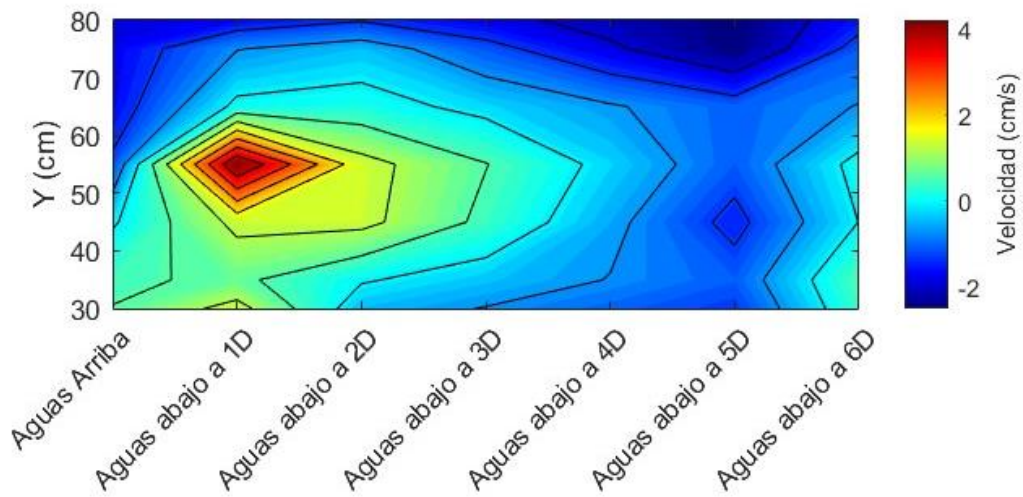


Figura 104: Perfil longitudinal de la velocidad transversal a distintas secciones de medición con soporte y turbina.

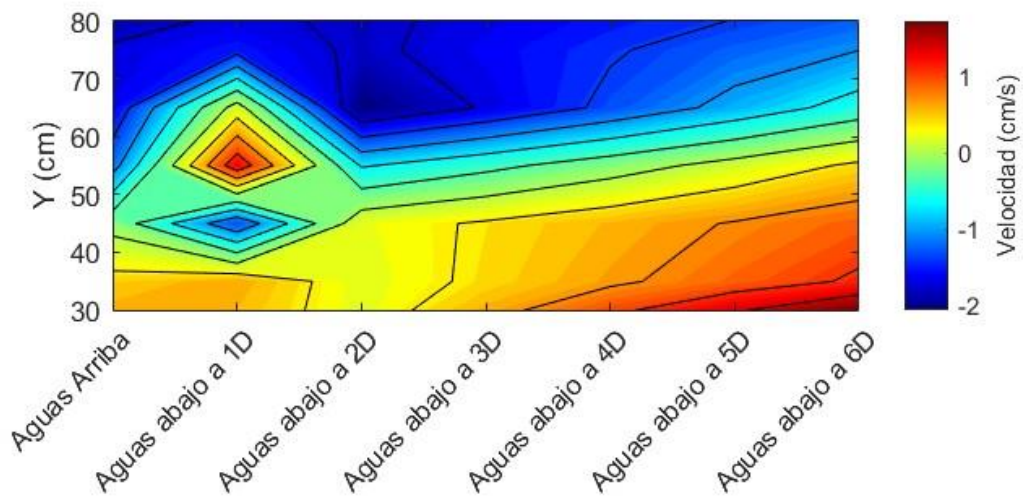


Figura 105: Perfil longitudinal de la velocidad transversal a distintas secciones de medición con soporte y sin turbina.

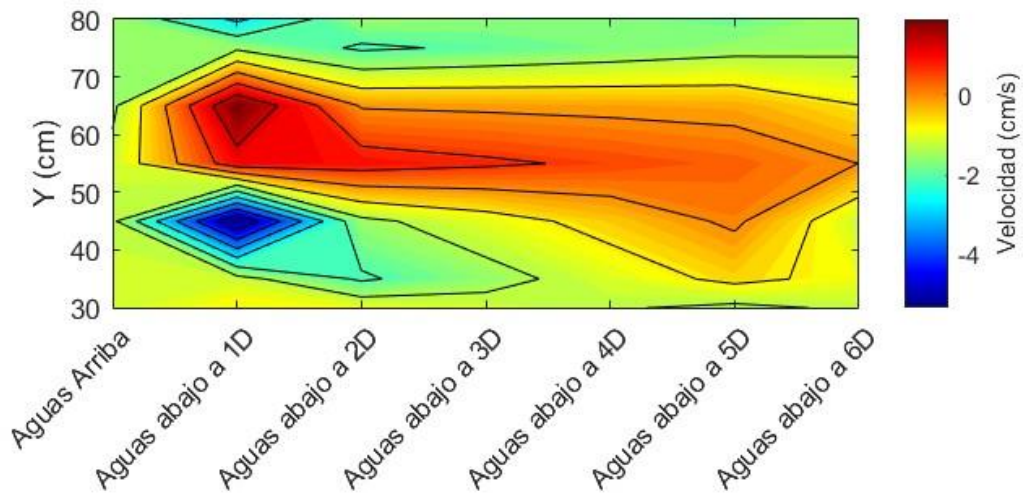


Figura 106: Perfil longitudinal de la velocidad vertical a distintas secciones de medición con soporte y turbina.

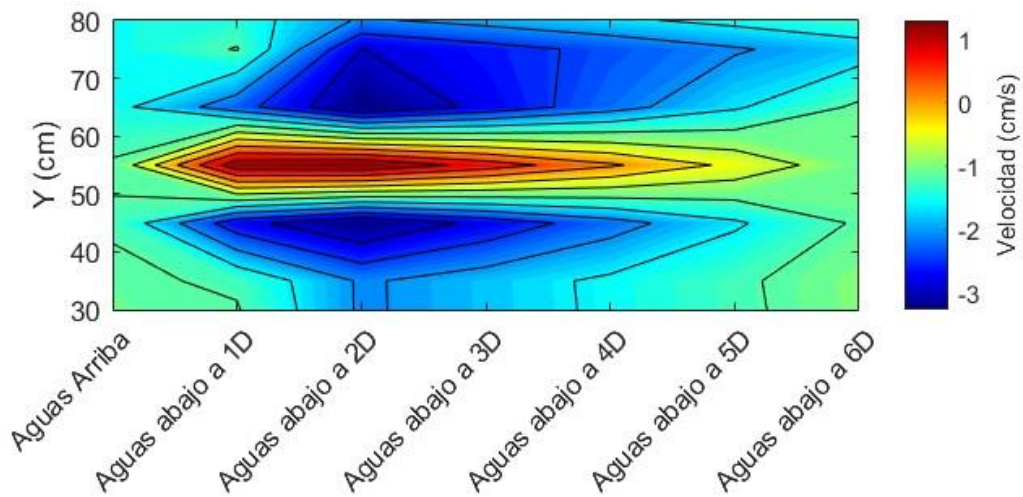


Figura 107: Perfil longitudinal de la velocidad vertical a distintas secciones de medición con soporte y sin turbina.

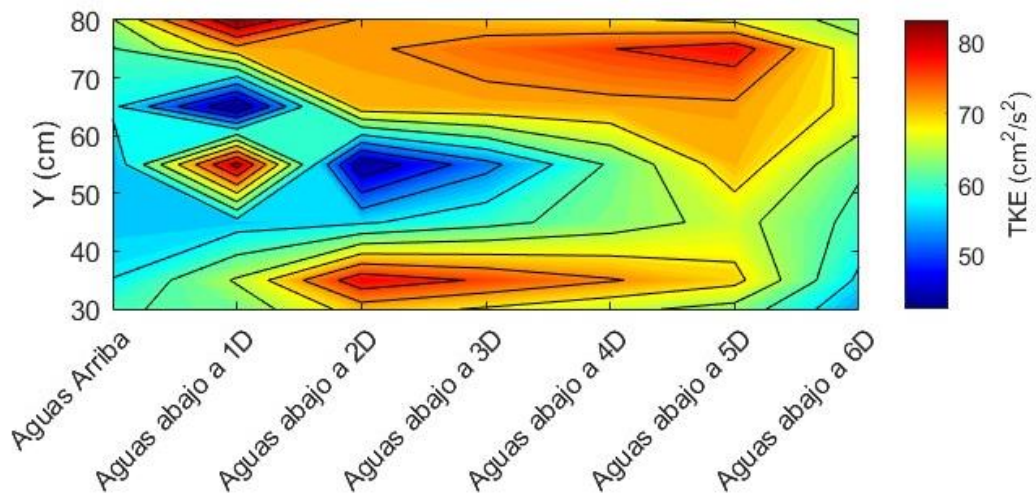


Figura 108: Perfil longitudinal de la energía cinética turbulenta a distintas secciones de medición con soporte y turbina.

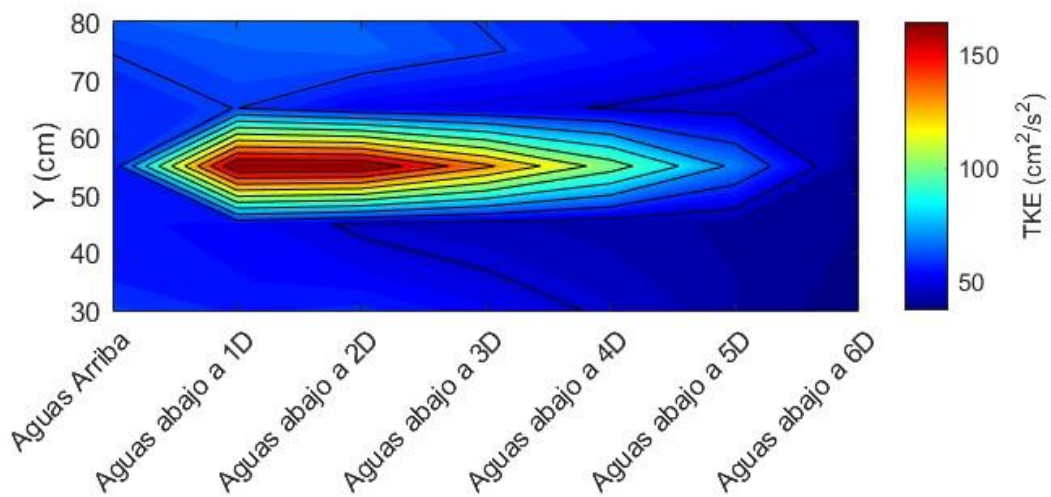


Figura 109: Perfil longitudinal de la energía cinética turbulenta a distintas secciones de medición con soporte y sin turbina.

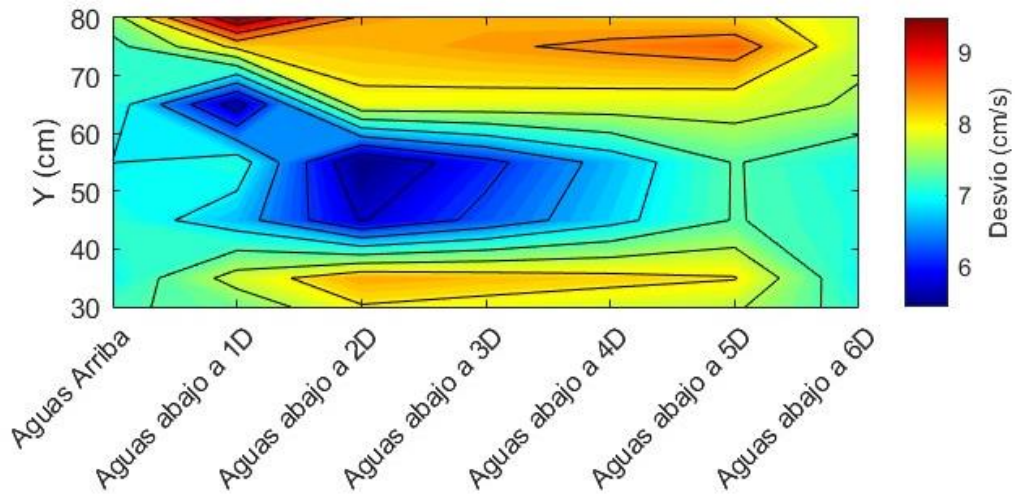


Figura 110: Perfil longitudinal del desvío longitudinal a distintas secciones de medición con soporte y turbina.

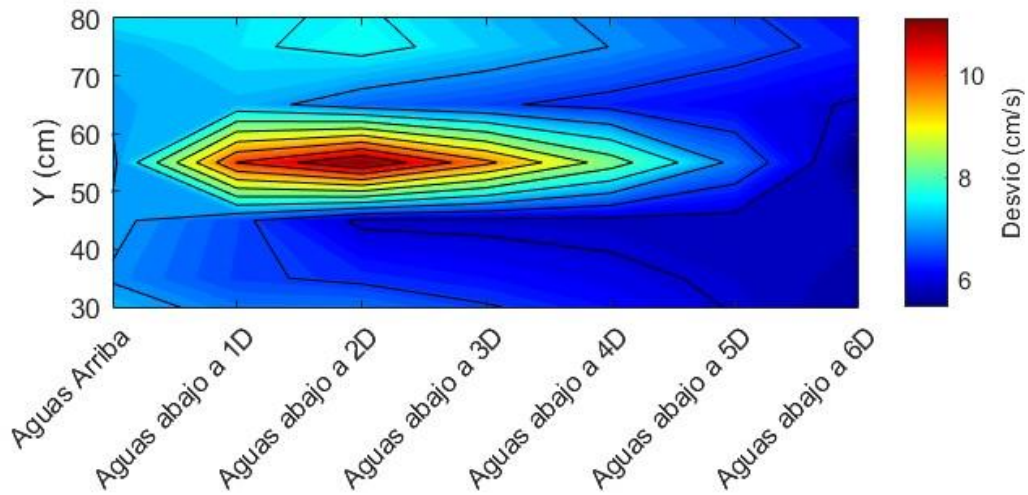


Figura 111: Perfil longitudinal del desvío longitudinal a distintas secciones de medición con soporte y sin turbina.



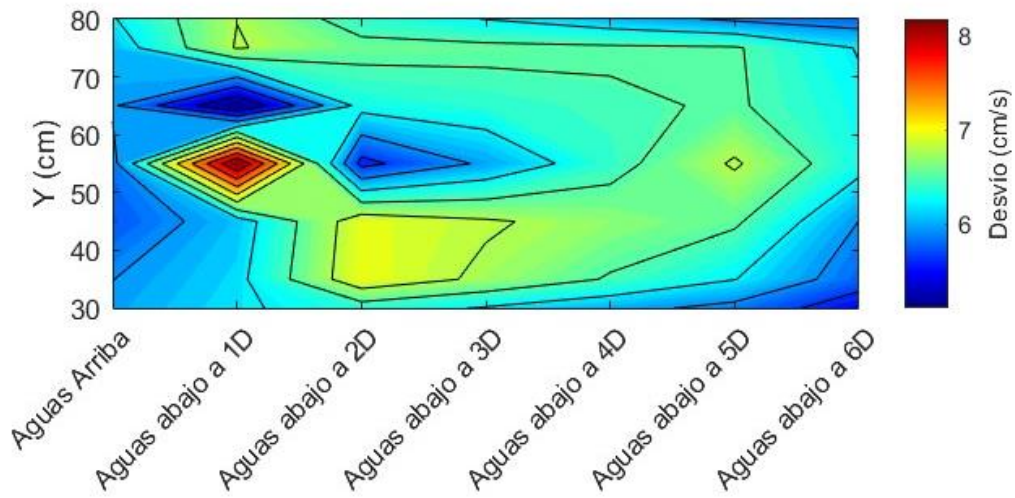


Figura 112: Perfil longitudinal del desvío transversal a distintas secciones de medición con soporte y turbina.

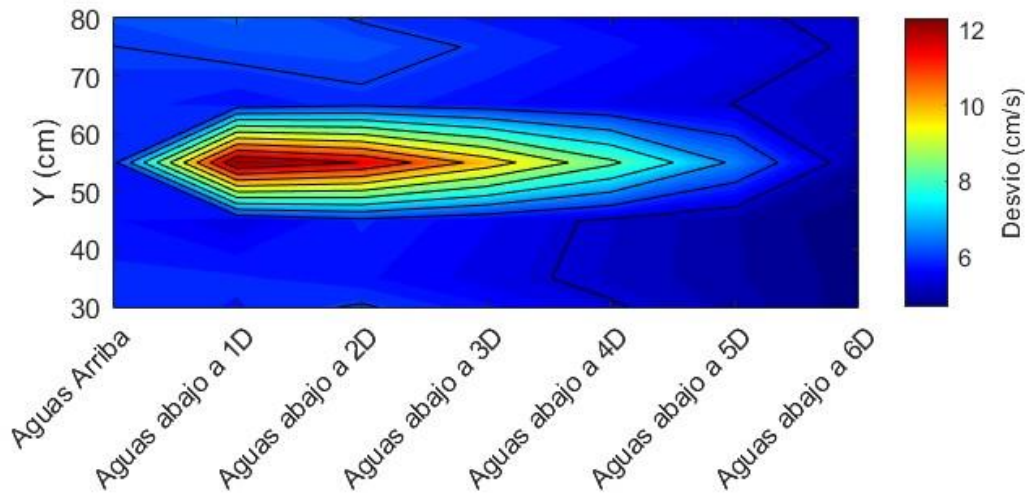


Figura 113: Perfil longitudinal del desvío transversal a distintas secciones de medición con soporte y sin turbina.



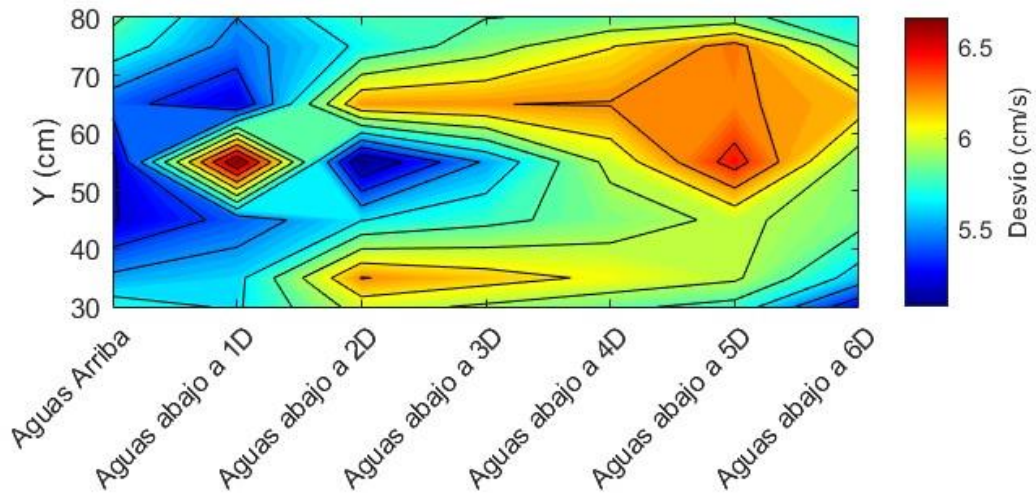


Figura 114: Perfil longitudinal del desvío vertical a distintas secciones de medición con soporte y turbina.

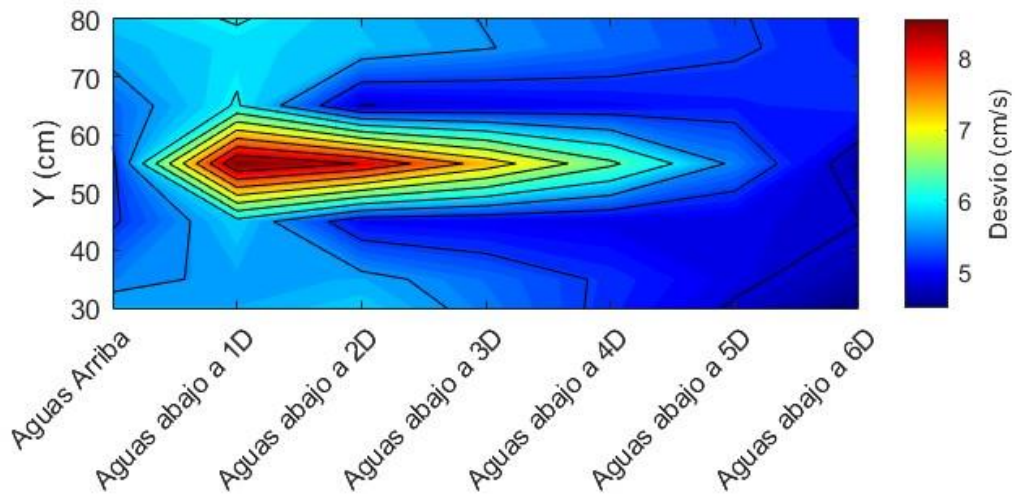


Figura 115: Perfil longitudinal del desvío vertical a distintas secciones de medición con soporte y sin turbina.

## 8.2 Limitaciones del estudio

En este estudio se han identificado varias limitaciones que deben ser tenidas en cuenta al interpretar los resultados obtenidos y su aplicación en escenarios más amplios o diferentes. En primer lugar, el uso de un solo tipo de turbina y soporte puede limitar la generalización de los resultados. La geometría de la turbina y las características del soporte influyen de manera importante en la dinámica del flujo, por lo que los resultados obtenidos podrían variar considerablemente si se utilizaran diferentes diseños de turbina o configuraciones de soporte. Esto restringe la capacidad de extrapolar los hallazgos a otras configuraciones de turbinas, ya que no se han evaluado variaciones geométricas o estructurales.

En segundo lugar, el análisis se realizó en un entorno controlado y con condiciones de flujo idealizadas. Si bien este enfoque permite una comprensión más clara de la interacción entre el flujo y la turbina, puede no representar de manera precisa las condiciones reales que se encontrarían en aplicaciones a gran escala, como en ríos o canales con flujos más complejos y condiciones ambientales cambiantes. La presencia de variaciones en la topografía del lecho, efectos atmosféricos, sedimentos o fluctuaciones en el caudal podrían alterar significativamente el comportamiento del flujo y la turbulencia en un escenario real.

Otra limitación relevante es la resolución espacial y temporal de los datos obtenidos. A pesar de que se han realizado mediciones detalladas en varias secciones aguas arriba y aguas abajo, la cantidad de puntos medidos y la frecuencia temporal de las mediciones podrían no ser suficientes para capturar completamente las dinámicas más finas del flujo, como las pequeñas escalas de turbulencia o las fluctuaciones rápidas en el tiempo. Una mayor resolución espacial y temporal podría proporcionar un panorama más detallado de las interacciones complejas entre el flujo y la turbina.

Finalmente, el enfoque adoptado en este estudio no incluye la interacción con otros factores como la presencia de múltiples turbinas o la interacción de este tipo de sistemas con ecosistemas acuáticos. La instalación de turbinas en ambientes naturales podría tener implicaciones adicionales que no han sido abordadas aquí, como los impactos en la fauna acuática, la sedimentación, o los efectos acumulativos de múltiples dispositivos instalados en serie o en paralelo.

## 8.3 Implicaciones de los resultados para el diseño de turbinas hidrocínéticas

Los resultados obtenidos en este estudio tienen importantes implicaciones para el diseño de turbinas hidrocínéticas, tanto en términos de eficiencia energética como en la minimización de los efectos adversos sobre el flujo y los entornos acuáticos. En primer lugar, el análisis de las perturbaciones en el flujo aguas abajo de la turbina resalta la importancia de optimizar el diseño de las palas para reducir la intensidad de la estela turbulenta que se genera. Dado que esta estela no solo influye en la eficiencia de la turbina, sino que también afecta el comportamiento del flujo en una región considerable aguas abajo, un diseño que minimice la generación de turbulencia permitiría mejorar la eficiencia en entornos con múltiples turbinas instaladas en serie o en matrices.

Además, las variaciones observadas en el perfil de velocidad, tanto aguas arriba como aguas abajo de la turbina, sugieren que el diseño debe tener en cuenta la distribución no uniforme de las velocidades. Esto implica que los diseños de turbinas

que adaptan sus perfiles de pala o que permiten un ajuste dinámico de las mismas podrían mejorar su rendimiento general.

Otra implicación importante es la necesidad de minimizar la interferencia del soporte en el flujo. Aunque el soporte no genera una perturbación tan extendida como la turbina, su influencia localizada puede afectar el rendimiento de la turbina y aumentar la turbulencia en zonas específicas. Por lo tanto, el diseño del soporte debe ser lo menos perturbador posible para reducir su impacto en el flujo circundante. La incorporación de soportes más delgados, perfiles optimizados o incluso estructuras flotantes que minimicen el contacto directo con el flujo podría ser una solución para reducir esta interferencia.

Desde una perspectiva de implementación en el campo, los resultados también sugieren que la disposición de las turbinas en un sistema hidrocínético debe considerar el espacio adecuado entre dispositivos para permitir la disipación de la estela turbulenta y minimizar las interferencias entre ellas.

Por último, el estudio indica que la turbulencia generada por la turbina puede afectar a largo plazo la estabilidad del entorno acuático, incluyendo la sedimentación y la interacción con organismos acuáticos. En este sentido, los diseñadores de turbinas hidrocínéticas deben tener en cuenta no solo la eficiencia energética, sino también los impactos ecológicos potenciales, buscando diseños que reduzcan la turbulencia y las variaciones extremas en el flujo. La integración de estudios ambientales y de dinámica de fluidos en el proceso de diseño puede ser clave para desarrollar turbinas que sean eficientes y al mismo tiempo sostenibles desde un punto de vista ecológico.

## 9. CONCLUSIONES

Este trabajo ha abordado el estudio integral de la dinámica de los flujos en turbinas hidrocínéticas, partiendo de un análisis exhaustivo de la matriz energética, hasta la caracterización precisa de los flujos y las implicaciones para el diseño de turbinas. En primer lugar, la relevancia del estudio de la energía hidrocínética queda evidenciada como una alternativa sostenible y complementaria dentro de las posibilidades energéticas globales. A través del análisis de antecedentes de modelación física y numérica, se constató la importancia de validar experimentalmente estos modelos para mejorar su aplicabilidad en proyectos reales.

En cuanto a los resultados experimentales, el trabajo ha demostrado que la presencia de la turbina genera una perturbación considerable en el flujo, alterando no solo la velocidad media longitudinal, transversal y vertical, sino también generando fluctuaciones significativas reflejadas en la energía cinética turbulenta y las desviaciones estándar de la velocidad. Estos hallazgos fueron clave para determinar cómo la turbulencia se propaga aguas abajo y la manera en que los diferentes equipos de medición, en especial el ADV Vectrino y el ADCP RS5, registran estas perturbaciones.

A través de la comparación de equipos de medición, se logró optimizar el proceso de caracterización del flujo y ajustar los tiempos de medición para asegurar la calidad de los datos. Este proceso no solo permitió validar las herramientas utilizadas, sino que también sentó las bases para futuras investigaciones que deseen emplear una metodología similar. La implementación de técnicas avanzadas como el método de Bootstrap demostró ser fundamental para la optimización del tiempo de medición, garantizando una eficiencia que será beneficiosa en estudios futuros.

El rediseño de las turbinas y la optimización de su proceso de fabricación, utilizando técnicas de impresión 3D, también representaron un avance importante en la parte técnica de este trabajo.

Finalmente, las implicaciones de los resultados para el diseño de turbinas hidrocínéticas subrayan la necesidad de adaptar el diseño de estas a las condiciones específicas del flujo y la interacción con el entorno, tanto en términos de eficiencia como de durabilidad. Los resultados sugieren que la mejora de la estabilidad del flujo aguas abajo, la mitigación de la turbulencia y el ajuste adecuado del soporte de las turbinas serán factores cruciales para maximizar la eficiencia energética en proyectos a gran escala.

Además, ha sido de gran valor contar con las instalaciones del Instituto Nacional del Agua (INA), cuya infraestructura y equipo técnico han sido fundamentales para el desarrollo del trabajo. La disponibilidad de sus recursos y la colaboración con su personal especializado permitieron llevar a cabo mediciones precisas y avanzadas, proporcionando un entorno adecuado para la realización de experimentos y validaciones cruciales. Este apoyo ha sido decisivo para la calidad y alcance de los resultados obtenidos.

## BIBLIOGRAFÍA

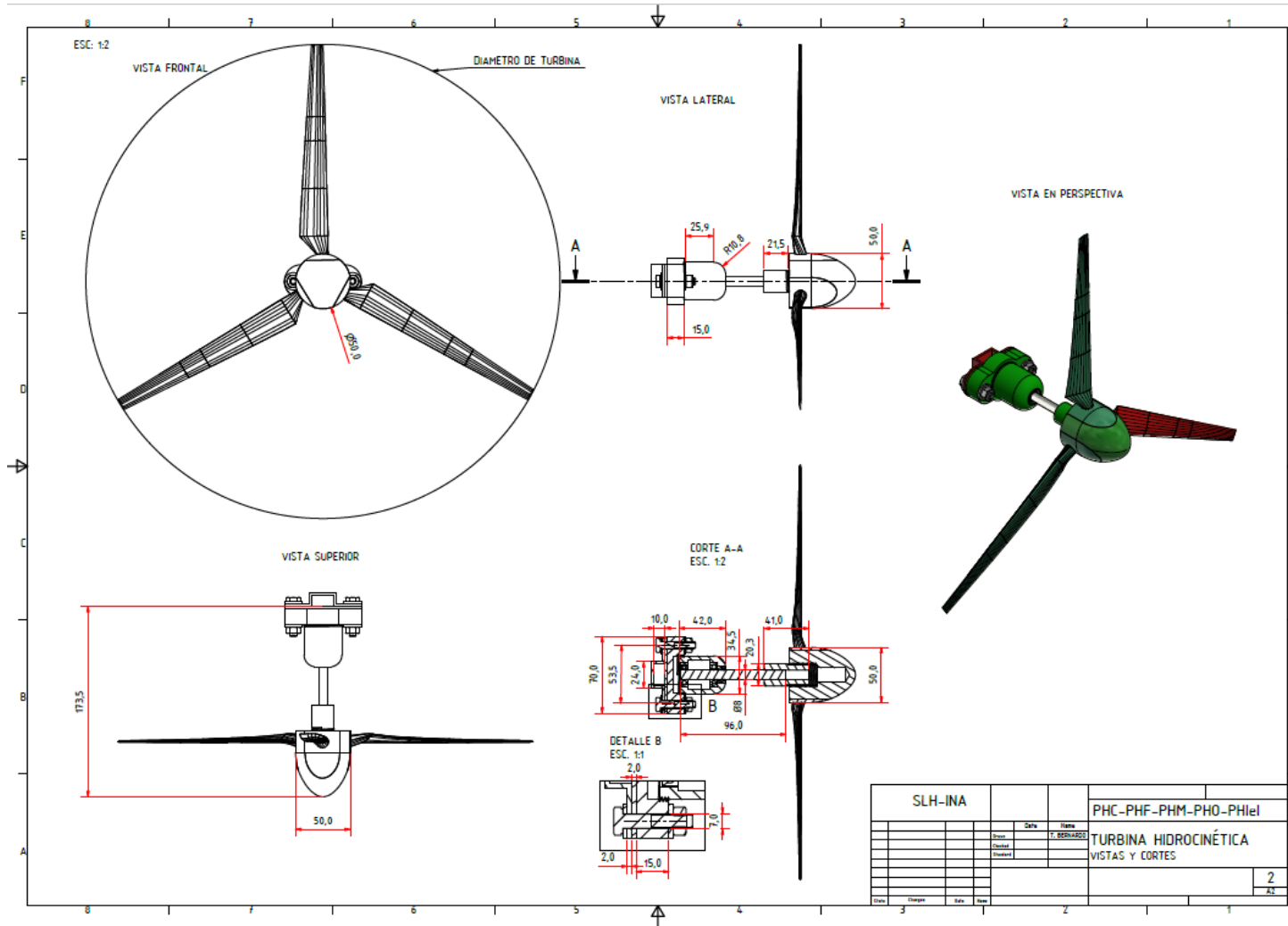
- [1] M. Gholikhani, H. Roshani, S. Dessouky, y A. T. Papagiannakis, «A critical review of roadway energy harvesting technologies», *Appl Energy*, vol. 261, p. 114388, mar. 2020, doi: 10.1016/J.APENERGY.2019.114388.
- [2] Pedro Arriaga, «Energía marina: Universidad del País Vasco», 2023.
- [3] W. I. Ibrahim, M. R. Mohamed, R. M. T. R. Ismail, P. K. Leung, W. W. Xing, y A. A. Shah, «Hydrokinetic energy harnessing technologies: A review», 1 de noviembre de 2021, *Elsevier Ltd.* doi: 10.1016/j.egy.2021.04.003.
- [4] Lucas Bindelli, Mariano Re, y Leandro D. Kazimierski, «View of Hydrokinetic energy potential in Argentine estuaries with high tidal ranges», *IEEE LATIN AMERICA TRANSACTIONS*, vol. 21, sep. 2023.
- [5] Pedro Fernández Díaz, «Biblioteca sobre ingeniería energética: Energía del mar». Accedido: 4 de abril de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.pfernandezdiez.es/>
- [6] Verdant Power, «THE ROOSEVELT ISLAND TIDAL ENERGY (RITE) PROJECT». Accedido: 4 de abril de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://verdantpower.com/rite/>
- [7] Atlantis Resources, «AR1500 TIDAL TURBINE». Accedido: 4 de abril de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://simecatlantis.com/wp-content/uploads/2016/08/AR1500-Brochure-Final-1.pdf>
- [8] Andritz Hydro Hammerfest, «References: MK1». Accedido: 4 de abril de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://andritzhydrohammerfest.co.uk/references/>
- [9] A. S. Bahaj, W. M. J. Batten, y G. McCann, «Experimental verifications of numerical predictions for the hydrodynamic performance of horizontal axis marine current turbines», *Renew Energy*, vol. 32, n.º 15, pp. 2479-2490, dic. 2007, doi: 10.1016/j.renene.2007.10.001.
- [10] A. S. Bahaj, A. F. Molland, J. R. Chaplin, y W. M. J. Batten, «Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank», *Renew Energy*, vol. 32, n.º 3, pp. 407-426, mar. 2007, doi: 10.1016/j.renene.2006.01.012.
- [11] W. M. J. Batten, A. S. Bahaj, A. F. Molland, y J. R. Chaplin, «Experimentally validated numerical method for the hydrodynamic design of horizontal axis tidal turbines», *Ocean Engineering*, vol. 34, n.º 7, pp. 1013-1020, may 2007, doi: 10.1016/j.oceaneng.2006.04.008.
- [12] G. B. Franceschini, A. D. Dr.Ing. Otero, y D. A. Ing. Barile, «Tesis de ingeniería mecánica: Simulación computacional de arreglos de turbinas hidrocinéticas y su interacción con el fondo marino y la superficie libre en el litoral marítimo argentino».
- [13] Bruce R. Munson, Theodore H. Okiishi, Wade W. Huebsch, y Alric P. Rothmayer, *Fundamentals of Fluid Mechanics*.
- [14] David C. Wilcox, «Turbulence Modeling for CFD», *DCW Industries*, 2006.
- [15] Ven Te Chow, «HIDRAULICA DE CANALES ABIERTOS».



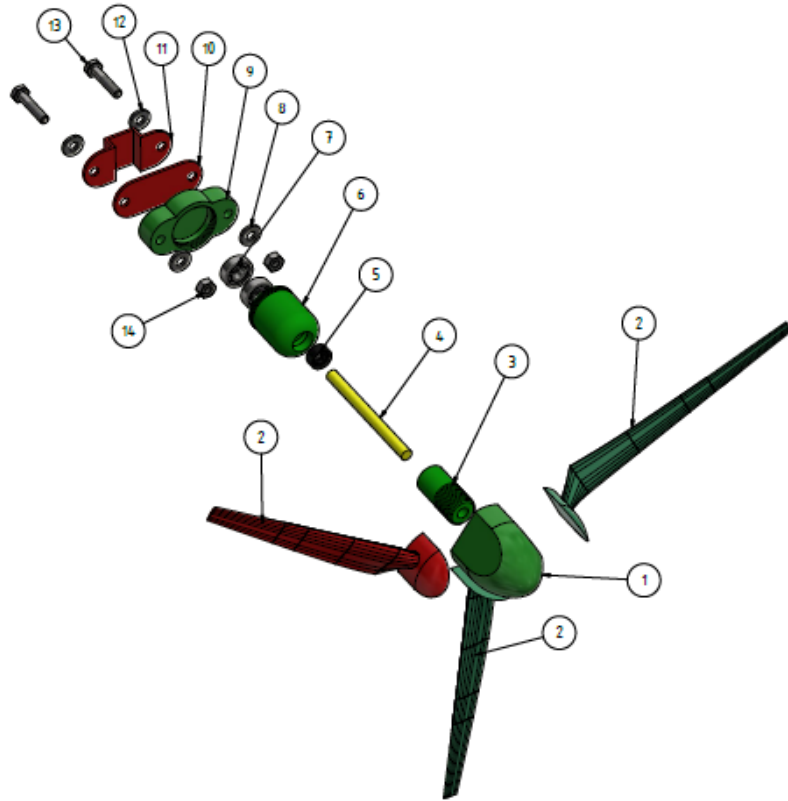
- [16] Álvaro Pinilla, *Notas del curso electivo en energía eólica*. Bogotá, 2011.
- [17] H. J. Vermaak, K. Kusakana, y S. P. Koko, «Status of micro-hydrokinetic river technology in rural applications: A review of literature», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 29, pp. 625-633, ene. 2014, doi: 10.1016/J.RSER.2013.08.066.
- [18] T. Hoq, «Micro Hydro Power: Promising Solution for Off-grid Renewable Energy Source», 2011. [En línea]. Disponible en: <http://www.ijser.org>
- [19] R. Antonio, C. Miranda, y J. C. Vásquez, «ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO, DISEÑO Y EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE LA IMPLEMENTACIÓN DE UNA TURBINA HIDROKINÉTICA PARA GENERACIÓN ELÉCTRICA TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE MAGÍSTER EN EFICIENCIA ENERGÉTICA».
- [20] C. A. Consul, R. H. J. Willden, y S. C. McIntosh, «Blockage effects on the hydrodynamic performance of a marine cross-flow turbine», *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, vol. 371, n.º 1985, p. 20120299, feb. 2013, doi: 10.1098/rsta.2012.0299.
- [21] S. J. Adamski, A. Aliseda, B. Polagye, y J. J. Riley, «Numerical Modeling of the Effects of a Free Surface on the Operating Characteristics of Marine Hydrokinetic Turbines».
- [22] Peter Michael Creciun, «The Effects of Blockage Ratio and Distance from a Free Surface on the Performance of a Hydrokinetic Turbine», Lehigh University, 2013.
- [23] N. Kolekar y A. Banerjee, «Performance characterization and placement of a marine hydrokinetic turbine in a tidal channel under boundary proximity and blockage effects», *Appl Energy*, vol. 148, pp. 121-133, jun. 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2015.03.052.
- [24] «Wind Energy Explained: Theory, Design and Application», *Wind Engineering*, mar. 2006, doi: 10.1260/030952406778055054.
- [25] W.-Q. Wang, R. Yin, y Y. Yan, «Design and prediction hydrodynamic performance of horizontal axis micro-hydrokinetic river turbine», *Renew Energy*, abr. 2019, doi: 10.1016/j.renene.2018.09.106.
- [26] Ing. Julio C. DE LIO, Ing. Jorge D. BACCHIEGA, Ing. Claudio A. FATTOR, y Ing. Tomás BERNARDO, «REPRESA CÓNDROR CLIFF: Evaluación del funcionamiento hidráulico del descargador de fondo en modelo físico 1:12 - Informe de proyecto», ago. 2015.
- [27] SonTek, «FlowTracker2: USER MANUAL 1.7». [En línea]. Disponible en: <http://www.sontek.com>
- [28] Nortek, «VECTRINO PROFILER: PROFILING VELOCIMETER. USER GUIDE». [En línea]. Disponible en: [www.nortek-as.com](http://www.nortek-as.com)
- [29] SonTek, «RS5 USER MANUAL».

- 
- [30] OTT, «OTT USER MANUAL». Accedido: 4 de septiembre de 2024. [En línea]. Disponible en: [www.ott.com](http://www.ott.com)
- [31] Markforged, «Comparativa entre el PLA, el ABS y el nylon». Accedido: 4 de septiembre de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://markforged.com/es/resources/blog/pla-abs-nylon>
- [32] formlabs, «FDM vs. SLA vs. SLS: Comparación de tecnologías de impresión 3D». Accedido: 10 de septiembre de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://formlabs.com/es/blog/fdm-sla-sls-como-elegir-tecnologia-impresion-3d-adeuada/>
- [33] Código Python, «Procesamiento de señales de velocidad obtenidas a partir de un ADV».

# ANEXO I: PLANOS CONSTRUCTIVOS DE LA TURBINA HIDROCINÉTICA



TURBINA HIDROINERTICA-DESPIECE  
ESC. 1:2



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	CENTRO DE TURBINA	IMPRESO EN 3D-PLA
2	3	ASPA	IMPRESO EN 3D-PLA
3	1	TUERCA PORTA EJE	IMPRESO EN 3D-PLA
4	1	EJE	LATON DE 6MM
5	1	RETEN	GOMA
14	1	CAJA DE RODAMIENTOS	IMPRESO EN 3D-PLA
7	2	RODAMIENTO	SKF 8-22
9	1	SOPORTE PARA PORTA EJE	IMPRESO EN 3D-PLA
10	1	PLACA DE SUJECIÓN	ACERO
11	1	OMEGA DE SUJECIÓN	ACERO
12	2	ARANDELA	COMERCIAL
13	2	TORNILLO DE 1/4"x1,25"	COMERCIAL
14	2	TUERCA 1/4"	COMERCIAL

SLH-INA		PhC-PhF-PhM-PhO-Phlet	
Drawn	TABERNARDO	TURBINA HIDROINERTICA-DESPIECE	
Checked			
Released			
Scale	1	AV	
Sheet	3	2	

