
Universidad Autónoma Del Estado De México
Facultad De Ingeniería

***Implementación de una canaleta circular entrante para el
mejoramiento del comportamiento hidráulico de una turbina
– bomba tipo tornillo de Arquímedes***

RENATA BLANCO GUADARRAMA

T E S I S

Qué para obtener el título de:

Ingeniero en Sistemas Energéticos Sustentables



Asesor. Dr. Boris Miguel López Rebollar

Coasesora. M. Martha Fernanda Mohedano Castillo

2024

Resumen

La presente tesis tiene como objetivo determinar los parámetros geométricos óptimos de una canaleta circular para su integración en la entrada de una turbina tipo tornillo de Arquímedes. Se plantea la hipótesis de que dicha geometría genera un tirante óptimo equivalente a la mitad del diámetro de la turbina. Se modelaron seis geometrías de canaletas con pendientes y tirantes variables mediante diseño asistido por computadora, y se realizaron simulaciones en ANSYS Fluent bajo condiciones estacionarias y transitorias, siendo este último esquema más representativo de la realidad. Los resultados permitieron comprobar que el uso de una canaleta permite alcanzar un tirante óptimo de 25 cm.

Contenido

Contenido	3
Introducción.....	5
Justificación	7
Objetivos	9
Hipótesis	10
1. Marco Teórico Conceptual	11
1.1. Hidráulica de Canales: Conceptos Básicos.....	11
1.1.1. Elementos Geométricos de un Canal	11
1.2. Clasificación de Flujos	13
1.2.1. Permanente, No Permanente; Variado y Uniforme.....	13
1.2.2. Laminar y Turbulento.....	15
1.2.3. Crítico, Subcrítico y Supercrítico.....	15
1.3. Flujo Uniforme.....	16
1.3.1. Ecuación de Gauckler – Manning – Strickler.....	17
1.3.2. Cálculo de Flujo Uniforme.....	18
1.4. Flujo Gradualmente Variado.....	19
1.4.1. Ecuación Gobernante.....	19
1.4.2. Método Directo por Tramos	21
1.5 Resalto Hidráulico	22
1.5.1. Ecuación General.....	23
1.5.2. Ecuación para Sección Circular.....	24
1.5.3. Longitud del Resalto Hidráulico	24
1.5.4. Formas del Resalto	25
1.6. Compuertas.....	25
1.7. Turbinas Hidráulicas	27
1.7.1. Microhidrogeneración	27
1.8. Turbina Hidráulica Tipo Tornillo de Arquímedes.....	29
1.8.1. Principio de Funcionamiento	30
1.8.2. Descripción de la Geometría	31
1.8.3. Potencia Mecánica y Eficiencia.....	32
1.9. Dinámica de Fluidos Computacional	32
1.9.1. Modelos y Ecuaciones Gobernantes	33
1.9.2. Proceso de Solución de ANSYS – Fluent	37
1.9.3. ANSYS Fluent – Estado Estacionario y Estado Transitorio	39

2.	Marco Metodológico.....	44
2.1.	Descripción del Diseño de la Turbina Tipo Tornillo de Arquímedes.....	45
2.2.	Diseño De Canaleta.....	45
2.3.	Compuerta Hidráulica.....	47
2.4.	Simulación en ANSYS Fluent: estado estacionario.....	48
2.4.1.	Modelo Geométrico.....	49
2.4.2.	Discretización Espacial.....	51
2.4.3.	Establecimiento de Parámetros del Software o Setup.....	54
2.4.4.	Solución.....	54
2.4.5.	Post – procesamiento.....	55
2.4.6.	Cálculos de Potencia y Eficiencia.....	57
2.5.	Simulación en ANSYS Fluent: estado transitorio.....	57
2.5.1.	Modelo Geométrico.....	57
2.5.2.	Discretización Espacial.....	58
2.5.3.	Setup.....	59
2.5.4.	Solución.....	60
2.5.5.	Post – procesamiento.....	60
3.	Análisis y Discusión de Resultados.....	61
3.1.	Cálculos de Canaleta.....	61
3.2.	Cálculos de Compuerta Hidráulica.....	63
3.3.	Resultados de Simulaciones en ANSYS Fluent: estado estacionario.....	66
3.3.1.	Velocidad y Presión a lo largo de la Turbina y Canaleta.....	71
3.3.2.	Contornos de Velocidad y Presión.....	72
3.3.3.	Potencia y Eficiencia.....	77
3.4.	Resultados de simulaciones en ANSYS Fluent: estado transitorio.....	79
3.4.1.	Torque.....	80
3.4.2.	Potencia y Eficiencia.....	81
3.4.3.	Velocidad, Presión Estática y Fracción de Volumen de Agua.....	81
3.4.4.	Diagrama Completo de Canaleta, Compuerta Hidráulica y Turbina.....	85
4.	Conclusiones.....	87
	Recomendaciones.....	89
	Referencias.....	90
	Anexos.....	93

Introducción

De acuerdo con datos de *Our World in Data*, en 2021 a nivel mundial se generaron 27 782.79 terawatt-hora (TWh, Tera = 10^{12}) de energía eléctrica, de los cuales 336.95 TWh tuvieron origen en México, lo que es equivalente al 1.2% (Hannah Ritchie, Max Roser and Pablo Rosado, 2022). Gran parte de esta energía proviene de la quema de combustibles fósiles, los cuales aportan alrededor de tres cuartas partes de las emisiones globales de gases de efecto invernadero (Ritchie Hannah & Roser Max, 2022). Del total de energía eléctrica generada globalmente, 28.28% fue generada por tecnologías renovables. Entre las cuales destacan la hidroeléctrica (15.21%), eólica (6.65%) y solar (3.68%) (Ritchie Hannah & Roser Max, 2022). En México, la matriz energética se compone por el 29.5% en renovables (SENER, 2022).

A medida que la población sigue en aumento, el consumo de energía eléctrica a su vez también se incrementará. Según datos de las Naciones Unidas, para el año 2050 la población habrá crecido en 2 mil millones de personas, totalizando 9.7 mil millones (Naciones Unidas, 2022). Es por ello, que, para satisfacer la creciente demanda, se le ha prestado atención a la microgeneración eléctrica. En particular, en el caso de la hidroeléctrica, se han agotado las áreas de aprovechamiento hídrico para la construcción de grandes presas (Edirisinghe et al., 2021).

La microgeneración eléctrica se define como la generación a pequeña escala de energía a partir de una fuente de bajas emisiones de carbono en donde dicha energía se genera localmente (Kte’pi Bill et al., 2015). Entre las tecnologías de microgeneración eléctrica se encuentran la biomasa, turbinas eólicas, celdas de combustible, celdas solares y energía hidroeléctrica.

Este trabajo de investigación se enfocará en las turbinas hidroeléctricas tipo tornillo de Arquímedes, las cuales se clasifican dentro de la energía hidroeléctrica de microgeneración, en específico en el prototipo diseñado en el Instituto Interamericano de Tecnologías del Agua (IITCA) en Toluca, México. Las turbinas de esta índole se han usado desde la antigüedad para bombeo de agua, drenaje de agua en barcos y minas. Además, desde los años 90’s se han realizado avances en investigación y diseño para emplear esta tecnología en el sector de

generación de electricidad, siendo la Universidad de Praga, la institución en donde se verificó su utilidad como turbina eléctrica (Nuernbergk & Rorres, 2013).

El prototipo de turbina diseñado en el IITCA por Mohedano Castillo (2022), fue diseñado con base en simulaciones bajo diferentes escenarios empleando el software ANSYS CFD (Computational Fluid Dynamics, por sus siglas en inglés). Las simulaciones se realizaron bajo un régimen estacionario y transitorio, ambas tomando en cuenta tirantes de agua de entrada a la turbina de Arquímedes propuestos. Mohedano Castillo (2022), llegó a la conclusión de que el tirante de agua óptimo era el que tenía 0.5 veces el diámetro total de la turbina. Sin embargo, en este estudio no se consideró que en la realidad para que la turbina pueda trabajar con el tirante óptimo se tiene que controlar el flujo de agua, usualmente con una compuerta en la obra de toma. Es decir, en las simulaciones realizadas por Mohedano Castillo (2022) se creó la geometría de la turbina con el software SolidWorks, en donde a la entrada de esta se creó un corte para que, al exportar a ANSYS, el tirante de agua sea el propuesto. En otras palabras, el tirante es fijo. En la práctica, para que la profundidad del flujo sea la requerida, se diseña un canal con ciertas características para satisfacer las necesidades del sistema.

El presente trabajo de investigación pretende abordar esta problemática y contribuir con el diseño geométrico y manufactura de una canaleta, la cual será acoplada al prototipo de laboratorio propuesto por Mohedano Castillo (2022), esto con el fin de que dicha turbina opere en condiciones hidráulicas óptimas. Esta canaleta será diseñada siguiendo la teoría de flujo gradualmente variado, considerando un caudal constante, así como diferentes escenarios geométricos de pendiente y profundidades de flujo.

Justificación

La generación de energía eléctrica proviene tanto de tecnologías convencionales como no convencionales. Entre las primeras se encuentran centrales de ciclos de gas y vapor, así como la energía nuclear y el carbón. En las segundas se posicionan las energías renovables – energía eólica, solar, geotérmica, hidráulica y de biomasa. No sólo es crucial satisfacer la demanda de energía eléctrica, si no también que la generación de ésta sea a través de la diversificación de las renovables, con el fin de disminuir la emisión de gases de efecto invernadero (GEI), gases que en altas concentraciones aumentan la temperatura media de la superficie de la Tierra (EIA, 2022).

La turbina tipo tornillo de Arquímedes es una tecnología considerada como el método más sustentable para la extracción de energía hidráulica a escala de microgeneración. Además de presentar numerosas ventajas económicas, sociales y ambientales (Edirisinghe et al., 2021). En México, una microcentral hidroeléctrica es aquella que tiene una capacidad menor a 1MW (Palacios Fonseca et al., 2017). Este tipo de centrales suelen aprovechar el flujo natural de un río incluyendo poco o ningún almacenamiento de agua.

Uno de los componentes principales de una microcentral hidroeléctrica es la obra de conducción. Las obras de conducción comienzan en la toma de agua y terminan en el ingreso del agua a la turbina (Muguerza, s/f). Un tipo de obra de conducción son los canales. Los canales a cielo abierto constituyen una solución muy ventajosa para reducir costos de tubería (Muguerza, s/f). En los canales abiertos el movimiento del agua es por efecto de la gravedad y pueden ser tanto naturales como artificiales. Los canales artificiales – aquellos creados por el hombre, permiten mantener las condiciones hidráulicas deseadas, ya que son diseñados para cumplir con ciertas especificaciones (Mohedano Castillo, 2022).

En este trabajo se pretende realizar el diseño geométrico, evaluación y la implementación de una canaleta circular entrante aguas arriba de la turbina diseñada por Mohedano Castillo (2022) en el IITCA, siguiendo la teoría de flujo gradualmente variado. Con ello, se analizará el comportamiento del flujo de agua antes de llegar a dicha turbina y su efecto en el torque. De esta manera, se llegarán a resultados y conclusiones que se aproximen más a la realidad. Cabe destacar que, se le llama canaleta al canal diseñado porque se montará sobre el canal

de laboratorio del IITCA, donde está la turbina de Arquímedes diseñada por Mohedano Castillo (2022).

Para la realización de esta investigación, se empleará el software de simulación ANSYS. La simulación en CFD, es una herramienta valiosa que permite analizar el campo de flujo en diferentes escenarios sin la necesidad de construir numerosos prototipos a modo de reducir tiempo y costos en la investigación. Sin embargo, usualmente dichas simulaciones son limitadas al poder de cómputo que se tenga disponible.

Con base en lo anterior, en este trabajo de investigación se afirma que el acoplamiento de una canaleta a una turbina tipo tornillo de Arquímedes mejora el comportamiento hidráulico de esta. Aunado a lo anterior, esta propuesta servirá como referencia a futuros investigadores que busquen diseñar un prototipo de turbina tipo tornillo de Arquímedes con la consideración hidráulica de canales en el diseño.

Objetivos

Objetivo General

Determinar los parámetros geométricos de una canaleta circular mediante simulación numérica, con el fin de operar bajo las condiciones hidráulicas en la entrada de agua de una turbina tipo tornillo de Arquímedes.

Objetivos Particulares

- ∇ Desarrollar el diseño geométrico de una canaleta utilizando la teoría de flujo gradualmente variado y SolidWorks, con una longitud y pendiente adecuadas, para alcanzar un tirante inicial de entrada a la turbina óptimo equivalente a 0.5 veces el diámetro de la turbina.
- ∇ Realizar un análisis detallado del campo de flujo en una canaleta y una turbina de Arquímedes utilizando la herramienta ANSYS Fluent en estado estático, con el propósito de evaluar el comportamiento hidrodinámico bajo diversos escenarios geométricos y de este modo seleccionar la configuración óptima.
- ∇ Realizar un análisis del campo de flujo en una canaleta y una turbina de Arquímedes mediante la herramienta ANSYS Fluent en estado transitorio, con el fin de evaluar el comportamiento de ambas geometrías bajo condiciones más cercanas a la realidad y verificar la obtención del tirante óptimo a la entrada de la turbina.
- ∇ Comparar los resultados obtenidos con los resultados presentados por Mohedano (2022), y validar o descartar la hipótesis planteada.

Hipótesis

La propuesta del diseño y análisis mediante CFD del acoplamiento de una canaleta circular permitirá mantener un flujo uniforme y tirante constante en la entrada de una turbina tipo tornillo de Arquímedes manteniendo sus parámetros óptimos de torque y eficiencia.

1. Marco Teórico Conceptual

1.1. Hidráulica de Canales: Conceptos Básicos

La hidráulica de canales es un campo de estudio dentro de la mecánica de fluidos que trata con el flujo de un líquido a lo largo de una superficie libre a presión atmosférica, siendo este líquido por lo general agua. El flujo en un canal abierto se diferencia de los flujos en tuberías en que estos últimos se encuentran confinados en un conducto cerrado y no cuentan con superficie libre. Empero, si cuentan con superficie libre pueden clasificarse como flujo en canal abierto (Chow, 1994).

Algunos ejemplos de canales que se pueden encontrar naturalmente son los ríos, arroyuelos, quebradas y estuarios; estos se caracterizan por tener una sección transversal irregular que varía a lo largo de su trayecto, es por ello, que analizarlos suele ser un estudio muy complejo que requiere de otras ramas del conocimiento (Chow, 1994). También existen los canales construidos de forma artificial a modo de satisfacer necesidades humanas. Estos tienen gran variedad de aplicaciones, como la irrigación, drenaje, cunetas de carretera, entre otros (Chow, 1994). Los canales artificiales son diseñados de tal manera que cumplan especificaciones deseadas, para ello es esencial conocer la geometría de un canal, la cual se describe a continuación.

1.1.1. Elementos Geométricos de un Canal

Los elementos geométricos más importantes de un canal según Sotelo Ávila (2002) son:

Sección transversal

- › *Tirante normal o profundidad de flujo* y [m], es la distancia perpendicular desde el punto más bajo de la sección hasta la superficie libre.
- › *Ancho de superficie libre* T [m], es el ancho de la sección del canal medido en la superficie libre.
- › *Área hidráulica* A [m²], es el área de la sección del canal ocupada por el flujo.

- › *Perímetro mojado* P [m], es el perímetro de contacto entre el canal y el agua.
- › *Radio hidráulico* R_h [m], es el cociente del área hidráulica A y el perímetro mojado P .

$$R_h = \frac{A}{P} \text{ [m]} \quad (1-1)$$

- › *Tirante medio o tirante hidráulico* Y [m], es el cociente entre el área hidráulica A y el ancho de superficie libre T . También se suele denotar con la letra D .

$$Y = \frac{A}{T} \text{ [m]} \quad (1-2)$$

- › *Talud* k [-], indica la inclinación de las paredes en la sección. Se suele denotar como $k:1$, y también puede ser encontrada con la letra z .

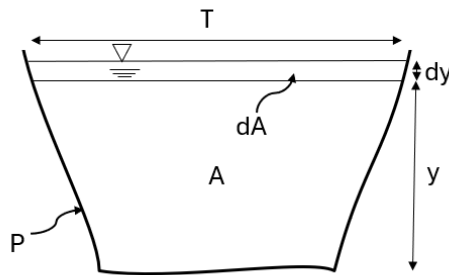


Figura. 1.1 Elementos geométricos de la sección transversal de un canal. Modificado de (Sotelo Ávila, 2002)

Sección longitudinal

Al hacer un corte longitudinal sobre una sección del canal encontraremos los siguientes parámetros geométricos.

- › *Pendiente* S_0 , es el desnivel y distancia horizontal entre dos puntos de la plantilla del canal.

$$S_0 = \tan \theta \text{ [-]} \quad (1-3)$$

- › *Ángulo de inclinación* θ , ángulo de la plantilla respecto a la horizontal.
- › *Profundidad* h , es la distancia vertical comprendida desde un punto de la superficie libre al punto más bajo de la sección.

$$h = \frac{y}{\cos \theta} \text{ [m]} \quad (1-4)$$

La ecuación (1-4) es aplicable cuando la superficie libre sea paralela a la plantilla del canal o θ sea pequeño.

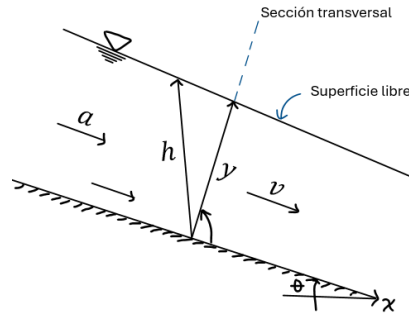
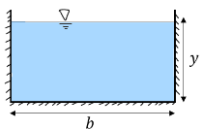
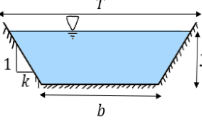
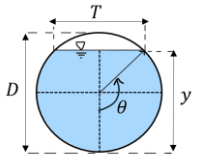


Figura. 1.2 Corte longitudinal de un canal. Modificada de (Sotelo Ávila, 2002)

Los canales artificiales se suelen construir con secciones geométricas regulares, las más comunes son la trapecial, la triangular y la semicircular; la selección de la forma depende de la aplicación para la cual vaya a ser diseñado el canal (Sotelo Ávila, 2002).

Las ecuaciones de los elementos geométricos de las secciones más comunes las podemos encontrar en bibliografía, en tablas como la Tabla 1.1.

Tabla 1.1. Elementos geométricos de secciones de canal. Modificado de (Sotelo Ávila, 1994)

Sección	Área, A	Perímetro mojado, P	Radio hidráulico, R_h	Ancho de superficie libre, T	Tirante, y
	by	$b + 2y$	$\frac{by}{b + 2y}$	b	y
	$(b + ky)y$	$b + 2\sqrt{1 + k^2} y$	$\frac{(b + ky)y}{b + 2\sqrt{1 + k^2} y}$	$b + 2ky$	$\frac{y(b + ky)}{b + 2ky}$
	$\theta = 2 * \cos^{-1} (1 - \frac{2y}{D})$ $\frac{D^2}{8} (\theta - \text{sen } \theta)$ θ en radianes	$D\theta$	$\frac{D}{8} (1 - \frac{\text{sen } \theta}{\theta})$	$\frac{D(\text{sen } \theta)}{2\sqrt{y(D - y)}}$	$\frac{1}{8} \left(\frac{\theta - \text{sen } \theta}{\text{sen } \frac{1}{2}\theta} \right)$

1.2. Clasificación de Flujos

1.2.1. Permanente, No Permanente; Variado y Uniforme

El flujo en canales abiertos puede clasificarse en flujo permanente o no permanente; uniforme o variado. Entre ellos, puede haber una serie de combinaciones como flujo

permanente uniforme o flujo no permanente variado. La primera clasificación (permanente o no) tiene el **tiempo** como criterio. Si la velocidad media se mantiene constante en una determinada sección, se dice que el flujo es permanente.

$$\frac{\partial V}{\partial t} = 0 \rightarrow \text{permanente} \quad \frac{\partial V}{\partial t} \neq 0 \rightarrow \text{no permanente}$$

En donde $V[m/s]$ = es la velocidad y $t [s]$ = tiempo.

La segunda clasificación (uniforme o variado), tiene al **espacio** como criterio. Si la velocidad media es constante en *cualquier sección* del canal, se dice que tenemos un flujo uniforme. Esto corresponde a que el tirante y el área hidráulica sean constantes a lo largo del canal en x . De lo contrario, es un flujo variado (Sotelo Ávila, 2002).

$$\frac{\partial V}{\partial x} = 0 \rightarrow \text{uniforme} \quad \frac{\partial V}{\partial x} \neq 0 \rightarrow \text{variado}$$

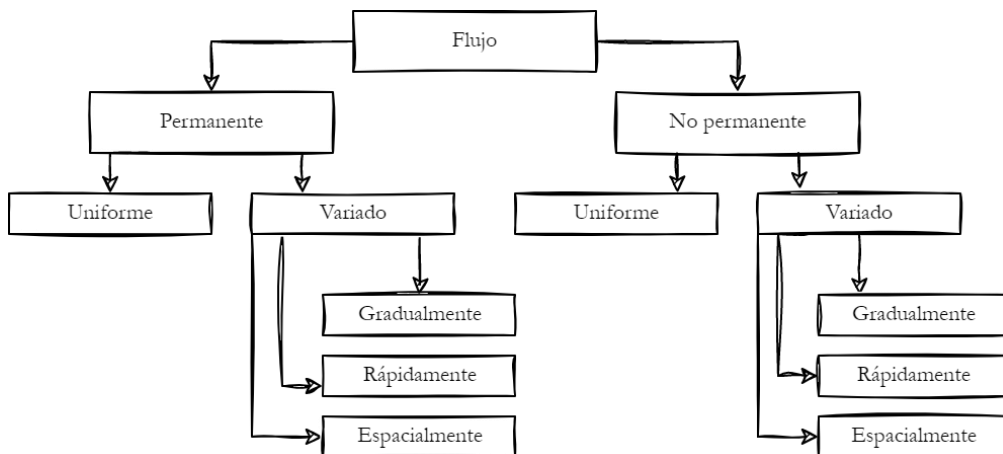


Figura. 1.3 Clasificación de tipos de flujo.

Un flujo uniforme sólo se puede encontrar en canales con sección transversal constante, es decir, en aquellos construidos por el hombre. Claramente, el flujo más simple de analizar es el flujo uniforme permanente, ya que el tirante permanece constante en cualquier instante de tiempo. Además, el flujo uniforme no permanente prácticamente no existe en la realidad (Chow, 1994). En la práctica, cuando se tienen propiedades constantes como geometría, pendiente y rugosidad, se suelen suponer condiciones ideales de flujo uniforme a modo de simplificar el análisis (Sotelo Ávila, 2002).

Dependiendo de la tasa de variación con respecto a la distancia, los flujos pueden ser gradual o rápidamente variados (Chaudhry, 2008). Un flujo gradualmente variado se presenta cuando

el tirante varía lentamente con respecto a la distancia. Mientras que, en el rápidamente variado, este cambio sucede abruptamente en una distancia significativa corta, aconteciendo sucesos como el salto hidráulico. Sotelo Ávila (2002) menciona una tercera subclasificación dentro de los flujos variados: flujos espacialmente variados. En este tipo de flujos, se dice que el caudal cambia a lo largo del mismo.

1.2.2. Laminar y Turbulento

Los flujos también se pueden clasificar dependiendo su estado o comportamiento, **laminar**, de **transición** o **turbulento**, en donde el movimiento del líquido está gobernado por efectos de viscosidad y gravedad con respecto a las fuerzas inerciales del fluido (Chow, 1994). El *número de Reynolds* es un número adimensional que nos indica el estado del flujo, y está definido por la ecuación (1-5):

$$R_e = \frac{VR_h}{\nu} [-] \quad (1-5)$$

$V [m/s]$ = velocidad media en la sección, $R_h [m]$ = radio hidráulico, $\nu [m/s^2]$ = viscosidad cinemática del fluido.

En **canales** se dice que,

- > Si $R_e \leq 500$, hay flujo laminar,
- > Si $500 \leq R_e \leq 12\ 500$, hay flujo en transición,
- > Si $R_e \geq 12\ 500$, hay turbulento.

En el flujo laminar, las partículas de fluido se mueven a lo largo de corrientes o caminos uniformes definidos, y laminas infinitamente delgadas de fluido parecen deslizarse sobre capas una encima de la otra. El flujo laminar por lo general no se suele presentar en canales debido a sus relativas grandes dimensiones y baja viscosidad cinemática del agua (Sotelo Ávila, 2002). Por el contrario, el flujo es llamado turbulento si las partículas se mueven caóticamente en recorridos irregulares.

1.2.3. Crítico, Subcrítico y Supercrítico

Dependiendo del efecto de la gravedad y las fuerzas inerciales sobre el flujo, este puede ser clasificado como crítico, subcrítico y supercrítico. La relación entre estas dos fuerzas es definida por el *número de Froude*:

$$F = \frac{V}{\sqrt{g' \frac{A}{T}}} = \frac{V}{\sqrt{g' Y}} \quad (1-6)$$

$g'[-] = g \cos \theta / \alpha$, $\theta[^\circ]$ = ángulo de inclinación de la plantilla respecto a la horizontal, $g [m/s^2]$ = aceleración de gravedad, $V [m / s]$ = velocidad media en la sección, $A[m^2]$ = área hidráulica de la sección, $T [m]$ = ancho de superficie libre en la sección, $\alpha [-]$ = coeficiente de corrección de la energía cinética.

De este modo, si,

$$\begin{array}{l} F = 1 \rightarrow \\ F < 1 \rightarrow \\ F > 1 \rightarrow \end{array} \left\{ \begin{array}{l} \text{Régimen crítico} \\ \text{Régimen subcrítico, la fuerza de gravedad domina sobre la inercia, velocidades pequeñas} \\ \text{Régimen supercrítico, la fuerza de inercia domina sobre la gravedad, velocidades grandes} \end{array} \right.$$

1.3. Flujo Uniforme

Las principales características del flujo uniforme son (1) el tirante, el área mojada, la velocidad del flujo y el caudal son constantes a lo largo del canal; y (2) la superficie del fluido y la plantilla del canal son paralelos, es decir, las pendientes de la línea de energía¹, de la superficie del agua y de la plantilla son iguales o $S_f = S_w = S_0 = S$, en donde S_f es la pendiente de la línea de energía, S_w es la pendiente de la superficie del agua y S_0 es la pendiente del fondo del canal. Además, el flujo uniforme sólo se puede desarrollar en canales prismáticos de gran longitud y el régimen de flujo comúnmente es turbulento (Sotelo Ávila, 2002) ya que a velocidades muy altas el flujo atraparé aire y se volverá inestable (Chow, 1994).

Condiciones para que se establezca el flujo uniforme

Cuando el agua o un fluido entra en movimiento en un canal debido a la fuerza gravitacional, inmediatamente la fuerza de fricción tratará de impedir que esto ocurra. Para que el flujo uniforme tome lugar, habrá de existir un balance entre la fuerza de peso y de fricción. La zona por la que pasa el flujo antes de que se vuelva uniforme es conocida como *zona*

¹ Se entiende por la línea de energía, en hidráulica, a la línea que representa, en un canal o en una tubería, la energía total de cada sección.

transitoria. En esta zona el flujo es variado y si no tiene una longitud lo suficientemente larga, el flujo uniforme no se podrá establecer (Chow, 1994).

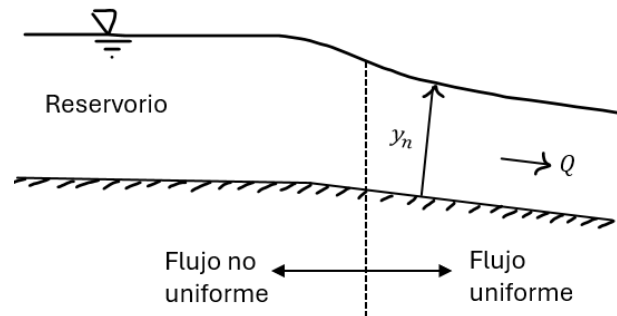


Figura. 1.4 Establecimiento del flujo uniforme. Modificada de (Sotelo Ávila, 2002)

Según menciona Chow (1994) Leonardo da Vinci describió a la resistencia del flujo en un canal de la siguiente manera:

El agua de los ríos rectos es más rápida cuanto más lejos está de las paredes, por la resistencia. El agua tiene mayor velocidad en la superficie que en el fondo. Esto sucede porque el agua en la superficie limita con el aire que es de poca resistencia, porque es más liviano que el agua, y el agua en el fondo está tocando la tierra que es de mayor resistencia, porque es más pesada que el agua y no se mueve. De aquí sigue que la parte que está más alejada del fondo tiene menos resistencia que la de abajo. (p. 88)

1.3.1. Ecuación de Gauckler – Manning – Strickler

La ecuación de Gauckler – Manning – Strickler, comúnmente conocida como la ecuación de Manning es una fórmula que el ingeniero irlandés Robert Manning presentó por primera vez en 1889 (Chow, 1994), esta se define en la ecuación siguiente.

$$V = \frac{1}{n} R^{\frac{2}{3}} S^{\frac{1}{2}} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (1-7)$$

La ecuación de Manning es la fórmula empírica más empleada para cálculos de flujo uniforme en canales debido a su simplicidad y resultados satisfactorios en la práctica. El valor del coeficiente n depende principalmente de la rugosidad de la superficie, la cantidad de vegetación y las irregularidades del canal (Chaudhry, 2008). Se debe tener particular

cuidado a la hora de la elección de este. En la bibliografía se pueden encontrar gran variedad de coeficientes reportados para distintos materiales tales como en la Tabla 1.2.

Tabla 1.2. Valores del coeficiente n en la ecuación de Manning. Modificada de Sotelo Ávila (1994)

Superficie	Mínimo	Normal	Máximo
Metales			
<i>Hierro forjado</i>			
a) Negro	0.012	0.014	0.015
b) Galvanizado	0.013	0.016	0.017
<i>Acero</i>			
a) Con bridas y soldado	0.01	0.012	0.014
b) Remachado y espiral	0.013	0.016	0.017
No Metales			
<i>Acrílico</i>	0.008	0.009	0.01
<i>Vidrio</i>	0.009	0.01	0.013
<i>Cemento</i>			
a) Pulido	0.01	0.011	0.013
b) En mortero	0.011	0.013	0.015
<i>Madera</i>			
a) Machihembrada	0.01	0.012	0.014
b) Laminada y tratada	0.015	0.017	0.02

1.3.2. Cálculo de Flujo Uniforme

Para llevar a cabo el cálculo de flujo uniforme, se toman en consideración seis variables: *el caudal, la velocidad del flujo, el tirante, el coeficiente de Manning, la pendiente y las dimensiones de la sección* (ancho y talud si la sección es trapecial, o diámetro si es circular). Para poder resolver problemas de flujo uniforme se deben conocer al menos cuatro de las seis variables anteriores, y de este modo, las dos incógnitas restantes pueden obtenerse a partir de la ecuación de continuidad y una ecuación de flujo uniforme (usualmente la ecuación de Manning) (Chow, 1994).

El caudal o gasto en un canal puede expresarse mediante el producto entre el área de la sección y la velocidad del fluido como:

$$Q = VA \left[\frac{m^3}{s} \right] \tag{1-8}$$

También, la ecuación (1-8) puede ser sustituida en la ecuación de Manning, obteniendo:

$$Q = \frac{A}{n} R_h^{\frac{2}{3}} S^{\frac{1}{2}} = KS^{\frac{1}{2}} \left[\frac{m^3}{s} \right] \tag{1-9}$$

donde

$$K = \frac{AR_h^{\frac{2}{3}}}{n} \quad (1-10)$$

se le conoce como **factor de conducción** de la sección, el cual es una medida de la capacidad de transporte de gasto del canal. Además, la multiplicación del área por el radio hidráulico se le conoce como **módulo de sección**, el cual se expresa de la siguiente forma:

$$AR_h^{\frac{2}{3}} = nK = \frac{nQ}{S^{\frac{1}{2}}} \quad (1-11)$$

La ecuación (1-11) muestra que para una determinada combinación de n , Q y S , sólo existe un tirante posible llamado **tirante normal** para mantener un flujo uniforme. Esto es válido siempre y cuando el módulo de sección sea una función continua y creciente del tirante (Sotelo Ávila, 2002). Por el contrario, si se cuenta con un tirante, el valor obtenido será el **gasto normal**.

1.4. Flujo Gradualmente Variado

El flujo uniforme se caracteriza por satisfacer el equilibrio dinámico entre la fuerza de peso del fluido y la fuerza de fricción. Cualquier otro caso que no cumpla con esta condición se denomina **flujo gradualmente variado** (FGV). Este tipo de flujo es muy común en casos prácticos y suele ocurrir por cambios en la sección transversal, en el tirante, y en la velocidad (Chanson, 2004). El flujo variado puede tener lugar en secciones prismáticas o no, y su tendencia será alcanzar las condiciones del flujo uniforme, siempre manteniendo un caudal constante (Sotelo Ávila, 2002).

1.4.1. Ecuación Gobernante

Para el cálculo de la ecuación dinámica del flujo gradualmente variado se hacen las siguientes suposiciones (Chaudhry, 2008):

- › La pendiente del fondo del canal es “pequeña”, lo cual se traduce en una profundidad de flujo igual.
- › El canal es prismático y el caudal constante.
- › La distribución de presión es hidrostática y se mantiene igual en cada sección.
- › Las pérdidas se pueden determinar empleando las ecuaciones de flujo uniforme.

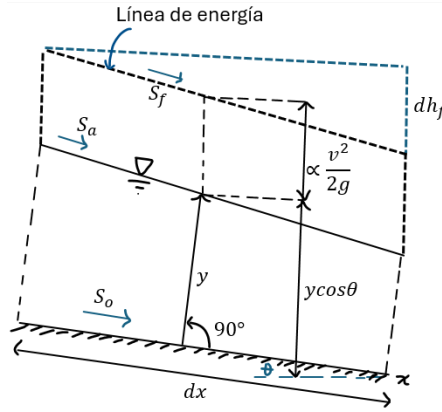


Figura. 1.5 Volumen de control para la ecuación gobernante del FGV. Modificada de (Sotelo Ávila, 2002)

La pendiente del fondo del canal S_o se supone pequeña si es menor al 5%. En tal caso, $\text{seno } \theta \cong \tan \theta \cong \theta$, en donde θ es el ángulo que forma el fondo del canal con la horizontal. De este modo, la profundidad del flujo medida vertical o horizontal al fondo son aproximadamente las mismas $y \cong h$. Considerando esto y la ecuación de carga o energía total definida por (1-12) se pueden derivar dos formas de la ecuación de flujo gradualmente variado (ecuaciones (1-13) y (1-14)).

$$H = z + y + \frac{\alpha V^2}{2g} \quad [m] \quad (1-12)$$

$H [m]$ = elevación de la línea de energía con respecto a la horizontal o carga total, $z [m]$ = elevación del fondo de la sección, $y [m]$ = tirante, $\theta [^\circ]$ = ángulo de inclinación de la plantilla respecto a la horizontal, $g [m/s^2]$ = aceleración de gravedad, $V [m/s]$ = velocidad media en la sección, $\alpha [-]$ = es el coeficiente de Coriolis².

$$\frac{dy}{dx} = \frac{S_o - S_f}{(1 - F^2) \cos \theta} \quad (1-13)$$

Si se tiene un ángulo de inclinación de la plantilla pequeño, $\cos \theta \cong 1$, la ecuación anterior se reduce a:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{S_o - S_f}{1 - F^2} \quad (1-14)$$

² El coeficiente de Coriolis α , expresa la relación que existe en una determinada sección transversal entre la energía real y la energía que se obtendría suponiendo una distribución uniforme de velocidades.

dy/dx representa la pendiente de la superficie libre del flujo de agua con respecto al eje coincidente con el fondo del canal (Sotelo Ávila, 2002).

1.4.2. Método Directo por Tramos

El método directo por tramos es uno de los diversos métodos numéricos para resolver el flujo gradualmente variado. Los métodos numéricos poseen amplias aplicaciones, especialmente en el análisis de perfiles de flujo, ya sea en canales prismáticos o no prismáticos. Estos métodos implican la división del canal en segmentos pequeños, calculando cada segmento de manera secuencial.

Existen diversas técnicas para integrar de forma numérica la ecuación del flujo permanente gradualmente variado. Entre los métodos de integración numérica más comunes se encuentran el método directo por segmentos y el método de segmentos fijos (Villón Béjar, 1995).

El método directo por tramos es un método simple que se utiliza para calcular la distancia Δx del tramo a la cual se presenta un tirante y_2 (conocido o fijado), a partir de un tirante y_1 conocido.

Procedimiento de cálculo según Villón Béjar (1995):

1. Iniciar el proceso de cálculo en una sección donde las características del flujo estén bien definidas (la sección de control) y proceder hacia la zona donde dicha sección de control influye en el sistema.
2. Calcular en esa sección la energía específica $E_1 = y_1 + v_1^2/2g$ y la pendiente de la línea de energía S_{E1} con la fórmula de Manning.
3. Definir el número de tramos a calcular y partir de él calcular el incremento $\Delta y = \frac{y_f - y_i}{n}$.
4. Calcular $y_2 = y_1 + \Delta y$. Calcular la energía específica para este tirante y la pendiente de la línea de energía S_{E2} .
5. Calcular la pendiente de la línea de energía promedio $\overline{S_E} = \frac{S_{E1} + S_{E2}}{2}$.
6. Calcular $\Delta x = \frac{E_2 - E_1}{S_0 - \overline{S_E}}$. Si $\Delta x > 0$ el cálculo se avanza aguas abajo, de lo contrario aguas arriba.

Cuando se realizan cálculos manuales y se aplican sucesivamente a lo largo del canal, es útil crear una tabla para simplificar los cálculos. Se ilustra una forma apropiada de tabular en la Tabla 1.3.

Tabla 1.3. Tabulación para el método directo por tramos.

1	2	3	4	5	6	7	8	9
y	A	p	R	$R^{\frac{2}{3}}$	v	$v^2/2g$	E	ΔE
y_1								
y_2								
10	11	12	13	14				
S_E	\bar{S}_E	$S_0 - S_E$	Δx	L				
y_1				0				
y_2								

1.5 Resalto Hidráulico

El resalto hidráulico, salto hidráulico u onda estacionaria ocurre cuando una corriente que inicialmente es rápida y poco profunda, es decir, supercrítica, experimenta un cambio repentino a una corriente lenta y profunda, es decir, subcrítica (Marbello Pérez & Medellín, s/f). Usualmente, el resalto se forma cuando en una corriente rápida existe algún obstáculo o un cambio brusco de pendiente. Por ejemplo, al pie de vertederos, rápidas, salidas de compuertas, entre otros. Los elementos del resalto hidráulico se describen a continuación.

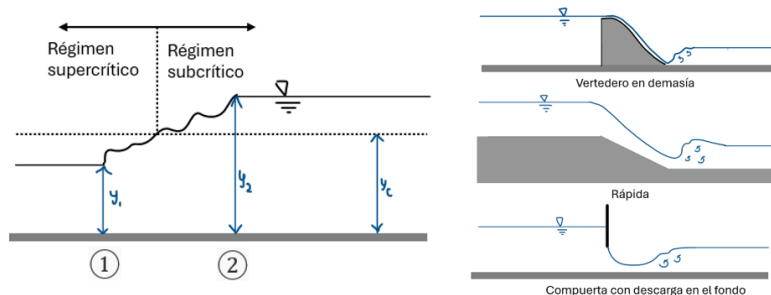


Figura. 1.6 Resalto Hidráulico. Modificada de (Villón Béjar, 1995)

Con base en la Figura. 1.7 podemos definir los elementos del resalto hidráulico:

1. Antes del resalto predomina la energía cinética y después del resalto parte de ella se transforma en calor – energía útil, y en mayor parte en energía potencial – incremento de tirante.

- Entre ① y ② se marca el principio y el fin del resalto. Los tirantes y_1 y y_2 se denominan **tirantes conjugados**. En donde y_1 = tirante conjugado menor y y_2 = tirante conjugado mayor.
- L = es la longitud del resalto, existen diversos criterios para calcular este valor. La diferencia entre tirantes es la altura del resalto. Este cambio de tirante toma lugar en un tramo relativamente corto (Sotelo Ávila, 2002).
- Por último, E_1 = es la energía específica antes del resalto y E_2 = es la energía específica después del resalto. Claramente, E_2 es menor debido a las pérdidas de energía útil que el resalto provoca. Esta pérdida es definida como la diferencia de energías específicas.

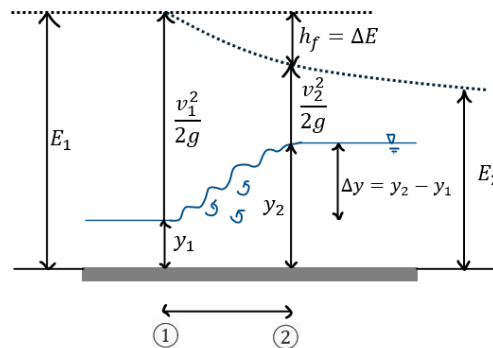


Figura. 1.7 Elementos del resalto hidráulico. Modificada de (Villón Béjar, 1995)

Algunos usos prácticos del salto hidráulico son: evitar o contener el proceso de socavación debajo de las estructuras hidráulicas donde se requiere disipar la energía, mezclado de fluidos o sustancias químicas, incremento de caudal descargado por medio de compuertas deslizantes, recuperación de carga aguas debajo de un aforador, aireamiento del agua, entre otros (Potter et al., 2015).

1.5.1. Ecuación General

La ecuación general del resalto hidráulico se define por la ecuación (1-15) y (1-16).

$$\frac{Q^2}{gA_1} + \bar{y}_{G_1}A_1 = \frac{Q^2}{gA_2} + \bar{y}_{G_2}A_2 \quad (1-15)$$

O bien

$$F = \frac{Q^2}{gA} + \bar{y}_G A \quad (1-16)$$

Donde Q = caudal, \bar{y}_G = profundidad del centro de gravedad del área A , de las secciones ① y ②. Debido a que ambos términos de la ecuación (1-16) tienen las dimensiones de fuerza

por unidad de peso, se le conoce como fuerza específica. Es decir, cuando se produce el resalto hidráulico, las fuerzas específicas en las secciones donde comienza y termina el resalto hidráulico son iguales.

1.5.2. Ecuación para Sección Circular

Existen, además, diferentes ecuaciones para distintas geometrías de secciones. La ecuación de resalto hidráulico para una sección circular es:

$$\frac{K_2 N_1 N_2 \left(\frac{y_2}{y_1}\right) - K_1 N_1^2}{\left(\frac{y_1}{D}\right)^4 \left(1 - \frac{N_1}{N_2}\right)} = \frac{Q^2}{g y_1^5} \quad (1-17)$$

En donde,

$$K = 1 - \frac{1}{2} \frac{D}{y} + \frac{\bar{y}}{y} \quad (1-18)$$

$$N = \frac{1}{4} \arccos \left[1 - 2 \left(\frac{y}{D}\right) \right] - \frac{1}{2} \sqrt{\frac{y}{D} - \left(\frac{y}{D}\right)^2} \left[1 - 2 \left(\frac{y}{D}\right) \right] \quad (1-19)$$

$$K = 1 - \frac{1}{2} \frac{1}{\left(\frac{y}{D}\right)} + \frac{2 \left(\frac{y}{D}\right)^{1/2} \left[1 - \left(\frac{y}{D}\right) \right]^{\frac{3}{2}}}{3N} \quad (1-20)$$

Siendo D = diámetro y y = tirante. La ecuación (1-17) se resuelve por tanteos, o bien ingresando los datos en el software Hcanales V 3.0, permitiendo el cálculo de uno de los tirantes conjugados, conociendo ya sea el mayor o el menor.

1.5.3. Longitud del Resalto Hidráulico

Hasta ahora para el cálculo de la longitud de resalto no se ha desarrollado un procedimiento satisfactorio, debido al hecho de que el problema no ha sido analizado teóricamente, el fenómeno es altamente inestable y hay dificultad en definir las secciones de inicio y fin del resalto (Villón Béjar, 1995).

Si se define la longitud del resalto L como la distancia entre el inicio (aguas arriba) y el fin (aguas abajo) de la *zona turbulenta* (l_s en la Figura. 1.8), existen varias fórmulas empíricas para el cálculo, entre ellas están las ecuaciones (1-21), (1-22), (1-23) y (1-24).

$$L = 2.5 (1.9 y_2 - y_1) - \text{Según Pavlovski} \quad (1-21)$$

$$L = 3.6y_2 \left(1 - \frac{y_1}{y_2}\right) \left(1 + \frac{y_1}{y_2}\right)^2 - \text{Según Schaumian} \quad (1-22)$$

$$L = 10.3 y_1 \left[\sqrt{\left(\frac{y_c}{y_1}\right)^3 - 1} \right]^{0.81} - \text{Según Chertousov} \quad (1-23)$$

$$L = 16.7 (y_c - y_1) - \text{Según Kusnetzov} \quad (1-24)$$

Donde y_1 = tirante conjugado menor, y_2 = tirante conjugado mayor y y_c = tirante crítico.

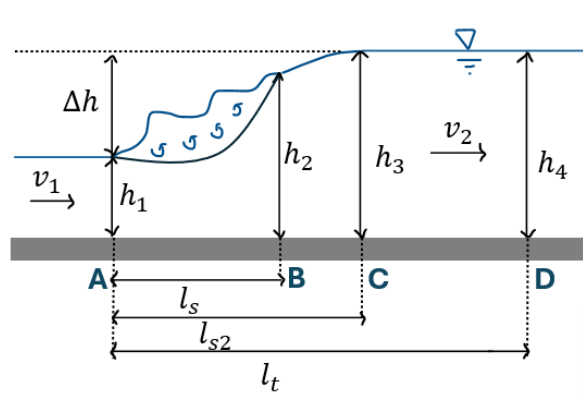


Figura. 1.8 Longitudes en el resalto hidráulico. Modificada de (Ramiro & Erazo, 2013)

1.5.4. Formas del Resalto

En canales con pendiente casi horizontal, la forma del resalto depende del número de Froude correspondiente al tirante conjugado menor. De acuerdo con Villón Béjar (1995):

$1 \leq F < 1.7$	}	<i>Resalto ondulado</i>
$1.7 \leq F < 2.5$		<i>Resalto débil</i>
$2.5 \leq F < 4.5$		<i>Resalto oscilante</i>
$4.5 \leq F < 9.0$		<i>Resalto estable y equilibrado</i>
$F > 9.0$		<i>Resalto fuerte e irregular</i>

1.6. Compuertas

Una compuerta se compone de una lámina móvil, ya sea plana o curva. Al elevarse, posibilita ajustar la altura del orificio que se expone, al mismo tiempo que regula la descarga resultante. El orificio comúnmente se sitúa entre el nivel del suelo del canal y el borde inferior de la compuerta, de manera que su amplitud se alinea con la del canal. (Sotelo Ávila, 1994).

Los elementos de una compuerta se muestran en la Figura. 1.9, en donde $H = y_1 + v_1^2/2g$: carga total aguas arriba de la compuerta, $v_1^2/2g$ = carga de velocidad con que llega el

agua en el canal aguas arriba de la compuerta, y_1 = tirante aguas arriba de la compuerta, y_2 = tirante de la vena contraída debajo de la compuerta definido como:

$$y_2 = C_c a \tag{1-25}$$

Siendo a = abertura de la compuerta y C_c = coeficiente de contracción. Otro elemento es L = longitud desde a hasta y_2 definido por la ecuación (1-26).

$$L = \frac{a}{C_c} \tag{1-26}$$

Finalmente, y_3 = tirante normal (aunque no necesariamente) aguas debajo de la compuerta y b = ancho de la compuerta.

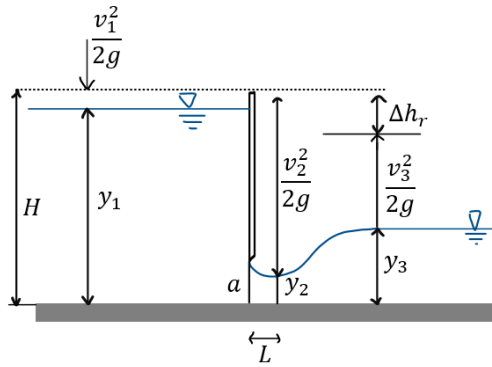


Figura. 1.9 Elementos de una compuerta plana. Modificada de (Sotelo Ávila, 1994)

La ecuación para calcular el caudal de descarga por la compuerta, considerando una sección rectangular es:

$$Q = C_d b a \sqrt{2gy_1} \tag{1-27}$$

en donde C_d es el coeficiente de descarga definido por:

$$C_d = \frac{C_c C_v}{\sqrt{1 + \frac{C_c a}{y_1}}} \tag{1-28}$$

Y a su vez C_v es el coeficiente de velocidad:

$$C_v = 0.96 + 0.0979 \frac{a}{y_1} \tag{1-29}$$

De acuerdo con Sotelo Ávila (2002) los coeficientes de velocidad, contracción y gasto han sido obtenidos experimentalmente por diversos investigadores, sin embargo, en ningún caso se

han encontrado coincidencia entre los resultados. Para fines prácticos, el mismo autor recomienda emplear un valor de $C_c = 0.62$.

1.7. Turbinas Hidráulicas

El desarrollo de las turbinas hidráulicas se remonta a la antigua Grecia, siendo la rueda hidráulica el primer predecesor de las actuales complejas máquinas rotatorias generadoras de electricidad³. Más tarde, en el siglo XIX el ingeniero francés Benoit Fourneyron (1802 – 1867) desarrolló la primera turbina hidráulica comercial, así como turbinas industriales de 50kW y eficiencia de alrededor de 80%. Así mismo, James B. Francis (1815 – 1892), un ingeniero estadounidense diseñó la primera *turbina de flujo radial*, la cual operaba con cargas de entre 10 y 100 metros. Otro tipo de turbina introducida en la segunda mitad del siglo XIX es la turbina Pelton, una *turbina de impulso* creada por el inventor estadounidense Lester A. Pelton (1829 – 1908). Turbinas modernas de este tipo operan con cargas de hasta 2000 metros. En contraste, para aplicaciones de cargas pequeñas de entre 3 y 9 metros, Viktor Kaplan (1876 – 1934) ingeniero austriaco, propuso una turbina en forma de hélice de barco, pero con diseño en reversa, más tarde Kaplan mejoró su diseño implementando hélices giratorias (Dixon & Hall, 2010).

Una variante adicional de turbina hidráulica es la conocida como turbina tipo tornillo de Arquímedes, que reviste un particular interés en el contexto de este estudio. Esta tecnología, de antiguo origen, ha sido utilizada con diversos fines a lo largo del tiempo. Inicialmente concebida para el bombeo de agua, en épocas más recientes su funcionamiento ha sido adaptado para generar electricidad mediante la rotación de un generador. Posteriormente, se profundizará en el análisis de esta turbina.

1.7.1. Microhidrogeneración

La energía hidroeléctrica es una energía renovable y una de las tecnologías más rentables para generar energía eléctrica, por ejemplo, Noruega obtiene 99% de su electricidad de centrales hidroeléctricas (Ritchie & Rosado, 2024). Actualmente, a través de la hidroenergía

³ La turbina hidroeléctrica esta acoplada a un generador eléctrico para que de este modo haya generación de electricidad.

se pueden llegar a producir hasta 100 TWh anuales⁴ alimentando cerca de 80 millones de hogares (IRENA, 2022). En 2021 la generación mundial de electricidad con esta tecnología fue de 4327 TWh, clasificándose como la renovable con mayor capacidad en el mundo (IEA, 2022). En el caso de México, en 2021 se generaron 29,668.12 Gigawatts-hora (GWh, Giga = 10⁹) en hidroeléctrica de embalse mayor y 5,049.04 GWh en hidroeléctrica menor, totalizando 34,717.16 GWh (SENER, 2022). Esto da pie a describir los tipos de centrales hidroeléctricas de acuerdo con su capacidad de generación.

Existen diferentes tipos de categorización de centrales hidroeléctricas de acuerdo con su capacidad de generación, sin embargo, no existe un consenso a nivel mundial sobre estas categorías. En México, según Palacios Fonseca et al. (2017) se considera la siguiente clasificación:

- › **Grandes centrales**, capacidad instalada > 30 MW.
- › **Pequeñas centrales**, 5MW < capacidad instalada < 30 MW.
- › **Minicentrales**, 1MW < capacidad instalada < 5 MW.
- › **Microcentrales**: capacidad instalada < 1MW.

Los sistemas de microgeneración hidroeléctrica generan alrededor de 100 kW de electricidad, en donde usualmente 10kW son suficientes para alimentar un pequeño complejo turístico, una gran casa o una granja (Office of Energy Saver, s/f). Usualmente, una microcentral consiste básicamente de un canal natural y una obra de toma (canal artificial), en donde se desvía el agua para aprovechar la energía potencial de esta y transformarla en energía rotacional por medio de una turbina (Edirisinghe et al., 2021). Esta turbina a su vez está conectada a un alternador o generador, el cual transforma la energía rotacional en electricidad. Existe también un regulador que controla el generador, así como cableado para entregar la electricidad al consumidor. En los últimos años ha surgido un gran potencial para la utilización de este tipo de hidroeléctrica a pequeña escala. Clasificación en la cual se encuentra la turbina hidráulica tipo tornillo de Arquímedes. Esta se describe a continuación.

⁴ La central hidroeléctrica más grande del mundo es la Presa de las Tres Gargantas de 22,5 GW en China. Genera de 80 a 100 TWh, alimentando de 700 a 80 millones de hogares (IRENA, 2022).

1.8. Turbina Hidráulica Tipo Tornillo de Arquímedes

El uso del tornillo de Arquímedes se remonta a la antigüedad con la civilización egipcia en donde este era empleado como bomba de riego en el Río Nilo. Incluso el ingeniero y arquitecto romano Marco Vitruvio (siglo I a. C.) dio una detallada descripción de la construcción del tornillo de Arquímedes (Rorres, 2000). El invento de este dispositivo es acreditado al matemático griego Arquímedes de Siracusa (287 a.C. – 212/211 a. C.), sin embargo, este no hizo referencia de ello en alguno de sus trabajos (Rorres, 2000). Hoy día, no solo se le ha dado un uso para bombeo, sino también para diferentes aplicaciones entre las cuales destacan áreas como: instalaciones de tratamiento de agua, sistemas de irrigación, presas de detención de agua pluvial, presas para la prevención de inundaciones y en deportes de agua (Nuernbergk & Rorres, 2013).

Desde principios de los años 90's, el inventor alemán Karl-August Radlik propuso en la patente DE4139134C2 la aplicación del tornillo de Arquímedes en el campo de la generación de electricidad, en donde para producir electricidad aprovechan el movimiento del agua en lugar de transportar el agua; pero no fue hasta 1996 que en la Universidad de Praga se verificó la utilidad de esta propuesta (Nuernbergk & Rorres, 2013).

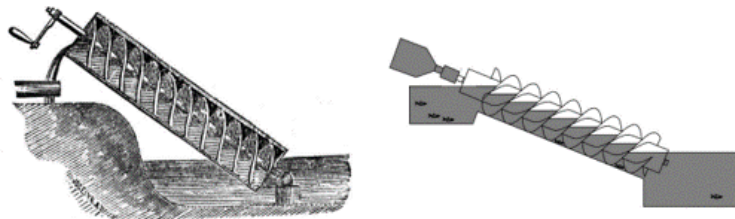


Figura. 1.10 Tornillo de Arquímedes tipo bomba y tornillo de Arquímedes tipo turbina (Yoosef Doost & Lubitz, 2020)

La turbina de tornillo de Arquímedes (TTA) es una fuente de energía limpia y renovable que tiene un impacto mínimo en la vida silvestre, particularmente en los peces, que pueden atravesarla con un daño mínimo o nulo. Las plantas de energía con una turbina de este tipo tienen una eficiencia relativamente alta y bajos costos de instalación y mantenimiento, en comparación con otros métodos de extracción de energía hidroeléctrica a pequeña escala

(Edirisinghe et al., 2021). Además, la TTA es una turbina especial porque puede operar con cargas muy bajas con caudales moderados (Figura. 1.11).

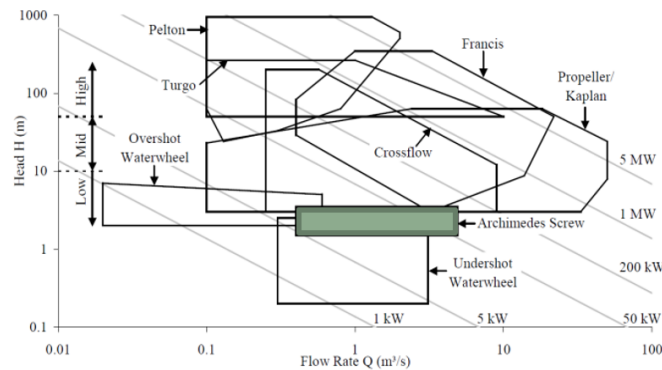


Figura. 1.11 Carga y caudal de operación de diferentes tipos de turbinas. Adaptada de (Simmons, 2018)

De la Figura. 1.11 se puede observar que la TTA opera en un rango de caudal y carga no cubierto por otras turbinas convencionales. Sólo los molinos de agua *overshot* y *undershot* cubren parte del rango de operación de la TTA. Sin embargo, se ha encontrado que las TTA cuentan con una eficiencia de entre 60 – 80% y los molinos de agua 30 – 71%, por lo tanto, en los rangos de operación viables, una TTA es una mejor opción en una planta de energía eléctrica (Simmons, 2018).

1.8.1. Principio de Funcionamiento

La TTA aprovecha la energía potencial del agua, y la convierte a energía cinética, por medio del movimiento rotatorio de esta, generado por el torque en los álabes debido a una diferencia hidrostática de presiones. Posteriormente, con el acoplamiento de un generador se produce energía eléctrica. La parte más importante en el proceso de diseño de la TTA es la transformación de la energía hidráulica en energía mecánica dentro del tornillo (Edirisinghe et al., 2021). Según Müller & Senior (2009), “El principio de operación se basa en la diferencia de presiones hidrostáticas que se presentan a lo largo de la superficie de la turbina a causa del peso del volumen de agua, el cual está a diferentes niveles dentro de la turbina inclinada (Figura. 1.12)” (p. 2).

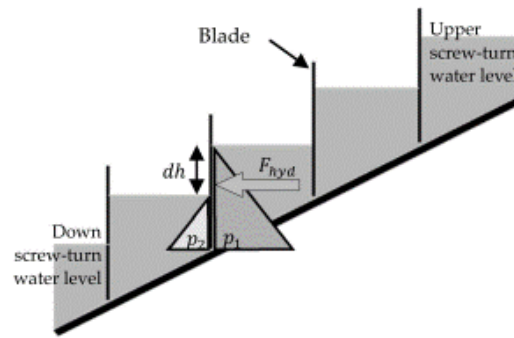


Figura. 1.12 Presión en la TTA (Edirisinghe et al., 2021a).

1.8.2. Descripción de la Geometría

La TTA consiste en un cilindro central, conocido como diámetro interior y denotado por D_i , y de un diámetro exterior D_o que abarca las puntas de los álabes. La longitud de la sección con álabes es denotada por L , y el paso está dado por S . La turbina está inclinada con un ángulo β , el cual depende de un gran número de factores, entre los cuales están el número de álabes N (Simmons, 2018). Las variables geométricas se muestran en la Figura. 1.13.

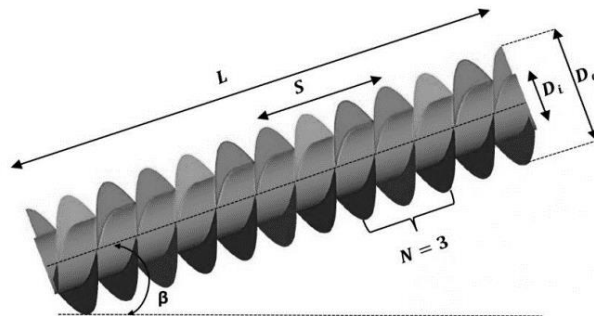


Figura. 1.13 Parámetros geométricos de la TTA (Mohedano Castillo, 2022).

La TTA es montada dentro un canal en donde puede rotar libremente sobre su propio eje gracias a una pequeña distancia entre los álabes y el canal, sin embargo, esto causará que haya cierta filtración de agua (Simmons, 2018).

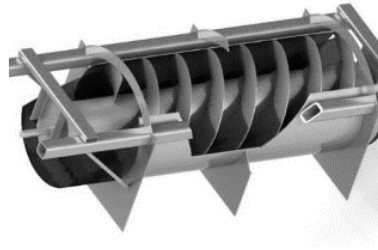


Figura. 1.14 Canal en donde rota libremente la TTA. (Simmons, 2018)

1.8.3. **Potencia Mecánica y Eficiencia**

La potencia mecánica generada por un TTA depende del torque y la velocidad angular de la turbina. Erinofardi et al. (2017) la define de la siguiente manera:

$$P_{mecánica} = \omega T [W] \quad (1-30)$$

$T[Nm]$ = torque y $\omega[rad/s]$ = velocidad angular de la turbina.

Para el cálculo de la velocidad angular, Alberto Mejía (2011) propone la siguiente ecuación:

$$\omega = \frac{Q * \tan(\alpha)}{A_m * y_c} \left[\frac{rad}{s} \right] \quad (1-31)$$

$Q[m^3/s]$ = caudal de entrada a la turbina, $A_m[m^2]$ = área mojada transversal del tornillo, $y_c[m]$ = ubicación del centroide del área mojada de la sección transversal de la TTA, y $\alpha[^\circ]$ = ángulo de inclinación de los álabes.

Por otra parte, de acuerdo con Erinofardi et al. (2017), el rendimiento se obtiene con:

$$\eta_{turbina} = \frac{P_{mecánica}}{P_{hidráulica}} \quad (1-32)$$

donde

$$P_{hidráulica} = \rho g Q H [W] \quad (1-33)$$

$P_{hidráulica} [W]$ = potencia hidráulica disponible, $\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ = densidad del agua, $H[m]$ = carga neta disponible del agua, es decir, la diferencia entre alturas de la entrada y salida del agua.

1.9. **Dinámica de Fluidos Computacional**

La dinámica de fluidos computacional (CFD) es un campo de la mecánica de fluidos que examina el comportamiento del flujo de fluidos, transferencia de calor, transferencia de

masa, reacciones químicas, y fenómenos relacionados por medio de un proceso de simulación numérica. El proceso de simulación CFD emplea diversas técnicas para resolver las ecuaciones de transporte, desarrolladas por el ingeniero mecánico francés Claude-Louis Navier (1785 – 1836) a principios del siglo XIX, y mejoradas por el físico matemático británico Sir George Stokes (1819 – 1903) a mediados del siglo XIX (Jeong & Seong, 2014; Simmons, 2018).

La CFD se utiliza en diversos campos de la ciencia y la tecnología moderna, como la industria automotriz, aeronáutica y la mecánica en general. Utilizar CFD en la investigación de fluidos es una forma fiable de obtener resultados, ya que permite mejorar el rendimiento del sistema mediante la implementación y el diseño de componentes. Además, se puede observar cómo se comporta el fluido y prever los patrones de flujo en el sistema. El uso de CFD presenta la ventaja de permitir la manipulación de cada componente del medio estudiado y sus condiciones de operación, lo que ahorra tiempo, esfuerzo y dinero (López Rebollar, 2015).

Algunos de los simuladores CFD existentes son ANSYS, Autodesk, OpenFOAM, PumpLinx y Pumpsim (Mohedano Castillo, 2022). En este trabajo se hará uso de ANSYS.

1.9.1. Modelos y Ecuaciones Gobernantes

Ecuaciones de Navier – Stokes

“Los modelos de CFD están basados en las ecuaciones de conservación de masa, energía y momentum, derivadas de las ecuaciones de movimiento de Navier-Stokes” (López Rebollar, 2015, p. 30). El sistema general de ecuaciones consiste en la ecuación de continuidad, la ecuación de cantidad de movimiento (en tres dimensiones) y de ser necesario, la ecuación de energía (Simmons, 2018).

Ecuación de continuidad o conservación de masa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1-34)$$

Ecuaciones de momentum

$$Mx \quad \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho u)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2(u)}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2(u)}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2(u)}{\partial z^2} \quad (1-35)$$

$$My \quad \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho v)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial (y)} + \nu \frac{\partial^2 (v)}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 (v)}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 (v)}{\partial z^2} \quad (1-36)$$

$$Mz \quad \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho w)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial (z)} + \nu \frac{\partial^2 (w)}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 (w)}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 (w)}{\partial z^2} \quad (1-37)$$

Ecuación de la energía

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\lambda}{\rho C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\lambda}{\rho C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (1-38)$$

Donde, x, y, z = ejes coordenados, u, v, w = componentes radial, tangencial y vertical de la velocidad, ρ = densidad de fluido, p = presión absoluta, T = cantidad de calor del fluido, C_p = calor específico del fluido, λ = conductividad térmica y ν = viscosidad cinemática del fluido. Las ecuaciones anteriores son la forma general de las ecuaciones de Navier – Stokes en coordenadas cartesianas para un flujo compresible.

Si se considera un flujo incompresible, y de viscosidad constante, las ecuaciones de momentum para un flujo tridimensional y tridireccional son:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (1-39)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (1-40)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (1-41)$$

Y la ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1-42)$$

De esta manera, las ecuaciones de Navier – Stokes cuentan con cuatro ecuaciones y cuatro incógnitas u, v, w y p . La viscosidad y densidad son propiedades del fluido que se suponen conocidas. Con las condiciones frontera adecuadas es posible resolver estas ecuaciones.

Aunque hay un número limitado de soluciones analíticas conocidas para las ecuaciones de Navier-Stokes, es posible simular el comportamiento de los fluidos utilizando un ordenador mediante la discretización de estas ecuaciones en mallas finas. En la actualidad, se pueden obtener resultados aproximados pero realistas de una amplia gama de flujos viscosos bidimensionales y tridimensionales complejos mediante CFD (White, 2004).

Modelos de Turbulencia

La turbulencia es el movimiento aleatorio inestable tridimensional observado en los fluidos con números de Reynolds moderados a altos. Generalmente casi todos los flujos técnicos son turbulentos. Muchas cantidades de interés técnico dependen de la turbulencia, como la transferencia de calor, fuerzas en cuerpos aerodinámicos, la mezcla de momentum y energía, etcétera (ANSYS, 2013).

Lamentablemente, no hay un modelo de turbulencia único que pueda considerarse superior para todo tipo de problemas. La selección del modelo de turbulencia más adecuado dependerá de una serie de factores, como la naturaleza de la física del flujo, las prácticas establecidas para un tipo particular de problema, el nivel de precisión necesario, los recursos computacionales disponibles y las limitaciones de tiempo para la simulación. Para elegir el modelo más apropiado para su aplicación específica, es esencial tener una buena comprensión de las fortalezas y debilidades de las diversas opciones (ANSYS, 2013).

La turbulencia es descrita por las ecuaciones de Navier – Stokes, sin embargo, para que estas ecuaciones sean resueltas con los poderes computacionales actuales se emplean métodos promediados a dichas ecuaciones. El proceso más común es el RANS (descrito a continuación), en el cual se introducen términos adicionales que necesitan ser resueltos con modelos adicionales, entre los cuales destaca el modelo $\kappa - \epsilon$.

Reynolds – Averaged Navier Stokes (RANS)

Las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas de Reynolds (RANS por sus siglas en inglés) son una variación promediada en el tiempo del sistema de ecuaciones de Navier-Stokes desarrollado por el matemático británico Osbourne Reynolds (1842 – 1912) en 1895 para que sea más fácil de resolver (Simmons, 2018). En este modelo se descomponen las variables de interés en un valor medio y otro fluctuante. Con este modelo se evita calcular cada uno de

los pequeños vórtices de turbulencia en todo el flujo (López Rebollar, 2015), sin embargo, es muy demandante computacionalmente (Simmons, 2018).

Ecuación de continuidad

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (1-43)$$

Ecuaciones de momentum

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{u}\bar{u})}{\partial x} + \frac{\partial(\bar{v}\bar{u})}{\partial y} + \frac{\partial(\bar{w}\bar{u})}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial(\bar{p})}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right] - \left[\frac{\partial \bar{u}'\bar{u}'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}'\bar{u}'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}'\bar{u}'}{\partial z} \right] \quad (1-44)$$

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{u}\bar{v})}{\partial x} + \frac{\partial(\bar{v}\bar{v})}{\partial y} + \frac{\partial(\bar{w}\bar{v})}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial(\bar{p})}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right] - \left[\frac{\partial \bar{u}'\bar{v}'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}'\bar{v}'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}'\bar{v}'}{\partial z} \right] \quad (1-45)$$

$$\frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{u}\bar{w})}{\partial x} + \frac{\partial(\bar{v}\bar{w})}{\partial y} + \frac{\partial(\bar{w}\bar{w})}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial(\bar{p})}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right] - \left[\frac{\partial \bar{u}'\bar{w}'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}'\bar{w}'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}'\bar{w}'}{\partial z} \right] \quad (1-46)$$

Donde $\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$ y \bar{p} = valores medios, y u', v', w', p' = fluctuaciones de turbulencia. Y los términos de la forma $\overline{a'b'}$ = esfuerzos de Reynolds. Los esfuerzos de Reynolds pueden estar ligados a la tasa media de deformación (Tu et al., 2013) como sigue:

$$-\rho \overline{u'u'} = 2\mu_T \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \frac{2}{3} \rho k \quad (1-47)$$

$$-\rho \overline{v'v'} = 2\mu_T \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} - \frac{2}{3} \rho k \quad (1-48)$$

$$-\rho \overline{w'w'} = 2\mu_T \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} - \frac{2}{3} \rho k \quad (1-49)$$

$$-\rho \overline{u'v'} = \mu_T \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) \quad (1-50)$$

$$-\rho \overline{u'w'} = \mu_T \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) \quad (1-51)$$

$$-\rho \overline{v'w'} = \mu_T \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) \quad (1-52)$$

μ_T = viscosidad turbulenta o turbulencia, k = energía cinética de turbulencia. El lado derecho de las ecuaciones anteriores es análogo a la ley de viscosidad de Newton, a excepción de μ_T y k .

Además de las ecuaciones RANS, se han desarrollado ecuaciones de transporte para adaptar la cantidad de turbulencia k y otros términos de turbulencia, como la tasa de disipación de la energía de turbulencia ε o la relación entre la tasa de disipación de la energía cinética de turbulencia ω (López Rebollar, 2015).

Modelo de Turbulencia $\kappa - \varepsilon$

El modelo de turbulencia K-Épsilon es el modelo de viscosidad de remolino de dos ecuaciones más utilizado. Se basa en la solución de ecuaciones para la energía cinética turbulenta y la tasa de disipación turbulenta (Blazek, 2001). Épsilon representa la tasa de disipación de la energía cinética de turbulencia dentro del sistema y κ energía cinética de turbulencia. Este modelo presenta las ventajas de demandar poco poder computacional y tener una óptima convergencia para la solución (López Rebollar, 2015).

Este modelo, es utilizado para flujos con un alto número de Reynolds y puede ser aplicado en estudios estacionarios o transitorios (Mohedano Castillo, 2022). Una desventaja de este modelo es la insensibilidad a los gradientes de presión adversos y la separación de la capa límite (ANSYS, 2013).

Modelo de Turbulencia $\kappa - \omega$ y SST $\kappa - \omega$

La ecuación ω ofrece varias ventajas en relación con la ecuación ε . Los modelos $\kappa - \omega$ suelen ser mejores para predecir los flujos de la capa límite de gradiente de presión adversa y la separación. Sin embargo, el modelo estándar $\kappa - \omega$ no es recomendable debido a su alta sensibilidad de solución dependiendo los valores de κ y ω fuera de la capa límite (ANSYS, 2013). Para ello, se diseñó el modelo SST $\kappa - \omega$ (Shear – Stress Transport, por sus siglas en inglés), en donde se combinan elementos de la ecuación ω y la ecuación ε . Dentro de la familia de modelos $\kappa - \omega$, el modelo SST es recomendado.

1.9.2. Proceso de Solución de ANSYS – Fluent

Para realizar una simulación en ANSYS – Fluent es recomendable seguir una serie de etapas en un orden determinado. Estas etapas se muestran en la Figura. 1.15 y posteriormente se describen en la Tabla 1.4.

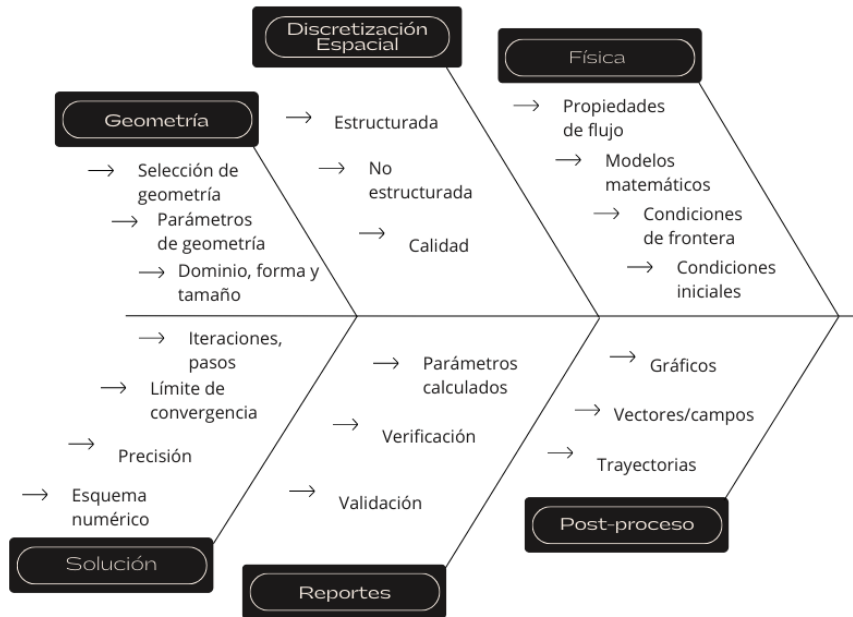
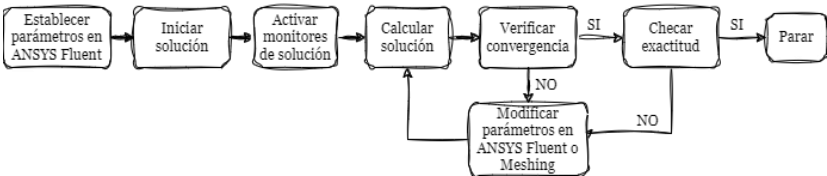


Figura. 1.15 Etapas de simulación en ANSYS - Fluent. Modificado de (López Rebollar, 2015).

Tabla 1.4. Descripción de etapas de simulación en ANSYS – Fluent

Proceso	Descripción
Modelo geométrico	ANSYS Fluent ofrece un módulo de dibujo de CAD llamado ANSYS Design Modeler, en donde se pueden crear y modificar geometrías 2D y 3D. Con esta herramienta se extrae el dominio del fluido sobre el cual se creará la malla o discretización espacial. Además, se nombran las secciones de la geometría para poder identificarlas en las siguientes etapas de la simulación. Este módulo también ofrece la opción de importar cualquier geometría.
Discretización espacial	Para la etapa de mallado el módulo a emplear es ANSYS Meshing. El proceso consiste en subdividir el modelo geométrico en pequeñas partes llamadas volúmenes finitos, los cuales pueden ser de tipo hexaédrico, prismático, tetraédrico y piramidal. La convergencia de los resultados de la simulación depende de la calidad de malla, la cual se puede conocer a través de diversas escalas dentro del mismo módulo.

<p>Setup en FLUENT</p>	<p>En el apartado de <i>setup</i> se seleccionan los parámetros, ecuaciones, modelos de turbulencia y esquemas numéricos para llevar a cabo la simulación (López Rebollar, 2015). La configuración que se de en este apartado depende en gran medida de la física que se tenga, el poder de cómputo y el tiempo disponible para la simulación</p>
<p>Condiciones iniciales y de frontera</p>	<p>Las condiciones de frontera en ANSYS Fluent son entradas, salidas, paredes y orificios. Estas condiciones son establecidas dependiendo las zonas de la geometría. Dentro de la etapa del <i>setup</i> pueden adquirir valores de velocidad, caudal, etc.</p>
<p>Monitoreo de la solución</p>	<p>Dentro de ANSYS Fluent se puede hacer seguimiento a los resultados de la simulación a través de reportes y gráficas que muestran resultados por cada iteración. Por medio de estos gráficos se puede identificar si la simulación podrá converger. En el siguiente diagrama se muestra el proceso de monitoreo de la solución.</p>  <pre> graph LR A[Establecer parámetros en ANSYS Fluent] --> B[Iniciar solución] B --> C[Activar monitores de solución] C --> D[Calcular solución] D --> E[Verificar convergencia] E -- SI --> F[Checar exactitud] E -- NO --> G[Modificar parámetros en ANSYS Fluent o Meshing] G --> D F -- SI --> H[Parar] F -- NO --> G </pre> <p><i>Figura. 1.16 Proceso de monitoreo de la solución. Adaptado de (López Rebollar, 2015)</i></p>
<p>Post – proceso</p>	<p>El último paso de una simulación en Fluent se lleva a cabo en el módulo ANSYS Results, en donde se pueden visualizar campos de velocidad, turbulencia, presión, etcétera. Así como hacer cálculos con los resultados obtenidos y/o conocer el valor de una variable en alguna parte del dominio. También se pueden elaborar gráficas.</p>

1.9.3. ANSYS Fluent – Estado Estacionario y Estado Transitorio

Uno de los primeros parámetros que se deben de conocer al momento de comenzar con una simulación en CFD es si el fenómeno a analizar es estacionario o transitorio. Usualmente la

mayoría de los fluidos son transitorios, sin embargo, el enfoque de fluido estacionario es adecuado para problemas en los que el campo de flujo opera en un estado cuasi – estacionario y las variaciones en el tiempo son relativamente pequeñas. Además, las simulaciones de este tipo son menos costosas computacionalmente y requieren menos parámetros de entrada.

El principio de flujo en estado estacionario en termodinámica y mecánica de fluidos establece que las propiedades de un fluido, como la densidad, la presión y la velocidad, permanecen constantes en cualquier punto dado de un sistema a lo largo del tiempo, siempre que no haya cambios de masa o energía en sistema. Por el contrario, un fluido cuyas propiedades son dependientes del tiempo se denomina transitorio (Testbook, 2023).

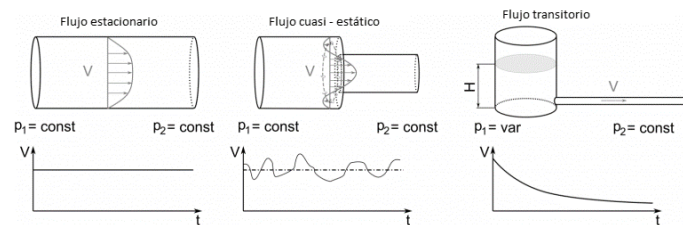


Figura. 1.17 Tipos de flujos Modificada de (Yurii Hyrka, 2019)

En termodinámica y mecánica de fluidos, comúnmente se adoptan las siguientes suposiciones para describir el flujo en estado estacionario. En ocasiones, estas premisas se consideran como las condiciones necesarias para un flujo estable en estado estacionario (Resolved Analytics, s/f):

- › *El flujo del fluido es estable:* la velocidad y otras propiedades del flujo se mantienen constantes en el tiempo en cualquier punto del sistema.
- › *El fluido es incompresible:* su densidad no varía a lo largo del flujo.
- › *El fluido es newtoniano:* su viscosidad permanece constante sin importar cambios en la temperatura o presión.
- › *El flujo del fluido es unidimensional:* las propiedades del flujo, incluyendo la velocidad, no varían en la dirección transversal.
- › *El flujo del fluido no presenta fricción:* no se pierde energía debido a la fricción interna dentro del fluido.
- › *El flujo del fluido es adiabático:* no hay intercambio de calor entre el fluido y su entorno.

- › *El flujo del fluido es isotérmico:* la temperatura del fluido se mantiene constante durante todo el flujo.

El modelado de flujo en estado estacionario ofrece varios beneficios. Permite simulaciones más simples y eficientes, ya que solo es necesario considerar un punto temporal. Esto reduce los costos computacionales y facilita una convergencia de soluciones más rápida. Además, las simulaciones en estado estacionario suelen ser más fáciles de validar con datos experimentales, ya que los resultados promediados en el tiempo se pueden comparar directamente. Sin embargo, en regímenes de flujo inestables, como los que se encuentran en aplicaciones de turbomáquinas, el campo de flujo sufre cambios rápidos con el tiempo. Descuidar estos efectos transitorios puede dar como resultado predicciones inexactas del rendimiento y la estabilidad de los componentes de la turbomáquina, lo que lleva a posibles fallas o ineficiencias (Resolved Analytics, s/f).

Aunque las simulaciones transitorias ofrecen una representación más completa del comportamiento del flujo, tienen algunos desafíos. Interpretar y post – procesar los resultados transitorios puede resultar más complicado. La presencia de funciones que dependen del tiempo puede dificultar la extracción de información significativa de la solución. Se debe prestar especial atención a los aspectos temporales al analizar e interpretar los datos de la simulación (Resolved Analytics, s/f).

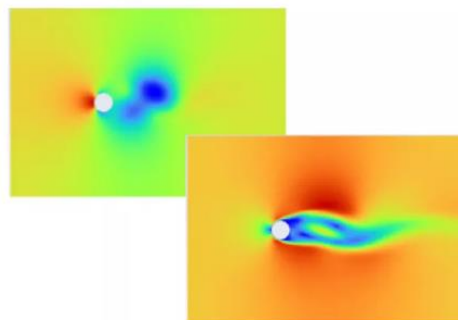


Figura. 1.18 Diferencias entre simulación en estado estacionario y en estado transitorio para el mismo fenómeno (University of Newcastle, s/f).

1.9.3.1. Modelo VOF

El modelo VOF puede modelar dos o más fluidos inmiscibles⁵ resolviendo un único conjunto de ecuaciones de momento y rastreando la fracción de volumen de cada uno de los fluidos en todo el dominio. Las aplicaciones típicas incluyen la predicción de la ruptura de un chorro, el movimiento de grandes burbujas en un líquido, el movimiento del líquido después de la rotura de una presa y el seguimiento constante o transitorio de cualquier interfaz líquido-gas (ANSYS Inc, 2009).

La formulación VOF en ANSYS Fluent se usa generalmente para calcular una solución dependiente del tiempo, pero para problemas de estado estacionario, es posible realizar un cálculo de estado estacionario. Un cálculo de VOF en estado estacionario es sensato sólo cuando su solución es independiente de las condiciones iniciales y existen límites de flujo de entrada distintos para las fases individuales (Resolved Analytics, s/f).

La formulación VOF se basa en el hecho de que dos o más fluidos (o fases) no se interpenetran. Para cada fase adicional que agregue al modelo, se introduce una variable: la fracción de volumen de la fase en la celda computacional. En cada volumen de control, las fracciones de volumen de todas las fases suman la unidad. Los campos para todas las variables y propiedades son compartidos por las fases y representan valores promedio de volumen, siempre que se conozca la fracción de volumen de cada una de las fases en cada ubicación. Por lo tanto, las variables y propiedades en cualquier celda dada son puramente representativas de una de las fases o representativas de una mezcla de fases, dependiendo de los valores de la fracción de volumen (ANSYS Inc, 2009).

1.9.3.2. Modelo de Malla Deslizante

Una malla deslizante (o malla móvil) es una técnica utilizada en simulaciones numéricas de dinámica de fluidos y otros campos de la ingeniería y la física, donde una parte del dominio de la simulación se mueve en relación con otra parte. Este enfoque es útil para modelar problemas donde hay movimientos relativos significativos, como el movimiento de una pala de turbina, el pistón de un motor, o una válvula en un sistema de flujo (Uriegas, 2018).

⁵ Inmiscible: Dicho de una sustancia, que no se disuelve, que queda en fases separadas o formando una suspensión.

De acuerdo con Concli & Gorla (2014) el modelo de malla deslizante es el más preciso para simular flujos rotatorios, sin embargo, también es el más costoso computacionalmente. Este modelo permite separar las zonas en movimiento (dominio en rotación) de las estáticas (dominio estático). En este modelo, los nodos contenidos dentro de una zona de celda definida se moverá cada paso de tiempo con respecto a las zonas de celda vecinas. Para ello, una interfaz entre la región de la malla deslizante y el resto del dominio es necesaria.

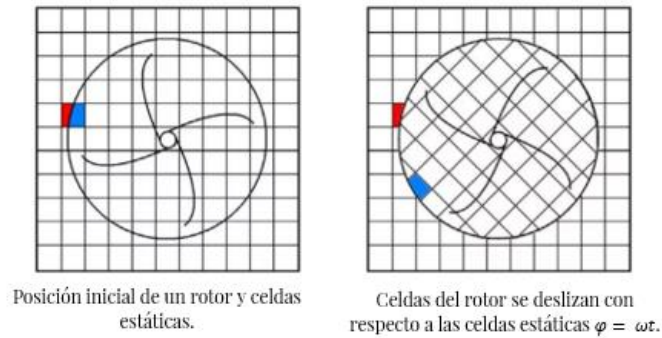


Figura. 1.19 Malla móvil. Modificada de (GoEngineer, 2016)

2. Marco Metodológico

En esta sección se describirá la metodología de este proyecto de investigación para validar o descartar la hipótesis planteada, en donde los resultados de Mohedano Castillo (2022) fueron considerados ampliamente para el diseño geométrico de la canaleta de este trabajo. Primeramente, se presenta el diagrama de actividades, y posteriormente consideraciones que se hicieron para modelar la geometría de la turbina de Arquímedes acoplada a la canaleta. Al modelar las geometrías en SolidWorks se tomó en cuenta un conjunto de escenarios con diferentes pendientes y tirantes aguas arriba de la canaleta, totalizando 6 geometrías y a su vez 6 simulaciones en ANSYS Fluent en estado estático. Además, para garantizar el tirante aguas arriba de la canaleta se optó por adecuar una compuerta hidráulica de pared delgada, por lo cual se obtuvo la profundidad de agua necesaria aguas arriba de la compuerta y_0 , la abertura a , y la longitud del resalto hidráulico L . En la Figura. 2.1 se puede visualizar el proceso metodológico que se llevó a cabo.

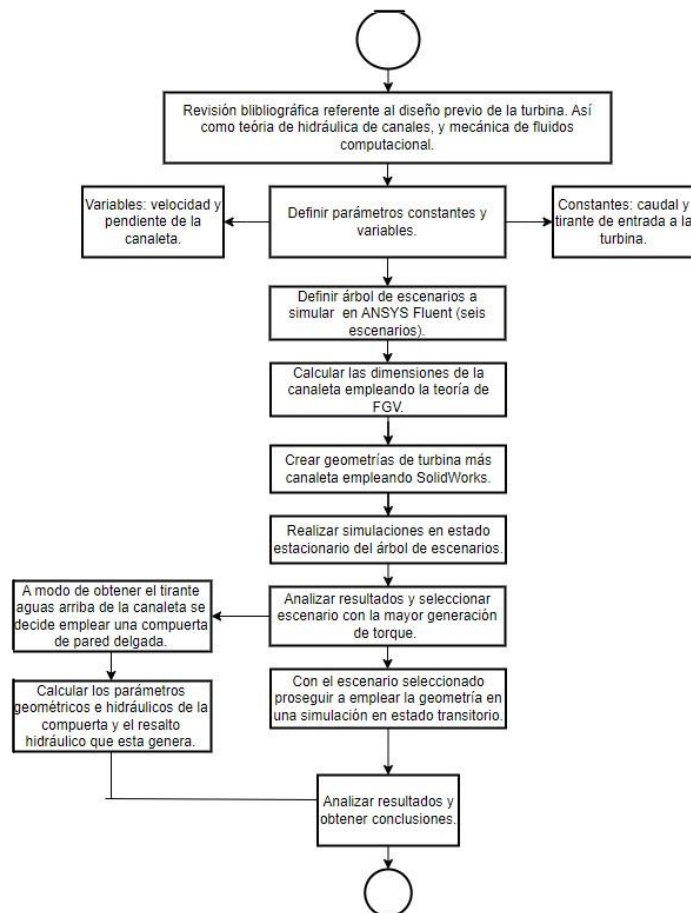


Figura. 2.1 Diagrama de actividades genérico.

2.1. Descripción del Diseño de la Turbina Tipo Tornillo de Arquímedes

La turbina óptima previamente diseñada por Mohedano Castillo (2022) es una turbina de 2 metros de longitud, tres álabes, y una inclinación respecto a la horizontal de 20° . Asimismo, las condiciones de operación ideales son un tirante de agua de entrada de 25 cm, lo cual equivale a 0.5 veces el diámetro de la turbina y un caudal de 24.5 l/s. Esta turbina fue diseñada con un canal de sección circular. Sin embargo, al ser manufacturada en el IITCA el canal de esta se fabricó semicircular (Figura. 2.2). Durante este proyecto de investigación, se contempla este ajuste con el fin de lograr una mayor concordancia entre los resultados obtenidos en las simulaciones y el diseño real.

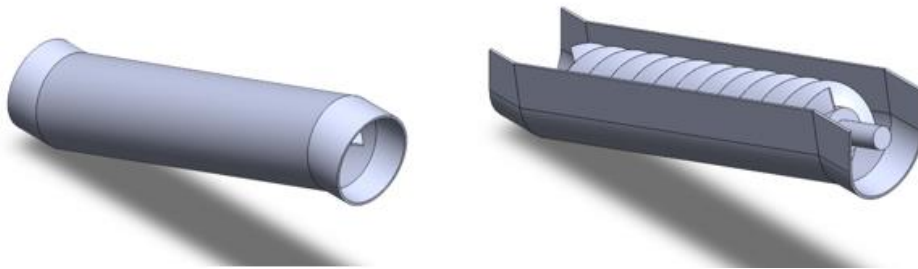


Figura. 2.2 Tornillo de Arquímedes original (izquierda), y manufacturado (derecha).

La geometría del canal en la turbina manufacturada tiene una sección semicircular con un radio de 0.25 m y una extensión vertical de 0.25 m, lo que resulta en una altura total del canal de la turbina de 0.5 m.

2.2. Diseño De Canaleta

Con el objetivo de conocer la longitud de canaleta que se requiere para lograr las condiciones ideales de operación en la turbina tipo tornillo de Arquímedes se empleó la teoría de flujo gradualmente variado (FGV), en particular el método directo por tramos debido a su simplicidad para la resolución⁶. Este método es descrito en la Sección 1.4. Para este tipo de

⁶ Otro método numérico útil para calcular el perfil de flujo es el Método de Runge-Kutta. Se sugiere utilizarlo en futuros trabajos o para comparar resultados entre métodos, ya que proporciona una pendiente más representativa de la curva que define la solución de la ecuación dinámica del FGV (Cely Calixto et al., 2022).

problemas, se tiene un tirante inicial y un tirante final, como se muestra en la sección 1.4.2. En este caso, el tirante inicial es aquel en la entrada de la turbina, y el final al inicio de la canaleta. Tomando esto en consideración se emplean las ecuaciones descritas en la sección 1.4.2 para una sección circular. Se decidió optar por una sección circular por facilidad de manufactura y acoplamiento a la turbina previamente fabricada.

Una vez desarrollado por el método directo por tramos, se prosigue a sumar los valores Δx con lo cual se obtiene la longitud total de un canal con ciertas condiciones específicas requeridas. Para ello, se consideró un coeficiente de Manning de 0.01, un caudal de 24.5 l/s, y un total de pasos de 200.

Tabla 2.1 Parámetros para el cálculo de longitud de canaleta.

Parámetro	Valor
Coefficiente de Manning	0.01
Caudal	0.0245 m ³ /s
Pasos	200
Pendiente	0.01, 0.02, 0.03
Tirante inicial (aguas abajo)	0.25 m
Tirante final (aguas arriba)	0.3, 0.35 m

Teniendo las longitudes calculadas con los parámetros mostrados en la Figura. 2.3 se prosiguió a dibujar en el software SolidWorks las canaletas con su longitud, pendiente y diámetro respectivo. En la Figura. 2.3 y Figura. 2.4, se puede apreciar la geometría tanto en SolidWorks como en un dibujo con cotas, respectivamente.



Figura. 2.3 Turbina acoplada con canaleta, escenario con ID: 49330001.

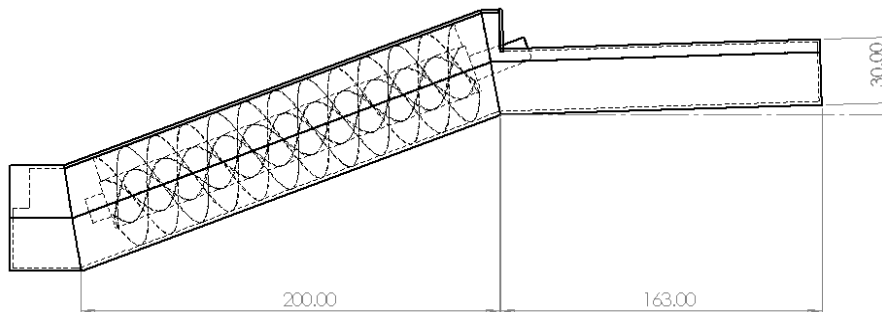


Figura. 2.4 Medidas de turbina más canaleta ID: 16330003 unidades en centímetros.

2.3. Compuerta Hidráulica

A modo de garantizar el tirante aguas arriba de la canaleta se optó por implementar una compuerta de pared delgada. Para el cálculo del resalto hidráulico generado por la compuerta se utilizó el software Hcanales V 3.0. En el cálculo del resalto se obtiene el tirante conjugado, teniendo como parámetro un tirante conocido, el caudal y el diámetro – ya que se acoplará a la sección circular de la canaleta. En la Tabla 2.2 se muestran los parámetros de entrada en la herramienta de Hcanales. En la sección de resultados del mismo software nos arroja el tirante conjugado, el número de Froude conjugado y la pérdida de energía en el resalto.

Tabla 2.2. Datos para el cálculo de resalto hidráulico.

Caudal	0.0245 m ³ /s
---------------	--------------------------

Tirante	0.3 y 0.35 m
Diámetro	0.5 m

Es importante señalar que el tirante aguas arriba de la canaleta o tirante conjugado mayor en el resalto es denominado y_2 ; el tirante conjugado menor es y_1 y el tirante aguas arriba de la compuerta es y_0 (Ver Figura. 2.5).

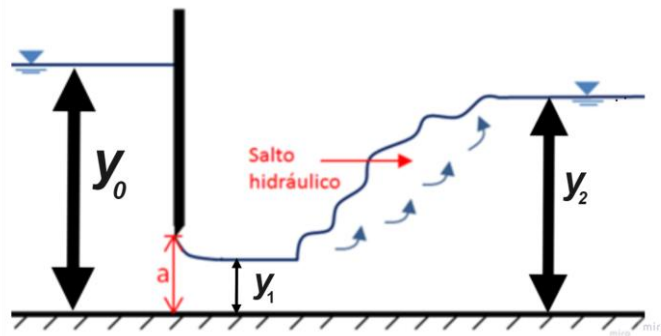


Figura. 2.5 Tirantes de compuerta y resalto hidráulico.

Posterior al cálculo de los tirantes conjugados se obtuvo la longitud del resalto por medio de las ecuaciones de Pavlovski, Schaumian, Chertousov y Kusnetzov (ecuaciones (1-21), (1-22), (1-23), y (1-24)). Esto con el fin de conocer a que distancia de la compuerta se estabiliza el flujo, punto al partir del cual se acoplará la canaleta con los parámetros también calculados. Para la abertura de compuerta a se empleó la ecuación (1-25) donde dividimos y_1 entre el coeficiente contracción C_c que en software Hcanales es recomendado usar 0.62. Enseguida con las ecuaciones (1-27), (1-28) y (1-29) para obtener y_0 se debe emplear un método matemático por iteraciones, o bien resolver el sistema de ecuaciones de 3×3 . Dada la complejidad de las ecuaciones se optó por resolver con iteraciones empleando el complemento de *Solver* de Excel.

2.4. Simulación en ANSYS Fluent: estado estacionario

Las simulaciones realizadas en ANSYS Fluent se realizaron en un inicio tomando en cuenta un estado de flujo estacionario, lo cual implica que la turbina se encuentra sin movimiento y tanto la canaleta como la turbina están llenas de fluido. Este esquema es de bajo costo computacional, con lo cual las simulaciones pueden tomar “poco tiempo” dependiendo el mallado y los parámetros iniciales en el *setup*. Con los resultados de este tipo de simulaciones

también se puede analizar cualitativamente lo que está sucediendo físicamente en el fluido. La Figura. 2.6 representa las etapas que se deben de llevar a cabo para realizar adecuadamente las simulaciones de CFD en el software ANSYS.

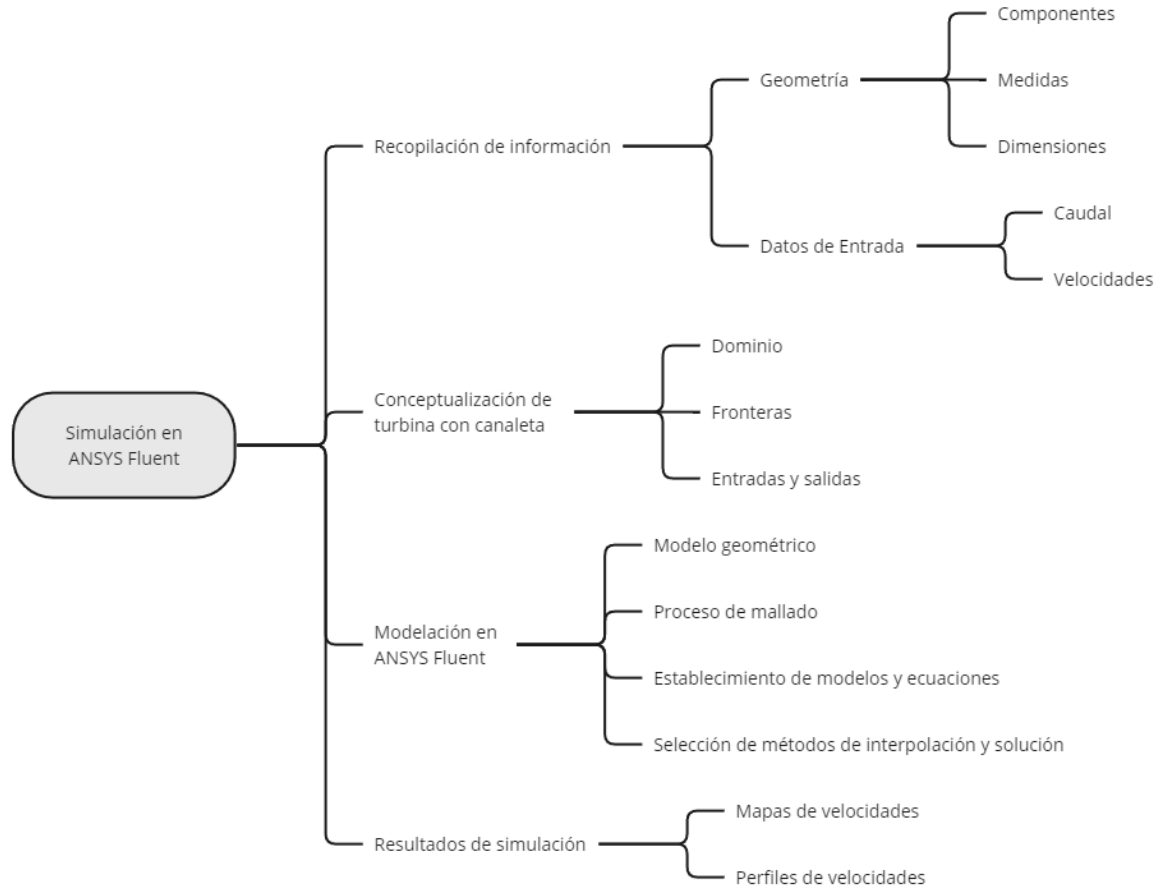


Figura. 2.6. Etapas para las simulaciones en ANSYS Fluent.

2.4.1. Modelo Geométrico

Para comenzar con dichas simulaciones se dibujaron 6 geometrías que corresponden al árbol de escenarios mostrado en la Figura. 2.8, en donde se consideró el tirante inicial como el objetivo. Se propusieron 2 tirantes finales de 0.3 y 0.35 m (aguas arriba de canaleta) y 3 pendientes de 1, 2 y 3%, con lo cual, a cada uno de los 6 escenarios le corresponde una longitud distinta. Cada archivo se exportó a la interfaz de ANSYS Fluent en formato parasolid (*.x_t) en el apartado de geometría. En este apartado se generó el dominio del fluido mediante una operación llamada *fill* y se nombraron las caras de interés (Figura. 2.9) las cuales fueron los álabes en su cara frontal, entrada, salida, y las superficies libres. En la Figura. 2.8 se pueden observar cada uno de los 6 dominios de fluidos de cada escenario.

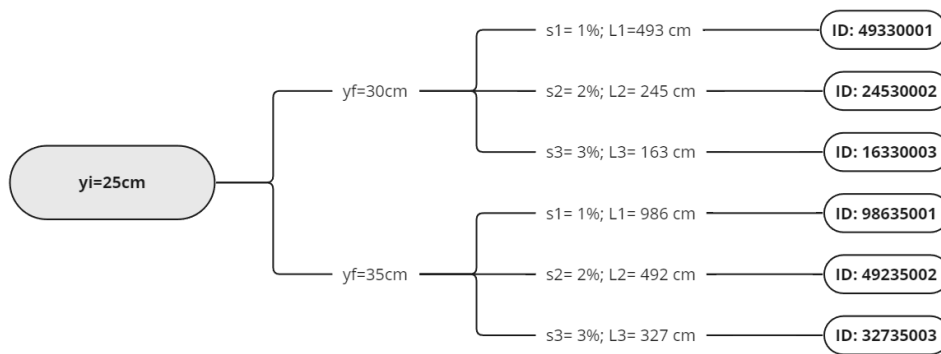


Figura. 2.7 Árbol de escenarios a simular.

Nota. Para la interpretación del ID de acuerdo con la Figura. 2.7: los primeros tres dígitos son la longitud de la canaleta, los dos dígitos siguientes son el nivel del agua aguas arriba de la canaleta y los últimos tres dígitos son la pendiente.

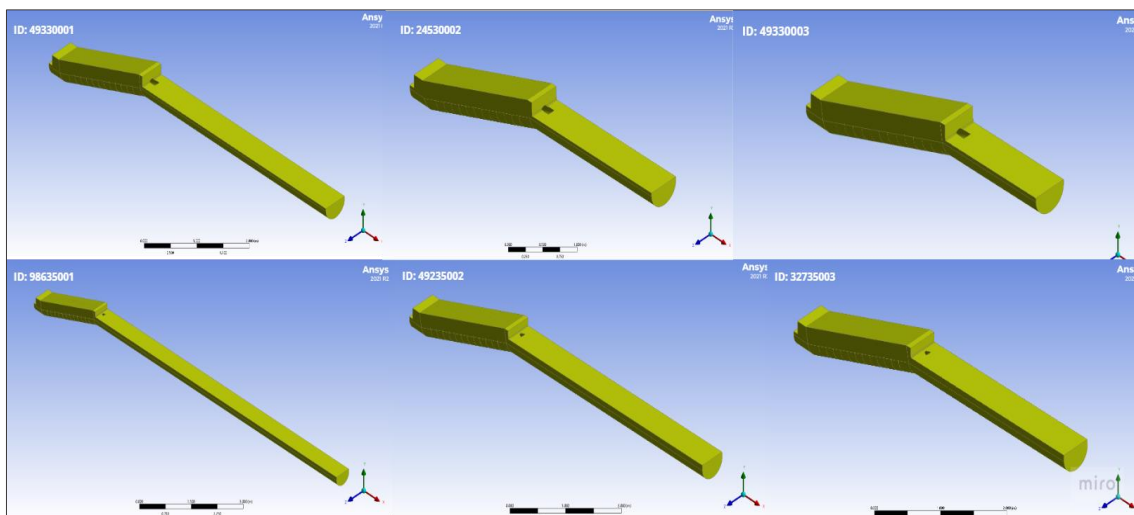


Figura. 2.8 Dominios de fluido de los seis escenarios en la interfaz de ANSYS Design Modeler.

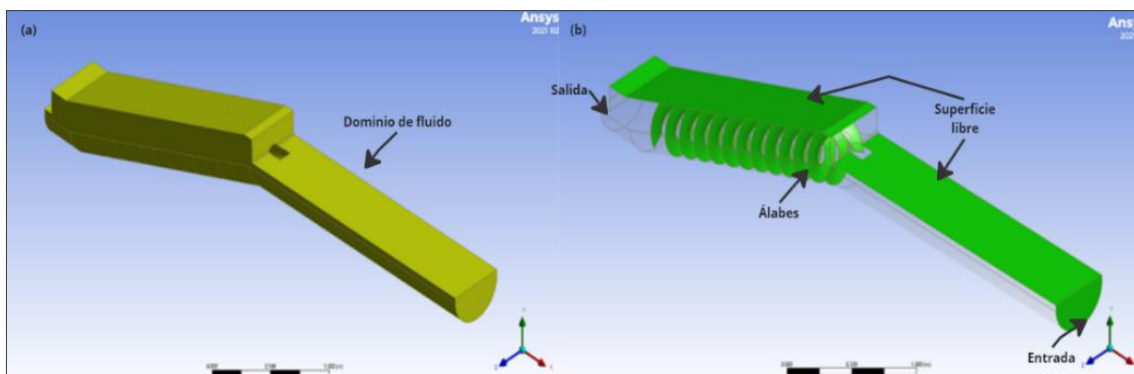


Figura. 2.9 Ejemplo de modelo geométrico (a) Dominio de fluido (b) Superficies de relevancia con nombres: entrada, salida, álabes y superficie libre.

2.4.2. Discretización Espacial

Posterior a la geometría se realizó la discretización del dominio o mejor conocido como mallado. En este caso se tomó como consideración el análisis de independencia de malla realizado por Mohedano Castillo (2022). Con el cual, llegó a las siguientes características para mallado adecuado:

Tabla 2.3 Características de malla para simulaciones en estado estático.

Tamaño de elemento	15 mm
Tamaño máximo	15 mm
Tamaño mínimo de curvatura	0.5 mm
Defeature size	0.5 mm

Adicional a ello, se corroboró la calidad de malla de acuerdo con el criterio de ortogonalidad o *Orthogonal Quality*. La malla puede ser considerada satisfactoria según la evaluación del usuario, pero ANSYS Meshing sugiere ciertos parámetros para garantizar que la calidad de la malla esté dentro de un rango aceptable. Esto se hace para asegurar la convergencia del análisis y obtener resultados confiables (López Rebollar, 2015). El criterio de ortogonalidad se basa en la medición de qué tan perfectamente geométricos son los elementos de la malla, en donde las peores celdas tendrán una calidad ortogonal cercana a 0 y las mejores celdas tendrán una calidad ortogonal cercana a 1. Una malla es considerada “muy buena” si se tiene una calidad ortogonal promedio arriba de 0.69.

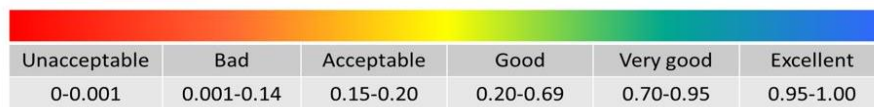


Figura. 2.10 Criterio de calidad ortogonal (Fatchurrohman & Chia, 2017).

Adicional a lo anterior, por medio de gráficos se aseguró que el mayor número de elementos se encuentre dentro de una calidad de malla superior a 0.69 garantizando un “muy buen” mallado como se muestra en la Figura. 2.11.

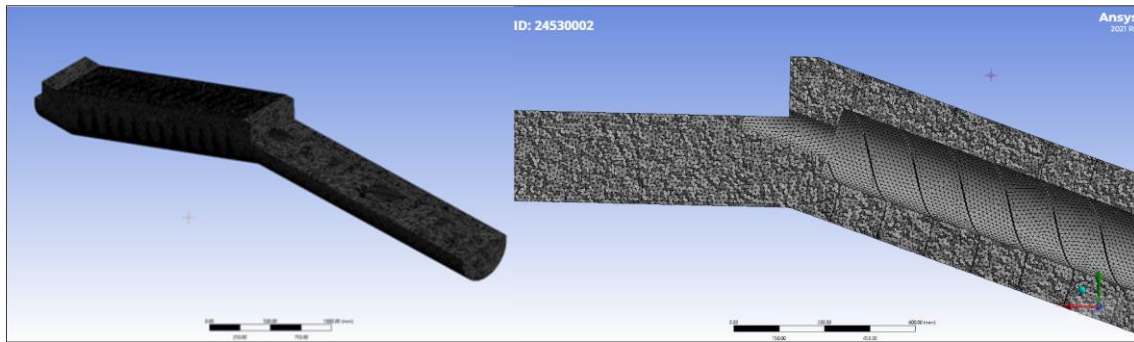


Figura. 2.11 Malla generada con ID 24530002.

La Tabla 2.4 muestra la tabla correspondiente al número de elementos, nodos y calidad promedio respectivo a su malla, resaltando que las seis mallas tienen un número igual o mayor al 70% de elementos con calidad en el rango de “buena” – “excelente”.

Tabla 2.4 Número de elementos y nodos de mallas.

<i>Escenario</i>	<i>Número de Elementos</i>	<i>Número de Nodos</i>	<i>Calidad Ortogonal Promedio</i>
49330001	3043141	564580	0.7795
24530002	2274014	426804	0.77687
16330003	2020781	381344	0.77536
98635001	5178638	942984	0.78365
49235002	3344566	616538	0.7809
32735003	2727454	506440	0.77886

La Figura. 2.12 corresponde a una de las seis gráficas de calidad ortogonal por cantidad de elementos. Se puede observar que el 70% de elementos corresponde al rango de calidad “buena” – “excelente” como se había mencionado previamente. Siguiendo a esta, corresponde la calidad “buena” en menor cantidad de elementos, y finalmente una mínima porción se encuentra en el rango de “aceptable”. Este tipo de gráficas es indispensable ya que es posible que la calidad máxima sea muy cercana a 1, sin embargo, la cantidad de elementos que corresponden a esta calidad puede ser menor que en una calidad de menor aceptabilidad. En este caso, las seis mallas generadas fueron aceptables y con un porcentaje igual o mayor al 70% de elementos de “muy buena” a “excelente”.

En la Figura. 2.13 se muestra la calidad ortogonal mínima, promedio y máxima de cada una de las seis mallas. Se observa que hay una mínima variabilidad entre los valores, siendo la

calidad máxima muy cercana a 1, la promedio aproximadamente 0.8 y la mínima aproximadamente 0.1.

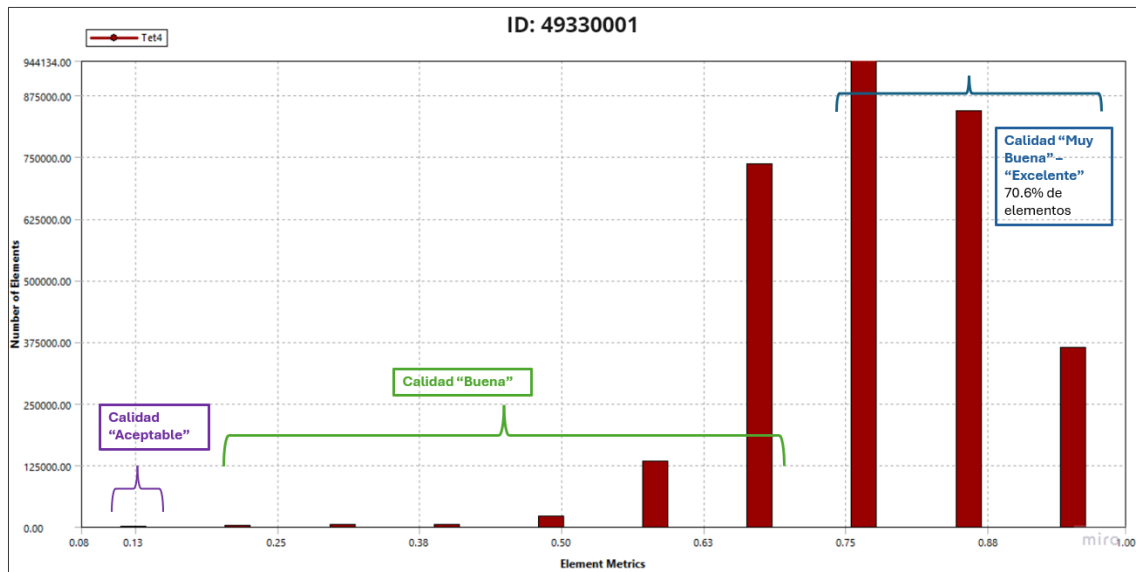


Figura. 2.12 Calidad ortogonal de elementos de malla para simulación con ID 49330001.

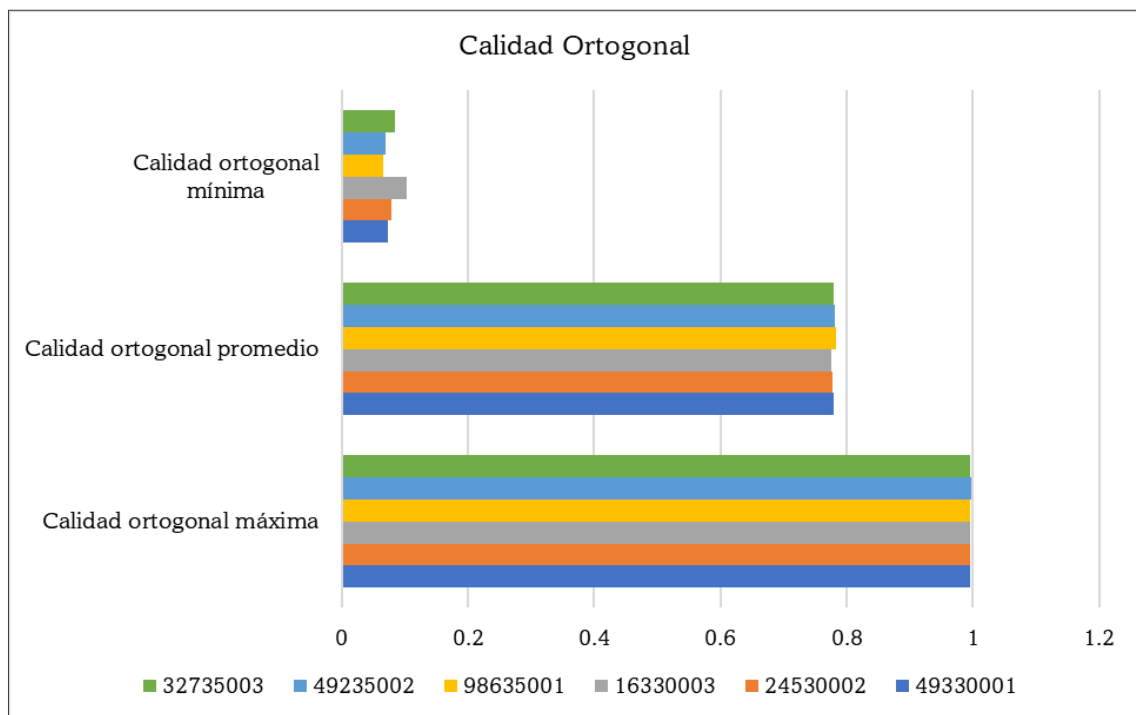


Figura. 2.13 Calidad ortogonal de cada una de las seis mallas.

Una vez que fue configurada la malla con la calidad adecuada para asegurar una convergencia satisfactoria en los resultados, se definieron los parámetros para la simulación en ANSYS Fluent.

2.4.3. Establecimiento de Parámetros del Software o Setup

El siguiente apartado es el *setup*, en donde se selecciona el esquema de solución, características del fluido, modelo de turbulencia y condiciones de frontera. Al iniciar con el *setup* se seleccionó la opción de Precisión Doble y un número de 12 procesadores. Los demás parámetros se muestran en la Tabla 2.5.

Tabla 2.5. Parámetros de simulación en esquema estacionario.

<i>Esquema de solución</i>	Basado en presión
<i>Estado de flujo</i>	Estacionario
<i>Modelo de turbulencia</i>	SST k - ω
<i>Propiedades del fluido</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Agua líquida • Densidad 998.2 kg/m³ • Viscosidad dinámica 0.001003 kg/ms
<i>Condiciones de frontera</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Entrada – <i>velocidad</i> • Salida – <i>presión atmosférica</i> • Superficie libre – <i>simetría</i>

Para esta etapa se seleccionó el solucionador basado en presión. Este método de solución se usa comúnmente para flujos incompresibles y compresibles débiles. El solucionador basado en presión es aplicable a una amplia gama de regímenes de flujo, desde flujo incompresible de baja velocidad hasta flujo compresible de alta velocidad:

- Requiere menos memoria (almacenamiento).
- Permite flexibilidad en el procedimiento de solución.

Para calcular la velocidad de entrada se consideró el área de la entrada de cada canaleta correspondiente a los tirantes de 0.3 y 0.35 m de una sección circular y un caudal de 0.0245 m³/s, resultando 0.20416 y 0.163 m/s respectivamente.

2.4.4. Solución

En esta etapa de la simulación se seleccionaron los reportes de las variables que a monitorear. Las definiciones de reportes son una herramienta cuantitativa importante para calcular las variables de flujo en tiempo real a medida que la solución se está iterando. En este caso los reportes seleccionados fueron presión, velocidad, turbulencia y momento. En la Tabla 2.6 se describen a detalle las variables mencionadas.

Tabla 2.6. Variables monitoreadas

<i>Report Definition</i>	<i>Zona</i>
<i>Flujo másico</i>	Entrada y salida
<i>Presión estática</i>	Salida y dominio de fluido
<i>Magnitud de velocidad</i>	Salida y dominio de fluido
<i>Energía cinética turbulenta (k)</i>	Dominio de fluido
<i>Momento</i>	Álabes

En la solución de la simulación es importante corroborar que los valores de las variables que se monitorean en los reportes se mantengan estables y constantes para ser válidos. Además, los residuos de las variables mencionadas durante cada simulación deben de ser aproximadamente del orden de 1×10^{-3} entre iteraciones, con el objetivo de asegurar la convergencia del método de solución numérica, siguiendo las recomendaciones de ANSYS (2021). Finalmente, en cada simulación se seleccionaron 1000 iteraciones.

2.4.5. Post – procesamiento

En el post – procesamiento se extraen las propiedades del flujo deseadas, así como gráficos, contornos, líneas de flujo, vídeos, entre otras representaciones gráficas de los resultados. Los resultados exportados en esta etapa fueron presión y velocidad en planos transversales a lo largo de cada uno de los seis dominios de fluido simulados. La presión y velocidad son de relevancia ya que son indicadores de la transferencia de cantidad de movimiento entre el fluido y la turbina (Mohedano Castillo, 2022).

Los planos transversales se muestran en la Figura. 2.14 (a) en donde a lo largo de la turbina se colocaron cada 0.5 m a partir de la entrada de la turbina (totalizando cinco), cuatro planos en la canaleta distribuidos proporcionalmente dependiendo la longitud de cada una y un plano después de la entrada del fluido en la turbina; además de un plano medio de velocidad con el fin de observar y comparar el comportamiento del flujo en cada escenario de simulación (Figura. 2.14 (b)). Adicional a lo anterior, también se obtuvieron los contornos de presión sobre los álabes de la turbina.

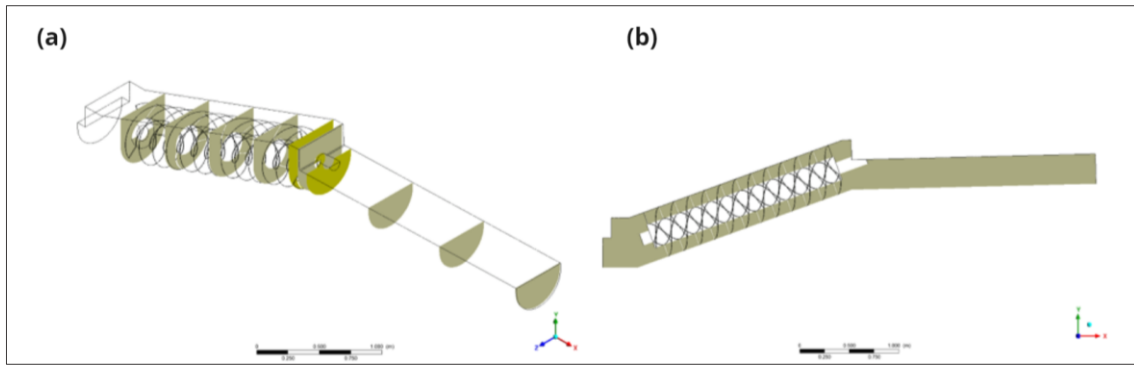


Figura. 2.14 Planos empleados en la turbina y canaleta (a) transversales y (b) longitudinal.

Parámetros de Simulación

En la Tabla 2.7 se muestra un resumen de los parámetros empleados en las simulaciones, en particular para el escenario 49330001 y 24530002. Para el resto de los escenarios consultar el ANEXO B.

Tabla 2.7. Parámetros de simulación para simulaciones en estado estático.

Escenario				Escenario			
49330001				98635001			
Malla				Malla			
Tamaño de elemento	15 mm			Tamaño de elemento	15 mm		
Tamaño máximo	15 mm			Tamaño máximo	15 mm		
Defeature size	0.5 mm			Defeature size	0.5 mm		
Curvature min size	0.5 mm			Curvature min size	0.5 mm		
Calidad ortogonal máxima	0.9955			Calidad ortogonal máxima	0.996		
Calidad ortogonal promedio	0.7795			Calidad ortogonal promedio	0.7836		
Calidad ortogonal mínima	0.0724			Calidad ortogonal mínima	0.0662		
Número de elementos	3043141			Número de elementos	5178638		
Número de nodos	564580			Número de nodos	942984		
Set-up				Set-up			
Esquema de Solución				Esquema de Solución			
Basado en la presión	Gravedad		<input checked="" type="checkbox"/>	Basado en la presión	Gravedad		<input checked="" type="checkbox"/>
Modelos				Modelos			
Modelo Viscoso	Modelo k-Omega	Otro		Modelo Viscoso	Modelo k-Omega	Otro	
	SST k- ω				SST k- ω		
Materiales				Materiales			
Agua	998.2 kg/m ³	0.001003 kg/ms		Agua	998.2 kg/m ³	0.001003 kg/ms	
Condiciones de Frontera				Condiciones de Frontera			
Zona	Tipo de Frontera	Condiciones		Zona	Tipo de Frontera	Condiciones	
Entrada	Vel inlet	0.20416 m/s		Entrada	Vel inlet	0.163 m/s	
Salida	Pressure outlet			Salida	Pressure outlet		
Superficies libres canal y turbina	Symmetry			Superficies libres canal y turbina	Symmetry		
Solución				Solución			
Método				Método (Seleccionar)			
Coupled				Coupled			
Residual				Residual			
Continuidad	1.00E-06			Continuidad	1.00E-06		
Report	Tipo	Variable	Sección	Report	Tipo	Variable	Sección
Surface Report	Mass Flow Rate	/	Entrada/salida	Surface Report	Mass Flow Rate	/	Entrada/salida
	Area-weighted average	Presión	Salida		Area-weighted average	Presión	Salida
	Area-weighted average	Velocidad	Salida		Area-weighted average	Velocidad	Salida
Volume Report	Mass-Avg	Presión	Fluido	Volume Report	Mass-Avg	Presión	Fluido
	Mass-Avg	Velocidad	Fluido		Mass-Avg	Velocidad	Fluido
	Mass-Avg	Energía cinética turbulenta	Fluido		Mass-Avg	Energía cinética turbulenta	Fluido
Force Report	Force	Momento	Aspas	Force Report	Force	Momento	Aspas
Tipo de Inicialización	Híbrida			Tipo de Inicialización	Híbrida		
No. Iteraciones	#1000			No. Iteraciones	#1000		

2.4.6. Cálculos de Potencia y Eficiencia

Para obtener la potencia mecánica de cada uno de los escenarios simulados se empleó la ecuación (1-30), en donde para la velocidad angular se tomó un valor de 3.481 (rad/s). Valor que corresponde a una turbina con tirante teórico de entrada a la turbina de 25 cm, caudal de 25 l/s, e inclinación de 20°. A su vez, para el cálculo de la eficiencia se empleó la ecuación (1-32), en donde se requiere la potencia hidráulica. La potencia hidráulica se obtuvo con la ecuación (1-33), en donde se tomó una carga neta disponible de agua de 0.684 m. Resaltando que, los valores empleados de la velocidad angular y la carga neta fueron reportados por Mohedano Castillo (2022).

2.5. Simulación en ANSYS Fluent: estado transitorio

En esta sección se describe la simulación realizada en estado transitorio, lo cual implica el estudio del comportamiento dependiente del tiempo. Se optó por realizar este tipo de simulación únicamente con la geometría que mostró los mejores resultados en el esquema estacionario (y con la geometría sin canaleta), debido a su elevado costo computacional. Este enfoque es el principalmente empleado en simulaciones de turbomaquinaria, incluido el tornillo de Arquímedes, tal como describe Shahverdi et al. (2021). Cabe mencionar que la simulación se realizó en el módulo de Fluent de ANSYS debido a su interfaz que facilita la interpretación de resultados. El procedimiento para la simulación es relativamente similar al de las simulaciones en estado estacionario, con excepción en que la geometría son tres sólidos (en lugar de uno) y se añaden algunos parámetros extras en el *setup*. En esta sección se describe únicamente la metodología empleada para la geometría con canaleta; no obstante, el proceso fue el mismo para la geometría sin canaleta.

2.5.1. Modelo Geométrico

Para esta simulación el modelo geométrico empleado fue el del escenario 16330003 debido a sus resultados satisfactorios en la simulación en estado estacionario. Esta geometría fue modificada a modo de tener tres sólidos: canaleta, turbina y salida (Figura. 2.15), esto es debido a que en la turbina se hizo una operación Booleana, en donde se conservó un “hueco” con forma de la turbina (ya que la malla envolvente estará representando el giro de la turbina

y no la turbina como tal), y en la entrada y salida se hizo una operación de relleno. Además, se nombraron las caras de interés: álabes, entrada y salida del dominio.

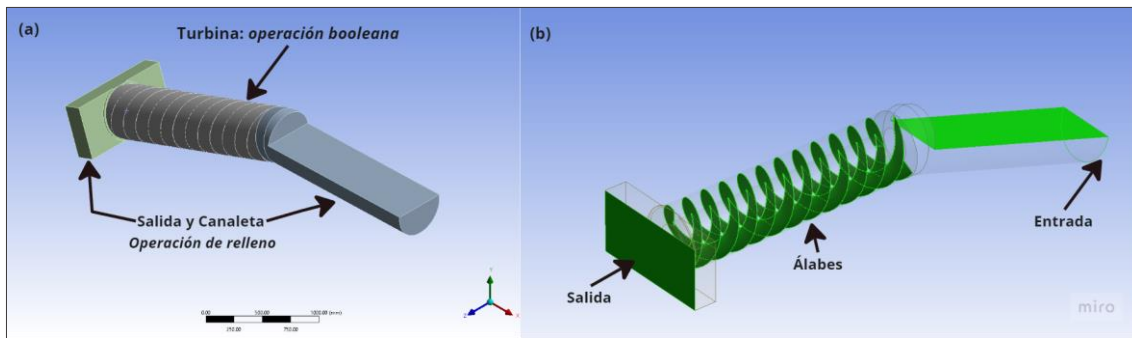


Figura. 2.15 (a) Geometría dividida en tres sólidos: turbina, salida y canaleta. (b) Superficies de interés.

2.5.2. Discretización Espacial

Para el mallado se emplearon los mismos valores en los parámetros ocupados en las simulaciones en estado estacionario (Tabla 2.5). Destacando que, para que cada uno de los tres sólidos tuviese dichos valores se empleó un *body sizing* para la canaleta y la salida.

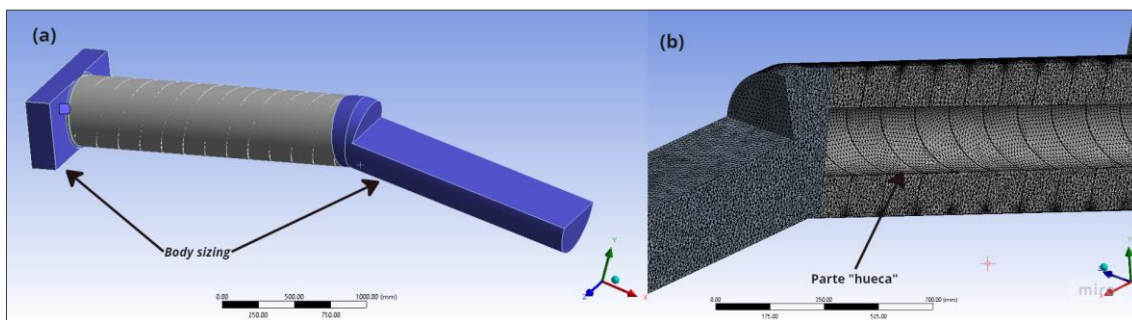


Figura. 2.16 Malla generada. En (b) se observa la parte vacía que deja la turbina a modo de molde, esto como resultado de la operación booleana.

En la Tabla 2.8 se presentan las estadísticas de la malla generada. Se obtuvo una calidad ortogonal promedio de 0.7728, además de contar con 74% de elementos dentro de la calidad considerada como “muy buena” y “excelente” (Figura. 2.17). Posterior al mallado se comienza con el *setup* en donde se establecen los métodos, controles y parámetros de ejecución de simulación necesarios para calcular la solución.

Tabla 2.8. Estadísticas de malla de simulación en estado transitorio.

<i>Escenario</i>	<i>Número de Elementos</i>	<i>Número de Nodos</i>	<i>Calidad Ortogonal Mínima</i>	<i>Calidad Ortogonal Promedio</i>	<i>Calidad Ortogonal Máxima</i>
<i>16330003-T</i>	1798712	347109	0.0021	0.7728	0.9945

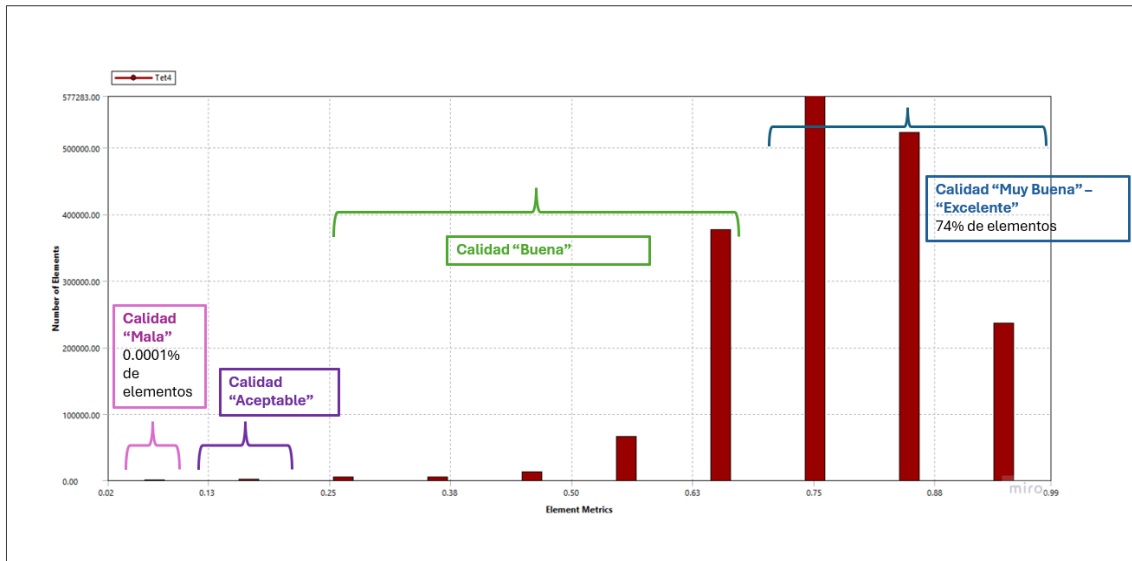


Figura. 2.17 Calidad de malla de simulación en estado transitorio.

2.5.3. Setup

En el apartado del *setup* al igual que en el estado estacionario, se seleccionó la casilla de Precisión Doble y 12 procesadores. Además, se seleccionó la casilla de transitorio, se añadió aire como nuevo material y en las condiciones de celda se selecciona la malla móvil en el dominio de fluido de la turbina. A la malla móvil se le establece una velocidad angular de 3.481 rad/s, valor que corresponde a una turbina con tirante teórico de entrada a la turbina de 25 cm, caudal de 25 l/s, e inclinación de 20°. Los parámetros empleados en la simulación se muestran en la Tabla 2.9.

Tabla 2.9. Parámetros de simulación en esquema transitorio.

Esquema de solución	Basado en presión
Estado de flujo	Transitorio
Modelo de turbulencia	SST k - ω
Propiedades del fluido	<ul style="list-style-type: none"> • Agua líquida Densidad 998.2 kg/m³ Viscosidad dinámica 0.001003 kg/ms • Aire Densidad 1.225 kg/m³ Viscosidad dinámica 0.000017894 kg/ms
Modelos	<ul style="list-style-type: none"> • VOF y <i>Open Channel Flow</i>.
Condiciones de celda	<ul style="list-style-type: none"> • <i>Mesh motion</i> en turbina $\omega = 3.481 \text{ rad/s}$

Condiciones de frontera	<ul style="list-style-type: none"> • Entrada – <i>velocidad (fracción de volumen = 1)</i> $v_{in} = 0.20416 \text{ m/s}$ • Salida – <i>presión atmosférica (mezcla)</i>
--------------------------------	--

2.5.4. Solución

En el apartado de solución se definen las variables de monitoreo, las cuales permiten corroborar la convergencia de la solución y que se ha alcanzado el estado final del flujo. Se establecieron el flujo másico, la velocidad en la entrada y salida, así como el torque en los álabes de la TTA.

Tabla 2.10. Monitores para la simulación en estado transitorio.

Report Definition	Zona
Flujo másico	Entrada y salida
Magnitud de velocidad	Entrada y salida
Torque	Álabes

En este caso, como es una simulación en estado transitorio, la inicialización se hace híbrida desde la entrada, y se crea un “parche” de agua con valor de 0.5. Este valor de mezcla será el inicial en la turbina. Una vez creado el parche se corrió la simulación con 1000 *time steps* con tamaño de 0.02 segundos. Es decir, se simularon 20 segundos.

2.5.5. Post – procesamiento

El post – procesamiento para la simulación en estado transitorio se llevó a cabo de manera similar a las simulaciones en estado estacionario. Se extrajeron contornos y datos de propiedades del flujo como la velocidad, la presión y fracción de volumen de agua. Los contornos se han graficado a lo largo de 13 planos en la geometría, así como en un plano transversal, en la entrada de la turbina y en las paredes. Los resultados que fueron considerados fueron aquellos en el último segundo de la simulación (segundo 20), dado que se trata de un esquema transitorio.

3. Análisis y Discusión de Resultados

En este capítulo se muestran y discuten los resultados obtenidos en la etapa de simulación, además de los parámetros obtenidos para la compuerta hidráulica. Se presentan de forma gráfica los campos y perfiles de velocidad resultado de la simulación con CFD y se realiza la comparativa con los resultados de la TTA sin canaleta.

3.1. Cálculos de Canaleta

Para el cálculo de la longitud de la canaleta que se integra a la turbina se empleó el método directo por tramos descrito en la sección 1.4.2. En la Tabla 3.1 se enlistan los parámetros empleados para el cálculo, en donde se tiene un coeficiente de rugosidad de $n = 0.01$ correspondiente al material de acrílico, mismo considerado por Mohedano Castillo (2022). Tres pendientes propuestas de 0.01, 0.02 y 0.03. Así como un caudal de $0.0245 \frac{m^3}{s}$, un radio de 0.5 m, un número de pasos propuesto de 200, un tirante inicial – aguas abajo (tirante ideal que se quiere lograr en la entrada de la turbina) de 0.25 m y dos tirantes finales – aguas arriba de 0.3 y 0.35 m.

Tabla 3.1. Parámetros para el cálculo de longitud de canaleta.

Coefficiente de Rugosidad	$n_{\text{mannig}} = 0.01 \rightarrow \text{acrílico}$		
Pendiente	$s_1 = 0.01$	$s_2 = 0.02$	$s_3 = 0.03$
Caudal	$Q = 0.0245 \frac{m^3}{s}$		
Radio	$r = 0.25 \text{ m}$		
Sección	circular		
Número de pasos	$n = 200$		
Tirante inicial	$y_i = 0.25 \text{ m}$		
Tirante final	$y_f = 0.3 \text{ m}$	$y_f = 0.35 \text{ m}$	

En la Tabla 3.2 se muestra (recortada) una de las seis diferentes tablas empleadas en el método directo por tramos, en donde se puede ver el número de pasos y las diferentes operaciones desde el cálculo de θ hasta Δx . La última columna muestra el acumulado de la suma de cada Δx . En la última fila, donde $n = 200$ se tiene el valor de la longitud total

requerida en la canaleta para cumplir los parámetros de entrada. En otras palabras, se requiere una longitud de canaleta de 2.45 m con pendiente del 2%, caudal de $0.0245 \frac{m^3}{s}$ y un tirante aguas arriba de 30 cm para lograr un tirante de entrada en la turbina de Arquímedes de 25 cm.

Tabla 3.2. Resultados de tabulación del método directo por tramos. ID 24530002.

n	y (m)	θ (°)	A (m)	P	Rh	T	Rh ^{2/3}	v (m/s)	$v^2/2g$	E (m)	F	F'	ΔE	Se	$S_0 - S_e$	$S_0 - S_e$	Δx	x (m)
1	0.2497	89.9312	0.09802	0.7848	0.1249	0.500	0.24987	0.24994	0.0031839	0.25288	0.18022	--	--	0.0001001	--	--	--	0
2	0.24995	89.9889	0.09815	0.7853	0.12498	0.500	0.24998	0.24962	0.0031758	0.25313	0.17988	0.18005	0.0002433	9.971E-05	9.98807E-05	0.0199	0.01223	0.01223
3	0.2502	90.0465	0.09828	0.7858	0.12506	0.500	0.25009	0.2493	0.0031676	0.25337	0.17953	0.17971	0.0002434	9.937E-05	9.954E-05	0.0199	0.01223	0.02446
4	0.25045	90.1042	0.0984	0.78631	0.12514	0.5	0.25019	0.24898	0.0031595	0.25361	0.17919	0.17936	0.0002434	9.903E-05	9.9201E-05	0.0199	0.01223	0.03669
5	0.25071	90.1618	0.09853	0.78681	0.12522	0.5	0.2503	0.24866	0.0031515	0.25386	0.17885	0.17902	0.0002434	9.87E-05	9.88636E-05	0.0199	0.01223	0.04892
...
200	0.29975	101.478	0.12288	0.88556	0.13876	0.49	0.26803	0.19938	0.002026	0.30177	0.12711	0.12721	0.0002474	5.533E-05	5.54032E-05	0.01994	0.01241	2.45

Para cada escenario propuesto, se obtuvo una longitud distinta. Los resultados de dichas longitudes se muestran en la Figura. 3.1. Se puede observar que la longitud incrementa a menor pendiente. Claramente el escenario con resultado de 9.86 m queda descartado ya que esta longitud es mayor a lo que el canal de laboratorio del IITCA nos puede proporcionar. Sin embargo, a modo de conocer su comportamiento, sí se desarrolla la simulación de dicho escenario. Por otro lado, la longitud menor se obtuvo con la pendiente de 3% y tirante final de 30 cm. En la Figura. 3.2 se muestra cómo se acoplaría la canaleta a la turbina tipo tornillo de Arquímedes. Es importante destacar que una canaleta más corta implica el uso de menos material, lo que podría reducir los costos de construcción. No obstante, esto está sujeto a los resultados finales de las simulaciones.

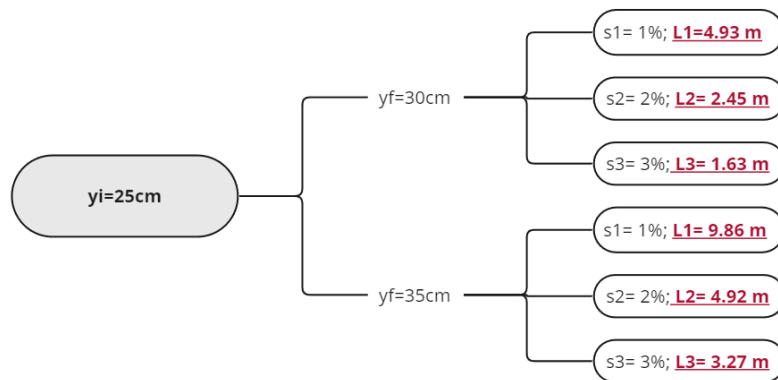


Figura. 3.1 Resultados de longitud de canaleta para cada uno de los seis casos.

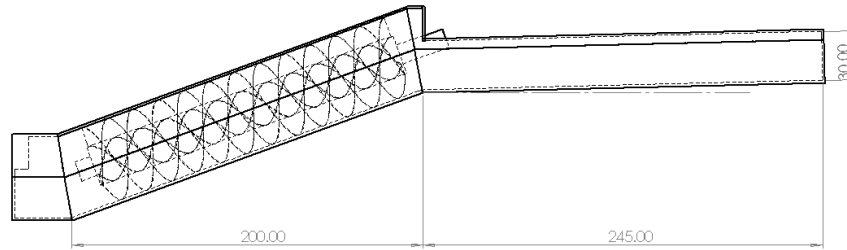


Figura. 3.2 Acoplamiento de canaleta a turbina de Arquímedes. ID 24530002.

3.2. Cálculos de Compuerta Hidráulica.

Para el cálculo de la compuerta hidráulica que se acoplará aguas arriba de la canaleta, primeramente, se obtuvo el tirante y_1 (Figura. 2.5) el cual fue calculado empleando Hcanales V 3.0. Para obtener dicho tirante se ingresó el tirante de entrada, que fue $y_2 = 0.3$ y 0.35 m, los cuales corresponden a los tirantes propuestos del árbol de simulaciones (Figura. 2.7).

El tirante y_1 se obtuvo para diferentes caudales, incluyendo el caudal de funcionamiento, resaltado en naranja en la Tabla 3.3 y Tabla 3.4. Para el caudal de funcionamiento, el tirante calculado es igual a $y_1 = 2.53$ cm @ $y_2 = 30$ cm y $y_1 = 2.01$ cm @ $y_2 = 35$ cm. El software también proporciona otros parámetros, como el número de Froude y la pérdida de energía en el salto hidráulico. Según lo señalado en la sección 1.5.4, cuando el número de Froude supera los 9.0, se presenta un resalto hidráulico fuerte e irregular, lo cual sucede en ambos casos de caudal de diseño. Para tener un resalto estable y equilibrado se debería contar con un caudal en el rango de $0.04 - 0.05$ m³/s en la Tabla 3.3 y $0.05 - 0.07$ m³/s en la Tabla 3.4.

Tabla 3.3. Cálculo de tirante y_1 y longitud de resalto tomando en consideración un tirante y_2 de 30 cm, y distintos caudales.

D (m)	y_2 (m)	Caudal (m ³ /s)	y_1 (m)	F (-)	Pérdida de energía (m)	L (m) Pavlovski	L (m) Schaumian	L (m) Chertousov	L (m) Kusnetzov	L (m) Promedio
0.5	0.3	0.01	0.0077	69.8908	12.3091	1.4058	1.1070	1.0300	0.9619	1.1262
0.5	0.3	0.02	0.0193	22.3322	2.9602	1.3768	1.1447	1.2358	1.2275	1.2462
0.5	0.3	0.0245	0.0253	16.0765	1.9232	1.3618	1.1628	1.2898	1.2959	1.2776
0.5	0.3	0.03	0.0329	11.6319	1.2355	1.3428	1.1840	1.3416	1.3577	1.3065
0.5	0.3	0.04	0.0477	7.4256	0.6378	1.3058	1.2201	1.3926	1.4128	1.3328
0.5	0.3	0.05	0.0633	5.3063	0.3661	1.2668	1.2497	1.4092	1.4212	1.3367
0.5	0.3	0.06	0.0794	4.0734	0.2228	1.2265	1.2702	1.4013	1.3978	1.3239
0.5	0.3	0.07	0.0959	3.2849	0.1400	1.1853	1.2796	1.3726	1.3494	1.2967
0.5	0.3	0.08	0.1125	2.7453	0.0893	1.1438	1.2762	1.3275	1.2826	1.2575
0.5	0.3	0.09	0.1292	2.3568	0.0571	1.1020	1.2585	1.2709	1.2041	1.2089
0.5	0.3	0.10	0.1460	2.0657	0.0362	1.0600	1.2253	1.2020	1.1139	1.1503

Tabla 3.4. Cálculo de tirante y_1 y longitud de resalto tomando en consideración un tirante y_2 de 35 cm distintos caudales. En color naranja se resalta el caso con el caudal de diseño.

D (m)	y_2 (m)	Caudal (m ³ /s)	y_1 (m)	F (-)	Pérdida de energía (m)	L (m) Pavlovski	L (m) Schaumian	L (m) Chertousov	L (m) Kusnetzov	L (m) Promedio
0.5	0.35	0.01	0.0061	111.6765	25.0841	1.6473	1.2816	1.0938	0.9886	1.2528
0.5	0.35	0.02	0.0153	35.4506	6.1327	1.6243	1.3126	1.3314	1.2943	1.3906
0.5	0.35	0.0245	0.0201	25.4161	4.0275	1.6123	1.3280	1.3995	1.3828	1.4306
0.5	0.35	0.03	0.0262	18.2847	2.6287	1.5970	1.3467	1.4690	1.4696	1.4706
0.5	0.35	0.04	0.0382	11.5348	1.4071	1.5670	1.3809	1.5527	1.5715	1.5180
0.5	0.35	0.05	0.051	8.1369	0.8460	1.5350	1.4129	1.6027	1.6266	1.5443
0.5	0.35	0.06	0.0644	6.1644	0.5448	1.5015	1.4413	1.6283	1.6483	1.5549
0.5	0.35	0.07	0.0781	4.9071	0.3665	1.4673	1.4644	1.6365	1.6466	1.5537
0.5	0.35	0.08	0.0922	4.0505	0.2536	1.4320	1.4814	1.6257	1.6216	1.5402
0.5	0.35	0.09	0.1065	3.4370	0.1786	1.3963	1.4912	1.6041	1.5832	1.5187
0.5	0.35	0.10	0.1209	2.9802	0.1272	1.3603	1.4930	1.5722	1.5331	1.4896

El comportamiento del tirante conjugado y_1 al variar el caudal y el tirante y_2 se muestra en la Figura. 3.3, en donde se observa un patrón lineal. A mayor caudal, mayor tirante conjugado.

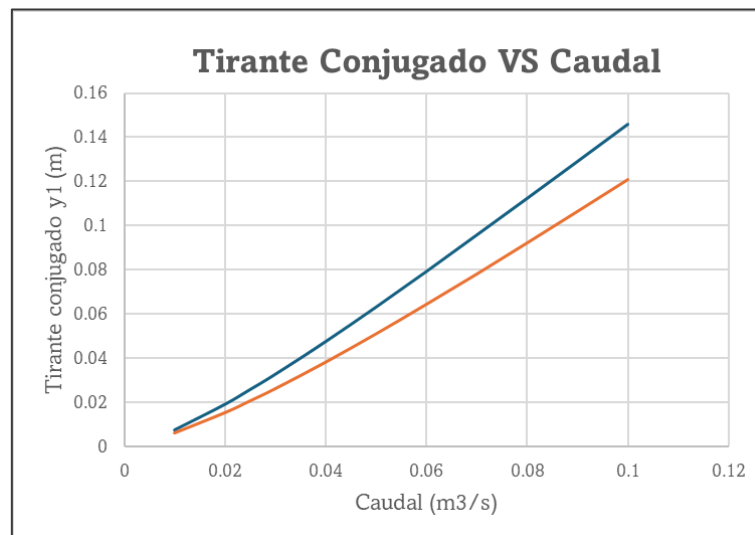


Figura. 3.3 Tirante conjugado y_1 por caudal.

A su vez, se calculó la longitud del resalto, considerando como longitud la distancia entre el inicio (aguas arriba) y el fin (aguas abajo) de la zona turbulenta, empleando las ecuaciones (1-21), (1-22), (1-23) y (1-24). Los resultados se muestran en la Tabla 3.3, Tabla 3.4 y Figura. 3.4. En las tablas, además, se añade un promedio de las cuatro ecuaciones empleadas. Para el caudal de diseño se obtuvo una longitud de $L = 1.28 \text{ m} @ y_2 = 30 \text{ cm}$ y $L = 1.43 \text{ m} @ y_2 = 30 \text{ cm}$.

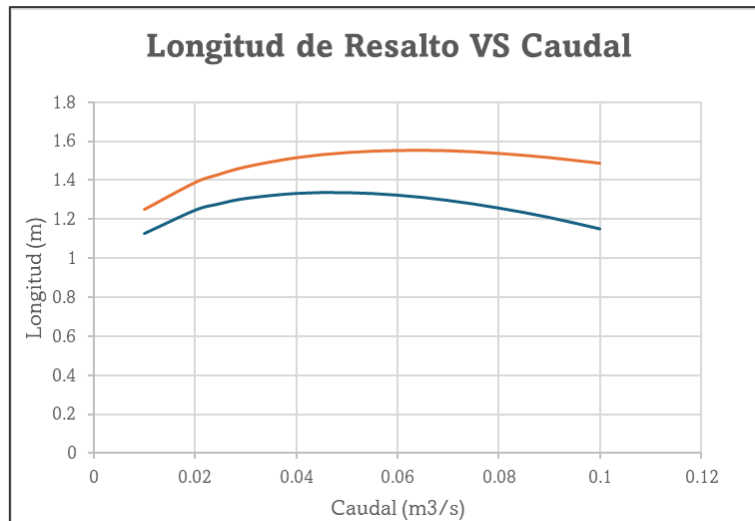


Figura. 3.4 Longitud de resalto por caudal.

Después de determinar el nivel de agua y_1 , se procedió a calcular el nivel y_0 , que es el nivel requerido aguas arriba de la compuerta. Se optó por utilizar una sección rectangular para facilitar el proceso de fabricación. Los parámetros utilizados en los cálculos se detallan en la Tabla 3.5.

Tabla 3.5. Constantes en el cálculo de compuerta.

<i>Considerando una sección rectangular</i>	
b	0.5 m
C_e	0.62

Los datos correspondientes al nivel de agua y_0 están presentados en la Tabla 3.6. Las primeras dos columnas se obtuvieron de las Tabla 3.3 y Tabla 3.4. Los resultados indican que cuando el nivel de agua y_2 es mayor aguas arriba de la canaleta, se necesitará una mayor profundidad aguas arriba de la compuerta. Para el caudal de diseño (resaltado en la tercera fila), se requiere un nivel y_0 de 22.4 y 34.3 cm, para niveles de y_2 de 30 y 35 cm, respectivamente. Además, se observa que y_0 disminuye al aumentar el caudal.

Tabla 3.6. Cálculo del tirante y_0 necesario aguas arriba de la compuerta.

y_2 (m)	Caudal (m^3/s)	y_1 (m)	$a = y_1/C_c$ (m)	C_v	C_d	y_0 (m)
0.3	0.01	0.0077	0.0124	0.9626	0.5908	0.3787
0.3	0.02	0.0193	0.0311	0.9698	0.5794	0.2507
0.3	0.0245	0.0253	0.0408	0.9744	0.5727	0.2241
0.3	0.03	0.0329	0.0531	0.9805	0.5642	0.2047
0.3	0.04	0.0477	0.0769	0.9932	0.5485	0.1832
0.3	0.05	0.0633	0.1021	1.0070	0.5337	0.1717
0.3	0.06	0.0794	0.1281	1.0212	0.5204	0.1653
0.3	0.07	0.0959	0.1547	1.0357	0.5086	0.1614
0.3	0.08	0.1125	0.1815	1.0499	0.4985	0.1595
0.3	0.09	0.1292	0.2084	1.0638	0.4896	0.1586
0.3	0.10	0.146	0.2355	1.0775	0.4819	0.1583
y_2 (m)	Caudal (m^3/s)	y_1 (m)	$a = y_1/C_c$ (m)	C_v	C_d	y_0 (m)
0.35	0.01	0.0061	0.0098	0.9613	0.5950	0.5949
0.35	0.02	0.0153	0.0247	0.9650	0.5869	0.3888
0.35	0.0245	0.0201	0.0324	0.9675	0.5830	0.3426
0.35	0.03	0.0262	0.0423	0.9708	0.5778	0.3077
0.35	0.04	0.0382	0.0616	0.9782	0.5673	0.2670
0.35	0.05	0.051	0.0823	0.9867	0.5563	0.2434
0.35	0.06	0.0644	0.1039	0.9959	0.5454	0.2287
0.35	0.07	0.0781	0.1260	1.0053	0.5353	0.2197
0.35	0.08	0.0922	0.1487	1.0151	0.5259	0.2133
0.35	0.09	0.1065	0.1718	1.0249	0.5172	0.2092
0.35	0.10	0.1209	0.1950	1.0346	0.5095	0.2066

3.3. Resultados de Simulaciones en ANSYS Fluent: estado estacionario.

En esta sección, se presentan y analizan los resultados obtenidos mediante las simulaciones en esquema estacionario de la turbina y canaleta lo cual implicó el tornillo estático y canal lleno. Este análisis se realizó con el fin de conocer el comportamiento hidrodinámico de la turbina bajo diferentes escenarios y de esta manera seleccionar la geometría con mejores resultados y así posteriormente simularla en un esquema transitorio, ser más demandante computacionalmente. Cabe resaltar que este último es más cercano a la realidad. Es importante destacar que en las gráficas se incluyeron los resultados de la simulación de la turbina sin canaleta, tal como fue propuesta por Mohedano Castillo (2022), con el objetivo de proporcionar una visión más amplia del comportamiento hidráulico.

Para comenzar con el análisis de resultados en este esquema, primeramente, se revisó la convergencia de los esquemas de solución, para ello se obtuvieron los valores de los residuales para cada término de las ecuaciones de continuidad, momentum y turbulencia. El software ANSYS Fluent recomienda que una convergencia satisfactoria se logra al alcanzar

un valor de 1×10^{-3} en los residuales (López Rebollar, 2015). En la Figura. 3.5 se muestra el comportamiento de los residuales de la simulación con ID: 24530002. Podemos observar que se logró obtener un valor menor a 1×10^{-3} en todos los términos de las ecuaciones, excepto por la ecuación de continuidad. Cabe resaltar que este comportamiento se presenta en cada una de las seis simulaciones (ANEXO C).

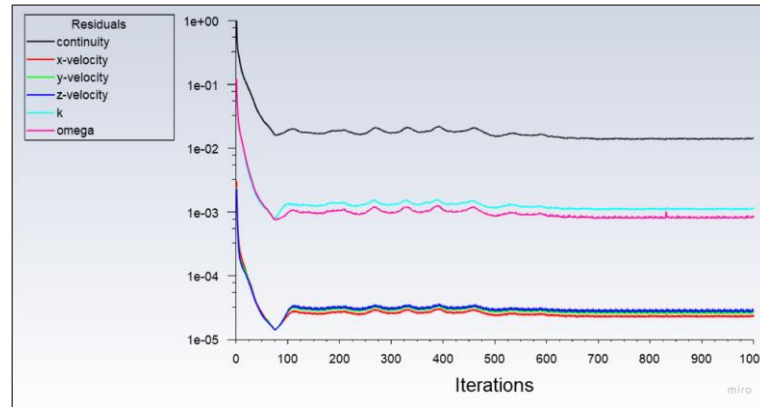


Figura. 3.5 Residuales de simulación ID: 24530002.

A pesar de que el residual de continuidad no alcanza la tolerancia recomendada, se opta por realizar un balance de flujo másico, donde se debe mantener un equilibrio entre el flujo de entrada y el de salida para garantizar la continuidad del sistema (ANSYS, 2013). La Tabla 3.7 presenta el balance de flujo másico para cada uno de los seis escenarios simulados, en los cuales el resultado neto es satisfactorio para garantizar la continuidad del sistema.

Tabla 3.7. Balance de flujo másico.

Escenario de Simulación	Flujo másico entrada (kg/s)	Flujo másico salida (kg/s)	Resultado Neto (kg/s)
49330001	25.0899	-25.0895	0.000454094
24530002	25.0899	-25.0613	0.028639187
16330003	25.0899	-25.0895	0.00041625
98635001	24.0993	-24.2636	-0.16433727
49235002	24.0993	-24.2718	-0.17245346
32735003	24.0993	-24.2296	-0.13029319

Antes de calcular y examinar los campos de velocidad y presión, fue crucial verificar que las variables monitoreadas se mantuvieran constantes entre iteraciones para asegurar la obtención de la solución final del flujo. Esto implica que el número de iteraciones realizado fuera suficiente para evitar cualquier variación en las variables relacionadas con el fenómeno

analizado. Todas las variables de monitoreo alcanzaron valores constantes entre iteraciones, lo que garantiza la solución final del estado de flujo para los seis escenarios simulados. La Figura. 3.6 corresponde a cada uno de los siete monitores ingresados en la simulación, se observa que cada una de las gráficas muestra un comportamiento constante. Las representaciones gráficas restantes relacionadas con las demás simulaciones pueden ser encontradas en el ANEXO C.

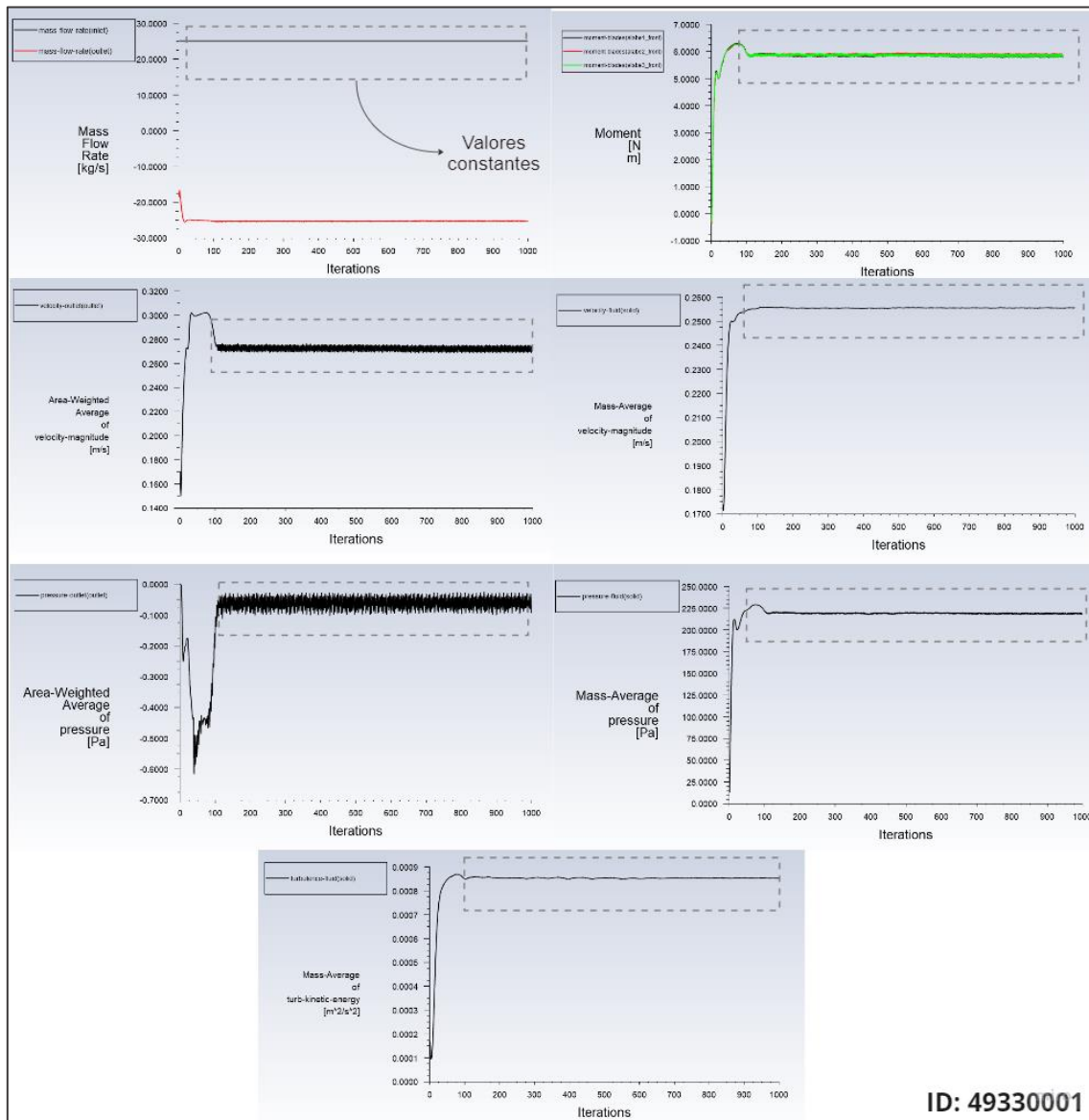


Figura. 3.6 Resultados de monitores para el escenario con ID 49330001.

Después de verificar la consistencia de los datos de los monitores, se procedió a registrar los resultados en la Tabla 3.8. Estos datos corresponden a las secciones de entrada, salida, aspas y el dominio del fluido. Los valores de presión más bajos en la salida se observaron en las simulaciones con los IDs 24530002 y 16330003. Esto representa que la velocidad de salida

debe ser mayor, y por tanto mayor transferencia de momentum. Por otro lado, tanto la presión como la velocidad del fluido se mantienen estables entre los diferentes escenarios, al igual que la velocidad en la salida. Un aspecto de gran importancia en este estudio es el momento de las aspas, donde un valor más alto indica una mayor generación de potencia. En este sentido, el mayor momento de torsión se registró en el escenario sin canaleta. Sin embargo, el escenario con la canaleta de 163 cm de longitud, 30 cm de tirante aguas arriba y 3% de pendiente, le sigue de cerca, con una diferencia de menos de 2 décimas, lo cual representa un 1.3875% de diferencia; seguido por el escenario de canaleta de 245 cm de longitud, 30 cm de tirante aguas arriba y 2% de pendiente. (Figura. 3.7).

Tabla 3.8. Resultados de simulaciones en estado estacionario (por zonas).

Monitores (promedios)	Escenario						Sin Canaleta
	49330001	24530002	16330003	98635001	49235002	32735003	
<i>Presión en la Salida (Pa)</i>	-0.0826	-0.4706	-0.4678	-0.2170	-0.0986	-0.0353	-0.4795
<i>Momento en las Aspas (Nm)</i>	17.7109	18.2710	18.7565	14.9790	15.7606	16.3471	18.9190
<i>Porcentaje de diferencia de momento respecto al escenario sin canaleta (%)</i>	6.3856%	3.4251%	1.3875%	20.8256%	16.6943%	13.5942%	-
<i>Presión en el Fluido (Pa)</i>	219.4640	202.2936	187.9294	217.3356	202.2378	191.2400	156.8442
<i>Turbulencia en el Fluido (cm²/s²)</i>	8.5338	11.9965	13.7580	4.5303	6.7350	8.1612	16.4463
<i>Velocidad en el Fluido (m/s)</i>	0.2555	0.2750	0.2848	0.1976	0.2196	0.2332	0.2999
<i>Velocidad en la Salida (m/s)</i>	0.2691	0.3033	0.3028	0.2686	0.2659	0.2593	0.3021

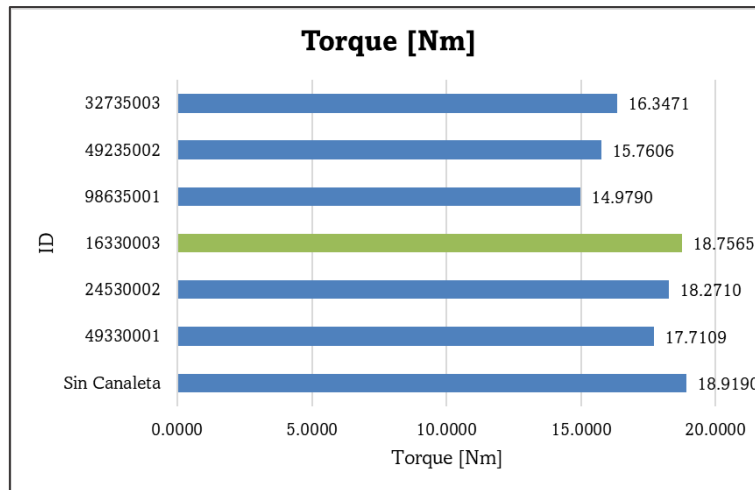


Figura. 3.7 Torque de los escenarios de simulación en esquema estacionario.

Otro de los criterios para el análisis de resultados obtenidos mediante las simulaciones en esquema estacionario es el incremento de la velocidad entre el plano de entrada y salida de todas las turbinas con canaletas. En donde a mayor incremento de velocidad mayor transferencia de cantidad de movimiento entre el fluido y la turbina (Mohedano Castillo, 2022). De acuerdo con la Figura. 3.8 el porcentaje de incremento de velocidad mayor se registró en el escenario con ID 98635001, sin embargo, este escenario había sido previamente descartado debido a sus largas dimensiones. Teniendo en cuenta esta información, los escenarios identificados con los IDs 24530002, 49235002 y 16330003 exhiben los porcentajes más altos. Estos escenarios se encuentran solo un 1% y 2% por debajo del escenario sin canaleta, respectivamente.

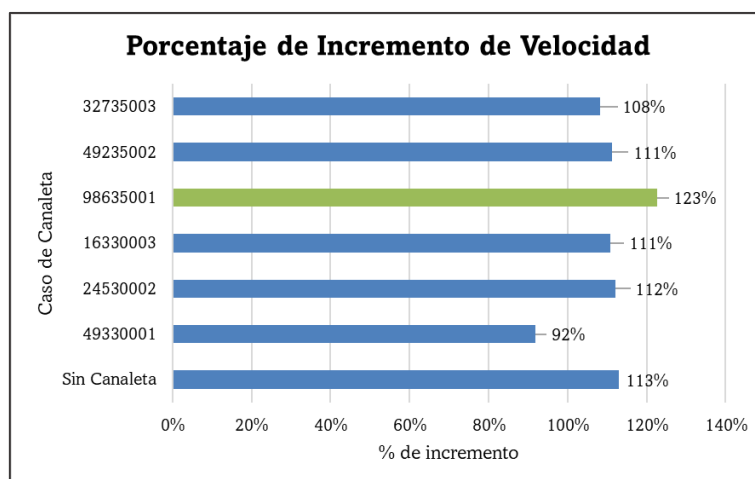


Figura. 3.8 Comparativa del incremento de la velocidad a la entrada y salida para cada caso de turbina con canaleta.

3.3.1. Velocidad y Presión a lo largo de la Turbina y Canaleta

En este apartado se muestran las gráficas de los resultados obtenidos con los planos transversales generados a lo largo de la turbina y la canaleta en la sección de post – procesamiento de las simulaciones. Estos cortes están presentados en la Figura. 2.4 (a). En cada uno de estos cortes, se extrajeron y exportaron los datos de velocidad, presión y energía cinética turbulenta. Luego, se calcularon los promedios correspondientes a cada corte utilizando Excel. Los promedios a lo largo de las geometrías se presentan en Figura. 3.9 y Figura. 3.10.

En la Figura. 3.9 correspondiente a la velocidad podemos observar que, entre cada grupo de simulaciones con mismo tirante hidráulico, las variaciones de velocidad entre ellas son prácticamente nulas. Es decir, las simulaciones con mismo tirante no presentan gran diferencia de velocidad entre cada uno de los tres escenarios correspondientes a dicho tirante. Claramente, la velocidad en los escenarios con el tirante de 30 cm es en promedio 25% mayor a aquellos con tirante de 35 cm debido a que se tiene un caudal constante de $Q = 0.0245 \text{ m}^3/\text{s}$. Empero, las líneas de velocidad se acercan mucho entre ellas en la zona de la turbina.

Por otra parte, se observa que la velocidad se mantiene relativamente constante a lo largo de las canaletas, pero disminuye abruptamente en la entrada de la turbina, lo que resulta en un aumento de la presión. Después de este punto, la velocidad aumenta de manera casi lineal hasta aproximadamente 40 cm aguas abajo de la entrada de la turbina, donde alcanza un pico de velocidad. Luego, la velocidad disminuye nuevamente y finalmente alcanza su valor máximo. Este aumento en las velocidades desde el punto de entrada y el punto de salida de la turbina indica que se presenta una transferencia de cantidad de movimiento entre el fluido y la turbina.

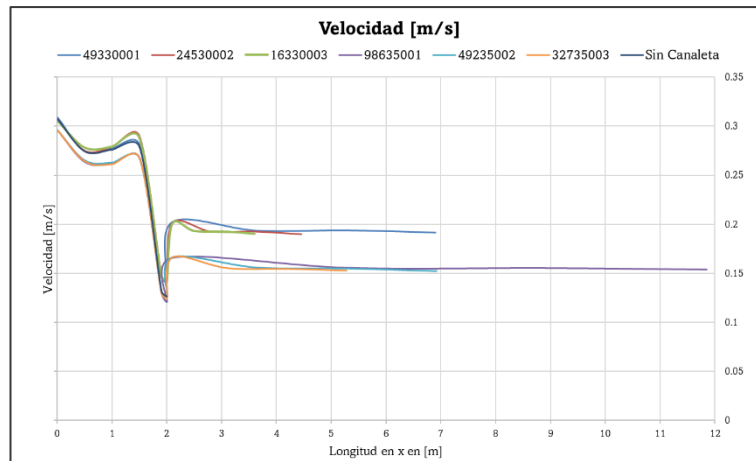


Figura. 3.9 Velocidad a lo largo de la turbina y canaleta por cada caso de simulación.

Nota. Las curvas de velocidad en el rango de la imagen de la turbina representan la velocidad a lo largo de esta. Arriba de los dos metros de longitud son velocidades correspondientes en la canaleta.

Se demuestra que existe una relación inversa entre la velocidad y la presión. Este fenómeno se ilustra en la Figura. 3.10, donde se observa una disminución de la presión, particularmente en la zona de la turbina, esto es un indicador de la transferencia de momento entre fluido y turbina.

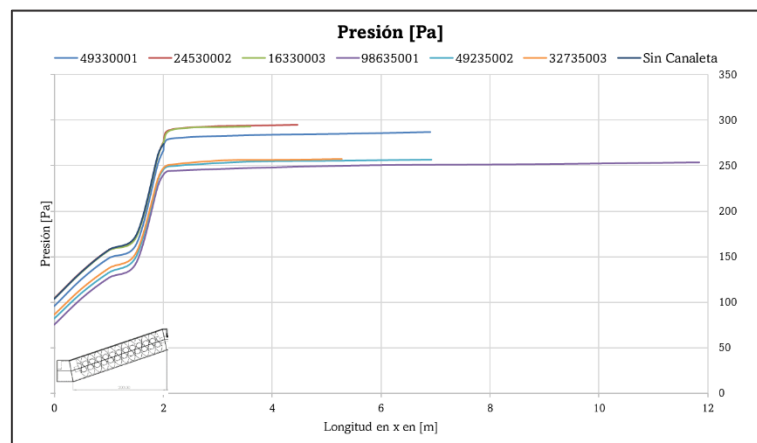


Figura. 3.10 Presión a lo largo de la turbina y canaleta por cada caso de simulación.

3.3.2. Contornos de Velocidad y Presión

En este apartado se analiza el comportamiento de la velocidad y presión con el apoyo de contornos obtenidos en la sección del post – procesamiento de las simulaciones en ANSYS Fluent. Este tipo de ilustraciones nos proporcionan un apoyo visual, cuantitativo y cualitativo de lo que es lo que está sucediendo en el fenómeno a analizar. En la Figura. 3.11 se presenta

la velocidad en un plano transversal a las geometrías. Este análisis posibilita la observación de fenómenos como la aparición de vórtices (Mohedano Castillo, 2022). Evidentemente, en la sección de la canaleta se mantiene una velocidad estable en todos los casos y un aumento de esta al entrar a la turbina debido al cambio repentino de la dirección del flujo, además de algunos vórtices.

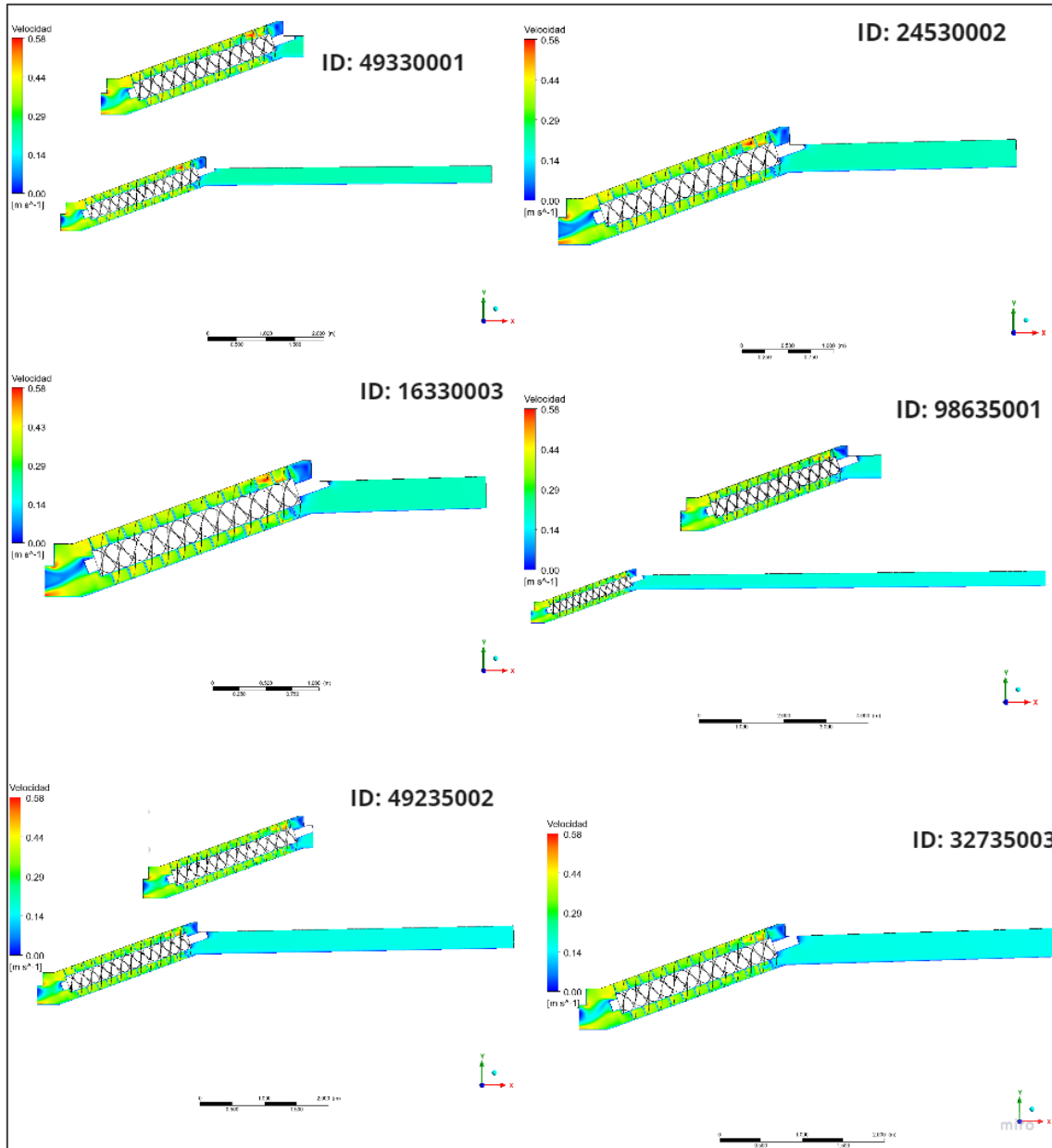


Figura. 3.11 Contornos de velocidad a lo largo de las turbinas y canaletas.

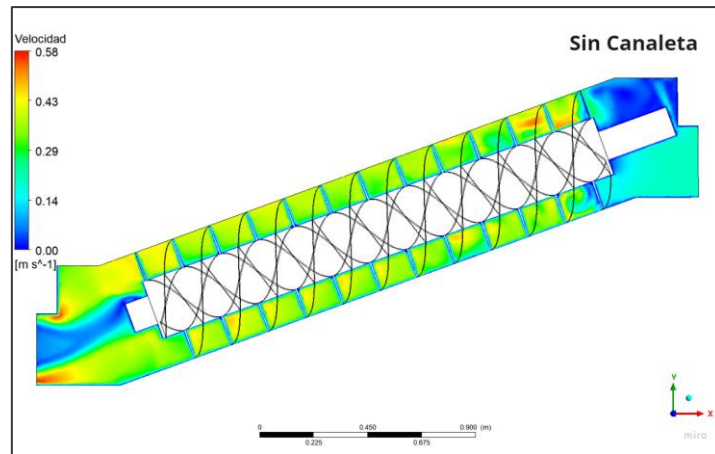


Figura. 3.12 Contorno de velocidad a lo largo de la turbina sin canaleta.

Para evaluar cómo varía la velocidad en diferentes secciones de la turbina y canaleta, se establecieron planos transversales de análisis a lo largo del tornillo, distanciados cada 50 cm, iniciando desde la entrada del flujo. Además de cuatro planos en la canaleta distribuidos proporcionalmente dependiendo la longitud de cada una y un plano justo después de la entrada del fluido en la turbina. La Figura. 3.13 muestra los diferentes planos propuestos con un valor promedio de la velocidad total. A partir del análisis de los gráficos, se observa que el aumento más significativo en la velocidad ocurre entre los planos 5 y 7 (considerando el plano 1 en la entrada del dominio). Después de esto, la velocidad empieza a disminuir a partir del plano 8, lo que indica una desaceleración del fluido y, por consiguiente, una menor transferencia de cantidad de movimiento en esta sección.

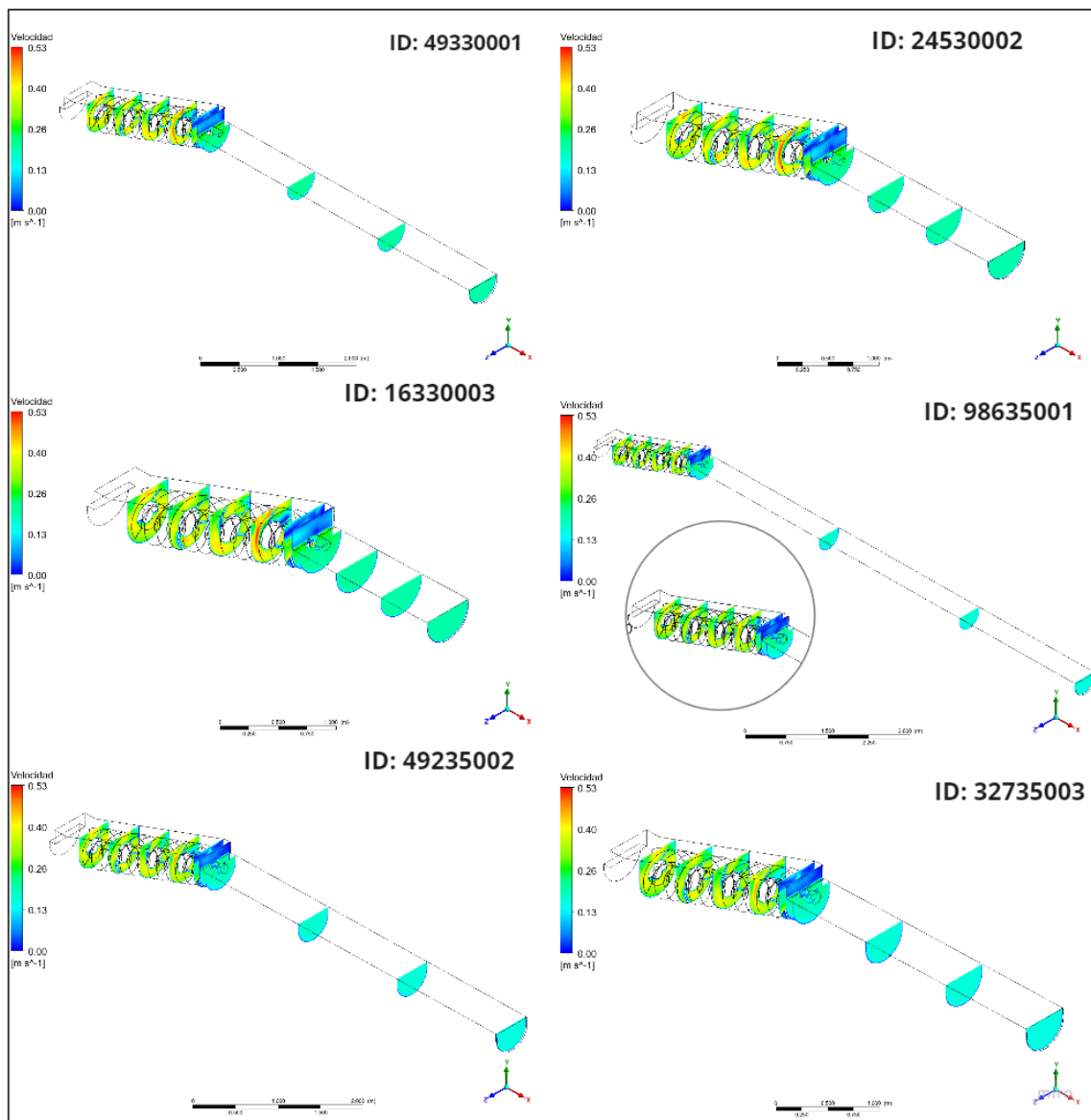


Figura. 3.13 Contornos de velocidad en diferentes planos a lo largo de las geometrías.

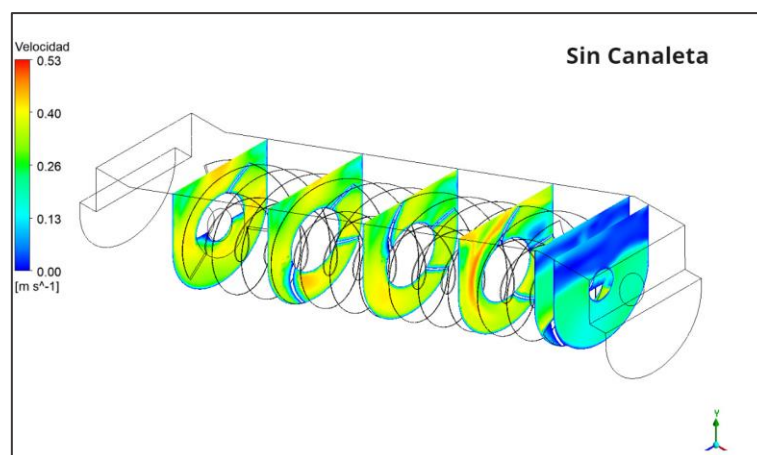


Figura. 3.14 Contorno de velocidad a lo largo de la turbina sin canaleta.

Dado que el tornillo de Arquímedes funciona como una turbina de presión cuasi-estática (opera gracias a la diferencia de presión hidrostática provocada por el peso del agua a través de sus álabes), su operación se sustenta en la disparidad de presión entre la cara frontal y posterior de sus álabes (Jeong & Seong, 2014). Por ende, resultó esencial adquirir los perfiles de presión sobre los álabes con el fin de examinar su comportamiento. Dichos perfiles se muestran en la Figura. 3.15. Esta imagen muestra que la presión en la entrada de la turbina es mayor que en la salida, sin importar el caso de simulación.

La variación de presión entre las turbinas se debe a cambios en la geometría de las canaletas, como la longitud, pendiente y el tirante de entrada. Además, en cada conjunto de simulaciones con el mismo tirante aguas arriba, los campos de presión son similares debido a la misma velocidad de entrada. Por ello, los tres primeros escenarios muestran similitudes con el escenario sin canaleta mostrado en la Figura. 3.16.

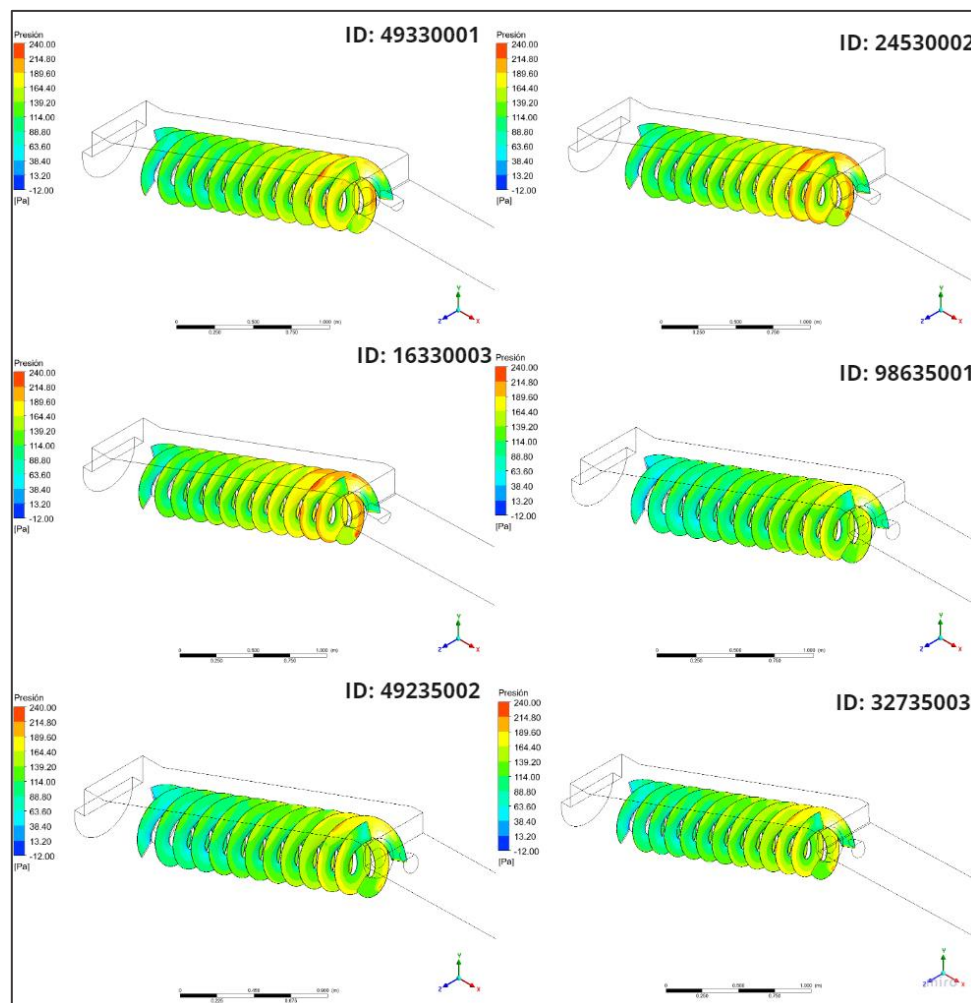


Figura. 3.15 Contornos de presión sobre los álabes.

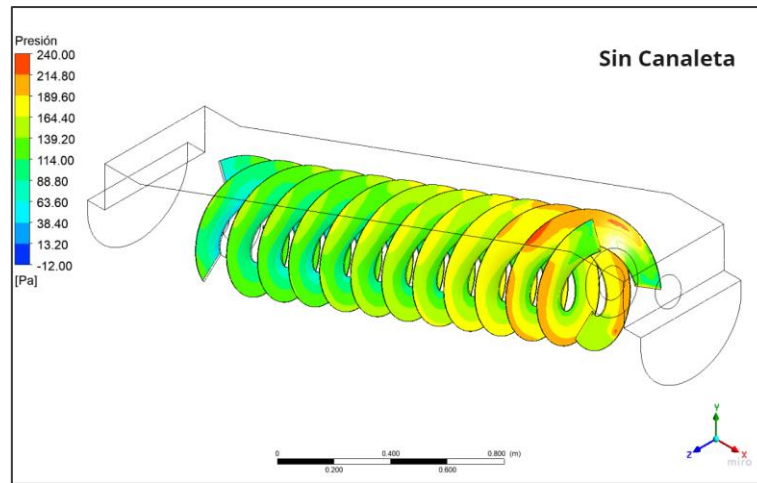


Figura. 3.16 Contorno de presión sobre los álabes en turbina sin canaleta,

3.3.3. Potencia y Eficiencia

Los resultados respectivos de la potencia mecánica (W) y eficiencia (%), calculados como se describe en la sección de metodología se muestran en la Tabla 3.9. A primera instancia se observa que los valores son relativamente bajos en comparación con resultados reportados en literatura donde usualmente se reportan valores entre 60 – 80 % (Yoosef Doost & Lubitz, 2020). La baja eficiencia se atribuye al tipo de simulación en esquema estacionario, ya que el torque obtenido corresponde únicamente al generado por la turbina estática. En contraste, en el esquema transitorio, se aplica un giro a la turbina mediante el uso de una malla móvil. Sin embargo, el caso con mayor eficiencia en el esquema estático es el escenario con ID 16330003.

Tabla 3.9. Resultados de potencia mecánica y eficiencia en estado estacionario.

Velocidad Angular ($\frac{rad}{s}$)	3.48	Potencia Hidráulica (W)	164.3
Escenario	Torque (Nm)	Potencia Mecánica (W)	Eficiencia (%)
49330001	17.7109	61.6516	38%
24530002	18.271	63.6013	39%
16330003	18.7565	65.2913	40%
98635001	14.979	52.1418	32%
49235002	15.7606	54.8626	33%
32735003	16.3471	56.9042	35%
Sin Canaleta	18.8190	65.84	40%

3.3.4. Resumen del Análisis de Resultados del Tornillo de Arquímedes con Canaleta en el Esquema de Simulación Estacionario

A continuación, se resumen los resultados de las seis simulaciones llevadas a cabo con el fin de elegir el escenario más favorable para proceder con la simulación en estado transitorio de esa geometría. Se discute la longitud, el porcentaje de incremento de velocidad, el torque, la potencia, la eficiencia y la variación de presión en los diferentes planos y contornos presentados con anterioridad.

Tabla 3.10. Resumen de resultados de simulaciones en estado estático.

Longitud	La longitud es un factor relevante principalmente debido a las dimensiones limitadas del canal de laboratorio disponible, además de consideraciones para minimizar el material y facilitar la fabricación. Por ello, los escenarios que se consideran con mayor factibilidad son aquellos con las dimensiones de 2.45, 1.63 y 3.27 m.
Incremento de velocidad	El incremento de velocidad de entrada a salida de la turbina es relevante ya que esto representa una mayor transferencia de cantidad de movimiento entre el fluido y la turbina. El escenario con mayor porcentaje es el 24530002 (112%) , seguido por 49235002 a la par con 16330003 (111%) .
Variación de presión	Ninguno de los escenarios presentó picos de presión, lo cual representa una distribución uniforme en la caída de presión en todas las geometrías.
Torque	Un torque alto es relevante ya que esto significa mayor generación de potencia. El mayor torque se presentó en el escenario 16330003 (18.76 Nm) , inmediatamente seguido por 24530002 (18.27 Nm) y 49330001 (17.71 Nm) .

Potencia y eficiencia	Como se ha mencionado, a mayor torque, mayor potencia, por lo tanto, el escenario 16330003 tiene el dato de mayor potencia, con 65.29 W y una eficiencia del 40%. Seguido por el escenario 24530002 con 63.30 y 39% de eficiencia.
------------------------------	--

Con base en lo descrito en la tabla anterior se procede a elegir la geometría de 1.63 m de longitud de canaleta, 30 cm de tirante aguas arriba de la canaleta y 3% de pendiente para continuar con el proceso de simulación en estado transitorio. Así, la Figura. 3.17 presenta de manera resumida la estructura completa que, a partir de los resultados obtenidos, nos ofrece una profundidad de entrada a la turbina de 0.25 metros con un flujo de 24 litros por segundo.

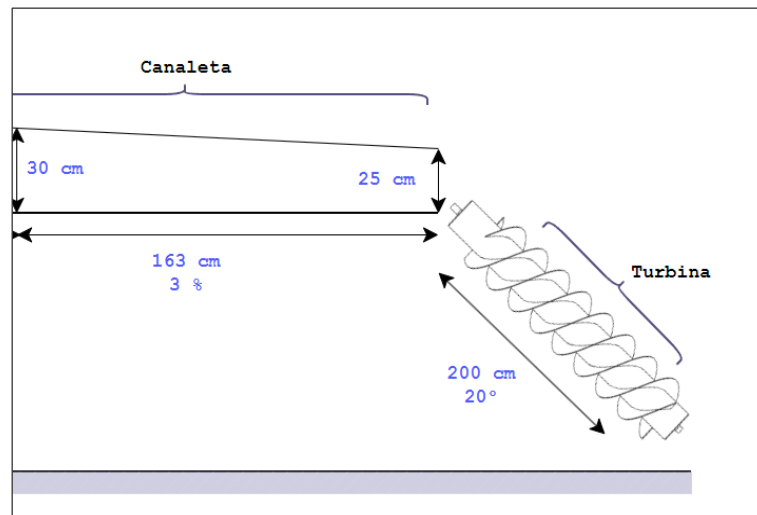


Figura. 3.17 Diagrama de estructura de canaleta y turbina en centímetros.

3.4. Resultados de simulaciones en ANSYS Fluent: estado transitorio

En esta sección se exponen los resultados de las simulaciones en estado transitorio de la geometría de la turbina, tanto con canaleta como sin ella con el fin de comparar ambos escenarios. El esquema de simulación transitorio contempla el uso del modelo de malla deslizante en el dominio relativo a la turbina, así como la implementación del modelo VOF para la simulación de la superficie libre en el canal. Se analizan resultados de torque, fracción de volumen, velocidad y presión.

Con el fin de garantizar la convergencia de los resultados, se seleccionaron algunas variables de monitoreo las cuales fueron flujo másico, velocidad en la entrada y salida, y torque en los álabes. Todas las variables monitoreadas en ambas simulaciones mostraron una tendencia similar a lo largo del tiempo, presentando las mismas oscilaciones, como se ilustra en la Figura. 3.18. En dicha figura, se puede observar la variación de las variables en función del tiempo, la cual cambia de acuerdo con la posición de la turbina durante su giro (Mohedano Castillo, 2022). Como se explicó en la metodología, los resultados empleados corresponden al segundo 20, es decir, el último registrado.

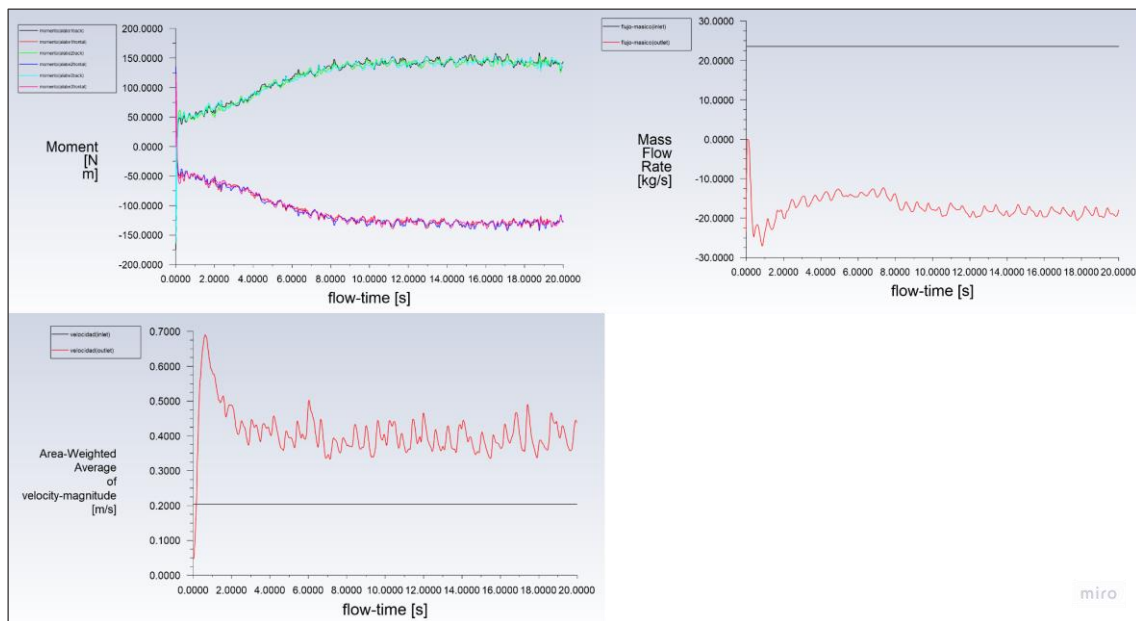


Figura. 3.18 Variables de monitoreo para el esquema transitorio, escenario 16330003 -T.

3.4.1. Torque

Los resultados de torque obtenidos en las simulaciones en estado transitorio se presentan en la Tabla 3.11. En el caso de la turbina de Arquímedes con canaleta, el torque alcanzado fue de 38 Nm, mientras que, sin canaleta, se registró un valor de 21.5 Nm, lo que representa una disminución del 43.42%. Este hallazgo constituye una evidencia inicial de cómo la presencia de la canaleta mejora el desempeño de la turbina, con la cual se presenta un tirante de 24 cm en la entrada de la turbina.

Tabla 3.11 Resultados de torque de simulaciones en estado transitorio.

<i>Escenario</i>	<i>Torque (Nm)</i>
<i>16330003 - T</i>	38
<i>Sin Canaleta - T</i>	21.5

3.4.2. Potencia y Eficiencia

A partir de los resultados de torque, se procedió a calcular la potencia y eficiencia, cuyos valores se presentan en la Tabla 3.12. La eficiencia obtenida para la turbina con canaleta fue del 80%, mientras que, sin canaleta, alcanzó un 46%, lo que representa una reducción del 34%. La eficiencia registrada para la turbina con canaleta se encuentra dentro del rango de valores reportados por otros autores, como Yoosef Doost & Lubitz (2020) y Guilherme Alves dos Reis & Carvalho (2019).

Tabla 3.12 Resultados de potencia y eficiencia de simulaciones en estado transitorio.

<i>Velocidad Angular ($\frac{rad}{s}$)</i>	3.48	<i>Potencia Hidráulica (W)</i>	164.3
<i>Escenario</i>	<i>Torque (Nm)</i>	<i>Potencia Mecánica (W)</i>	<i>Eficiencia (%)</i>
<i>16330003 – T</i>	38	132.24	80%
<i>Sin Canaleta – T</i>	21.5	74.82	46%

3.4.3. Velocidad, Presión Estática y Fracción de Volumen de Agua

En esta sección se presentan los contornos de los resultados correspondientes a la velocidad, presión estática y fracción de volumen de agua para ambas simulaciones en estado transitorio. Con el objetivo de facilitar la comparación del comportamiento hidráulico, los contornos de cada variable para ambas simulaciones se muestran en una misma imagen, lo que permite una mejor visualización de las diferencias entre ellas.

En la Figura. 3.19 se presentan los contornos de velocidad del fluido en un plano medio, con una escala que varía entre 0 y 3 m/s. En ambos casos, la mayor parte de las velocidades se encuentra en el rango de 0 a 0.6 m/s, lo cual está en concordancia con la velocidad de entrada al dominio del fluido, que es de 0.20416 m/s. Con el apoyo de la Figura. 3.20, se puede apreciar que, en la zona de la turbina, la velocidad se comporta de manera similar en ambos escenarios, con la excepción de que en el escenario con canaleta se observa una mayor velocidad a la entrada de la turbina después de haber atravesado dicha canaleta.

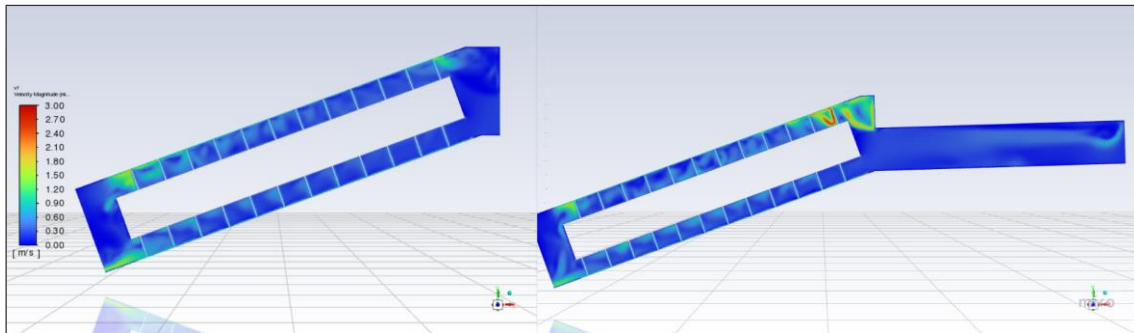


Figura. 3.19 Contorno de velocidad del fluido en la turbina sin canaleta (izq.) y con canaleta (der.).

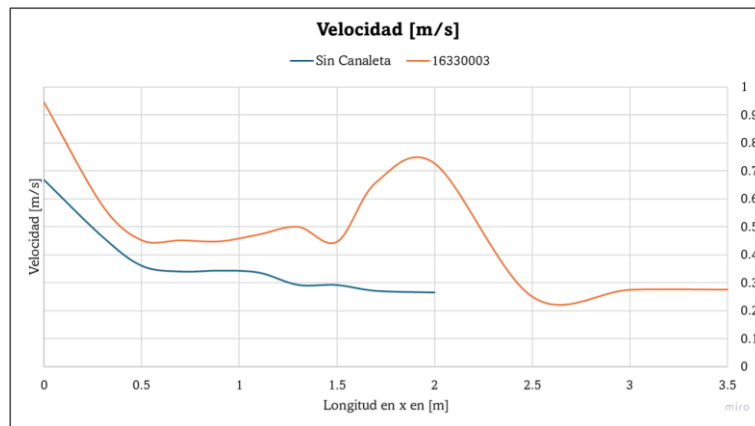


Figura. 3.20 Velocidad a lo largo de la turbina con y sin canaleta.

Nota: Para interpretar correctamente la Figura. 3.20, Figura. 3.23 y Figura. 3.26, es importante aclarar que el valor cero corresponde a la salida de la turbina, los dos metros indican la entrada a la turbina, y cualquier distancia superior a esta representa la canaleta.

En la Figura. 3.21 se muestra la presión estática local a lo largo de la turbina con canaleta. Según lo descrito por Shahverdi et al. (2021) la presión en el fluido aumenta con la altura, lo cual se ajusta a la definición de presión hidráulica: a mayor peso del agua, mayor es la presión. Este comportamiento se observa de manera consistente en ambos escenarios simulados.

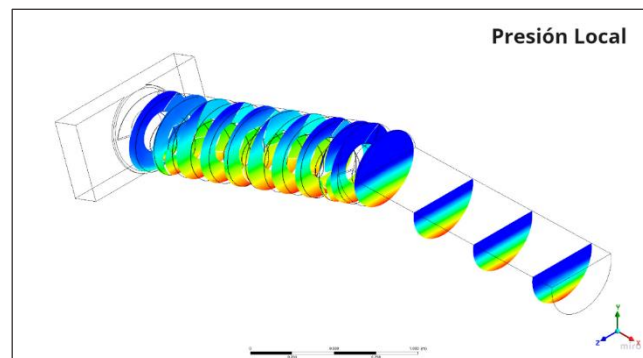


Figura. 3.21 Contorno de presión estática local en la turbina con canaleta.

Por otro lado, la Figura. 3.22 muestra un contorno de presión estática en un plano medio. Junto con la Figura. 3.23, se observa cómo la presión estática aumenta al atravesar la turbina. Esto se debe a que dicha presión está asociada a la carga hidráulica máxima en el sistema, la cual corresponde a la altura desde la salida de la turbina hasta la entrada del dominio del fluido, que es de aproximadamente 98 cm. Adicional a ello, no se presentaron picos de presión a lo largo de la turbina, si no que va en una disminución de presión suave, lo cual resulta en condiciones de operación estables Mohedano Castillo (2022).

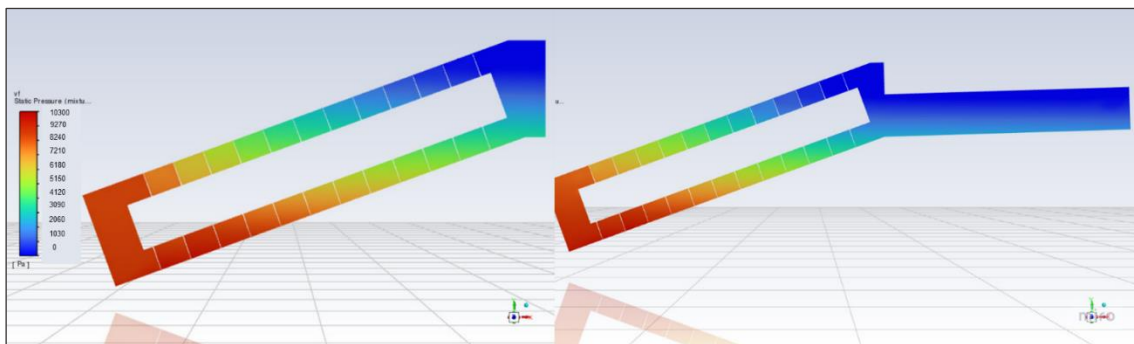


Figura. 3.22 Contorno de presión estática en la turbina sin canaleta (izq.) y con canaleta (der.).

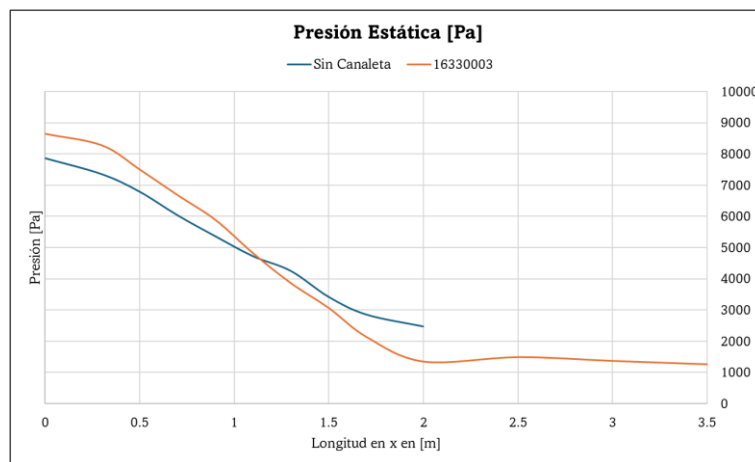


Figura. 3.23 Presión estática a lo largo de la turbina con y sin canaleta.

Finalmente, una variable de gran importancia en este trabajo es la fracción de volumen de agua, que se describe a continuación. En la Figura. 3.24 y Figura. 3.26 se muestran los contornos de la fracción de volumen de la turbina con y sin canaleta. Se puede observar que el uso de la canaleta favorece el desarrollo del flujo a la entrada de la turbina, lo que resulta beneficioso para alcanzar el tirante óptimo en dicha entrada. Por otro lado, la turbina sin canaleta presenta un sobrellenado de agua, lo que genera pérdidas, y como se mencionó en

la Sección 3.4.1 , el torque obtenido fue un 43.42% menor en comparación con el escenario con canaleta.

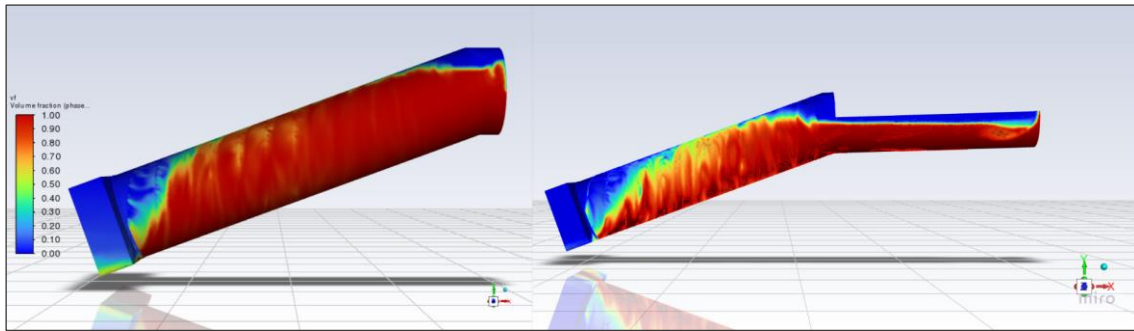


Figura. 3.24 Contorno de fracción de volumen en la turbina con y sin canaleta.

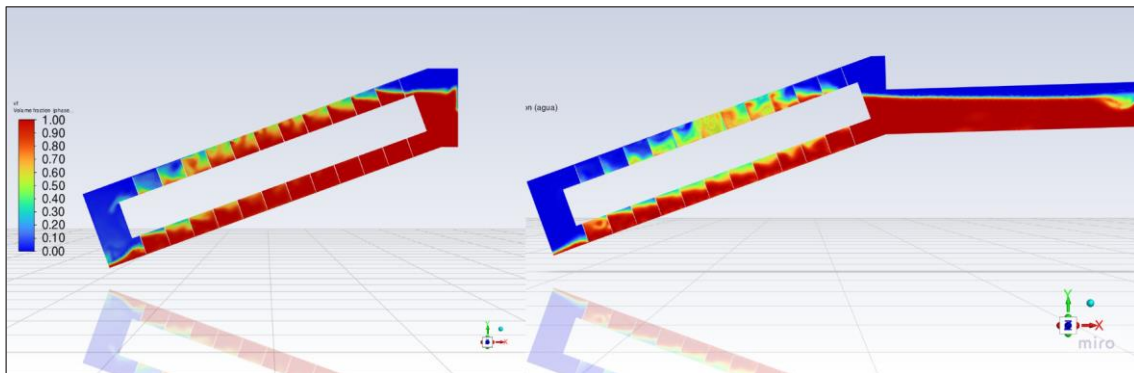


Figura. 3.25 Contorno de fracción de volumen en un plano medio de la turbina con y sin canaleta.

Además, con base en la Figura. 3.26, se observa que la fracción de volumen en la entrada de la turbina con canaleta es de aproximadamente 0.5, lo que corresponde a los 25 cm que se buscaban alcanzar mediante el uso de la canaleta. En contraste, en el escenario sin canaleta, la fracción de volumen es de aproximadamente 0.8. No obstante, en ambos casos se presenta un sobrellenado del fluido, lo cual podría estar relacionado con la velocidad angular empleada. Según Mohedano Castillo (2022), la fracción de volumen debe mantenerse constante a lo largo del tornillo para asegurar una mayor estabilidad en la turbina y evitar esfuerzos que puedan reducir su vida útil.

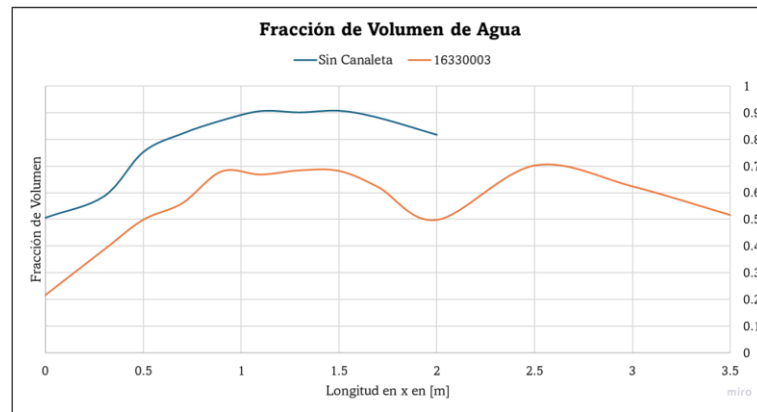


Figura. 3.26 Fracción de volumen de agua a lo largo de la turbina con y sin canaleta.

En la Figura. 3.27 se puede observar con mayor claridad el tirante en la entrada de la turbina tanto con canaleta como sin canaleta. El tirante obtenido sin canaleta fue de 33 cm, mientras que con canaleta fue de 24 cm. Estos resultados permiten validar la hipótesis de este trabajo y confirmar que el uso de la canaleta permite lograr la condición óptima de entrada de tirante, que corresponde a 0.5 veces el radio de la turbina, es decir, 25 cm.

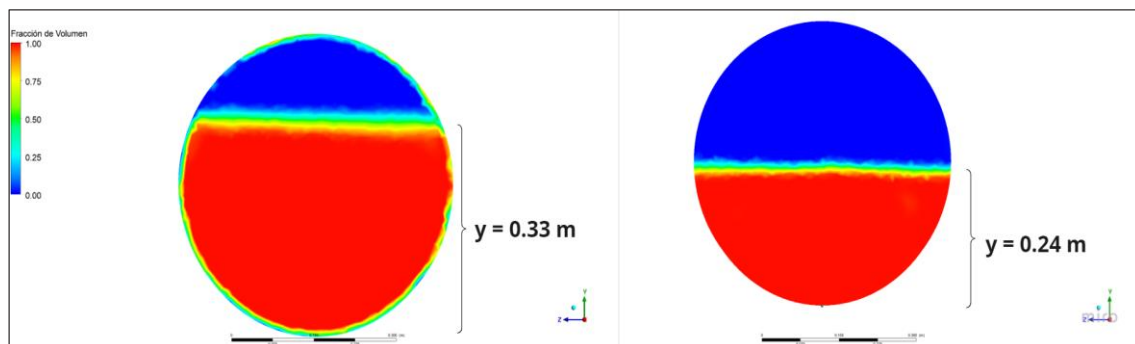


Figura. 3.27 Tirante en la entrada de la turbina sin canaleta (izq.) y con canaleta (der.).

3.4.4. Diagrama Completo de Canaleta, Compuerta Hidráulica y Turbina

Finalmente, en la Figura. 3.28 se presenta el diagrama completo de la turbina, canaleta y compuerta hidráulica. Cabe resaltar que las medidas son respecto al canal de laboratorio del IITCA, el cual tiene medidas de 10 m de largo y 1 m de ancho y alto.

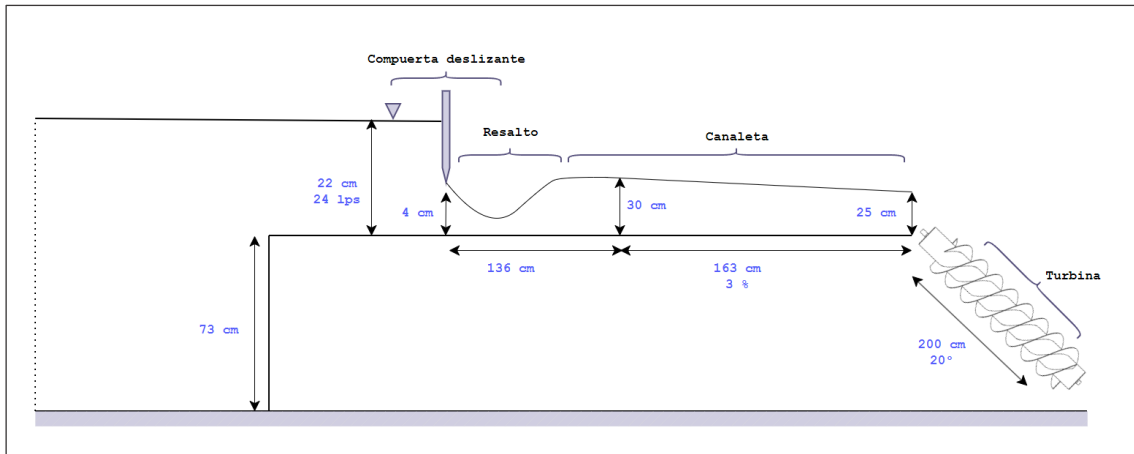


Figura. 3.28 Diagrama completo de estructura de compuerta, resalto, canaleta y turbina en centímetros.

4. Conclusiones

- ∇ En esta investigación se diseñó el modelo geométrico de una canaleta acoplada a una turbina-bomba tipo tornillo de Arquímedes, con el objetivo de operar en condiciones hidráulicas óptimas. Estas condiciones incluyen un tirante de 25 cm a la entrada de la turbina y un caudal de $0.0245 \text{ m}^3/\text{s}$.
- ∇ Para garantizar un tirante aguas arriba de 30 cm en la canaleta, se calcularon los parámetros geométricos de una compuerta deslizante de pared delgada. Con una sección rectangular aguas arriba y circular aguas abajo, la compuerta seleccionada (ID 16330003) tiene una abertura de 4 cm y una profundidad de agua de 22 cm antes de la compuerta. El resalto hidráulico generado mide aproximadamente 136 cm de longitud.
- ∇ El diseño geométrico óptimo de la canaleta fue identificado tras evaluar seis escenarios, considerando pendientes del 1%, 2% y 3% con alturas de agua de 30 y 35 cm aguas arriba. Las simulaciones realizadas en ANSYS Fluent indicaron que el escenario óptimo tiene una longitud de 163 cm, una pendiente del 3% y un tirante aguas arriba de 35 cm, logrando un torque de 18.76 Nm, una potencia mecánica de 65.9 W y una eficiencia del 40%.
- ∇ Las simulaciones hidrodinámicas en esquema estacionario con ANSYS Fluent permitieron analizar múltiples escenarios, generando contornos de presión, velocidad y energía cinética turbulenta. Este enfoque fue eficiente en términos de tiempo y recursos frente a la experimentación directa.
- ∇ Una vez identificada la geometría óptima en simulación estacionaria, se procedió a modelar el mismo escenario en un esquema transitorio con una velocidad angular de 3.481 rad/s. Esta simulación, con el tornillo de Arquímedes en movimiento y superficie libre en el canal, permitió obtener valores refinados de torque y eficiencia.
- ∇ Los resultados de la simulación transitoria con canaleta fueron 38 Nm de torque, 132.24 W de potencia mecánica y una eficiencia del 80%, mientras que sin canaleta los valores fueron 21.5 Nm, 74.82 W y 46%. Esto demuestra mejoras significativas en el desempeño al incorporar la canaleta.

- ∇ En ambas simulaciones transitorias, las distribuciones de velocidad (0-0.6 m/s) y presión estática (0-10,300 Pa) fueron similares. Las presiones locales aumentaron con la altura debido al peso del agua.
- ∇ La fracción de volumen de agua en las simulaciones, tanto con como sin canaleta, siguió un patrón similar, aunque la presencia de la canaleta generó una menor fracción de volumen de agua a lo largo del tornillo, lo cual incrementó el torque y mejoró la estabilidad del sistema al reducir el sobrellenado.
- ∇ En la simulación transitoria con canaleta, el tirante a la entrada de la turbina fue de 24 cm, muy cercano al valor óptimo de 25 cm, mientras que sin canaleta se registró un tirante de 33 cm.
- ∇ Al acoplar la canaleta, el flujo dispone de una mayor distancia para desarrollarse, lo que mejora su comportamiento. Además, este escenario es más representativo de la realidad, ya que en las instalaciones con turbinas hidráulicas es común la construcción de un canal antes de la entrada a la turbina para controlar el flujo.
- ∇ Se concluye que el acoplamiento de la canaleta a la turbina permite alcanzar las condiciones hidráulicas óptimas necesarias para la turbina – bomba tipo tornillo de Arquímedes diseñada, según lo propuesto por Mohedano Castillo (2022), donde el tirante de entrada debe ser 0.5 veces el diámetro de la turbina, es decir, 25 cm.

Recomendaciones

Algunas áreas de oportunidad detectadas en este trabajo son las siguientes:

- ∇ Se recomienda llevar a cabo un análisis detallado utilizando diferentes velocidades angulares en la turbina, con el fin de generar una curva de operación y determinar las RPM óptimas considerando el acoplamiento de la canaleta. Este enfoque permitirá optimizar el rendimiento de la turbina en función de las condiciones específicas del sistema.
- ∇ Se recomienda que, en futuros estudios, se considere adaptar la geometría de la canaleta según las condiciones específicas del terreno en el sitio de instalación. Aunque en este trabajo se utilizó un diseño sencillo, adecuado para un prototipo manufacturable en laboratorio, el uso de geometrías de transición o adaptadas podría mejorar el rendimiento y optimizar la integración del sistema en entornos reales.
- ∇ Se sugiere validar experimentalmente los resultados obtenidos en este estudio utilizando la turbina fabricada en el laboratorio del IITCA. Esta validación permitirá comparar los datos simulados con los resultados reales, garantizando la precisión y confiabilidad del modelo propuesto.
- ∇ Se recomienda realizar un análisis costo – calidad para seleccionar el material más adecuado para la manufactura de la canaleta y la compuerta hidráulica. Este análisis permitirá encontrar un equilibrio entre durabilidad, eficiencia y costo, optimizando así los recursos y el desempeño del sistema.
- ∇ En caso de no disponer de un equipo con gran poder computacional, se recomienda dividir las iteraciones y calcularlas por partes, especialmente en simulaciones bajo un esquema transitorio. Esta estrategia permite optimizar el uso de los recursos disponibles sin comprometer la precisión de los resultados.

Referencias

- Alberto Mejía, J. C. (2011). *Diseño de una turbina hidráulica basada en el tornillo de Arquímedes*. Universidad de El Salvador.
- ANSYS. (2013). *ANSYS Fluent Users Guide*.
- ANSYS Inc. (2009). *Volume of Fluid (VOF) Model Theory*.
- ANSYS, Inc. (2021). *CFD EXPERTS Simulate the Future*.
- Blazek, J. (2001). *Computational fluid dynamics: principles and applications*. ELSEVIER.
- Cely Calixto, N. J., Gallardo Amaya, R. J., & Guerrero Gómez, G. (2022). *Hidráulica de canales análisis del flujo uniforme*. Universidad Francisco de Paula Santander.
- Chanson, H. (2004). *The Hydraulics of Open Channel Flow: An Introduction* (2a ed.). ELSEVIER.
- Chaudhry, H. (2008). *Open-Channel Flow* (2a ed.). Springer.
- Chow, V. te. (1994). Hidráulica de Canales Abiertos. En *McGraw-Hill*. McGraw-Hill.
- Concli, F., & Gorla, C. (2014). Analysis of the power losses in geared transmissions - measurements and CFD calculations based on open-source codes. *International Gear Conference 2014: 26th–28th August 2014, Lyon*, 1131–1140. <https://doi.org/10.1533/9781782421955.1131>
- Dixon, S. L., & Hall, C. A. (2010). *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery* (6a ed.). ELSEVIER.
- Edirisinghe, D. S., Yang, H. S., Kim, M. S., Kim, B. H., Gunawardane, S. P., & Lee, Y. H. (2021). Computational flow analysis on a real scale run-of-river Archimedes screw turbine with a high incline angle. *Energies*, 14(11). <https://doi.org/10.3390/en14113307>
- Erinofardi, Nuramal, A., Bismantolo, P., Date, A., Akbarzadeh, A., Mainil, A. K., & Suryono, A. F. (2017). Experimental Study of Screw Turbine Performance based on Different Angle of Inclination. *Energy Procedia*, 110, 8–13. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.094>
- GoEngineer. (2016). *SOLIDWORKS Flow Simulation Sliding Mesh Explained*. <https://www.goengineer.com/blog/solidworks-flow-simulation-sliding-mesh>
- Guilherme Alves dos Reis, M., & Carvalho, S. (2019, marzo 19). *Archimedes turbine numerical simulation using the OpenFoam software*. <https://doi.org/10.26678/abcm.encit2018.cit18-0413>
- IEA. (2022). *Hydroelectricity*. IEA. <https://www.iea.org/reports/hydroelectricity>
- IRENA. (2022). *Hydropower*. IRENA.
- Jeong, W., & Seong, J. (2014). Comparison of effects on technical variances of computational fluid dynamics (CFD) software based on finite element and finite volume methods. *International Journal of Mechanical Sciences*, 78, 19–26. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2013.10.017>
- López Rebollar, B. M. (2015). *Aplicación de CFD-ANSYS-FLUENT en el estudio hidrodinámico de tanques de recirculación empleados en acuicultura*. UAEMéx.
- Marbello Pérez, R., & Medellín, S. (s/f). *Manual de Prácticas de Laboratorio de Hidráulica*.

- Mohedano Castillo, M. F. (2022). *Diseño y análisis de un sistema de microturbina hidráulica – bomba de cuerda empleando CFD*.
- Müller, G., & Senior, J. (2009). Simplified theory of Archimedean screws. *Journal of Hydraulic Research*, 47(5), 666–669. <https://doi.org/10.3826/jhr.2009.3475>
- Nuernbergk, D. M., & Rorres, C. (2013). Analytical Model for Water Inflow of an Archimedes Screw Used in Hydropower Generation. *Journal of Hydraulic Engineering*, 139(2), 213–220. [https://doi.org/10.1061/\(asce\)hy.1943-7900.0000661](https://doi.org/10.1061/(asce)hy.1943-7900.0000661)
- Office of Energy Saver. (s/f). *Microhydropower systems*. U.S. Department of Energy. Recuperado el 22 de febrero de 2023, de <https://www.energy.gov/energysaver/microhydropower-systems>
- Palacios Fonseca, A. A., Baltazar Lázaro, M. A., Ocampo, E., Peña García, N., Cervantes Carretero, A., Güitrón de los Reyes, A., & López Pérez, M. (2017). *Bases para un Centro Mexicano en Innovación de Energía Hidroeléctrica*.
- Potter, M. C., Wiggert, D. C., & Ramadan Cuarta Edición, B. H. (2015). *Mecánica de Fluidos* (4a ed.). CENGAGE Learning.
- Ramiro, W., & Erazo, S. (2013). *Principios de la Hidráulica 2*. <https://www.researchgate.net/publication/341165763>
- Resolved Analytics. (s/f). *Time-Averaged and Time-Dependent CFD Models*. Recuperado el 17 de mayo de 2024, de <https://www.resolvedanalytics.com/cfd-physics-models/steady-vs-unsteady-flow>
- Ritchie, H., & Rosado, P. (2024). *Energy Mix*. <https://ourworldindata.org/energy-mix>
- Rorres, C. (2000). The Turn of the Screw: Optimal Design of an Archimedes Screw. *Journal of Hydraulic Engineering*, 126(1), 72–80. [https://doi.org/10.1061/\(asce\)0733-9429\(2000\)126:1\(72\)](https://doi.org/10.1061/(asce)0733-9429(2000)126:1(72))
- SENER. (2022). *PRODESEN 2022-2036*.
- Shahverdi, K., Loni, R., Maestre, J. M., & Najafi, G. (2021). CFD numerical simulation of Archimedes screw turbine with power output analysis. *Ocean Engineering*, 231. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2021.108718>
- Simmons, S. (2018). *A Computational Fluid Dynamic Analysis of Archimedes Screw Generators*. <https://www.researchgate.net/publication/327474222>
- Sotelo Ávila, G. (1994). *Hidráulica general: fundamentos* (Vol. 1). Limusa.
- Sotelo Ávila, G. (2002). *Hidráulica de Canales*. UNAM.
- Testbook. (2023). *Steady State Flow*. <https://testbook.com/mechanical-engineering/steady-state-flow>
- Tu, J., Yeoh, G.-H., & Liu, C. (2013). *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach* (2a ed.). ELSEVIER.
- University of Newcastle. (s/f). *Steady State vs. Transient Simulation in Ansys Fluent*. <https://www.ansys.com/academic/educators/education-resources/steady-state-vs--transient-simulation-in-ansys-fluent>
- Uriegas, A. C. (2018). *CFD Investigation on Sliding Mesh as a Method to Model Wheel Rotation Implementation and Analysis on Different Rims*. Chalmers University of Technology.

Villón Béjar, M. (1995). *Hidráulica de Canales* (2a ed.). Editorial Villón.
<http://www.itcr.ac.cr/escuelas/agricola/index.aspx>

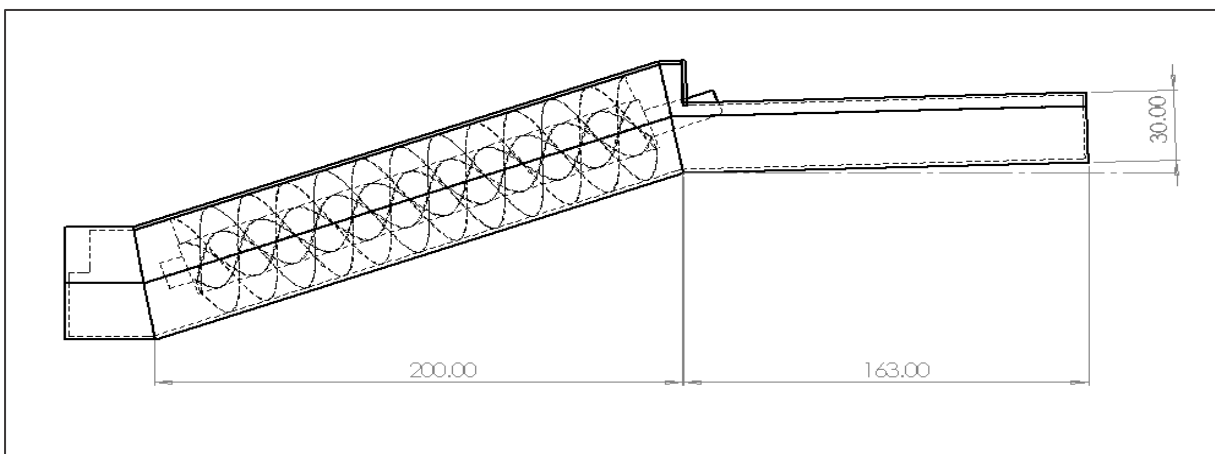
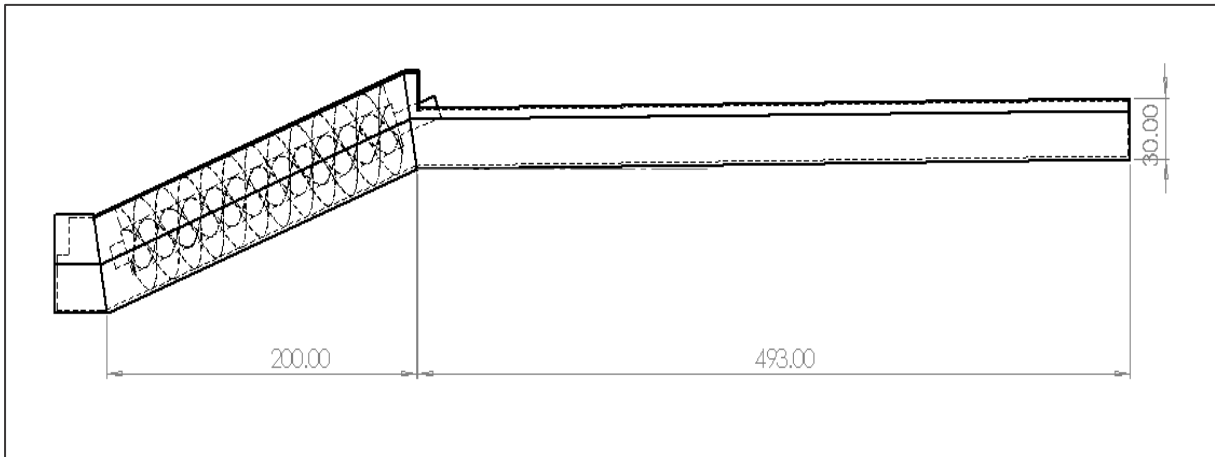
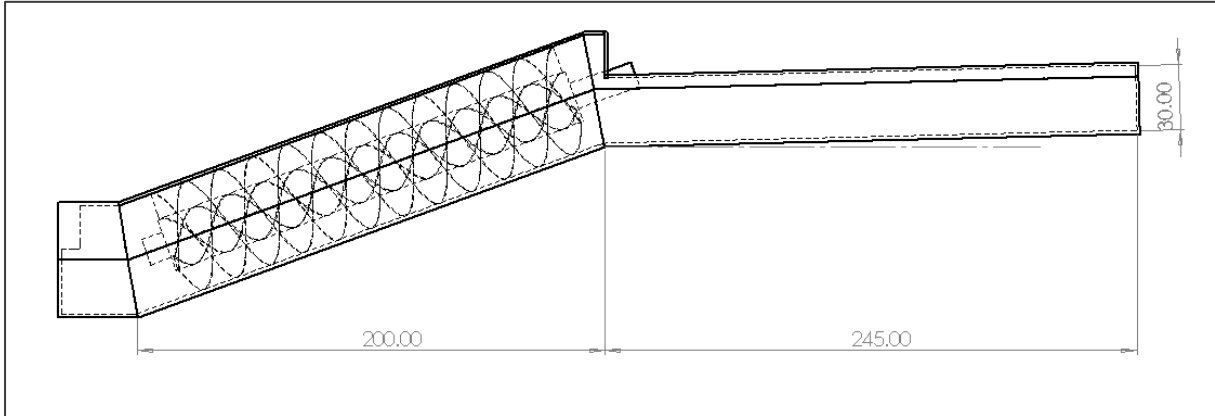
White, F. M. (2004). *Mecánica de fluidos* (5a ed.). Mc Graw Hill.

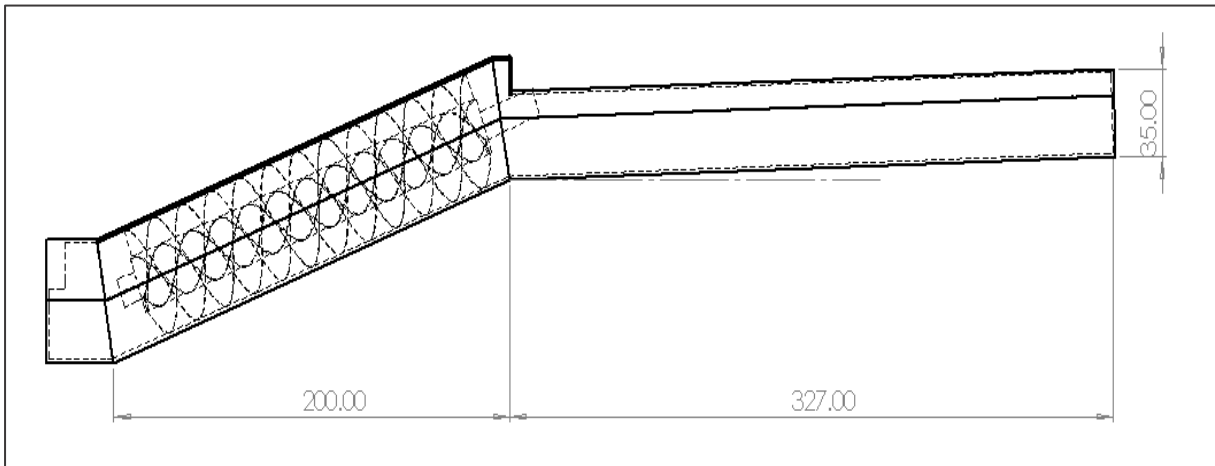
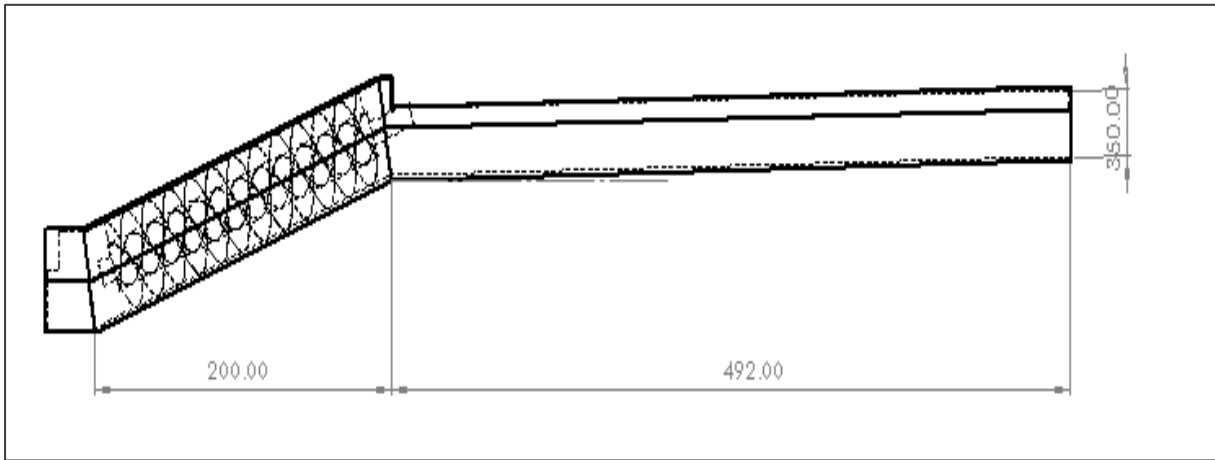
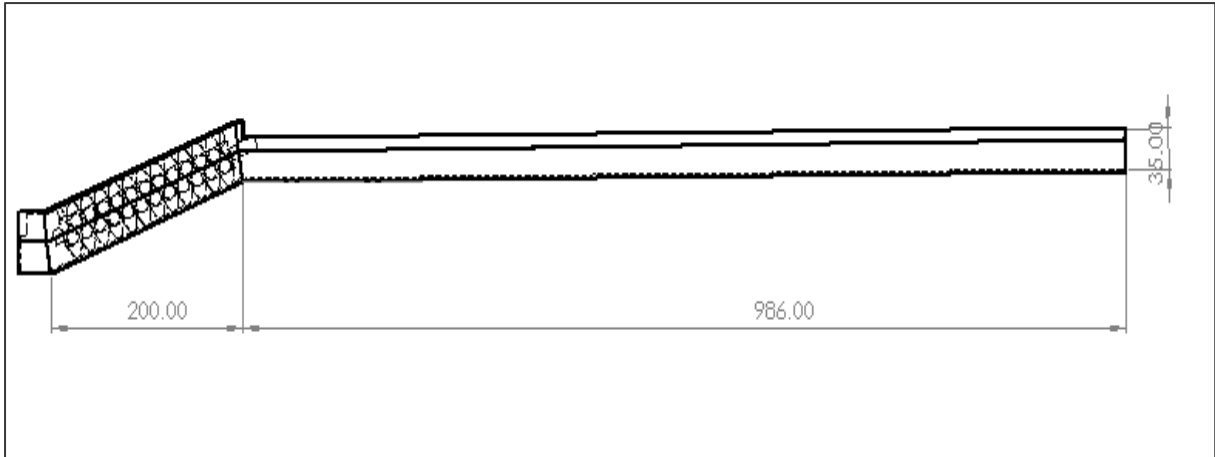
Yoosef Doost, A., & Lubitz, W. D. (2020). Archimedes screw turbines: A sustainable development solution for green and renewable energy generation - a review of potential and design procedures. *Sustainability (Switzerland)*, 12(18). <https://doi.org/10.3390/SU12187352>

Yurii Hyrka. (2019). *Unsteady Flow Simulation in Hydraulic Systems*.
<https://blog.softinway.com/unsteady-flow-simulation-in-hydraulic-systems/>

Anexos

ANEXO A. Dibujos de las geometrías propuestas





ANEXO B. Parámetros de simulación – estado estacionario.

Escenario		16330003	
Malla			
Tamaño de elemento	15 mm		
Tamaño máximo	15 mm		
Defeature size	0.5 mm		
Curvature min size	0.5 mm		
Calidad ortogonal máxima	0.99489		
Calidad ortogonal promedio	0.77536		
Calidad ortogonal mínima	0.10284		
Número de elementos	2020781		
Número de nodos	381344		
Set-up			
Esquema de Solución			
Basado en la presión	Gravedad	<input checked="" type="checkbox"/>	
Modelos			
Modelo Viscoso	Modelo k-Omega	Otro	
SST k- ω			
Materiales			
Agua	998.2 kg/ m3	0.001003 kg/ms	
Condiciones de Frontera			
Zona	Tipo de Frontera	Condiciones	
Inlet	Vel inlet	0.20416 m/s	
Outlet	Pressure outlet		
Superficies libres canal y turbina	Symmetry		
Solución			
Método (Seleccionar)			
Coupled			
Residual			
Continuidad	1.00E-06		
Report Definitions			
	Tipo	Variable	Sección
Surface Report	Mass Flow Rate	/	inlet, outlet
	Area-weighted average	Presión	outlet
	Area-weighted average	Velocidad	outlet
Volume Report	Mass-Avg	Pressure	Fluido
	Mass-Avg	Velocidad	Fluido
Force Report	Mass-Avg	K-energy	Fluido
	Force		Aspas
Tipo de Inicialización	Híbrida		
No. Iteraciones	#1000		

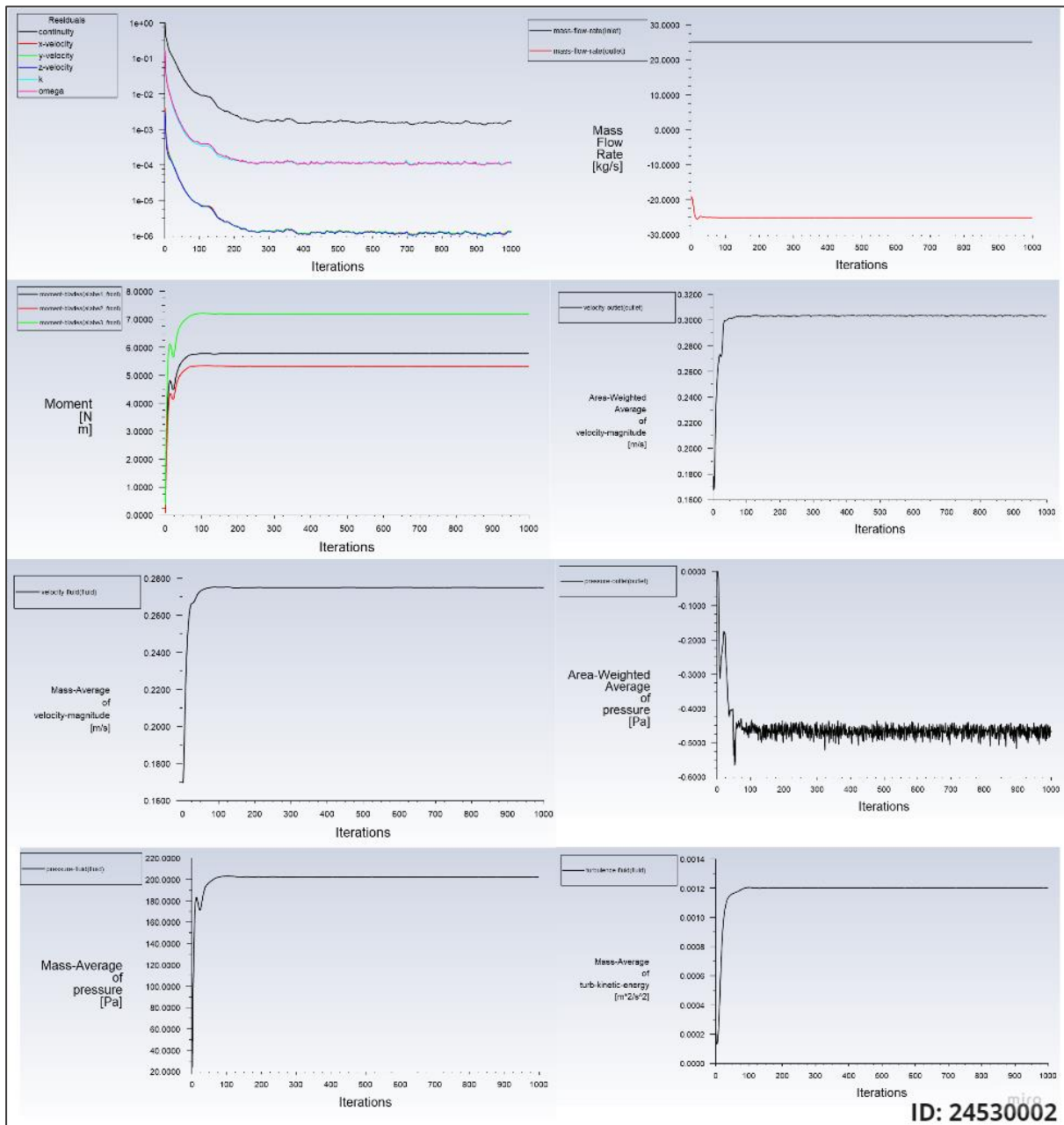
Escenario		98635001	
Malla			
Tamaño de elemento	15 mm		
Tamaño máximo	15 mm		
Defeature size	0.5 mm		
Curvature min size	0.5 mm		
Calidad ortogonal máxima	0.99605		
Calidad ortogonal promedio	0.78365		
Calidad ortogonal mínima	0.066236		
Número de elementos	5178638		
Número de nodos	942984		
Set-up			
Esquema de Solución			
Basado en la presión	Gravedad	<input checked="" type="checkbox"/>	
Modelos			
Modelo Viscoso	Modelo k-Omega	Otro	
SST k- ω			
Materiales			
Agua	998.2 kg/ m3	0.001003 kg/ms	
Condiciones de Frontera			
Zona	Tipo de Frontera	Condiciones	
Inlet	Vel inlet	0.163 m/s	
Outlet	Pressure outlet		
Superficies libres canal y turbina	Symmetry		
Solución			
Método (Seleccionar)			
Coupled			
Residual			
Continuidad	1.00E-06		
Report Definitions			
	Tipo	Variable	Sección
Surface Report	Mass Flow Rate	/	inlet, outlet
	Area-weighted average	Presión	outlet
	Area-weighted average	Velocidad	outlet
Volume Report	Mass-Avg	Pressure	Fluido
	Mass-Avg	Velocidad	Fluido
Force Report	Mass-Avg	K-energy	Fluido
	Force		Aspas
Tipo de Inicialización	Híbrida		
No. Iteraciones	#1000		

Escenario		49235002	
Malla			
Tamaño de elemento	15 mm		
Tamaño máximo	15 mm		
Defeature size	0.5 mm		
Curvature min size	0.5 mm		
Calidad ortogonal máxima	0.99663		
Calidad ortogonal promedio	0.7809		
Calidad ortogonal mínima	0.068843		
Número de elementos	3344566		
Número de nodos	616538		
Set-up			
Esquema de Solución			
Basado en la presión	Gravedad	<input checked="" type="checkbox"/>	
Modelos			
Modelo Viscoso	Modelo k-Omega	Otro	
SST k- ω			
Materiales			
Agua	998.2 kg/ m3	0.001003 kg/ms	
Condiciones de Frontera			
Zona	Tipo de Frontera	Condiciones	
Inlet	Vel inlet	0.163 m/s	
Outlet	Pressure outlet		
Superficies libres canal y turbina	Symmetry		
Solución			
Método (Seleccionar)			
Coupled			
Residual			
Continuidad	1.00E-06		
Report Definitions			
	Tipo	Variable	Sección
Surface Report	Mass Flow Rate	/	inlet, outlet
	Area-weighted average	Presión	outlet
	Area-weighted average	Velocidad	outlet
Volume Report	Mass-Avg	Pressure	Fluido
	Mass-Avg	Velocidad	Fluido
Force Report	Mass-Avg	K-energy	Fluido
	Force		Aspas
Tipo de Inicialización	Híbrida		
No. Iteraciones	#1000		

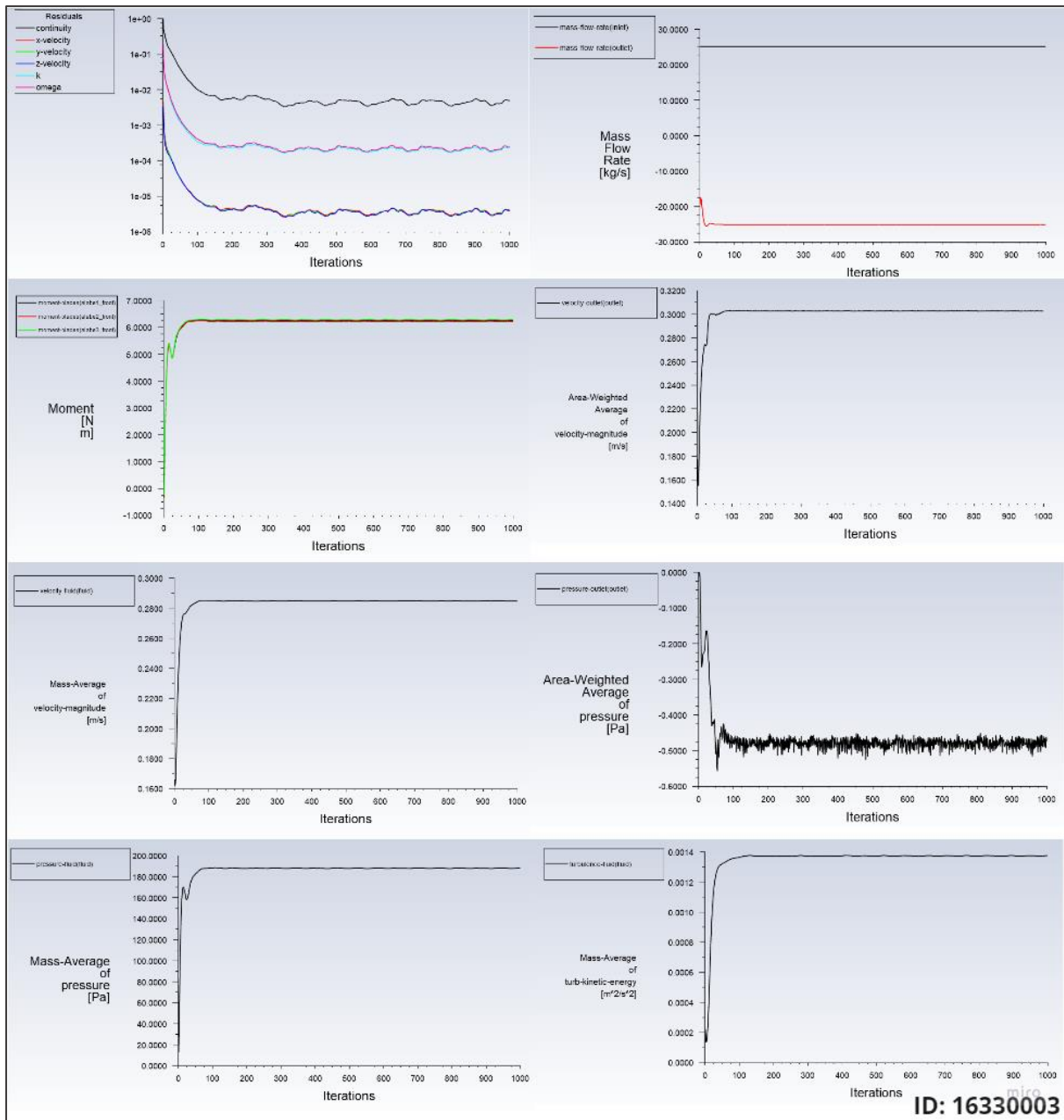
Escenario		32735003	
Malla			
Tamaño de elemento	15 mm		
Tamaño máximo	15 mm		
Defeature size	0.5 mm		
Curvature min size	0.5 mm		
Calidad ortogonal máxima	0.99519		
Calidad ortogonal promedio	0.77886		
Calidad ortogonal mínima	0.085219		
Número de elementos	2727454		
Número de nodos	506440		
Set-up			
Esquema de Solución			
Basado en la presión	Gravedad	<input checked="" type="checkbox"/>	
Modelos			
Modelo Viscoso	Modelo k-Omega	Otro	
SST k- ω			
Materiales			
Agua	998.2 kg/ m3	0.001003 kg/ms	
Condiciones de Frontera			
Zona	Tipo de Frontera	Condiciones	
Inlet	Vel inlet	0.163 m/s	
Outlet	Pressure outlet		
Superficies libres canal y turbina	Symmetry		
Solución			
Método (Seleccionar)			
Coupled			
Residual			
Continuidad	1.00E-06		
Report Definitions			
	Tipo	Variable	Sección
Surface Report	Mass Flow Rate	/	inlet, outlet
	Area-weighted average	Presión	outlet
	Area-weighted average	Velocidad	outlet
Volume Report	Mass-Avg	Pressure	Fluido
	Mass-Avg	Velocidad	Fluido
Force Report	Mass-Avg	K-energy	Fluido
	Force		Aspas
Tipo de Inicialización	Híbrida		
No. Iteraciones	#1000		

ANEXO C. Monitores de simulaciones en estado estacionario

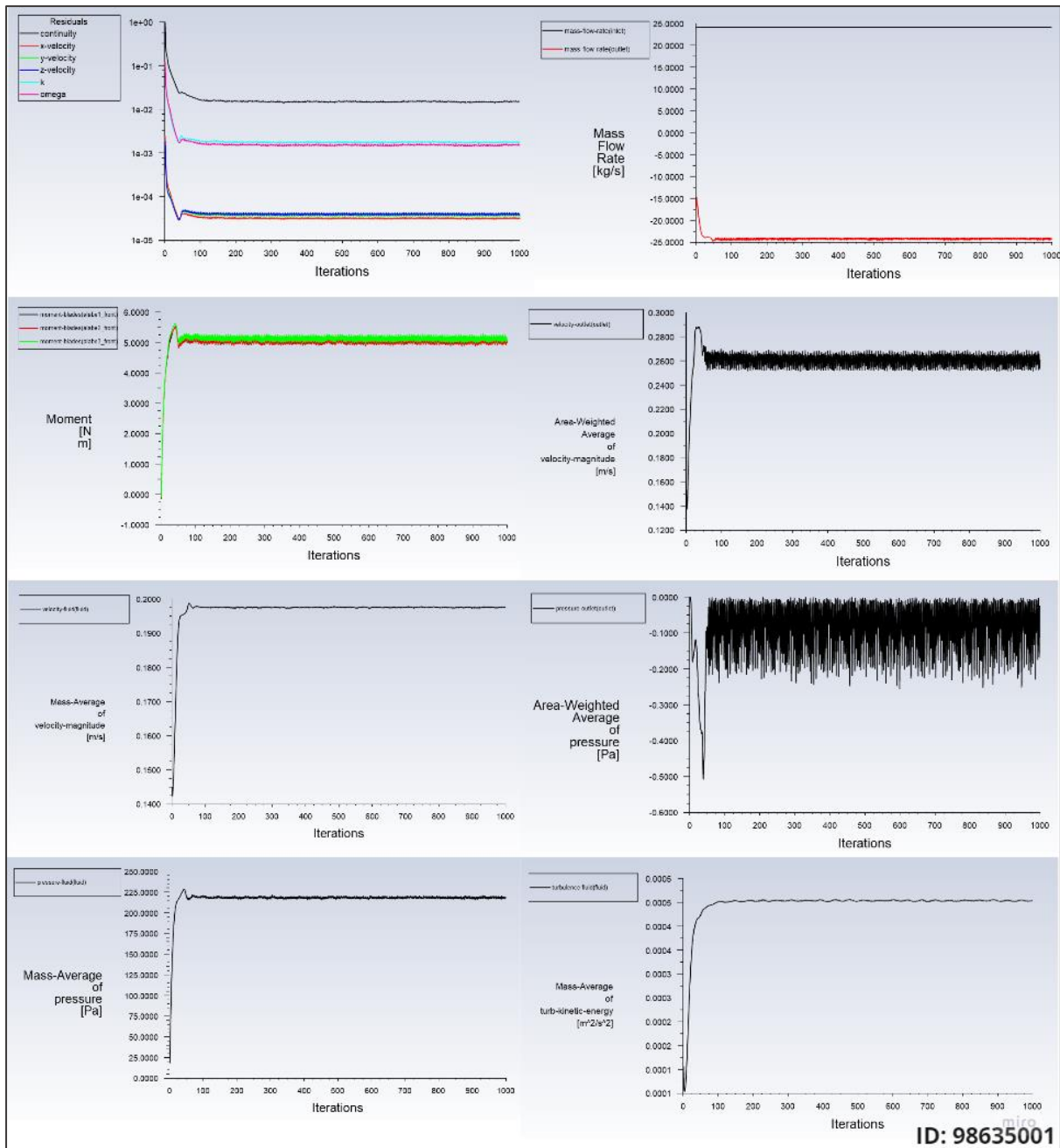
Simulación con ID: 24530002



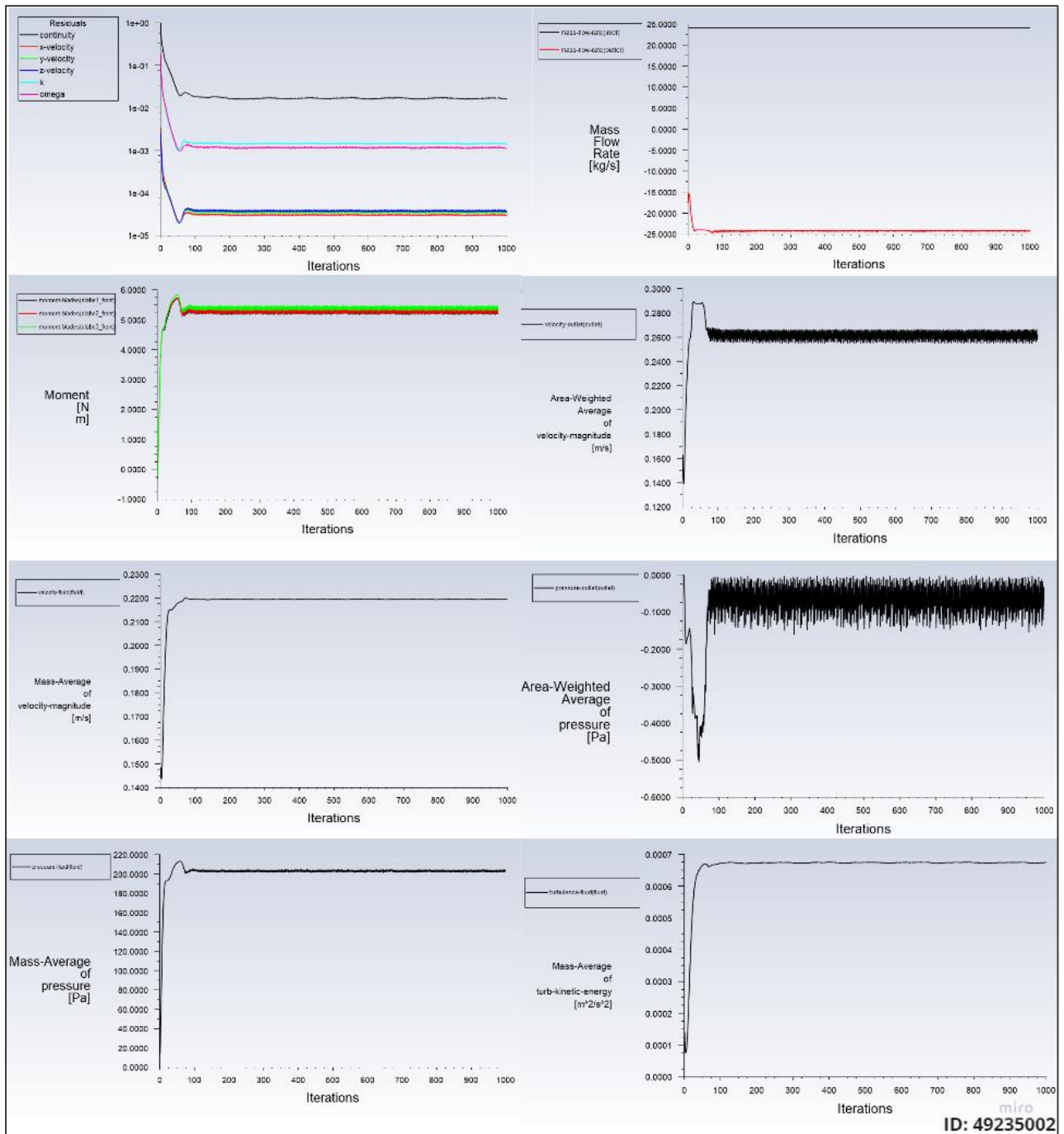
Simulación con ID: 16330003



Simulación con ID: 98635001



Simulación con ID: 49235002



Simulación con ID: 32735003

