

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

# **Efecto del diámetro de salida en un tanque cónico en la eficiencia de una Turbina de Vórtice Gravitacional para pico-generación**

**Angie Judith Guevara Muñoz**

Ingeniería Mecatrónica

Asesor:

Magister Jorge Andrés Sierra Del Rio

**Instituto Tecnológico Metropolitano ITM**

**Facultad de ingeniería**

**Medellín, Colombia**

**2019**

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## RESUMEN

---

La creciente demanda energética ha impulsado el estudio de nuevas energías renovables de bajo impacto ambiental, como lo son las turbinas de vórtice gravitacional (TVG). Las TVG son sistemas hidráulicos abiertos que transforman la energía hidrocínética de los ríos en energía eléctrica a un bajo costo, trabajan con la corriente natural de los ríos y no necesitan represamiento de agua, además las TVG pueden aumentar o disminuir la generación de energía eléctrica con el diseño de su geometría. Este estudio busca determinar, mediante análisis de dinámica de fluidos computacional (CFD por sus siglas en inglés) el efecto en la eficiencia del diámetro del orificio de salida del tanque cónico de una TVG. Para el desarrollo de este estudio, se seleccionan con base a la literatura, un rotor Darrieus tipo H y tres (3) turbinas de tanque cónico con relación de diámetro de tanque y diámetro de salida de 14%, 16% y 18% (caso A, B y C respectivamente), para ser configurados cámara- rotor, esto se logra definiendo un dominio rotacional que representa el rotor y un dominio estacionario que representa el fluido en el interior de cada turbina. La simulación se configura a condiciones constantes con el modelo de turbulencia BSL RSM por su predicción en flujos rotativos. Los resultados demuestran que el caso C generó un mayor momento torsor 0.178 Nm con una eficiencia del 79 %, por otro lado, el caso A y B generaron un momento torsor de 0.118Nm y 0.153Nm, además presentaron eficiencias del orden del 52 y 68 % aproximadamente. Esto es debido a que el caso C posee mayor diámetro y permite que el vórtice tenga mejor formación con respecto al caso A y B. Esto permite extraer más energía cinética del fluido, lo que significa que es posible generar mayores cantidades energía eléctrica

*Palabras clave:* Turbina, Cámara, Darrieus, Vórtice, ANSYS CFX.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## RECONOCIMIENTOS

Agradezco a los docentes Jorge Andrés Sierra del Rio y Diego Andrés Hincapié Zuluaga por guiar y apoyar mi proceso de formación al permitirme participar de manera activa en el semillero de investigación de Computación Avanzada y Diseño Digital (CADD) y contribuir a mi formación como un ser integro.

Así mismo agradezco al semillero que por sus equipos, componentes y espacios es posible llevar a cabo procesos de investigación, agradeciendo además a todos los integrantes del semillero, quienes han aportado su conocimiento en muchos aspectos de este trabajo.

A mis madres que sin su amor y enseñanzas no sería posible la realización de este proyecto de vida, a mi hermana por ser mi apoyo y fuente de motivación. A todos mis seres queridos por permanecer.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

# ACRÓNIMOS

---

BSL RSM Baseline Reynolds Stress Model

GEI Gases de efecto invernadero

IPSE Instituto de Planificación y Promoción de Soluciones Energéticas

PCH Pequeñas centrales hidroeléctricas

TVG Turbina de vórtice gravitacional

ZNI Zonas no interconectadas

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## TABLA DE CONTENIDO

### Contenido

1. INTRODUCCIÓN .....	7
2. MARCO TEÓRICO .....	9
2.1 Generalidades de la TVG.....	9
2.2 Actividad investigativa entorno a la TVG .....	11
2.2.1 Análisis numérico.....	11
2.2.2 Análisis numérico y experimental.....	12
3. METODOLOGÍA.....	16
3.1 Metodología cámara.....	16
3.1.1 Diseño cámara .....	16
3.1.2 Discretización del volumen de control .....	18
3.1.3 Configuración de las condiciones de frontera .....	22
3.1.4 Análisis de resultados .....	24
3.2 Metodología cámara-rotor .....	27
3.2.1 Diseño cámara- rotor .....	27
3.2.2 Discretización de volúmenes de control.....	28
3.2.3 Configuración de las condiciones de frontera .....	31
4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	33
5. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO .....	39
REFERENCIAS .....	40

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

# 1. INTRODUCCIÓN

---

La energía hidroeléctrica constituye una de las principales fuentes para la obtención de energía eléctrica a nivel mundial, proporcionando aproximadamente el 16% de la energía eléctrica (Renewable Energy Agency & International, 2018), y solo América Latina y el Caribe cuentan con el 20% del potencial hídrico de todo el mundo. Sin embargo, cerca de 30 millones de personas no cuentan con servicio de energía eléctrica (Millán, 2015), en Colombia según el Instituto de Planificación y Promoción de Soluciones Energéticas para las Zonas no Interconectadas (IPSE) un 52% del territorio nacional, esto se debe a que se encuentran en zonas geográficamente aisladas o de difícil acceso, lo que impide la cobertura del sistema eléctrico nacional, debido a esta situación algunas comunidades han optado por uso de energías renovables (Dyner, Alvarez, & Cherni, n.d.), tales como las Pequeñas Centrales Hidroeléctricas (PCH's) por su baja emisión de gases de efecto invernadero (GEI), buen rendimiento y bajos costos, ofrecen una alternativa para la producción de energías renovables. Entre las PCH's se encuentra la turbina de vórtice gravitacional (TVG), la cual trabaja con la corriente natural del río, opera a condiciones de cabeza entre 0.5 a 2m y caudales de 0.1 a 2 m<sup>3</sup>/s aproximadamente, para capacidades de generación entre 0.2 y 40 kW de potencia eléctrica (Zotlöterer, n.d.), además de proporcionar energía contribuye a la disminución de la contaminación en ríos asociada a la descomposición de materia orgánica, debido a la oxigenación del agua que se genera al inducir un vórtice artificial, sin embargo presenta eficiencias bajas del orden del 38%, en consecuencia los estudios realizados en torno a esta turbina tienen como objetivo principal aumentar la eficiencia hidráulica, tanto estudio numéricos como experimentales han encontrado una relación entre los parámetros geométricos del tanque de la TVG afectan directamente la disminución o el incremento de la eficiencia hidráulica, por ende, afectan la generación de energía eléctrica del sistema, según la literatura uno de los factores más

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

influyentes es la geometría del tanque. Los objetivos de esta investigación son los siguientes:

- Objetivo general:
  - Evaluar el efecto del diámetro del orificio de salida del conjunto cámara-rotor en la eficiencia hidráulica de una turbina de vórtice gravitacional mediante simulación computacional.
- Objetivos específicos:
  - Analizar y comparar el desempeño de cada configuración de turbina diseñada, en función de la relación diámetro de la salida con respecto al diámetro del tanque.
  - Evaluar el comportamiento de la turbina de vórtice gravitacional cuando se configura cámara-rotor.

La tesis está estructurada de la siguiente manera:

Capítulo 2 introduce el concepto de la TVG, su funcionamiento además describe algunos estudios numéricos y experimentales realizados alrededor del funcionamiento de la TVG que son pertinentes a este trabajo.

Capítulo 3 Describe la metodología implementada para el desarrollo del trabajo, la cual consta de 2 fases, la fase 1 es la metodología realizada para la obtención de la posición del rotor en el interior de la cámara y la fase 2 es la metodología efectuada para la obtención de los resultados numéricos del análisis de los diseños propuestos.

Capítulo 4 Describe los resultados y discusiones obtenidas de la simulación computacional de los diseños propuestos, evaluando el comportamiento de cada configuración cámara-rotor, para determinar la incidencia del diámetro del canal de salida.

Capítulo 5 Conclusiones de los resultados numéricos, además contiene recomendaciones y recomendaciones futuras que pueden ayudar a mejorar los siguientes trabajos de la TVG, ampliar el conocimiento de esta turbina más rápidamente.

## 2. MARCO TEÓRICO

### 2.1 Generalidades de la TVG

Las TVG están conformadas principalmente por: la cámara que se conforma por un canal de ingreso de agua, el cual estabiliza el fluido y lo conduce hasta el tanque, generalmente de geometría cilíndrica con un orificio de salida concéntrico, ubicado en la parte inferior de este, véase Figura 1. Debido a la geometría del tanque y a la velocidad tangencial y axial que tiene el fluido al ingresar en él, se crea una pre-rotación del agua, la cual se ve afectada por la fuerza de la gravedad y la fuerza Coriolis (Li, Chen, Ma, & Zhou, 2009), creando un vórtice de agua inducido, este flujo turbulento es aprovechado por el rotor el cual transmite a través de un eje vertical la energía cinética del agua a un transformador de energía eléctrica.

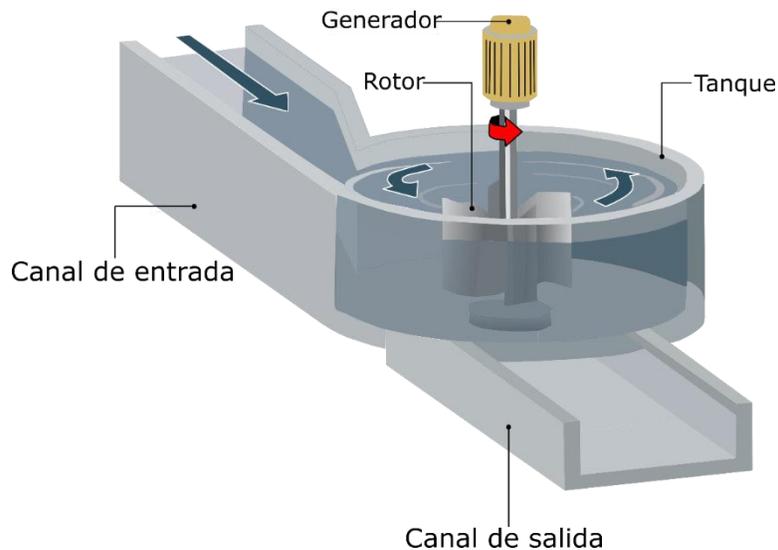


Figura 1 Partes de una TVG. Adaptado de (Petrovic, n.d.)

Adicionalmente la TVG se destaca por presentar ventajas con respecto a otras tecnologías, debido a que opera bajo condiciones donde otras turbinas no operan, al no requerir ríos de gran profundidad ni caudalosos y de la misma manera no requiere obras civiles complejas, la Figura 2 muestra la potencia eléctrica generada según los rangos de operación de algunas

de las turbinas más utilizadas a nivel mundial por las hidroeléctricas (tecnologías convencionales) comparadas con la TVG.

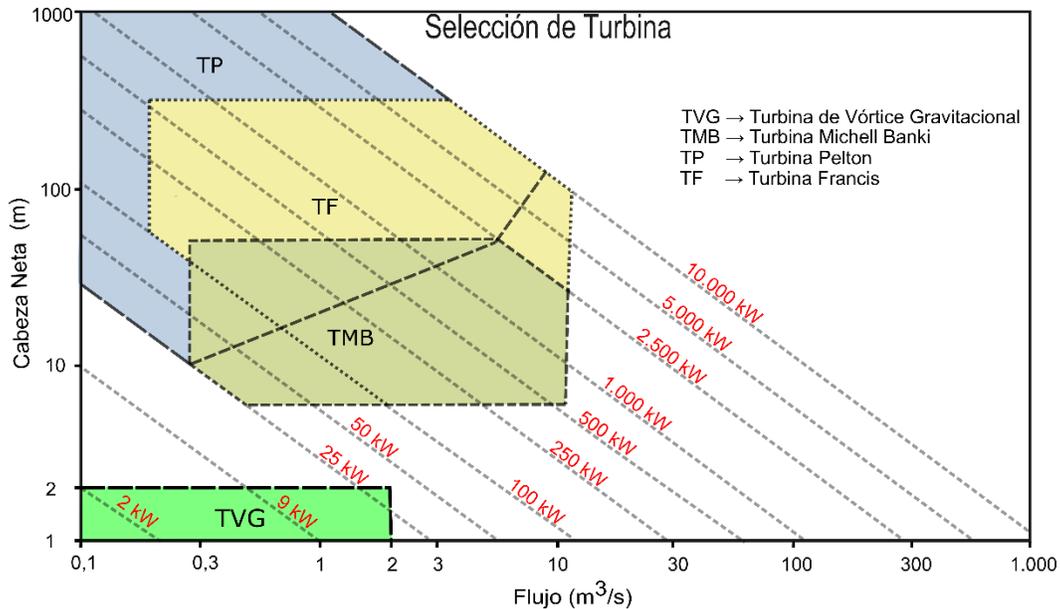


Figura 2 Abaco de selección de turbinas según rangos de operación. Adaptado de (Wasserkraft, n.d.)

Por otro lado, la TVG no interfiere de manera drástica en los ecosistemas acuáticos al permitir la migración de los peces por trabajar a bajas revoluciones. Por otro lado, debido al vórtice generado, y a la agitación causada por el rotor, el agua entra en mayor contacto con la atmósfera, incrementando los niveles de oxígeno disuelto (OD) en el agua, por consiguiente, incrementa la tasa de reaeración, la cual es un parámetro fundamental para aumentar la calidad del agua (Butts & Evans, 1978), del mismo modo la reaeración contribuye a disminuir la temperatura del agua y disminuye la evaporación en temporadas secas (“Gravitation water vortex power plant as bioreactor,” n.d.), también la TVG ofrece ventajas económicas dado a su fácil construcción e instalación, lo que la hace ideal para ser implementada en lugares de difícil acceso, así como en las zonas no interconectadas (ZNI).

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 2.2 Actividad investigativa entorno a la TVG

La potencia eléctrica  $P$  extraída por TVG, puede ser calculada con la ecuación (2-1), donde  $\eta$  la eficiencia hidráulica,  $\rho$  la densidad del fluido,  $g$  la aceleración de la gravedad,  $Q$  el caudal volumétrico del fluido y  $H$  corresponde a la cabeza neta (Zotlöterer, n.d.).

$$P = \eta \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (2-1)$$

La TVG presenta baja eficiencia hidráulica, como resultado las investigaciones numéricas y experimentales en este campo tienen como objetivo principal aumentar la eficiencia.

### 2.2.1 Análisis numérico

Gheorghe et al. realizaron un trabajo en el cual analizaron la velocidad radial, axial y tangencial en una TVG con tanque cónico y un rotor conformado por tres (3) etapas de aspas ubicadas a tres (3) alturas diferentes del tanque y diferente diámetro denominadas “pasos entre álabes”. Los autores concluyen que la velocidad tangencial incrementa a medida que se aleja de las paredes del tanque alcanzando los valores máximos cerca al núcleo del vórtice. Además de presentar el comportamiento de las velocidades, el estudio mostró la formación del vórtice en el rotor de tres etapas y el incremento en la velocidad del fluido a medida que se acercaba al agujero de salida (Marian, Sajin, Florescu, Nedelcu, & Ostahie, 2012).

Dhakal et al. determinaron el efecto de la geometría de una cámara con tanque cónico en la velocidad de salida del fluido. Los parámetros geométricos modificados corresponden al diámetro del tanque, el ángulo de conicidad del tanque, el ancho de la reducción de área de entrada al tanque, el ángulo en la reducción de área previa al tanque y la altura del canal. Según los autores, un tanque de diámetro 0.52 m, una conicidad del tanque de la cámara de 23° respecto a la vertical, un ancho de entrada de la reducción de área al tanque de 0.1 m, una altura del agua al interior del tanque de 0.4 m y un ángulo de reducción del canal de

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

43° con respecto a la horizontal, representan la geometría para la cual se presentó el valor máximo de velocidad de salida del fluido (S. Dhakal et al., 2014).

Un estudio realizado por Sreerag et al. determinaron la incidencia del ángulo de conicidad de una TVG y el diámetro de salida en la velocidad del vórtice. Diferentes escenarios se configuraron variando inicialmente el ángulo de conicidad (10°, 12°, 14°, 16° y 18°), y luego el diámetro del agujero de salida (0.1D, 0.2D, 0.3D, 0.4D, 0.5D) proporcionalmente al diámetro del tanque-D. Se encuentra que la mejor configuración para la TVG corresponde a un ángulo de conicidad de 14° y un diámetro de salida de 0.3D, presentando la máxima velocidad tangencial en el vórtice, para un tanque de 1m, de 0.5m y 2m de diámetro las velocidades tangenciales fueron de 0.25, 0.12 y 0.54 *m/s* respectivamente (Sreeag, Raveendran, & Jinshah, 2016). El estudio no tiene en consideración las pérdidas de eficiencia que se ocasionan al configurar la sección inferior del cono del tanque en forma plana, para luego conectarla al tubo de salida, este cambio de sección afecta la formación del vórtice según (S. Dhakal et al., 2015), por lo que estos autores proponen conectar el tubo de salida como una continuación del tanque para disminuir las perturbaciones y de esta manera garantizar mayor eficiencia.

### 2.2.2 Análisis numérico y experimental

Dhakal et al. en el cual realizaron la validación experimental de un análisis numérico realizado en Ansys Fluent, donde se compara la eficiencia de dos (2) TVG con geometrías del tanque diferente: uno cónico y otro cilíndrico. Ambos modelos bajo las mismas condiciones de operación. Los resultados numéricos y experimentales demostraron que la turbina de tanque cónico obtuvo mejor rendimiento que la cilíndrica, evidenciado numéricamente por la velocidad del fluido a la salida de 0.6 *m/s* y 0.5 *m/s* respectivamente. En el estudio experimental, el tanque cónico presentó una mayor eficiencia respecto al tanque cilíndrico medidos respecto a la potencia eléctrica generada por el mismo

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

generador, presentando valores de eficiencia del 36.84 % y 20.94% respectivamente (S. Dhakal et al., 2015). De esta manera se determina que la configuración cónica al aumentar la eficiencia con respecto a la cilíndrica es un posible campo investigativo, debido a que se pueden analizar diferentes parámetros, tales como, el ángulo de conicidad, la altura de la cámara o la relación del diámetro del tanque respecto al diámetro del orificio de salida, este último es el parámetro que se pretende estudiar en la tesis al variar el diámetro de salida respecto al diámetro del tanque.

En un estudio numérico en Ansys Fluent con validación experimental, los autores buscan optimizar una TVG variando la altura del ingreso del fluido partiendo de 0.1 m hasta 0.3 m con incrementos de 0.05 m para un tanque de 1 m de diámetro. Errores del 2% y 7% entre los resultados numéricos y experimentales determinaron la validez del modelo numérico. Se concluye que la altura de entrada del agua en la turbina no es un parámetro que influye significativamente en la eficiencia de la TVG en comparación con la incidencia de la geometría del tanque (Shabara, Ahmed, Yaakob, & Elbatran, 2015).

Rahman et al. realizaron una comparación experimental de la relación entre la eficiencia de una TVG, las condiciones de operación y algunos parámetros geométricos. Para el desarrollo del estudio se establecieron diferentes alturas de entrada del agua de trabajo de 0.06, 0.08 y 0.12m, para flujos volumétricos de 1.25E-3, 1.88E-4 y 2.72E-4 m<sup>3</sup>/s respectivamente. Los parámetros geométricos de la TVG corresponden al diámetro del tanque (0.025 y 0.035 m), longitud radial del álabe (0.017 y 0.027 m) y la cantidad de álabes que conforman el rotor (3 y 6). Los resultados experimentales mostraron que la eficiencia máxima alcanzada es de 42.1% para el caso configurado con tres (3) álabes de 0.027m de longitud y un tanque con diámetro exterior de 0.027m (Rahman, Hong, Tang, & Sung, 2016)

Mulligan et al. presentaron un estudio analítico, numérico y experimental de la formación del vórtice en un tanque cilíndrico con el fin de establecer el modelo de turbulencia que

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

representa mejor la geometría del vórtice y la velocidad tangencial al interior de este. Los resultados numéricos bajo modelos de turbulencia como SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$  con corrección de curvatura y el Baseline Reynolds Stress Model (BSL RSM) fueron comparados con los resultados experimentales, encontrando que el modelo que mejor representa los resultados experimentales corresponde al modelo de turbulencia BSL RSM, resaltando que se presentan errores a la entrada de la cámara y en el núcleo del vórtice del 22% y 29% respectivamente. Una vez seleccionado el modelo de turbulencia BSL RSM, se compara la formación del vórtice para tres (3) flujos máscicos de entrada diferentes enunciados como caso A1, A2 y A3 (0.725, 1.677, y 3.111 kg/s respectivamente) con el estudio analítico propuesto por Vatista en (VATISTAS, LIN, & KWOK, 1986) y el estudio experimental realizado, donde se concluye que los resultados de la simulación arrojan una superficie del vórtice por debajo del 26% para el caso A1, 21% para el caso A2 y 22% para el caso A3. Resaltando que el modelo analítico propuesto por Vatista presentó gran similitud con el estudio experimental (Mulligan, Casserly, & Sherlock, 2016).

Dhakal et al. realizaron un análisis numérico-experimental con el objetivo de evaluar 3 (tres) diferentes tipos de rotor conformados por perfiles rectos, torsionados y curvos. En el estudio se utilizó Ansys CFX para analizar el flujo a través del canal, la cuenca, el núcleo de la turbina y los álabes. Los resultados del estudio numérico se usaron para evaluar la eficiencia de cada uno de los diseños, mostrando que el perfil curvo del álabe es el perfil más eficiente, con una eficiencia máxima del 82%, en comparación con el 46% para el rotor de álabe recto y el 63% para la versión de álabe torsionado. Posteriormente, se llevó a cabo una prueba experimental del sistema de turbina para validar el análisis del rotor con un prototipo a escala. Las pruebas mostraron que el rotor se comportó como se había predicho a partir del análisis computacional, presentando un punto de eficiencia máxima del 71% a una cabeza 0,5 m (R. Dhakal et al., 2017)

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Del análisis de la literatura no se encuentra por parte de los autores un estudio que relacione el diámetro del tanque con el diámetro del orificio en un tanque cónico de una manera clara y confiable el diseño de la cámara con tanque cónico, además no se consideran el comportamiento de la turbina con el rotor, lo que le da pertinencia a la investigación.

### 3. METODOLOGÍA

Para el desarrollo del estudio, la metodología se plantea en dos (2) fases, que constatan de cuatro (4) etapas cada una, estas son descritas en la Figura 3.

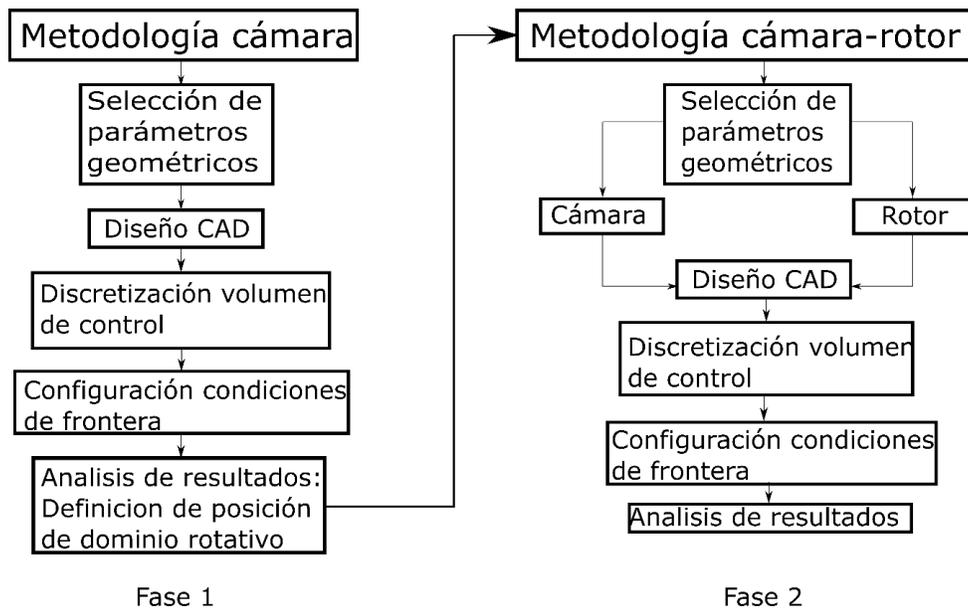


Figura 3 Desarrollo de la metodología de trabajo

#### 3.1 Metodología cámara

##### 3.1.1 Diseño cámara

Siguiendo la metodología propuesta en la fase 1, se diseña la geometría de la cámara de acuerdo a (Shabara et al., 2015) en el módulo SpaceClaim del programa comercial ANSYS® V19.1., realizando modificaciones en el canal de salida, el cual se configura con geometría cónica debido a que la geometría cónica ha demostrado ser más eficiente al alcanzar mayores velocidades rotacionales con respecto a la geometría cilíndrica, además el diámetro de salida se configura con una relación del diámetro del tanque del 14%, 16% y 18% (caso A, B y C respectivamente), y además agregando una reducción de área al canal

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

antes de llegar al tanque (S. Dhakal et al., 2014). La Figura 4 (a) muestra las dimensiones del canal de entrada y del tanque para cada caso propuesto. La Figura 4 (b) muestra la altura del canal y las dimensiones del tanque cónico. La altura del tanque se mantuvo constante para todos los casos.

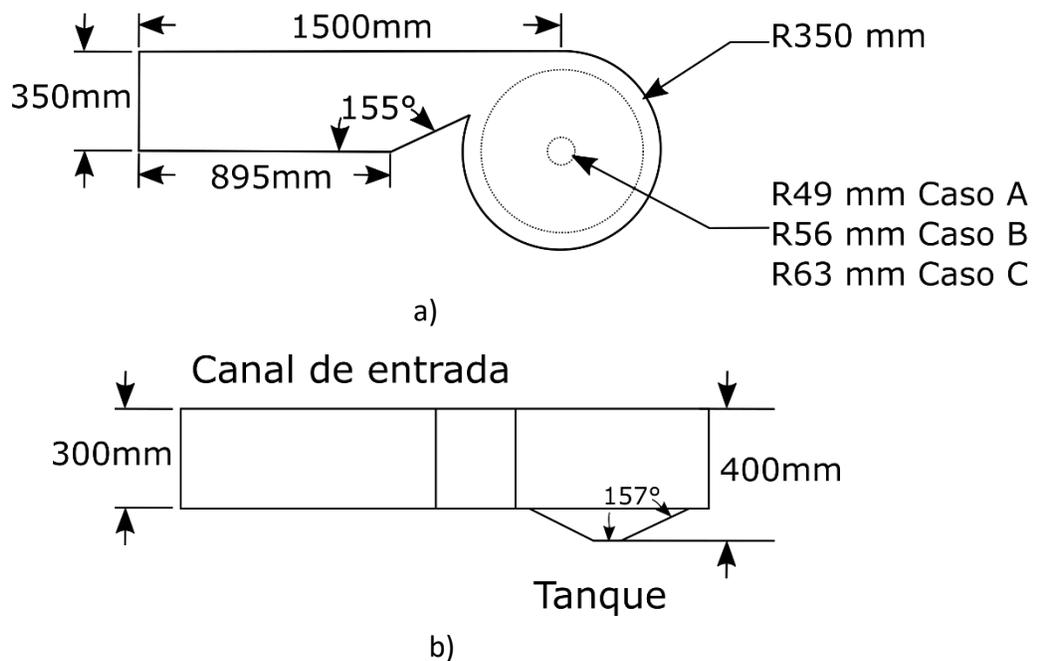


Figura 4 Dimensiones cámara para cada modelo propuesto

Se debe garantizar que el conjunto cámara-rotor, este ubicado de tal manera que el fluido entre en contacto con el rotor y al mismo tiempo que el rotor este ubicado en la zona donde se desarrollan las mayores velocidades del sistema, en consecuencia, inicialmente se realizó la simulación en ANSYS CFX ® V19.1 solamente de la cámara del caso C, con el fin de determinar la posición más adecuada para el dominio rotativo que representa el rotor, (se elige el caso C debido a que al tener el mayor diámetro, el núcleo de aire también tiende a ser mayor, por lo tanto la posición ideal del rotor cambiaría con respecto a un núcleo de menor tamaño).

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 3.1.2 Discretización del volumen de control

La discretización del volumen de control que corresponde al fluido al interior de la cámara, se realiza en el módulo ICEM CFD del programa comercial ANSYS® V19.1, se usó el método de multi-bloques, se crearon 18 bloques, con el objetivo de convertirlos en una malla no estructurada de elementos hexaédricos para representar el volumen de agua y aire en el interior de la TVG, véase Figura 6, además se realizaron cinco (5) configuraciones de mallas entre 19 y 400 mil elementos.

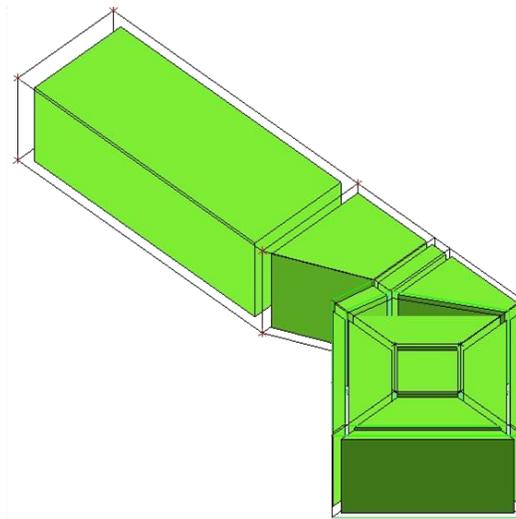


Figura 5 Multi-bloques creados ICEM CFD

La discretización del volumen debe considerar la fricción viscosa que puede ocasionar pérdidas hidráulicas significativas, la zona donde se producen estas pérdidas se conoce como capa límite, para evaluar esto en un modelo numérico, es necesario generar laminas o un refinamiento de la malla en la capa límite de esta manera se logra capturar este fenómeno, por consiguiente, inicialmente se define el  $y^+$  de 90, para hallar el espesor de la primera lamina de la capa límite la cual depende del número de Reynolds, véase ecuación (1).

$$Re = \frac{v_{\infty} R_h}{\nu} \quad (1)$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Donde:

$\rho$  = Densidad del agua a 25°C [kg/m<sup>3</sup>]

$U_{\infty}$  = Velocidad promedio del flujo libre [m/s]

$L$  = Longitud característica de la geometría (Radio hidráulico para canales abiertos) [m]

$\nu = \mu / \rho$  = Viscosidad cinemática del fluido [m<sup>2</sup>/s]

La Tabla 1 muestra la caracterización del flujo según su número de Reynolds esto con respecto al tipo de canal, la TVG es un sistema abierto a lo atmosfera, por lo tanto, se caracteriza el movimiento del fluido con base al Reynolds para canales abiertos.

Canal cerrado	Canal abierto	Tipo de flujo
$Re \leq 2000$	$Re \leq 500$	Laminar
$2000 < Re < 3000$	$500 < Re < 2500$	Transición o inestable
$Re > 3000$	$Re \geq 2500$	Turbulento

Tabla 1 Tipo de flujo según el Reynolds

A continua se halla coeficiente de fricción generado por el rozamiento de las paredes (Çengel, Cimbala, & Campos Olgún, 2006), para esto se utiliza la ecuación (2).

$$C_f = 0,079 \cdot Re^{-0.2} \quad (2)$$

Con el cálculo de  $C_f$  se procede a calcular la tensión de cizallamiento en la pared (Çengel et al., 2006), se calcula con base a la ecuación (3).

$$\tau_w = \frac{1}{2} \cdot C_f \cdot \rho \cdot U_{\infty}^2 \quad (3)$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Posteriormente se calcula la velocidad de fricción (Çengel et al., 2006) con la ecuación (4).

$$U_{\tau} = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho_{\infty}}} \quad (4)$$

Finalmente, con los datos calculados anteriormente es posible hallar la altura de la primera capa de inflación, con la ecuación (5).

$$y^+ = \frac{\rho \cdot U_{\tau} \cdot y_1}{\mu} \rightarrow y_1 = \frac{\mu \cdot y^+}{\rho \cdot U_{\tau}} \quad (5)$$

Debido a que no hay un modelo analítico que permita calcular las velocidades desarrolladas en el interior del tanque de la TVG, el cálculo de inicial del Reynolds se realiza con las condiciones hidráulicas iniciales, donde la velocidad promedio del fluido es la desarrollada en el canal de entrada, la Tabla 2 muestra los resultados obtenidos al evaluar el Reynolds y el espesor de la capa primera de la capa limite, se obtiene un Reynolds mayor a 2500, por lo tanto el flujo en el canal de entrada es turbulento. La Figura 6 (a) muestra la malla empleada para la representación del volumen de control, donde la zona con mayor refinamiento es el centro del tanque como se observa en la Figura 6 (b), puesto que en esta zona se concentra la energía del sistema.

Variable	Valor	Unidad
$\rho$	997.1	[kg/m <sup>3</sup> ]
$v_{\infty}$	0.259	[m/s]
$R_h$	0.1105	[m]
$\nu$	$8.98 \times 10^{-7}$	[m <sup>2</sup> /s]
$Re$	31967.47	[NA]
$C_f$	0.0059	[NA]
$U_{\tau}$	0.014	[m/s]
$y_1$	$5.73 \times 10^{-3}$	[m]

Tabla 2 Datos calculo capa limite

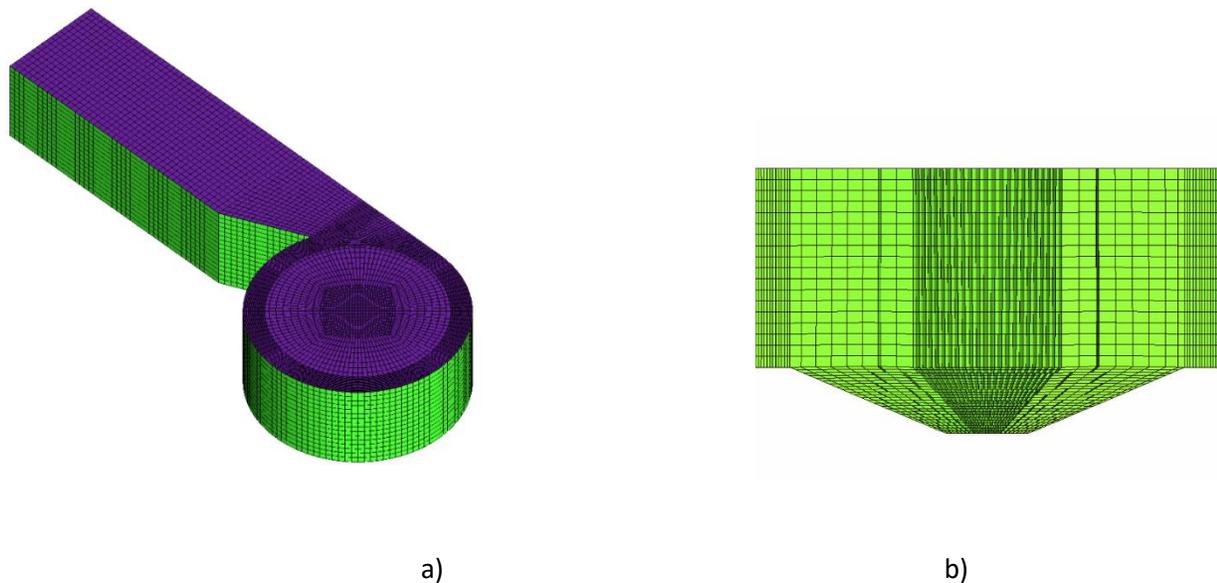


Figura 6 Discretización volumen de control

Se establece como parámetro de convergencia la velocidad de salida, se toman la malla con 101.600 de elementos debido a que presenta una diferencia menor al 1% con respecto a la malla siguiente, la independencia de malla se ilustra en la Figura 7.

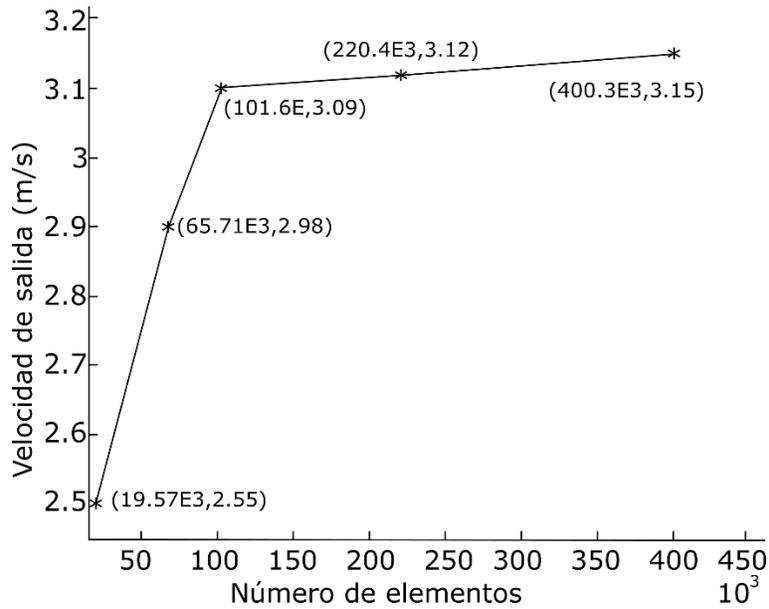


Figura 7 Estudio de sensibilidad de malla

Para la validación de la malla seleccionada se verifica que los parámetros más significativos para las mallas CFX estén en el rango aceptable según los describen las guías de Ansys, tal como la calidad mínima (mayor a 0.3), la relación de aspecto máximo (menor a 100) (Ansys Inc., 2013) y el determinante 3x3x3 mínimo (mayor a 0.3)(Ansys Inc., 2009). Véase Tabla 3.

Número de Elementos	Min. Determinante 3x3	Max. Relación de aspecto	Min. Calidad
101.600	0.515	6.13	0.382

Tabla 3 Métricas de la malla

### 3.1.3 Configuración de las condiciones de frontera

Las condiciones de operación son configuradas tal y como lo muestra la Figura 8, se configura como un fluido bifásico conformado por aire y agua de la siguiente manera para ambos fluidos: una temperatura de 25° Celsius, una presión relativa de 0 Pa y una fracción de volumen de cero gradientes para el Opening y el Outlet. La velocidad de entrada del agua

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

se establece en 0.15 m/s, además la condición de la pared sin deslizamiento se estableció como representación de las superficies de la turbina.

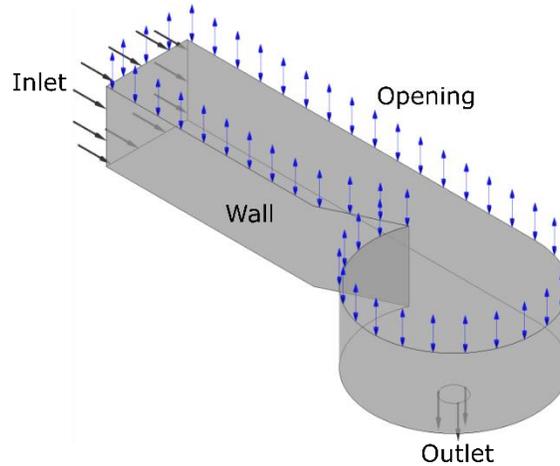


Figura 8 condiciones de frontera cámara

La simulación es llevada a cabo por medio del método de volúmenes finitos en el programa comercial ANSYS CFX<sup>®</sup> V19.1. Se selecciona el modelo de turbulencia Baseline Reynolds Stress Model (BSL RSM), debido a que nos permite tener una mayor precisión en un sistema de rotación, tal como el flujo de un vórtice (Mulligan et al., 2016). La simulación es configurada como transitoria con un tiempo total de 40 s con un Adaptive Time Step que **varía** entre 1E-3 y 1E4 s, donde el máximo Time Step fue calculado con la ecuación (6) para asegurar el número Courant menor que 1 (Culbert B. Laney, 1998).

$$C = \frac{V \cdot \Delta t}{\Delta x} \quad (6)$$

Donde  $C$  es el número adimensional Courant,  $V$  es la magnitud de la velocidad y  $\Delta x$  es la mínimo tamaño de malla y  $\Delta t$  es el Time Step.

Las ecuaciones de gobierno para la generación del flujo turbulento del vórtice son la de continuidad y las de Navier Stokes:

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{\partial v_z}{\partial z} + \frac{v_r}{r} = 0 \quad (7)$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} - \frac{V_r V_\theta}{r} = v \left( \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial r^2} + \frac{\partial V_\theta}{r \partial r} - \frac{V_\theta}{r^2} + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial z^2} \right) \quad (8)$$

$$V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{V^2_\theta}{r} + \frac{\partial \rho}{\rho \partial r} = V \left( \frac{\partial^2 V_r}{\partial r^2} + \frac{\partial V_r}{r \partial r} - \frac{V_r}{r^2} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} \right) \quad (9)$$

$$V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{\rho \partial}{\partial \rho z} = g + v \left( \frac{\partial^2 V_z}{\partial r^2} + \frac{\partial V_z}{r \partial r} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right) \quad (10)$$

Dónde  $V_\theta$ ,  $V_r$  y  $V_z$  son componentes tangenciales, radiales y axiales de la velocidad, respectivamente,  $\rho$  es la densidad del fluido y  $g$  es la aceleración de la gravedad (Wang, Jiang, & Liang, 2010).

### 3.1.4 Análisis de resultados

En la Figura 9 muestra un contorno de fracción volumétrica de agua para cada geometría, donde el 100% y el 0% de agua (100% aire) están representados con el color rojo y azul respectivamente, se observa la interacción entre los dos fluidos en el núcleo del vórtice, además el núcleo de aire se desarrolla completamente demostrando que la geometría y las configuraciones seleccionadas representan correctamente el comportamiento hidráulico de la TVG, debido a que el vórtice inducido se formó de acuerdo a la curva característica que poseen los vórtices inducidos (TORRES CASIERRA, 2012), y además cerca a la parte superior hay una fracción volumétrica de agua menor al 40%, lo que significa que no presentó desbordamiento en la cámara, por consiguiente la relación entre flujo de entrada y salida es correcta.

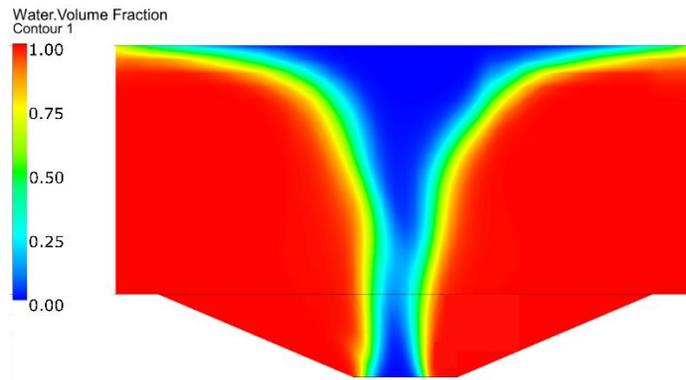


Figura 9 Fracción volumétrica de agua

Se obtuvo que las mayores velocidades desarrolladas en el sistema se encuentran en la salida del tanque, tal y como lo muestra la Figura 10, donde se observa el contorno de velocidad absoluta para el agua y aire en el plano ZY del tanque.

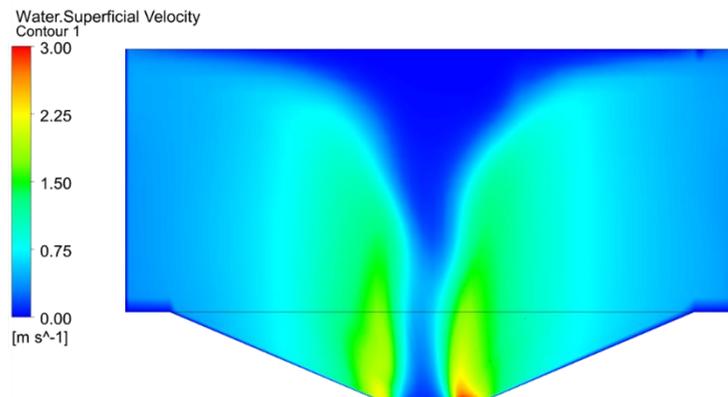


Figura 10 Contorno de velocidades agua y aire

Con base a los resultados numéricos: fracción volumétrica y contorno de velocidades es posible deducir la posición ideal y las dimensiones del dominio rotacional que representará el rotor en el interior del tanque, la Figura 11 muestra la superposición del contorno de fracción volumétrica menor al 75% agua con el perfil de velocidad del agua, se observa que las mayores velocidades se desarrollan en la parte inferior de la cámara alrededor del núcleo de airea, por lo tanto, con este contraste es posible identificar la ubicación del rotor donde, los alabes entren en contacto con el fluido y además estén ubicados en la zona con

mayor concentración de energía cinética, para lograr mayor transmisión de torque, se encontró que el rotor debería estar ubicado a 50 mm del orificio de salida y que tener un diámetro de 200 mm aproximadamente, como se observa en la Figura 12.

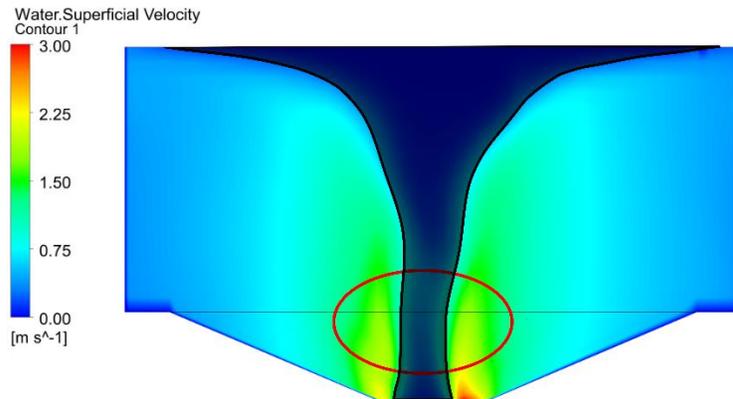


Figura 11 Núcleo de aire- perfil de velocidad

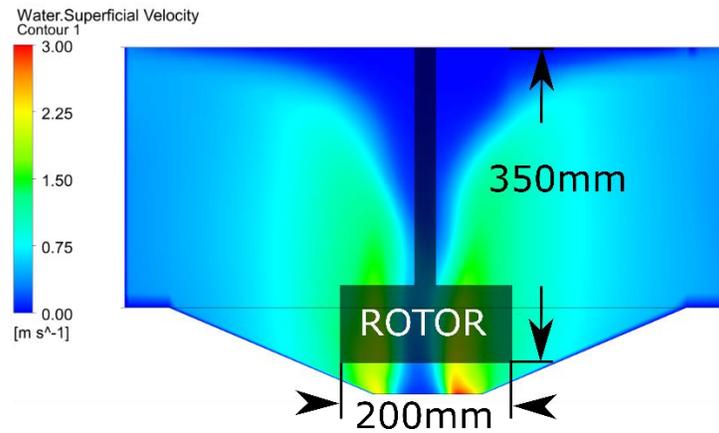


Figura 12 Posición rotor según velocidad y fracción volumétrica de agua

La velocidad tangencia máxima es de 2.088 m/s , con base a esta velocidad es posible estimar el espesor de  $y_1$  para la siguiente simulación (conjunto cámara- rotor) dado que las velocidades de la TVG son menores cuando se configura con rotor, de ahí que estimar el espesor con una velocidad mayor a las que se desarrollarán en el sistema disminuirá el espesor de  $y_1$ , así se garantiza que la primera capa podrá capturar los efectos viscosos en las paredes de la TVG.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 3.2 Metodología cámara-rotor

### 3.2.1 Diseño cámara- rotor

Continuando con la fase 2 de la metodología propuesta y teniendo en cuenta los resultados obtenidos en la fase 1, se modifica la geometría inicial de la cámara, extrayendo el volumen que ocupará el dominio rotativo, una vez se ensamble el conjunto cámara- rotor. En la Figura 13, se observa la vista isométrica y translúcida del dominio estacionario con la extrusión correspondiente a las dimensiones del dominio rotativo.

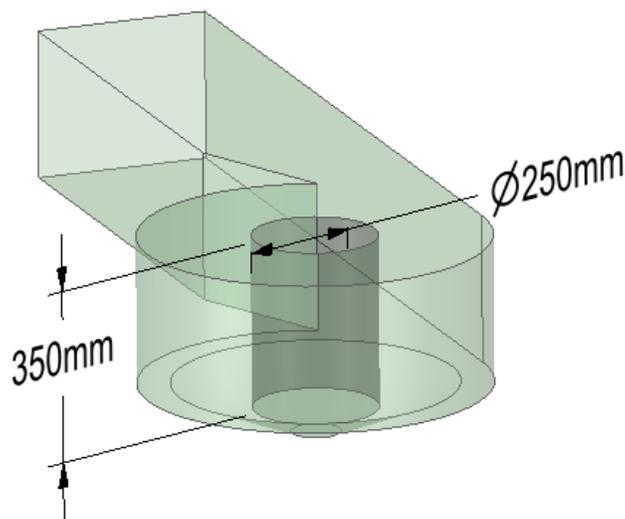


Figura 13 Extrusión y dimensiones dominio rotativo

Por otro lado, se selecciona el rotor H-Darrieus, aunque no se posee un criterio claro de selección para el tipo de rotor que se debe usar en las TVG, teniendo en cuenta el funcionamiento y características principales del vórtice es posible establecer algunos parámetros de selección, tales como: la velocidad de funcionamiento, geometría compacta (para garantizar la formación del núcleo de aire) y capacidad de auto arranque.

Las turbinas tipo H-Darrieus son turbinas que cuentan con una serie de tres (3) alabes, los cuales se encuentran en paralelo con el eje de rotación y al mismo tiempo están sujetas al eje normalmente de manera perpendicular, véase la Figura 14 (izquierda) (Del Río Sánchez,

2017). La turbina Darrieus opera gracias a la fuerza de sustentación se seleccionó el perfil NACA 2408 que cuenta con una relación máxima de sustentación sobre el arrastre ( $C_l/C_d$ ) de 37.4 a un ángulo de ataque de  $5^\circ$  (Kumar & Saini, 2016), véase Tabla 4.

Parámetros	Darrieus
Diámetro	0.2 m
Altura	0.13 m
Relación de aspecto	0.68
Número de álabes	3
Perfil	NACA 2408

Tabla 4 Parámetros geométricos Darrieus

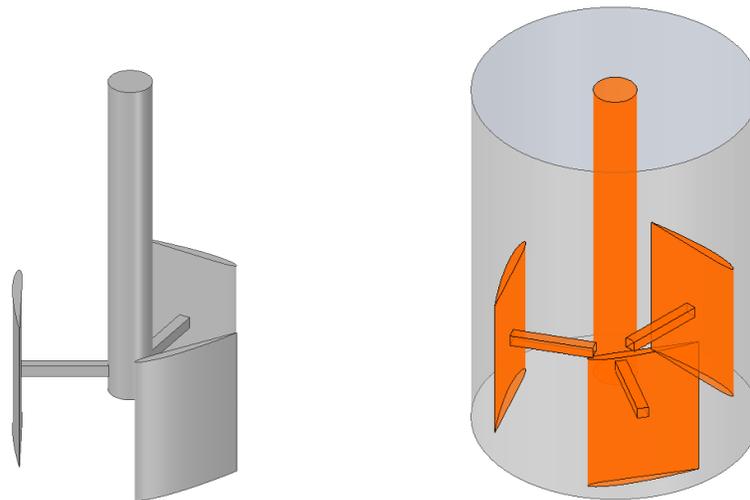


Figura 14 Diseño y volumen de control del rotor Darrieus tipo H

### 3.2.2 Discretización de volúmenes de control

A continuación de se realiza la discretización de los volúmenes de control de la misma manera que en la sección [3.1.1](#) del presente trabajo, en este caso, se realizaron 25 y 131 bloques para la representación del dominio estático y rotativo respectivamente. Se configuraron 3 (tres) mallas para cada caso.

Por el comportamiento rotacional del fluido en el interior del tanque es conveniente evaluar  $y_1$  con el Reynolds con la velocidad tangencial máxima del sistema, esto es posible con la ecuación (11) la cual presenta el Reynolds rotacional.

$$Re = \frac{V_{\theta} \cdot r^2}{\nu} \quad (11)$$

Donde  $V_{\theta}$  es la velocidad tangencial del fluido y  $r$  es el radio del punto donde se desea calcular el número Reynolds. Con la ecuación (11) y las ecuaciones de (2) a la (5) es posible encontrar el valor del espesor  $y_1$ , los valores son presentados en la Tabla 5.

Variable	Valor	Unidad
$\rho$	997.1	[kg/m <sup>3</sup> ]
$v_{\theta}$	2.0866	[m/s]
$r$	0.1105	[m]
$\nu$	$8.98 \times 10^{-7}$	[m <sup>2</sup> /s]
$Re$	285.5920	[NA]
$C_f$	0.0192	[NA]
$U_{\tau}$	0.2045	[m/s]
$y_1$	$3.950 \times 10^{-4}$	[m]

Tabla 5 Datos capa límite

La Figura 15 (a) muestra la discretización del dominio estático, donde es posible identificar la inflación realizada en las paredes, de igual manera la Figura 15 (b) permite observar a nivel de detalle la inflación en las paredes del tanque y de mismo modo la zona con mayor refinamiento que corresponde a la sección cónica.

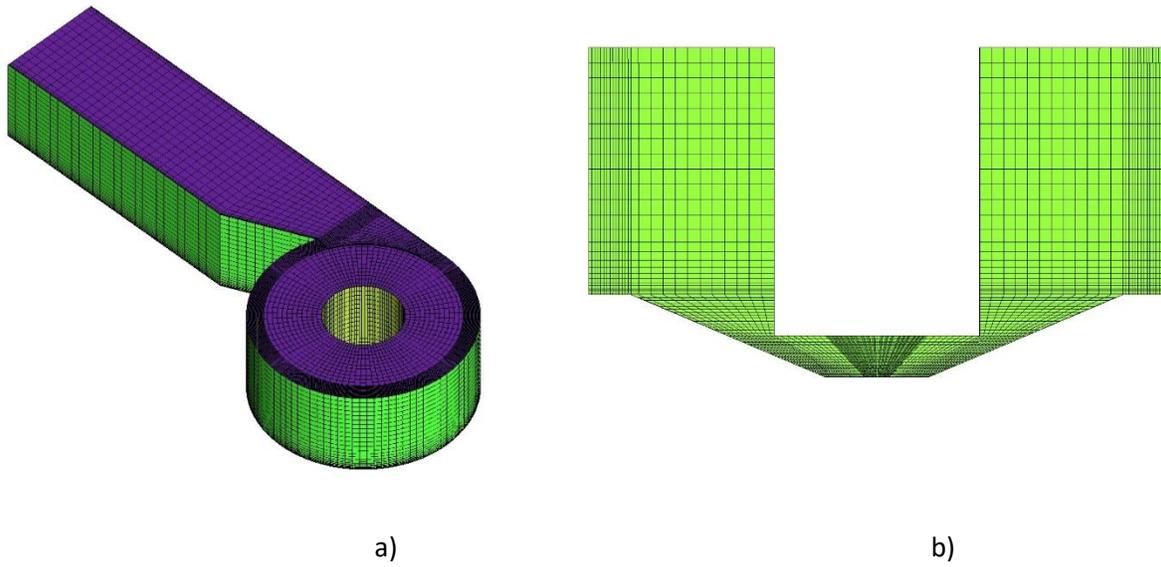


Figura 15 Discretización volumen de control estático

La Figura 15 (a) muestra la discretización del volumen rotativo, en la Figura 15 (b) es posible identificar el volumen vacío correspondiente al rotor, la cual ahora es representada por las superficies de la malla.

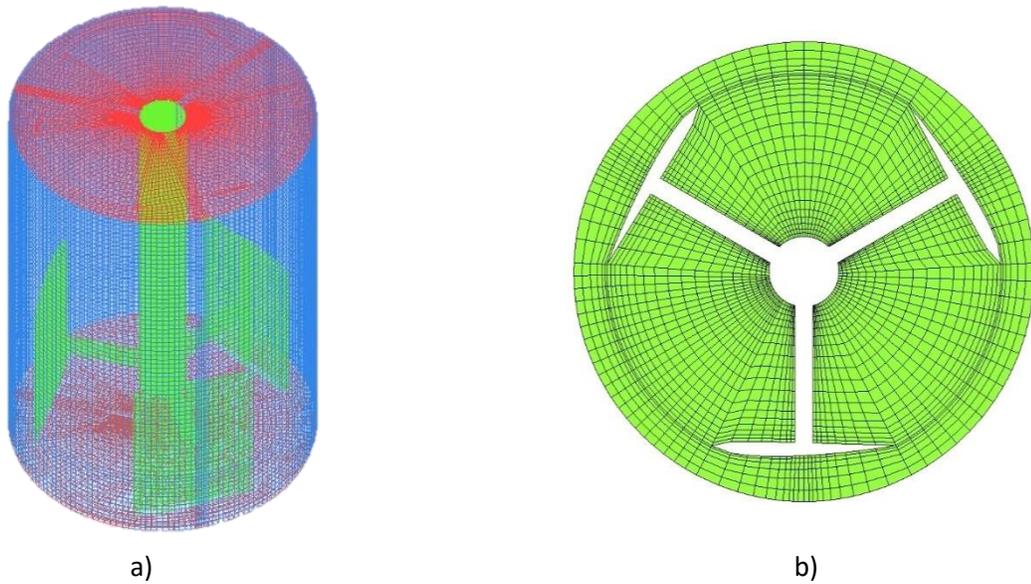


Figura 16 Discretización del dominio rotativo

Para la validación de las mallas propuestas en cada una de las configuraciones, se verifica que los siguientes parámetros estén en el rango aceptable para mallas CFX según el manual de usuario de Ansys: calidad mínima (mayor a 0.3), relación de aspecto máximo (menor a

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

100) (Ansys Inc., 2013) y determinante 3x3x3 mínimo (mayor a 0.3) (Ansys Inc., 2009). La Tabla 6 muestra las métricas de las mallas seleccionadas.

Casos	Min. Determinante 3x3x3	Max. Relación de aspecto	Min. Calidad
A (TVG 14% D)	0.397	6.6	0.384
B (TVG 16% D)	0.459	7.05	0.381
C (TVG 18% D)	0.327	8.73	0.327
Darrieus tipo H	0.426	26.8	0.426

*Tabla 6 Métricas de las mallas del volumen de control. Donde D es el diámetro del tanque*

### 3.2.3 Configuración de las condiciones de frontera

De manera análoga a la sección [3.1.2](#) se establece un tiempo de simulación de 20 s, además se configuran las condiciones de frontera, la velocidad de entrada se configura a 0.2m/s, además se definen interfaces, que corresponden a las paredes encargadas de transmitir la información de un dominio a otro, la interfaz es declarada “fluido-fluido”, además la interfaz del dominio rotativo se configura como “Transient rotor-stator” de esta manera se garantiza que las magnitudes físicas calculadas en la simulación correspondan a las de un sistema que varía en el tiempo. La Figura 17 (a) muestra el ensamble del dominio estático y rotativo de los casos de estudio con sus respectivas configuraciones, por otro lado para representar el volumen del rotor, la superficie interna del dominio rotativo es configurada como Wall, tal y como se muestra en la Figura 17 (b). Adicionalmente se configura la turbina se configura con una velocidad angular de 50 rpm según lo sugiere el autor (R. Dhakal et al., 2017).

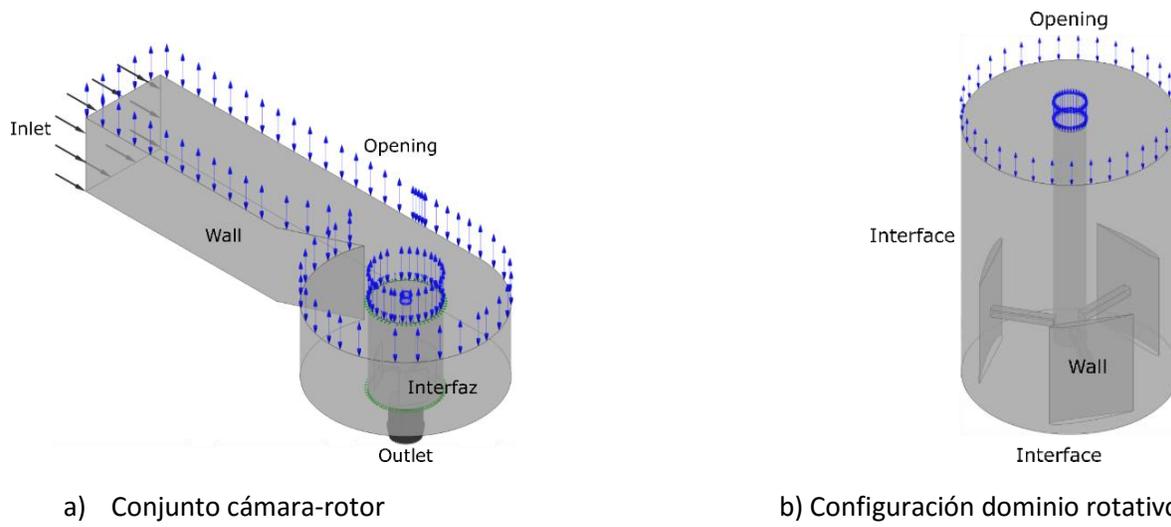
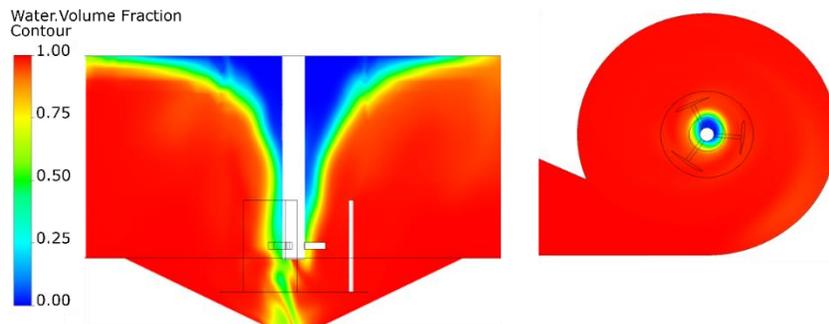


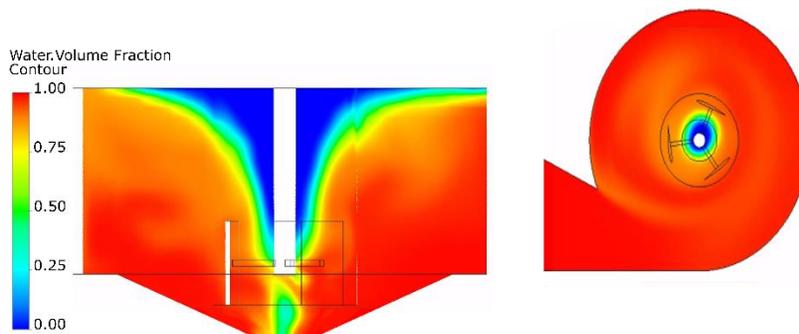
Figura 17 Condiciones de frontera asociadas a los volúmenes

## 4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

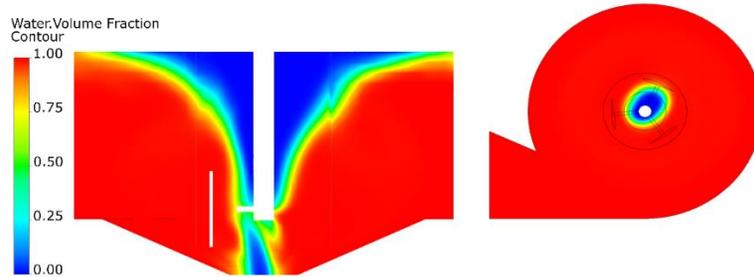
La Figura 18 muestra los contornos de fracción volumétrica (FV) de agua de cada caso, donde el 100% y el 0% de agua están representados con los colores rojo y azul respectivamente, además se presentan dos contornos de FV de agua en diferentes cortes de la TVG, en el corte izquierdo se observa un corte longitudinal del tanque (plano XZ), mientras que en el corte derecho se observa un corte frontal (plano XY) en 0.2m de Z (medidos desde el orificio de salida), de la Figura 18 es posible observar la interacción entre el agua y el aire, se identifica que el caso A y B, presentan un vórtice de aire débil que no se desarrolla en su totalidad, sin embargo se observa que el área de formación del caso A es menor con respecto al caso B y C, lo anterior indica que la relación del 14% D es poco efectiva para el desarrollo del vórtice, por el contrario el caso C posee la mejor formación de vórtice, puesto que se desarrolla completamente aunque se deforme parcialmente debido al movimiento giratorio del rotor, adicionalmente su área de formación es mayor a los casos anteriores, lo que indica que la relación de 18% D favorece el desarrollo del vórtice.



Caso A



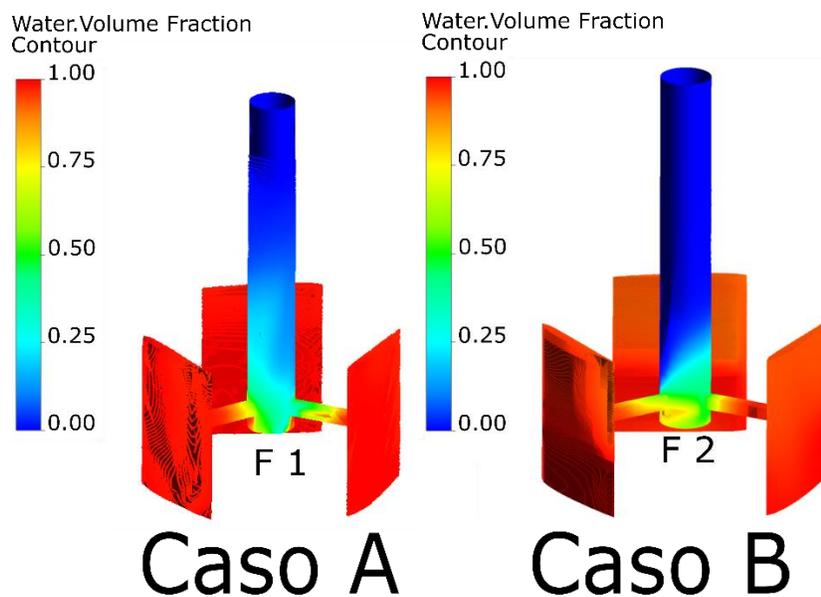
Caso B



## Caso C

*Figura 18 Fracción volumétrica de agua*

Al igual que en el caso anterior, en la Figura 19 se muestra el contorno de FV de agua del rotor para cada uno de los casos, de esta manera se puede observar el área que entra en contacto con el agua, en los tres casos propuestos los alabes tiene una FV de agua del 100%, es decir entran en contacto con el agua completamente, sin embargo, nótese en los puntos F1, F2 y F3 de cada caso que la FV de los ejes difieren, así el punto F1 presenta mayor interacción entre las fases, es decir hay mayor mezcla entre el agua y el aire a lo largo del eje, esta interacción disminuye a medida que aumenta el diámetro de salida en concreto  $F1 < F2 < F3$ , esto se debe a que a pesar de estar ubicados en la misma posición en el interior de la cámara la geometría de los vórtices son disimiles entre sí, presentando mejor formación a medida que aumenta el diámetro de salida, como se evidencio en la Figura 18.



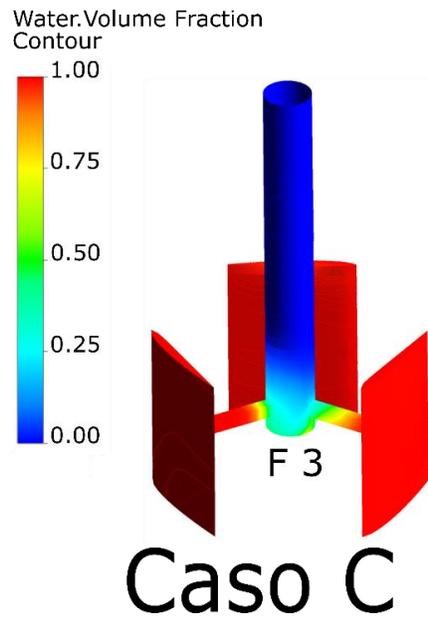


Figura 19 Fracción volumétrica de agua en los rotores

En la Figura 20 ilustran las líneas de corriente de velocidad la turbina de manera general para todos los casos, se observa como el fluido ingresa por el canal de entrada y se estabiliza completamente hasta que llega a la reducción de área donde el fluido se acelera al entrar al tanque, el cual por su configuración cilíndrica genera una pre-rotación, de igual manera el fluido se sigue acelerando conforme se acerca al eje del tanque y desciende por la turbina, esto se puede visualizar claramente en la Figura 21 que muestra el contorno de velocidad del agua en el plano XZ, en todos los casos es posible observar como aumenta la velocidad a medida que el fluido se acerca al núcleo de aire y desciende por el tanque, lo que significa que las velocidades máximas se desarrollan en cerca al orificio de salida, sin embargo allí no es posible transmitir la energía cinética del agua al rotor, por eso las velocidades de interés son las que estas justo antes de los rotores, así el caso C presenta mejores características debido a que las mayores velocidades están distribuidas de manera más uniforme en el tanque, esto se debe a que al ser más grande el diámetro, guarda una mejor relación con respecto a la entrada del fluido y a la formación del vórtice de agua, mientras que el caso A y B debido a su tamaño no permite que el núcleo de aire se forme completamente lo que

se traduce en flujos de recirculación a la salida, estos fluidos de recirculación representan pérdidas en el eficiencia en el sistema.

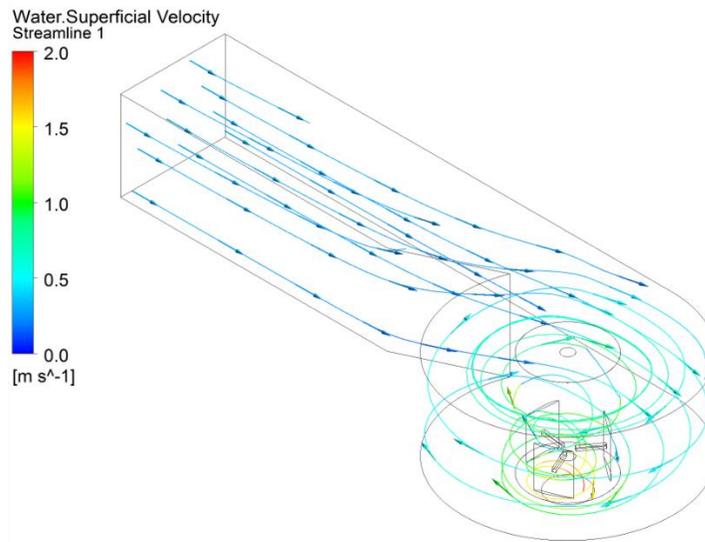
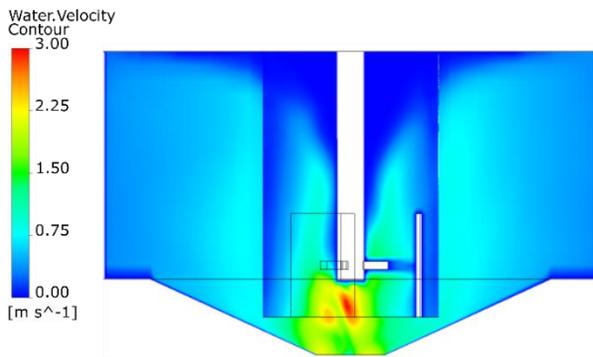
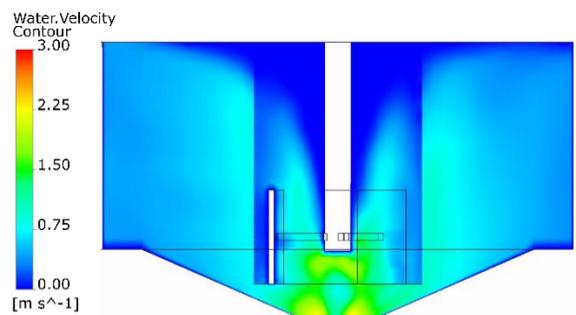


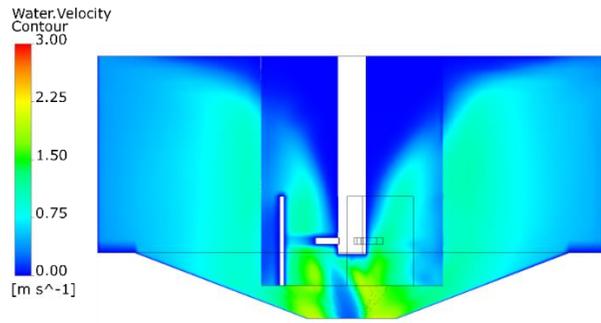
Figura 20 Líneas de velocidad



Caso A



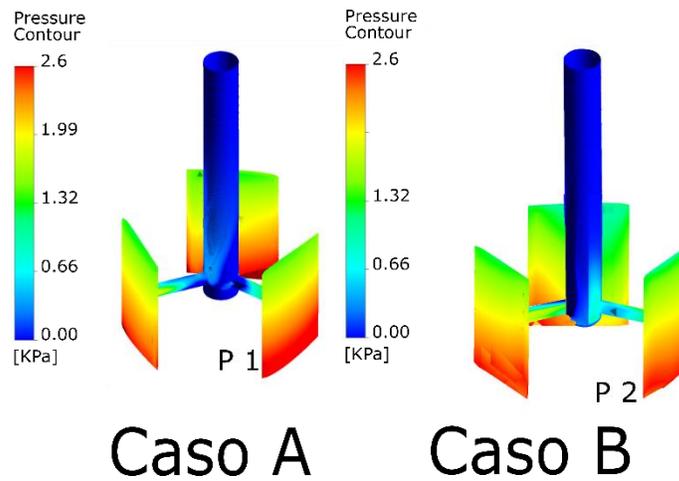
Caso B

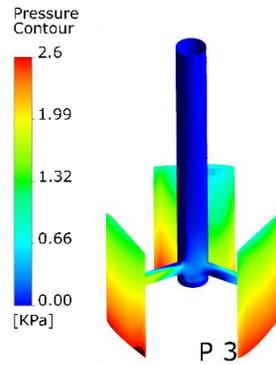


## Caso C

*Figura 21 Contorno de velocidad del agua*

La Figura 22 presenta el contorno de presión del rotor de cada caso, donde los puntos P1, P2 y P3 indican las zonas donde se desarrollan las mayores presiones del rotor, nótese que P1 presenta mayores presiones que P2 y P3 a lo largo del alabe, así mismo P2 presenta mayor presión con respecto a P3, en concreto, la presión aumenta cuando el diámetro de salida disminuye, véase Tabla 7, donde se muestran las presiones del cada rotor.





## Caso C

*Figura 22 Contorno de presión*

Para el cálculo teórico-numérico de la eficiencia hidráulica  $n$  es necesario despejar  $n$  de la ecuación (2-1), así se obtiene la ecuación (12), adicionalmente para evaluar la potencia  $P$  se usa la ecuación (13) la cual relaciona el torque  $T$  y la velocidad angular  $\omega$  del sistema.

$$n = \frac{P}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H} \quad (12)$$

$$P = T\omega \quad (13)$$

La Tabla 7 corresponde a los resultados de la presión promedio en los alabes, momento torsor, velocidad en el orificio de salida y además del cálculo de la eficiencia en cada caso, de acuerdo a estos resultados la relación 18% D es la que ofrece mayor eficiencia con respecto a los otros casos evaluados con una eficiencia del 79.565%, del mismo modo la diferencia de eficiencia entre los torques del caso A y B con respecto al caso C es del 33.707% y 14.044% respectivamente, se observa que para la configuración propuesta cámara- rotor H-Darrieus es más eficiente a mayor diámetro.

Casos	Presión alabes [Kpa]	Torque [Nm]	Velocidad [m/s]	Eficiencia [%]
A	1.369	0.118	2.313	52.745
B	1.199	0.153	2.415	68.391
C	1.089	0.178	2.516	79.565

*Tabla 7 Datos obtenidos de la simulación*

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 5. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

---

De acuerdo con los resultados, se concluye que la relación de 18% D aumenta la energía cinética en el interior de la TVG propuesta y permite la formación del vórtice del agua aumentando la eficiencia respecto a una relación del 14% y 16% D, lo que se traduce en una mayor cantidad de energía que puede ser aprovechada.

Se encuentra que a mayor diámetro de salida más fuerte será la formación del vórtice gravitacional, una buena formación del vórtice evita formación de fluidos de recirculación que producen pérdidas hidráulicas.

La implementación del rotor H-Darrieus en la TVG permite que la formación del vórtice se dé, debido a su ubicación en el interior de la cámara y por su geometría compacta la cual no perturba demasiado el núcleo de aire, de este modo sus alabes entran en contacto con las líneas de corriente de agua, permitiendo la transferencia de energía cinética al rotor como energía mecánica, por consiguiente, es válido usar este rotor en futuras investigaciones.

Se sugiere realizar una variación de la velocidad angular para encontrar que relación genera mayor torque, además se sugiere realizar el montaje experimental, de esta manera se podrán contrastar y validar los resultados obtenidos en el presente estudio.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## REFERENCIAS

---

- Anslys Inc. (2009). User Manual Ansys ICEM CFD 12.1, 0844682(November), 724–746.
- Anslys Inc. (2013). CFX Solver Modelling Guide, Release 15.0. *ANSYS CFX-Solver Modeling Guide*, 15317(November), 724–746. Retrieved from <http://www.ansys.com>
- Butts, T. A., & Evans, R. L. (1978). Effects of channel dams on dissolved oxygen concentrations in northeastern Illinois streams.
- Çengel, Y. A., Cimbala, J. M., & Campos Olgúin, V. (2006). *Mecánica de fluidos : fundamentos y aplicaciones*. McGraw Hill.
- Culbert B. Laney. (1998). *Computational Gasdynamics*. (Cambridge University Press, Ed.). Retrieved from <https://aerocastle.files.wordpress.com/2012/10/laney.pdf>
- Del Río Sánchez, S. (2017). Diseño de un aerogenerador tipo H-Darrieus y estudio de la influencia del ángulo de pitch , mediante Mecánica de Fluidos Computacional, 109.
- Dhakal, R., Bajracharya, T. R., Shakya, S. R., Kumal, B., Khanal, K., Williamson, S. J., ... Ghale, D. P. (2017). Computational and experimental investigation of runner for gravitational water vortex power plant. *2017 6th International Conference on Renewable Energy Research and Applications, ICRERA 2017, 2017-Janua*, 365–373. <https://doi.org/10.1109/ICRERA.2017.8191087>
- Dhakal, S., Timilsina, A. B., Dhakal, R., Fuyal, D., Bajracharya, T. R., & Pandit, H. P. (2014). Effect of Dominant Parameters for Conical Basin: Gravitational Water Vortex Power Plant (p. 5). <https://doi.org/10.13140/RG.2.1.1455.7843>
- Dhakal, S., Timilsina, A. B., Dhakal, R., Fuyal, D., Bajracharya, T. R., Pandit, H. P., ... Nakarmi, A. M. (2015). Comparison of cylindrical and conical basins with optimum position of runner: Gravitational water vortex power plant. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 48, 662–669. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2015.04.030>
- Dyner, I., Alvarez, C., & Cherni, J. (n.d.). *Energy Contribution to Sustainable Rural Livelihoods in Developing Countries: A System Dynamics Approach*. Retrieved from <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.496.4685&rep=rep1&type=pdf>
- Gravitation water vortex power plant as bioreactor. (n.d.). Retrieved June 11, 2019, from <http://act-clean.eu/index.php/Gravitation-water-vortex-power-plant-as-biore;100.361/1>
- Kumar, A., & Saini, R. P. (2016). Performance parameters of Savonius type hydrokinetic turbine - A Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 64, 289–310. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.06.005>
- Li, H. feng, Chen, H. xun, Ma, Z., & Zhou, Y. (2009). Formation and Influencing Factors of Free

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Surface Vortex in a Barrel with a Central Orifice at Bottom. *Journal of Hydrodynamics*, 21(2), 238–244. [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(08\)60141-9](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(08)60141-9)

Marian, G., Sajin, U., Florescu, I., Nedelcu, D., & Ostahie. (2012). the Concept and Theoretical Study of Micro Hydropower Plant With Gravitational Vortex and Turbine Turbine With Rapidity Steps. *Buletinul AGIR*, 3(3), 219–226.

Millán, J. (2015). Agua y Energía. Retrieved from <http://scioteca.caf.com/handle/123456789/783>

Mulligan, S., Casserly, J., & Sherlock, R. (2016). Experimental and numerical modelling of Free-Surface Turbulent Flows in Full Air-Core Water Vortices.

Petrovic, B. (n.d.). Micro Usina Hidreléctrica Baseada no Vórtice Gravitacional. *Instituto Nikola Tesla*.

Rahman, M., Hong, T. J., Tang, R., & Sung, L. L. (2016). Experimental Study the Effects of Water Pressure and Turbine Blade Lengths & Numbers on the Model Free Vortex Power Generation System, 2(9), 13–17.

Renewable Energy Agency, & International. (2018). Renewable capacity highlights. Retrieved from <http://www.irena.org/>

Shabara, H., Ahmed, Y. M., Yaakob, O., & Elbatran, A. H. (2015). CFD Validation for Efficient Gravitational Vortex Pool System. *Jurnal Teknologi (Sciences and Engineering)*, (May). <https://doi.org/10.11113/jt.v74.4648>

Sreeag, S., Raveendran, C. K., & Jinshah, S. (2016). EFFECT OF OUTLET DIAMETER ON THE PERFORMANCE OF GRAVITATIONAL VORTEX TURBINE WITH CONICAL BASIN. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 7(4).

TORRES CASIERRA, G. A. (2012). *CARACTERIZACIÓN HIDRODINÁMICA DE UN VORTICE INDUCIDO EN UN CILINDRO POR UNA CORRIENTE DE AGUA*.

VATISTAS, G. H., LIN, S., & KWOK, C. K. (1986). Theoretical and experimental studies on vortex chamber flows. *AIAA Journal*, 24(4), 635–642. <https://doi.org/10.2514/3.9319>

Wang, Y., Jiang, C., & Liang, D. (2010). Investigation of air-core vortex at hydraulic intakes. *Journal of Hydrodynamics*, 22(S1), 673–678. [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(10\)60017-0](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(10)60017-0)

Wasserkraft. (n.d.). Water turbines technology.

Zotlöterer, F. (n.d.). Gravitational Water Vortex Power Plants. Retrieved July 13, 2019, from <http://www.zotloeterer.com/welcome/gravitation-water-vortex-power-plants/configuration-function>

FIRMA ESTUDIANTES \_\_\_\_\_

*Anete Guevara M.*

FIRMA ASESOR \_\_\_\_\_

*Jorge Sierra*

10-10-2019

FECHA ENTREGA: \_\_\_\_\_

FIRMA COMITÉ TRABAJO DE GRADO DE LA FACULTAD \_\_\_\_\_

RECHAZADO\_\_\_      ACEPTADO\_\_\_      ACEPTADO CON MODIFICACIONES\_\_\_

ACTA NO. \_\_\_\_\_

FECHA ENTREGA: \_\_\_\_\_

FIRMA CONSEJO DE FACULTAD \_\_\_\_\_

ACTA NO. \_\_\_\_\_

FECHA ENTREGA: \_\_\_\_\_