

**UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ**

**Colegio de Ciencias e Ingenierías**

**Diseño mecánico de una turbina hidrocínética para  
generación de energía en la estación de biodiversidad  
del Tiputini**

**Proyecto de investigación**

**Juan Fernando Carrillo Portilla  
Ingeniería Mecánica**

Trabajo de titulación presentado como requisito  
para la obtención del título de  
Ingeniero Mecánico

Quito, 4 de mayo de 2018

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ  
COLEGIO DE CIENCIAS E INGENIERIAS

**HOJA DE CALIFICACIÓN  
DE TRABAJO DE TITULACIÓN**

**Diseño mecánico de una turbina hidrocínética para generación de  
energía en la estación de biodiversidad del Tiputini**

**Juan Fernando Carrillo Portilla**

Calificación:

Nombre del profesor, Título académico

David Escudero, PhD

Firma del profesor

---

Quito, 4 de mayo de 2018

## Derechos de Autor

Por medio del presente documento certifico que he leído todas las Políticas y Manuales de la Universidad San Francisco de Quito USFQ, incluyendo la Política de Propiedad Intelectual USFQ, y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo quedan sujetos a lo dispuesto en esas Políticas.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en el Art. 144 de la Ley Orgánica de Educación Superior.

Firma del estudiante:

---

Nombres y apellidos:

Juan Fernando Carrillo Portilla

Código:

00116699

Cédula de Identidad:

1717536682

Lugar y fecha:

Quito, 4 de mayo de 2018

## RESUMEN

El presente trabajo de titulación exhibe los parámetros geométricos y dimensionales de las partes mecánicas que comprenden a la turbina hidrocínética tipo Gorlov. El diseño de la turbina se propuso como un incentivo innovador para la generación eléctrica renovable, con el fin de abastecer energéticamente el laboratorio de la Estación de Biodiversidad del Tiputini de la Universidad San Francisco de Quito. El estudio se fundamentó en el principio de Betz donde se definen relaciones matemáticas para establecer el comportamiento, la eficiencia y potencia teórica de salida en función de la velocidad de punta del álabe o TSR. Se analizaron por medio de simulación CFD en SolidWorks® dos modelos con perfiles aerodinámicos NACA 0018 – NACA 0021 con la finalidad de encontrar el diseño que mejor se adapte a las condiciones del río Tiputini. Los resultados reflejaron que el modelo que cuenta con un perfil NACA 0021 ofrece una eficiencia máxima del 35% la cual es equivalente a la eficiencia definida por Gorlov para sus diseños. Además, se establece una energía de salida uniforme y estable a lo largo de todo su radio de giro, es decir no presenta caídas bruscas de potencia generando un comportamiento óptimo. Como consecuencia se presenta un diseño adecuado para suplir la necesidad energética en el laboratorio de la estación estimulado la producción energética renovable en el país e incentivando la conservación del Tiputini que es el referente más importante de biodiversidad en el mundo.

Palabras Clave: turbina axial hidrocínética, perfil aerodinámico, simulación CFD, Tiputini, turbina Gorlov.

## ABSTRACT

The present thesis exhibits the geometric and dimensional parameters of the mechanical parts comprising the Gorlov hydrokinetic turbine. The design of the turbine was proposed as an innovative incentive for renewable electric generation, in order to power the laboratory of the Tiputini Biodiversity Station of the San Francisco University of Quito. The study was based on the Betz principle where mathematical relationships are defined to establish the behavior, efficiency and theoretical output power depending on the tip speed ratio or TSR. Two models with aerodynamic profiles NACA 0018 - NACA 0021 were analyzed by CFD simulation in SolidWorks® in order to find the design that best suits the conditions of the Tiputini River. The results showed that the model that has a NACA 0021 profile offers a maximum efficiency of 35% which is equivalent to the efficiency defined by Gorlov for his designs. In addition, a uniform and stable output energy is established along its entire radius of rotation, that is, it does not show abrupt power drops, generating an optimal behavior. As a consequence, a suitable design is presented to meet the energy need in the laboratory of the station, stimulating the renewable energy production in the country and encouraging the conservation of Tiputini, which is the most important reference of biodiversity in the world.

Keywords: axial hydrokinetic turbine, aerodynamic profile, CFD simulation, Tiputini, Gorlov turbine.

## NOMENCLATURA

$F$	Fuerza de la Hélice	[Pa]
$\dot{m}$	Flujo másico	[kg/s]
$V_2$	Velocidad de salida	[m/s]
$V_1$	Velocidad de entrada	[m/s]
$p_b$	Presión de ingreso de la turbina	[Pa]
$p_a$	Presión de salida de la turbina	[Pa]
$p_\infty$	Presión del fluido en punto lejano a la turbina	[Pa]
$A_t$	Área sección transversal de la turbina	[m <sup>2</sup> ]
$V$	Velocidad en la turbina	[m/s]
$\rho$	Densidad	[kg/m <sup>3</sup> ]
$P_{\max}$	Potencia máxima generada	[W]
$P_{\text{disp}}$	Potencia disponible en el fluido	[W]
$C_p$	Coefficiente de potencia	
$A_r$	Área de contacto con los alabes	[m <sup>2</sup> ]
$V_r$	Velocidad experimental corregida	[m/s]
$\mu$	Viscosidad	[Ns/m <sup>2</sup> ]
$Q$	Caudal	[m <sup>3</sup> /s]
$\sigma$	Solidez de los alabes	
$C$	Cuerda del alabe	[m]
$d$	Diámetro de la turbina	[m]
$h$	altura de la turbina	[m]
$n$	número de alabes	
$u$	Factor de corrección	
$V_{rs}$	Velocidad experimental	[m/s]
$V_t$	Velocidad en la punta de alabe	[m/s]
$R$	radio de la turbina	[m]
$\Omega$	Velocidad angular	[rad/s]
$C_m$	Coefficiente de momento	
$A$	Área de la turbina	[m <sup>2</sup> ]
$h_{\text{pump}}$	Altura de cabeza de agua de la bomba	[m]
$P_1$	Presión en la superficie del reservorio de agua	[Pa]
$P_2$	Presión en la entrada de la tubería	[Pa]
$V_p$	Velocidad en la tubería	[m/s]
$D$	Diámetro de la tubería	[m]
$\epsilon$	Rugosidad del material de la tubería	[m]
$V_{\text{econ}}$	Velocidad económica	[m/s]
$A_{\text{econ}}$	Área económica	[m <sup>2</sup> ]
$A_g$	Área transversal del grifo	[m <sup>2</sup> ]

$V_g$	Velocidad del grifo	[m/s]
t	Tiempo	[s]
$V_b$	Volumen del tanque	[m <sup>3</sup> ]
$D_g$	Diámetro del grifo	[m]
$\nabla$	Gradiente	

## TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN .....	13
1.1 Objetivo.....	16
1.2 Objetivos específicos .....	16
2. MARCO TEÓRICO.....	18
2.1 Análisis de generación energética - Ley de Betz.....	18
2.1.1 Área efectiva de la turbina .....	21
2.2 Análisis del caudal .....	21
2.2.1 Área de la sección transversal.....	21
2.2.2 Velocidad del fluido.....	21
2.2.3 Corrección de velocidad .....	22
2.2.4 Caudal entrante .....	22
2.2.5 Solidez.....	22
2.2.6 Cuerda del alabe.....	23
2.2.7 Número de Reynolds .....	23
2.2.8 Relación de velocidad en la punta del álabe .....	24
2.2.9 Ángulo de inclinación $\psi$ .....	26
2.2.10 Ángulo de ataque $\alpha$ .....	27
2.2.11 Perfil NACA del álabe .....	27
2.2.12 Coeficiente de momento .....	28
2.2.13 Eficiencia de la turbina .....	29
2.2.14 Potencia hidrocínética neta .....	29
2.2.15 Potencia eléctrica .....	29
2.3 Diseño banco de pruebas .....	30
2.3.1 Diámetro económico.....	32
2.3.2 Altura de cabeza de agua .....	32
2.3.3 Potencia entregada al fluido.....	35
2.3.4 Tiempo de llenado del sistema.....	35
2.3.5 Curvas del sistema .....	36
2.4 Requerimiento energético del laboratorio en la estación de biodiversidad del Tiputini....	36
2.4.1 Cámara de refrigeración para muestras.....	37
2.5 Simulación CFD en SolidWorks®.....	38
2.5.1 Mallado .....	39
2.5.2 Simulación estática .....	40

2.5.2.1 Parámetros de simulación .....	41
2.5.3 Simulación dinámica.....	42
2.5.3.1 Parámetros de simulación dinámica.....	42
2.5.3 Análisis de convergencia en un modelo de volumen finito .....	43
3. RESULTADOS .....	44
3.1 Parámetros de diseño .....	44
3.2 Criterio de diseño .....	45
3.3 Dimensionamiento .....	45
3.4 Simulación estática .....	47
3.4.1 Comparación entre el perfil NACA 0018 y NACA 0021 .....	47
3.4.1.1 Relación entre el ángulo de incidencia y el coeficiente de potencia para el perfil NACA 0018 .....	48
3.4.1.2 Relación entre la velocidad del fluido y la potencia generada para un perfil NACA 0018.....	50
3.4.1.3 Relación entre el ángulo de incidencia y el coeficiente de potencia para el perfil NACA 0021 .....	51
3.4.1.4 Relación entre la velocidad del fluido y la potencia generada para un perfil NACA 0021.....	54
3.4.1.5 Relación entre la potencia generada y el ángulo de inclinación de los álabes .....	55
3.5 Simulación dinámica.....	60
3.5.1 Relación entre la velocidad del fluido y el coeficiente de potencia.....	61
3.5.2 Solidez del perfil .....	65
3.6 Cámara de refrigeración.....	66
3.7 Banco de pruebas .....	67
3.7.1 Diámetro económico .....	68
3.7.2 Curva del sistema .....	70
3.8 Simulación del banco de pruebas.....	71
3.9 Materiales.....	73
3.9.1 Materiales para la fabricación de la turbina.....	73
4. CONCLUSIONES .....	75
5. RECOMENDACIONES .....	77
6. REFERENCIAS.....	78
ANEXO A: ANÁLISIS ECONÓMICO .....	80
ANEXO B: PLANOS DISEÑO TURBINA.....	85
ANEXO C: PLANOS DISEÑO RIG DE PRUEBAS .....	89

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Consumo eléctrico mensual del laboratorio de la estación .....	37
Tabla 2. Parámetros de la simulación estática .....	41
Tabla 3. Parámetros de la simulación dinámica .....	43
Tabla 4. Resultados simulación estática perfil NACA 0018 .....	48
Tabla 5. Resultados simulación estática perfil NACA 0021 .....	52
Tabla 6. Resultados obtenidos de la simulación CFD .....	57
Tabla 7. Parámetros y dimensiones de la turbina diseñada .....	61
Tabla 8. Descripción del equipo de refrigeración.....	67
Tabla 9. Valores de los accesorios presentes en la tubería .....	68
Tabla 10. Datos planteados para el banco de pruebas .....	68
Tabla 11. Resultados obtenidos .....	69
Tabla 12. Resultados en función del caudal .....	69
Tabla 13. Parámetros de operación de la bomba 4200-ESCC-Close .....	71
Tabla 14. Parámetros de diseño para el banco de pruebas .....	72
Tabla 15. Costos banco de pruebas .....	82

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Tipos de turbinas de eje axial.....	15
Figura 2. Tipos de turbinas de eje vertical.....	16
Figura 3. Análisis de flujo en un aerogenerador.....	19
Figura 4. Desempeño estimado de aerogeneradores en función del TSR .....	25
Figura 5. Diagrama de álabes helicoidales para turbina Gorlov .....	26
Figura 6. Componentes de las fuerzas resultantes en un perfil aerodinámico.....	27
Figura 7. Componentes de un perfil alar tipo NACA.....	28
Figura 8. Vista isométrica del banco de pruebas .....	30
Figura 9. Diagrama del sistema (Banco de pruebas) .....	33
Figura 10. Vista lateral del sistema .....	34
Figura 11. Vista frontal del sistema.....	34
Figura 12. Tipo de mallado predefinido en Solidworks® .....	40
Figura 13. Dimensionamiento de la turbina hidrocínética .....	46
Figura 14. Vista frontal de la turbina de río .....	46
Figura 15. Imagen renderizada del modelo .....	46
Figura 16. Desempeño en función del coeficiente de potencia perfil NACA 0018 .....	49
Figura 17. Potencia generada vs velocidad del fluido para un perfil NACA 0018 .....	51
Figura 18. Desempeño en función del coeficiente de potencia perfil NACA 0021 .....	53
Figura 19. Desempeño estático.....	53
Figura 20. Relación de la potencia y la velocidad NACA 0021 .....	54
Figura 21. Configuración álabes rectos con ángulo de inclinación de 0°.....	55
Figura 22. Configuración álabes helicoidales .....	56
Figura 23. Gráfica de la potencia generada en función del ángulo de inclinación.....	57
Figura 24. Distribución de la velocidad en la turbina con ángulo de inclinación de 0° .....	58
Figura 25. Diagrama de corte velocidad en la turbina con ángulo de inclinación de 0° .....	58
Figura 26. Diagrama de corte velocidad en la turbina con ángulo de inclinación de 45° ....	59
Figura 27. Diagrama de corte velocidad en la turbina con ángulo de inclinación de 90° ....	59
Figura 28. Coeficiente de potencia vs TSR .....	63
Figura 29. Coeficiente de potencia vs TSR de acuerdo con el trabajo investigativo de la University of New Hampshire .....	63
Figura 30. Potencia generada en el eje vs velocidad del fluido.....	64

Figura 31. (a) Perfil de esfuerzos del NACA 0021 solidez 0.5, (b) Factor de seguridad del perfil NACA 0021 .....	65
Figura 32. Equipo ThermoFisher Scientific 05LREETSA.....	67
Figura 33. Curva característica del sistema .....	70
Figura 34. Curva de la bomba centrífuga Close Coupled Cent. ....	71
Figura 35. Esquema del sistema tubería – reservorio del banco de pruebas en PipeFlow®	72
Figura 36. Resultados de la bomba del sistema banco de pruebas en PipeFlow®.....	73

# 1. INTRODUCCIÓN

La continua búsqueda de producción energética renovable ha conducido a la humanidad a crear diversos tipos de equipos vinculados a la transformación de recursos hídricos en energía mecánica o eléctrica. El presente proyecto de titulación se encuentra enfocado en la generación eléctrica por medio de la energía disponible en la corriente del río Tiputini a través de una turbina hidrocínética tipo Gorlov. Como finalidad del proyecto se pretende alimentar una cámara de refrigeración para el laboratorio de la estación de biodiversidad del Tiputini. La estación presenta un déficit energético alarmante ya que solamente cuenta con 6 horas de electricidad por día en sus inmediaciones exceptuando el laboratorio, que cuenta con energía las 24 horas, cubiertas por un sistema interconectado de 8 baterías.

Cabe recalcar que el laboratorio no cuenta con un sistema de refrigeración de muestras y la electricidad que se provee solamente es para la iluminación y operación mínima de equipos. Este es un gran inconveniente para los investigadores nacionales y extranjeros que visitan cada año esta estación con la finalidad de estudiar las especies endémicas del lugar, ya que no cuentan con un espacio adecuado donde conservar las muestras que recolectan. Por tal motivo, la relevancia de este proyecto recae en el incentivo hacia los investigadores proveyendo de energía a una cámara de refrigeración logrando cumplir con todos los servicios necesarios de un centro investigativo internacional. Al implementar estos equipos se busca generar un aumento en la afluencia internacional de científicos que potencialmente estimularían la exploración de la biodiversidad de nuestro país.

Países como Canadá, Japón, China, Italia y Brasil se encuentran desarrollando proyectos de generación eléctrica sustentables. Hasta el momento se establece que alrededor del 19% de la energía producida en el mundo se debe a hidrogeneradores (Michael, 2017). En la actualidad existen diversas clases de turbinas hidrocinéticas clasificadas por la relación del eje de rotación del equipo con respecto a la dirección del flujo incidente. Cabe resaltar que este tipo de turbinas solamente presentan un 50% de eficiencia en la potencia obtenida con respecto a turbinas convencionales las cuales cuentan con una caída de agua. Las turbinas de río se caracterizan de acuerdo con la disposición de su eje, presentando una configuración que depende netamente de la disponibilidad de espacio en la locación donde van a funcionar y de la dirección del flujo que incide sobre el área de los alabes.

Las turbinas de eje paralelo o también llamadas de eje axial presentan un contacto con el flujo de manera frontal, es decir en la dirección de su eje de rotación. En la figura 1 se puede observar el tipo de disposición de las turbinas axiales con respecto a la ubicación de sus estructuras de fijación o flotación (Khan,2009).

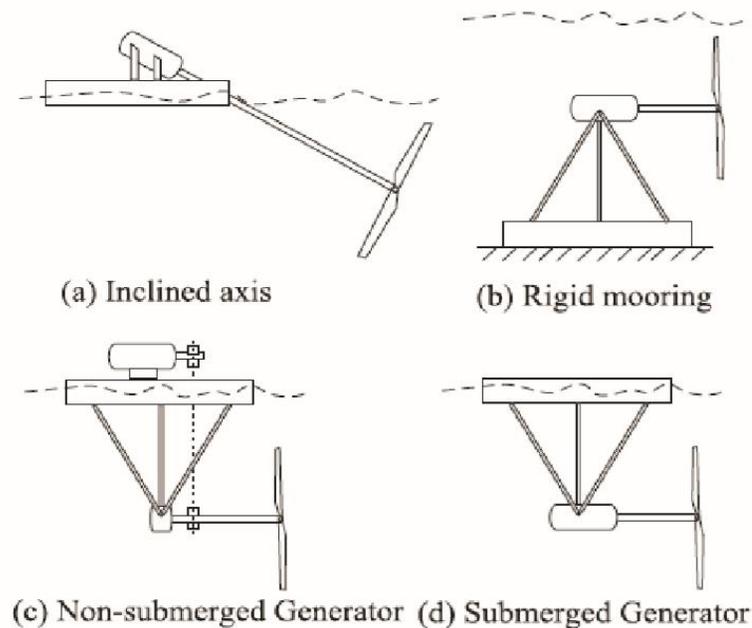


Figura 1. Tipos de turbinas de eje axial

Nota. Recuperado de “Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status”, de Khan, M.,2009, ScienceDirect, 86(10), pp. 1823-1835. Copyright 2009 de Elsevier Ltd.

Las turbinas de eje vertical son caracterizadas por presentar su eje de rotación de manera perpendicular a la dirección del flujo del río. Además, que el diseño de estos equipos conlleva un costo menor de fabricación y mantenimiento que los generadores descritos anteriormente. En la figura 2 se presenta los diferentes tipos de turbinas que cuenta con esta configuración clasificados por el tipo de álabe (Campos,2017).

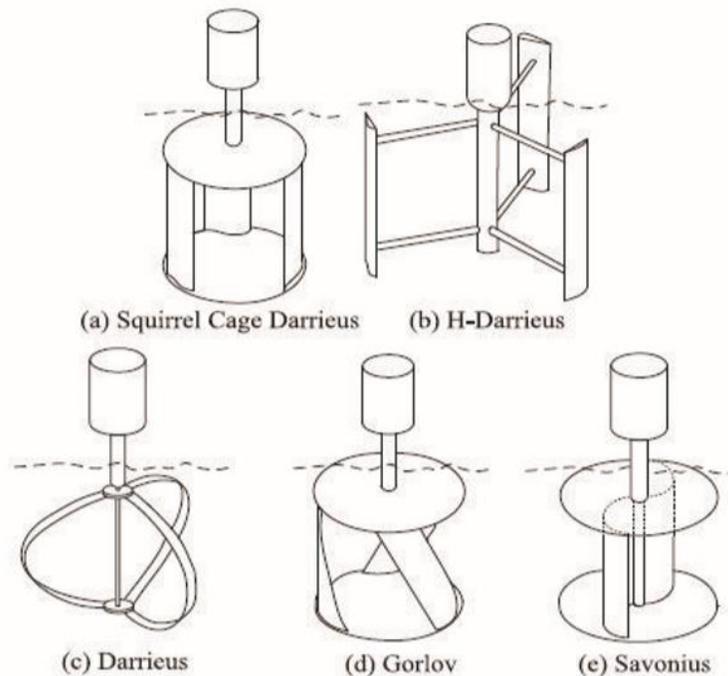


Figura 2. Tipos de turbinas de eje vertical

Nota. Recuperado de “Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status”, de Khan, M.,2009, ScienceDirect, 86(10), pp. 1823-1835. Copyright 2009 de Elsevier Ltd.

## 1.1 Objetivo general

Diseñar una turbina hidrocínética tipo Gorlov que permita la producción de energía eléctrica para la implementación de una cámara de refrigeración de muestras para el laboratorio de la Estación de Biodiversidad del Tiputini.

## 1.2 Objetivos específicos

- Seleccionar una cámara de refrigeración de muestras para el laboratorio de la estación.
- Diseñar los componentes mecánicos de una turbina hidrocínética tomando en cuenta los siguientes parámetros:

1. Dimensiones de la turbina y todos los elementos mecánicos que la componen.
  2. Requerimientos de funcionamiento bajo diversos escenarios que se presenten en el interior del río.
- Diseñar un rig de pruebas definiendo los siguientes parámetros:
1. Potencia de la bomba para recircular el fluido y establecer una velocidad de fluido constante.
  2. Diseñar las tuberías y accesorios de todas las conexiones presentes en el rig.

En este documento se considera el caudal, la energía producida y el análisis energético para lograr obtener una eficiencia de potencia máxima. Con la finalidad de establecer un funcionamiento correcto y eficaz de la turbina. También, se presentan los parámetros geométricos y dimensionales de cada uno de los elementos que componen el hidrogenerador por medio de planos y representaciones gráficas de cada uno de los elementos.

## 2. MARCO TEÓRICO

Las turbinas hidrocínicas permiten aprovechar la energía cinética presente en la corriente del río en canales artificiales o en lugares donde no existe un reservorio o una represa que provoque una caída de agua. Para el presente estudio se abordará un análisis de generación energética en base a las necesidades eléctricas que presenta la implementación de un cuarto de refrigeración de muestras para la estación de biodiversidad del Tiputini. En base a estos requerimientos se plantea el diseño mecánico de una turbina tipo Gorlov. Se presentará una serie de simulaciones en SOLIDWORKS® que permite determinar la eficiencia de la turbina o coeficiente de potencia para diferentes velocidades del río. Finalmente, se diseñará un sistema de pruebas que permitirá observar el desempeño de una turbina por medio de la generación artificial de un caudal y una velocidad controlada.

### 2.1 Análisis de generación energética – Ley de Betz

El análisis de la turbina hidrocínica se desarrolla a través de la Ley de Betz. Este principio se establece para aerogeneradores de hélice idealizados, es decir sin fricción. Los cuales están diseñados para extraer energía del viento. De igual manera, se puede aplicar estos fundamentos para analizar la turbina de río, puesto que ambas configuraciones presentan un flujo en movimiento que incidente sobre su estructura. Este principio establece un coeficiente fundamental de poder denominado número de Betz o  $C_p$  que compara el rendimiento de un aerogenerador ideal con uno real.

La eficiencia ideal de un aerogenerador fue establecida por A. Betz. en 1920 usando la ilustración mostrada en la figura 3. La hélice es representada por un disco, el cual presenta en

el plano de la hélice una diferencia de presión que tiene un área  $A$  y una velocidad local  $V$ . El viento se representa a través de una corriente con una velocidad de entrada  $V_1$  y una velocidad de salida  $V_2$ . Se toma la caída de la velocidad a través de los álabes de la turbina ( $V_1 - V_2$ ) como la diferencia de velocidades que al pasar sobre las superficies de los álabes tiende a reducirse a una velocidad menor  $V_2$ , la diferencia entre la velocidad de entrada y de salida restringe la extracción de la energía disponible en el flujo entrante. La presión incrementa desde  $P_b$  justo antes del disco y cae a una presión menor  $P_a$ , retornando a la presión de la corriente libre aguas abajo (White, 2003). A continuación, se presenta el desarrollo matemático:

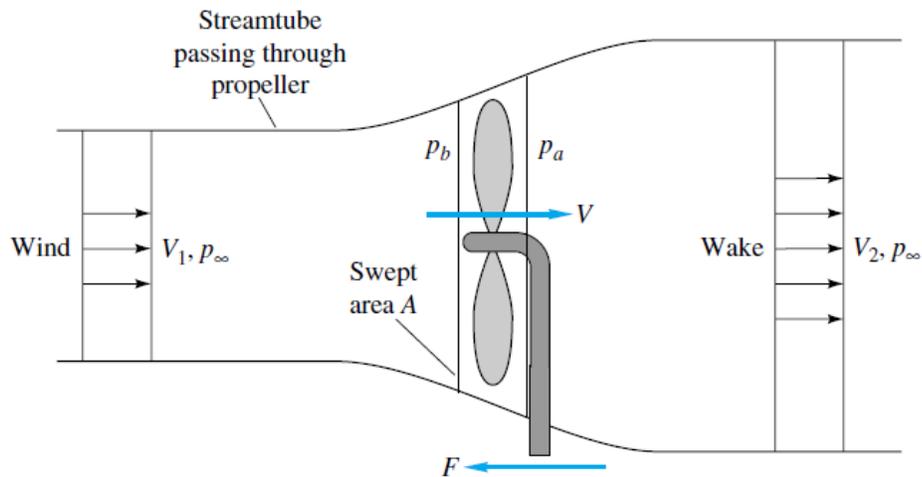


Figura 3. Análisis de flujo en un aerogenerador

Nota. Recuperado de "Fluid Mechanics", de White, F., 2003, Boston, USA: McGraw-Hill Book Company.

Se establece un volumen de control que relaciona las secciones 1 y 2.

$$\Sigma_{Fx} = -F = \dot{m}(V_2 - V_1) \quad (1)$$

$$\Sigma_{Fx} = -F + (p_b - p_a) * A = \dot{m}(V_2 - V_1) = 0 \quad (2)$$

Se relaciona las dos ecuaciones anteriores para determinar la fuerza de la hélice.

$$F = (p_b + p_a) * A = \dot{m}(V_2 - V_1) \quad (3)$$

Asumiendo flujo ideal, las presiones pueden ser calculadas aplicando la relación de Bernoulli fuera del disco.

De 1 a b

$$\left(p_{\infty} + \frac{1}{2} * \rho + V_1^2\right) = \left(p_b + \frac{1}{2} * \rho + V^2\right) \quad (4)$$

De a a 2

$$\left(p_a + \frac{1}{2} * \rho + V^2\right) = \left(p_b + \frac{1}{2} * \rho + V_2^2\right) \quad (5)$$

Estableciendo una velocidad de entrada  $V_1$  se relaciona las ecuaciones anteriores para determinar la máxima generación de potencia.

$$P = P_{max} = \frac{8}{27} * \rho * A * V_1^3 \quad (6)$$

De igual manera se obtiene la ecuación de la potencia disponible en la hélice

$$P_{disp} = \frac{1}{2} * \rho * A * V_1^3 \quad (7)$$

Definiendo el coeficiente de potencia como la relación de la potencia máxima con la potencia disponible en la hélice. El valor máximo teórico  $C_{p,max}$  es de 0.593.

$$C_p = \frac{P_{max}}{P_{disp}} \quad (8)$$

Para el diseño se utilizaron los principios de Bernoulli, y la relación de presiones establecidas en mecánica de fluidos. La energía disponible en el flujo entrante de agua se puede calcular por medio de la siguiente ecuación (Man DJun,2014).

$$E = \frac{\rho C A_r V i^3}{2} \quad (9)$$

### **2.1.1 Área efectiva de la Turbina**

De acuerdo con lo establecido por Gorlov, una aproximación acertada del área barrida por la turbina es considerar al área efectiva como rectángulo de ancho igual al diámetro de la turbina y con una longitud similar a la altura. Lo cual proporciona una idea del área de la turbina que se encuentra expuesta al flujo entrante (Campos,2017).

$$A = D * h \quad (10)$$

## **2.2 Análisis del caudal**

### **2.2.1 Área de la sección transversal**

Se considera al área de la sección transversal del río Tiputini como una sección rectangular en el centro redondeada en los bordes debido a la rugosidad en la orilla. Este modelo se ajusta de forma experimental a la forma de la rivera.

### **2.2.2 Velocidad del fluido**

La velocidad del río fue medida experimentalmente en la estación. Debido a que la muestra se obtuvo de manera superficial en el río, se debe usar un factor de corrección sobre la velocidad, ya que no se toma en cuenta la rugosidad de la orilla ni la profundidad del río. Por este motivo se debe establecer un factor de corrección que varía entre un rango de 0.6 y 0.8. El factor correctivo seleccionado es un promedio entre las dos cantidades establecidas anteriormente, obteniendo como resultado un valor de 0.75 (Nasir et al., 2014). Se resalta que las unidades del factor de corrección son acordes al sistema internacional.

### 2.2.3 Corrección de velocidad

De acuerdo, a lo mencionado en la sección anterior y con el factor de corrección previamente definido se establece una ecuación para determinar una velocidad real en el río Tiputini. Determinando un valor de velocidad del fluido de 1.5 m/s y una velocidad corregida ( $V_r$ ) de 1.2 m/s.

$$V_r = u * Vrs \quad (11)$$

### 2.2.4 Caudal entrante

En esta sección se establece una relación matemática que permite obtener el caudal o la tasa volumétrica del río. Al determinar la velocidad corregida y el área transversal del río se logra establecer el caudal efectivo en la sección de contacto con la turbina. Toda la terminología de esta ecuación ha sido presentada en la sección anterior y se encuentra sujeto a las unidades del sistema internacional.

$$Q = A_r * V_r \quad (12)$$

### 2.2.5 Solidez

Es un parámetro adimensional que define las características geométricas del rotor con respecto a la estructura de los alabes en la turbina. Es decir, establece una relación de la fracción de área que estos elementos ocupan en la distribución con respecto al rotor (Parra, 2016). Determinando a continuación una relación que permite definir a la solidez en base al diámetro, número de alabes y longitud de la cuerda.

$$\sigma = \frac{n \cdot C}{\pi \cdot d} \quad (13)$$

De igual manera se toma en cuenta el comportamiento del perfil NACA 0021 en base a las deformaciones que podrían presentarse en el cuerpo del álabe debido a la fuerza generada por el movimiento del fluido y a la presión producida. Por tal motivo en la sección de resultados se detalla en base a un estudio investigativo realizado por la Universidad de Newfoundland resultados del comportamiento de un álabe con características similares al utilizado en este diseño. Con la finalidad de asegurar un desempeño óptimo de las aspas evitando deformaciones prematuras (Keough,2014).

### 2.2.6 Cuerda del Alabe

La solidez debe tener un valor cercano a 0.4 para obtener un rendimiento máximo en el desempeño de la turbina de río (M. Shiono, 2002). Este valor evita que el álabe sea frágil y presente problemas de fatiga prematuramente. Bajo este precepto para fines de esta tesis el valor de la cuerda se la obtendrá a través de fijar un valor de 0.4 para la solidez.

$$C = \frac{\sigma \cdot \pi \cdot d}{n} \quad (14)$$

### 2.2.7 Número de Reynolds

El principio de Reynolds es físicamente una medida de la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas en un flujo. Se define como un valor adimensional que permite caracterizar el movimiento de un fluido clasificándolo en tres tipos: laminar, transitorio y turbulento, esto de acuerdo con la magnitud del número de Reynolds que se obtenga. En el

libro “Fundamentals of Aerodynamics, fifth edition” escrito por Anderson Jr. se determina la ecuación descrita a continuación que permite calcular un valor de Reynolds tomando en cuenta la cuerda del perfil alar, la densidad del agua a 20 grados centígrados, la viscosidad dinámica obtenida a la misma temperatura que la densidad y la velocidad corregida (Anderson, 2011).

$$Re = \frac{\rho * V r * C}{\mu} \quad (15)$$

### 2.2.8 Relación de velocidad en la punta del Álabes (TSR)

La velocidad de punta del álabes designada también como Tip speed ratio (TSR) o  $\lambda$  representa la relación entre la velocidad tangencial presente en la punta del álabes y la velocidad del fluido incidente (Parra, 2016). La velocidad de punta del álabes se define como la velocidad tangencial del rotor en la punta de las paletas y se la obtiene de la siguiente manera:

$$V_t = R\Omega \quad (16)$$

En cuanto a la relación de velocidades (TSR) se puede establecer la siguiente ecuación, la cual relaciona la velocidad tangencial descrita en el párrafo anterior y la velocidad del fluido entrante, de tal manera que se puede generar un valor adimensional que permite calcular la relación presente entre la velocidad del flujo y la velocidad angular provocada por ese flujo. Cabe resaltar que la variación del torque en el rotor depende directamente de la velocidad del fluido y del diámetro de la turbina.

$$TSR = \frac{\Omega \cdot R}{v} \quad (17)$$

En la figura 4 se observa el desempeño de varios tipos de generadores en función de la velocidad de punta de álabe (TSR) y el coeficiente de potencia. Esto permite establecer el comportamiento de la turbina a diferentes velocidades del flujo del río, tomando en cuenta que las dimensiones geométricas de la turbina son constantes. Para este caso en especial, se hace referencia al trabajo de Mata el cual especifica un valor experimental de 2 para el TSR con una velocidad del fluido aproximado a 0.75 m/s con dimensiones similares a la turbina desarrollada en esta tesis (Mata,2009). Además, se realiza un análisis comparando la simulación dinámica y estática para encontrar el valor del TSR que el diseño presenta en base a la velocidad angular. Teniendo presente este valor de TSR se procede a obtener un valor teórico de velocidad angular.

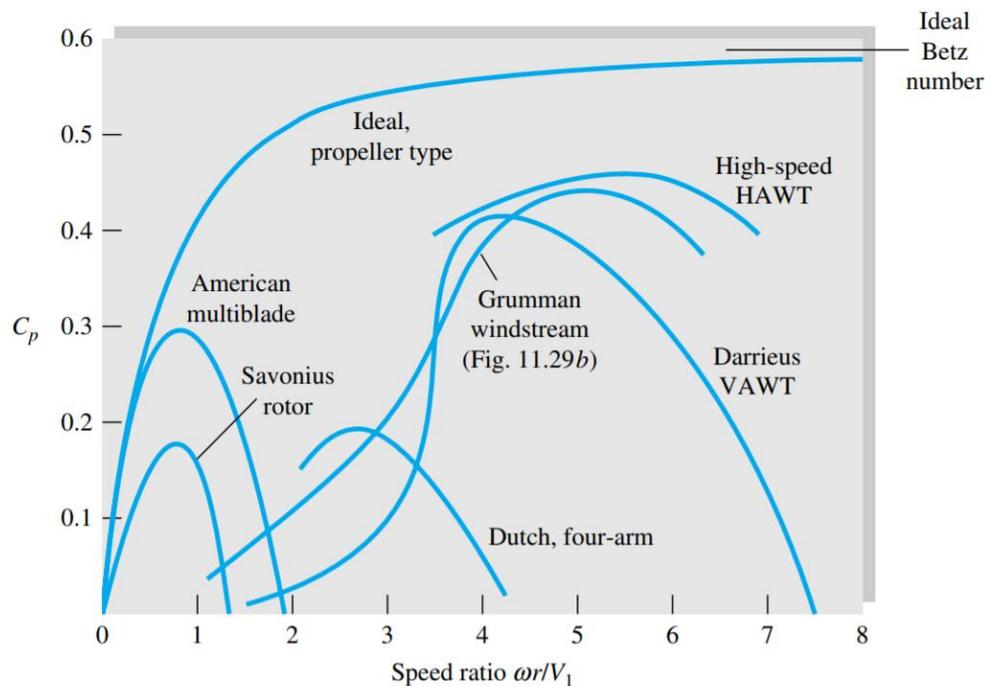


Figura 4. Desempeño estimado de generadores en función del TSR

Nota. Recuperado de "Fluid Mechanics", de White, F.,2003, Boston, USA: McGraw-Hill Book Company.

### 2.2.9 Ángulo de inclinación $\psi$

El ángulo de inclinación ( $\psi$ ) representa la posición de la punta inferior de la hélice con respecto a la punta superior. Este valor es de suma importancia al momento de diseñar los álabes helicoidales, puesto que la configuración condiciona el desempeño de la turbina, el torque en el rotor y el plano de corte en el desplazamiento dentro del fluido. Teóricamente se analizan tres posibilidades para el ángulo de inclinación ( $\psi = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$ ), enfocados en obtener el mayor torque posible en el rotor. Shiono demuestra que el cambio del ángulo de inclinación de la turbina afecta directamente en el torque de la turbina (M. Shiono, 2002). La figura 5 representa un diagrama donde se observa dos tipos de configuraciones la figura (a) representa una configuración con álabes rectos sin ángulo de inclinación, lo que provoca un cambio en la inercia del álabe y por lo tanto una resistencia mayor al movimiento (Alaimo et al., 2015). En cuando a la ilustración (b) se identifica una configuración con álabes helicoidales con un ángulo de inclinación  $\psi$  que teóricamente generaría un plano de movimiento aerodinámico con una inercia menor que la configuración (a).

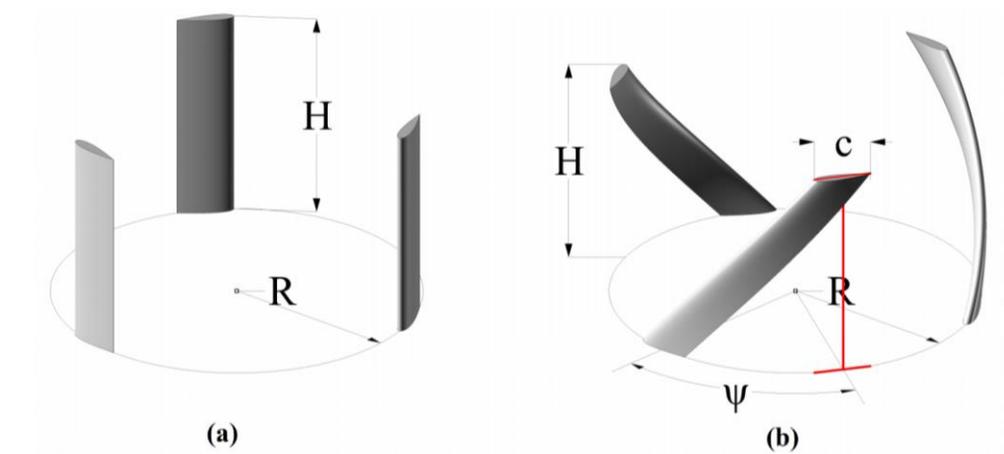


Figura 5. Diagrama de álabes helicoidales para turbina Gorlov

Nota. Recuperado de “3D CFD analysis of a vertical axis wind turbine”, de Alaimo, A.,2015, Energies,8(4), pp.3013-3033.

### 2.2.10 Ángulo de Ataque $\alpha$

El ángulo de ataque  $\alpha$  está definido como el ángulo entre la cuerda del perfil y la velocidad del fluido  $V_\infty$ . También se expresa como el ángulo entre la fuerza de levante y la fuerza normal perpendicular a la cuerda o a su vez entre la fuerza de arrastre y la fuerza axial paralela a la cuerda del perfil. En la figura 6 se puede observar todos los componentes de las fuerzas antes mencionadas, denotando las relaciones matemáticas que conectan el ángulo  $\alpha$  y las fuerzas normales y paralelas con las de empuje y arrastre.

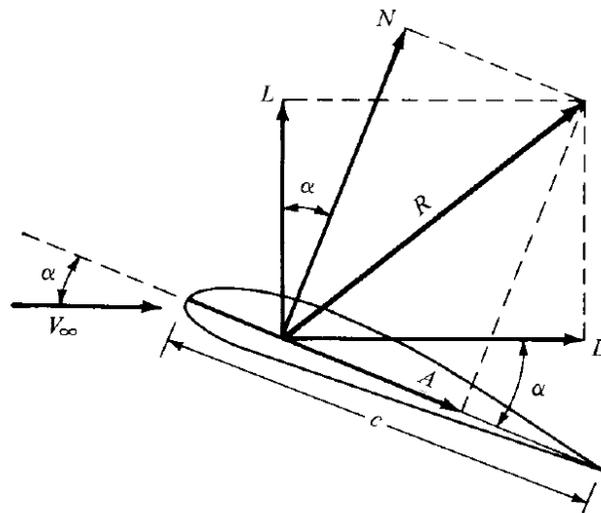


Figura 6. Componentes de las fuerzas resultantes en un perfil aerodinámico  
Fuente: Recuperado de “Fundamentals of aerodynamics”, de Anderson, J.,2011, New York: McGraw-Hill.

### 2.2.11 Perfil NACA del álabe

Los álabes se representan como paletas de forma curva, su funcionalidad es desviar el flujo de la corriente de agua hacia el rodete a una velocidad ya establecida. Los perfiles Naca fueron concebidos por la National Advisory Committee for Aeronautics (NACA) con el fin

de estandarizar los perfiles de acuerdo con su geometría y distribución diferenciándolos con nomenclatura. Usualmente la nomenclatura que utilizan consta de 4 dígitos, cada dígito establece características a los parámetros geométricos, dimensionales y proporcionales del perfil. En la figura 7 se indican las características del perfil definiendo de mejor manera las partes que lo conforman.

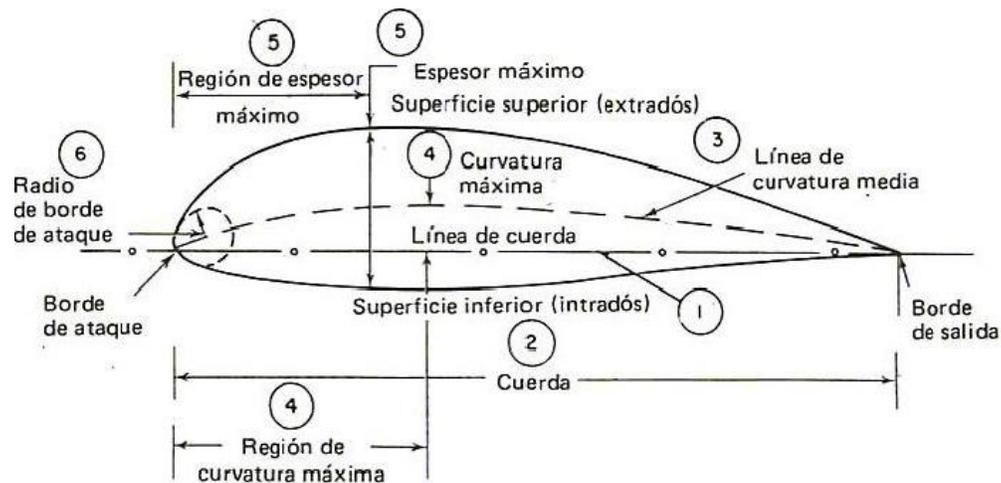


Figura 7. Componentes de un perfil alar tipo NACA

Nota. Recuperado de “Análisis CFD sobre la influencia de la solidez en aerogeneradores H-Darrieus con perfiles asimétricos”, de Parra, M.,2016, Valladolid: Universidad de Valladolid.

### 2.2.12 Coeficiente de Momento

Es un coeficiente que relaciona el par de torsión efectivo sobre el eje de la turbina con respecto al par de torsión máximo que se lograría obtener de un fluido en movimiento con similares características. La expresión a continuación define lo antes mencionado.

$$C_m = \frac{T}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A \cdot R} \quad (18)$$

### 2.2.13 Eficiencia de la Turbina

Establece una relación entre la potencia efectiva generada por la turbina sobre la potencia máxima disponible en la corriente del río. Para esto toma en cuenta el par de torque generado en el eje y la velocidad angular de la turbina estableciendo un valor de potencia que depende proporcionalmente a la velocidad y dimensiones de la turbina hidrocínética (Parra,2016).

$$\eta = \frac{T * \Omega}{\frac{1}{2} * \rho * V_r^3 * A} \quad (19)$$

### 2.2.14 Potencia hidrocínética neta

La potencia hidrocínética refleja la energía neta generada cuando el fluido a traviesa los álabes. Se denota que esta potencia es idealizada ya que no toma en cuenta la fricción en el eje, los cojinetes y la rugosidad de los materiales utilizados en la estructura. Como se refleja en la ecuación 19 la velocidad infiere directamente en la potencia que puede generar la turbina al igual que la densidad del fluido.

$$P = \frac{1}{2} * C_p * \rho * V_r^3 \quad (20)$$

### 2.2.15 Potencia eléctrica

La potencia eléctrica toma en cuenta la eficiencia que presentan los mecanismos de transmisión, generación y disipación de calor. Con esto en mente se puede analizar que la potencia eléctrica seria la energía real que un sistema hidrogenerador puede entregar en base a sus dimensiones y a la velocidad del fluido. Todo dependerá del rendimiento de los acoples mecánicos y del generador eléctrico (Vitorino,2016).

$$P_{elec} = P * \eta_{sistema} \quad (21)$$

La eficiencia del sistema toma en cuenta los tres parámetros mencionados en el párrafo anterior.

$$\eta_{sistema} = \eta_{trans} + \eta_{gene} + \eta_{disi} \quad (22)$$

### 2.3 Diseño banco de pruebas

Con la idea de futuros trabajos relacionados a este proyecto energético se planeó el diseño de un espacio donde la turbina pueda ser probada. Con este fin, se estableció un banco de pruebas que permita controlar la velocidad del flujo dentro de un espacio cerrado con el objetivo de simular la corriente real de un río y lograr obtener resultados experimentales del torque y la potencia generada por la turbina. El banco de pruebas posee una bomba centrífuga la cual permite la recirculación del agua para mantener constante la velocidad del flujo dentro del tanque. Además, cuenta con una válvula Check la cual evita que el fluido regrese cuando la bomba se encuentre apagada y una válvula de bola que permite regular el caudal del flujo permitiendo variar la velocidad de entrada.

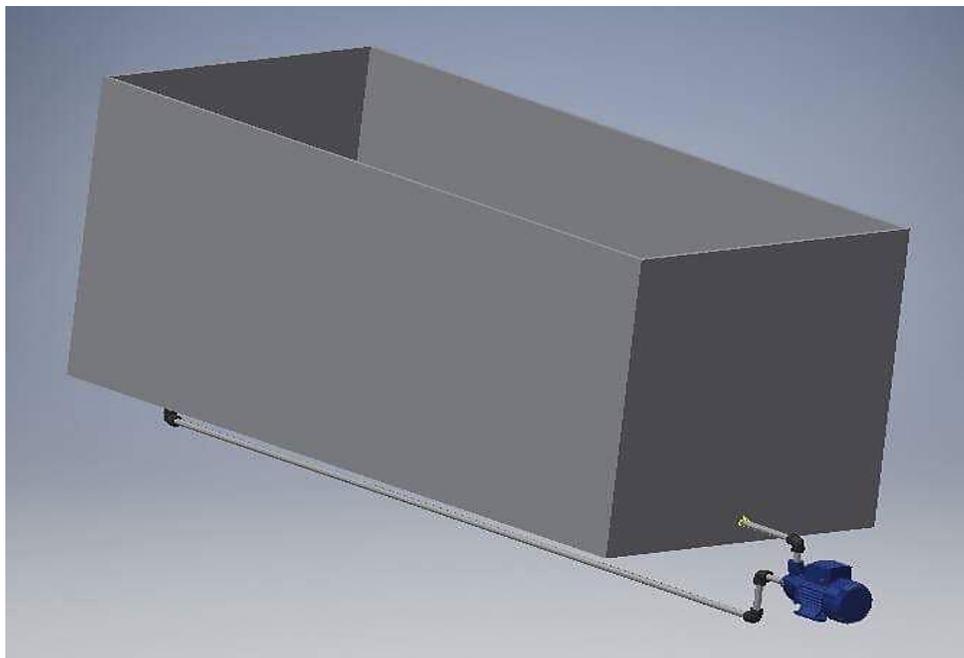


Figura 8. Vista isométrica del banco de pruebas.

Para obtener la potencia de la bomba que se adecue a los requerimientos del rig de pruebas, se utiliza el principio de Bernoulli. En donde se establece una relación de presión, velocidad, altura, pérdidas por fricción a lo largo de la tubería y pérdidas por los accesorios presentes en función de la altura de cabeza de agua de la bomba. Para dicho análisis se utilizan las ecuaciones de libro “Thermal Energy System Desing and Analysis” de Penoncello, donde se establece una ecuación general de balance de energía, la cual se detalla a continuación (Penoncello,2015).

$$h_{pump} + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \frac{V_p^2}{2g} * (f \frac{L}{D} + \Sigma k) \quad (23)$$

En cuanto a las pérdidas menores dadas en la tubería, se define un factor adimensional denominado  $f$ , que es el factor de fricción debido a la rugosidad y al comportamiento del flujo dentro de la tubería.

$$f = \frac{0.25}{[\log(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}})]^2} \quad (24)$$

Para caracterizar el tipo de movimiento de un fluido, se define un número adimensional en base al número de Reynolds, el cual establece un rango numérico para cada tipo de fluido. Los tres tipos de comportamientos posibles son: laminar, transitorio y turbulento. Esto dependerá directamente de la densidad, la velocidad, el diámetro de la tubería y la viscosidad del fluido.

$$Re = \frac{\rho V D_b}{\mu} \quad (25)$$

Los accesorios en el sistema son representados por codos, válvulas, llaves, expansiones, contracciones, etc. Los cuales se encuentra a lo largo de toda la tubería. Cada uno de estos accesorios presentan un número adimensional denominado K, que permite considerar las pérdidas de cada uno. En la ecuación de Bernoulli se puede observar su aportación a través de la sumatoria de todas las constantes en la tubería. Dichas constantes fueron obtenidas en el libro de Mecánica de Fluidos de White (White,2008).

### 2.3.1 Diámetro Económico

Del rango de velocidades económicas del agua se establece un promedio por medio del cual se puede obtener el valor de un área económica a través de la siguiente fórmula:

$$A_{econ} = \frac{Q}{V_{econ}} \quad (26)$$

Después de calcular el área económica se procede a buscar en el apéndice D del libro de Janna para obtener un área de flujo cercano al valor del área económica y de esta manera saber el diámetro interior de la tubería estandarizada. Con lo cual, se calcula todo lo descrito anteriormente (Janna,2014).

### 2.3.2 Altura de cabeza de agua

Como se mencionó en los párrafos anteriores, para obtener la altura de la bomba se partió del principio de Bernoulli. Al reordenar la expresión se obtiene la altura de agua que necesita la bomba para funcionar bajos los requerimientos establecidos en el diseño.

$$h_{pump} = \frac{(P_2 - P_1)}{\rho g} + \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2g} + (z_2 - z_1) + \frac{V_2^2}{2g} * (f \frac{L}{D} + \Sigma k) \quad (27)$$

Se establece una diferencia de presión manométrica entre dos puntos del tanque. La presión  $P_1$  fue colocada en la superficie del agua cuando el tanque está lleno, por lo cual se asume una velocidad  $V_1$  igual a cero. En cuanto a la presión  $P_2$  se establece en la entrada al tanque donde se fija una velocidad  $V_2$  de operación de acuerdo con la necesidad. La velocidad  $V_2$  puede ser fijada entre un rango de 0.5 a 2.5 [ $\frac{m}{s}$ ] según sea necesario. Cabe resaltar que este rango de valores es tomado de velocidades típicas del río Tiputini. La altura del agua en el reservorio se mantendrá a 0.9 m en todo momento asegurando que la turbina se encuentra completamente sumergida.



Figura 9: Diagrama de sistema (Banco de pruebas)

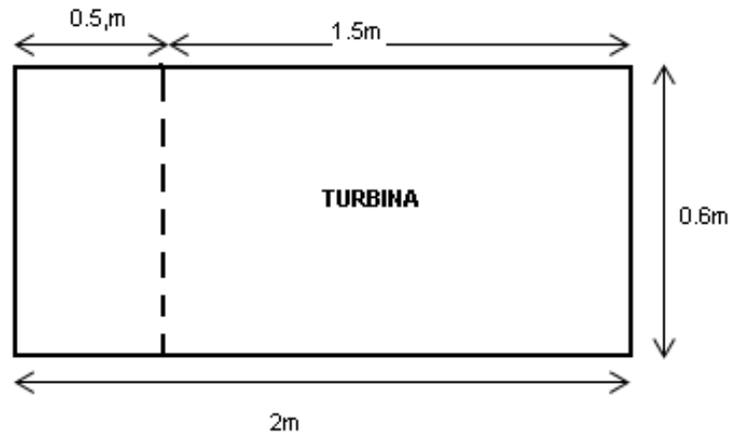


Figura 10: Vista lateral del sistema

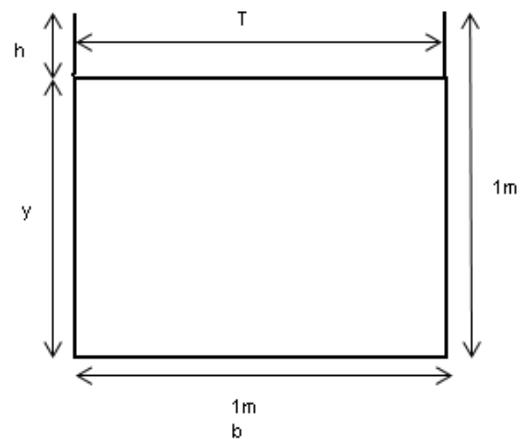


Figura 11. Vista frontal del sistema.

Al aplicar lo mencionado en el párrafo anterior y al expresarlo en función del caudal la ecuación se reduce a lo siguiente:

$$h_{pump} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} - z_1 + \frac{8Q^2}{\pi^2 g D^4} * \left( f \frac{L}{D} + \Sigma k \right) \quad (28)$$

### 2.3.3 Potencia entregada al fluido

Una vez definida la altura de cabeza de agua requerida se procede a calcular la energía o potencia necesaria para cumplir con todos los parámetros de diseño. Esta expresión representa la energía entregada al fluido para satisfacer todas las necesidades del sistema. La ecuación de potencia se presenta a continuación:

$$P_t = \rho g A V_p h_{pump} \quad (29)$$

### 2.3.4 Tiempo de llenado del sistema

Para calcular el tiempo de llenado en el banco de pruebas se utiliza un balance de energía de acuerdo con el flujo másico entrante al volumen de control en este caso se considera como el volumen del tanque, el cual cuenta con un área transversal rectangular y una altura de agua de 0.9 m. Se establece la velocidad de entrada como la del fluido directamente desde el grifo. Este valor fue obtenido desde el trabajo de titulación de Aldás, en donde se establecen un rango de velocidades en las tuberías de la ciudad de Quito entre 0.3 y 2.2  $[\frac{m}{s}]$ . Cabe denotar, que al tener un valor de velocidad más alto se podría presentar erosión en las tuberías, de igual manera si el valor es menor podría arrastrar sedimentos. Con este rango se garantiza una condición de autolimpieza en la tubería (Aldas,2011). En la siguiente línea se presenta la expresión general para la obtención del tiempo de llenado.

$$\rho * A_g * V_g = (\dot{m}_2 - \dot{m}_1) \quad (30)$$

Se fija un área transversal circular  $A_g$  para el grifo donde se establece un diámetro del grifo promedio  $D_g$  equivalente a 0.02 m. De igual forma la velocidad del grifo  $V_g$  se toma

como un promedio del rango mencionado en el párrafo anterior con un valor aproximado de  $1 \left[\frac{m}{s}\right]$ . Frente al volumen del tanque que se requiere llenar  $V_b$  y la densidad del fluido que este caso es agua.

$$(\rho * A_g * V_g)t = \rho V_b \quad (31)$$

Al reagrupar esta expresión se obtiene el tiempo de llenado del tanque.

$$t = \frac{V_b}{\left(A_g * \frac{\pi * D_g^2}{4}\right)} \quad (32)$$

### 2.3.5 Curvas del sistema

La ecuación 28 se encuentra en función del caudal con la finalidad de generar una curva característica del sistema con respecto a la altura de cabeza de agua  $h_{pump}$  vs el caudal  $Q$ , de esta manera se define el punto de operación y se establece si la bomba funcionará de forma adecuada. Estas gráficas permiten comparar con las curvas de las bombas comerciales y de esta forma definir una eficiencia máxima que cumpla con los requerimientos establecidos en el diseño. Con esto se busca garantizar el óptimo funcionamiento del sistema ya que se ajusta directamente con bombas que ya se encuentran presentes en el mercado, estableciendo una eficiencia mayor a un menor costo.

## 2.4 Requerimiento Energético del laboratorio en la Estación de Biodiversidad del Tiputini.

El requerimiento energético del laboratorio es alto comparado con el resto de las instalaciones de la estación, ya que en el laboratorio se encuentra la mayoría de los equipos

de aire acondicionado y equipos destinados a la investigación de las especies endémicas del lugar. Se mencionó en secciones anteriores que el objetivo de este trabajo de titulación es alimentar una cámara de refrigeración de muestras en el laboratorio. Como información adicional se muestra en la tabla 1 el requerimiento energético neto en las inmediaciones del laboratorio mensualmente, esta información fue extraída de la investigación realizada por la estación de biodiversidad del Tiputini. Se ve en la tabla 1 el consumo mensual de energía eléctrica que el laboratorio demanda denota un consumo eléctrico alto que rodea los 3000 kwh en el mes de octubre donde mayor demanda presenta.

Tabla 1. Consumo eléctrico mensual del laboratorio de la estación

Mes	Consumo eléctrico del laboratorio kwh
Enero	2664,48
Febrero	2771,72
Marzo	2611,84
Abril	2959,2
Mayo	2835
Junio	2744,22
Julio	2651,942
Agosto	2646,616
Septiembre	2674,13
Octubre	2922,36
Noviembre	2884,0224
Diciembre	2689,204

#### 2.4.1 Cámara de refrigeración para muestras

La cámara de refrigeración necesaria para la conservación de muestras y especies en el laboratorio de la estación de biodiversidad del Tiputini se selecciona en base a las necesidades del laboratorio y al requerimiento energético que estos artefactos presentan.

Limitando el tamaño y el espacio de refrigeración por la energía entregada por la turbina de río, ya que se busca una operación constante evitando que la temperatura dentro del equipo caiga drásticamente y que las muestras se dañen. Con este objetivo en mente se propone una cámara de refrigeración de conservación que funcione en el rango de 0° C a 8° C. El equipo seleccionado se encuentra detallado en los resultados.

## 2.5 Simulación CFD en SolidWorks®

La dinámica de fluidos computacional (CFD) utiliza análisis numérico y estructura de datos para solucionar problemas computacionales que involucran flujos de fluidos que usualmente resultan imposibles de resolver a través de procesos analíticos. Simulando la interacción del fluido y la estructura en base a condiciones de contorno y generando resultados prácticos como: torque, esfuerzos, perfil de velocidades, presión, campo de velocidades, etc. Lo cual permite determinar el comportamiento fluido-estructura. Para comprender de mejor manera el proceso de simulación se parte desde el modelo sólido generado a través de un programa CAD para luego pasar a un simulador CFD que básicamente se ocupa del dominio de solución menos el modelo del sólido que se realiza a través de una resta booleana. El software se fundamenta en principios de termodinámica, modelos de turbulencia, modelos de fenómenos físicos, ecuaciones de continuidad, ecuaciones de momento y conservación mecánica lo cual se resumen en las ecuaciones de Navier – Stokes. En donde se considera un fluido newtoniano incompresible que carece de fuerzas corpóreas (Marturet,2012).

$$\nabla u = 0 \quad (33)$$

$$\rho \left( \frac{\nabla u}{\nabla t} + u \nabla u \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 u \quad (34)$$

La simulación realizada en SolidWorks® tiene como objetivo encontrar el torque neto en el eje principal de rotación del equipo. Esto es posible ya que el simulador permite seleccionar el eje donde se desea calcular el torque tomando en cuenta todos los elementos que conforman la estructura y que generan momento sobre dicho eje. Además, permite simular un fluido con características específicas como: densidad, velocidad, viscosidad, número de Reynolds, etc. Con la finalidad de establecer la fuerza total que ejerce el fluido sobre los alabes y demás elementos.

### 2.5.1 Mallado

El mallado es el proceso donde se subdivide a la pieza en elementos más pequeños en base a sistemas que se encuentran conectados entre sí por nodos con el objetivo de analizar estos elementos y generar ecuaciones en cada una de las celdas para resolver el sistema de ecuaciones que caracterizan a la pieza. La discretización del modelo se determina por las especificaciones de las condiciones de borde, la geometría propia del elemento y el volumen de control donde se encuentra la estructura a ser analizada. El simulador SolidWorks® usualmente se basa en algoritmos que se ajustan al modelo para establecer un mallado que optimice los resultados y el tiempo de simulación. En la figura 12 se muestra el tipo de mallado que SolidWorks® permite utilizar en base a los requerimientos de la simulación. El tipo de mallado utilizado para analizar el hidrogenador fue seleccionada automáticamente por el programa en función de la geometría de la pieza y los requerimientos de simulación. Se configura para este sistema el nivel de refinamiento de la malla nivel 5 en base a la

convergencia de los resultados obtenidos, puesto que se observó que para niveles inferiores los resultados fluctúan y que a partir de este nivel los resultados son constantes comparados con los niveles 6 y 7.

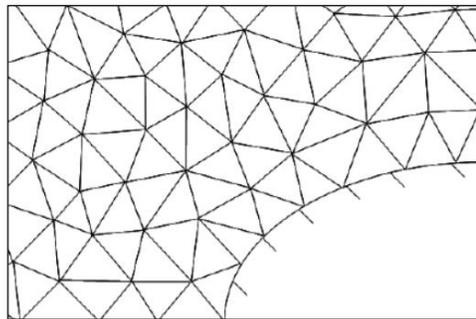


Figura 1: Malla ajustada a sólido no estructurada

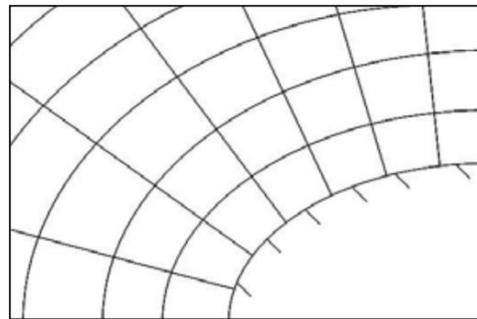


Figura 2: Malla con aletas en sólido estructurada

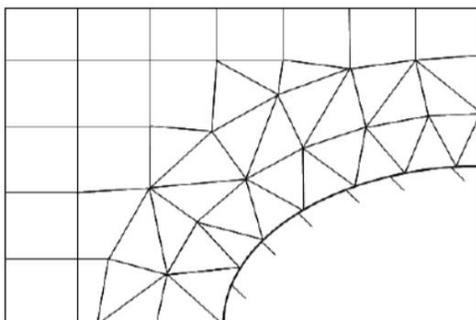


Figura 3: Combinación de malla cartesiana estructurada y malla ajustada a sólido no estructurada cerca de la pared

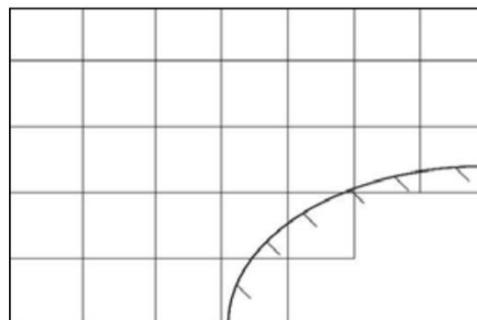


Figura 4: Malla de cuerpo sumergido cartesiana estructurada

Figura 12. Tipo de mallado predeterminada en SolidWorks®

### 2.5.2 Simulación Estática

La simulación estática se refiere a cuando la turbina se encuentra ubicada en un ángulo de giro determinado y en esta posición se genera un flujo que incide sobre los álabes de la turbina con el fin de obtener un valor neto del torque que el flujo produce sobre el eje principal de

rotación del hidrogenerador. La finalidad de la simulación estática es determinar el comportamiento de la turbina de río en base a la potencia de salida, con esto se busca que la potencia sea lo más uniforme posible para establecer un comportamiento equilibrado a lo largo de todas sus posiciones evitando caídas de energía y generando una operación constante del equipo al que se alimenta.

### 2.5.2.1 Parámetros de simulación

Los parámetros considerados en la simulación estática son: velocidad del fluido incidente, nivel de refinamiento del mallado, geometría del dominio computacional y la posición de la turbina con respecto al fluido. Estos parámetros influyen directamente en los resultados de la simulación ya que cada uno tiene una interacción con la estructura de la turbina y la variación de alguno de ellos influye directamente con el torque neto sobre el eje principal de rotación. A continuación, se resumen los parámetros de simulación en la tabla 2.

Tabla 2. Parámetros de la simulación estática.

Parámetro	Dimensión
Velocidad del fluido [m/s]	0.5 – 1.2
Temperatura Fluido	293.2
Presión del fluido	101325
Número de Celdas Totales	283085
Nivel de refinamiento del mallado	5
Posición de la turbina	0° - 360°
Dominio computacional eje x [m]	3.4
Dominio computacional eje y [m]	16
Dominio computacional eje - y [m]	-8
Dominio computacional eje z [m]	4.14
Dominio computacional eje -z [m]	-3.14

### **2.5.3 Simulación Dinámica**

La simulación dinámica aporta resultados precisos en cuanto al desempeño real de la turbina. Debido a que en la simulación se establece un volumen de control cilíndrico que envuelve a toda la estructura del hidrogenerador proporcionándole una velocidad angular al dominio con la finalidad de generar un contacto rotatorio con la geometría de los álabes y establecer valores de torque dinámico. Con el objetivo de mejorar los resultados de la simulación se fijan valores de rugosidad en el material para ofrecer una idea de las pérdidas de energía en el sistema dadas por la fricción de los álabes con el fluido.

#### **2.5.3.1 Parámetros de simulación dinámica**

Los parámetros establecidos para esta sección son similares a los de la simulación estática ya que se pretende establecer las mismas condiciones del fluido en la simulación. Los cambios que presenta esta simulación es el volumen de control cilíndrico y la velocidad angular que se impone sobre este elemento para determinar un torque dinámico neto sobre el eje de rotación principal. En la tabla 3 se observa los parámetros de la simulación dinámica donde se establece un rango de velocidades angulares entre 2 – 5 rad/s y un volumen de control cilíndrico que encierra perfectamente al hidrogenerador.

Tabla 3. Parámetros de la simulación Dinámica

Parámetro	Dimensión
Velocidad del fluido [m/s]	0.5 – 1.2
Temperatura del fluido [k]	293.2
Presión del fluido [Pa]	101325
Número de Celdas Totales	285642
Nivel de refinamiento del mallado	5
Velocidad angular [rad/s]	2-5
Volumen de Control (A x D)	(1 x 1.1)
Dominio computacional eje x [m]	3.4
Dominio computacional eje y [m]	16
Dominio computacional eje - y [m]	-8
Dominio computacional eje z [m]	4.14
Dominio computacional eje -z [m]	-3.14

### 2.5.3 Análisis de Convergencia en un modelo de volumen finito

Para definir correctamente las dimensiones del volumen de control en la simulación en un software CFD se aplican los principios mencionados por Mata. Donde se establece mediante experimentos prácticos un dominio característico para la simulación del flujo y la interacción con la turbina hidrocínética tipo Gorlov. Analizando principalmente la zona posterior al contacto con la turbina que se la denomina en el medio como distancia aguas abajo o zona de descarga (Mata,2009). Las dimensiones del volumen de control expresadas en función del diámetro de la turbina. Para determinar la longitud aguas abajo se utilizó lo propuesto por Marturet, este autor establece una zona de descarga 16D que se traduciría en 16 veces el diámetro de la turbina, con el fin de evitar cualquier tipo de perturbación por parte de las paredes del volumen de control (Marturet,2012).

## 3. RESULTADOS

### 3.1 Parámetros de diseño

En 2001, Gorban, Gorlov y Silantyev publicaron una investigación sobre límites de eficiencia en turbinas de flujo libre, este estudio se estableció un límite máximo del 35% de eficiencia para una turbina tipo Gorlov de 0.6 m de diámetro y 0.8 m de alto (Marturet,2012). La turbina hidrocínética tipo Gorlov tiene como objetivo solventar la necesidad energética de una cámara de refrigeración para muestras en el laboratorio de la estación. Para el diseño mecánico de los componentes se toma en cuenta las limitantes en el río Tiputini, tales como la profundidad a lo largo de todo el año, la velocidad de acuerdo con las épocas de lluvia o de sequía, el tipo de sedimentos presentes en el agua y los requerimientos energéticos para alimentar de manera constante la cámara de refrigeración.

Se debe garantizar un comportamiento eficiente del conjunto mecánico con la finalidad de entregar una potencia constante que cumpla con el requerimiento de la cámara seleccionada. Para esto se toma en cuenta la inclinación de los álabes con respecto a su base, la longitud de la cuerda del perfil del alabe, la solidez y el tipo de perfil. Estas características de la estructura permiten obtener una eficiencia máxima en el coeficiente de potencia, lo que se traduce en una generación constante de energía.

### 3.2 Criterio de diseño

Se establece un rango de energía generada en función de la velocidad del fluido, ya que este parámetro influye directamente en la potencia que se podría obtener del flujo. Este parámetro es de suma importancia ya que limita la producción energética. Con los datos recolectados en el río Tiputini durante el año 2017 se logró establecer un rango de velocidades de 0.5 a 1.5 [ $\frac{m}{s}$ ], definiendo un rango de operación que cumpla con el requerimiento energético de la cámara de muestras.

### 3.3 Dimensionamiento

Las dimensiones de la turbina fueron seleccionadas en base a la necesidad de producción energética para el correcto funcionamiento del equipo. La turbina cuenta con un área efectiva de incidencia de 1  $m^2$ . El sistema está compuesto por tres álabes helicoidales, un eje central sobre el cual gira toda la estructura y dos soportes localizados en la parte superior e inferior del equipo para anclar a los alabes. Es así, que la turbina tiene un diámetro y altura de los alabes iguales a 1m. El perfil seleccionado es tipo NACA 0021 con una longitud de cuerda de 0.4188 m, un ángulo de ataque de 7°, cuenta con una rigidez de 0.4 y un ángulo de inclinación de 90°. El equipo tiene un rango de producción energética que varía entre 30 – 260W dependiendo de las condiciones de funcionamiento.

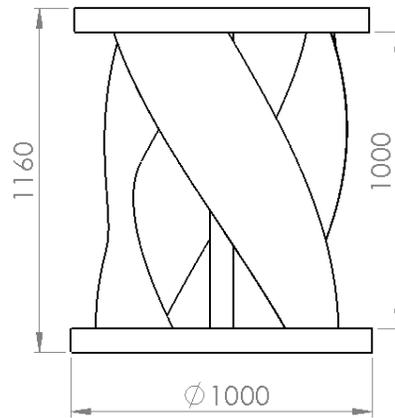


Figura 13. Dimensionamiento de la turbina hidrocínica



Figura 14. Vista frontal de la turbina de río.

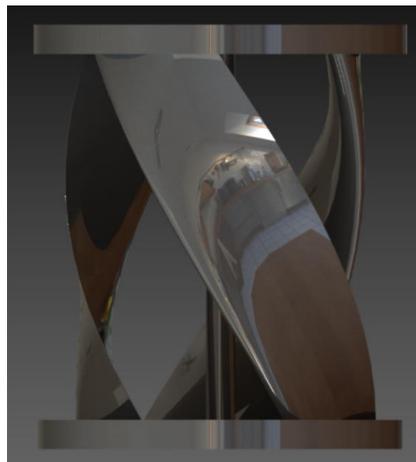


Figura 15. Imagen renderizada del modelo.

Los álabes cumplen un rol principal en el funcionamiento de la turbina, ya que la configuración de estos limita la operación y por ende la salida de potencia. Para fines de este diseño se utilizaron solamente tres álabes, esta selección se basa en lo propuesto por Anderson y Stelzenmuller, los cuales establecen una relación entre el número de alabes y el rendimiento de la turbina, siendo 3 el número de alabes para obtener la mayor eficiencia posible en el sistema (Anderson J.H, 2011).

### **3.4 Simulación Estática**

El diseño de los elementos mecánicos que conforman la turbina hidrocínética se efectuó a través del software SolidWorks®. Este programa permite el diseño mecánico, el modelado y la simulación del modelo. Consintiendo el modelado de cada parte por separado, para luego poder ensamblar y analizar los elementos en conjunto. Por medio del mismo software mencionado se realizó el performance de la turbina hidrocínética estableciendo el comportamiento de cada uno de los elementos mecánicos que conforman la turbina. Generando condiciones variables de velocidad se obtiene la potencia generada por la turbina. Cabe resaltar que para la simulación estática se establecen condiciones idealizadas, es decir no se toma en cuenta pérdidas por fricción en los álabes y se asume que el cojinete en donde va a rodar el eje es perfecto y no presenta un coeficiente de fricción.

#### **3.4.1 Comparación entre el perfil NACA 0018 y NACA 0021**

Para encontrar un diseño que se acople a las características que presenta el río y con el enfoque de obtener la mayor eficiencia posible se propone el análisis de dos perfiles diferentes. Los perfiles analizados son NACA 0018 y NACA 0021. Se eligieron estos perfiles en base al trabajo de investigación realizado por la Memorial University of

Newfoundland ya que ellos realizaron experimentos prácticos con un aerogenerador documentando el comportamiento (Keough, 2014).

### 3.4.1.1 Relación entre el ángulo de incidencia y el coeficiente de potencia para el perfil NACA 0018.

Tomando en cuenta el comportamiento de los perfiles aerodinámicos se puede apreciar que la resistencia del agua sobre la superficie del alabe se presenta como una resultante  $R$  de la sumatoria de las fuerzas aplicadas por el flujo sobre la estructura. Lo cual se representa como un vector de fuerza cuyo punto de aplicación es el centro aerodinámico del perfil (Ferri,2012). Con esto en mente se realizó el análisis antes mencionado comparando el torque total en el eje principal de rotación con la potencia de salida a una velocidad promedio del río de 1.2 [m/s] lo cual genera una velocidad angular promedio de 5 [rad/s]. La comparación se hizo mediante un simulador CFD modificando el ángulo de incidencia de la turbina en sus 360° grados de movimiento y tomando datos de su comportamiento.

Tabla 4. Resultados simulación estática perfil NACA 0018

Rotación eje Z (Grados)	Torque eje Z [Nm]	Coefficiente de Potencia	Potencia Generada [W]	Coefficiente Momento
0	34,704	0,21	173,52	0,096
30	39,519	0,23	197,59	0,109
60	44,372	0,26	221,86	0,123
90	52,74	0,31	263,74	0,146
120	34,716	0,21	173,58	0,096
150	40,110	0,24	200,55	0,111
180	44,184	0,26	220,92	0,122
210	52,793	0,31	263,96	0,146
240	34,513	0,20	172,56	0,095
270	39,703	0,23	198,51	0,110
300	44,328	0,26	221,64	0,123
330	52,928	0,31	264,64	0,147
360	34,704	0,20	173,52	0,096

En la tabla 4 se presentan los datos de la simulación en base a la rotación de la turbina. Se puede observar que el torque varía en función del ángulo de incidencia presentando tres puntos ( $90^\circ$ ,  $210^\circ$ ,  $330^\circ$ ) donde la potencia es alta comparada con el resto de las posiciones. Esto se debe a que en cada pico uno de los tres álabes se encuentra en contacto con el flujo generando un movimiento continuo y equilibrado. Esto provoca que la dinámica de la estructura sea constante estimulando que existan tres puntos de empuje en el rotor de la turbina, generando un movimiento uniforme y por lo tanto una producción energética estable.

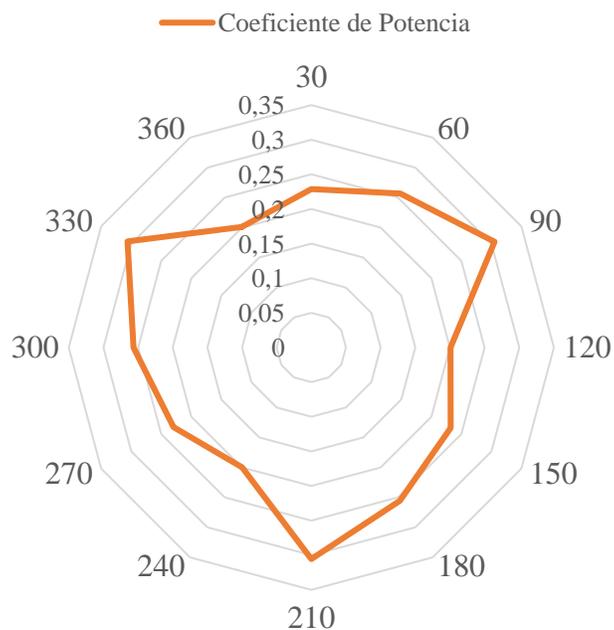


Figura 16. Desempeño en función del coeficiente de potencia perfil NACA 0018

En la figura 16 se observa el desempeño de la turbina en función del coeficiente de potencia. En este diagrama de radar se identifican tres picos donde el coeficiente de potencia es máximo. Este comportamiento es el que se busca usualmente en las turbinas tipo Gorlov y Darrieus, ya que presentan tres puntos de empuje en la estructura lo que provoca un

movimiento constante y equilibrado. Cabe denotar que se busca un desempeño uniforme a lo largo de todos los ángulos de giro de la turbina con el objetivo de minimizar las caídas de potencia entre los espacios de las aspas.

#### **3.4.1.2 Relación entre la velocidad del fluido y la potencia generada para un perfil NACA 0018.**

En esta sección se describe el comportamiento idealizado del hidrogenerador en función de la potencia entregada y la velocidad del fluido. Para este análisis se fijó un rango de velocidades entre 0.5 – 1.5 [m/s] que representa el rango de operación de la turbina para las condiciones propias en el río, estableciendo una de las tres posiciones donde el coeficiente de potencia es máximo. Además, se fija mediante la ecuación 9 una potencia idealizada máxima de 512 W para una velocidad del fluido de 1.2 [m/s] en relación con lo establecido en la ley de Beltz, con lo cual se comprueba que la simulación se acerca exitosamente a los valores teóricos máximos posibles ya que para dicha velocidad presenta una potencia de salida aproximada de 450 W. Este resultado también se puede comparar con la turbina de similares dimensiones diseñada por la empresa MARLEC. Esta empresa acopla equipos de alta eficiencia a las turbinas como el alternador de baja fricción y un eje sin rozamiento con la finalidad de mejorar el desempeño. Mediante ensayos experimentales obtuvieron una potencia de salida de 500 W a una velocidad de 1.5 m/s (Vitorino,2016). En la figura 17 se observa un crecimiento de la potencia en función de la velocidad del fluido entrante. Como era de esperar la potencia generada aumenta en función de la velocidad. Este comportamiento se puede predecir mediante la ecuación de potencia máxima establecida por Beltz. Se resalta que para el caso de menor velocidad se obtiene una potencia mínima de 30 W.

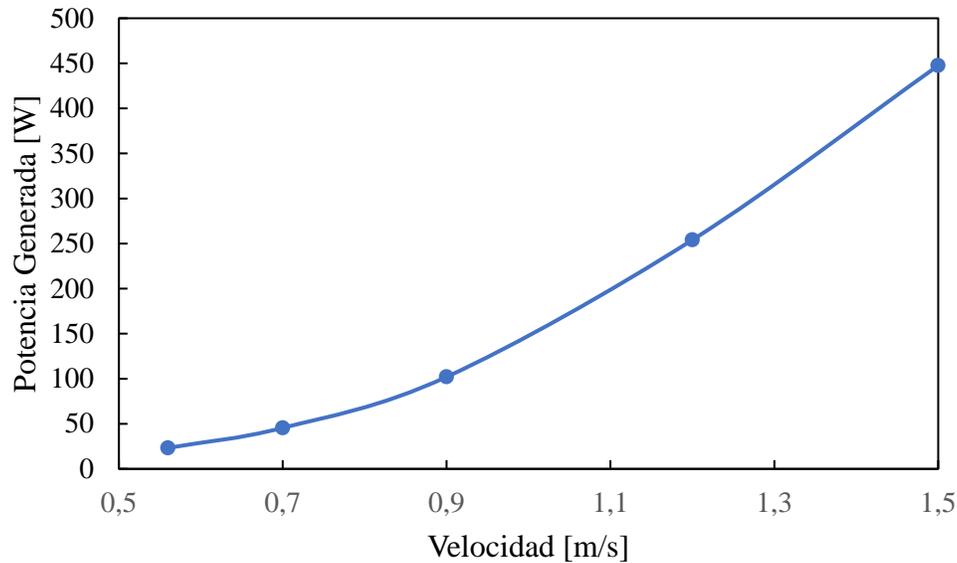


Figura 17. Potencia generada vs Velocidad del fluido para un perfil NACA 0018

#### 3.4.1.3 Relación entre el ángulo de incidencia y el coeficiente de potencia para el perfil NACA 0021.

Se sigue el mismo análisis descrito en la sección 3.4.1.1. En este caso se modificó el perfil aerodinámico para obtener una mayor eficiencia con el objetivo de mejorar el diseño preliminar. Estos resultados idealizados fueron obtenidos al simular una corriente de 1.2 [m/s] que incide directamente sobre la turbina. Como se observa la potencia teórica generada alcanza valores máximos en tres puntos. Para este caso en particular la potencia máxima de Beltz es de 512 W frente a los 386 W obtenidos en simulación, estos valores son muy cercanos debido a que la simulación es idealizada y no considera ningún tipo de pérdida. Por lo tanto, en base al desempeño de ambas turbinas se establece que el perfil NACA 0021 genera una potencia de salida mayor bajo parámetros de operación similares.

Tabla 5. Resultados simulación estática perfil NACA 0021

Rotación eje Z (Grados)	Torque eje Z [Nm]	Coefficiente de Potencia	Potencia Generada [W]	Coefficiente Momento
0	78,11	0,36	312,44	0,22
30	85,20	0,39	340,77	0,24
60	95,14	0,44	380,55	0,27
90	96,50	0,44	386,01	0,28
120	77,13	0,35	308,50	0,22
150	85,28	0,39	341,10	0,24
180	95,16	0,44	380,63	0,27
210	96,50	0,44	385,97	0,27
240	77,62	0,35	310,48	0,22
270	85,58	0,39	342,29	0,24
300	95,28	0,44	381,11	0,27
330	95,49	0,44	381,93	0,27
360	78,11	0,36	312,44	0,22

Se ha graficado el desempeño de la turbina en función del ángulo de incidencia y el coeficiente de potencia. En la figura 18 se puede ver que el comportamiento tiende a ser más uniforme que el del perfil NACA 0018, ya que no presenta cambios bruscos a lo largo de todas las posiciones de la turbina, lo cual se traduce en una generación constante de potencia. De igual manera presentan tres puntos donde el coeficiente de potencia es más alto que el resto. Para comprobar la veracidad de los resultados obtenidos se compara el desempeño de la turbina diseñada en base a un trabajo investigativo desarrollado por Kore University of Enna. Ellos resumen sus resultados experimentales en la figura 19, donde se expresa el desempeño estático de su turbina denotando que la gráfica en color negro pertenece a una configuración de las aspas con un ángulo de inclinación de  $90^0$  y que tiene un comportamiento similar a la gráfica de este trabajo de titulación (Alaimo,2015).

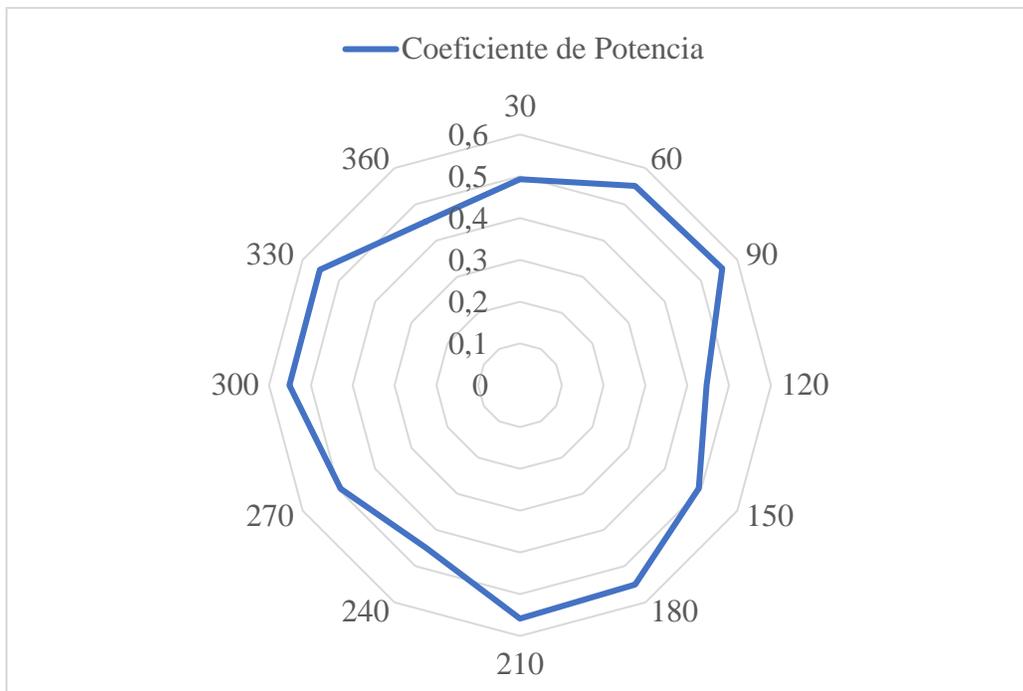


Figura 18. Desempeño en función del coeficiente de potencia perfil NACA 0021

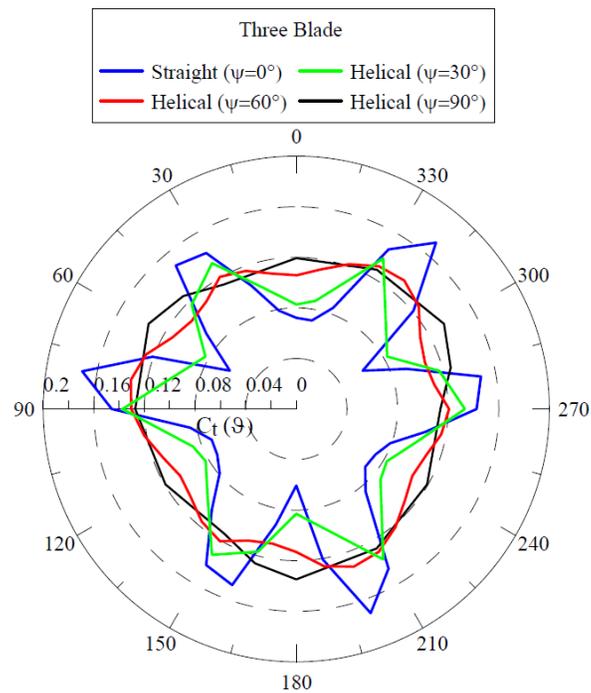


Figura 19. Desempeño estático

Nota. Recuperado de “3D CFD analysis of a vertical axis wind turbine”, de Alaimo, A.,2015, Energies,8(4), pp.3013-3033.

### 3.4.1.4 Relación entre la velocidad del fluido y la potencia generada para un perfil NACA 0021.

Para esta sección se coloca a la turbina en una de las tres posiciones donde el coeficiente de potencia es alto, con la finalidad de graficar la velocidad en función de la potencia máxima teórica de salida. Se puede observar que la potencia idealizada para una velocidad máxima de operación es de 350 W aproximadamente. Además, se establece que la relación entre la potencia y la velocidad del fluido incrementa. De igual manera se evidencia que el perfil NACA 0021 ofrece una mayor potencia de salida comparada con la potencia teórica entregada por el perfil NACA 0018.

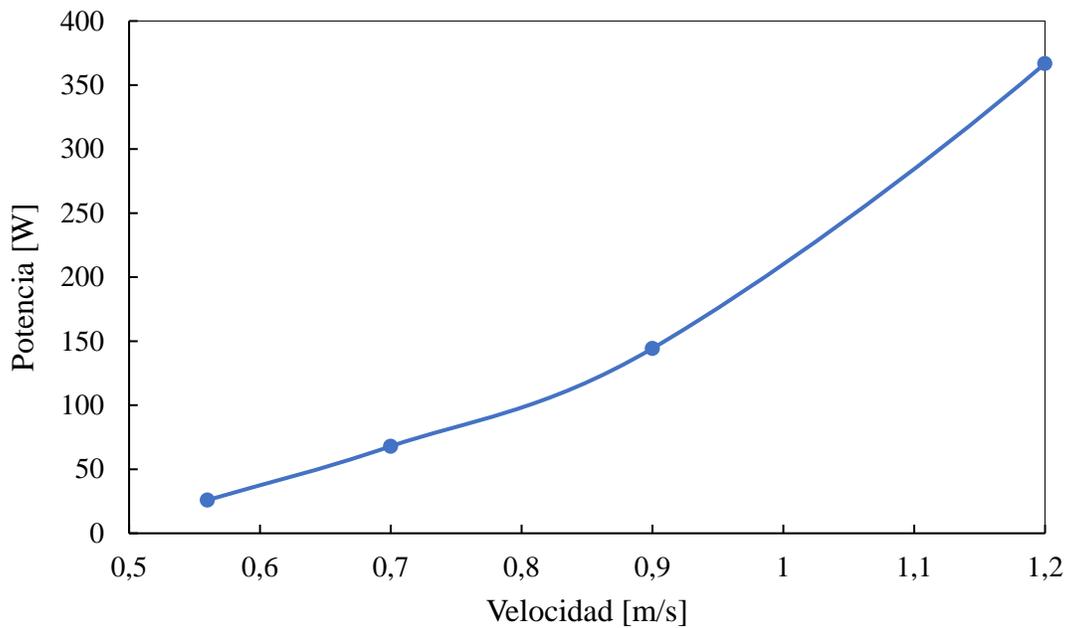
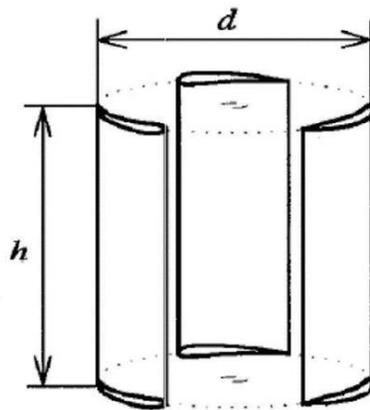


Figura 20. Relación de la potencia y la velocidad NACA 0021

### 3.4.1.5 Relación entre la potencia generada y el ángulo de inclinación de los álabes.

Como ya se mencionó en secciones anteriores el ángulo de inclinación de los álabes se forma entre la superficie inferior y la superficie superior de la estructura. La figura 22 ilustra la ubicación de dicho ángulo. El ángulo de inclinación limita el torque en el sistema lo cual influye directamente en la eficiencia. Por este motivo mediante la simulación CFD se realizó una comparación entre tres diferentes ángulos ( $0^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $90^\circ$ ) de inclinación para los álabes.

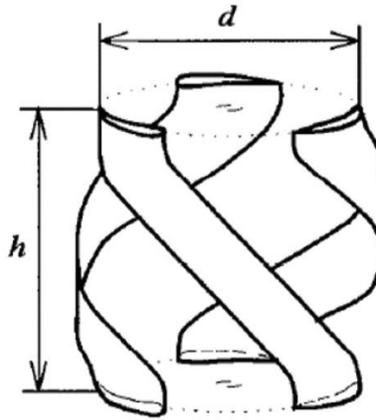


$d =$  diámetro de la turbina

$h =$  altura de los álabes turbina

Figura 21. Configuración álabes rectos con ángulo de inclinación de  $0^\circ$ .

Nota. Recuperado de "Output characteristics of Darrieus water turbines with helical blades for tidal current generation" de Shiono, M., 2002, In *the Twelfth International Offshore and Polar Engineering Conference*. International Society of Offshore and Polar Engineers.



$d = \text{diámetro de la turbina}$

$h = \text{altura de los álabes turbina}$

Figura 22. Configuración álabes helicoidales.

Nota. Recuperado de “Output characteristics of Darrieus water turbines with helical blades for tidal current generation” de Shiono, M.,2002, In *the Twelfth International Offshore and Polar Engineering Conference*. International Society of Offshore and Polar Engineers.

La tabla 6 y la figura 23 muestran el comportamiento de la turbina en base al ángulo de inclinación de los álabes. En la tabla se compara el ángulo de inclinación con el torque en el eje principal de rotación y la potencia generada a una velocidad promedio de 1.2 [m/s]. En la figura 24 se puede apreciar la distribución de la velocidad cuando entra en contacto con los álabes de la turbina, de igual manera en la figura 25 se observan los puntos de estancamiento cuando el fluido golpea de manera abrupta con la superficie del álabe. Al comparar estos resultados se puede observar que el ángulo de inclinación de 90 grados proporciona la mayor potencia generada de los tres, estableciendo un coeficiente de potencia más alto. Como se puede observar en la figura 24 el ángulo de inclinación de  $0^\circ$  (Turbina tipo Darrieus) representa una potencia de salida más alta que el ángulo de  $45^\circ$ , esto se justifica ya que la turbina tipo Darrieus si es utilizada comúnmente como hidrogenerador debido a que aporta una eficiencia considerable. Cabe resaltar que los resultados del presente trabajo de titulación son comparables con los obtenidos por Shiono en sus mediciones experimentales donde

establece que para una turbina tipo Darrieus a una velocidad del fluido de 1.4 m/s una producción de energía de 80W (Shiono,2002). Este valor es comparable con los 152.40 W calculados ya que la simulación no toma en cuenta las pérdidas por fricción.

Tabla 6. Resultados obtenidos de la simulación CFD.

Ángulo de Inclinación	Torque eje Z	Coefficiente de potencia	Potencia Generada [W]
0	30,4803773	0,17639107	152,4018864
45	12,7787832	0,07395129	63,89391613
90	39,7044086	0,22977088	198,5220429

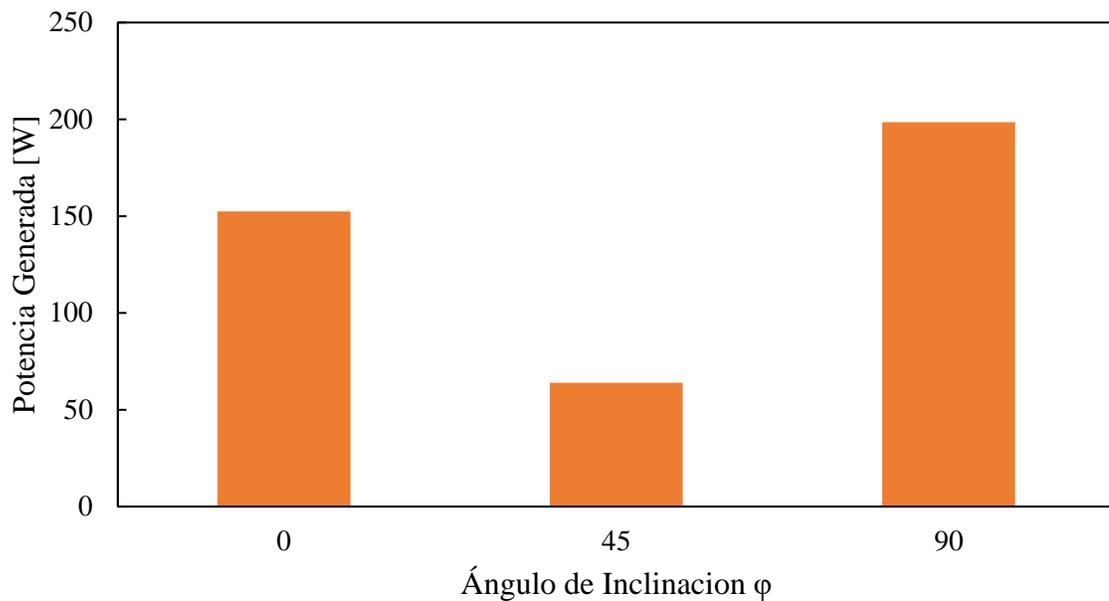


Figura 23. Gráfica de la potencia generada en función del ángulo de inclinación

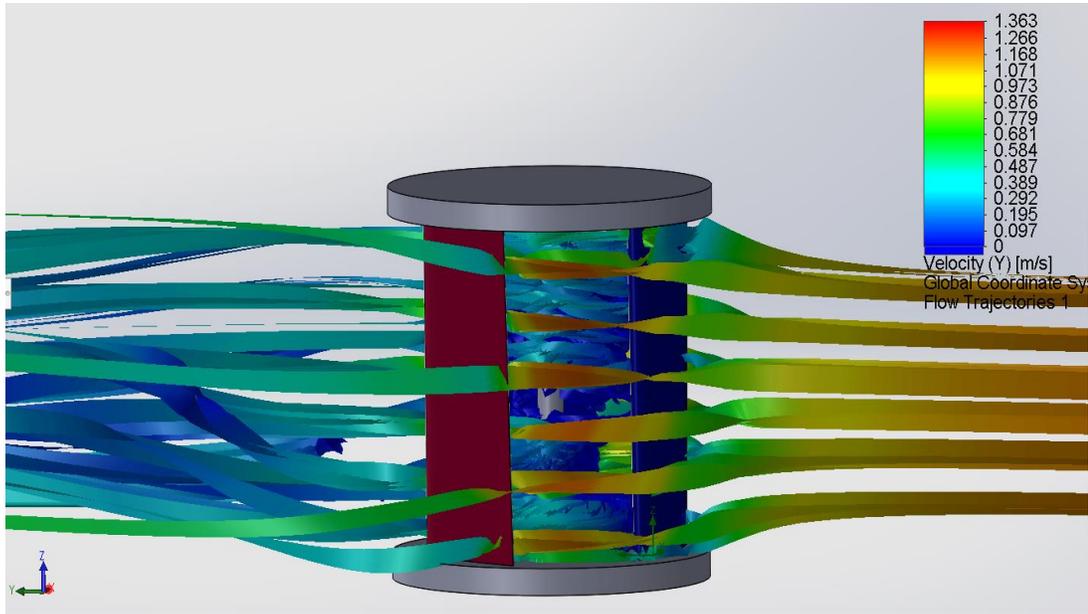


Figura 24. Distribución de la velocidad en la turbina con ángulo de inclinación de  $0^\circ$

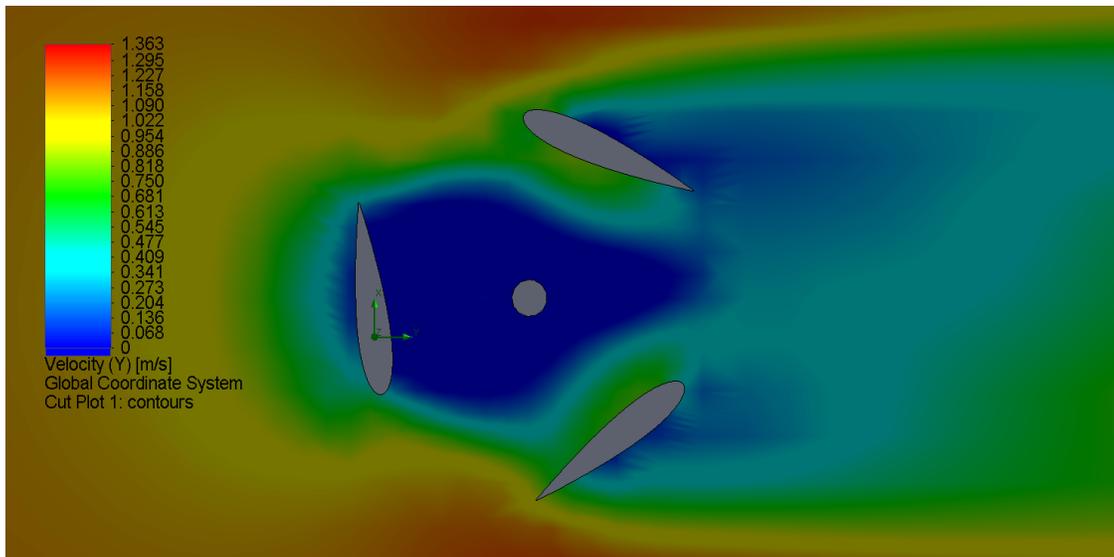


Figura 25. Diagrama de corte velocidad en la turbina con ángulo de inclinación de  $0^\circ$

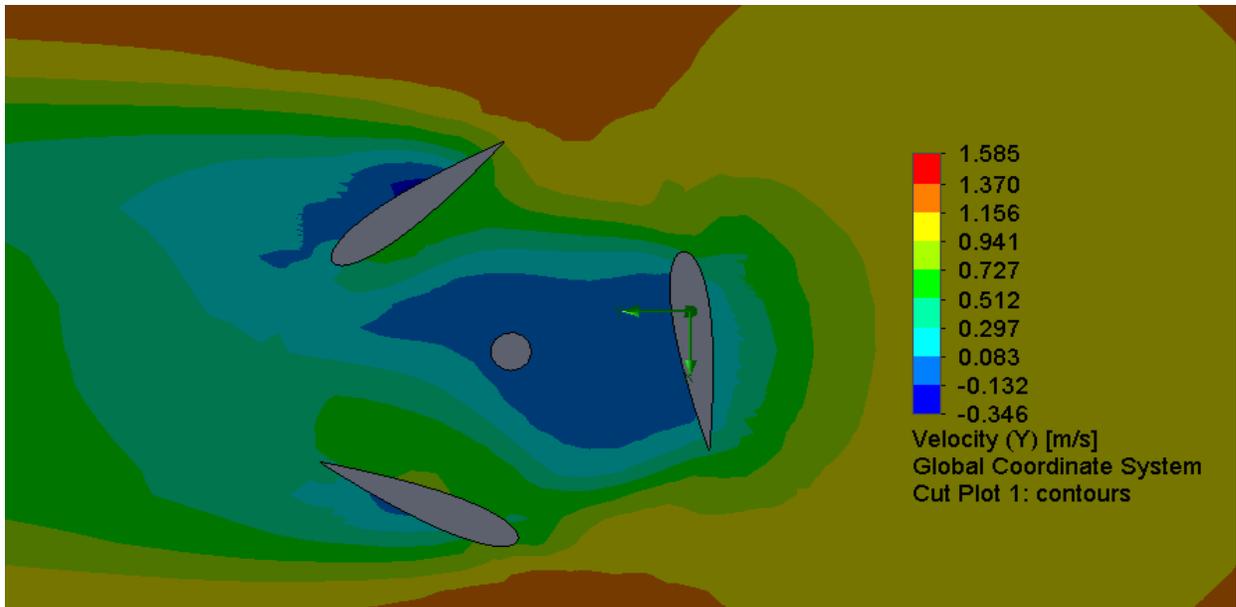


Figura 26. Diagrama de corte velocidad en la turbina con ángulo de inclinación de  $45^\circ$

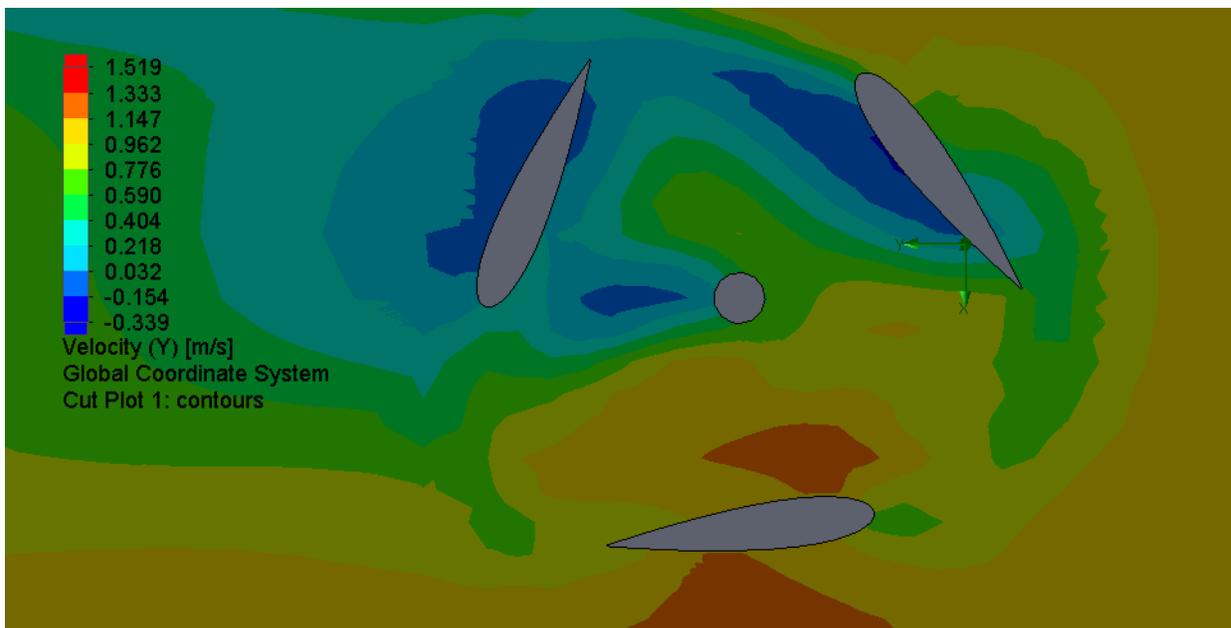


Figura 27. Diagrama de corte velocidad en la turbina con ángulo de inclinación de  $90^\circ$

### 3.5 Simulación Dinámica

La simulación dinámica analiza el perfil NACA 0021 ya que por medio de las comparaciones de la sección anterior se eligió este modelo por presentar un mejor desempeño y rendimiento. Cabe denotar que para esta simulación se toma en cuenta la pérdida de energía debido a la rugosidad del material que genera fricción cuando el fluido golpea contra los álabes. En la tabla 7 se puede observar las dimensiones y parámetros utilizados en el diseño de la turbina tipo Gorlov. En cuanto a las dimensiones del área de incidencia del fluido sobre la turbina se establece esta selección en base al requerimiento energético ya que este factor es determinante en la potencia generada de igual manera se propone armar una red energética donde se ubiquen varias turbinas juntas y se logre alcanzar la potencia requerida.

La solidez de los álabes fue seleccionada en base a lo propuesto por Shiono en su trabajo investigativo donde para alcanzar un máximo rendimiento en la generación energética se utiliza un valor de 0.4 (Shiono,2002). En cuanto a la longitud de la cuerda se parte desde la ecuación 14 donde se fundamenta una relación entre la solidez, el número de álabes, la longitud de la cuerda y el diámetro de la turbina, en base a esta ecuación y con un valor de solidez de 0.4 se calculó el valor de la longitud de la cuerda. Se seleccionó el ángulo de ataque en base a lo mencionado por Campos y Vásquez en sus experimentos prácticos con una turbina tipo Gorlov con dimensiones similares a las de este diseño (Campos, et al., 2017).

Tabla 7. Parámetros y dimensiones de la turbina diseñada

Parámetro	Dimensión
Diámetro [m]	1
Altura [m]	1
Solidez	0,4
Tipo de perfil	NACA 0021
Cuerda [m]	0,418
Número de Alabes	3
Ángulo de ataque [°]	7
Ángulo de inclinación [°]	90
Rango Velocidad de incidencia [m/s]	0.5 - 1.2
Rango Número de Reynolds	168224.94 – 384514.15
Viscosidad Dinámica [kg/ms]	1.307E-3
TSR	2
Rugosidad [ $\mu\text{m}$ ]	12

### 3.5.1 Relación entre la velocidad del fluido y el coeficiente de potencia.

Tomando en cuenta los parámetros antes mencionados se corrieron una serie de simulaciones con la finalidad de analizar el comportamiento de la turbina en base a la velocidad de la punta del álabe (TSR) y el coeficiente de potencia. El TSR se encuentra directamente relacionado con la velocidad angular de la turbina, el cual teóricamente presenta un valor de 2 en el punto de operación óptimo para fines de este diseño y de acuerdo con lo descrito en la sección de métodos.

En la figura 30 se observa el desempeño de la turbina en función de la velocidad del fluido. Donde resalta el punto de operación óptimo para el rango de velocidades establecido el cual se encuentra alrededor de un TSR de 1.9 en la gráfica. Lo cual se traduce en un coeficiente de potencia máximo de alrededor del 35% cuando el río alcanza una velocidad de 1.2 [m/s]. Cabe resaltar que el comportamiento es similar al estudio realizado por la University of New Hampshire que comparte dimensiones similares al diseño propuesto para

este trabajo de titulación. En la figura 29 se muestran los resultados obtenidos por el trabajo investigativo antes mencionado donde se ve que la tendencia de las gráficas es sumamente parecida y la variación hacia la derecha de la figura 28 radica netamente en la configuración geométrica (Bachant,2011). En la figura 28 se evidencia resultados similares al trabajo investigativo realizado en base a una turbina hidrocínética de características similares por Bachant con lo cual se puede comprobar la veracidad de los resultados obtenidos por la simulación dinámica para este trabajo de titulación. También se puede establecer al observar la figura 29 que el coeficiente de potencia tiene un valor máximo a un TSR de 2.2 y que luego de alcanzar este punto de operación si se sigue aumentando la velocidad del fluido el coeficiente de potencia decae. Esto se debe a que al llegar a su punto máximo de operación la turbina ya no podrá tener una velocidad angular mayor ni por ende un torque mayor puesto que su diseño a llegado a su límite máximo por este motivo al relacionarla con la ecuación 9 se puede establecer que si la velocidad aumenta mientras estos valores ya sean fijados el coeficiente de potencia caerá drásticamente.

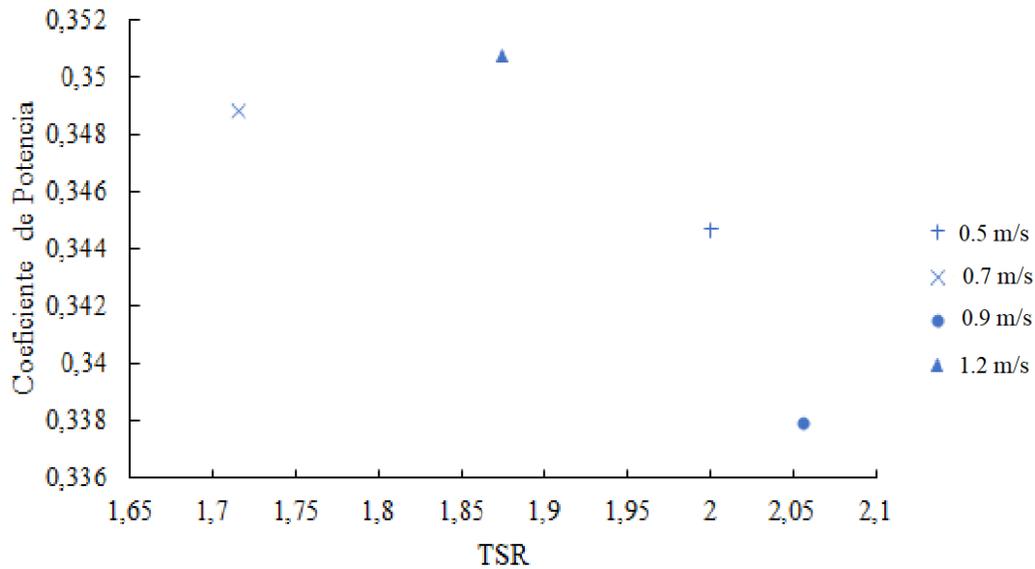


Figura 28. Coeficiente de potencia vs TSR

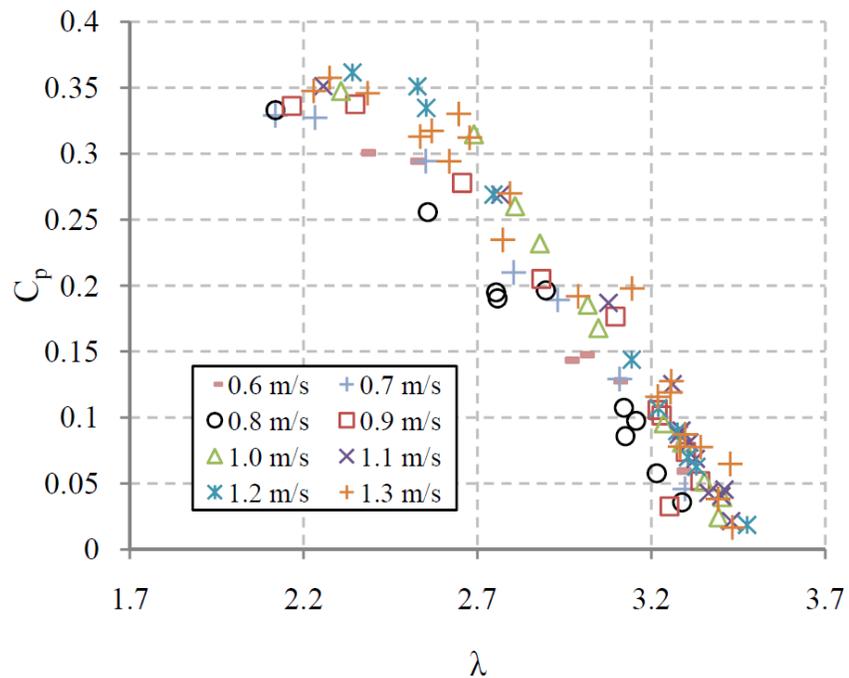


Figura 29. Coeficiente de potencia vs TSR de acuerdo con el trabajo investigativo de la University of New Hampshire

Nota. Recuperado de “Experimental investigation of helical cross-flow axis hydrokinetic turbines, including effects of waves and turbulence.”, de Bachant, P., 2011, *In ASME-JSME-KSME 2011 Joint Fluids Engineering Conference* (págs. pp. 1895-1906). American Society of Mechanical Engineers.

Se pretende establecer un valor de potencia de salida al eje porque no se puede determinar aún una potencia real ya que no se cuenta con la eficiencia del sistema de transmisión ni el sistema de generación. Por tal motivo la potencia registrada en la figura 30 representa un valor de potencia de salida hacia el eje solamente tomando en cuenta la pérdida de torque dinámico debido a la rugosidad del material. Se denota que para una velocidad del río de 1.2 [m/s] la potencia generada es de aproximadamente 300 W lo cual es suficiente para abastecer a la cámara de refrigeración y a un sistema de baterías para ahorrar el excedente de energía. En el caso de la velocidad de 0.7 m/s la cual es la velocidad más baja registrada en el río Tiputini se determina 60 W de salida en este caso para suplir la necesidad se debería implementar tres turbinas tipo Gorlov lo cual produciría alrededor de 180 W lo cual es suficiente para operar el equipo de refrigeración.

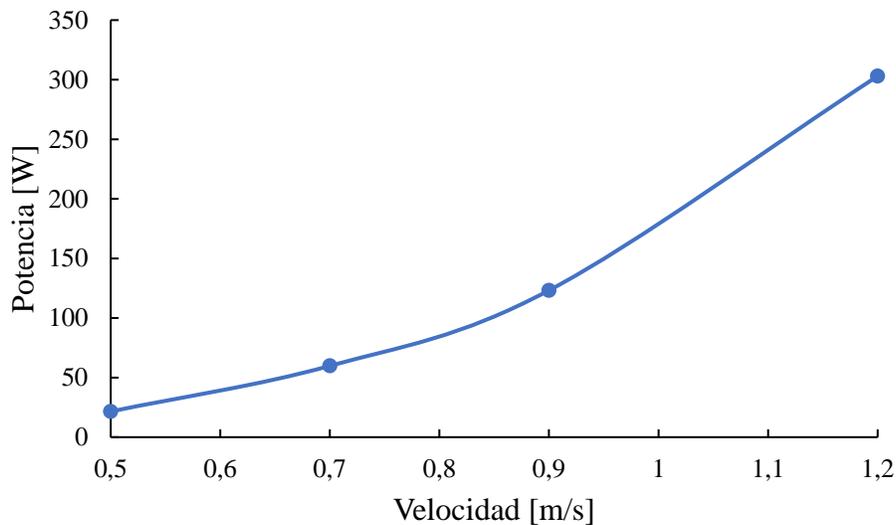


Figura 30. Potencia generada en el eje vs Velocidad del fluido

### 3.5.2 Solidez del perfil

El valor de solidez seleccionado para este diseño fue de 0.4 esto en base a lo mencionado en la sección de métodos y en el trabajo investigativo realizado por la Memorial University of Newfoundland donde analizan un perfil NACA 0021 con una rigidez de 0.5 y sometido a una velocidad de 5 m/s que representa un valor sobredimensionado para observar el comportamiento en un caso extremo. Esta información fundamenta la elección para el diseño de las aspas. En la investigación mencionada ellos obtuvieron mediante simulación resultados de esfuerzo de Von Mises y factores de seguridad los cuales son presentados en la figura 31.

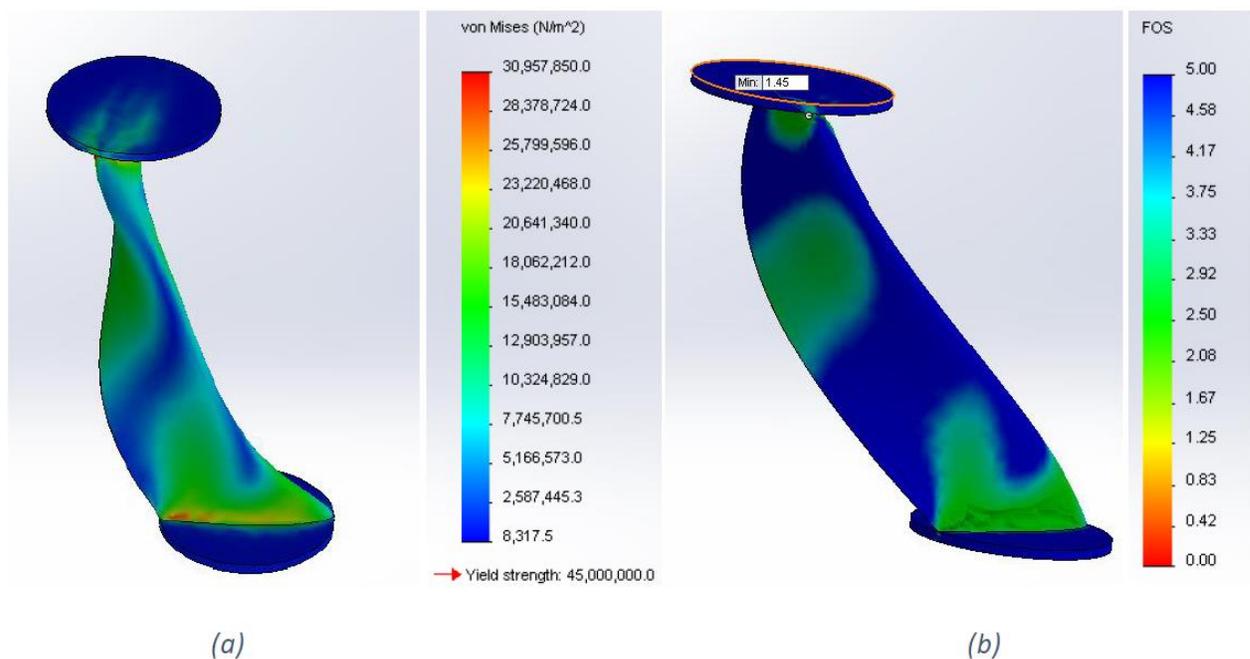


Figura 31. (a) Perfil de esfuerzos del NACA 0021 solidez 0.5, (b) Factor de seguridad del perfil NACA 0021

Nota. Recuperado de “*Design, fabrication and testing of a water current energy device.*” de Keough, R., 2014, Saint Johns: Memorial University of Newfoundland.

En la figura (a) se observa un comportamiento uniforme sin cambios bruscos de esfuerzos a lo largo del cuerpo del alabe y que el valor del esfuerzo de Von Mises se encuentra en un

rango estable que no provoca una cedencia del material o algún tipo de deformación puesto que no supera el esfuerzo de cedencia. En cuanto a la figura (b) se establecen factores de seguridad de hasta 4 como máximo y como mínimo un valor de 1.45 lo cual confirma que el sistema de aspas no falla bajo estas condiciones extremas (Keough,2014). Con estos resultados propuestos por la investigación citada anteriormente se establece un comportamiento óptimo de los álabes diseñados ya que no presentan ningún tipo de deformación a una velocidad de incidencia de 5 m/s.

### **3.6 Cámara de refrigeración**

La cámara de refrigeración elegida es del fabricante ThermoFisher Scientific 05LREETSA con una capacidad de 155.7L y con requerimientos eléctricos de 120 V a 1.33 amperios. Se seleccionó este equipo en particular porque ofrece una gran eficiencia en cuanto al consumo energético. Las dimensiones de la cámara de refrigeración son adecuadas para almacenar todo tipo de muestras a temperaturas entre 0°C y 12°C. De igual manera la cámara cuenta con bandejas y compartimientos para almacenar las muestras. Las especificaciones completas del equipo se encuentran en el anexo A.



Figura 32. Equipo ThermoFisher Scientific 05LREETSA

Tabla 8. Descripción del equipo de refrigeración

Parámetros	Dimensiones
Requerimiento Eléctrico	120V/60Hz
Capacidad [L]	155,7
Dimensión Interior (L x W x H) [cm]	44,5 x 50,8 x 70,5
Dimensión Exterior (L x W x H) [cm]	60 x 60 x 85,1
Rango de Temperatura [°C]	1 a 12
Voltaje [V]	120
Potencia [W]	160
Corriente [A]	1.33
Peso [Kg]	54,5
Refrigerante	R134a

### 3.7 Banco de Pruebas

El banco de pruebas fue concebido con la finalidad de funcionar como un rig de ensayos para la turbina. Este equipo fue diseñado en base a la necesidad de recrear la velocidad del río, por este motivo el diseño cuenta con una bomba centrífuga marca Crane tipo Close Coupled Cent. 4G6 que permite recircular el fluido en todo el sistema manteniendo una velocidad constante dentro del tanque donde se ubicaría la turbina. Para este diseño se fija

una velocidad de entrada al tanque (velocidad punto 2 ver figura 9) de 2.5 [m/s] para que el diseño cumpla con el requerimiento de velocidad más alto de las pruebas.

Tabla 9. Valores de los accesorios presentes en la tubería

Cantidad	Accesorios	K
1	Salida	1
1	Válvula Globo	6.9
1	Entrada	0.5
4	Elbows 90	3.8
1	Válvula Check	2
<b>ΣK</b>		14.2

Tabla 10. Datos planteados para el banco de pruebas

Densidad [ $\frac{kg}{m^3}$ ]	51.3552
Rugosidad [m]	1.5E-6
Viscosidad [ $\frac{Kg}{m-s}$ ]	0.001139
Flujo volumétrico (Q) [ $\frac{m^3}{s}$ ]	0.009719302
Velocidad Económica [ $\frac{m}{s}$ ]	2.20

### 3.7.1 Diámetro Económico

El diámetro seleccionado es 0.075 m de una tubería estándar de PVC, la cual se encuentra disponible en el mercado ecuatoriano bajo el estándar 75 mm PVC. Por lo tanto, con este diámetro económico calculado se procede a obtener la altura de la bomba y de esta manera graficar la curva característica. Se expresa la ecuación de la altura de cabeza de agua de la bomba en función del caudal con la finalidad de graficar la curva del sistema y compararla con curvas de bombas comerciales. En la tabla 11 se describen los datos obtenidos en función

del caudal, además se selecciona un punto de operación del sistema de acuerdo con la velocidad económica en la tubería.

Tabla 11. Resultados obtenidos

Área económica [ $m^2$ ]	4.42E-3
Diámetro Interno [m]	0.075
Velocidad de entrada [ $\frac{m}{s}$ ]	2.5

Tabla 12. Resultados en función del caudal

Caudal [ $\frac{m^3}{s}$ ]	$h_{pump}$ [m]
0,001	-0,0423
0,002	0,0746
0,003	0,270
0,004	0,547
0,005	0,891
0,006	1,321
0,007	1,827
0,008	2,411
0,009719302	3,595861
0,01	3,812
0,02	15,489
0,03	34,951
0,04	62,198
0,05	97,230

### 3.7.2 Curva del sistema

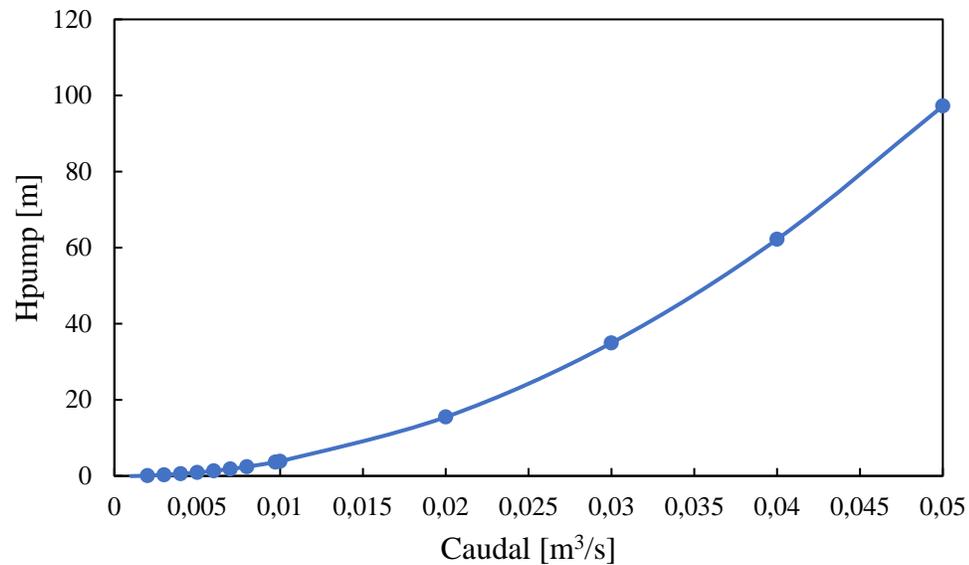


Figura 33. Curva característica del sistema

Con la curva del sistema graficada se procede a compararla con las curvas de las bombas comerciales. Para encontrar la bomba que más se adecue a la curva se usó PUMP-FLO®, esta página permite comparar ambas curvas para obtener la que más se acomode al punto de operación del sistema. A continuación, se describen los parámetros de operación de la bomba seleccionada, al igual que se muestra la curva de la bomba y la curva del sistema sobre montada. En el mercado ecuatoriano no existe la disponibilidad de la bomba seleccionada por lo tanto se compara con marcas de bombas centrífugas disponibles en el Ecuador, teniendo como tentativo una bomba marca Truper de 1hp y 3450 rpm.

Tabla 13. Parámetros de operación de la bomba 4200-ESCC-Close

Descripción de la bomba	Close Coupled Cent.
Caudal [gpm]	154.07
H <sub>pump</sub> [m]	3.7
Brake horse power [hp]	1
Eficiencia	71
Velocidad [rpm]	1750

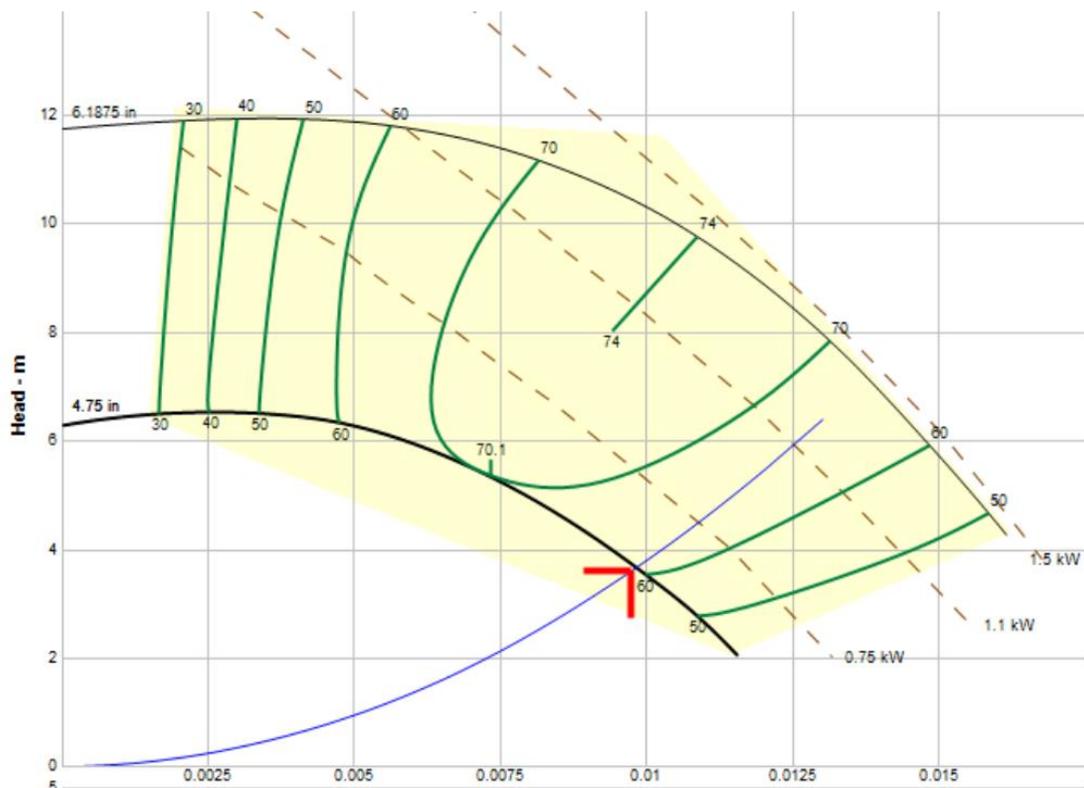


Figura 34. Curva de la bomba centrífuga Close Coupled Cent.

### 3.8 Simulación del Banco de Pruebas

La simulación se realizó en el programa Pipe Flow® con el objetivo de sustentar los resultados obtenidos teóricamente y de esta manera asegurar un funcionamiento correcto y eficiente. Para el proceso de simulación primero se dibujó el sistema tubería – reservorio que representa al banco de pruebas en el simulador Pipe Flow®. Posterior a

esto se establecen las dimensiones de las tuberías, los accesorios, el volumen del tanque, las presiones en puntos críticos y la velocidad en el sistema. En la figura 35 se observa la configuración del sistema en el programa de simulación y en la tabla 14 se fijan los parámetros de diseños utilizados en la simulación en el punto de operación que se desea operar el sistema.

Tabla 14. Parámetros de diseño para el banco de pruebas

Parámetros	Dimensión
Caudal [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]	0.097
Altura de la bomba [m]	3.59
Velocidad en la tubería [m/s]	2.2
Longitud Total tubería [m]	3.1
Velocidad de entrada [m/s]	2.5
$K_{\text{Total}}$	14.2

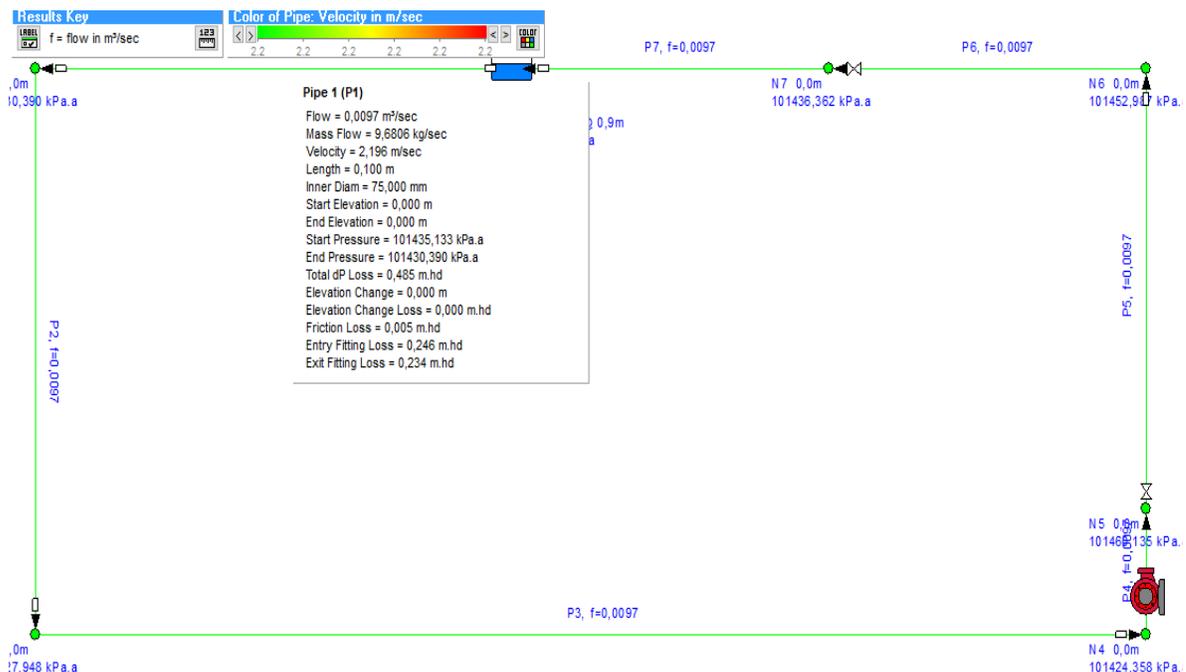


Figura 35. Esquema del sistema tubería – reservorio del banco de pruebas en Pipe Flow®

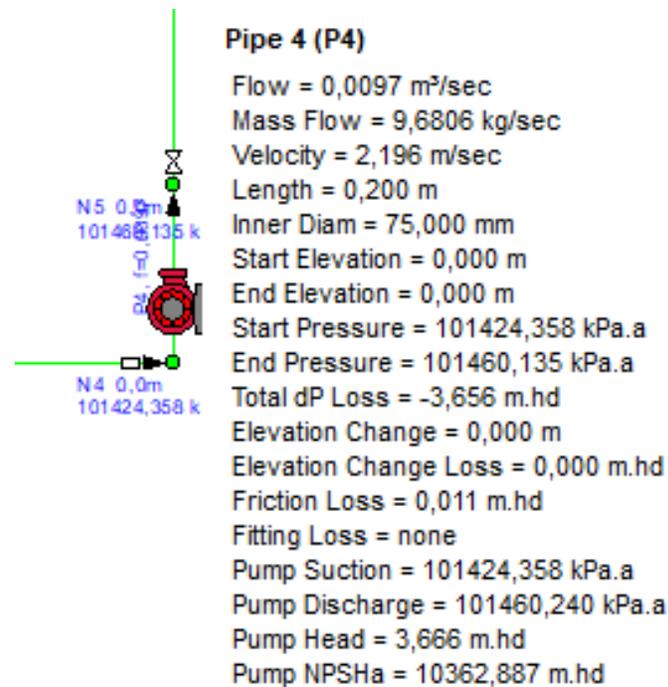


Figura 36. Resultados de la bomba del sistema banco de pruebas en Pipe Flow®

### 3.9 Materiales

#### 3.9.1 Materiales para la fabricación de la turbina

El agua del río presenta un ambiente altamente corrosivo debido al alto contenido de electrolitos y por la presencia de agentes oxidantes. Por lo tanto, se toman en cuenta varios mecanismos corrosivos para las condiciones descritas:

**Corrosión galvánica:** se presenta en la estructura cuando dos metales disimilares están en contacto próximo con un ambiente eléctricamente conductivo como lo es el agua. Lo cual produce un ánodo y un cátodo en el material provocando que el ánodo se corra y se desgaste.

**Corrosión Crevice:** también conocida como corrosión por rendija es un fenómeno corrosivo que ocurre cuando la difusión del fluido es limitada. Es extremadamente destructiva y

generalmente es detectada visualmente. Esto depende de la capa de oxido protectora en la superficie, pero bajo ciertas condiciones la capa puede quebrarse y el agua corroe estas grietas.

El hidrogenerador presenta un desafío en cuanto al tipo de materiales que pueden usarse en la fabricación de las aspas, ya que estos elementos se encontrarán en constante deterioro debido a la erosión producida por el agua del rio y los elementos corrosivos que acarrea. Los materiales compuestos anticorrosivos de alta durabilidad podrían ofrecer un buen rendimiento frente a estas condiciones de desgaste para construir un prototipo solamente debido a que este tipo de materiales después de varios ciclos de trabajo suelen presentar microfisuras de fatiga. Si se analiza el tema de materiales desde el punto de vista del acabado superficial se establece que este tema es el más crítico, ya que cualquier desgaste o deterioro influye drásticamente en la reducción de la potencia en el eje de rotación. Por tal motivo los materiales preseleccionados que mantienen su acabado superficial inicial a un alto desempeño de funcionamiento serían el acero inoxidable y las aleaciones de aluminio con la limitante del desgaste prematuro debido a las condiciones presentes en el rio (Vitorino,2016). Basado en la investigación realizada por Vitorino el material que puede ser practico en este tipo de aplicaciones es el aluminio anodizado 5086 grado marino que presenta un contenido de magnesio entre 3.5% y 4.5% por peso. Usualmente utilizado en la fabricación de cascos de barcos ya que presenta una gran resistencia a la corrosión en agua salada.

## 4. CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos en la simulación estática en función del ángulo de inclinación de los alabes permitieron definir que el ángulo de  $90^\circ$  ofrece un torque más alto comparado con el de 0 y 45. Esto se debe a que la posición del alabe ofrece una mayor distancia desde el eje de rotación al extremo inferior en el cuerpo del alabe, lo que provoca un mayor brazo de palanca y por lo tanto un aumento en el torque de salida sobre el eje principal de rotación.

Fueron comparados dos tipos de perfiles NACA con el objetivo de seleccionar una distribución adecuada para generar el mayor torque posible. Con esto en mente se corrieron una serie de simulaciones en donde el modelo rotaba 30 de su posición original estableciendo una simulación estática donde varia la velocidad del fluido incidente. En base a estos parámetros se obtuvo como resultado un mayor torque en el perfil NACA 0021 de aproximadamente 98 N-m frente a un torque estático de salida de 52 N-m.

Se establece un desempeño uniforme al diseño que presentaba las aspas con un perfil NACA 0021 lo cual se observa en la figura de radar 18 en donde se observa el comportamiento de la turbina a lo largo de los 360 de movimiento. Esto se traduce en una operación equilibrada y que no presenta un cambio brusco en la salida de potencia al eje.

Al definir al perfil NACA 0021 como el diseño que ofrece un mayor torque se procedió a definir la simulación dinámica con la finalidad de establecer el desempeño de la turbina en función de la velocidad del fluido a lo largo de todas sus posiciones. Para un valor de TSR de 1,85 el coeficiente de potencia del perfil NACA 0021 para el rango de velocidades (0,5 –

1,2) m/s presenta un valor máximo. Se establece que el rango de potencia generada de salida para un perfil NACA 0021 es (70 – 350) W de acuerdo con el rango de velocidades presentes en los ríos ecuatorianos. Estableciendo que para una velocidad promedio del río de 1.2 W la potencia teórica de salida será de alrededor de 350W lo cual sujeto a un sistema de transmisión (engranajes helicoidales) y generación la potencia de salida será suficiente para alimentar a la cámara de refrigeración de muestras.

## 5. RECOMENDACIONES

- Implementar una malla protectora antes de la turbina con la finalidad de filtrar y evitar que elementos grandes ingresen junto con el fluido hacia las aspas, produciendo daños que comprometan la estructura y equipos de generación.
- Si el requerimiento energético se incrementa se recomienda aumentar el área efectiva de la turbina para maximizar la salida de potencia eléctrica según sea la necesidad del laboratorio de la estación de biodiversidad del Tiputini.
- Diseñar una red de hidrogeneradores ubicados en serie estableciendo una potencia neta enfocada en sustentar el consumo eléctrico de toda la estación.
- Diseñar un sistema de transmisión eficiente para que la energía mecánica producida en la estructura pueda transmitirse adecuadamente a un sistema de generación.

## 6. REFERENCIAS

- Alaimo, A. E. (2015). 3D CFD analysis of a vertical axis wind turbine . *Energies* 8(4), 3013-3033.
- Aldás, J. C. (2011). *Diseño del alcantarillado sanitario y pluvial y tratamiento de aguas servidas de 4 lotizaciones unidas (varios propietarios), del cantón El Carmen (Tesis de pregrado)*. Quito: Pontificia Universidad Católica del Ecuador .
- Anderson, J. D. (2011). *Fundamentals of Aerodynamics*. New York: McGraw-Hill.
- Anderson, J. H. (2011). *Design and Manufacture of a Cross-Flow Helical Tidal Turbine*. Washington: Capstone project report of Turbine Point Design Company.
- Bachant, P. &. (2011). Experimental investigation of helical cross-flow axis hydrokinetic turbines, including effects of waves and turbulence. *In ASME-JSME-KSME 2011 Joint Fluids Engineering Conference* (págs. pp. 1895-1906). American Society of Mechanical Engineers.
- Campos Miranda, R. A. (2017). *Análisis técnico económico, diseño y evaluación experimental de la implementación de una turbina hidrocínética para generación eléctrica (Tesis de Maestría)* . Quito: Escuela Politecnica Nacional .
- Ferri, J. E. (2012). *Análisis del Comportamiento Aerodinámico de Perfiles*. Valencia: Universitat Politecnica de Valencia.
- Janna, W. S. (2014). *Design of fluid thermal systems*. Stamford: Cengage Learning.
- Keough, R. M. (2014). *Design, fabrication and testing of a water current energy device*. Saint Johns: Memorial University of Newfoundland.
- Khan, M. J. (2009). Hydrokinetic energy conversion sustems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applocations: A technology status review. *Applied energy*, 86(10),1823-1835.
- M. Shiono, K. S. (2002). Output characteristics of Darrieus water turbines with helical blades for tidal current generation. *Output characteristics of Darrieus water turbines with helical blades for tidal current generation*, (págs. 859-864).
- Marturet, G. (2012). *Simulación fluidodinámica de un modelo de turbina hidrocínética tipo Gorlov (Trabajo de Maestría)*. Puerto Ordaz: UNEXPO.
- Mata, A. (2009). *Diseño de una turbina hidrocínética para la realización de pruebas en un canal de ensayos hidráulicos, por el centro de investigaciones aplicadas CIAP de Edelca*. Puerto Ordaz.
- Michael Prawin, C. (2017). Design of 15 KW Micro Hydro Power Plant for Rural Electrification at Valara. *Energy Procedia*, 163-171.
- Nasir, B. A. (2014). Design Considerations Of Micro-Hydro-Electric Power Plant . *Energy Procedia*, 50,19-29.
- Parra, M. T. (2016). *Análisis CFD sobre la influencia de la solidez*. Valladolid: Universidad de Valladolid.

- Penoncello, S. (2015). *Thermal Energy Systems: Design and Analysis*. New York: CRC Press.
- Shahidul, M. I. (2015). Modeling the Energy Extraction from In-stream Water by Multi Stage Blade System of Cross Flow Micro Hydro Turbine. *Procedia Engineering*, 105,488-494.
- Vitorino, M. E. (2016). Sistemas Conversores Fluido-Dinámicos de energía renovable para la Patagonia Argentina. *Informes Científicos- Técnicos UNPA*, 8(2), 113-138.
- White, F. (2003). *Fluid Mechanics. 5th*. Boston: McGraw-Hill Book Company.

## **7. ANEXOS**

### **ANEXO A: ANÁLISIS ECONÓMICO**

#### **Costo de la cámara de refrigeración**

La cámara de refrigeración seleccionada es construida por la empresa ThermoFisher Scientific con número de catálogo 05LREETSA con capacidad de 155.7 L con un precio aproximado de \$1680.80 dólares americanos en base a lo establecido por la página web Clarkson Laboratory que comercializa este tipo de equipos.


**Full specifications** ▼

<b>Product Size</b>	Each
<b>Access Security</b>	Door lock
<b>Certifications/Compliance</b>	cULus
<b>Color</b>	White
<b>Control</b>	Mechanical Dial Thermostat/ Inside, Upper Right Side
<b>Current</b>	1.0 Amps/160 Watts
<b>Capacity (English)</b>	5.5 cu. ft.
<b>Capacity (Metric)</b>	155.7L
<b>Door Count</b>	1(1 compartment)
<b>Door Style</b>	Hinged, Opens Left to Right, Reversible
<b>Exterior Finish</b>	Enameled Steel
<b>Dimensions (L x W x H) Exterior</b>	23.5 x 23.63 x 33.5 in. (60 x 60 x 85.1 cm)
<b>Dimensions (D x W x H) Interior</b>	17.5 x 20 x 27.75 in. (44.5 x 50.8 x 70.5cm)
<b>Plug Type</b>	Yes/Three prong NEMA 5-15P, 1.828 Meters (6 Feet)
<b>Temperature Range (Metric)</b>	1°C to 12°C
<b>Type</b>	General Purpose Refrigerator
<b>Voltage</b>	115V
<b>Doors</b>	1 (1 compartment)
<b>Electrical Requirements</b>	115 V/60 Hz
<b>Wattage</b>	160w
<b>Warranty</b>	13 Months Parts and Labor
<b>For Use With (Application)</b>	Indoor General Storage Of Non-Critical Samples And Reagents
<b>Typical Lifetime</b>	10 Years
<b>Min. Clearance</b>	2 in. On Sides, 2 in. At Back, 2 in. On Top
<b>Lighting</b>	Interior - Yes
<b>Temperature (Setpoint)</b>	Adjustable Set Point - Yes
<b>Amperage</b>	1.33A
<b>Capacity</b>	5.5 Cubic Feet/155.7 Liters
<b>Casters</b>	2 Adjustable Feet In Front, 2 Fixed Pads In Rear
<b>Compressor</b>	Bottom Mounted
<b>Defrost</b>	Manual Defrost
<b>Hertz</b>	60Hz
<b>Insulation</b>	Polyurethane Foam
<b>Interior Finish</b>	ABS Plastic
<b>Model</b>	05LREETSA
<b>Net Weight (English)</b>	100 lb.
<b>Net Weight (Metric)</b>	54.5kg
<b>Refrigerant</b>	R134a, 100% CFC Free
<b>Shelves</b>	3 Adjustable Shelves, Storage On Bottom Of Unit
<b>Shipping Weight (English)</b>	100 lb.
<b>Shipping Weight (Metric)</b>	45.3kg

### Costos del banco de pruebas

Para estimar los costos de fabricación del banco de pruebas se realizó una cotización en un centro de distribución de materiales en la ciudad de Cumbayá ver anexo A en base a los materiales, accesorios y tubería usados en el diseño. A continuación, se presenta una tabla que resume los costos para el año 2018 de los materiales que conforman el rig de pruebas. En la tabla 15 se tiene un valor preliminar total de 455.4 \$ que cubre los materiales y la bomba, pero no toma en cuenta la mano de obra.

Tabla 15. Costos banco de pruebas

Cantidad	Accesorios	Costo [\$]
2	PVC Tubo 75mm x 3m	12.35
6	Planchas Galvanizadas 0.9	154.74
4	PVC Codo 75x90°	5.31
1	Válvula esférica 3 PCP	20.16
1	Válvula Check Japon RED	92.88
1	Bomba C. Truper 1hp 3750	170
<b>Total</b>		455.44

### Costos de fabricación de la turbina

Los costos de fabricación de la turbina tipo Gorlov fueron analizados en base a la disponibilidad de materiales y equipos necesarios para la construcción de todos los elementos presentes en la estructura. Por la experiencia que se tiene actualmente en el Ecuador no se puede tener una referencia en cuanto al costo de construcción puesto que este tipo de hidrogeneradores no han sido fabricados en el país. El reto más grande es la fabricación de las aspas puesto que su forma helicoidal es compleja de obtener sin equipos especializados.

Se podría intentar reproducir un álabe helicoidal mediante un equipo automatizado CNC de 3 ejes partiendo desde un bloque del material del que estaría formado. Con esta idea en mente se pretende dar un costo promedio de los materiales y las horas hombre de trabajo. El material utilizado para la construcción de las aspas es el ASTM B209 aluminio 5086 de grado marino. En cuanto a las horas hombre se las establece en base a los procedimientos de soldadura, corte, ensamblaje y acabado superficial.



# FERRETERIA "CANO"

JOSE CANO HIJOS S.C.C. Ruc. 1792153867001  
 CUMBAYA AV. INTEROCEANICA KM 4 1/2. A CIN METROS ANTES DE LAS RIELES DEL TREN  
 TELEFONOS 6-003-9191 6-003-9201 054-427-318 FAX. 2-890-365 \*E-MAIL: jcano@cano.com  
 Distribuidor de Fontanas Conder - Materiales Electricos - Herramientas Electricas Te wall Bush  
 Compresoras - Bombas de Agua - Tuberia PVC - Tuberia de Cobre - Pernos de Acero y Ferreria

## PROFORMA

EMISION 27 Mar 18 VENCE 27 Mar 18

CLIENTE CONSUMIDOR FINAL

COMPROBANTE 4562

DIRECCION

CODIGO CLIENTE 1

DIRECCION OBRA

VENDEDOR

RUC-CI 99999999999999

TELEFONO 9999999

RESPONSABLE

CANT.	CODIGO	DESCRIPCION	P.UNITARIO	DESCUENTO %	TOTAL
2.00	29540-222	PVC TUBO DESAGUE 75MM X 3M EC	6.8600	1.3700 10	12.35
4.00	26780-066	PERFIL PLANCHA GALVANIZADA 0.90 21 03Kilos	25.7900	10.3200 10	92.83
1.00	34760-066	VALVULA CHECK JAPON RED WAIT Z	103.2000	10.3200 10	92.88
1.00	34960649	VALVULA ESFERICA 3 PEGABLE PCP	22.4000	2.2400 10	20.16
4.00	29270-566	PVC CODO DESAGUE INYECTADO 75 X 90	1.4700	0.5900 10	5.31

DOSCIENTOS CINCUENTA 35/100 DOLARES

LOS PRECIOS DE ESTE DOCUMENTO ESTAN SUJETOS A LAS VARIACIONES  
 QUE SE PRESENTEN, SEGUN LAS CONDICIONES DEL MERCADO.

TRANSPORTE 0.00

DESCUENTO 24.84

BASE IVA 223.53

BASE 0 0.00

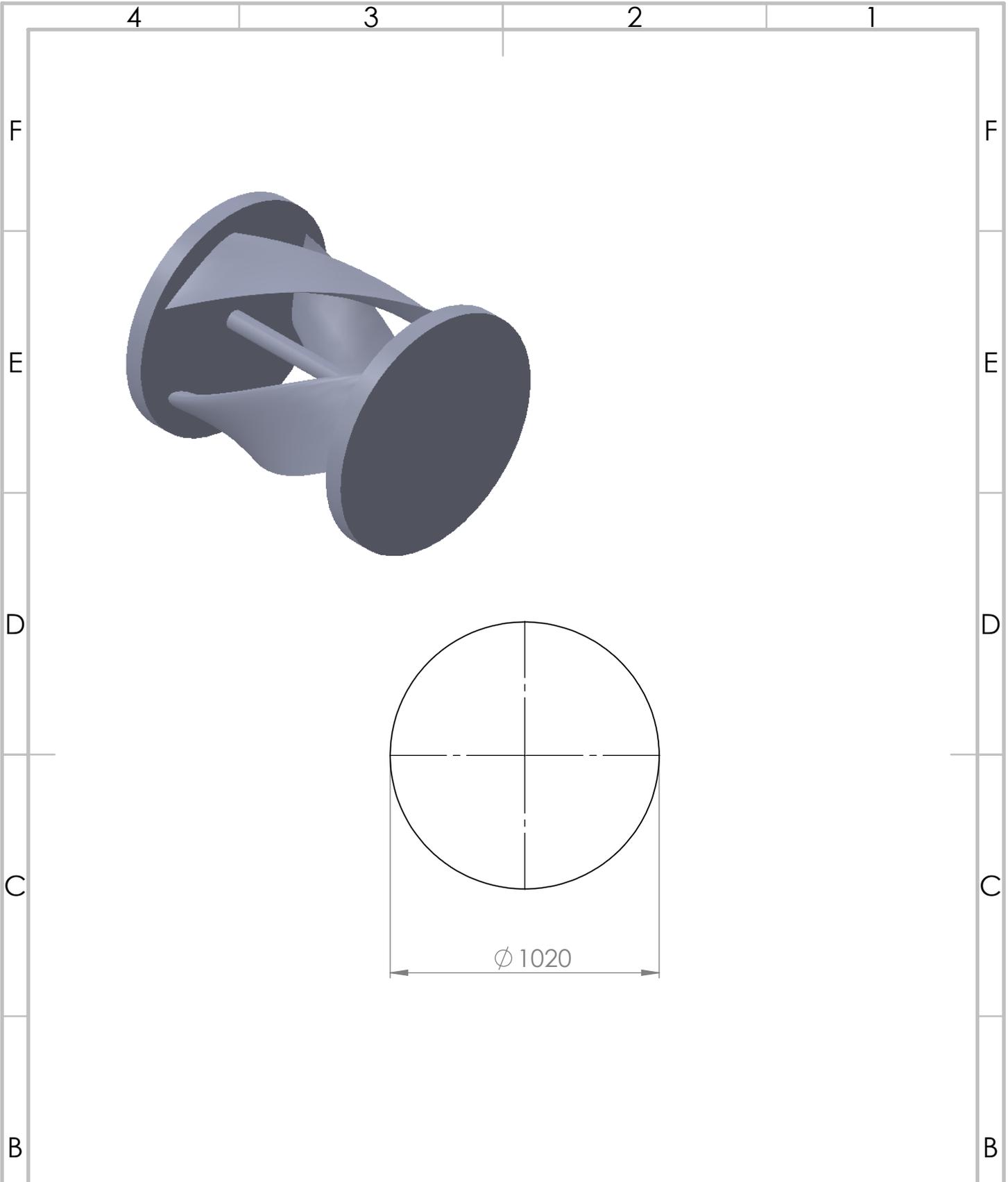
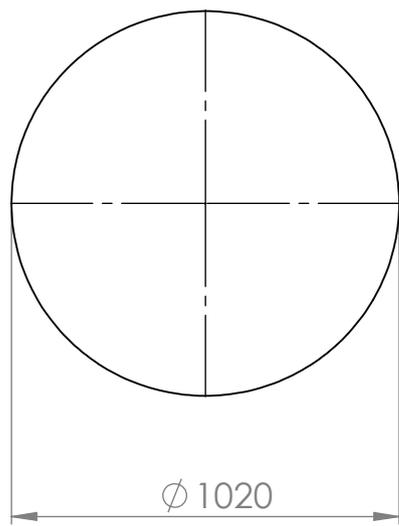
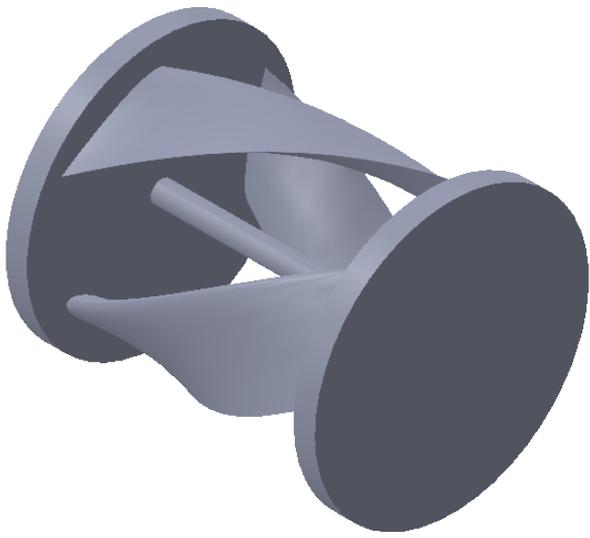
SUBTOTAL 223.53

IVA 12 % 26.82

TOTAL 250.35

FIRMA DE RESPONSABILIDAD

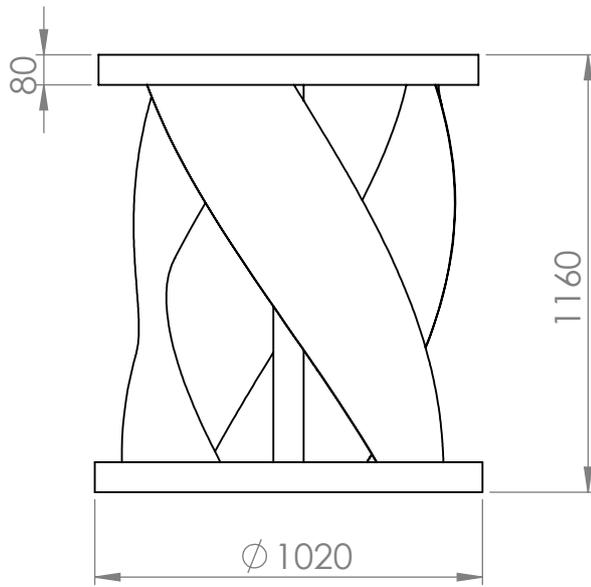
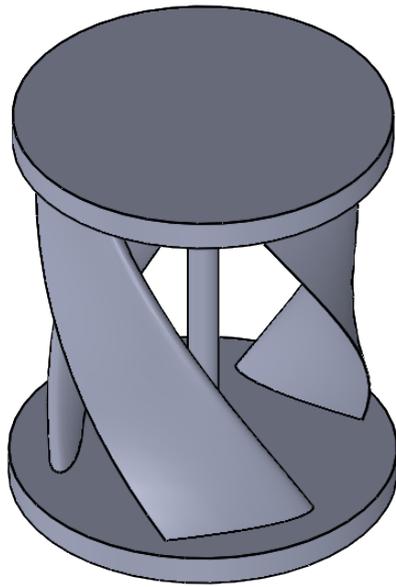
# **ANEXO B: PLANOS DISEÑO TURBINA**



Dibujado Juan Carrilo	14/5/2018
Revisado David Escudero	14/5/2018
Material Aluminio	Número de Plano
Escala 1:20	1
Tolerancia +/- 0.1 mm	

## SOPORTE SUPERIOR





Dibujado Juan Carrilo	14/5/2018
Revisado David Escudero	14/5/2018
Material Aluminio	Número de Plano  2
Escala 1:20	
Tolerancia +- 0.1 mm	

ESTRUCTURA TURBINA HIDROCINÉTICA



4 3 2 1

F

F

E

E

D

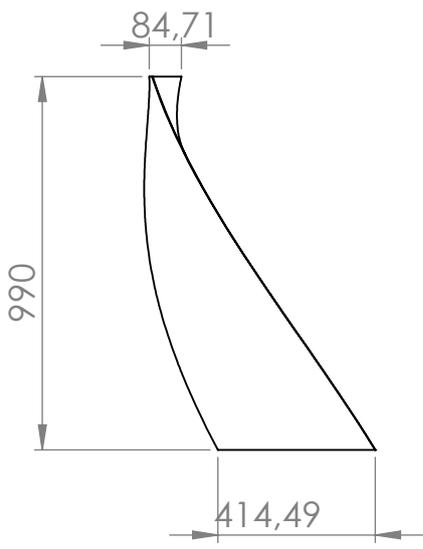
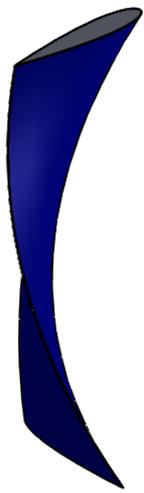
D

C

C

B

B



A

A

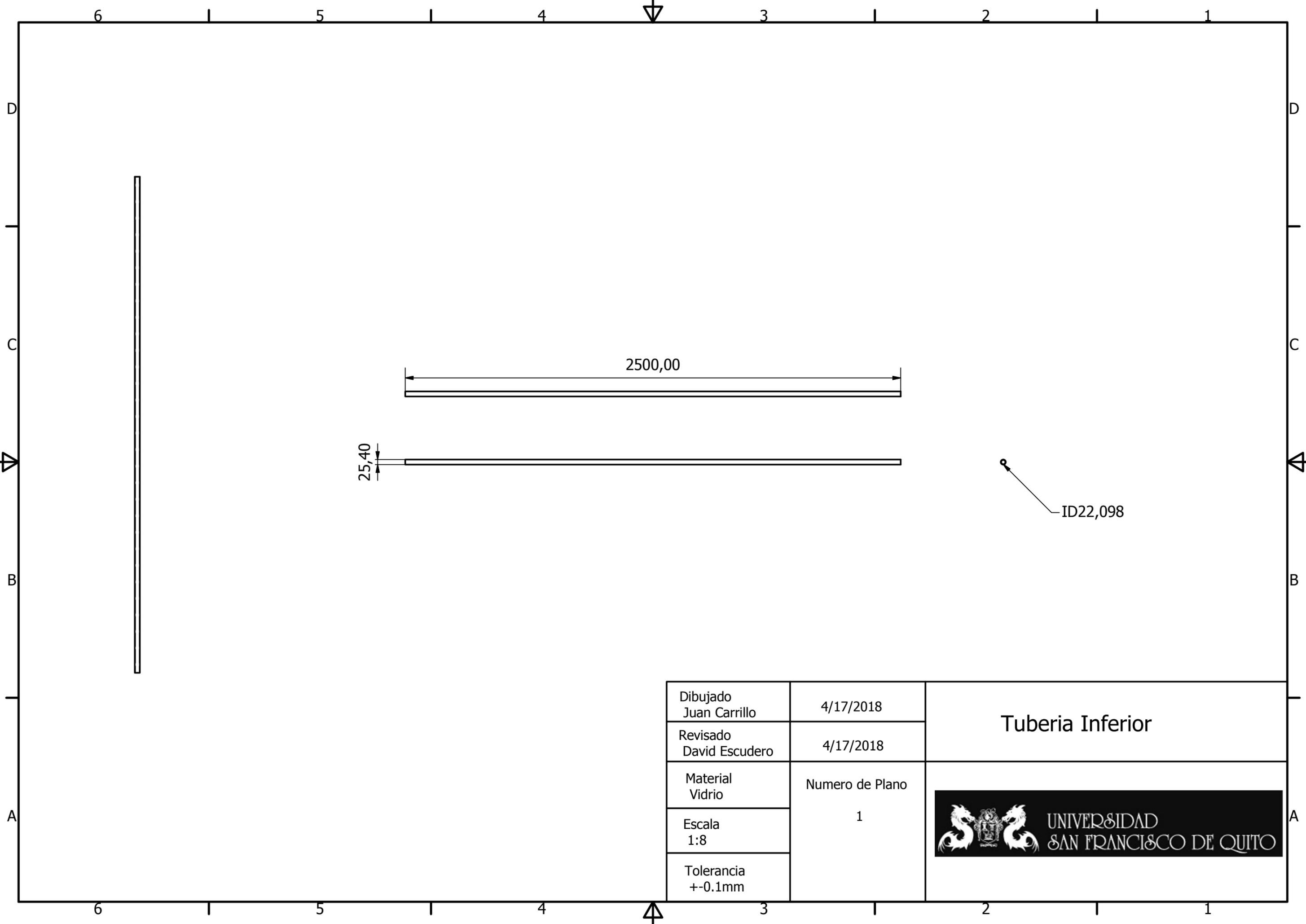
Dibujado Juan Carrilo	14/5/2018
Revisado David Escudero	14/5/2018
Material Aluminio	Número de Plano
Escala 1:20	3
Tolerancia +- 0.1 mm	

## ESTRUCTURA PERFIL AERODINÁMICO



4 3 2 1

## **ANEXO C: PLANOS DISEÑO RIG DE PRUEBAS**

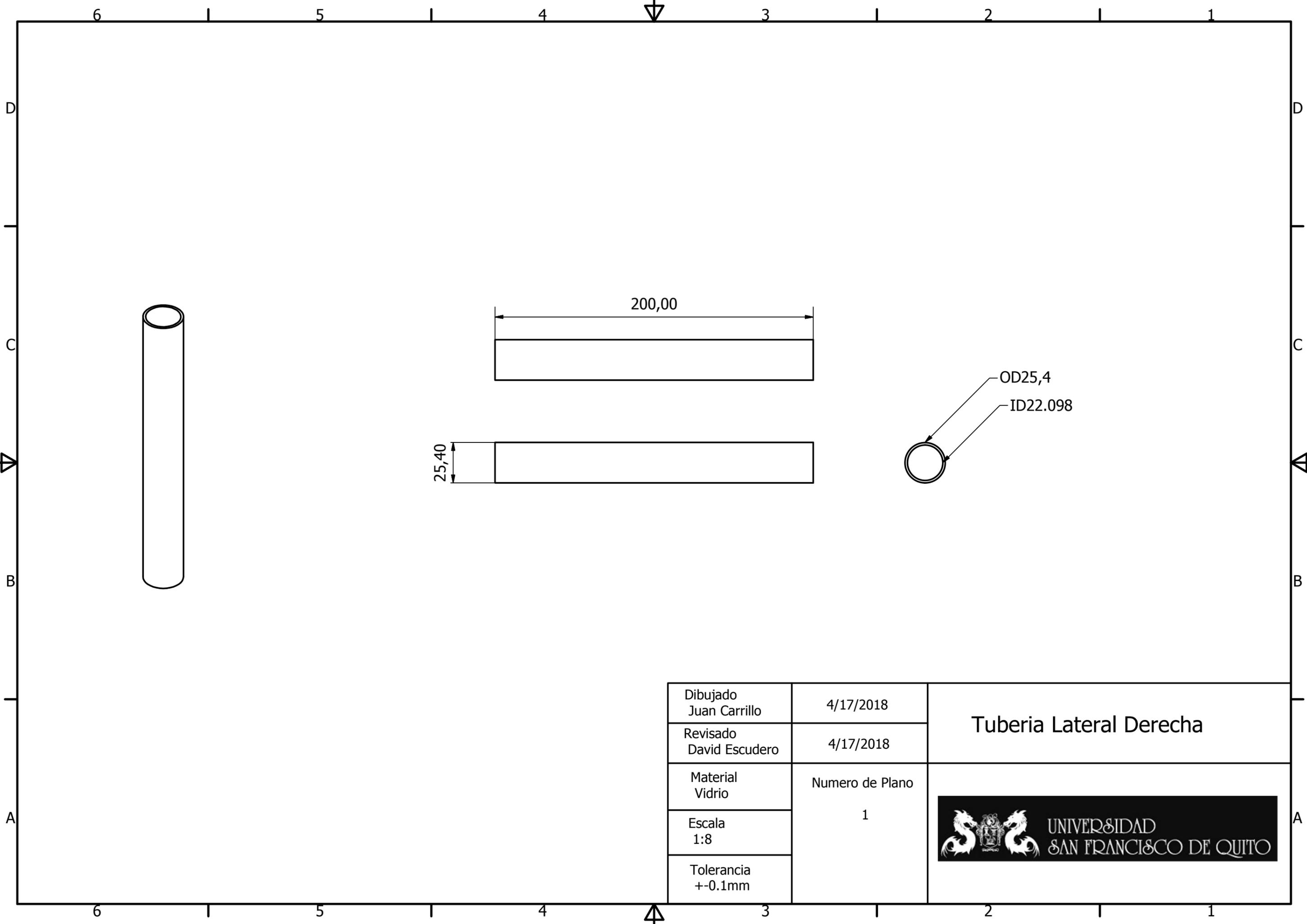


Dibujado Juan Carrillo	4/17/2018
Revisado David Escudero	4/17/2018
Material Vidrio	Numero de Plano 1
Escala 1:8	
Tolerancia +-0.1mm	

Tuberia Inferior



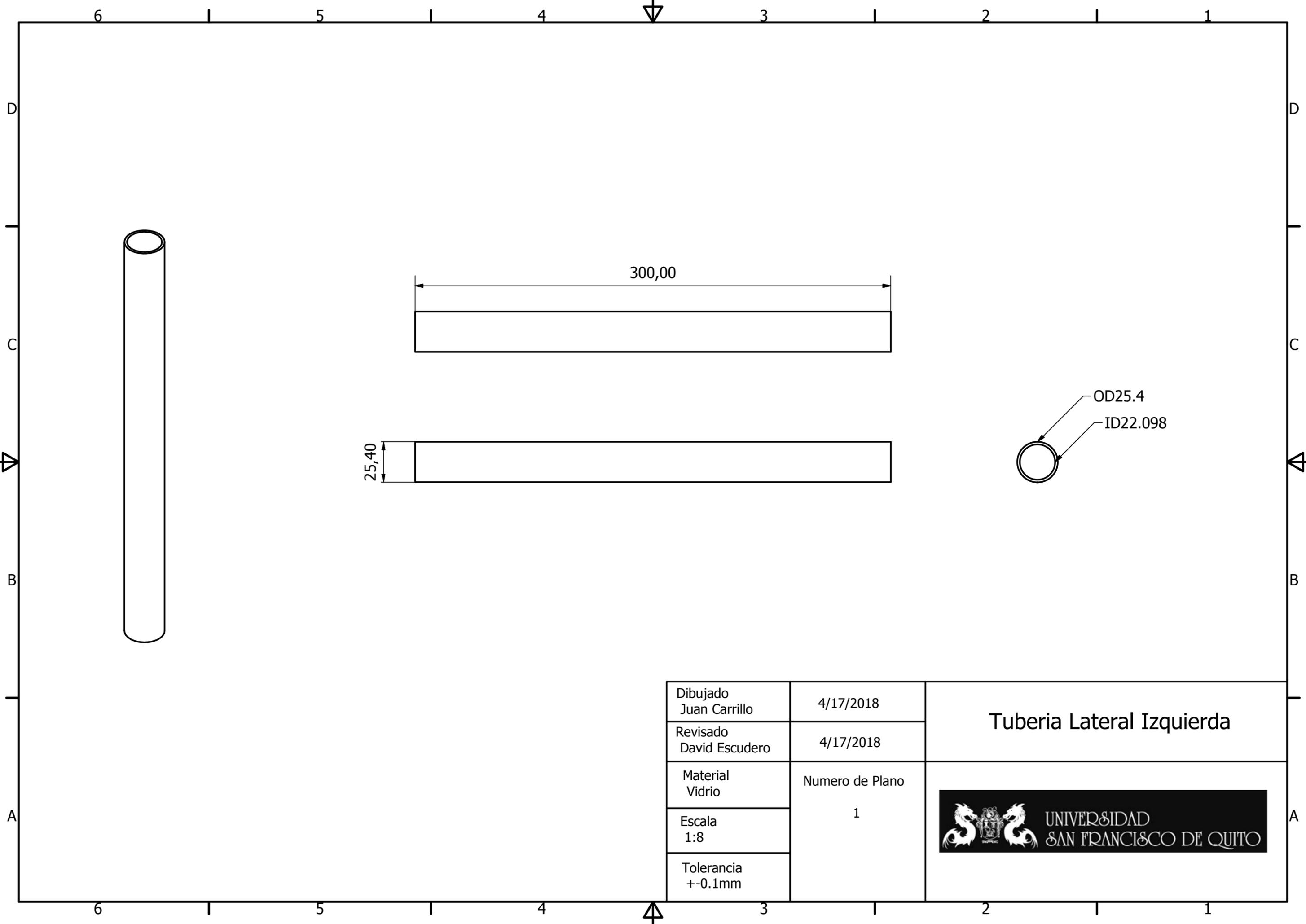
UNIVERSIDAD  
SAN FRANCISCO DE QUITO



Dibujado Juan Carrillo	4/17/2018
Revisado David Escudero	4/17/2018
Material Vidrio	Numero de Plano 1
Escala 1:8	
Tolerancia +-0.1mm	

Tuberia Lateral Derecha

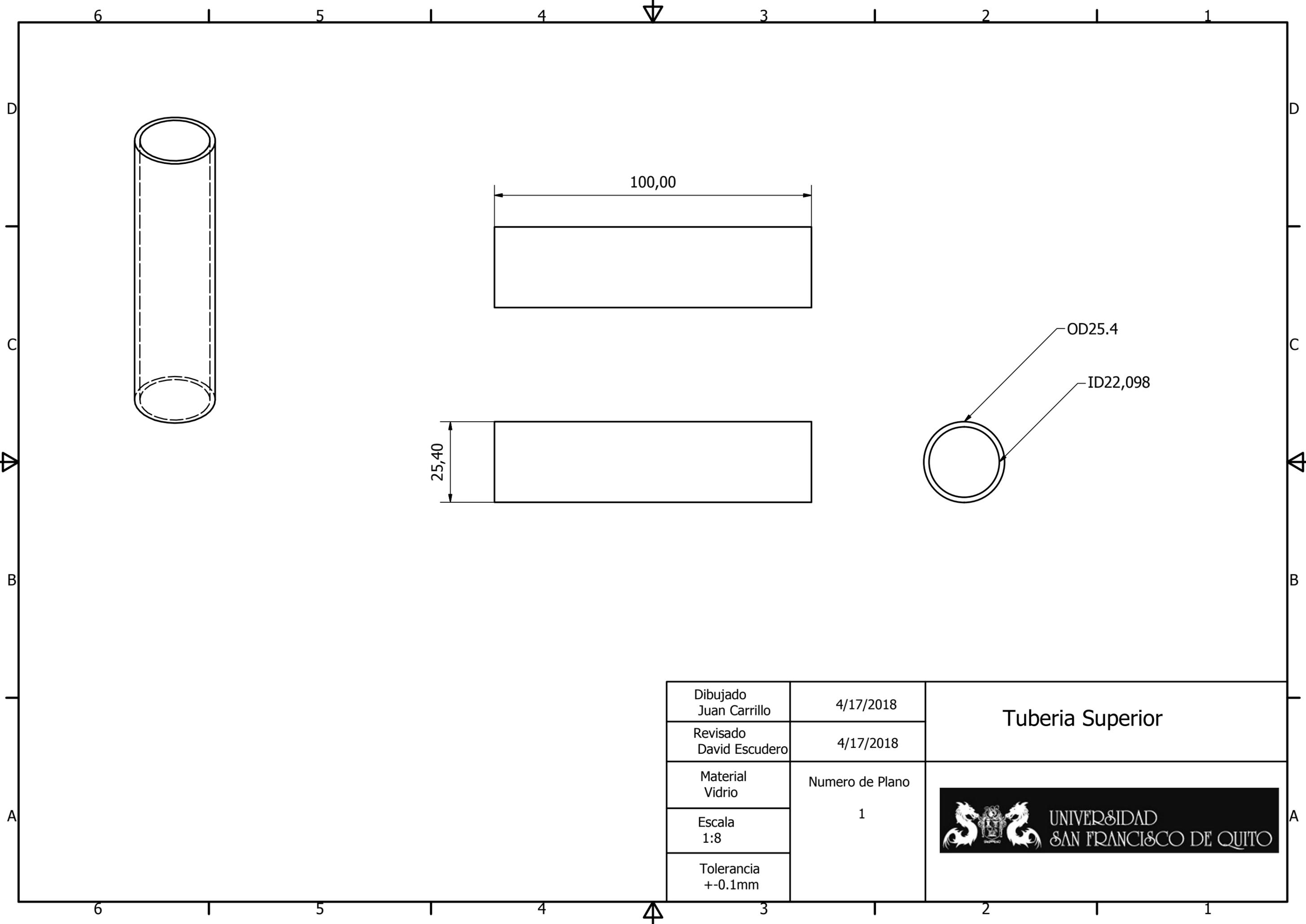




Dibujado Juan Carrillo	4/17/2018
Revisado David Escudero	4/17/2018
Material Vidrio	Numero de Plano 1
Escala 1:8	
Tolerancia +-0.1mm	

Tuberia Lateral Izquierda





Dibujado Juan Carrillo	4/17/2018	Tuberia Superior
Revisado David Escudero	4/17/2018	
Material Vidrio	Numero de Plano 1	
Escala 1:8		
Tolerancia +-0.1mm		