

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA PICO-HYDRO PARA LA
GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA EN ZONAS RURALES,
MEDIANTE UN SOFTWARE DE MECÁNICA DE FLUIDOS
COMPUTACIONAL**

JORGE MARIO ILLIDGE ARAUJO

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2017

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA PICO-HYDRO PARA LA
GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA EN ZONAS RURALES,
MEDIANTE UN SOFTWARE DE MECÁNICA DE FLUIDOS
COMPUTACIONAL**

JORGE MARIO ILLIDGE ARAUJO

Trabajo de Grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director

JORGE LUIS CHACON VELASCO

PhD. Ingeniería Mecánica

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2017

DEDICATORIA

Primeramente este logro se lo quiero dedicar a Dios, porque a pesar de tantas adversidades que se presentaron durante todos estos años, siempre tuve ángeles en mi camino que me hicieron recobrar las fuerzas y cumplir una de las metas más importantes en mi vida que era ser profesional

A mis amados padres Jose Illidge y Judith Araujo, les quiero entregar este premio como un logro más en sus vidas porque gracias a la confianza y el cariño que depositaron en mí, hoy tengo el privilegio de darles esta nueva alegría y que este sea un punto de partida para darles muchas alegrías más

A mis queridos hermanos, les dedico este importante logro que juntos conseguimos para que sea un paso más en nuestro camino al éxito que con la ayuda de Dios y con mucha fe seguro que lograremos

A mi querida abuela Dolores Hernández que en paz descanse, le dedico este triunfo, hubiera querido que me acompañara en persona en estos momentos y contestarle esa pregunta que siempre me hacía, pero sé que me está acompañando desde el cielo y me dio las fortalezas para cumplir este sueño

A mi casi hermana Angela Molina, le dedico este logro, pues gracias a todo el apoyo que recibí de esta maravillosa mujer pude aprender y conseguir muchas cosas, y fue importante en el desarrollo de muchas metas en mi vida

A mi casi hermano Helmis Camargo que en paz descanse, le quiero dedicar este nuevo logro para decirle que siempre lo tengo presente y que intentaré vivir las experiencias que pueda en su nombre y que sé que él hubiera querido vivir, también le dedico este premio a su mamá Aleida Ojeda, su papá Alberto Camargo y sus hermanos Marian, Francisco y Alberto Camargo que los considero como mi segunda familia y que siempre los llevo presente en mi corazón

A mis demás familiares y amistades que contribuyeron en mi proceso de formación como ingeniero les dedico este logro, espero que lo tomen como motivación para seguir cumpliendo sus metas y seguir creciendo como personas

AGRADECIMIENTOS

Le agradezco a Dios, por haberme dado la oportunidad de que mi familia pudiera apoyarme y colaborarme para llevar a cabo mis estudios como ingeniero mecánico

A mi hermosa y querida madre que es un ejemplo de vida grandísimo para mí, le doy las gracias por sus consejos, bendiciones y palabras de aliento que siempre tuvo para mí en todo momento, gracias a sus enseñanzas hoy en día he logrado superar muchos desafíos y pude sacar adelante mi carrera profesional

A mi querido padre que también ha sido un ejemplo de vida para mí, con sus experiencias, sus sabias palabras, las enseñanzas que me dio a lo largo de todos mis años de crecimiento previos al día en el que empecé esta gran travesía de formarme como profesional, y también por enseñarme a ser recursivo en todo momento

A mis hermanos, les doy las gracias por todo el apoyo, los consejos y por compartir sus experiencias de vida conmigo para poder prepararme para el reto de estudiar en otra ciudad y en otra cultura, también les agradezco por compartir sus conocimientos conmigo en los momentos en que más los necesité

A mis compañeros Cristian Ruiz y Diego Lázaro, por su constante ayuda en los momentos difíciles, por permitirme aprender de sus experiencias de vida y por poder conservar una valiosa amistad

A mi amiga Marcela Ochoa, por ayudarme y apoyarme en mi estadía en la ciudad de Bucaramanga y por su amistad durante todos estos años

A la señora Patricia Álvarez, a su esposo Jorge Ruiz y a sus hijos por todo el apoyo, la comprensión y la asesoría que me brindaron a lo largo de toda mi etapa de estudio en la ciudad de Bucaramanga

A mi novia Julliet Flórez, por su constante apoyo durante todo el desarrollo de este proyecto, por brindarme su amor y comprensión en momentos en los que me sentí sin fuerzas para continuar, por ser esa persona que iluminó mi vida y enseñarme varias cosas que me fortalecieron

A mi director de proyecto Jorge Chacon, por permitirme elaborar esta investigación y apoyarme en todo lo posible para poder culminar esta meta de la mejor manera

Al profesor David Fuentes, por brindarme su asesoría en los momentos más confusos durante el desarrollo de este proyecto y por sus enseñanzas durante el tiempo que tuve el privilegio de ser su alumno

CONTENIDO

Página

INTRODUCCIÓN	18
1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	19
1.1 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	19
1.2 JUSTIFICACIÓN PARA LA SOLUCIÓN DEL PROBLEMA	21
2. OBJETIVOS.....	23
2.1 OBJETIVO GENERAL.....	23
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	23
3. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN.....	24
4. MARCO TEÓRICO	25
4.1 REFERENCIAS TEÓRICAS.....	25
4.1.1 Centrales Hidroeléctricas	26
4.1.2 Sistemas Pico-Hydro	28
4.1.3 La Cámara Espiral	30
4.1.4 El Distribuidor.....	31
4.1.5 Turbinas hidráulicas	32
4.1.6 Turbinas Pelton.....	35
4.1.7 Turbina Francis	37
4.1.8 Turbina Kaplan.....	38
4.1.9 Tubo de Aspiración	40
4.1.10 Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)	41
4.1.11 Como funciona CFD	43
4.1.12 Ecuaciones gobernantes en el flujo de fluidos	47
4.1.13 El modelo de turbulencia.....	48

4.1.14 Modelo de turbulencia de transporte por esfuerzo cortante (Shear Stress Transport) (SST)	49
4.1.15 ANSYS CFX.....	51
5. GENERALIDADES DEL PROTOTIPO DE SISTEMA PICO-HYDRO	52
5.1 CONDICIONES AMBIENTALES DEL SITIO DE IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA	52
5.2 MONTAJE REALIZADO Y FINES DE USO DEL SISTEMA.....	53
5.3 COMPONENTES UTILIZADOS Y CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA.....	54
6. DISEÑO DEL PROTOTIPO DEL SISTEMA PICO-HYDRO.....	57
6.1 VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA.....	57
6.2 CÁLCULO DEL CAUDAL A PARTIR DE LA POTENCIA ELÉCTRICA	59
6.3 MÉTODOS ESTADÍSTICOS PARA LAS DIMENSIONES GENERALES DE LA TURBINA.....	60
6.3.1 Cálculo del rango de diámetros para la turbina.....	60
6.3.2 Verificación del diámetro externo según el diagrama de Cordier.....	62
6.3.3 Selección de los álabes de la turbina.....	64
6.4 DISEÑO DEL DISTRIBUIDOR.....	73
6.5 DISEÑO DEL TUBO DE ASPIRACIÓN O DIFUSOR	78
6.6 DISEÑO DE LA CÁMARA ESPIRAL	82
7. ESTUDIO TÉCNICO DEL SISTEMA PICO-HYDRO Y SU RESPECTIVA SIMULACIÓN CON LA AYUDA DE LA DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD).....	85
7.1 DISEÑO DEL PROTOTIPO VIRTUAL DE LA TUBERÍA FORZADA.....	86
7.2 DISEÑO DEL PROTOTIPO VIRTUAL DE LA CÁMARA ESPIRAL	86
7.3 DISEÑO DEL PROTOTIPO VIRTUAL DEL DISTRIBUIDOR	87
7.3.1 Distribuidor de entrada radial.....	88

7.3.2 Distribuidor de entrada axial	88
7.4 DISEÑO DEL PROTOTIPO VIRTUAL DEL TUBO DE ASPIRACIÓN	89
7.5 DISEÑO DEL PROTOTIPO VIRTUAL DE LA TURBINA	90
7.6 SIMULACIÓN DEL SISTEMA PICO-HYDRO	91
7.6.1 Optimización del diseño del rodete	92
8. ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO DEL SISTEMA PICO-HYDRO.....	103
8.1 ESTUDIO TÉCNICO DEL SISTEMA.....	103
8.1.1 Montaje con distribuidor de entrada axial.....	104
8.1.2 Montaje con distribuidor de entrada radial	104
8.2 ANÁLISIS ECONÓMICO DEL SISTEMA	105
8.2.1 Costos del servicio de energía eléctrica por la empresa ESSA en Bucaramanga.....	105
8.2.2 Inversión total estimada para la fabricación del sistema pico-hydro	106
9. CONCLUSIONES	109
10. RECOMENDACIONES	111
BIBLIOGRAFÍA.....	113
ANEXOS	

LISTA DE FIGURAS

Página

Figura 1. Central Hidroeléctrica	27
Figura 2. Esquema de un sistema pico-hydro.....	29
Figura 3. Diseño detallado de la cámara espiral	30
Figura 4. Álabes directrices de un distribuidor	31
Figura 5. Turbina hidráulica	33
Figura 6. Tipos de turbinas hidráulicas	35
Figura 7. Turbina Pelton	36
Figura 8. Turbina Francis	37
Figura 9. Clasificación de las turbinas según el salto y la velocidad específica.....	38
Figura 10. Partes de una turbina Kaplan	40
Figura 11. Tipos de tubo de aspiración.....	41
Figura 12. Sistema Pico-hydro prototipo.....	55
Figura 13. Nuevo diseño del rodete de la turbina prototipo	56
Figura 14. Diagrama de Cordier con las coordenadas adimensionales.....	63
Figura 15. Perfil Göttingen N° 428	65
Figura 16. Triángulos de velocidades para diferentes casos del grado de reacción en una turbina axial	67
Figura 17. Datos importantes para el diseño de los álabes del distribuidor	74
Figura 18. Rango de valores para α_4 por el método de Weinig.....	77
Figura 19. Tubo de aspiración y altura de succión.....	80
Figura 20. Cámara espiral	87
Figura 21. Distribuidor radial.....	88
Figura 22. Distribuidor axial	89
Figura 23. Tubo de aspiración con salida horizontal.....	90
Figura 24. Tubo de aspiración con salida vertical.....	90
Figura 25. Turbina Kaplan	91
Figura 26. Mallado del sistema completo con distribuidor radial.....	93
Figura 27. Mallado del sistema completo con distribuidor axial	94

Figura 28. Mallado del rotor	94
Figura 29. Mallado del distribuidor axial.....	95
Figura 30. Líneas de velocidad en el interior del sistema	96
Figura 31. Distribución de la presión en los álabes del rotor y el distribuidor ...	97
Figura 32. Resultados de las variaciones de las RPM vs potencia.....	97
Figura 33. Eficiencia a diferentes velocidades	98
Figura 34. Caudal requerido a diferentes velocidades.....	99
Figura 35. Torque producido a diferentes velocidades	99
Figura 36. Rendimiento del sistema con diferentes caudales y la misma velocidad.....	100
Figura 37. Eficiencia producida con diferentes ángulos de ataque de los álabes del rodete.....	101
Figura 38. Rendimiento del sistema con diferentes cargas en la turbina.....	102

LISTA DE TABLAS

Página

Tabla 1. Clasificación de las centrales hidroeléctricas según la potencia entregada.....	28
Tabla 2. Rango de diámetros según métodos estadísticos	61
Tabla 3. Dimensiones de las diferentes secciones del perfil Göttingen N° 428.....	65
Tabla 4. Valores de Cs para los radios interno y externo según varios autores.....	66
Tabla 5. Valores de los triángulos de velocidades	72
Tabla 6. Parámetros generales del alabe de la turbina.....	73
Tabla 7. Datos importantes para el diseño del distribuidor	75
Tabla 8. Rango de valores de la longitud axial del distribuidor por varios autores.....	76
Tabla 9. Valor de la longitud axial del distribuidor.....	77
Tabla 10. Valor de la longitud de la cuerda del álabe del distribuidor	78
Tabla 11. Valor del radio de curvatura de los álabes del distribuidor.....	78
Tabla 12. Valores definitivos para el diseño del distribuidor axial	78
Tabla 13. Coeficiente de Thoma según los distintos métodos y su respectiva altura de succión.....	80
Tabla 14. Rango de valores del coeficiente de Thoma para dos métodos	80
Tabla 15. Cálculo de la altura de succión a partir de las secciones de los álabes.....	82
Tabla 16. Diámetros de las 8 secciones de la cámara espiral	84
Tabla 17. Dimensiones de salida de la cámara espiral.....	87
Tabla 18. Dimensiones generales de la turbina Kaplan.....	91
Tabla 19. Variaciones que se aplicaron al sistema	92
Tabla 20. Datos del mallado del sistema con distribuidor radial	95
Tabla 21. Datos del mallado del sistema con distribuidor axial.....	95
Tabla 22. Costos de cada componente del sistema pico-hydro.....	107
Tabla 23. Inversión de diferentes proyectos a nivel internacional.....	107

LISTA DE ECUACIONES

Página

Ecuación 1. Ecuación de Continuidad	47
Ecuación 2. Ecuación de la conservación del momentum en el eje X	48
Ecuación 3. Ecuación de la conservación del momentum en el eje Y	48
Ecuación 4. Ecuación de la conservación del momentum en el eje Z	48
Ecuación 5. Ecuación de la conservación de la energía	48
Ecuación 6. Ecuación de Navier-Stokes (RANS) de Reynolds promedio	49
Ecuación 7. Modelo de Turbulencia k- ω	50
Ecuación 8. Modelo de Turbulencia k- ω	50
Ecuación 9. Modelo de Turbulencia k- ϵ	50
Ecuación 10. Modelo de Turbulencia k- ϵ	50
Ecuación 11. Modelo de Turbulencia (SST)	50
Ecuación 12. Modelo de Turbulencia (SST)	50
Ecuación 13. Factor de Fusión para modelo de turbulencia (SST)	51
Ecuación 14. Velocidad de sincronismo del motor	58
Ecuación 15. Desplazamiento	58
Ecuación 16. Velocidad del motor como generador	58
Ecuación 17. Potencia Eléctrica	59
Ecuación 18. Relación entre caudal y altura	59
Ecuación 19. Velocidad específica de caudal	60
Ecuación 20. Velocidad específica de potencia	60
Ecuación 21. Velocidad axial en función de los diámetros	61
Ecuación 22. Diámetro específico, adimensional	62
Ecuación 23. Cifra de velocidad, adimensional	62
Ecuación 24. Velocidad relativa	68
Ecuación 25. Tangente del ángulo relativo	68
Ecuación 26. Coeficiente de sustentación	68
Ecuación 27. Componente tangencial de la velocidad absoluta a la entrada ...	68
Ecuación 28. Velocidad tangencial	69
Ecuación 29. Altura útil	69

Ecuación 30. Velocidad axial en función de los diámetros	69
Ecuación 31. Separación entre los álabes del rotor	69
Ecuación 32. División de diámetros proporcionales.....	70
Ecuación 33. División 2 del álabe	70
Ecuación 34. Radio Interior del álabe	70
Ecuación 35. Paso relativo	71
Ecuación 36. Relación de espesor máximo y longitud del álabe	71
Ecuación 37. Coeficiente de planeo.....	71
Ecuación 38. Coeficiente de resistencia	71
Ecuación 39. Ángulo de ataque del perfil de álabe	71
Ecuación 40. Relación ángulo relativo y ángulo de ataque.....	71
Ecuación 41. Coeficiente de sustentación por longitud.....	71
Ecuación 42. Coeficiente de sustentación, longitud y paso	71
Ecuación 43. Espesor máximo del álabe	71
Ecuación 44. Grado de reacción.....	71
Ecuación 45. Separación entre álabes del distribuidor	74
Ecuación 46. Ángulo de incidencia del fluido hacia el rodete	74
Ecuación 47. Longitud axial del álabe del distribuidor	74
Ecuación 48. Radio de curvatura de los álabes del distribuidor.....	74
Ecuación 49. Relación de la extensión del álabe.....	74
Ecuación 50. Altura de succión.....	79
Ecuación 51. Pérdida por fricción en el tubo de descarga	81
Ecuación 52. Coeficiente de Thoma	81
Ecuación 53. Presión crítica en los álabes al momento de la cavitación	81
Ecuación 54. Velocidad media en la cámara espiral.....	83
Ecuación 55. Primer diámetro de la cámara espiral.....	83
Ecuación 56. Segundo diámetro de la cámara espiral.....	83

LISTA DE ANEXOS

(Ver anexos adjuntos en el CD y pueden visualizarlos en la Base de Datos de la Biblioteca UIS)

Anexo A. Catálogo de motores con precios

Anexo B. Métodos estadísticos para la obtención de las dimensiones generales de la turbina

Anexo C. Rango de diámetros externos del rodete con respecto a la velocidad axial del flujo

Anexo D. Coeficiente de sustentación en función de la longitud de la cuerda del álabe y paso relativo

Anexo E. Cálculos de las dimensiones del distribuidor

Anexo F. Teorías

Anexo G. Métodos estadísticos para determinar el coeficiente de thoma

Anexo H. Medidas del tubo de aspiración en codo horizontal

Anexo J. Resultados de la simulación del sistema con cámara espiral

Anexo J. Catálogos de tuberías de presión para centrales hidroeléctricas

Anexo K. Vista detallada de los componentes del sistema pico-hydro

Anexo L. Tabla de equivalencia altitud-presión

Anexo M. Paso a paso de la simulación del sistema pico-hydro con distribuidor axial

Anexo N. Antecedentes de investigación

RESÚMEN

TITULO: DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA PICO-HYDRO PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA EN ZONAS RURALES, MEDIANTE UN SOFTWARE DE MECÁNICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL*.

AUTOR: JORGE MARIO ILLIDGE ARAUJO**.

PALABRAS CLAVE: Diseño, Simulación, Sistema Pico-Hydro, Energía Eléctrica, Mecánica de Fluidos Computacional.

DESCRIPCIÓN: Los sistemas pico-hydro son centrales hidroeléctricas que generan entre 1 y 5 kW de energía eléctrica, a partir de turbinas hidráulicas, las cuales producen energía mecánica producto de la rotación que les genera un flujo de agua, esta rotación se transmite a un generador que esta acoplado al eje de la turbina el cual se encarga de transformarla en energía eléctrica. Una manera de medir el rendimiento de estos sistemas es mediante la creación de prototipos físicos y realizarles pruebas de campo, lo cual resulta costoso. Otra manera de medir su rendimiento es mediante la mecánica de fluidos computacional, esta es una herramienta en la cual se puede generar un prototipo virtual del sistema, simular su funcionamiento y evaluar su rendimiento sin hacer pruebas de campo y ahorrando costos.

En el presente proyecto se diseñó un sistema pico-hydro con una turbina Kaplan, se usó el software ANSYS CFX para simular el funcionamiento del sistema con las condiciones de trabajo establecidas en la etapa de diseño y se determinó su rendimiento con la turbina diseñada originalmente. Se aplicaron modificaciones en la geometría de los álabes de la turbina con el fin de evaluar su rendimiento y se comparó con el diseño original para determinar la configuración óptima del sistema.

Los resultados indicaron que para el diseño original de la turbina, se logró producir 7,5 kW de potencia, una eficiencia del 91% en el rodete, las condiciones de trabajo fueron 1235 RPM, 243 L/s y 3 metros de altura neta. Se concluyó que CFX es una herramienta de gran ayuda para la simulación de turbomaquinaria y genera un gran ahorro económico. Este sistema sería una alternativa viable para los países desarrollados o en desarrollo que tienen zonas rurales que no cuentan con el servicio de energía eléctrica de las redes de suministro.

* Trabajo de Grado.

** Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Jorge Luis Chacon Velasco, Ingeniero Mecánico.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND SIMULATION OF A PICO-HYDRO SYSTEM FOR THE GENERATION OF ELECTRICAL ENERGY IN RURAL AREAS, THROUGH A COMPUTATIONAL FLUID MECHANICS SOFTWARE*.

AUTHOR: JORGE MARIO ILLIDGE ARAUJO**.

KEY WORDS: Design, Simulation, Pico-Hydro System, Electrical Energy, Mechanics Fluid Computational.

DESCRIPTION: Pico-hydro systems are power plants that generate from 1 to 5 [kW] of electric energy, by hydraulic turbines, which produce mechanic energy from the rotation generated by a certain water flow. This rotation is transmitted to a generator which is coupled to the turbine axis that transforms the rotation into electric energy. One way of measuring the performance of these systems is by the generation of physical prototypes for field testing, which is pricey. On the other hand, by computational fluid mechanics ne can simulate the performance of a prototype without physically field testing it and saving money at the same time.

Now, in this research a complete pico-hydro system that works with a Kaplan turbine was designed using ANSYS CFX to simulate the behavior of the turbine with the working conditions established during design phase. The performance of the originally designed turbine was defined and a few modifications in the geometry of the rotor blades were made to evaluate the impact of these modifications would generate and compare it with the original design so that an optimum configuration of the system could be established.

The results showed that for the turbine original design a maximum of 7.5 [kW] power was reached with a runner efficiency of 91%. The working conditions for this simulation were 1235 [RPM], 243 [L / s] and a net height of 3 [m]. With all that said, it is possible to conclude that CFX is a powerful and helpful software solution for simulating turbomachinery saving money on the process. The system proposed on this work represents an alternative for both developed and not developed countries that do not have electricity in its rural areas.

* Dissertation Project.

** Industrial University of Santander. Faculty of physic mechanical engineering. School of Mechanical Engineering. Supervisor: Jorge Luis Chacon Velasco, Mechanical Engineering.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad el uso de energías renovables para la generación de energía eléctrica está reemplazando las formas convencionales que utilizan combustibles fósiles como el petróleo, el gas y el carbón, dado que la disponibilidad de estos recursos se ha reducido considerablemente y su uso desencadena una contaminación excesiva en el medio ambiente. Por esta razón en diferentes países se han propuesto buscar otras alternativas de solución para poder suplir las demandas de energía eléctrica que se presentan en las diferentes ciudades y sus alrededores. Dos factores que limitan estas soluciones son la economía y la ubicación en la que se presente la demanda de energía eléctrica con respecto a las redes de suministro de este servicio.

Una manera de suplir estas demandas de energía eléctrica es el aprovechamiento de la energía hidráulica que aporta el agua, por medio de centrales hidroeléctricas de pequeña escala, o también llamadas sistemas pico-hydro, y de fácil implementación. El agua necesaria para este proceso no debe tener tratamientos específicos para poder usarla, debido a esto se convierte en un recurso con amplia disponibilidad y se puede tomar de cualquier afluente que pueda suplir la demanda de agua que requiera el sistema diseñado.

Con el avance de la tecnología se han creado herramientas computacionales para simular el funcionamiento de centrales hidroeléctricas en busca de optimizarlos y definir un diseño que garantice el mejor rendimiento posible según las condiciones a las que debe funcionar, lo cual significa un ahorro económico grande, ya que se evita la construcción de prototipos físicos.

Con todo lo mencionado anteriormente, en el presente proyecto, se realizó el proceso de diseño de un sistema pico-hydro, luego se generó un prototipo virtual y por medio de las herramientas computacionales se revisó el diseño, se planteó la mejor alternativa y se analizó su viabilidad para poder implementarse en diferentes zonas del territorio colombiano.

1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

1.1 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

El suministro de energía eléctrica a las diferentes ciudades de Colombia es función de las entidades autorizadas por el gobierno para cumplir dicha función, estas se encargan de producir la electricidad y por medio de redes de distribución llevar energía a cada rincón del país. Sin embargo, ese ideal de brindar este servicio a todas partes es un reto muy difícil de superar, ya que muchos factores afectan el desarrollo efectivo de un plan de distribución que garantice el servicio de electricidad en lugares alejados de las grandes ciudades y que no cuentan con una infraestructura adecuada para acceder a este servicio.

En los últimos años en Colombia el servicio de electricidad no se distribuye en muchas partes del territorio nacional, llegando a cifras de 1.562 localidades con déficit de este servicio, la gran mayoría en las zonas rurales del oriente y el sur colombiano, en regiones del Chocó, Nariño, entre otros¹.

También en lugares alejados de las ciudades donde se ubican comunidades que usan material de reciclaje y en ocasiones basura para construirse un lugar donde pasar las noches, este tipo de situaciones se intensifica en la guajira, donde en ocasiones no hay energía eléctrica en algunas zonas durante las 24 horas del día y las poblaciones indígenas y demás desplazados siguen creciendo generando a su vez un aumento en la demanda de servicios, lo cual genera como resultado que estas comunidades tengan una calidad de vida muy baja².

¹ CARACOL RADIO. En Colombia 1.209.000 personas no tienen servicio de energía eléctrica. [En línea]. Bogotá D.C. 2005. (Recuperado en 01 diciembre 2016). Disponible en: http://caracol.com.co/radio/2005/07/24/nacional/1122230580_189306.html.

² PALABRA GUAJIRA.NET. La Alta Guajira, un territorio con riquezas naturales pero con necesidades básicas insatisfechas. [En línea]. (Recupera en 01 diciembre 2016). Disponible en: <http://www.palabraguajira.net/la-alta-guajira-un-territorio-con-riquezas-naturales-pero-con-necesidades-basicas-insatisfechas>.

En sitios como fincas, casas de descanso alejadas de la ciudad y demás construcciones que sean instaladas en estas áreas donde es difícil que se pueda ofertar el servicio de electricidad por parte de las empresas prestadoras, lo cual se ha comprobado que se debe a una mala gestión de los recursos y la infraestructura de estas empresas³, las comunidades se ven obligadas a buscar fuentes de energía económicas y de fácil instalación para suplir sus necesidades básicas en los sitios donde se encuentran, aunque en ocasiones no tienen un buen rendimiento y están mal diseñados e instalados⁴.

La mini red de electricidad que aprovecha las fuentes de energía renovables, entre los cuales se encuentran los sistemas pico-hydro, es reconocida como la tecnología más costo-efectiva, para electrificar comunidades rurales⁵. Un sistema pico-hydro es una central hidroeléctrica de pequeña capacidad que genera entre 1 y 5 kW de energía eléctrica a partir de una turbina hidráulica y un generador acoplado a su eje. Debido a la crisis energética que presentan muchos países y la alta contaminación que producen los medios convencionales para generar energía eléctrica⁶, se han empezado a implementar sistemas que afecten muy poco el ambiente, que sean económicos y que funcionen con recursos renovables.

Actualmente se están implementando nuevas tecnologías sobre los tipos de turbinas que se usan en las centrales hidroeléctricas de pequeña escala para

³ EL HERALDO. Crisis energética en Colombia es por falta de planeación. [En línea]. Barranquilla: Universidad del Norte. 2016. (Recuperado en 01 diciembre 2016). Disponible en: <http://www.elheraldo.co/economia/crisis-energetica-en-colombia-es-por-falta-de-planeacion-249806>.

⁴ SIMPSON, Robert. Simulación CFD lleva Energía Eléctrica a las zonas rurales. Nottingham. Ansys Solution. 2006. Vol.7. Issue 4. p. 20-22.

⁵ ESMAP. Evaluación técnica y económica de las tecnologías de redes, mini redes y fuera de las redes de electricidad. Artículo Técnico 121/07. [En línea]. El Banco Mundial. Washington DC. Diciembre 2007. (Recuperado en 2 febrero 2017). Disponible en: <http://siteresources.worldbank.org/INTENERGY/Resources/MiniGridElectrificationTechnicalReport61207.pdf>.

⁶ CCPEMS. Crisis de las fuentes de energía. [En línea]. (Recuperado en 01 diciembre 2016). Disponible en: http://www.ccpems.exactas.uba.ar/CDs/CD Energia/I/contents/energia/crisis_energetica/crisis_fuentes/crisis_fuentes_home_interior.htm.

optimizar su diseño y mejorar su rendimiento⁷, garantizando que el uso de las mejoras que se definan no aumenten significativamente los costos de fabricación del sistema.

Sabiendo que Colombia es un país en desarrollo y no tiene capacidad en su red eléctrica para abastecer las zonas rurales, los sistemas de energías alternativas son una solución interesante. Por lo tanto, se llega a la necesidad de optimizar los sistemas que generan energía por medio de fuentes renovables, para mejorar su rendimiento y así poder brindar un buen servicio de electricidad en las zonas rurales, siendo cuidadosos de fabricarlos a bajos costos y que sean de fácil instalación basados en las condiciones del sitio donde se piensa implementar y el uso que se le va a dar a la energía producida.

1.2 JUSTIFICACIÓN PARA LA SOLUCIÓN DEL PROBLEMA

Actualmente en distintas partes del mundo se están implementando sistemas pico-hydro para satisfacer necesidades básicas de energía eléctrica en las viviendas y complementarias como cargar celulares⁸, también se han implementado para mantener el alumbrado en fincas y sustentar pequeñas máquinas para procesos específicos en dichos lugares⁹, entre otras aplicaciones. El ideal de los sistemas pico-hydro es que sean compactos, económicos y que suplan la demanda de energía eléctrica de los lugares en los que se implementan¹⁰.

⁷ ENERGIAS RENOVABLES MARINAS. Nueva tecnología para explotar la energía fluvial. [En línea]. (Recuperado en 01 diciembre 2016). Disponible en: <http://www.energiyas-renovables-marinas.com/articulos/nueva-tecnologia-para-explotar-la-energia-fluvial-1206544>.

⁸ ECOINVENTOS. Pico-Hydro. Hidroeléctrica casera para generar electricidad. [En línea]. Octubre. 2011. (Recuperado en 02 diciembre 2016). Disponible en: <http://ecoinventos.com/pico-hydro-hidroelectrica-casera-para-generar-electricidad/>.

⁹ SIMPSON. Op. cit., p. 20-22.

¹⁰ ENERGÍA CASERA. Archivo para la categoría Pico-Hidro energía. [En línea]. Agosto. 2010. (Recuperado en 02 diciembre 2016). Disponible en: <https://energiacasera.wordpress.com/category/microhidroenergia/pico-hidro-energia/>.

La información sobre la implementación de sistemas pico-hydro en Colombia es escasa, debido a que somos un país en desarrollo incipiente, no se ve con tanta fuerza el avance tecnológico y las innovaciones en el campo de las energías alternativas¹¹, por lo que se encuentra este aspecto como una posibilidad para introducir la idea de implementar estos sistemas en Colombia, en especial en las zonas rurales y alejadas de las ciudades, teniendo en cuenta la crisis energética que atraviesa el país por la falta de recursos y la falta de planeación por parte del gobierno y de las empresas encargadas de prestar este servicio a las comunidades¹².

Por lo antes mencionado, el presente trabajo de grado está enfocado a realizar un análisis con fines a mejorar los diseños de las partes fundamentales de los sistemas pico-hydro, a partir de los datos y experiencias de los proyectos implementados en otras partes del mundo y la información que se pueda recolectar sobre sistemas de generación de energía en pequeña escala sobre el territorio colombiano, lo cual servirá para ser tenido en cuenta en caso de que se presenten futuros proyectos en los que se tenga como ideal la construcción de estos sistemas en zonas con asentamiento retirado de las áreas citadinas y para comunidades vulnerables de muy baja capacidad económica.

¹¹ EL TIEMPO. El país empieza a pensar en las energías alternativas. [En línea]. Mayo. 2016. (Recuperado en 02 diciembre 2016). Disponible en: <http://www.eltiempo.com/estilo-de-vida/ciencia/colombia-piensa-en-las-energias-alternativas/16586596>.

¹² EL HERALDO. Op.Cit., p. 20.

2. OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GENERAL

Contribuir con la misión de la Escuela de Ingeniería Mecánica mediante la formación de Ingenieros Mecánicos con alta calidad técnica y científica a través de la simulación y optimización de un sistema pico-hydro mediante un software de mecánica de fluidos computacional a partir de un modelo existente para la generación de energía eléctrica en zonas rurales.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Hacer un estudio de las diferentes tecnologías utilizadas actualmente de sistemas pico-hydro y seleccionar una micro turbina para la producción de aproximadamente 2 a 5 kW de energía eléctrica, una velocidad entre las 600 – 800 RPM y un caudal entre 180 – 220 L/s.

- Efectuar una simulación mediante CFD analizando la geometría del rotor, los ángulos de ataque y su efecto sobre la eficiencia de operación mediante métodos teóricos convencionales para luego validar con datos existentes en la práctica.

- Hacer un análisis técnico-económico de la viabilidad de utilizar un sistema pico-hydro en las condiciones de una zona rural de Colombia.

3. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN

Respecto a la ingeniería mecánica el proyecto apunta hacia una mejora en el prototipo de generadores de energía por medios alternativos, se analizan los componentes del sistema como lo son la turbina, el distribuidor, el tubo de aspiración y el generador, entre otros componentes importantes. Esta mejora puede proporcionar un campo para futuras investigaciones sobre los sistemas pico-hydro, el análisis de termo-fluidos y su interacción con los diferentes materiales con los que se fabrican los componentes de estos sistemas.

Este análisis podrá ayudar a garantizar un buen rendimiento del sistema en caso de que se implemente en zonas rurales donde es difícil que se cuente con energía eléctrica tanto por limitantes de la red de distribución del sector, como también por problemas económicos para poder implementar otros sistemas de generación de energía, por lo que esta podría ser una alternativa para suplir las demandas de energía para las tareas básicas en un determinado lugar.

4. MARCO TEÓRICO

La generación de energía eléctrica por medios alternativos se está convirtiendo en una excelente alternativa debido al alto nivel de contaminación y deterioro del planeta por el uso de fuentes de energía no renovables¹³. Los constantes avances tecnológicos en los distintos campos de la ingeniería han revolucionado el rendimiento de sistemas hidroeléctricos, en especial, para la generación de energía eléctrica a pequeña escala, para lo que se están usando sistemas denominados pico-hydro, que son pequeñas centrales hidroeléctricas con una capacidad de producción de hasta 5 kW¹⁴, usando un montaje muy sencillo y económico para que pueda ser implementado fácilmente en zonas rurales donde no se cuenta con el servicio de electricidad por parte de las redes de suministro¹⁵. En el Anexo (N) se encuentra una parte de los antecedentes de investigación utilizados como guía para la realización del presente proyecto.

4.1 REFERENCIAS TEÓRICAS

Los sistemas pico-hydro son soluciones alternativas, económicas y poco contaminantes ya que el mismo recurso que usan para la generación de la energía puede ser recuperado y usado en otros procesos recibiendo poca alteración con respecto al estado inicial en el que entro al sistema. La parte vital de todo el sistema es la turbina que es la encargada de producir el movimiento en el generador que a su vez puede proceder a generar la energía correspondiente a la cantidad de movimiento que le transmite el eje de la turbina, entre los aspectos importantes de la turbina están la geometría del rotor, los ángulos de ataque, las velocidades de giro, los caudales que maneja, las

¹³ ENVIRONMENTAL PROTECTION. La problemática de las energías no renovables. [En línea]. (Recuperado en 02 diciembre 2016). Disponible en: http://iesmediterraneogeografia3b.blogspot.com.co/p/blog-page_17.html.

¹⁴ SIMPSON. Op. cit., p. 20-22.

¹⁵ CARACOL RADIO. Op. cit., p. 19.

eficiencias, la potencia producida, las formas de acceso y salida del fluido de trabajo, el salto de la turbina y los materiales con que se fabrica. Otro aspecto importante es la parte económica, debido a que estos sistemas se caracterizan por ser prácticos, fáciles de implementar y económicos, lo cual los hace muy viables para usarlos como solución a los problemas de electricidad presentes en muchos países.

4.1.1 Centrales Hidroeléctricas¹⁶ Las centrales hidroeléctricas son instalaciones que permiten aprovechar la energía que pueden brindar las masas de agua proveniente de afluentes por medio de una turbina hidráulica y un generador acoplado a esta, convirtiendo el movimiento de estas masas de agua primero en energía mecánica producto de la rotación del eje de la turbina y seguidamente convirtiendo ésta energía mecánica en energía eléctrica en el generador para luego ser distribuida en los diferentes sitios establecidos. La condición principal para que se haga un buen uso de las masas de agua es ubicar las centrales hidroeléctricas de tal manera que se establezca una altura determinada de separación entre la entrada de la central y el canal por donde circula el fluido, esto con el fin de generar energía potencial y energía cinética en el fluido gracias a el efecto de la gravedad y de la geometría de los canales por donde se conecte el fluido con la entrada de la central hidroeléctrica, las cuales son vitales para el posterior proceso de generación dentro de la central, convirtiéndose así en un medio de generación de energía eléctrica poco contaminante y de fácil implementación.

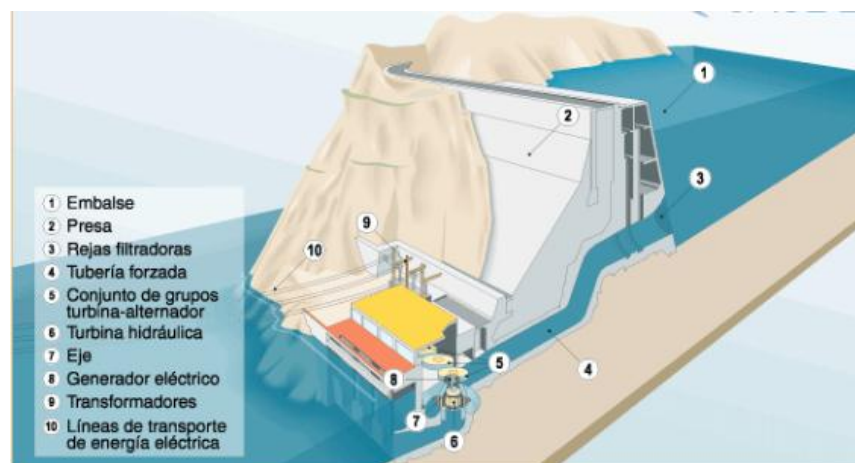
Las partes generales de una central hidroeléctrica son el embalse que representa la masa de agua que está supliendo al sistema, la presa que es la encargada de acumular el agua en un espacio determinado para que esta adquiera una energía potencial necesaria para el proceso de generación de electricidad, rejillas filtradoras que cuentan con una válvula encargada de la regulación de la entrada

¹⁶ ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE LA INDUSTRIA UNESA, Central hidroeléctrica. España. [En línea]. (Recuperado en 18 junio 2017). Disponible en: <http://www.unesa.es/sector-electrico/funcionamiento-de-las-centrales-electricas/1347-central-hidroelectrica>.

de fluido a las tuberías forzadas que son las que guían el fluido hacia el conjunto generador, lugar en el que se produce la generación de energía mecánica por medio de la turbina hidráulica en la cual el fluido luego de adquirir cierta energía cinética choca contra los álabes de la turbina generando su movimiento y posteriormente este movimiento se transmite hacia el eje de la misma que esta acoplado al generador eléctrico, que al girar convierte la energía rotatoria en corriente alterna de media tensión y alta intensidad, luego mediante transformadores es convertida en corriente de baja intensidad y alta tensión, para ser enviada a la red general mediante las líneas de transporte. Luego de haber realizado todo este proceso, el agua es restituida a la fuente de donde proviene, a través de un canal de desagüe ubicado en la parte baja de la central hidroeléctrica. Véase la figura 1.

En la tabla 1 se muestra la clasificación de las centrales hidroeléctricas según la potencia instalada¹⁷.

Figura 1. Central Hidroeléctrica



Fuente: Asociación Española de la Industria Eléctrica UNESA¹⁸.

¹⁷ ENDESA EDUCA. Centrales hidroeléctricas. España, 2014. [En línea]. (Recuperado en 18 junio 2017). Disponible en: http://www.endesaeduca.com/Endesa_educa/recursos-interactivos/produccion-de-electricidad/xi.-las-centrales-hidroelectricas.

¹⁸ UNESA. Op. cit., p. 29.

Tabla 1. Clasificación de las centrales hidroeléctricas según la potencia entregada.

Clasificación	Rango de Potencia
Nano	Vatios hasta 1 kW
Pico	1 kW hasta 10 kW
Micro	10 kW hasta 50 kW
Mini	50 kW hasta 1000 kW
Pequeñas	1 MW hasta 5 MW
Mediana	5 MW hasta 30 MW
Grande	Superior a 30 MW

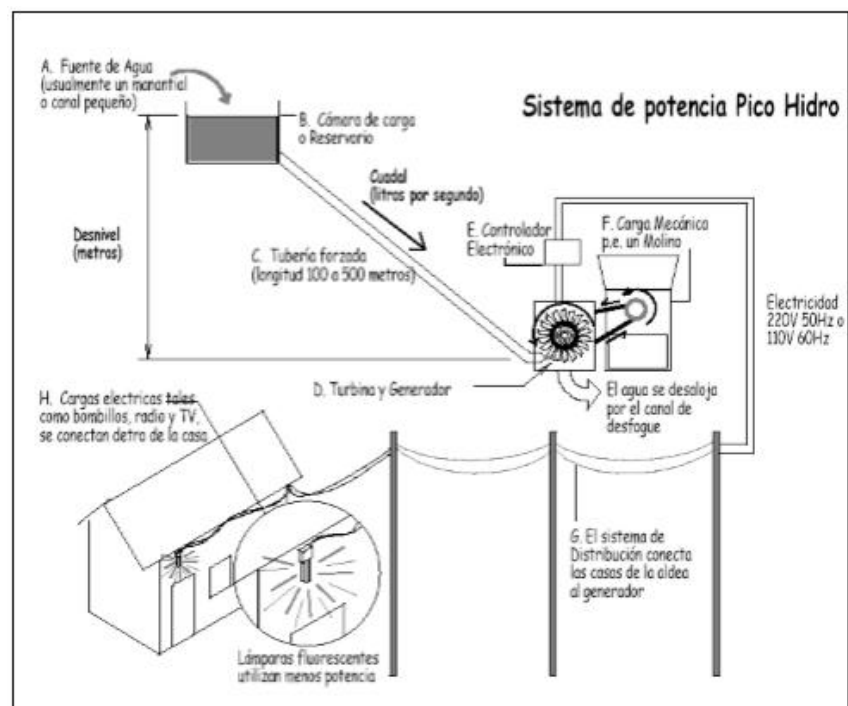
4.1.2 Sistemas Pico-Hydro¹⁹ El sistema Pico-Hydro se refiere a las centrales hidroeléctricas con niveles de generación de energía eléctrica en un rango de 1 kW hasta 5 kW. Estos sistemas hidroeléctricos de este tamaño gozan de ventajas en términos de costos y simplicidad comparados con sistemas hidroeléctricos de mayores capacidades. Además, es una fuente de potencia versátil, puede generar electricidad en corriente alterna permitiendo el funcionamiento de equipos eléctricos estándares y la distribución de la electricidad a toda una comunidad. Pueden funcionar con saltos pequeños del orden de 2 a 10 metros y con caudales entre 180 y 300 L/s, lo cual amplía el rango de lugares ideales para su implementación. Los sistemas pico hydro pueden producir energía para abastecer funciones básicas en una vivienda como lo es la iluminación y las tareas principales del hogar.

El conjunto de generación de este tipo de sistemas consta de una tubería forzada, en ocasiones también de una cámara espiral, un conjunto de álabes fijos denominado distribuidor que se encarga de darle el ángulo de incidencia del fluido hacia los álabes de la turbina, el corazón del sistema es el rodete, que es donde se realiza la generación de energía mecánica debido a la rotación del eje

¹⁹ LANDA, Freddy y LLANGANATE, Luis. Diseño y construcción de una pico central hidroeléctrica utilizando una turbina Michell Banki para la generación de energía eléctrica en el sector de Las Carmelitas del Cantón Tena. Proyecto previo a la obtención del título de ingeniero de ejecución en electromecánica. Ecuador: Escuela Politécnica del Ejército. Sede Latacunga. 2009. 151P.

que a su vez es el encargado de transmitir el movimiento al generador que produce la energía eléctrica, por ultimo está el tubo de aspiración, en esta parte se produce una recuperación de la energía de presión, lo cual es ideal para el buen funcionamiento de la turbina. La mayoría de los componentes se pueden manufacturar localmente, y son de fácil mantenimiento lo cual también ahorra gastos²⁰. Véase la figura 2.

Figura 2. Esquema de un sistema pico-hidro



Fuente: Pico-hidro Potencia para aldeas²¹.

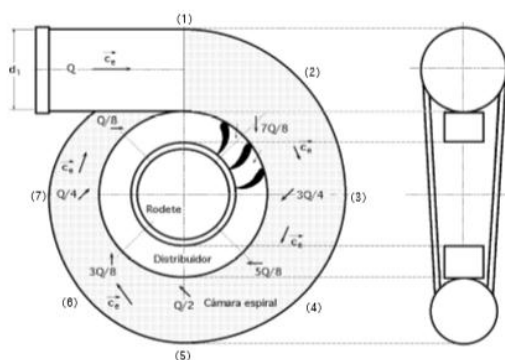
²⁰ ÁVILA REITA, Walter y LOPEZ, Anderson. Selección y adecuación de un sistema hídrico para el aprovechamiento energético de zonas no interconectadas - ZNI con caudales y necesidades energéticas bajas. Proyecto de grado para optar al título de Ingenieros Electricistas. Bogotá D.C: Universidad de la Salle. Facultad de Ingeniería. 2016. p. 12-13.

²¹ LANDA. Op. cit., p. 7.

4.1.3 La Cámara Espiral²² La cámara espiral es la primera parte del sistema pico hydro, su función es recibir la masa de agua proveniente de la afluyente que alimenta el sistema, la cual tiene una energía potencial generada por la diferencia de altura entre el canal de agua y la entrada de la cámara espiral, esta masa de agua se transporta hacia la cámara espiral por medio de una tubería forzada y al llegar se produce una transformación de la presión en velocidad, gracias a la geometría de la cámara espiral.

El diseño de la cámara espiral consta de secciones transversales con formas que se aproximan a círculos de diferentes diámetros, los cuales van disminuyendo progresivamente en función de la velocidad media del fluido la cual se intenta mantener constante a lo largo de la cámara espiral, para así lograr una transformación efectiva de la presión en velocidad y evitar las pérdidas ocasionadas por los cambios bruscos de velocidad, para luego darle paso al fluido hacia el distribuidor. Véase la figura 3.

Figura 3. Diseño detallado de la cámara espiral



Fuente: Cámara espiral de una turbina Kaplan²³.

²² POLO ENCINAS, Manuel. Turbinas hidráulicas de reacción de flujo radial. Turbina Francis en: Turbomáquinas hidráulicas. México: Tercera Edición. Editorial Limusa. 1975. p. 122.

²³ FERNÁNDEZ DÍEZ, Pedro. Turbinas hidráulicas. [En línea]. España: Universidad de Cantabria. Departamento de ingeniería eléctrica y energética. (Recuperado en 3 marzo 2017). Disponible en: http://www.ing.una.py/pdf_material_apoyo/turbinas-hidraulicas.pdf.

En la cámara espiral se mantiene constante la energía del fluido en la zona periférica del distribuidor, por razones de equilibrio dinámico. En la práctica estos diámetros normalmente se suelen aumentar para tener en cuenta el rozamiento y la obstrucción de los directrices, el número de diámetros es del orden de 6 a 8 como máximo²⁴.

4.1.4 El Distribuidor²⁵ Este componente representa una parte vital para garantizar un buen rendimiento por parte del rotor de la turbina, ya que en el distribuidor se le da el ángulo y dirección de ataque que necesite el rotor, lo cual garantiza que se genere la mayor cantidad de energía mecánica en el rotor. El distribuidor se compone de una serie de álabes directores en forma de persiana circular, cuyo paso se puede modificar por medio de un servomotor, aunque en ocasiones también se puede manejar con paso fijo en centrales de pequeña escala, en función de economizar el diseño. La cantidad de álabes con la que cuenta el distribuidor varía entre los 8 y los 18 álabes, aumentando su cantidad en función de otros parámetros como las longitudes, radio de curvatura y ángulo con que sale el fluido del distribuidor²⁶. Véase la figura 4.

Figura 4. Álabes directrices de un distribuidor



Fuente: Cámara espiral de una turbina Kaplan²⁷.

²⁴ Ibid., p. 63.

²⁵ POLO ENCINAS. Op. cit., p. 122.

²⁶ PEREZ PANTOJA, Piero. Grupo de Generación con turbina Kaplan Tubular. Perú: Pontificia Universidad Católica del Perú. 2007. 167P.

²⁷ FERNÁNDEZ DÍEZ. Op. cit., p. 64.

El distribuidor no genera energía como si lo hace el rodete de la turbina, pero si transforma la energía de presión en energía cinética para darle mejores condiciones de trabajo al rotor²⁸.

4.1.5 Turbinas hidráulicas²⁹ La turbina hidráulica es el componente más importante de una central hidroeléctrica, debido a que en ella es donde se produce la energía mecánica en el eje de la misma por efecto del movimiento de los álabes que están unidos a dicho eje, que a su vez son accionados por la velocidad y la presión a la que entra el agua al rodete de la turbina. El buen funcionamiento de la turbina viene condicionado por el diseño de dos componentes importantes de la central hidroeléctrica como lo es la cámara espiral y el distribuidor, pero más que todo por el distribuidor que es el elemento que establece las condiciones con las que el agua ataca los álabes del rotor y la cantidad de agua que se necesita para cumplir con la capacidad de generación de potencia establecida para la central en la etapa de diseño de la misma³⁰. Véase la figura 5.

En el proceso de selección de una turbina hidráulica se toman en consideración varios factores entre los cuales uno de los más importantes es la caída de agua, es decir, la altura a la que se encuentra la fuente de agua que suporta al sistema con respecto a la entrada de la cámara espiral o entrada de la central hidroeléctrica. Este factor es decisivo al momento de escoger el tipo de turbina hidráulica que se instala en la central, debido a que si no se utiliza una turbina adecuada para las condiciones de trabajo, se puede presentar un funcionamiento erróneo de la turbina y por lo tanto no cumplir con la demanda de energía que se estableció para el sistema. Por esto es de vital importancia

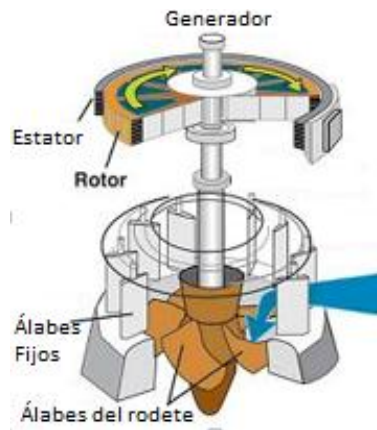
²⁸ MATAIX, Claudio. Turbomáquinas hidráulicas: Turbinas en: Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. Madrid, España: Tercera Edición. Editorial ICAI. p 460.

²⁹ FLUIDOS EIA. Turbinas hidráulicas. [En línea]. En proceso de elaboración. (Recuperado en 02 diciembre 2016). Disponible en: <http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/maquinashidraulicas/turbinashidraulicas/turbinashidraulicas.html>.

³⁰ MATAIX. Op. cit., p. 460.

saber elegir la turbina adecuada para cada central hidroeléctrica y según las condiciones en las que se vaya a instalar y se pondrá a funcionar dicha planta.

Figura 5. Turbina hidráulica



Fuente: Como hacer una turbina hidráulica simple. 2011³¹.

Las turbinas hidráulicas se pueden clasificar de varias maneras según las condiciones de trabajo y la geometría del rotor, entre las cuales están las siguientes³²:

Según la dirección en que entra el agua:

- Turbinas axiales: el agua entra en el rodete en la dirección del eje.
- Turbinas radiales: el agua entra en sentido radial, no obstante el agua puede salir en cualquier dirección.

³¹ COMO HACER. Como hacer una turbina hidráulica simple. [En línea]. (Recuperado en 02 diciembre 2016). Disponible en: <http://comohacer.eu/como-hacer-una-turbina-hidraulica-simple/>.

³² MATAIX. Op. cit., p. 461 - 464.

De acuerdo al modo de obrar del agua:

- Turbinas de chorro o de acción simple o directa.
- Turbinas de sobrepresión o de reacción.

Según la dirección del eje:

- Horizontales.
- Verticales.

La clasificación más importante es la que las separa de acuerdo al modo de obrar el agua, estas son turbinas de acción y de reacción.

Las turbinas de acción son denominadas de admisión parcial³³, el agua sale del distribuidor a la presión atmosférica, y llega al rodete con la misma presión; en estas turbinas toda la energía potencial del salto se transmite al rodete en forma de energía cinética, por lo tanto, en este tipo de turbinas se aprovecha solamente la energía cinética del agua, la turbina Pelton es la más representativa y usada de este grupo, en la cual el paso del agua sobre el rodete de la turbina es axial³⁴.

Cuando la turbina es capaz de usar la energía estática del agua se llama de reacción, estas son denominadas de admisión total³⁵, el agua sale del distribuidor con una cierta presión que va disminuyendo a medida que el agua atraviesa los álabes del rodete, de forma que, a la salida, la presión puede ser nula o incluso negativa; en estas turbinas el agua circula a presión en el distribuidor y en el rodete y, por lo tanto, la energía potencial del salto se transforma, una parte, en energía cinética, y la otra, en energía de presión, entre estas turbinas se encuentra la Francis en la cual el flujo entra al rodete de forma radial, y la Kaplan en la cual el flujo entra axialmente al rodete³⁶. El grado de

³³ Ibid., p. 461.

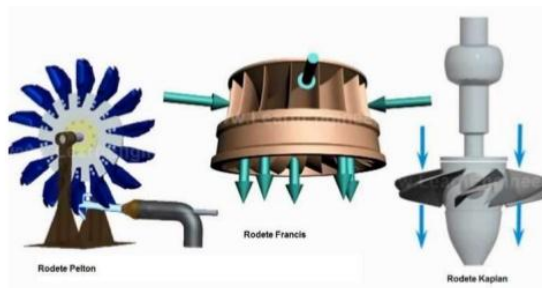
³⁴ POLO ENCINAS. Op. cit., p. 113.

³⁵ MATAIX. Op. cit., p. 461.

³⁶ FERNÁNDEZ DÍEZ. Op. cit., p. 4.

reacción en estas máquinas siempre es inferior a la unidad, lo que quiere decir que también pueden aprovechar la energía dinámica del agua³⁷. Véase la figura 6.

Figura 6. Tipos de turbinas hidráulicas



Fuente: Turbinas hidráulicas³⁸.

4.1.6 Turbinas Pelton³⁹ La turbina Pelton fue elaborada para trabajar con pequeños caudales, pero con grandes saltos, el principio de funcionamiento consiste en que la tobera lanza a la atmósfera un chorro de alta velocidad que incide sobre una serie de cucharas o álabes montados en la periferia de una rueda. El par ejercido por el impacto y la desviación del chorro provoca el giro de la rueda. Una vez transmitida su energía a la rueda, el agua sale de los álabes a velocidad relativamente baja y es dirigida hacia el canal de desagüe. Pueden ser de eje horizontal y de eje vertical, dependiendo de la función para la que se requiera. Véase la figura 7.

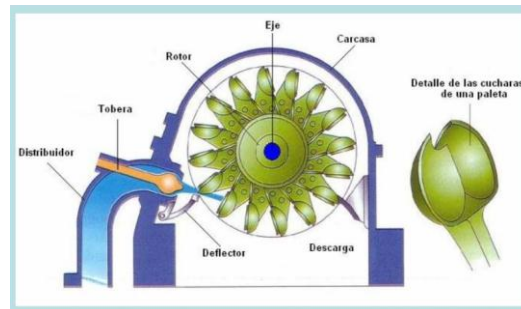
³⁷ POLO ENCINAS. Op. cit., p. 113.

³⁸ ÁREA TECNOLÓGICA. turbinas hidráulicas. [En línea]. (Recuperado en 02 diciembre 2016). Disponible en: <http://www.areatecnologia.com/mecanismos/turbinas-hidraulicas.html>.

³⁹ MARCHEGANI, Ariel. Turbinas Pelton. Argentina: Universidad Nacional de Comahue. Facultad de Ingeniería. Departamento de mecánica aplicada. Laboratorio de máquinas hidráulicas. Septiembre, 2004. 21P.

Estas turbinas tienen la peculiaridad de aprovechar solamente la energía cinética del fluido; no existe gradiente de presión entre la entrada y la salida de la máquina, lo que quiere decir, que su grado de reacción es cero⁴⁰.

Figura 7. Turbina Pelton



Fuente: Generalidades de las turbinas Pelton⁴¹.

Las partes más importantes de la turbina Pelton son las cucharas o también llamadas cazoletas, en las cuales el flujo entra de manera tangencial al rodete, estas cazoletas tienen una forma de doble cuchara que recibe el chorro exactamente en su arista media doble donde se divide en dos, circulando por su cavidad y recorriendo hasta la salida casi a un ángulo de 180°, contrarrestándose así los empujes axiales por cambio de dirección de los dos chorros⁴². Luego de las cazoletas, otro de los elementos importantes es la tobera o inyector, este es el órgano regulador de caudal del chorro, consta de una válvula de aguja cuya carrera determina el grado de apertura del mismo; para poder asegurar el cierre, el diámetro máximo de la aguja tiene que ser superior al de la salida del chorro cuyo diámetro se mide en la sección contraída, situada aguas debajo de la salida del inyector y en donde se puede considerar que la presión exterior es igual a la atmosférica⁴³. La turbina Pelton tiene además otro sistema de regulación por

⁴⁰ POLO ENCINAS. Op. cit., p. 203.

⁴¹ MEMBERS. Generalidades de las turbinas Pelton. [En línea]. (Recuperado en 02 diciembre 2016). Disponible en: http://members.tripod.com/mqhd_ita.mx/u3.htm.

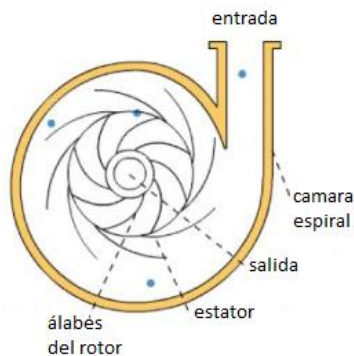
⁴² FERNÁNDEZ DÍEZ. Op. cit., p. 35.

⁴³ Ibid., p. 35.

desviación del chorro, que consiste en una superficie metálica llamada deflector, que se introduce en medio del chorro, dividiéndolo y desviando una parte del mismo, de forma que en vez de dirigirse contra las cazoletas, sale lateralmente sin producir ningún efecto útil. De esta forma se evitan sobrepresiones en la tubería, por cuanto el caudal que circula por ésta continua siendo el mismo⁴⁴.

4.1.7 Turbina Francis⁴⁵ La turbina Francis se caracteriza por trabajar en un término intermedio con respecto a la turbina Kaplan y a la turbina Pelton, es decir, puede trabajar en un rango de caudales altos y bajos, y en un rango de alturas grandes y pequeñas. Las turbinas Francis son de tipo radial, admisión centrípeta y tubo de aspiración; siempre se construyen en condiciones de rendimiento máximo, dando lugar a tres tipos fundamentales, lentas, normales y rápidas, diferenciándose unas de las otras por la forma que tiene el rodete⁴⁶. Véase la figura 8.

Figura 8. Turbina Francis



Fuente: Partes principales de una turbina Francis⁴⁷.

⁴⁴ Ibid., p 35.

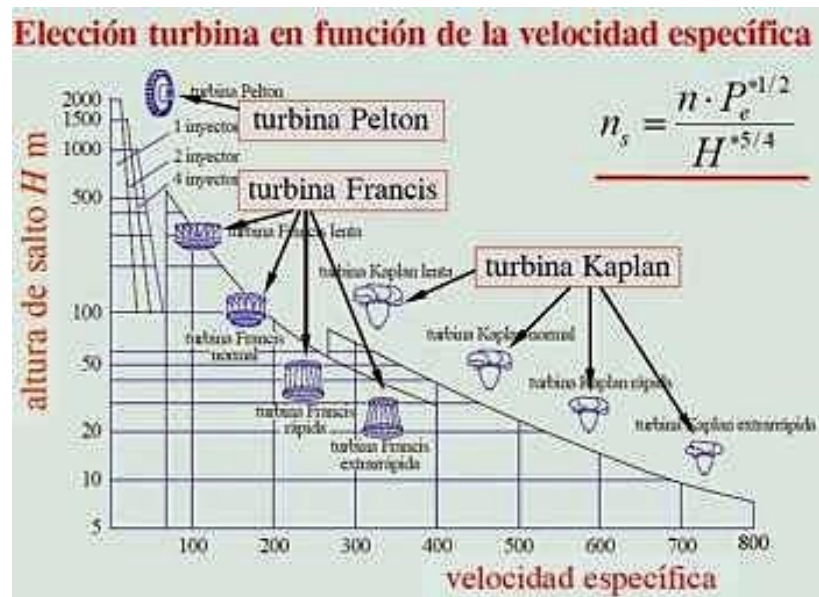
⁴⁵ FLUIDOS EIA. Op. cit., p. 35.

⁴⁶ FERNÁNDEZ DÍEZ. Op. cit., p. 53.

⁴⁷ YEPES, Víctor. Partes principales de una turbina Francis. [En línea]. Universidad politécnica de valencia. 2017. (Recuperado en 02. Diciembre 2016). Disponible en: <http://victoryepes.blogs.upv.es/2017/01/16/turbina-francis/>.

A continuación se muestra un esquema donde se clasifican las turbinas basándose en dos criterios de selección, los cuales son la velocidad específica y la altura del salto para cual son fabricadas. Véase la figura 9.

Figura 9. Clasificación de las turbinas según el salto y la velocidad específica



Fuente: Dimensionamiento de turbinas hidráulicas⁴⁸.

4.1.8 Turbina Kaplan⁴⁹ La turbina Kaplan funciona con grandes caudales y pequeños saltos. Una de las características principales es que el fluido forma un remolino en la parte del difusor, el cual mantiene el eje de la turbina en movimiento. Son empleadas para minicentrales hidráulicas, por lo que se ven como ideales para usarlas en sistemas de generación de energía eléctrica de fabricación y uso urbano o en zonas donde la demanda de energía sea pequeña.

Estas turbinas trabajan con velocidades específicas del rango de 350 RPM en adelante, debido a que las turbinas Francis no dan un buen rendimiento con

⁴⁸ INGENIPRA. Dimensionamiento de turbinas hidráulicas. [En línea]. Agosto, 2012. (Recuperado en 03 diciembre 2016). Disponible en: <http://ingenipra.blogspot.com.co/2012/08/dimensionamiento-de-turbinas-hidraulicas.html>.

⁴⁹ FLUIDOS EIA. Op. cit., p. 35.

estas velocidades⁵⁰. La característica principal de estas turbinas es el hecho de que sus álabes pueden tener múltiples posiciones por medio de un sistema de control ubicado en la base de los mismos, con esto se busca establecer las condiciones de óptimo rendimiento según la carga con la que está funcionando el sistema, esto quiere decir en pocas palabras que un solo rodete puede desempeñar el papel de infinito número de rodetes⁵¹; en cambio cuando los álabes se mantienen fijos en el rodete, es decir, no se pueden ajustar a varias posiciones, estas turbinas son conocidas como turbinas tipo hélice, las cuales son ideales a la hora de buscar economía en el diseño del rodete, debido a que no se implementa un sistema de control en el cubo, por lo cual se puede utilizar un cubo completamente sólido⁵².

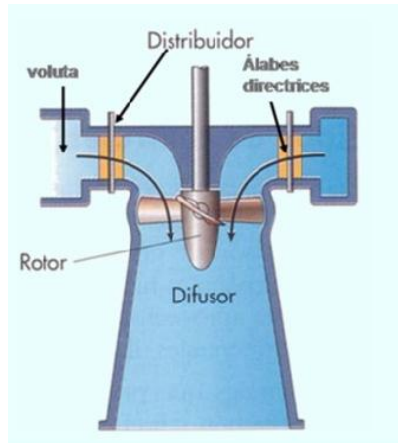
El sistema que compone la central hidroeléctrica cuando se usan turbinas Kaplan o tipo hélice, consta de las mismas partes que usa una turbina Francis, es decir, tiene una cámara espiral que es la que recibe el fluido proveniente de la fuente que supe el sistema, luego tiene un distribuidor que le da dirección de ataque del fluido sobre los álabes, además de otras cualidades, luego sigue el rodete y por último se encuentra el tubo de aspiración, que desempeña un papel importante en el funcionamiento de estas turbinas, por medio de este el agua sale del sistema hacia donde se indique en el diseño. Véase figura 10.

⁵⁰ FERNÁNDEZ DÍEZ. Op. cit., p. 87.

⁵¹ MATAIX, Op. cit., p. 478.

⁵² FERNÁNDEZ DÍEZ. Op. cit., p. 87.

Figura 10. Partes de una turbina Kaplan



Fuente: Turbinas hidráulicas⁵³.

4.1.9 Tubo de Aspiración⁵⁴ Este elemento cumple una función muy importante como órgano de recuperación de energía, contribuyendo a mejorar el rendimiento global de la unidad. Al servir como órgano de recuperación de energía tiene justificado el nombre que también se le da de difusor, ya que debido a su forma divergente produce una desaceleración del agua que sale de la turbina, convirtiendo la energía del líquido en energía de presión.

Como en la salida del ducto la presión es la atmosférica, el origen del tubo se tendrá en la salida del rodete de la turbina, en la cual se tendrá una presión menor a la atmosférica, que dará lugar a un gradiente de presión más alta entre la entrada y la salida del agua del rodete móvil y por tanto a un mejor aprovechamiento de la energía del fluido, que incrementa la potencia de la turbina.

La forma del tubo de aspiración debe ser conforme con los principios que rigen a un difusor de buen rendimiento. Aunque el ducto recto cónico de sección circular resulta teóricamente el más aconsejable, sin embargo, en muchos casos,

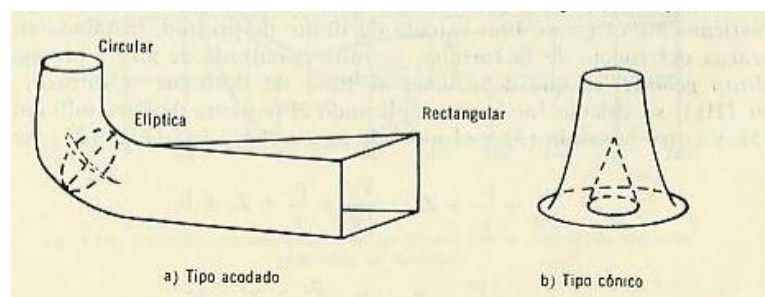
⁵³ ÁREA TECNOLÓGICA. Op. cit., p. 38.

⁵⁴ POLO ENCINAS. Op. cit., p. 147.

por motivos de excavación y sobre todo para ganar potencia en turbinas grandes, se hace uso del tubo acodado, normalmente a 90°.

La sección es circular en el origen, en la parte que se conecta con la turbina; cambia a la forma elíptica en el codo y termina en la descarga con sección rectangular. La divergencia progresiva del ducto requiere un cuidadoso estudio, a fin de evitar la separación del fluido de los contornos dando lugar a turbulencias que incrementan notablemente las pérdidas de energía. Véase la figura 11.

Figura 11. Tipos de tubo de aspiración



Fuente: Tubo de desfogue⁵⁵.

4.1.10 Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)⁵⁶ La dinámica de fluidos computacional, con sus siglas en inglés (CFD), es una herramienta computacional de simulación en 3D que permite el análisis de sistemas que implican la interacción de flujo de fluidos con un ambiente determinado, mediante la creación de un prototipo virtual del sistema que se analiza teniendo en cuenta todos los aspectos que se relacionan con el funcionamiento del mismo para lograr una apreciación lo suficientemente cercana a la realidad de los fenómenos que se presentan sin necesidad de llegar el punto de implementar prototipos que pueden significar gastos elevados y que al final puede que no sean la mejor solución al problema planteado.

⁵⁵ Ibid., p. 147.

⁵⁶ TECHTARGET. Dinámica de fluidos computacional (CFD). [En línea]. (Recuperado en 03 julio 2017). Disponible en: <http://whatis.techtargget.com/definition/computational-fluid-dynamics-CFD>.

El cálculo que realiza un software de CFD se basa en el uso de las matemáticas aplicadas y la física, usando principalmente las ecuaciones de Navier-Stokes, las cuales describen como se relaciona la velocidad, la presión, la temperatura y la densidad de un fluido en movimiento. También se implementan otro tipo de ecuaciones dependiendo del caso de estudio, entre las cuales pueden estar las ecuaciones de Bernoulli, principio de la cantidad de movimiento, continuidad, ecuaciones de Euler, entre otras.

Algunos ejemplos de aplicación de esta herramienta pueden ser los siguientes⁵⁷:

- Aerodinámica de las aletas de los aerogeneradores
- Calefacción y ventilación en edificios
- Predicción del tiempo
- Enfriamiento de equipos en circuitos eléctricos
- Flujo sanguíneo a través de las arterias y venas
- Estudio de turbomaquinaria

Entre las ventajas que ofrece el uso de CFD están las siguientes⁵⁸:

- Capacidad para estudiar el problema a una escala mayor a la que el sistema puede manejar
- Reducción sustancial de tiempo y esfuerzo
- Se puede examinar un mayor nivel de detalle de la interacción entre el dispositivo y el recurso de onda.
- Capacidad para probar el dispositivo en condiciones peligrosas en y más allá de sus límites de rendimiento normales

⁵⁷ KHALIFA HAMID, Diaelhag Aisa. Simulación de una turbine de flujo axial con CFD. Sudan: Universidad de Khartoum. Facultad de ingeniería. Departamento de ingeniería mecánica. Marzo 2008. 80P.

⁵⁸ Ibid., p. 28 – 35.

4.1.11 Como funciona CFD⁵⁹ El funcionamiento de CFD consiste en tomar un dominio de la situación que se va a analizar y dividirlo en pequeños elementos, que en ocasiones pueden ser de igual tamaño o diferente tamaño según lo defina el usuario. Para cada uno de estos elementos se resuelven un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales, que tratan de aproximar una solución para el flujo que se esté analizando con el fin de alcanzar las condiciones de conservación de la masa, la energía y el momento, tomando criterios de convergencia que establece el programa por defecto o los configura el usuario para la precisión deseada; estas ecuaciones diferenciales, y cualquier otra ecuación que el usuario agregue con fines de analizar algún aspecto deseado del problema se resuelven simultáneamente para obtener los resultados que estas arrojan y cualquier otra cantidad derivada de estas mismas ecuaciones. Todo software CFD se divide en tres componentes que juntos proporcionan todo el proceso de solución para la situación que se desee analizar, estos componentes, en su respectivo orden de uso, son los siguientes:

- Un Preprocesador
- Un Solver
- Un Post-procesador

A continuación se analizara cada componente para comprender mejor cómo funciona la herramienta CFD.

- El Preprocesador⁶⁰

Este es el paso más importante de todo el proceso de simulación a realizar en un software CFD, por tanto en este paso se definen todos los aspectos que el

⁵⁹ Ibid., p. 28 – 35.

⁶⁰ Ibid., p. 28 – 35.

usuario considere importantes para el problema, aspectos tales como los siguientes:

- Definición de la geometría o sitios de interés del problema
- Generación del mallado o red para solución
- Especificar los fenómenos físicos presentes
- Definición de las propiedades del fluido que influyen en la situación
- Establecer las condiciones de contorno apropiadas para facilitar el proceso de solución del problema

El paso más importante de la simulación es el mallado, el tamaño de los elementos del mallado depende de la determinación del usuario, lo recomendable que hace el programa es definir en un mismo dominio regiones de mayor influencia en el desarrollo del problema y genera un mallado más pequeño que en los sitios de poca relevancia en la solución del problema, entre más elementos tenga la división generada en el mallado, mayor será la precisión de la solución. Actualmente en los proyectos en CFD implementados en la industria, más del 50% del proceso de simulación es dedicado a la definición de la geometría para que el programa sepa que hay en el entorno del problema, y la generación del mallado, la idea de no hacer una malla uniforme a lo largo de toda la geometría analizada es ahorrar recursos computacionales y tiempo, lo cual agiliza el proceso y nos da los resultados específicos con la precisión adecuada.

- El Solver⁶¹

La forma de solucionar las ecuaciones diferenciales que tiene la herramienta CFD es mediante los métodos numéricos, empezando por la aproximación de

⁶¹ Ibid., p. 28 – 35.

variables de flujo desconocidas por medio de funciones simples, luego la discretización por sustitución de la aproximación de las ecuaciones de flujo gobernantes y subsecuentes manipulaciones matemáticas, y por último se pasa a la solución de las ecuaciones algebraicas, en la cual existen cuatro técnicas distintas de solución, la principal diferencia entre estas es la forma en que se aproximan las variables de flujo y el proceso de discretización; a continuación se analizarán las cuatro técnicas de solución:

➤ Método de diferencias finitas⁶²

Este método que consiste en la resolución de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales definidas en recintos finitos, primero se discretiza el recinto del plano en el que se quiere resolver la ecuación con una malla, por conveniencia cuadrada, donde cada nodo tiene una ecuación desconocida y una ecuación algebraica que es una relación entre los valores de la variable en ese nodo y los de algunos de los nodos de alrededor, lo que quiere decir que el resultado de una variable en ese nodo se puede escribir como media de los valores de esa misma variable en los puntos vecinos.

➤ Método de elementos finitos⁶³

La idea del método es dividir una región en un conjunto de pequeños elementos interconectados por una serie de nodos. Las ecuaciones que rigen el comportamiento del conjunto regirán también el del elemento, de esta forma se consigue pasar de un sistema continuo (infinito grado de libertad), que es regido por una ecuación diferencial o un sistema de ecuaciones diferenciales, a un

⁶² UAM. Método de diferencias finitas. [En línea]. (Recuperado en 04 julio 2017). Disponible en: https://www.uam.es/personal_pdi/ciencias/carlosp/html/pid/DiferenciasFinitas.html.

⁶³ CARNICERO A. Introducción al método de los elementos finitos. [En línea]. (Recuperado en 04 julio 2017). Disponible en: https://www.iit.comillas.edu/carnicero/Resistencia/Introduccion_al_MEF.pdf. 25P.

sistema con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones lineales o no lineales.

➤ Métodos espectrales⁶⁴

Implica la aproximación de las incógnitas por series de Fourier o series de polinomios de Chebyshev. En este caso, las aproximaciones son válidas en todo el dominio computacional, la restricción que conduce a las ecuaciones algebraicas para los coeficientes de las series de solución mencionadas es proporcionada por un concepto residual ponderado similar al método de elementos finitos o haciendo coincidir la función aproximada con la solución exacta en un número de puntos de la malla.

➤ Método de volúmenes finitos⁶⁵

El método de los volúmenes finitos permite discretizar y resolver numéricamente ecuaciones diferenciales. Consideremos una malla de discretización del espacio fluido. En torno a cada punto de esta malla se construye un volumen de control que no se traslapa con los de los puntos vecinos. De esta forma el volumen total de fluido resulta ser igual a la suma de los volúmenes de control considerados. La ecuación diferencial a resolver se integra sobre cada volumen de control, lo cual entrega como resultado una versión discretizada de dicha ecuación. Para realizar la integración se requiere especificar perfiles de variación de la variable dependiente entre los puntos de la malla, de modo de poder evaluar las integrales resultantes. La principal propiedad del sistema de ecuaciones discretizadas resultante, es que la solución obtenida satisface en forma exacta

⁶⁴ KHALIFA HAMID. Op. cit., p 28 – 35.

⁶⁵ ESPINOZA. C y NIÑO Y. Método de volúmenes finitos. [En línea]. (Recuperado en 04 julio 2017). Disponible en: <http://materias.fi.uba.ar/7538/material/Otros/Espinoza&Ni%F1o-Metodo%20de%20los%20Volumenes%20Finitos.pdf>. 4P.

las ecuaciones de conservación consideradas, independientemente del tamaño de la malla.

➤ Post-procesador⁶⁶

En esta parte del proceso se puede hacer un análisis de resultados sobre todo lo que se programó durante la simulación, en este paso se pueden apreciar contornos de presión, esfuerzos y demás variables dependiendo de lo que se necesite, se pueden apreciar mapas de colores que esquematizan el valor numérico de la solución, también se pueden apreciar vectores con la dirección y la magnitud de los resultados, se puede generar un entorno de gráficas según la necesidad del usuario, se pueden hacer cálculos de resultados por medio de un entorno de funciones que ofrece el panel de resultados, para facilitar los cálculos manuales. Lo más importante de este componente del software es la calidad de gráficos en 2D y 3D, aparte de que el entorno es amigable con el usuario con muchas herramientas que facilitan el uso del software y hacen que la experiencia del usuario sea cómoda y de mucho aprendizaje.

4.1.12 Ecuaciones gobernantes en el flujo de fluidos⁶⁷ Entre las ecuaciones más importantes que utiliza CFD están las siguientes:

➤ Ecuación de continuidad

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial v_j}{\partial y_j} = 0 \quad (\text{Ecuación 1})$$

⁶⁶ KHALIFA HAMID. Op. cit., p 28 – 35.

⁶⁷ CÁCERES LUQUE, Sergio Alfonso. Estudio y modelamiento de una turbina eólica de eje vertical de pequeña escala. Santiago: Universidad de Chile. Facultad de ciencias físicas y matemáticas. Departamento de ingeniería mecánica. 2014. 95P.

- Ecuaciones de la conservación del momentum o de Navier-Stokes

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla(\rho u \vec{u}) = -\frac{\partial \rho}{\partial x} + \nabla(\mu \nabla u) + S_{MX} \quad (\text{Ecuación 2})$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla(\rho v \vec{u}) = -\frac{\partial \rho}{\partial y} + \nabla(\mu \nabla v) + S_{MY} \quad (\text{Ecuación 3})$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla(\rho w \vec{u}) = -\frac{\partial \rho}{\partial z} + \nabla(\mu \nabla w) + S_{MZ} \quad (\text{Ecuación 4})$$

- Ecuación de la conservación de la energía

$$\frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z \right) + \left(u_s - u_e - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} \right) * \left(\frac{1}{g} \right) - \frac{W}{g\dot{m}} \quad (\text{Ecuación 5})$$

4.1.13 El modelo de turbulencia⁶⁸ El fenómeno de la turbulencia consiste en una serie de fluctuaciones presentes en el flujo en tiempo y espacio. Es un proceso complejo, tridimensional, inestable y con muchas escalas. Puede tener un efecto significativo sobre las características del flujo, esta se produce cuando las fuerzas de inercia en el fluido se vuelven significativas en comparación con las fuerzas viscosas, este fenómeno se caracteriza por un alto número de Reynolds.

Los efectos de la turbulencia se tratan con el uso de modelos de turbulencia, el software CFD ofrece una variedad de estos, entre los cuales el más importante y preferible para el análisis de este fenómeno es el modelo de turbulencia de transporte por esfuerzo cortante (Shear Stress Transport) (SST) por sus siglas en inglés, la mayoría de estos modelos se basan en el modelo de turbulencia estadística, el cual considera escalas de tiempo mucho más grandes que las escalas temporales de las fluctuaciones turbulentas, con lo que se puede decir que el flujo turbulento presenta características medias, con una componente

⁶⁸ KHALIFA HAMID. Op. cit., p. 37.

fluctuante variable en el tiempo adicional. Los modelos de turbulencia estadística usan esta característica para modificar las ecuaciones de Navier-Stokes introduciendo una media y una cantidad fluctuante para producir las ecuaciones de Navier-Stokes (RANS) de Reynolds promedio, y se muestran a continuación:

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0; \quad \frac{\partial(U_i U_j)}{\partial y_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{U_i U_j} \right) \quad (\text{Ecuación 6})$$

4.1.14 Modelo de turbulencia de transporte por esfuerzo cortante (Shear Stress Transport) (SST)⁶⁹ El principal problema en el modelado de la turbulencia es la predicción exacta de la separación del flujo en una superficie lisa. Los modelos ordinarios de turbulencia de dos ecuaciones como el modelo k-ε estándar a menudo no pueden predecir el inicio y la cantidad de separación de flujo en condiciones de gradiente de presión adversa. Esto es un problema para la simulación de flujos en distintas situaciones debido a que no da buenos resultados. Los modelos desarrollados para resolver este problema, como el modelo k-ω han mostrado una predicción mucho más precisa de la separación en una serie de casos de prueba y en aplicaciones industriales. Actualmente uno de los más destacados modelos de dos ecuaciones en esta área es el modelo Shear Stress Transport (SST), la idea de este modelo es combinar los mejores elementos del modelo k-ε y k-ω con la ayuda de un factor de mezcla, que decide cuál de los dos modelos de turbulencia es el más prominente. Activa el modelo k-ω en la región de pared y el modelo k-ε para el resto del flujo. El modelo se basa en la hipótesis de Bradshaw de que el esfuerzo cortante principal es proporcional a la energía cinética turbulenta, que se introduce en la definición de la viscosidad de remolino.

⁶⁹ Ibid., p. 41.

La formulación k- ω está dada por:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho U k) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k1}} \right) \nabla k \right) + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (\text{Ecuación 7})$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla(\rho U \omega) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 1}} \right) \nabla \omega \right) + \alpha_1 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_1 \rho \omega^2 \quad (\text{Ecuación 8})$$

Y la formulación k- ϵ estándar está dada por:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho U k) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k2}} \right) \nabla k \right) + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (\text{Ecuación 9})$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla(\rho U \omega) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 2}} \right) \nabla \omega \right) + \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla k \nabla \omega + \alpha_2 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_2 \rho \omega^2 \quad (\text{Ecuación 10})$$

Ahora si la formulación de k- ω se multiplica por un factor de fusión F_1 y la formulación k- ϵ se multiplica por su inversa $(1 - F_1)$, el modelo SST se obtiene sumando cada conjunto de ecuaciones, es decir:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho U k) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \nabla k \right) + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (\text{Ecuación 11})$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla(\rho U \omega) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \nabla \omega \right) + (1 - F_1) * 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla k \nabla \omega + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 \quad (\text{Ecuación 12})$$

El factor de fusión F_1 en la ecuación (11) y (12) se define como:

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (\text{Ecuación 13})$$

4.1.15 ANSYS CFX⁷⁰ Esta es una herramienta que ofrece el software ANSYS en su paquete de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), la cual es reconocida por su excepcional precisión, robustez y velocidad con maquinaria rotativa, como bombas, ventiladores, compresores y turbinas de gas e hidráulicas. El solver moderno y altamente paralelizado es la base para una abundante selección de modelos físicos que capturan prácticamente cualquier tipo de fenómenos relacionados con el flujo de fluidos. El solver y los modelos están envueltos en un entorno de usuario muy moderno, intuitivo y flexible, con amplias capacidades de personalización y automatización utilizando archivos de sesión, scripts y un potente lenguaje de expresión. La diferencia principal con el Fluent es su potente lenguaje de expresión, en caso de que se necesite aplicar parámetros circundantes cambiantes en relación al tiempo, otra diferencia es que el solver de CFX se basa en resolver el nodo, mientras que Fluent se basa en la celda, lo que traduce un mayor número de caras y por lo tanto mejoras en la solución.

⁷⁰ ANSYS. ANSYS CFX. [En línea]. (Recuperado en 11 julio 2017). Disponible en: <http://www.ansys.com/Products/Fluids/ANSYS-CFX>.

5. GENERALIDADES DEL PROTOTIPO DE SISTEMA PICO-HYDRO

En el presente capítulo se desarrolló el objetivo específico número uno (1). Actualmente en Perú se están implementando sistemas pico-hydro en varias zonas rurales para suplir las pequeñas demandas de energía de las viviendas que se encuentran en dichas zonas, estas demandas de energía se basan a veces en iluminación principal, carga de celulares, equipos electrodomésticos, equipos de calefacción y en ocasiones para equipos de trabajo en granjas. Estos sistemas se están convirtiendo en este país en una idea viable para mejorar las condiciones de vida de las comunidades que habitan estas zonas, también se busca aprovechar el potencial que se encuentra en las zonas montañosas del territorio que cuentan con cuencas de ríos que pueden ser aprovechadas para darles uso en estos sistemas, la manufactura local de los componentes es otro aporte que se está implementando para generar soluciones mucho más económicas y de fácil uso para usuarios que no estén muy bien capacitados en estos tipos de sistemas. En ocasiones se están utilizando los componentes generales que se usan en las grandes centrales hidroeléctricas como lo son la cámara espiral, el distribuidor, el rodete y el tubo difusor, aunque para mejor economía también se implementan sistemas sin cámara espiral, reemplazándola con un distribuidor axial conservando ciertas condiciones geométricas que garanticen el buen rendimiento de la pico-central⁷¹.

5.1 CONDICIONES AMBIENTALES DEL SITIO DE IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA

El prototipo del sistema se implementó para una zona ubicada en el altiplano septentrional del Perú, las condiciones de altura en metros sobre el nivel del mar (m.s.n.m) son importantes a la hora del diseño para controlar la aparición de la cavitación, la zona en cuestión tiene altitudes menores de 250 m.s.n.m, es una zona de selva que cuenta con ríos de los cuales se puede aprovechar su caudal

⁷¹ PEREZ PANTOJA, Op. cit., p. 1 – 9.

para darle aplicación a la turbina; estos ríos provienen de los andes de donde nacen 53 vertientes hidrográficas no endorreicas, 52 de las cuales son ríos de régimen estacional y discurren hacia el oeste desembocando en el Océano Pacífico, la restante desemboca en la cuenca del río Amazonas. Las temperaturas del agua en estos terrenos se tomaron en promedio con un valor de aproximadamente 25°C, una gravedad de $(9,781 m/s^2)$ debido a las condiciones de altura del sitio⁷². El cuarto de control donde se instaló el sistema se encuentra a varios cientos de metros de distancia de la fuente que lo suple, el agua de la turbina se desvía de un canal de riego existente que atraviesa el terreno⁷³.

5.2 MONTAJE REALIZADO Y FINES DE USO DEL SISTEMA

El sistema se implementó para una granja, que cuenta con canales de riego de los cuales se tomó el agua que suple al sistema por medio de un canal de hormigón, en el que recorría todo el terreno hasta llegar a un tanque de almacenamiento, desde este punto se encuentra conectada una tubería en la parte inferior del tanque que va hasta la entrada de la cámara espiral, la tubería está dispuesta de tal forma que se genera una altura de cabeza bruta de turbina de 4 metros; se utilizaron los componentes básicos de una central hidroeléctrica como lo son la cámara espiral, las venas de guía o distribuidor, la turbina y un tubo de aspiración acodado.

El sistema se encontraba generando electricidad para la casa de campo del propietario de la granja y colaborando con algunos equipos mecánicos usados por el agricultor para desarrollar procesos en varias granjas de pollos; el sistema de generación consta de un eje horizontal proveniente de la turbina conectado por medio de una polea y una correa, a un motor de inducción que trabaja como generador con un controlador de generador de inducción, todo este equipo se ubicó en un cuarto de control donde el propietario de la granja tenía fácil acceso,

⁷² Ibid., p. 62.

⁷³ SIMPSON. Op. cit., p. 20-22.

la mayoría de los componentes del sistema fueron fabricados localmente, lo cual significa un ahorro de dinero en gastos de compra de materiales en otros lugares.

5.3 COMPONENTES UTILIZADOS Y CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA⁷⁴

El conjunto de generación se divide en cinco (5) partes las cuales empiezan por la tubería forzada que va desde el tanque de almacenamiento hasta la cámara espiral, esta tubería se hizo pequeña para mayores ahorros, luego sigue la carcasa espiral o cámara espiral que tiene un diseño simplificado con una sección transversal rectangular cónica, en la cual el fluido al entrar toma forma de remolinos y aumenta un poco su velocidad para salir radialmente por el centro de la cámara y pasar por las venas guía o distribuidor, el cual consta de seis (6) aletas radiales fijas, las cuales le dan la dirección y el ángulo de ataque al fluido sobre los álabes del rotor, se utilizó una turbina Kaplan de álabes fijos, debido a esta característica se les llama Pico turbinas de hélice, el rotor cuenta con tres (3) álabes fabricados a partir de chapa metálica plana doblada y retorcida en la forma requerida, en cuanto al rotor no se dan datos importantes como los diámetros y ángulos, debido a que la idea por medio de la simulación fue rediseñar todo el rotor por uno con mejores rendimientos, luego del rotor se instaló un tubo de aspiración cónico con un codo de 90° permitiendo la recuperación de energía de presión a la salida del rodete para garantizar mejores rendimientos de la turbina y evitar fenómenos como la cavitación, y por último se encuentra el motor de inducción que funciona como generador y que es controlado por medio de un tablero de control construido en el sitio donde se instaló el sistema. Véase la figura 12.

Las pruebas que se realizaron por medio de CFD sobre el rotor arrojaron que el mejor rendimiento que podía ofrecer el sistema era una eficiencia del 55% con una velocidad de rotación de 600 RPM, una cabeza de 3,1 metros, un caudal de 256 L/s y una potencia equivalente de 4,2 kW. Sin embargo, el caudal disponible

⁷⁴ Ibid., p. 20-22.

en el sitio era de aproximadamente 180 – 220 L/s y por lo tanto, un punto de operación más preciso estaría a una altura de dos (2) metros, un caudal de 210 L/s y una potencia de salida de 1,7 kW.

Se encontraron problemas con respecto al funcionamiento inicial de la turbina, principalmente en el tanque de almacenamiento, ya que este se vaciaba completamente, dando como resultado una cabeza mucho más baja que los cuatro (4) metros disponibles, aparte de errores en la geometría del rotor con respecto a los ángulos de ataque y una relación de baja solidez.

La idea de la simulación fue rediseñar el rotor para mejorar el rendimiento en las condiciones de trabajo disponibles, y los resultados arrojaron que el mejor rendimiento del nuevo rotor fue con 800 RPM, una eficiencia del 80%, un caudal de aproximadamente 180 L/s, una potencia de 5,5 kW con cuatro (4) metros de cabeza neta. El nuevo rotor fue manufacturado localmente y se puede apreciar en la figura 13.

Figura 12. Sistema Pico-hydro prototipo



Fuente: Aplicación de CFD para diseñar Pico Turbinas de Hélice⁷⁵.

⁷⁵ Ibid., p. 2.

Figura 13. Nuevo diseño del rodete de la turbina prototipo



Fuente: Aplicación de CFD para diseñar Pico Turbinas de Hélice⁷⁶.

⁷⁶ Ibid., p. 6.

6. DISEÑO DEL PROTOTIPO DEL SISTEMA PICO-HYDRO

En los capítulos 6 y 7 se desarrolló el objetivo específico número dos (2). El diseño que se planteó a continuación se puede aplicar para una zona rural a los alrededores de la ciudad de Bucaramanga en el territorio colombiano, se basó en métodos estadísticos encontrados en la literatura de diversos autores alrededor del mundo que han fabricado turbinas, con lo cual se lograron obtener rangos de medidas ideales para los diseños de las turbinas Kaplan y de hélice. Se tomaron las configuraciones para los mejores rendimientos de cada componente del sistema basados en las dos características o restricciones que tiene el diseño que son la potencia que se quiere producir, la cual está entre 2 y 5 kW y la altura neta de trabajo está entre 3 y 5 metros, a partir de estos datos se inició todo el proceso de diseño, para luego pasar a su posterior simulación y análisis del rendimiento del sistema por medio de la herramienta computacional CFD y el componente CFX para aplicar modificaciones en la geometría del rotor de la turbina, los demás componentes del sistema se establecieron para las mejores condiciones de trabajo pero se dejaron con geometrías fijas pensando en la economía del sistema, por lo que no se le hicieron modificaciones en las simulaciones que se realizaron.

6.1 VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA⁷⁷

La velocidad de giro de la turbina se determinó a partir del motor de generación, para el cual los cálculos se realizaron para un motor de 5 kW, de 6 polos y una frecuencia de 60 Hz, el número de polos del motor se toma de 6 porque los motores de 2 y 4 polos poseen velocidades de rotación muy altas, lo cual es desfavorable por el riesgo de cavitación y velocidad de embalamiento, por lo que por economía se evitaron y como mejor opción se tomó el motor de 6 polos y se

⁷⁷ PEREZ PANTOJA. Op. cit., p. 25 - 29.

le realizaron las configuraciones necesarias en caso de que se defina una velocidad mayor a la que estos ofrecen.

Se usaron las siguientes ecuaciones, las cuales relacionan la velocidad de sincronismo, la velocidad a plena carga y el desplazamiento necesario para que trabaje como generador⁷⁸:

$$N_s = \frac{120 * f}{p} \text{ (Velocidad de sincronismo del motor)} \quad \text{(Ecuación 14)}$$

$$s = \frac{N_s - N_r}{N_s} \text{ (Desplazamiento)} \quad \text{(Ecuación 15)}$$

$$N_g = (1 + s) * N_s \text{ (Velocidad del motor como generador)} \quad \text{(Ecuación 16)}$$

Los datos del motor se obtuvieron de un catálogo de Siemens 2014 de Colombia, el cual se puede ver en el Anexo (A), los datos son los siguientes:

$$N_r = 1165 \text{ RPM} \quad f = 60 \text{ Hz} \quad p = 6 \text{ polos} \quad N_s = 1200 \text{ RPM}$$

N_r = Velocidad a plena carga

Aplicando estos datos a las ecuaciones (14), (15) y (16) se obtuvo la velocidad de giro que debe tener el motor para funcionar como generador (N_g) y por lo tanto la turbina:

$$N_g = 1235 \text{ RPM}$$

⁷⁸ Ibid., p. 27 - 28.

6.2 CÁLCULO DEL CAUDAL A PARTIR DE LA POTENCIA ELÉCTRICA⁷⁹

Mediante la ecuación que se muestra a continuación se determinó el caudal que necesita la turbina para generar la potencia eléctrica que se plantea, se asumieron los siguientes valores para datos importantes del diseño basados en la experiencia de sistemas que se encuentran funcionando en la actualidad⁸⁰:

$$\eta_g = 0,7 \text{ (Eficiencia del motor como generador)}$$

$$\eta = 0,6 \text{ (Eficiencia total)}$$

$$Pe = 5 \text{ kW (Potencia Eléctrica)}$$

$$\rho = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \text{ (Densidad del agua)}$$

La ecuación que se aplicó es la siguiente:

$$Pe = \frac{\eta_g * \eta * Q * H * \rho}{102} \quad \text{(Ecuación 17)}$$

Luego de reemplazar los valores especificados anteriormente se obtuvo la siguiente relación del caudal con la altura de trabajo:

$$Q * H = 1,214 \quad \text{(Ecuación 18)}$$

⁷⁹ PEREZ PANTOJA. Op. cit., p. 29 - 30.

⁸⁰ SIMPSON. Op. cit., p. 20-22.

Como se había establecido como criterio de diseño que la altura de trabajo sería de 5 metros, entonces si se aplica este valor en la ecuación 18, se obtiene el caudal requerido para la turbina en estas condiciones:

$$Q = 0,243 \frac{m^3}{s}$$

La velocidad específica y la velocidad específica de caudal, son datos importantes para tener en cuenta a lo largo del diseño, a continuación se muestra la ecuación para calcular cada una y su valor correspondiente:

$$Nq = \frac{N*\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \text{ (Velocidad específica de caudal)} \quad \text{(Ecuación 19)}$$

$$Nq = 182,1 \text{ RPM}$$

$$Ns = \frac{N*\sqrt{P}}{H^{5/4}} \text{ (Velocidad específica de potencia)} \quad \text{(Ecuación 20)}$$

$$Ns = 369,4 \text{ RPM}$$

6.3 MÉTODOS ESTADÍSTICOS PARA LAS DIMENSIONES GENERALES DE LA TURBINA⁸¹

6.3.1 Cálculo del rango de diámetros para la turbina Los métodos estadísticos que se aplicaron en este proyecto son resultado de muchas pruebas realizadas alrededor del mundo sobre turbinas Kaplan de grandes dimensiones y potencias, por medio de la información recolectada se plantearon formulas aplicables para el diseño del rodete de las turbinas Kaplan, todos los autores calculan un coeficiente de velocidad tangencial (ku), para que luego a partir de

⁸¹ PEREZ PANTOJA. Op. cit., p. 31 - 37.

este coeficiente determinar el diámetro exterior del rodete, y luego con el valor del diámetro determinar las demás dimensiones, todos los métodos de cálculo están en el Anexo (B), a continuación en la tabla 2 solo se exponen los resultados obtenidos para el valor del coeficiente de velocidad tangencial y los diámetros interno y externo por cada método:

Tabla 2. Rango de diámetros según métodos estadísticos

Autores	Ku	D_e (mm)	D_i (mm)
Bohl	1,6	245	98 - 147
F. de Siervo y F. de Leva	1,385	212	107
F. Schweiger y J. Gregori	1,674	256	109
Adolph	-	293	132

La relación existente entre el diámetro exterior y el diámetro interior está entre el 30% y el 50%, es decir el diámetro interior mide aproximadamente entre el 30% - 50% del valor del diámetro exterior, esto se puede afirmar debido a las muchas pruebas realizadas en turbinas existentes y plasmadas en la teoría por los diferentes autores mencionados anteriormente⁸². Para aplicar el análisis se partió del valor del diámetro exterior, luego a partir de este dato se determinaron las demás medidas de la turbina; según la tabla 2 el rango de valores para el diámetro exterior está entre 0,212 y 0,290 metros. Para reducir este rango de valores se aplicó un criterio con respecto al valor del diámetro exterior y la velocidad axial, el cual dice que el valor de la velocidad axial debe ser menor de 7 m/s para turbinas en las que se emplea como fluido agua⁸³, la expresión que se utilizó para aplicar este criterio es la siguiente:

$$C_m = \frac{4*Q}{(D_e^2 - D_i^2)*\pi} \quad (\text{Ecuación 21})$$

⁸² Ibid., p. 36.

⁸³ Ibid., p. 36.

Los resultados de la variación de los diámetros se pueden apreciar en el Anexo (C), luego de aplicar la ecuación con el rango de diámetros que se tenía, se observó que este criterio se cumple para el rango que está entre 0,225 y 0,290 metros.

6.3.2 Verificación del diámetro externo según el diagrama de Cordier

Cordier por medio de un diagrama representó las semejanzas entre turbomáquinas para cualquier tipo de geometría y especificó dos ecuaciones para poder usar su diagrama y determinar la validez de los valores del diámetro exterior de la turbina que se esté analizando, las ecuaciones son las siguientes⁸⁴:

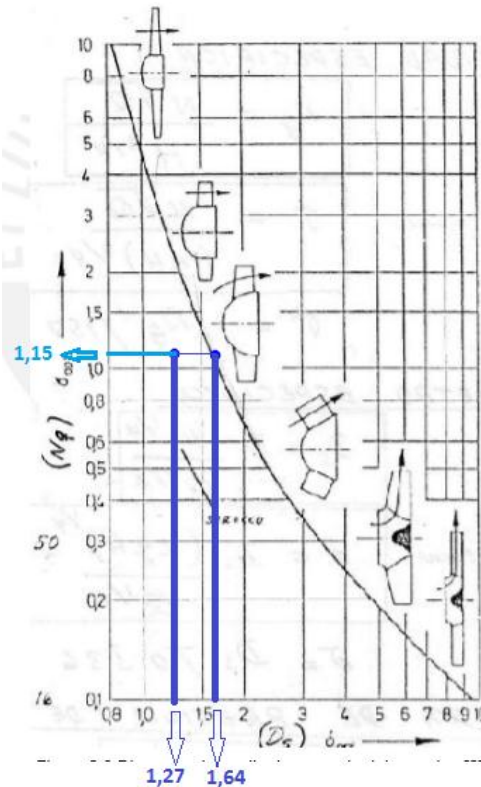
$$\delta = \frac{De * \sqrt[4]{H}}{0,536 * \sqrt{Q}} \text{ (Diámetro específico, adimensional)} \quad \text{(Ecuación 22)}$$

$$\sigma = \frac{Nq}{157,8} \text{ (Cifra de velocidad, adimensional)} \quad \text{(Ecuación 23)}$$

Luego de aplicar el rango de valores de los diámetros en estas dos ecuaciones se obtuvieron los siguientes resultados, el valor del diámetro específico está en este rango $\delta = 1,27 - 1,64$ y el valor de la cifra de velocidad es de $\sigma = 1,15$ por lo que se tendrá un rango de condiciones para usarlo en el diagrama, Cordier dice que si el rango de valores de las dos expresiones que se obtienen con las anteriores ecuaciones, se encuentra cercano a la curva del diagrama, entonces cualquier valor que se encuentre dentro de este rango será correcto para el diámetro de la turbina, a continuación se muestra el diagrama de Cordier mostrando los valores obtenidos: Véase la figura 14.

⁸⁴ *ibid.*, p. 36.

Figura 14. Diagrama de Cordier con las coordenadas adimensionales



Fuente: Diagrama de Cordier⁸⁵.

Como se puede apreciar en la figura 14, las dos líneas de color azul oscuro muestran el rango que se obtuvo de los cálculos y la línea de color azul claro muestra la ubicación de dicho rango en la columna de la cifra de velocidad, el rango de valores de las variables adimensionales obtenido por medio de las ecuaciones se encuentra encima de la curva de Cordier, lo que quiere decir que cualquier valor que se encuentre dentro de este rango será un valor válido para el diámetro externo de la turbina.

⁸⁵ VARGAS, Julio. Estudio teórico-experimental de un ventilador centrífugo de álabes rectos radiales de laboratorio de energía PUCP. Tesis para optar al título de Ingeniero Mecánico. Perú: Pontificia Universidad Católica del Perú. Facultad de ciencias e ingeniería. 2013. 102P.

6.3.3 Selección de los álabes de la turbina⁸⁶ El método de cálculo que se aplicó para determinar los álabes de la turbina fue la teoría del alabe portante y la reja de álabes situados en una corriente uniforme de un fluido, la cual está diseñada para una corriente de aire por lo que para que pueda funcionar para una corriente de agua se le deben hacer una serie de arreglos en variables importantes como los son el coeficiente de sustentación (C_s), el coeficiente de resistencia (C_r) y el ángulo de ataque, también se debe cumplir que el valor de Reynolds $\geq 4 \times 10^5$, toda la explicación sobre la teoría del alabe portante y la reja de álabes situados en una corriente uniforme de un fluido se puede apreciar más detallada en el Anexo (F).

Se aconseja tener en cuenta las siguientes recomendaciones para hacer una correcta elección del alabe para la turbina:

- Un perfil de alabe portante es más favorable cuanto menor sea su relación de planeo⁸⁷.
- Al tener valores del paso relativo (t/L) > 1 se garantiza que los álabes se encuentran debidamente espaciados, en caso contrario se producirán grandes modificaciones en la trayectoria del fluido; también es bueno tener un paso relativo (t/L) < 2 porque de no ser así los álabes se encontrarán demasiado espaciados y puede ser probable que no se realice una buena transferencia de energía⁸⁸.
- En rodets rápidos para evitar la cavitación conviene ir reduciendo el coeficiente de sustentación conforme se va aumentando la velocidad tangencial, es decir, conforme se aumenta la distancia del eje de giro de la turbina⁸⁹.
- El perfil tipo Göttingen N° 428 es preferido para turbinas axiales por recomendaciones de autores como Adolph y Pfleiderer para aplicaciones

⁸⁶ PEREZ PANTOJA. Op. cit., p. 37.

⁸⁷ PFLEIDERER, Carl. Bombas Centrífugas y Turbocompresores. Barcelona, España. Cuarta Edición. Editorial Labor S, A. 1960. P 321.

⁸⁸ Ibid., p. 316.

⁸⁹ PEREZ PANTOJA. Op. cit., p. 46.

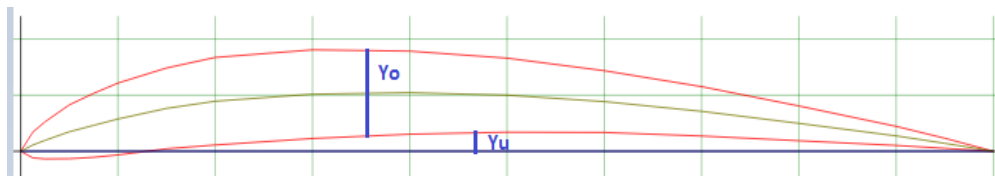
en turbinas y bombas axiales, y basados en los resultados que se obtuvieron de las pruebas realizadas sobre distintos tipos de álabes en el instituto de Aerodinámica de Gotinga, Alemania⁹⁰. En la tabla 3 se dan las características de este perfil como lo es el espesor para diferentes secciones expresada en tantos por ciento de la longitud y seguido se muestra la imagen del perfil señalando las medidas especificadas en la tabla 3. Véase la figura 15.

Tabla 3. Dimensiones de las diferentes secciones del perfil Göttingen N° 428

L (%)		0	1,25	2,5	5	7,5	10	15	20	30
428	Yo	1,25	2,75	3,5	4,8	6,05	6,5	7,55	8,2	8,55
	Yu	1,25	0,3	0,2	0,1	0	0	0,05	0,15	0,3
L (%)		40	50	60	70	80	90	95	100	
428	Yo	8,35	7,8	6,8	5,5	4,2	2,15	1,2	0	
	Yu	0,4	0,4	0,35	0,25	0,15	0,05	0	0	

Fuente: Dimensiones del perfil⁹¹

Figura 15. Perfil Göttingen N° 428



Fuente: Perfil Göttingen N° 428⁹²

A partir del coeficiente de sustentación, la longitud del alabe y el paso relativo se puede reducir un poco más el rango de diámetros para poder acercarse poco a poco al valor que mejor se acomode a las condiciones en las que debe funcionar la turbina, diferentes autores proponen ciertos rangos de valores para el

⁹⁰ PFLEIDERER. Op. cit., p. 319 – 325.

⁹¹ Ibid., p. 345 – 347.

⁹² AIRFOIL TOOLS. GOE 428 AIRFOIL. [En línea]. (Recuperado en 11 julio 2017). Disponible en: <http://airfoiltools.com/airfoil/details?airfoil=goe428-il>.

coeficiente de sustentación en función del radio interno y el radio externo, los cuales sirvieron para limitar los cálculos que se realizaron, los autores y los valores para el coeficiente de sustentación se muestran en la tabla 4 detalladamente⁹³.

Tabla 4. Valores de Cs para los radios interno y externo según varios autores

Autores	radio interno (ri)	radio externo (re)
	Cs (i)	Cs (e)
BRAN	0,8	0,28
PFLEIDERER	1,2 - 1,3	0,32
QUANTZ	1,1	0,34
ADOLPH	1,6	0,31

Fuente: Valores recomendados de Cs⁹⁴

Otro factor importante para el cálculo del rodete es el grado de reacción de la máquina, el cual es un valor diferente de cero en las turbinas de reacción, para este proyecto se usó una turbina Kaplan la cual es de reacción, este valor representa la energía total que ha sido transferida del fluido al rodete de la turbina, para la turbina representa cuanto de la potencia del fluido se ha transformado en presión y cuanto en velocidad⁹⁵.

Se debe tener en cuenta que para el análisis de turbinas axiales, estas solo poseen una velocidad angular porque el rodete es un único cuerpo compacto, tienen la misma línea de flujo en la dirección axial, es decir que las partículas del fluido se encontraran a la misma distancia del eje de giro tanto en la entrada como en la salida, lo cual quiere decir que la fuerza centrífuga no tiene ningún efecto sobre la transferencia de energía en el rodete⁹⁶. El triángulo de velocidades de una turbina muestra cómo será el paso del fluido a través de los álabes y en qué dirección pueden salir según el tipo de máquina que se esté

⁹³ PEREZ PANTOJA. Op. cit., p. 45.

⁹⁴ Ibid., p. 44.

⁹⁵ POLO ENCINAS. Op. cit., p. 126 - 128.

⁹⁶ PEREZ PANTOJA. Op. cit., p. 16 - 17.

utilizando, para una turbina axial la componente de la velocidad axial es la misma a lo largo del paso por la turbina, lo cual brinda la posibilidad de dibujar los triángulos de velocidad de la entrada y la salida sobrepuestos, según el grado de reacción de la máquina hidráulica, en este caso una turbina axial, se puede mostrar el comportamiento de los triángulos de velocidad, los cuales dependen del tipo de elementos que acompañan a la turbina, en la figura 16 se puede ver una representación de los casos existentes de grado de reacción y sus triángulos de velocidad correspondientes⁹⁷.

Figura 16. Triángulos de velocidades para diferentes casos del grado de reacción en una turbina axial

Caso	R	Diagrama de velocidades	Disposición de álabes
1	0		<p>Fluido</p> <p>Directriz 2</p> <p>Rodete 1</p> <p>Difusor</p>
2	1/2		<p>Fluido</p> <p>Directriz 2</p> <p>Rodete 1</p> <p>Difusor</p>
3	$>1/2 < 1$		<p>Fluido</p> <p>Directriz 2</p> <p>Rodete 1</p>
4	1		<p>Fluido</p> <p>Directriz 2</p> <p>Rodete 1</p> <p>Difusor</p>
5	> 1		<p>Fluido</p> <p>Directriz 2</p> <p>Rodete 1</p> <p>Difusor</p>

Fuente: Grado de reacción y la forma de los álabes⁹⁸.

⁹⁷ Ibid., p. 17 - 18.

⁹⁸ Ibid., p. 19.

- Caso 1. El álabe presenta dicha forma porque no se obtendrá una variación en la presión estática, lo que se comprueba por $R = 0$.
- Caso 2. Los triángulos tanto de entrada como de salida son congruentes por lo que los álabes del rodete pueden ser congruentes con los del difusor.
- Caso 3. Se observa que a la salida de la turbina habrá ausencia de giro.
- Caso 4. El difusor cambia la dirección y ya no el valor de la velocidad.
- Caso 5. Los álabes de la directriz y del difusor son congruentes.

Para este proyecto, la turbina se diseñó para el caso 3, porque el diseño consta de un distribuidor y un rodete, por lo tanto tiene valores del grado de reacción entre 0,5 y 1. A lo largo de todo el proyecto en todas las expresiones de velocidad que se utilizaron tales como velocidad absoluta C , velocidad relativa W y velocidad tangencial U , el subíndice (1) como por ejemplo en esta expresión C_{1} , quiere decir que se refiere a la salida del rodete, y el subíndice (2) en una expresión similar C_{2u} , se refiere a la entrada del rodete, esto se cumple para todas las expresiones de velocidad. Los cálculos para reducir el rango de diámetros con respecto a la teoría del alabe portante, se efectuaron con las siguientes ecuaciones:

$$w^2 = C_m^2 + \left(u - \frac{C_{2u}}{2}\right)^2 \quad (\text{Ecuación 24})$$

$$\tan(\beta) = \frac{2 * g * H_R * C_m}{u - \frac{C_{2u}}{2}} \quad (\text{Ecuación 25})$$

$$C_S * \frac{L}{t} = \frac{2 * g * H_R * C_m}{u * w^2 * \sin(\beta - \lambda)} \quad (\text{Ecuación 26})$$

$$C_{2u} = \frac{g * H_R}{u} \quad (\text{Ecuación 27})$$

$$u = \frac{\pi * D_e * N}{60} \quad \text{(Ecuación 28)}$$

$$H_R = H * \eta_k \quad \text{(Ecuación 29)}$$

$$C_m = \frac{4 * Q}{(D_e^2 - D_i^2) * \pi} \quad \text{(Ecuación 30)}$$

$$t = \frac{2 * r * \pi}{z} \quad \text{(Ecuación 31)}$$

W = Velocidad relativa (m/s)

C_m = Velocidad absoluta axial (m/s)

C_{2u} = Componente tangencial de la velocidad absoluta (m/s)

H_R = Salto del rodete (m)

g = Gravedad (m/s²)

u = Velocidad tangencial (m/s)

t = Separación entre los álabes o paso (m)

L = Longitud de la cuerda del álabe (m)

η_k = Eficiencia hidráulica

λ = Ángulo de planeo (°)

β = Ángulo relativo (°)

H = Salto neto (m)

r = Radio (m)

Los resultados de los cálculos aplicados a estas ecuaciones se pueden apreciar en el Anexo (D), luego de aplicar los cálculos se redujo el rango de diámetros a valores entre 0,230 y 0,290 metros, con lo cual se fue llegando al resultado óptimo según los métodos estadísticos planteados por los diferentes autores.

Como paso final para determinar cuál es el diámetro óptimo para el diseño del rodete, se aplicó la teoría del ala portante para el diseño del rodete en conjunto, la cual dice que se realiza una proporción aritmética para cada diámetro, es decir se divide en cinco (5) partes iguales y cada división partiendo desde el diámetro interior hasta el diámetro exterior se denomina de la siguiente manera: D_i, D_a, D_m, D_b, D_e ; asimismo se aplica el procedimiento para los respectivos radios de cada división de diámetros que se hizo de la siguiente manera: r_i, r_a, r_m, r_b, r_e , la expresión para poder aplicar estas divisiones se puede apreciar en las ecuaciones (32), (33) y (34).

$$X_{s,u} = \frac{1}{2} * (r_a - e) \text{ (División de diámetros proporcionales) \quad (Ecuación 32)}$$

$$r_a = \frac{D_e}{2} \quad \text{(Ecuación 33)}$$

$$e = r_i = \frac{D_i}{2} \quad \text{(Ecuación 34)}$$

La expresión anterior fue usada por recomendación de la teoría de Pfleiderer⁹⁹, también hay que tener en cuenta la relación de planeo para escoger el diámetro externo y el perfil del alabe, debido a que los diferentes autores recomiendan que cuanto menor sea la relación de planeo en el perfil, mejor será el rendimiento de la turbina¹⁰⁰, otro parámetro importante a la hora de hacer la selección es que se busca que la longitud del alabe aumente de manera constante a medida que aumenta el radio, es decir, partiendo desde el eje y teniendo en cuenta las divisiones realizadas en los diámetros proporcionales, a medida que aumenta el radio se busca que la longitud del alabe aumente en una proporción constante¹⁰¹.

Partiendo de la ecuación (24) a la (31), se incluyó otro conjunto de ecuaciones para realizar los cálculos finales que determinan el diámetro externo óptimo para

⁹⁹ PFLEIDERER. Op. cit., p. 310.

¹⁰⁰ Ibid., p. 321.

¹⁰¹ PEREZ PANTOJA. Op. cit., p. 48.

el sistema y la mejor geometría para el alabe, las ecuaciones que se agregaron son las siguientes:

$$rel_{tL} = \frac{t}{L} \quad (\text{Ecuación 35})$$

$$rel_{Y_{max}L} = \frac{Y_{max}}{L} \quad (\text{Ecuación 36})$$

$$\varepsilon = 0,012 + 0,06 * \frac{Y_{max}}{L} \quad (\text{Ecuación 37})$$

$$C_r = C_s * \varepsilon \quad (\text{Ecuación 38})$$

$$\delta = \frac{C_s - \frac{4,8 * Y_{max}}{L}}{0,092} \quad (\text{Ecuación 39})$$

$$rel_{betadelta} = \beta - \delta \quad (\text{Ecuación 40})$$

$$rel_{C_sL} = C_s * L \quad (\text{Ecuación 41})$$

$$rel_{C_sLt} = \frac{C_s * L}{t} \quad (\text{Ecuación 42})$$

$$Y_{max} = 0,00855 \quad (\text{Ecuación 43})$$

$$G_r = \frac{w * \cos(\beta)}{u} \quad (\text{Ecuación 44})$$

Y_{max} = Espesor máximo del perfil del álabe (m)

ε = Relación de planeo

δ = Ángulo de ataque del perfil del álabe (°)

G_r = Grado de reacción

Luego de realizar los cálculos se determinó que la mejor opción para el diámetro externo es la de 0,230 metros con un diámetro interno de 0,092 metros, estas medidas cumplieron de mejor manera con las recomendaciones que se mencionaron anteriormente, a continuación se muestran los resultados de los cálculos para este diámetro y los respectivos valores que componen los triángulos de velocidades. Véase las tablas 5 y 6.

En el Anexo (B) se puede ver el esquema de la distribución de los ángulos de ataque a lo largo del álabe y la longitud de la cuerda del álabe, cabe aclarar que los datos que se muestran en el esquema son los datos que se calcularon en el presente proyecto, la idea fue mostrar una imagen de guía para tener presente donde se ubica cada variable sobre el álabe.

Tabla 5. Valores de los triángulos de velocidades

Corte N°	Radio (m)	C ₂ (m/s)	W ₂ (m/s)	C ₁ (m/s)	W ₁ (m/s)	C _{fluido} (m/s)	W _{fluido} (m/s)
5	0,115	7,239	14,65	6,963	16,42	7,033	15,53
4	0,09775	7,342	12,44	6,963	14,43	7,057	13,42
3	0,0805	7,515	10,29	6,963	12,52	7,107	11,38
2	0,06325	7,838	8,335	6,963	10,74	7,192	9,445
1	0,046	8,541	7,035	6,963	9,158	7,389	7,782

Corte N°	Radio (m)	α_2 (°)	β_2 (°)	α_1 (°)	β_1 (°)	α_{fluido} (°)	β_{fluido} (°)
5	0,115	74,13	28,38	90	25,09	81,92	26,64
4	0,09775	71,51	34,03	90	28,85	80,49	31,24
3	0,0805	67,9	42,56	90	33,78	78,55	37,74
2	0,06325	62,67	56,65	90	40,41	75,51	47,5
1	0,046	54,61	81,81	90	49,49	70,45	63,47

C = Velocidad Abosulta (m/s)

W = Velocidad relativa (m/s)

α = Ángulo absoluto (°)

β = Ángulo relativo (°)

C_{fluido} = Velocidad absoluta del fluido (m/s)

W_{fluido} = Velocidad relativa del fluido (m/s)

α_{fluido} = Ángulo absoluto del fluido (°)

β_{fluido} = Ángulo relativo del fluido (°)

Tabla 6. Parámetros generales del alabe de la turbina

Parámetros generales							
Parámetros	Unidades	Valores					Ecuación
Diametros	m	D _i	D _a	D _m	D _b	D _e	-
		0,092	0,1265	0,161	0,1955	0,230	-
Radios	m	r _i	r _a	r _m	r _b	r _e	-
		0,046	0,06325	0,0805	0,09775	0,115	-
u	m/s	5,949	8,18	10,41	12,64	14,87	28
C _{2u}	m/s	4,947	3,598	2,827	2,328	1,979	27
W	m/s	7,782	9,445	11,38	13,42	15,53	-
W ²	m/s	60,56	89,2	129,4	180,2	241,2	24
tan(β)	-	2,003	1,091	0,7739	0,6066	0,5015	25
β	°	63,47	47,5	37,74	31,24	26,64	-
λ	°	1	1	1	1	1	-
t	m	0,09634	0,1325	0,1686	0,2047	0,2409	31
C _s *(L/t)	-	1,283	0,7744	0,5085	0,3571	0,264	26
C _s *L	m	0,1236	0,1026	0,08573	0,07312	0,06359	41
C _s	-	1,3	0,848	0,5837	0,4232	0,32	-
L	m	0,09506	0,12097	0,14688	0,1728	0,1987	-
t/L	-	1,013	1,095	1,148	1,185	1,212	35
Parámetros para el perfil del álabe Göttingen N° 428							
Y _{max}	m	0,00855	0,00855	0,00855	0,00855	0,00855	-
Y _{max} /L	-	0,08994	0,07068	0,05821	0,04948	0,04303	36
ε	-	0,0174	0,01624	0,01549	0,01497	0,01458	37
C _r	-	0,02262	0,01377	0,008611	0,006334	0,004667	38
δ	°	9,438	5,53	3,307	2,018	1,234	39
β - δ	°	54,03	41,97	34,43	29,22	25,4	40
G _r	-	0,5842	0,7801	0,8642	0,9079	0,9335	44
Re	-	819675	1,27E+06	1,85E+06	2,57E+06	3,42E+06	-

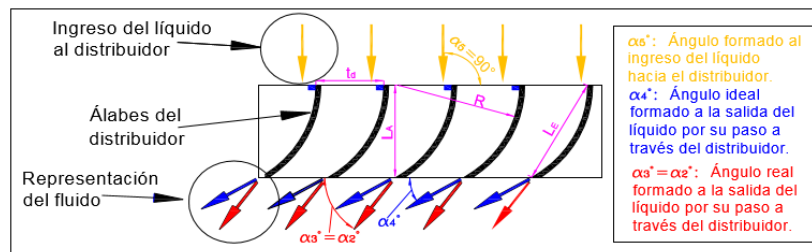
6.4 DISEÑO DEL DISTRIBUIDOR¹⁰²

Para el diseño del distribuidor también se aplicaron métodos estadísticos, el fluido entra al distribuidor con un ángulo de 90° ya que se asume que el flujo es paralelo a la brida de admisión, o puede ingresar en dirección radial en caso de que se tenga una cámara espiral antes del distribuidor. A la salida del distribuidor se espera que el fluido abandone con un ángulo ideal α_4 , pero en realidad sufre

¹⁰² Ibid., p. 52.

una desviación y sale con un ángulo α_3 que es mayor que el ángulo ideal de diseño, este ángulo que se genera por la desviación se puede obtener a partir de los cálculos realizados en los triángulos de velocidad, por tanto se consideró el ángulo $\alpha_2 = \alpha_3^{103}$. Véase la figura 17.

Figura 17. Datos importantes para el diseño de los álabes del distribuidor



Fuente: Flujo del fluido a través del distribuidor¹⁰⁴.

El método estadístico que se usó para el diseño de los álabes del distribuidor fue el método de Weinig¹⁰⁵, el cual proporciona una expresión para determinar el ángulo α_3 con el que sale el fluido de los álabes axiales en flujos acelerados, como es el caso de las turbinas, el método se basa en las siguientes ecuaciones:

$$t_d = \frac{\pi * D_{medio}}{Z_{le}} \quad \text{(Ecuación 45)}$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left(\frac{C_m}{C_{u2medio}} \right) \quad \text{(Ecuación 46)}$$

$$L_A = rel * t_d * \cos(90 - \alpha_2) \quad \text{(Ecuación 47)}$$

$$R = \frac{L_E}{\sqrt{2 * (1 - \sin(\alpha_4))}} \quad \text{(Ecuación 48)}$$

$$rel = \frac{L_E}{t_d} \quad \text{(Ecuación 49)}$$

¹⁰³ Ibid., p. 52.

¹⁰⁴ Ibid., p. 52.

¹⁰⁵ Ibid., p. 53.

t_d = Paso entre álabes del distribuidor (m)

D_{medio} = Diámetro medio (m)

Z_{le} = Número de álabes del distribuidor

$\alpha_2 = \alpha_3$ = Ángulo de incidencia del fluido hacia el rodete (°)

$C_{2umedio}$ = Componente tangencial en el diámetro medio (m/s)

L_A = Longitud axial del distribuidor (m)

L_E = Longitud de la cuerda del álabe del distribuidor (m)

α_4 = Ángulo ideal del flujo de agua a la salida del distribuidor (°)

R = Radio de curvatura de los álabes del distribuidor (m)

La teoría aconseja que el número de álabes que debe tener el distribuidor varía desde 8 hasta 18 álabes, la selección de estos se hizo de tal forma que no cause resonancia con el rodete, el cual tiene tres álabes¹⁰⁶. En la tabla 7 se muestran una serie de datos importantes para el diseño del distribuidor axial.

Tabla 7. Datos importantes para el diseño del distribuidor

Descripción	Símbolo	Unidades	Cantidad
Diámetro medio del alabe	D_m	m	0,161
Diámetro externo del alabe	D_e	m	0,23
Velocidad tangencial en el diámetro medio del alabe	$C_{u2(medio)} = C_{u3(medio)}$	m/s	2,827
Velocidad axial	C_m	m/s	6,963
Velocidad específica	N_q	rpm	182,1
Ángulo de incidencia del fluido hacia el rodete	$\alpha_2 = \alpha_3$	grados	67,9

¹⁰⁶ Ibid., p. 54.

Por medio de la figura 18 que se usa en el método de Weinig, se determinó el ángulo α_4 como apoyo para los cálculos que se hicieron con las ecuaciones mostradas anteriormente, esta gráfica aporta un rango de valores para la relación Le/td que se usó en combinación con los rangos de valores para la longitud axial del distribuidor en función del diámetro externo que aporta la teoría de los diferentes autores que se nombran a continuación¹⁰⁷:

- Adolph; $La/De \approx (0,35 - 0,4)$
- Bohl; $La/De \approx (0,4 - 0,45)$
- De Souza; $La/De \approx (0,43)$
- CMEC; $La/De \approx (0,538)$

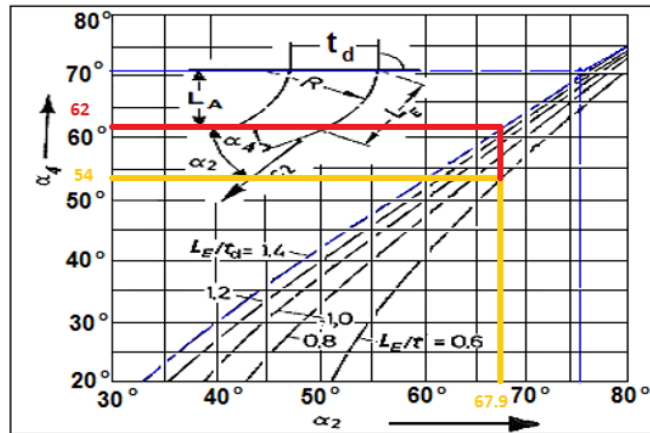
Aplicando estos rangos para el diámetro exterior de 0,230 metros se obtienen los rangos de valores que se pueden apreciar en la tabla 8.

Tabla 8. Rango de valores de la longitud axial del distribuidor por varios autores

Método	Valor de La (m)
Adolph	0,0805 - 0,092
Bohl	0,092 - 0,1035
De Souza	0,0989
CMEC	0,12374

¹⁰⁷ Ibid., p. 54.

Figura 18. Rango de valores para α_4 por el método de Weinig



Fuente: Método de Weinig¹⁰⁸.

En la figura 18 las líneas de color naranja representan el límite inferior del rango de valores para el ángulo α_4 , y las líneas de color rojo representan el límite superior del ángulo α_4 .

Luego de aplicar los cálculos, se determinó que el valor de la longitud axial del distribuidor se cumple para el rango de valores aportado por Adolph, por lo tanto a continuación se muestran los valores para las demás dimensiones del distribuidor a partir del valor obtenido para el distribuidor axial, los cálculos completos se muestran en el Anexo (E), los valores que se encuentran en color rojo en las tablas 9, 19 y 11 no cumplen con los rangos establecidos por los autores.

Tabla 9. Valor de la longitud axial del distribuidor

Z _{le}	t _d	L _E /t _d									
		0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4	
		α ₄									
		54	55	57	58	59	60	61	61,5	62	
8	0,0632	0,035	0,041	0,046	0,052	0,058	0,064	0,070	0,076	0,08201	

¹⁰⁸ Ibid., p. 53.

Tabla 10. Valor de la longitud de la cuerda del álabe del distribuidor

Z _{le}	t _d	L _E /t _d								
		0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4
		α ₄								
		54	55	57	58	59	60	61	61,5	62
8	0,0632	0,038	0,044	0,050	0,057	0,063	0,069	0,076	0,082	0,08851

Tabla 11. Valor del radio de curvatura de los álabes del distribuidor

Z _{le}	t _d	L _E /t _d								
		0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4
		α ₄								
		54	55	57	58	59	60	61	61,5	62
8	0,0632	0,06138	0,07359	0,08904	0,1032	0,1183	0,1344	0,1515	0,167	0,1829

En la tabla 12 se muestran los valores definitivos que se usaron para el diseño del distribuidor axial para nuestro sistema pico-hydro.

Tabla 12. Valores definitivos para el diseño del distribuidor axial

L _E (m)	L _A (m)	t _d (m)	α ₄ (°)	Z _{le}	R (m)
0,08851	0,08201	0,0632	62	8	0,1829

6.5 DISEÑO DEL TUBO DE ASPIRACIÓN O DIFUSOR¹⁰⁹

Para el diseño del tubo de aspiración se tuvo en cuenta un factor importante en las turbomáquinas como lo es la cavitación, esta se da en ciertos puntos dentro de la turbomáquina donde la presión estática local absoluta del líquido cae por debajo del valor de la presión de vapor del líquido, como resultado se forman cavidades llenas de vapor y al ser transportadas a lo largo de la máquina hacia zonas de mayor presión, estas colapsan rápidamente, generando presiones localizadas extremadamente altas. Las burbujas colapsan cerca de las fronteras

¹⁰⁹ Ibid., p. 57.

sólidas y causan erosión y fatiga sobre las superficies de la máquina. En las turbinas generalmente la cavitación se presenta aguas abajo a la salida del rodete en las caras de baja presión de éste. Los indicios de cavitación se dan a través del ruido, la vibración y la caída de la eficiencia¹¹⁰.

Para el cálculo de la cavitación se tuvo en cuenta el coeficiente de Thoma (σ_T), la altura hallada indica la posición límite del rodete respecto al nivel de descarga del agua en el tubo de aspiración para evitar el fenómeno de cavitación. Se evitará la cavitación si el (σ_T) tiene valores mayores que los ($\sigma_{critico}$), para el cálculo de la máxima altura de succión se tomaron en cuenta los métodos estadísticos de diferentes autores los cuales se pueden apreciar con más detalle en el Anexo (G), a continuación se muestran los resultados del coeficiente de Thoma crítico y por medio de la ecuación (50) se calculó el valor de la altura de succión para cada método¹¹¹.

$$H_s = H_a - \sigma_{critico} * H - H_v \quad (\text{Ecuación 50})$$

H_s = Altura de succión

H_a = Altura de presión atmosférica correspondiente a la altura local

$\sigma_{critico}$ = Coeficiente de Thoma crítico

H = Altura neta

H_v = Altura de presión de vapor

¹¹⁰ Ibid., p. 59.

¹¹¹ Ibid., p. 59 - 62.

Tabla 13. Coeficiente de Thoma según los distintos métodos y su respectiva altura de succión

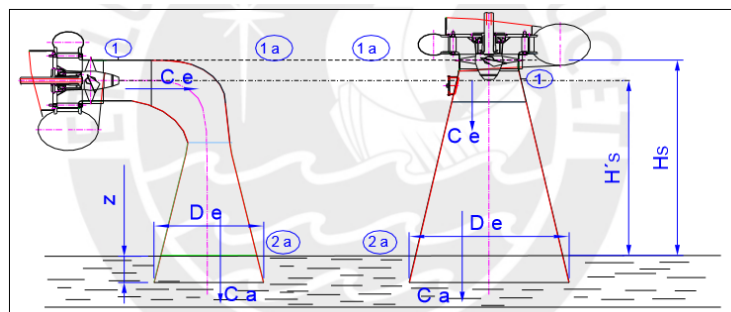
T °C	25°	H _a (m)	9,213
m.s.n.m	950	H _v (m)	0,324
Autor	Método	σ_T	H's (m)
F. de Siervo	Anexo (G)	0,359	7,094
Schweiger	Anexo (G)	0,782	4,979
Quantz	Anexo (G)	0,57	6,039
Vivier	Anexo (G)	0,22	7,789

Tabla 14. Rango de valores del coeficiente de Thoma para dos métodos

Autor	Método	Límite inferior	Límite superior	Límite inferior	Límite superior
		σ_T		H's (m)	
F. de Siervo	Anexo (G)	0,219	0,499	7,794	6,394
Schweiger	Anexo (G)	0,41	1,154	6,839	3,119

Según las tablas 13 y 14, la altura para prevenir la cavitación en el interior de la turbina tiene un valor de 3.1 metros como máximo desde el eje del rodete hasta el nivel de aguas abajo, en la figura 19 se puede apreciar el esquema de un tubo de aspiración señalando la altura de aspiración H_s.

Figura 19. Tubo de aspiración y altura de succión



Fuente: Tubo de succión acodado¹¹².

¹¹² Ibid., p. 57.

El análisis de la cavitación debe hacerse en cada sección del álabe, es decir a cada radio que lo compone¹¹³, por lo cual aparte de la ecuación (50) se expresaron las siguientes ecuaciones para realizar el cálculo en cada sección del álabe¹¹⁴. A partir de estas ecuaciones se obtuvo una nueva altura de succión con respecto a las secciones de los álabes y se comparó con la obtenida por los métodos estadísticos. Para determinar la altura sobre el nivel del mar a la que se encuentra una zona rural cercana al territorio de Bucaramanga, donde se plantea implementar el sistema, se utilizó una tabla de equivalencia entre altura y presión, la cual se puede apreciar en el Anexo (L). En la tabla 15 se pueden apreciar los resultados.

$$Z_S = (1 - k_g) * \frac{C_1^2}{2 * g} \quad \text{(Ecuación 51)}$$

$$\sigma * H = \frac{\delta_p}{\rho * g} + \frac{C_1^2}{2 * g} - Z_S \quad \text{(Ecuación 52)}$$

$$\delta_p = \alpha * C_S * \rho * w_{fluido} \quad \text{(Ecuación 53)}$$

Z_S = Pérdida por fricción en el tubo de descarga (m)

$C_1 = C_m$ = Velocidad axial (m/s)

K_g = Coeficiente de velocidad absoluta

σ = Coeficiente de Thoma

δ_p = Presión crítica en los álabes al momento de la cavitación (Pa)

α = coeficiente para turbinas, se recomienda un valor de 0,3 según Pflleiderer¹¹⁵.

¹¹³ PFLEIDERER. Op. cit., p. 334 - 335.

¹¹⁴ PEREZ PANTOJA. Op. cit., p. 63 - 64.

¹¹⁵ PFLEIDERER. Op. cit., p. 335.

Tabla 15. Cálculo de la altura de succión a partir de las secciones de los álabes

T (°C)	25°	H _a (m)	9,213	α	0,3	Z _s	0,4942
m.s.n.m	950	H _v (m)	0,324				
Densidad del fluido (Kg/m ³)	1000	C ₁ = C _m (m/s)	6,963	Gravedad (m/s ²)	9,81	K _g	0,8
	Unidades	Ecuación	r _i	r _a	r _m	r _b	r _e
Radios	m	-	0,046	0,06325	0,0805	0,09775	0,115
w ²	m ² /s ²	24	60,56	89,2	129,4	180,2	241,2
w	m/s	-	7,782	9,445	11,38	13,42	15,53
C _s	-	-	1,3	0,848	0,5837	0,4232	0,32
ΔP	Pa	53	3035	2403	1993	1704	1491
σ*H	m	52	2,286	2,222	2,18	2,151	2,129
H _s	m	50	6,603	6,667	6,709	6,738	6,76

Luego de los cálculos realizados en la tabla 15, se puede apreciar que el valor crítico para la altura de succión es de 6,603 metros, comparándolo con el obtenido por los métodos estadísticos se concluyó que el valor crítico para la altura de succión es de 3,1 metros y el salto de la turbina es de 5 metros por lo cual, cuando se vaya a ubicar la turbina con respecto al nivel de aguas abajo hay que tener en cuenta que no se supere la altura de 3,1 metros o de lo contrario se presentaría el fenómeno de la cavitación, el cual no es conveniente para el buen rendimiento de la turbina.

6.6 DISEÑO DE LA CÁMARA ESPIRAL¹¹⁶

El diseño de la cámara espiral es de sección transversal circular, se asumió una velocidad media constante en cualquier punto de la cámara, evitándose así las pérdidas ocasionadas por los cambios bruscos de velocidad. A su vez el agua no debe penetrar en la cámara espiral con una velocidad demasiado grande, porque las pérdidas podrían ser excesivas. Se diseñó una cámara espiral

¹¹⁶ FERNÁNDEZ DÍEZ. Op. cit., p. 62 - 63.

metálica, con lo que se tiene la ecuación (54) para calcular la velocidad media (C_e) en función de la altura neta.

$$C_e = 0,18 + 0,28 * \sqrt{2 * g * H} \quad (\text{Ecuación 54})$$

La cámara espiral se divide en 8 secciones, cada una ubicada a 45° medidos desde el eje de giro de la cámara, el caudal entrante es el definido por la ecuación (18), en la primera sección de la cámara el caudal ingresa en su totalidad, luego en las restantes 7 secciones el caudal se iría reduciendo en porciones de (1/8), es decir, el caudal en la segunda sección de la cámara sería de (7/8) con respecto al caudal total, y así sucesivamente iría reduciéndose el caudal en las demás secciones de la cámara con el fin de garantizar una misma velocidad media a lo largo de esta. A continuación se muestran las expresiones para el primer diámetro y el segundo, los demás se asumen como se explicó anteriormente:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4*Q}{\pi*C_e}} \quad (\text{Ecuación 55})$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{7*4*Q}{8*\pi*C_e}} \quad (\text{Ecuación 56})$$

En la tabla 16 se pueden apreciar los resultados obtenidos para cada uno de los diámetros de la cámara espiral y el valor de la velocidad media a lo largo de la cámara espiral.

Tabla 16. Diámetros de las 8 secciones de la cámara espiral

Velocidad media (m/s)	2,953
Caudal (m^3/s)	0,243
Altura (m)	5
Gravedad (m/s^2)	9,81
Diámetro N°	metros
1	0,3237
2	0,3028
3	0,2803
4	0,2559
5	0,2289
6	0,1982
7	0,1618
8	0,1144

La potencia producida para este diseño a partir de los cálculos dio como resultado 5 kW, con un caudal de 243 L/s, una velocidad de rotación de 1235 RPM, un salto neto de 3 metros y una eficiencia total del sistema del 60%. Por medio de la simulación con ANSYS CFX se buscó obtener como resultado un valor igual o superior al obtenido por medio de los cálculos en cuanto a la potencia y la eficiencia producida por el sistema pico-hydro.

7 ESTUDIO TÉCNICO DEL SISTEMA PICO-HYDRO Y SU RESPECTIVA SIMULACIÓN CON LA AYUDA DE LA DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)

La dinámica de fluidos computacional es una poderosa herramienta para el análisis del comportamiento de un flujo de fluidos sobre un determinado espacio o volumen de control. Este proyecto se enfatiza en turbomáquinas, en especial en una turbina hidráulica. El software ANSYS es una herramienta computacional que contiene el paquete de CFD, el cual sirve para poder realizar el análisis, el paquete de CFD que contiene ANSYS consiste en dos componentes de análisis de fluidos que son el Fluent y el CFX, por medio de la experiencia de otros usuarios de ANSYS y en la descripción general de cada componente, se puede apreciar que CFX es una herramienta que se enfatiza en la simulación de turbomaquinaria y arroja muy buenos resultados que han sido comparados con pruebas de campo y tienen un alto nivel de semejanza, por esta razón se decidió utilizar CFX para el análisis del sistema Pico-hydro que se está diseñando¹¹⁷.

Para el diseño de los componentes del sistema se usó el software SOLIDWORKS a partir de las medidas que establece la teoría y con los datos que se establecieron en el capítulo 6 para cada componente. Por medio de ANSYS CFX Versión 17.0, se realizaron las variaciones de la geometría del rodete de la turbina y su posterior simulación con las condiciones de trabajo establecidas en el capítulo 6, en busca de optimizarlo y proponer un diseño definitivo para poder desarrollar el prototipo virtual de la turbina en SOLIDWORKS y realizar el ensamble de todo el sistema de aprovechamiento de la energía hidráulica, el cual está compuesto por la tubería forzada para garantizar el salto neto de la turbina¹¹⁸, el distribuidor axial, la turbina Kaplan y el tubo de aspiración, luego se realizó la simulación de todo el sistema, se graficaron los resultados finales y por último se les hizo su respectivo análisis; también se llevó a cabo una simulación con cámara espiral, es decir, una

¹¹⁷ ANSYS. Op. cit., p. 56.

¹¹⁸ SUESCÚN MONSALVE, Ismael. La tubería de presión. Centrales hidroeléctricas. [En línea]. Medellín: Universidad de Antioquia. (Recuperado en 11 julio 2017). Disponible en: <http://jaibana.udea.edu.co/grupos/centrales/files/capitulo%203.pdf>. 7P.

simulación con una cámara espiral y un distribuidor de entrada radial y se compararon los resultados de ambos casos, con cámara espiral y sin cámara espiral para ver cuál arrojó mejores resultados en busca de hacer lo más y eficiente y económico posible el diseño del sistema.

7.1 DISEÑO DEL PROTOTIPO VIRTUAL DE LA TUBERÍA FORZADA¹¹⁹

Esta tubería también se denomina tubería de presión, tiene como función conducir el agua desde el punto en el cual se tiene la energía potencial determinada por la altura definida para el diseño de la central hidroeléctrica, hasta la entrada de la cámara espiral o directamente al distribuidor, en este proceso se presenta un aumento en la energía cinética del fluido y a la vez disminuye la energía potencial del fluido.

La tubería recomendada para grandes o pequeñas centrales hidroeléctricas se basa en la norma ASME B31.1 para tuberías de potencia, la cual tendrá un diámetro nominal de 250 mm, este valor se tomó de un catálogo de tuberías el cual se puede ver en el Anexo (J), la longitud de la tubería se determina a partir de las condiciones del terreno, la tubería tendrá que adaptarse de tal manera que se garanticen los 3 metros de carga para la turbina y según los diseños existentes de tuberías forzadas alrededor del mundo, los cálculos de pérdidas en tuberías también ayudan a determinar la distancia total de esta. En la alternativa que usa cámara espiral, para la toda la tubería se usó el diámetro de entrada de la cámara espiral.

7.2 DISEÑO DEL PROTOTIPO VIRTUAL DE LA CÁMARA ESPIRAL

El diseño de la cámara espiral se hizo con las medidas y detalles establecidos en la sección 6.5, el radio de separación desde el eje de giro de la cámara hasta el canal de salida de la misma, el cual se llamó círculo central, se realizó en

¹¹⁹ Ibid., p. 1 - 7.

función del diámetro exterior de la turbina y el del diámetro mayor del distribuidor, el cual se diseña en función de la longitud de los álabes del distribuidor, todas estas medidas se establecieron en las secciones 6.2 y 6.3 respectivamente, por último el tamaño del canal de salida de la cámara espiral se hizo en función de la altura de los álabes que se establece por medio del método estadístico establecido para el diseño del rodete de la turbina. En la tabla 17 se muestran las dimensiones que no se mostraron en la sección 6.5, en la figura 20 se muestra un esquema general de la cámara espiral.

Figura 20. Cámara espiral

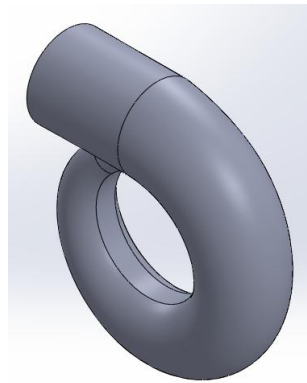


Tabla 17. Dimensiones de salida de la cámara espiral

Dimensiones de salida de la cámara espiral	
Diámetro del Círculo central (m)	0,372
Altura del canal de salida (m)	0,076

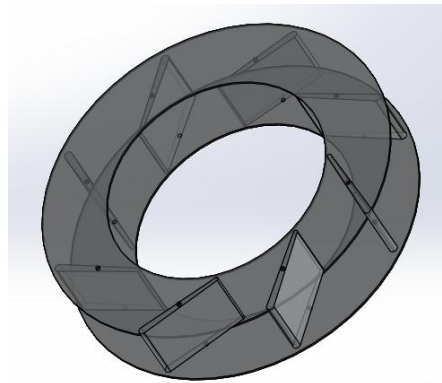
7.3 DISEÑO DEL PROTOTIPO VIRTUAL DEL DISTRIBUIDOR

Para este proyecto se analizaron dos tipos de distribuidor, los cuales se diferenciaron por el tipo de entrada del fluido, el tipo 1 es de entrada radial y el tipo 2 es de entrada axial. Ambos tipos se realizaron con las mismas medidas que se establecieron en la sección 6.3, estos diseños se hicieron con el fin de

establecer una comparación entre el sistema pico-hydro funcionando con cámara espiral y sin ella.

7.3.1 Distribuidor de entrada radial Los álabes para este tipo de distribuidor se elaboraron con la ayuda del software ANSYS, específicamente con el componente BladeGen, el cual es una herramienta para diseñar álabes de los diferentes tipos de máquinas rotativas, luego de elaborar el álabe del distribuidor en ANSYS, se procedió a exportarlo y por medio del software SOLIDWORKS se realizó la carcasa y se establecieron las caras de entrada y salida del fluido por medio de las dimensiones de la turbina que se plantearon en la sección 6.2, las cuales indican el diámetro de salida del distribuidor con respecto al diámetro exterior de la turbina. En las figuras 21 se puede ver el esquema general del distribuidor con entrada radial.

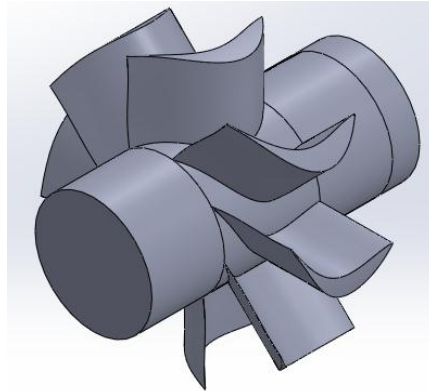
Figura 21. Distribuidor radial



7.3.2 Distribuidor de entrada axial El diseño del distribuidor axial se estableció completamente en la sección 6.3, su conexión es por medio del eje de la turbina antes del rodete, lo cual evita el uso de cámara espiral, haciendo que la conexión de la tubería forzada sea directa con la entrada del distribuidor axial, el diámetro del eje del distribuidor es de 0,046 metros para facilitar el acople con el eje del

rodete. En la figura 22 se muestra un esquema general del distribuidor axial diseñado para la turbina.

Figura 22. Distribuidor axial



7.4 DISEÑO DEL PROTOTIPO VIRTUAL DEL TUBO DE ASPIRACIÓN¹²⁰

El tubo de aspiración es acodado con salida horizontal y otro acodado con salida vertical, los diseños se basaron en los ensayos realizados en otros tubos de aspiración que se encuentran en la teoría y de los cuales se han establecido relaciones de las medidas con respecto al diámetro externo de la turbina, estas relaciones se pueden apreciar en el Anexo (H), en las figuras 23 y 24 se puede apreciar un esquema general de los tubos de aspiración diseñados para este proyecto. El tubo horizontal tiene una extensión de 1,2 metros de largo, y el tubo vertical tiene una extensión de 1,28 metros de alto.

¹²⁰ BARGLAZAN, Micea; BORDEASU, Llare. Contribución para el diseño de tubos de aspiración para turbinas hidráulicas. [En línea]. Universidad Politécnica de Timisoara. (Recuperado en 11 mayo 2017). Disponible en: <http://hidraulica.fluidas.ro/2014/nr2/32-38.pdf>. 7P.

Figura 23. Tubo de aspiración con salida horizontal

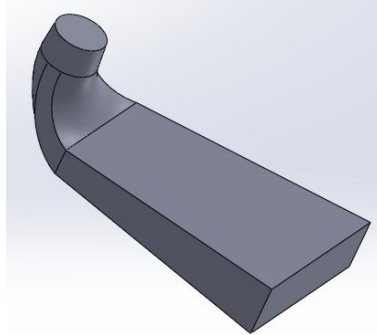
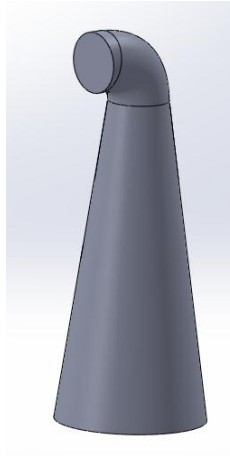


Figura 24. Tubo de aspiración con salida vertical



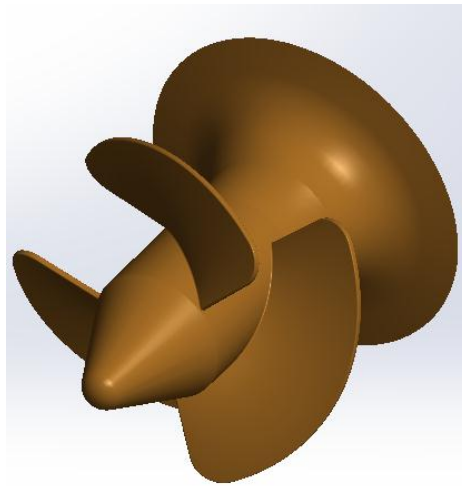
7.5 DISEÑO DEL PROTOTIPO VIRTUAL DE LA TURBINA

El diseño del rodete original para este proyecto se basó en todas las dimensiones establecidas en la sección 6.2, las demás dimensiones que componen la turbina se muestran en el Anexo (B), las cuales se aplicaron con el método de Bohl y el método de F. Siervo y F. de Leva, además por criterio propio y porque expresa la mayor cantidad de medidas que conforman el rodete, por lo tanto se usaron para este proyecto, los valores de las medidas que faltan para determinar todo el diseño del rodete se expresaron en la tabla 18, y por último en la figura 25 se muestra un esquema del prototipo virtual de la turbina.

Tabla 18. Dimensiones generales de la turbina Kaplan

Dimensiones generales de la turbina Kaplan	
De (m)	0,23
Di (m)	0,092
d (m)	0,02875
a (m)	0,05865
c (m)	0,12075
Hi (m)	0,09179

Figura 25. Turbina Kaplan



En el Anexo (K) se pueden apreciar las vistas detalladas de los componentes del sistema para apreciar mejor las medidas. Con esto se terminan de presentar los prototipos virtuales que hacen parte del sistema pico-hydro y se procede a la simulación por medio de CFD, aplicando las variaciones en la geometría del rotor y demás detalles que se establecen más adelante para definir la configuración óptima del sistema.

7.6 SIMULACIÓN DEL SISTEMA PICO-HYDRO

La idea final del proyecto fue hacer la simulación por medio de CFD del sistema pico-hydro con todos sus componentes y que los resultados arrojen el mejor

rendimiento posible del mismo, pero la economía es un factor importante que se tuvo en cuenta, por lo tanto el único componente del sistema que se modificó fue el rodete de la turbina, para el cual se establecieron las condiciones que se variaron más adelante, los demás componentes del sistema se conservaron con las condiciones de diseño originales establecidas a lo largo del capítulo 6 y parte del 7, esto con el fin de hacer económico el sistema, luego de que se estableció el diseño óptimo del rodete, se pasó a realizar la simulación del ensamble completo del sistema y se expresaron los resultados, también se evaluaron las dos opciones del sistema que son una con cámara espiral y la otra sin cámara espiral pero con distribuidor axial.

7.6.1 Optimización del diseño del rodete Para optimizar el diseño del rodete de la turbina se establecieron unas condiciones de altura neta, caudal, para cada una de estas condiciones se aplicaron variaciones a los ángulos de ataque de los álabes del rodete de la turbina, también se aplicaron variaciones en la velocidad de rotación (RPM), los resultados que se evaluaron con respecto a estas simulaciones son el torque, la potencia producida y la eficiencia del sistema. En la tabla 19 se puede apreciar en qué consistieron las variaciones que se aplicaron para las variables que se mencionaron anteriormente.

Tabla 19. Variaciones que se aplicaron al sistema

Variaciones		
Variables	Rango	Frecuencia de variación
Altura Neta (m)	1 - 5	de 1 en 1
Caudal (L/s)	200 - 300	de 10 en 10
Ángulo de ataque (°)	50 - 90	de 10 en 10
RPM	400 - 1300	de 100 en 100

Se inició realizando las simulaciones sobre el rodete original que se diseñó aplicando las mismas variaciones de altura y caudal, conservando la geometría del rotor intacta y utilizando la velocidad de rotación establecida en la sección

6.1. En la figura 26 se muestra el mallado del sistema completo con distribuidor radial y en la figura 27 el mallado del sistema con distribuidor axial, en la figura 28 se puede apreciar el mallado usado en el rodete y en la figura 29 se muestra el mallado del distribuidor axial, luego en la tabla 20 se detalla el tipo de mallado, el número de nodos y el número de elementos que se utilizó en cada componente del sistema con distribuidor radial y en la tabla 21 los detalles del mallado del sistema con distribuidor axial. En el Anexo (M) se puede apreciar detalladamente el paso a paso de la simulación en ANSYS CFX.

Figura 26. Mallado del sistema completo con distribuidor radial

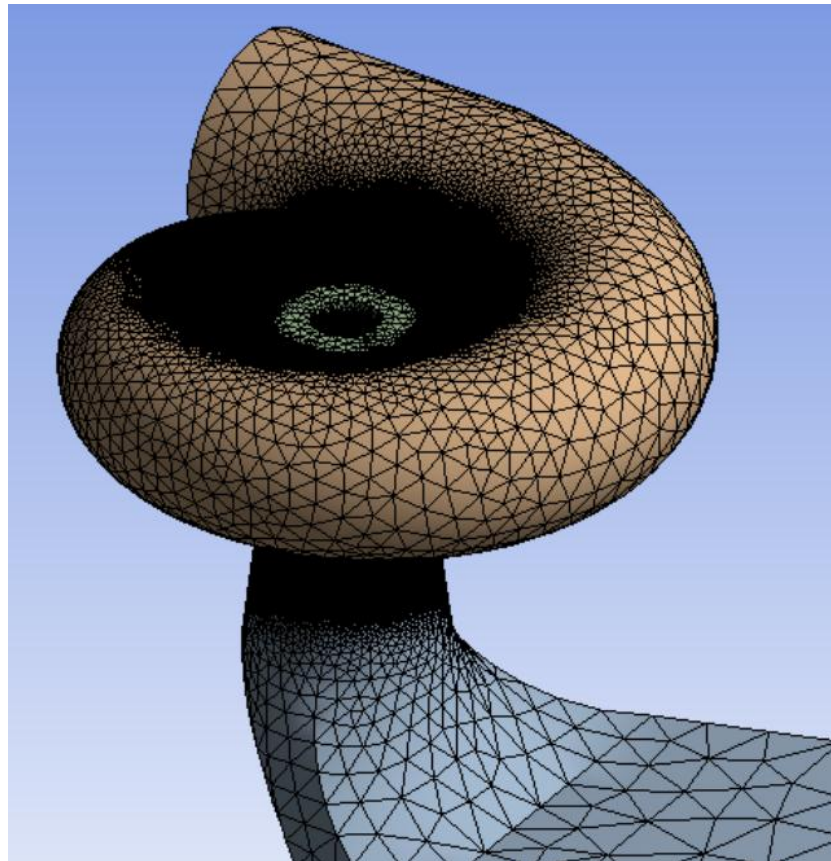


Figura 27. Mallado del sistema completo con distribuidor axial

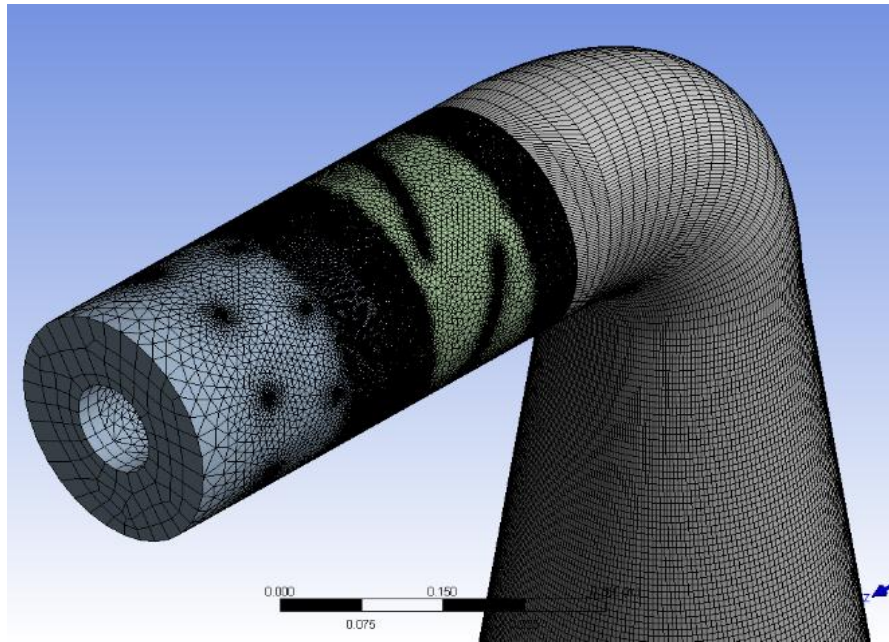


Figura 28. Mallado del rotor

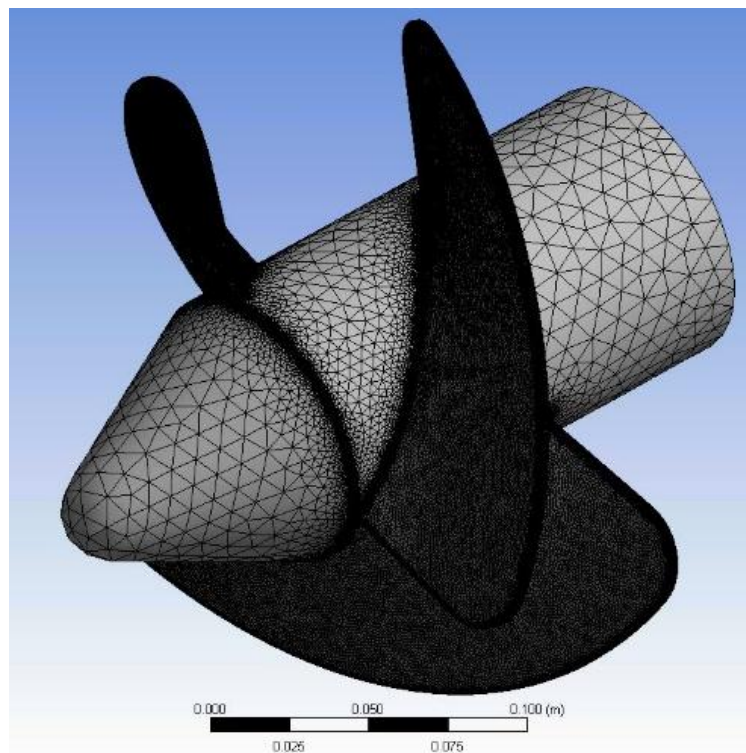


Figura 29. Mallado del distribuidor axial

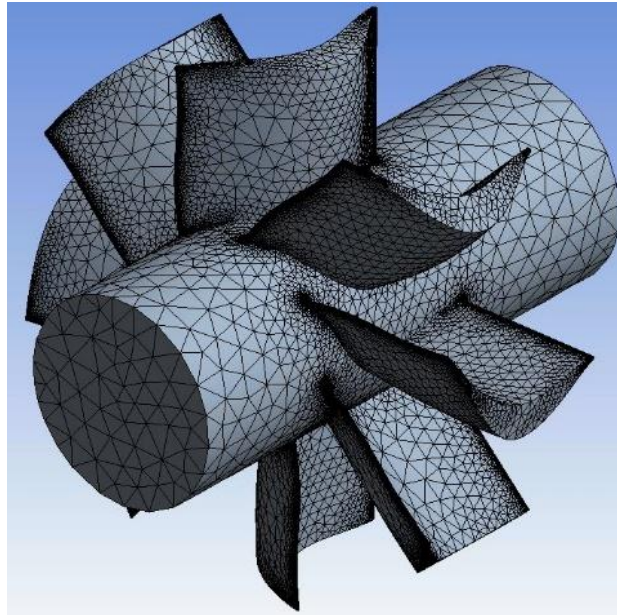


Tabla 20. Datos del mallado del sistema con distribuidor radial

Información del mallado del sistema radial		
Dominio	Nodos	Elementos
Cámara Espiral	1'702.506	11'972.158
Distribuidor	2'733.895	20'241.794
Rodete	3'998.896	15'641.432
Tubo	1'452.812	3'225.335
Total	9'888.109	51'080.719

Tabla 21. Datos del mallado del sistema con distribuidor axial

Información del mallado del sistema axial		
Dominio	Nodos	Elementos
Distribuidor	600.108	2'702.979
Rodete	3'998.896	15'641.432
Tubo	1'863.028	1'833.867
Total	6'462.032	20'178.278

Se utilizó un mallado tetraédrico para el rodete y uno hexaédrico para el distribuidor axial, un mallado automático para los dos tubos de aspiración y para la cámara espiral, para el distribuidor radial se usó un mallado hexaédrico, se

definió el rodete como un dominio rotativo en las dos simulaciones y los demás componentes se definieron como dominios estacionarios, se utilizó la herramienta “inflación” para mejorar la precisión de los cálculos en el eje del rodete, los álabes del rodete y los álabes del distribuidor, se implementaron las ecuaciones de continuidad y momentum a la simulación y el modelo de turbulencia que presento un mejor comportamiento fue el k-ε (k-épsilon), se manejó un sistema de coordenadas cilíndrico e iniciando el sistema con cero (0) presión relativa y con velocidad cero (0) en todos los componentes cilíndricos de la velocidad.

A continuación en las figuras 30 y 31 se pueden apreciar las líneas de velocidad del fluido dentro del sistema y sus respectivos valores, también se puede apreciar la distribución de la presión en los álabes del rotor y del distribuidor durante las distintas simulaciones que se le realizaron.

Figura 30. Líneas de velocidad en el interior del sistema

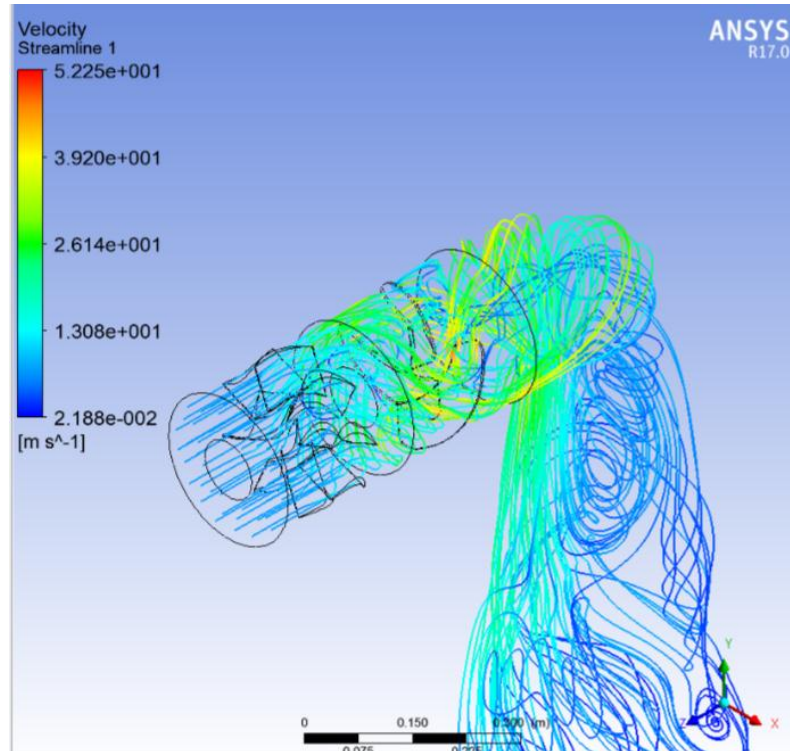
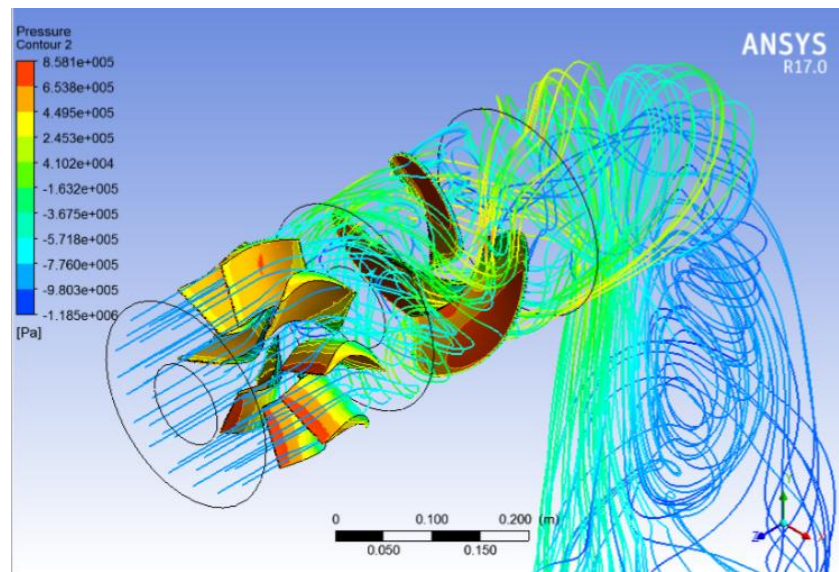
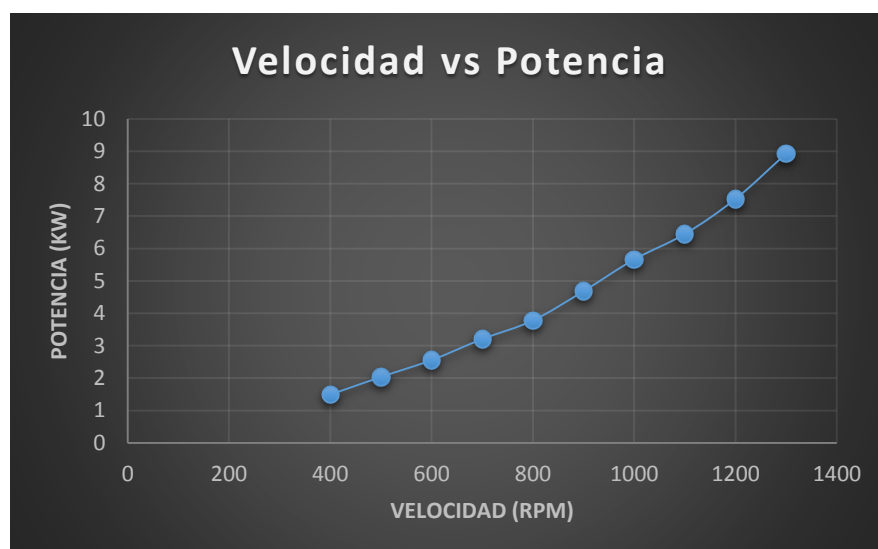


Figura 31. Distribución de la presión en los álabes del rotor y el distribuidor



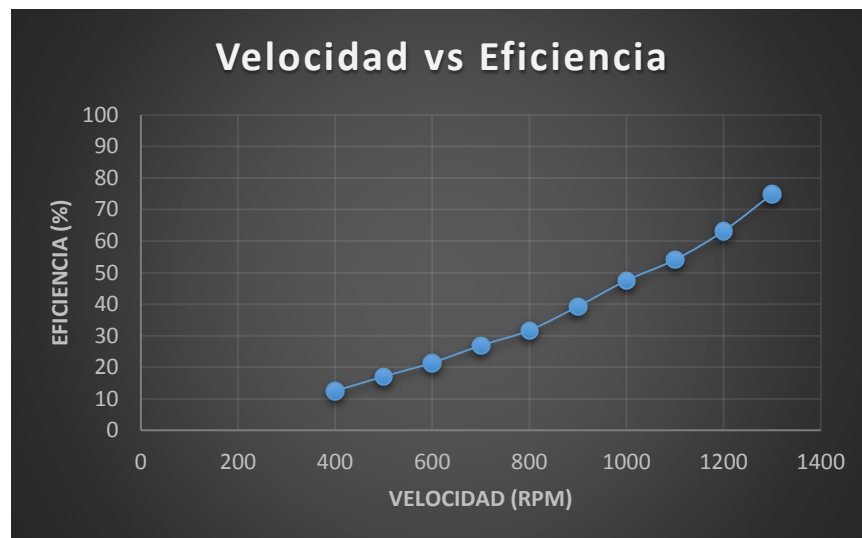
En la figura 32 se observa el comportamiento de la potencia en función de las RPM, las cuales se variaron de la forma en que se estableció en la tabla 19, el comportamiento de la potencia con respecto a las RPM es favorable para valores mayores a los establecidos en el diseño, es decir mayores a 1235 RPM.

Figura 32. Resultados de las variaciones de las RPM vs potencia



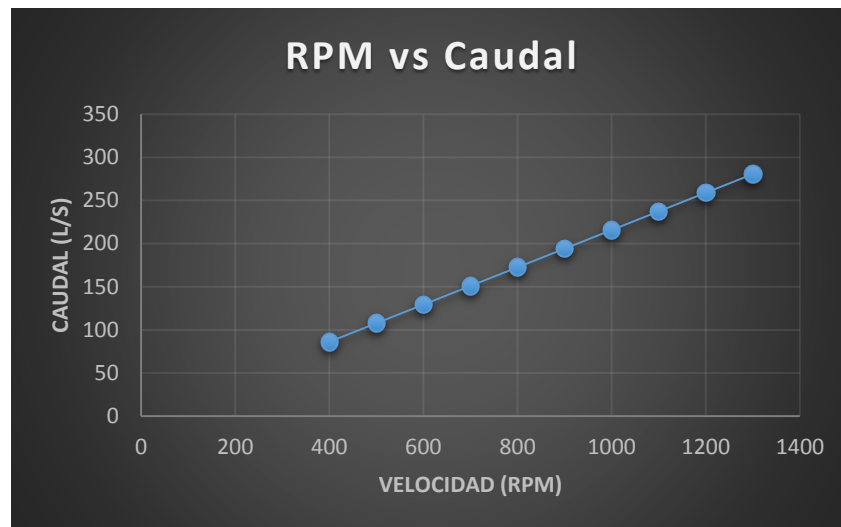
A continuación en las figuras de la 33 a la 35 se presenta el comportamiento de variables como la eficiencia del sistema, el caudal y el torque producido, todas en función de la velocidad de rotación de la turbina y con una cabeza neta constante de 3 metros. Estos resultados se evaluaron con el montaje que consta de un distribuidor axial sin cámara espiral que arrojó una eficiencia total del 64%, que es mejor que el rendimiento del montaje con distribuidor radial y cámara espiral arrojó una eficiencia total del 59%. Los resultados del montaje con cámara espiral se pueden apreciar en el Anexo (I).

Figura 33. Eficiencia a diferentes velocidades



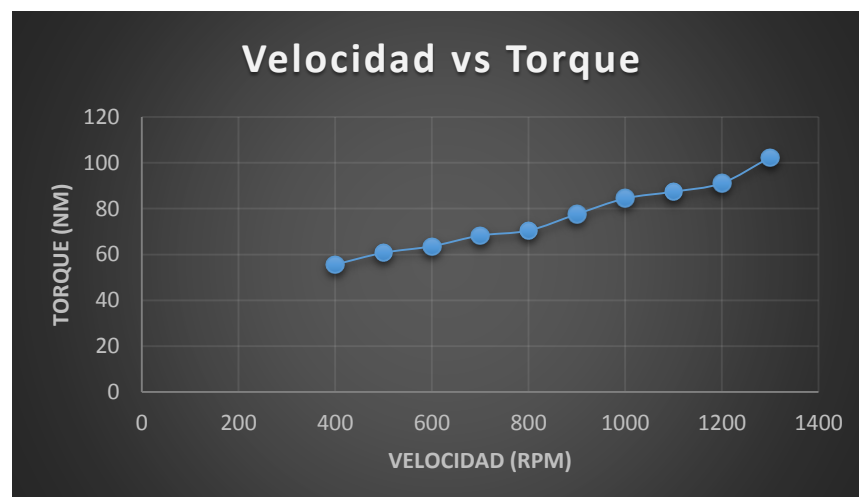
A partir de la figura 33 se puede apreciar que la eficiencia del sistema presenta un comportamiento poco favorable para velocidades pequeñas muy alejadas, es decir entre 400 y 800 RPM, del valor especificado en el diseño (1235 RPM), pero para valores mayores al establecido en el diseño la eficiencia aumenta, lo cual demuestra un buen comportamiento a estas condiciones de trabajo.

Figura 34. Caudal requerido a diferentes velocidades



En la figura 34 se observa que el sistema presenta una tendencia lineal para los requerimientos de caudal para poder girar a un rango de velocidad entre 400 y 1300 RPM, también se notó que necesita más caudal que el establecido en el diseño, es decir más de 243 L/s, para girar a una velocidad de 1235 RPM.

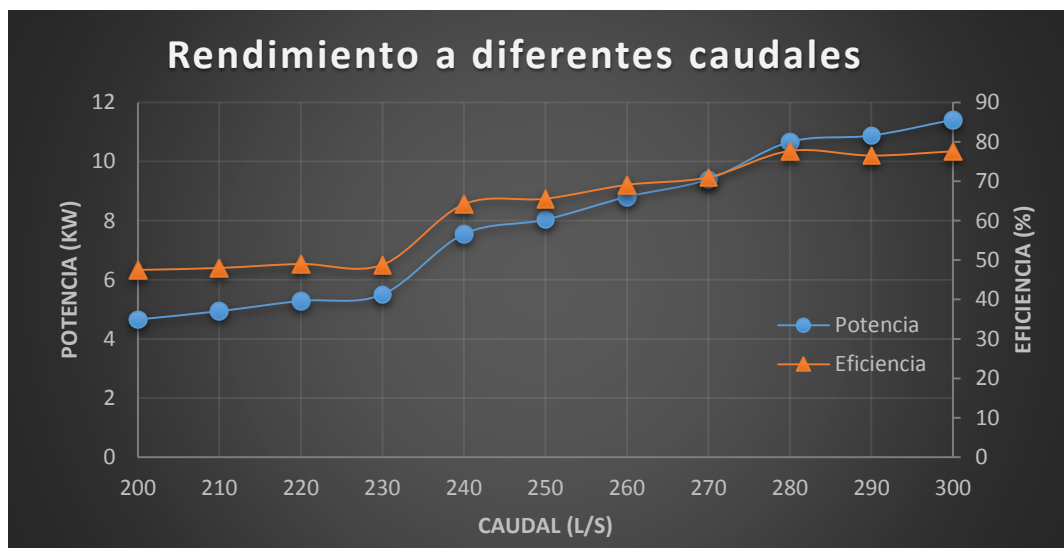
Figura 35. Torque producido a diferentes velocidades



Con la figura 35 se sigue la tendencia que se viene presentando en las figuras 33 y 34 en las cuales el rendimiento del sistema aumenta a medida que aumentan las RPM, lo cual se puede apreciar con el aumento del torque a medida que aumentan las RPM, pero la proporción en la que aumenta con cada cambio de velocidad es pequeña, por lo tanto se pudo afirmar que el sistema no presenta mayores alteraciones en el torque producido a medida que se presentan variaciones en la velocidad de rotación del rodete.

En la figura 36 se observa el comportamiento del sistema cuando se le aplicaron diferentes caudales en comparación con el establecido en la fase de diseño que es de 243 L/s, y se conservaron las mismas RPM (1235 RPM).

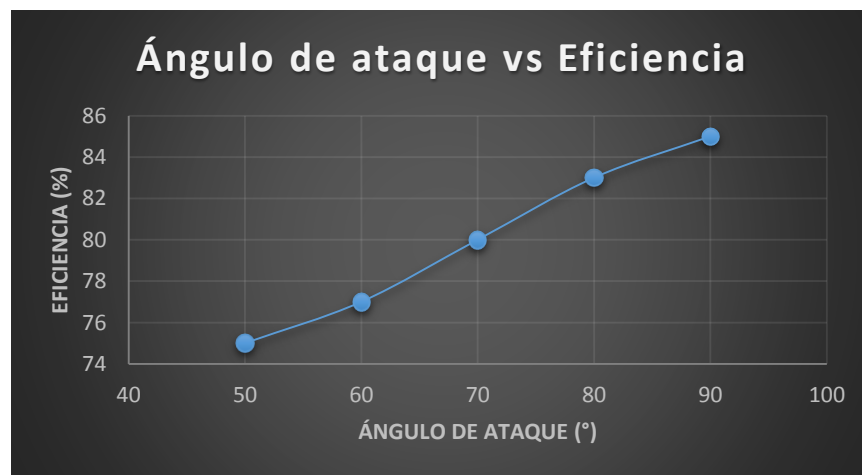
Figura 36. Rendimiento del sistema con diferentes caudales y la misma velocidad



Se Pudo concluir que para las condiciones de funcionamiento en las que se diseñó el sistema, se dieron muy buenos resultados, incluso mejores que los esperados, las condiciones fueron un caudal de 243 L/s, con 1235 RPM y 3 metros de cabeza neta, lo cual dio como resultado un torque de 91,2 N-m, equivalente a generar 7,5 kW de energía eléctrica, el rodete maneja una eficiencia de 91% y con un 64% de eficiencia total del sistema.

En la figura 37 se pueden apreciar los resultados de la eficiencia producida con el uso de un solo ángulo de ataque en el álabe del rodete en lugar de los 5 ángulos de ataque que se establecieron en la etapa de diseño, los cuales se pueden ver en el capítulo 6, sección 6.2 específicamente en la tabla 6, también se puede ver en el Anexo (B) un esquema sobre la distribución de los 5 ángulos de ataque sobre el álabe del rodete. También se aplican las variaciones del ángulo de ataque sobre el alabe del rodete establecidas en la tabla 19, es decir se usó un rango entre 50° y 90° variando de 10° en 10° para analizar el rendimiento del rodete aplicando estas variaciones y compararlo con el rendimiento del rodete obtenido con las condiciones de diseño establecidas en el presente proyecto.

Figura 37. Eficiencia producida con diferentes ángulos de ataque de los álabes del rodete

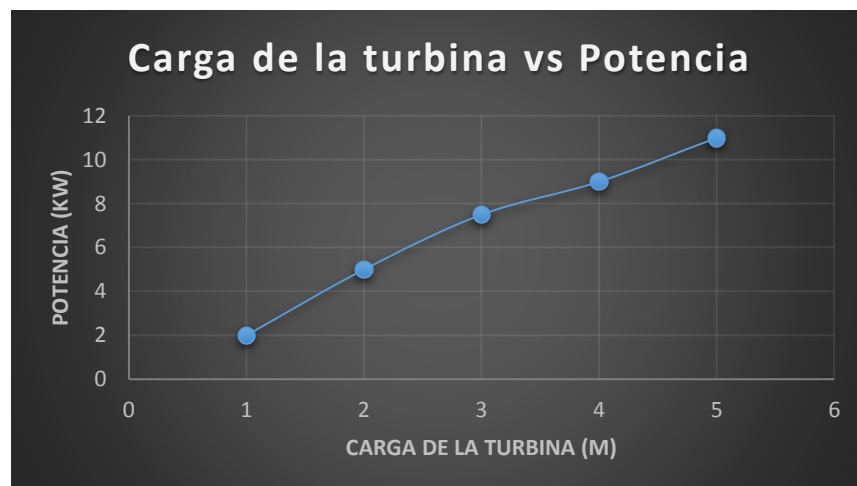


A partir de la figura 37 se pudo observar que para el mayor valor del ángulo de ataque en las variaciones establecidas en la tabla 19, es decir un ángulo de ataque de 90° en el álabe, se produce una eficiencia del 85% para el rodete, lo cual es un rendimiento menor que el obtenido con los 5 ángulos de ataque que es del 91% en el rodete, lo que se intentó en esta simulación fue reemplazar estos 5 ángulos de ataque por un solo ángulo a lo largo de todo el álabe, y se

aumentó su valor de 10° en 10° a partir de 50° , por lo que se pudo concluir que el uso de estas variaciones del ángulo de ataque se pueden aplicar mejor a geometrías de álabes de turbinas existentes que estén presentando fallas en su rendimiento luego de aplicarse las respectivas pruebas de campo, lo cual podría aplicarse al presente diseño en caso de que las pruebas de campo no muestren un buen rendimiento, pero no a partir de las pruebas por CFD porque se observa que el rendimiento no mejora con esas configuraciones.

Por último en la figura 38 se puede apreciar el rendimiento del sistema para diferentes cargas en la turbina, se tiene sobre el eje (X) la altura neta en la turbina y sobre el eje (Y) su respectiva potencia producida, los resultados mostraron un buen rendimiento del sistema para cargas mayores a la establecida en la etapa de diseño, es decir mayores a 3 metros, vemos que para 4 metros se produce una potencia de 9 kW y para 5 metros una potencia de 11 kW, en cambio para cargas menores a los 3 metros la potencia disminuye considerablemente pero no dejan de ser resultados favorables hasta los 2 metros de carga, es decir en 3 metros se produce una potencia de 7,5 kW y en 2 metros se producen 5 kW, la cual es la potencia que se esperaba producir en la etapa de diseño, es decir 5 kW, lo cual le da mayor validez y confianza al diseño presentado en este proyecto, y por último para cargas menores a 1 metro el rendimiento es bajo por lo que se aconseja evitar en la medida de lo posible esta condición de trabajo.

Figura 38. Rendimiento del sistema con diferentes cargas en la turbina



8 ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO DEL SISTEMA PICO-HYDRO

En el presente capítulo se desarrolló el objetivo específico número tres (3). La viabilidad es la medida del beneficio obtenido en un determinado lugar u organización gracias al desarrollo e implementación de un sistema que pueda solucionar un problema determinado que se esté presentando en dicho lugar. Para poder medir la viabilidad de un proyecto se necesita aplicar durante todo el desarrollo del mismo un análisis o estudio de viabilidad, el cual realiza una estimación de si las necesidades del usuario identificadas se pueden satisfacer utilizando los bienes que ofrece el proyecto. El estudio decidirá si el sistema propuesto será rentable desde el punto de vista de negocio y si se puede desarrollar dadas las limitaciones presupuestarias existentes. Luego de realizar el estudio de viabilidad, los resultados deberían servir para tomar la decisión de si se debe continuar o no con un análisis más detallado del proyecto¹²¹.

8.1 ESTUDIO TÉCNICO DEL SISTEMA

El estudio técnico del sistema realizado en el capítulo 7 se usó como guía para analizar la inversión que se debe hacer para la implementación de la mejor alternativa, los sistemas se diferenciaron en que un montaje se hizo incluyendo la cámara espiral y un distribuidor de entrada radial, y el otro montaje se hizo sin cámara espiral y con un distribuidor de entrada axial con respecto al eje de rotación de la turbina. A partir del sistema con mejor rendimiento se determinaron los componentes necesarios y la mano de obra para su implementación.

¹²¹ REVISTAS ELECTRÓNICAS. Estudio de Viabilidad. [En línea]. (Recuperado en 20 julio 2017). Disponible en: <http://revistaselectronicas.ujaen.es/index.php/pruebas/article/download/2/3>.

8.1.1 Montaje con distribuidor de entrada axial El montaje consta de la tubería forzada, la cual tendrá la longitud y el diámetro necesario para garantizar la carga de la turbina, el distribuidor de entrada axial con respecto al eje de rotación de la turbina de ocho (8) álabes y con las especificaciones planteadas en la sección 6.3, la turbina Kaplan de tres (3) álabes con las especificaciones planteadas en la sección 6.2 y manejando una eficiencia de 91%, el tubo difusor vertical con una altura de 1,3 metros con respecto a los 5 metros de carga total del sistema y garantizando la mayor recuperación de energía de presión, el motor que trabajará como generador, el cual será de 6 polos y con las especificaciones dadas en el catálogo de siemens de Colombia, el sistema de control que garantice el funcionamiento del sistema cuando sea necesario y que se suspenda cuando se indique, y por último los elementos necesarios para acoplar todos los componentes del sistema.

8.1.2 Montaje con distribuidor de entrada radial El montaje consta de la tubería forzada, la cual tendrá la longitud y el diámetro necesario para garantizar la carga de la turbina, el distribuidor de entrada radial con respecto al eje de rotación de la turbina de ocho (8) álabes y con las especificaciones establecidas en la sección 7.3.1, la turbina Kaplan de tres (3) álabes con las especificaciones planteadas en la sección 6.2 y manejando una eficiencia de 89%, el tubo difusor horizontal con una longitud de 1,2 metros y con una altura de 0,480 metros respecto a los 5 metros de carga total del sistema y garantizando la mayor recuperación de energía de presión, el motor que trabajará como generador, el cual será de 6 polos y con las especificaciones dadas en el catálogo de siemens de Colombia, el sistema de control que garantice el funcionamiento del sistema cuando sea necesario y que se suspenda cuando se indique, y por último los elementos necesarios para acoplar todos los componentes del sistema.

8.2 ANÁLISIS ECONÓMICO DEL SISTEMA

Para aplicar el análisis económico del sistema se define el precio que se paga actualmente por producir 1 kWh de energía eléctrica a una empresa en la ciudad de Bucaramanga que brinde este servicio en un sector donde el estrato que se maneje sea de nivel 1, que es el estrato considerado para las zonas rurales de una ciudad o en el campo, luego con este valor se estima el consumo mensual de energía eléctrica de los habitantes en dichas zonas, para poder calcular el precio que tienen que pagar a una empresa pública que ofrezca este servicio. Se procedió a calcular la inversión estimada para ejecutar este proyecto, esta se basó en la inversión que se hace en los proyectos de centrales hidroeléctricas de tamaños iguales o parecidos a la que se diseñó en este proyecto, y que han sido implementados por las empresas existentes en Colombia que se encargan de instalar estos sistemas, luego se determinó la producción de energía eléctrica del sistema para comprobar si puede suplir las demandas de energía de una zona rural donde se instale el proyecto. Con esto se determina si es viable o no en un futuro instalar una central hidroeléctrica con estas características, a las cuales se les determinó su rendimiento por medio de la simulación con la herramienta computacional ANSYS CFX.

8.2.1 Costos del servicio de energía eléctrica por la empresa ESSA en Bucaramanga A partir de las tarifas definidas para el mes de agosto de 2017 por la empresa ESSA de Bucaramanga¹²² para una zona que este clasificada como estrato 1, se tiene que el valor del kWh es de \$ 188,1111 (Ciento ochenta y ocho pesos colombianos aproximadamente), luego se logró conseguir una factura del servicio de energía eléctrica en una zona clasificada como estrato 1 y el lugar donde se realizó el consumo de energía eléctrica es una casa campestre, lo cual es adecuado para los intereses que se tienen en este proyecto, pues el sistema se plantea para implementarse en lugares como zonas

¹²² ESSA. Consultar Tarifas. Bucaramanga. [En línea]. (Recuperado en 30 agosto 2017). Disponible en: <http://www.essa.com.co/site/clientes/en-us/tarifas/consultartarifas.aspx>.

campestres o viviendas alejadas de la ciudad, se observó que el consumo de energía eléctrica durante un mes en esta vivienda fue de 83 kW, con lo cual se puede concluir que el valor total a pagar a la empresa prestadora del servicio de electricidad por el consumo mensual es de \$ 15.614 (Quince mil seiscientos catorce pesos colombianos aproximadamente).

8.2.2 Inversión total estimada para la fabricación del sistema pico-hydro¹²³

Luego de que se definió para el montaje con distribuidor de entrada axial, debido a que esta fue la mejor opción en cuanto a rendimiento se refiere, se pasó a estimar el gasto necesario para la fabricación de todos los componentes del sistema, para esto se tomaron referencias de varias tablas de costos de fabricación de cada componente que hay en proyectos existentes en Colombia donde se implementaron sistemas parecidos a la mejor alternativa del presente proyecto, así se logró establecer una tabla de costos estimados para la fabricación de los componentes del sistema.

También se tomó referencia de fabricantes y empresas encargadas de la construcción y el montaje de centrales hidroeléctricas a nivel mundial para conocer el costo de implementar completamente un sistema pico-hydro, para luego compararlos entre sí y determinar cuál es más económico, los costos de cada componente del sistema se pueden apreciar en la tabla 22, los costos de proyectos de montaje de sistemas pico-hydro a nivel internacional en la tabla 23.

¹²³ AVILA REITA, Walter. Op cit., p 1 – 83.

Tabla 22. Costos de cada componente del sistema pico-hydro

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR
1	Micro Turbina	1	\$ 4'000.000
2	Generador Trifásico	1	\$ 3'855.000
3	Tablero de Accesorios	1	\$ 1'200.000
4	Casa de Máquinas	1	\$ 600.000
5	Tubería con Accesorios	Global	\$ 500.000
6	Obra Civil	Global	\$ 1'300.000
7	Compuerta Reguladora	1	\$ 1'500.000
-	Total	-	\$ 12'955.000

Ahora se comparó el costo del sistema pico-hydro con la inversión que se realizó en montajes parecidos a nivel internacional, para justificar la implementación de la alternativa diseñada en el presente proyecto, fabricando todas sus partes localmente y evitarse gastos en importación de partes provenientes de otros países.

Tabla 23. Inversión de diferentes proyectos a nivel internacional

PROYECTO	POTENCIA	PAÍS	INVERSIÓN
MCH	5 kW	Colombia	\$ 13'200.000
3HC Centrales Hidroeléctricas	0,5 kW	Perú	\$ 3'917.852
3HC Centrales Hidroeléctricas	1 kW	Perú	\$ 6'087.476
PCH Latacunga	1 kW	Ecuador	\$ 3'366.451

Luego de comparar la inversión que se estima para la implementación del sistema pico-hydro en el presente proyecto con las inversiones realizadas en otros proyectos a nivel internacional, se observó que el presente proyecto es más económico que los demás, con un ahorro de aproximadamente \$ 245.000 (DOSCIENTOS CUARENTA Y CINCO MIL) pesos colombianos con respecto al sistema MCH de la tabla 23, lo cual hace de este proyecto una buena propuesta para suplir la demanda de energía eléctrica en zonas rurales en Colombia que no se puedan abastecer con las redes de suministro. A la inversión total del sistema faltaría agregar el costo de la mano de obra del o de los ingenieros que

participen en el desarrollo del proyecto, los costos de puesta en marcha y mantenimiento del sistema los cuales se estima que son aproximadamente \$ 2'500.000 (DOS MILLONES QUINIENTOS MIL PESOS COLOMBIANOS), lo cual aumentaría un poco la inversión total.

Según datos estadísticos¹²⁴, el costo para producir 1 kW con una pico central hidroeléctrica con capacidad entre 2 y 5 kW, es de \$ 2'902.113 (DOS MILLONES NOVECIENTOS DOS MIL CIENTO TRECE PESOS COLOMBIANOS), y se estima una vida útil de los equipos usados en la pico central de 30 (TREINTA) años, lo cual puede ayudar a garantizar una excelente propuesta como solución para los problemas en las zonas rurales que no cuentan con servicio de electricidad, esta contaría con un largo tiempo de vida útil y les daría confianza a las comunidades que habiten en estas zonas, de que van a poder contar con el servicio de electricidad que les brinde la central por un extenso periodo.

¹²⁴ TORRES QUINTERO, Ernesto. Investigación en pequeñas centrales en Colombia. [En línea]. Colombia; Grupo de Investigación tecnoambiental. 2010. (Recuperado en 15 septiembre 2017). Disponible en: <http://www.unilibre.edu.co/revistaingeniolibre/revista-12/ar9.pdf>.

9. CONCLUSIONES

La información sobre el diseño de componentes del sistema como lo son el tubo de aspiración y el distribuidor de álabes fijos está en constante cambio, estos dependen en gran medida del diseño de la turbina, por lo tanto la geometría de estos componentes se pueden determinar a partir de los cálculos aplicados en el rodete con el fin de definir el mejor rendimiento posible del sistema.

El estado del arte sobre sistemas pico-hydro a nivel mundial indica que la eficiencia total de dichos sistemas esta entre el 55% y el 60%, por lo general se usan turbinas tipo Kaplan por sus buenas características para trabajar con pequeños saltos y grandes velocidades, el rendimiento de los rodetes tipo Kaplan aumenta con velocidades entre 700 y 1300 RPM, en un rango de caudales entre (170 – 250) L/s ya presentan buenos rendimientos, para caudales mayores a este rango en ocasiones disminuye el rendimiento, por último a partir de saltos netos de 3 metros el sistema mejora su rendimiento notablemente produciendo entre (4,5 – 5) kW de potencia.

La metodología utilizada en este proyecto para el diseño de los álabes de la turbina, la cual consiste en dividir en 5 secciones iguales el álabe y realizar los cálculos para cada sección, lo cual genera 5 ángulos de ataque diferentes, uno para cada sección, proporciona un aumento en la eficiencia de la turbina con respecto a la metodología de un solo ángulo de ataque, pues el álabe presenta un mejor comportamiento al entrar en contacto con el agua generando un torque mayor que los valores esperados en la etapa de diseño.

El entorno de trabajo del software ANSYS CFX brinda muchas opciones para asemejar el funcionamiento de una turbomáquina, también se pudo apreciar que el tipo de mallado que se use para cada componente influye mucho en los resultados, para este proyecto se usaron mallas de tipo tetraédricos y

hexaédricos del orden de 15 millones de elementos para el rodete y 2,7 millones de elementos para el distribuidor axial, lo cual arrojó muy buenos resultados. Se aplicaron las ecuaciones de continuidad, conservación del momento y energía para la simulación del sistema, y el modelo de turbulencia usado fue el k- ϵ (k- ϵ), pues arrojo mejores resultados que el modelo de turbulencia SST.

Para las superficies de contacto entre dominios rotativos y estacionarios se utilizó el modelo de rotor congelado por recomendaciones del manual de ANSYS y por los resultados que se obtuvieron en artículos relacionados con la simulación de centrales hidroeléctricas, éste método ayudó a poder lograr la correcta simulación del sistema con mucha semejanza a la realidad del fenómeno físico, por último la conservación del flujo másico en las superficies de contacto garantizaba la continuidad en la simulación del sistema.

Los resultados arrojados para el rendimiento de la turbina fueron muy positivos pues se obtuvo una eficiencia del rodete de 91%, con una potencia generada de 7,5 kW, un valor mayor que la potencia definida en la fase de diseño que era de 5 kW con las mejores condiciones de trabajo para la turbina, con lo cual el sistema gana una gran viabilidad técnica si se piensa implementar en alguna zona rural del país debido a su buen rendimiento.

Con respecto a la viabilidad económica del sistema, se puede decir que con los costos estimados en este proyecto, que le dan una inversión total de \$ 15'500.000 (QUINCE MILLONES QUINIENTOS MIL PESOS COLOMBIANOS), este sistema es una alternativa económica para implementarse por medio de una entidad del estado en una zona rural, aunque a la hora de desarrollar un proyecto en que se ejecute la instalación del sistema se espera que los costos varíen un poco.

10. RECOMENDACIONES

La simulación del comportamiento de un fluido a través de una determinada máquina o turbomáquina con la herramienta CFD puede arrojar diversidad de resultados, estos dependen de las condiciones de funcionamiento que se establecieron previamente y de la calidad del mallado que se le aplique al conjunto de componentes que conforman el sistema, entre más fino sea el mallado más exactitud tendrán los resultados de la simulación, pero para poder aplicar un mallado fino y ejecutar la simulación se necesita un computador con mucha memoria RAM, se habla de entre 40 y 60 GB de memoria RAM, y un muy buen procesador, pues la cantidad de elementos que se generan con un mallado fino exige mucha capacidad para poder solucionarse, esto podría reducirse un poco si se lleva a cabo la simulación de una parte del sistema, por ejemplo simular el pasaje del fluido sobre un solo álabe de la turbina con la cantidad de álabes del distribuidor que abarque el pasaje del álabe del rotor y el espacio que ocupe en el tubo de aspiración, con esto se puede aplicar un mallado fino pero con menos elementos que cuando se simula el sistema completo, se recomienda analizar estos resultados y compararlos con los que da la simulación de un mallado con menos elementos, que según experiencias de la simulación de proyectos parecidos realizados alrededor del mundo los resultados son buenos y aceptables para determinar el comportamiento de la central hidroeléctrica.

En vista de los resultados que se obtuvieron con la simulación del sistema pico-hydro diseñado en este proyecto determinaron un rendimiento de la turbina mejor que el esperado para los requerimientos de diseño establecidos, y también de la viabilidad económica del proyecto, se puede tomar la iniciativa de llevar a cabo el diseño del prototipo de la turbina con las mejores características de funcionamiento y realizar pruebas de campo para determinar el rendimiento real del sistema y dar así validez a la simulación realizada en este proyecto mediante el software ANSYS CFX.

A manera de investigación se recomienda enfatizarse en cada componente del sistema pico-hydro por separado con el fin de encontrar una metodología para realizar un diseño óptimo de cada elemento, pues en la teoría se puede apreciar que para los diseños del distribuidor y el tubo de aspiración se han usado métodos experimentales sobre diseños ya utilizados con el fin de variar su geometría, con el fin de encontrar las condiciones con mejor rendimiento y establecer parámetros generales que puedan servir para cualquier otro diseño de alguno de estos componentes.

BIBLIOGRAFÍA

A.S. BAHR, Ennl, et al. Optimización de una pequeña turbina axial de aire usando ANSYS CFX. Universidad de Birmingham. Escuela de Ingeniería Mecánica. Junio, 2015, vol 3. p. 1 – 4. ISSN 2320-2092.

ANSYS. ANSYS CFX. [En línea]. (Recuperado en 11 julio 2017). Disponible en: <http://www.ansys.com/Products/Fluids/ANSYS-CFX>.

ÁREA TECNOLÓGICA. Turbinas hidráulicas. [En línea]. (Recuperado en 02 diciembre 2016). Disponible en: <http://www.areatecnologia.com/mecanismos/turbinas-hidraulicas.html>.

ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE LA INDUSTRIA UNESA, Central hidroeléctrica. España. [En línea]. (Recuperado en 18 junio 2017). Disponible en: <http://www.unesa.es/sector-electrico/funcionamiento-de-las-centrales-electricas/1347-central-hidroelectrica>.

ÁVILA REITA, Walter y LOPEZ, Anderson. Selección y adecuación de un sistema hídrico para el aprovechamiento energético de zonas no interconectadas - ZNI con caudales y necesidades energéticas bajas. Proyecto de grado para optar al título de Ingenieros Electricistas. Bogotá D.C: Universidad de la Salle. Facultad de Ingeniería. 2016. p. 12-13.

BARGLAZAN, Micea; BORDEASU, Llare. Contribución para el diseño de tubos de aspiración para turbinas hidráulicas. [En línea]. Universidad Politécnica de Timisoara. (Recuperado en 11 mayo 2017). Disponible en: <http://hidraulica.fluidas.ro/2014/nr2/32-38.pdf>. 7P.

BUSEA, Corina y JIANU, Sigrid. Optimización de los álabes del rodete de una turbina hidráulica axial usando técnicas de simulación hidrodinámica. Universidad Politécnica de Timisoara. 2014, no 2. p. 1 – 7.

CÁCERES LUQUE, Sergio Alfonso. Estudio y modelamiento de una turbina eólica de eje vertical de pequeña escala. Santiago: Universidad de Chile. Facultad de ciencias físicas y matemáticas. Departamento de ingeniería mecánica. 2014. 95P.

CARACOL RADIO. En Colombia 1.209.000 personas no tienen servicio de energía eléctrica. [En línea]. Bogotá D.C. 2005. (Recuperado en 01 diciembre 2016). Disponible en:
http://caracol.com.co/radio/2005/07/24/nacional/1122230580_189306.html.

CARNICERO A. Introducción al método de los elementos finitos. [En línea]. (Recuperado en 04 julio 2017). Disponible en:
https://www.iit.comillas.edu/carnicero/Resistencia/Introduccion_al_MEF.pdf.
25P.

CCPEMS. Crisis de las fuentes de energía. [En línea]. (Recuperado en 01 diciembre 2016). Disponible en:
http://www.ccpems.exactas.uba.ar/CDs/CDEnergia/I/contents/energia/crisis_energetica/crisis_fuentes/crisis_fuentes_home_interior.htm.

CHICA ARRIETA, Edwin; AGUDELO FLOREZ, Sergio y SIERRA, Natalia. Aplicación de CFD para el diseño del rodete de una turbina tipo hélice para pequeñas centrales hidroeléctricas. Medellín: Universidad de Antioquia. Revista Facultad de ingeniería. 2013. no. 69., p. 181-192.

CLEMENT, Antonio; BRUNIA, Anne y AVEN, Heine. Estudio para el desarrollo y fabricación de generadores de baja revolución para aplicación hidráulica desarrollado y patentado por Antonio Clement. Alianza de energía y ambiente de Centroamérica. Julio, 2011. 88P.

COTELA, N, et al. Diseño y construcción de una micro turbina hidráulica de 1kW. Argentina: Universidad Nacional de Río Cuarto. Facultad de Ingeniería, 2002, 5P.

ECOINVENTOS. Pico-Hydro. Hidroeléctrica casera para generar electricidad. [En línea]. Octubre. 2011. (Recuperado en 02 diciembre 2016). Disponible en: <http://ecoinventos.com/pico-hydro-hidroelectrica-casera-para-generar-electricidad/>.

EL HERALDO. Crisis energética en Colombia es por falta de planeación. [En línea]. Barranquilla: Universidad del Norte. 2016. (Recuperado en 01 diciembre 2016). Disponible en: <http://www.elheraldo.co/economia/crisis-energetica-en-colombia-es-por-falta-de-planeacion-249806>.

EL TIEMPO. El país empieza a pensar en las energías alternativas. [En línea]. Mayo. 2016. (Recuperado en 02 diciembre 2016). Disponible en: <http://www.eltiempo.com/estilo-de-vida/ciencia/colombia-piensa-en-las-energias-alternativas/16586596>.

ENDESA EDUCA. Centrales hidroeléctricas. España, 2014. [En línea]. (Recuperado en 18 junio 2017). Disponible en: http://www.endesaeduca.com/Endesa_educa/recursos-interactivos/produccion-de-electricidad/xi.-las-centrales-hidroelectricas.

ENERGÍA CASERA. Archivo para la categoría Pico-Hidro energía. [En línea]. Agosto. 2010. (Recuperado en 02 diciembre 2016). Disponible en: <https://energiacasera.wordpress.com/category/microhidroenergia/pico-hidro-energia/>.

ENERGIAS RENOVABLES MARINAS. Nueva tecnología para explotar la energía fluvial. [En línea]. (Recuperado en 01 diciembre 2016). Disponible en: <http://www.energias-renovables-marinas.com/articulos/nueva-tecnologia-para-explotar-la-energia-fluvial-1206544>.

ENVIRONMENTAL PROTECTION. La problemática de las energías no renovables. [En línea]. (Recuperado en 02 diciembre 2016). Disponible en: http://iesmediterraneogeografia3b.blogspot.com.co/p/blog-page_17.html.

ESMAP. Evaluación técnica y económica de las tecnologías de redes, mini redes y fuera de las redes de electricidad. Artículo Técnico 121/07. [En línea]. El Banco Mundial. Washington DC. Diciembre 2007. (Recuperado en 2 febrero 2017). Disponible en: <http://siteresources.worldbank.org/INTENERGY/Resources/MiniGridElectrificationTechnicalReport61207.pdf>.

ESPINOZA. C y NIÑO Y. Método de volúmenes finitos. [En línea]. (Recuperado en 04 julio 2017). Disponible en: <http://materias.fi.uba.ar/7538/material/Otros/Espinoza&Ni%F1o-Metodo%20de%20los%20Volumenes%20Finitos.pdf>. 4P.

ESSA. Consultar Tarifas. Bucaramanga. [En línea]. (Recuperado en 30 agosto 2017). Disponible en: <http://www.essa.com.co/site/clientes/en-us/tarifas/consultartarifas.aspx>.

FERNÁNDEZ DÍEZ, Pedro. Turbinas hidráulicas. [En línea]. España: Universidad de Cantabria. Departamento de ingeniería eléctrica y energética. (Recuperado en 3 marzo 2017). Disponible en: http://www.ing.una.py/pdf_material_apoyo/turbinas-hidraulicas.pdf.

FLUIDOS EIA. Turbinas hidráulicas. [En línea]. En proceso de elaboración. (Recuperado en 02 diciembre 2016). Disponible en: <http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/maquinashidraulicas/turbinashidraulicas/turbinashidraulicas.html>.

INGENIPRA. Dimensionamiento de turbinas hidráulicas. [En línea]. Agosto, 2012. (Recuperado en 03 diciembre 2016). Disponible en: <http://ingenipra.blogspot.com.co/2012/08/dimensionamiento-de-turbinas-hidraulicas.html>.

JOST, Dragica; SKERLAVAJ, Aljaz y LIPEJ, Andrej. Predicción de la eficiencia de una turbina Kaplan con modelos de turbulencia avanzados. Eslovenia: Facultad de ingeniería mecánica. Diciembre, 2013. 11P.

KHALIFA HAMID, Diaelhag Aisa. Simulación de una turbine de flujo axial con CFD. Sudan: Universidad de Khartoum. Facultad de ingeniería. Departamento de ingeniería mecánica. Marzo 2008. 80P.

LANDA, Freddy y LLANGANATE, Luis. Diseño y construcción de una pico central hidroeléctrica utilizando una turbina Michell Banki para la generación de energía eléctrica en el sector de Las Carmelitas del Cantón Tena. Proyecto para la obtención del título de ingeniero de ejecución en electromecánica. Ecuador: Escuela Politécnica del Ejército. Sede Latacunga. 2009. 151P.

MARCHEGANI, Ariel. Turbinas Pelton. Argentina: Universidad Nacional de Comahue. Facultad de Ingeniería. Departamento de mecánica aplicada. Laboratorio de máquinas hidráulicas. Septiembre, 2004. 21P.

MARKOV, Zoran, et al. Co-Simulación y análisis hidráulico y estructural del rodete de una turbina durante su operación. Macedonia: Facultad de ingeniería técnica. Simposio Internacional Energético 2006. Libro 1. p. 469 – 478.

MATAIX, Claudio. Turbomáquinas hidráulicas: Turbinas en: Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. Madrid, España: Tercera Edición. Editorial ICAI. p 460.

MEMBERS. Generalidades de las turbinas Pelton. [En línea]. (Recuperado en 02 diciembre 2016). Disponible en:
http://members.tripod.com/mqhd_ita.mx/u3.htm.

MITIKU, Yohannis; RAMAYYA, Ventaka y SHUNKI, Getachew. Simulación y Optimización del rodete de una turbine de flujo axial con un salto pequeño mediante CFD. Etiopía: Universidad de Jimma. Instituto de tecnología de Jimma. Escuela de ingeniería mecánica. Diciembre, 2015. 9P.

NOVKOVIC, Dorde, et al. Simulación del flujo en una pequeña turbina de bulbo usando dos ecuaciones de modelos de turbulencia. Universidad de Belgrado. Facultad de ingeniería mecánica. Agosto, 2013. 10P.

PEREZ PANTOJA, Piero. Grupo de Generación con turbina Kaplan Tubular. Perú: Pontificia Universidad Católica del Perú. 2007. 167P.

PFLEIDERER, Carl. Bombas Centrífugas y Turbocompresores. Barcelona, España. Cuarta Edición. Editorial Labor S, A. 1960. P 321.

POLO ENCINAS, Manuel. Turbinas hidráulicas de reacción de flujo radial. Turbina Francis en: Turbomáquinas hidráulicas. México: Tercera Edición. Editorial Limusa. 1975. p. 122.

RIVETTI, Arturo, et al. Modelación en CFD de una turbina Kaplan y comparación con resultados experimentales. Argentina: Universidad Nacional de La Plata. Facultad de Ingeniería. Laboratorio de Hidromecánica. 9P.

SIMPSON, Robert. Simulación CFD lleva Energía Eléctrica a las zonas rurales. Nottingham. Ansys Solution. 2006. Vol.7. Issue 4. p. 20-22.

SISA AMAGUAYA, Edison Fabian y VILLARROEL HERRERA, Wilmer Mauricio. Diseño e instalación de una pico central hidroeléctrica en la hacienda la Isabela. Tesis de grado para el título de ingeniero mecánico. Ecuador, Riobamba: Escuela superior politécnica de Chimborazo. Facultad de mecánica. Escuela de ingeniería mecánica. 2009. 199P.

SUESCÚN MONSALVE, Ismael. La tubería de presión. Centrales hidroeléctricas. [En línea]. Medellín: Universidad de Antioquia. (Recuperado en 11 julio 2017). Disponible en: <http://jaibana.udea.edu.co/grupos/centrales/files/capitulo%203.pdf>. 7P.

TECHTARGET. Dinámica de fluidos computacional (CFD). [En línea]. (Recuperado en 03 julio 2017). Disponible en: <http://whatis.techtarget.com/definition/computational-fluid-dynamics-CFD>.

TORRES QUINTERO, Ernesto. Investigación en pequeñas centrales en Colombia. [En línea]. Colombia; Grupo de Investigación tecnoambiental. 2010. (Recuperado en 15 septiembre 2017). Disponible en: <http://www.unilibre.edu.co/revistaingeniolibre/revista-12/ar9.pdf>.

UAM. Método de diferencias finitas. [En línea]. (Recuperado en 04 julio 2017). Disponible en: https://www.uam.es/personal_pdi/ciencias/carlosp/html/pid/DiferenciasFinitas.html.

VARGAS, Julio. Estudio teórico-experimental de un ventilador centrifugo de álabes rectos radiales de laboratorio de energía PUCP. Tesis para optar al título de Ingeniero Mecánico. Perú: Pontificia Universidad Católica del Perú. Facultad de ciencias e ingeniería. 2013. 102P.

YEPES, Víctor. Partes principales de una turbina Francis. [En línea]. Universidad politécnica de valencia. 2017. (Recuperado en 02. Diciembre 2016). Disponible en: <http://victoryepes.blogs.upv.es/2017/01/16/turbina-francis/>.