



**Institución Universitaria**

**DESARROLLO DE UN MÉTODO DE DISEÑO Y ANÁLISIS  
POR SIMULACIÓN NUMÉRICA DE LAS TURBINAS DE  
ACCIÓN DE FLUJO CRUZADO PARA PICO CENTRALES  
HIDROELÉCTRICAS**

**MARIO CARDONA VALENCIA**

**INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO  
FACULTAD DE INGENIERÍAS  
MEDELLÍN, COLOMBIA**

**2016**



**DESARROLLO DE UN MÉTODO DE DISEÑO Y ANÁLISIS  
POR SIMULACIÓN NUMÉRICA DE LAS TURBINAS DE  
ACCIÓN DE FLUJO CRUZADO PARA PICO CENTRALES  
HIDROELÉCTRICAS**

**MARIO CARDONA VALENCIA**

Tesis de investigación presentada como requisito parcial para optar al título de:

**Magister en Gestión Energética Industrial**

Director:

Msc. Diego Hincapié Zuluaga

GRUPO DE INVESTIGACIÓN EN MATERIALES AVANZADOS Y ENERGÍA

Instituto Tecnológico Metropolitano

Facultad de Ingenierías

Medellín, Colombia

2016



*A Dios, mi constante apoyo espiritual*

*A mi madre Ana Helena*

*A mi esposa Rubiela*

*A mi hija Isabel Cristina*

*Por su paciencia y apoyo incondicional*

*Lo más gratificante de alcanzar una meta, no es sólo el momento del triunfo, es mirar atrás y recordar cada uno de los pasos que se dieron para lograrlo. Entonces sí poder deleitarse en su propia obra.*



# Agradecimientos

El autor expresa sus agradecimientos a:

Msc. Diego Hincapié Zuluaga por su invaluable colaboración en la tutoría para la elaboración de este proyecto.

El Instituto Tecnológico Metropolitano y su grupo de investigación en Materiales Avanzados y Energía MATYER, en la línea de Computación Avanzada y Diseño Digital por poner sus recursos a disposición para llevar a cabo este proyecto.

Msc. Carlos Alberto Acevedo Álvarez por incentivar me a realizar este estudio de maestría y su continuo apoyo durante la realización del mismo.

A los docentes de la Maestría en Gestión Energética Industrial MGEI por los valiosos conocimientos aportados durante este estudio.

Gracias a todas las personas que colaboraron de una u otra forma en la realización de este proyecto.



## Resumen

En este trabajo se presenta una revisión y análisis del estado del arte sobre el desarrollo y evolución histórica de la turbina de flujo cruzado (TFC), los estudios que se han hecho en Colombia, descripción física, funcionamiento, las ventajas con relación a las otras turbinas de acción, las facilidades constructivas y su potencial aplicación para la generación de energía eléctrica a pequeña escala, en proyectos que no superen una potencia de 10 Kw, que a pesar de parecer muy pequeños, pueden solucionar en gran parte las necesidades de energía eléctrica en zonas no interconectadas que carecen de este recurso pero disponen de una fuente hídrica que se puede aprovechar con este tipo de turbina. Se desarrolló un método de diseño, con el cual partiendo de las condiciones del recurso: caudal y altura neta, hace posible el cálculo y dimensionado de todas sus partes y se muestra la utilidad de un software de simulación para predecir el comportamiento de las principales variables, logrando determinar los rangos de utilización y las condiciones de máxima eficiencia.

**Palabras claves:** Turbomáquinas, Turbina hidráulica, mecánica de fluidos, turbina de flujo cruzado, Michell - Banki.

## **Abstract**

This paper reviews and analyzes the state of the art development and historical evolution of the hydraulic turbine is presented Michell – Banki. studies that have been done in Colombia, physical description, operation, advantages with respect to other impulse turbines, building facilities, and its potential application to generate electricity on a small scale projects that do not exceed a power of 10 kW, that although seem very small, can overcome some of the needs of electricity in areas not connected lacking this resource but have a water source which can be used with this type of turbine. A design method was developed, with which based on resource conditions: flow and net height, enables the calculation and dimensioning of all parts, and usefulness of simulation software shown to predict the behavior of the main variables, achieving determine the ranges of use and conditions for maximum efficiency.

**Keywords:** Turbomachinery, Turbine hydraulics, fluid mechanics, cross flow turbine, Michell - Banki

<b>Contenido</b>	<b>Pág.</b>
Resumen .....	V
Abstract .....	VI
Contenido .....	VII
Lista de figuras .....	X
Lista de tablas .....	XIII
Lista de símbolos y abreviaturas .....	XV
Introducción.....	1
1 Capítulo.....	3
1.1 Antecedentes .....	3
1.2 Justificación .....	4
1.3 Descripción del problema .....	4
1.4 Síntesis del problema .....	7
1.5 Hipótesis.....	7
1.6 Objetivos .....	7
1.6.1 Objetivo general.....	7
1.6.2 Objetivos específicos .....	8
2 Capítulo.....	9
2.1 Marco teórico .....	9
2.1.1 Clasificación de las Centrales y Turbinas Hidráulicas. ....	9
2.1.2 Ventajas de las centrales y picocentrales hidráulicas (potencias > 10 kw) .....	11
2.1.3 Inconvenientes de las centrales hidráulicas convencionales. (Potencias > 10 KW)	12

2.1.4	Impacto medioambiental de las pequeñas centrales hidráulicas. (Potencias < 10 Kw)	12
2.1.5	Selección de turbinas hidráulicas. (Suescun, I. 2008)	13
2.1.6	Generalidades de la turbina de flujo cruzado	19
2.1.7	Componentes Principales de la TFC	21
2.1.8	Funcionamiento de la TFC.	23
2.2	Estado del arte	24
2.2.1	Evolución de la turbina Michell-Banki	24
2.2.2	Estudios experimentales de la TFC.	26
2.2.3	Aplicaciones de simulación numérica a turbinas hidráulicas.	31
2.2.4	Actividad investigativa en torno a la turbina Banki en Colombia. (Gómez, et al., 2008).	41
3	CAPÍTULO	43
3.1	Parámetros de diseño.	43
3.2	Diagramas de velocidad.	49
3.3	Geometría del inyector.	52
3.4	Geometría del rodete.	57
3.4.1	Número de álabes.	58
3.4.2	Selección del espesor de los álabes del rotor.	59
3.4.3	Determinación de la geometría del álabe.	60
3.5	Geometría de la carcasa	62
3.6	Ejemplo de diseño.	63
3.7	Influencia de los parámetros de diseño en la eficiencia de la TFC.	68
3.7.1	Número de álabes	69
3.7.2	Ángulo de ataque a la entrada de la primera etapa.	70
3.7.3	Relación de diámetros del rodete ( $D_2/D_1$ )	72
3.7.4	Relación de aspecto del rodete ( $B/D_1$ ).	72
3.7.5	Difusión del flujo de corriente ( $B/W$ )	74

3.7.6	Eficiencia .....	74
4	Capítulo .....	77
4.1	Estandarización de las TFC.....	77
4.2	Selección y reubicación .....	81
5	Capítulo .....	85
5.1	Modelo utilizado y ecuaciones fundamentales .....	85
5.2	Generación de la geometría.....	87
5.3	Discretización.....	88
5.4	Análisis de malla.....	90
5.4.1	Propiedades de la malla .....	90
5.4.2	Análisis de la calidad de la malla .....	93
5.5	Definición de las condiciones de frontera.....	97
5.5.1	Inyector.....	98
5.5.2	Anillo.....	99
5.5.3	Rotor.....	99
5.5.4	Carcasa.....	100
5.6	Resultados simulación.....	101
6	Optimización del modelo .....	105
6.1	Selección del parámetro a optimizar .....	105
6.2	Resumen de la metodología de diseño de la TFC .....	110
	Conclusiones .....	115
	Bibliografía.....	117
	Anexo .....	122

## Lista de figuras

	<b>Pág.</b>
Figura 1. Tipos de turbinas hidráulicas .....	10
Figura 2. Ábaco para la selección de turbinas. ....	14
Figura 3. Zonas de utilización de turbinas hidráulicas.....	15
Figura 4. . Zonas de utilización de turbinas hidráulicas.....	16
Figura 5. Rango típico de aplicación de turbinas hidráulicas, complementada con tres pico hidro-turbinas de baja cabeza disponibles en el mercado: a. Nepal Hydro and Electric Ltd. eléctrico PT1-Mk2, b. ECO-Axial ZD c. Powerpal MHG-1000LH.....	17
Figura 6. Costos previstos para la electricidad fuera de la red. Datos del Banco Mundial.....	19
Figura 7. Turbina de flujo cruzado de bajo costo en India. Esta máquina de 5 KW, diseñada y difundida por IT Power en el Reino Unido, es usada para trillar arroz y generación de electricidad. ....	21
Figura 8. Esquema del corte longitudinal de una TFC.....	22
Figura 9. Perspectiva en explosión de una TFC.....	24
Figura 10. Turbina Poncelet. Tomada de <a href="http://sleekfreak.ath.cx">http://sleekfreak.ath.cx</a> .....	25
Figura 11. Vista esquemática de la turbina de flujo cruzado probada. ....	32
Figura 12. Campo de velocidades en el inyector de una turbina de flujo cruzado.....	32
Figura 13. Vista parcial de los vectores de velocidad en la sección superior del rodete. ....	34
Figura 14. Montaje para la medición de velocidad con LDA. ....	34
Figura 15. Fracción de volumen en el tanque de olas que muestra la superficie libre y la ola estacionaria. ....	35
Figura 16. Vectores de velocidad en las zonas analizadas usando boquilla recta (a) y vectores de velocidad en la boquilla con pared en espiral (b).....	36
Figura 17. Vistas en 3D de los dominios numéricos I y II.....	37
Figura 18. Modelo utilizado en la simulación.....	38
Figura 19. Curvas características variando cabeza vs caudal y rendimiento de la turbomáquina.Referencia: Fecarotta et al., 2012.....	39
Figura 20. Malla de los dominios físicos para la simulación con un rodete de 35 álabes.....	40
Figura 21. Modelo de turbina de flujo cruzado.....	41

Figura 22. Selección del tipo de turbina. ....	45
Figura 23. Zonas de utilización de turbinas hidráulicas para un fabricante Checo.....	46
Figura 24. Diagramas de velocidad en el rodete Michell-Banki.....	50
Figura 25. Perfiles de inyectores para TFC.....	53
Figura 26. Geometría de un inyector con álabe directriz. ....	55
Figura 27. Diseño del inyector y álabe regulador para un rotor de radio R según U. N. L. P. ....	56
Figura 28. Sección transversal de un álabe del rotor. ....	59
Figura 29. Ángulos característicos del álabe de la turbina Michell-Banki. ....	62
Figura 30. Arco de trabajo de un rodete Michell-Banki con arco de admisión 1/3. ....	63
Figura 31. Geometría del rodete para determinar el número de álabes.....	73
Figura 32. Combinaciones de salto y caudal en las que puede operar una turbina. ....	78
Figura 33. Gráfica de $Q/H = \text{cte}$ .....	80
Figura 34. Diagrama para seleccionar las TFC estandarizadas.....	81
Figura 35. Partes de una TFC. a) Inyector b) Rodete c) Carcasa.....	88
Figura 36. Ensamble de la TFC con rodete de 24 álabes, usada en la simulación.....	88
Figura 37. Volúmenes de fluido empleados para el análisis hidrodinámico.....	89
Figura 38. Discretización de los volúmenes de fluido. ....	90
Figura 39. Calidad del elemento .....	92
Figura 40. Relación de aspecto .....	92
Figura 41. Oblicuidad .....	92
Figura 42. Triángulos y cuadriláteros ideales y oblicuos.....	93
Figura 43. Gráficas de monitoreo del torque de salida Vs el número de interacciones para diferente número de elementos de malla: A) 149490, B) 260810, C) 294110, D) 509430, E) 849330, F) 1364700, G) 1993100, H) 2496800 .....	96
Figura 44. Monitoreo del torque de salida durante la simulación vs el número de interacciones. ....	97
Figura 45. Condiciones de frontera inyector. a) Entrada (Inlet) b) Paredes (Walls) c) Interfaz con anillo (Interface).....	98
Figura 46. Condiciones de frontera anillo. a) Paredes (Walls) b) Interfaz con inyector, rotor y carcasa (Interface).....	99
Figura 47. Condiciones de frontera rotor. a) Paredes (Walls) b) Interfaz con anillo (Interface) .....	100
Figura 48. Condiciones de frontera carcasa. a) Interfaz con anillo (Interface) b) Paredes (Walls) c) Apertura (Opening).....	101
Figura 49. Distribución y velocidad del agua en los dominios con rotor estático. a) Fracción de volumen agua/aire b) Líneas de corriente de agua.....	102

Figura 50. Distribución y velocidad del agua en los dominios con rotor girando a 400 rpm. a) Fracción de volumen agua/aire b) Líneas de corriente de agua.....	103
Figura 51. Torque obtenido con la simulación con rodete de 24 álabes .....	104
Figura 52. Ensamble de la TFC con rodete de 16 álabes .....	106
Figura 53. Contornos de fracción volumétrica y velocidad del fluido en su recorrido a través de la turbina con rotor de 16 álabes girando a 400 rpm. ....	106
Figura 54. Torque de salida para rodetes de 16, 20, 23, 25 28 y 32 álabes, obtenidos en la simulación. .	107
Figura 55. Resumen de torques obtenidos vs número de álabes del rodete .....	108
Figura 56. Desviación estándar del torque de salida vs el número de álabes del rodete.....	109
Figura 57. Eficiencia VS Números de álabes del rodete.....	110

## Lista de tablas

Pág.

Tabla 1. Estimación de viviendas sin servicio a nivel urbano, rural y nacional.....	6
Tabla 2. Clasificación de las centrales hidráulicas. Ref. Elab. Propia. Adaptada de Mataix, C. ....	11
Tabla 3. Saltos, tamaños y potencias de los tipos actuales de turbinas.....	13
Tabla 4. Rangos de criterios de selección.....	18
Tabla 5. Rango de aplicación de las turbinas hidráulicas.....	44
Tabla 6. Valores de Potencia para cabeza de 10 m. ....	47
Tabla 7. Valores de Potencia para cabeza de 5 m. ....	47
Tabla 8. Selección del diámetro del rotor. ....	48
Tabla 9. selección del número de álabes del rotor. ....	59
Tabla 10. Diámetros de tuberías recomendados. ....	60
Tabla 11. Dimensiones del perfil del inyector.....	67
Tabla 12. Dimensiones del perfil del álabe de regulación.....	67
Tabla 13. Estudio comparativo del efecto del número de álabes.....	70
Tabla 14. Estudio comparativo del efecto del ángulo de entrada. ....	71
Tabla 15. Resumen comparativo de las investigaciones de la relación de diámetros. ....	72
Tabla 16. Cronología de los estudios teóricos y la eficiencia máxima obtenida. ....	75
Tabla 17. Eficiencia máxima alcanzada en los estudios experimentales. ....	75
Tabla 18. Parámetros característicos en turbinas ensayadas por diferentes investigaciones.....	76
Tabla 19. Selección del tipo de turbina estandarizada. ....	80
Tabla 20. Propiedades de malla .....	91
Tabla 21. Métricas del mallado .....	91
Tabla 22. Rango de valores de oblicuidad y calidad del elemento .....	94
Tabla 23. Condiciones de frontera inyector. ....	98
Tabla 24. Condiciones de frontera anillo.....	99
Tabla 25. Condiciones de frontera rotor.....	100
Tabla 26. Condiciones de frontera carcasa. ....	101

Tabla 27. Torques obtenidos. ....	103
Tabla 28. Fabricación convencional VS Fabricación apoyada con simulación .....	113

## Lista de símbolos y abreviaturas

$\eta_{\text{máx}}$  = rendimiento máximo de la turbina

D = diámetro del rodete

H = Salto neto en m.

$N_q$  = número específico de revoluciones según el caudal

$N_s$  = número específico de revoluciones según la potencia

P= Potencia al freno de la turbina en C.V

N = Velocidad de giro de la turbina en RPM

$\gamma$  = peso específico del agua.

$P_t$  = potencia al freno de la turbina

$P_g$  = Potencia que el generador entrega al sistema eléctrico

$\eta_t$  = eficiencia de la turbina

$\eta_g$  = eficiencia del generador.

$\eta_{tr}$  = eficiencia de la transmisión mecánica entre turbina – generador.

$D_e$  = diámetro exterior del rodete en m

$P_o$  = presión del fluido en la superficie

$C_o$  = velocidad del fluido en la superficie

$Z_o$  = nivel topográfico en la superficie

$P_i$  = presión del fluido a la salida del inyector

$Z_i$  = nivel topográfico a la salida del inyector

$g$  = aceleración de la gravedad

$\Delta H_t$  = pérdidas de presión en la tubería

$\Delta H_i$  = pérdidas de presión en el inyector

$\alpha_2$  = ángulo promedio de entrada del agua al rodete

$C_i$  = velocidad del fluido a la salida del inyector

$K_c$  = coeficiente de velocidad del inyector

$K_u$  = coeficiente de velocidad tangencial

$K_f$  = coeficiente de velocidad relativa

$K_o$  = Porcentaje de la circunferencia exterior del rodete por donde ingresa el agua

$U_2$  = velocidad del fluido a la entrada al rodete

$W_2$  = velocidad relativa a la entrada del rodete

$U_1$  = velocidad tangencial del fluido a la salida de la primera etapa del rodete

$U_1'$  = velocidad tangencial del fluido a la entrada de la segunda etapa del rodete

$C_1$  = velocidad del fluido a la salida de la primera etapa del rodete

$C_1'$  = velocidad del fluido a la entrada a la segunda etapa del rodete

$\alpha_1$  = ángulo a la salida de la primera etapa del agua en el rodete

$\alpha_1'$  = ángulo a la entrada de la segunda etapa del agua en el rodete

$\beta_2$  = ángulo entre  $U_2$  y  $W_2$  a la entrada del rodete

$\beta_2'$  = ángulo entre  $U_2'$  y  $W_2'$  a la salida del rodete

$U_2'$  = velocidad del fluido a la salida del rodete

$W_2'$  = velocidad relativa a la salida del rodete

$B$  = Ancho interno del inyector expresado en metros

$e$  = Espesor del álabe del rodete, expresado en m.

$Z$  = Numero de álabes del rodete

$D_i$  = diámetro interno del rodete

$r$  = radio de curvatura de los álabes

$\Phi$  = ángulo de curvatura de los álabes

$d$  = diámetro máximo del eje que atraviesa el rodete

$\sigma$  = relación de solidez de la turbina

$a$  = distancia radial desde el exterior hasta el borde interior de los álabes

$t$  = distancia entre dos álabes consecutivos

$\hat{z}$  = ángulo entre álabes

$A$  = ancho radial de los álabes

$R$  = radio del rodete

$\Theta_t$  = ángulo del arco de salida del flujo de agua

$Q$  = Caudal máximo en  $\frac{m^3}{s}$

## Introducción

La utilización de las turbinas hidráulicas de flujo cruzado, más conocidas con el nombre de turbinas Michell-Banki, por el nombre de sus inventores, en proyectos hidroeléctricos a pequeña escala, pueden solucionar el problema de la carencia de energía eléctrica en las zonas no interconectadas. Este proyecto muestra las ventajas que tiene esta turbina comparada con las clásicas ampliamente conocidas: pelton, francis y Kaplan.

A pesar de estas ventajas, se demuestra el poco uso que ha tenido este tipo de turbina en los proyectos que se han desarrollado en el país, lo que puede deberse al desconocimiento y falta de un método de diseño que facilite los cálculos para el dimensionado de sus diferentes componentes.

Este proyecto aporta un método de diseño en el cual partiendo de los datos del sitio: altura neta y caudal, y siguiendo unos sencillos pasos de cálculo, se logra determinar las dimensiones completas de todas las partes que conforman la turbina Michell-Banki, método logrado después de hacer una exhaustiva revisión de los estudios e investigaciones que se han hecho desde que el Ingeniero A.G.M. Michell la patentó en 1903 hasta la actualidad, incluyendo el uso de software de simulación desarrollados en las últimas décadas, que muestran el comportamiento de los principales parámetros que rigen el funcionamiento de estas máquinas y ahorran la fabricación de costosos prototipos.

En el capítulo uno se describe los antecedentes y justificaciones que tiene el autor para elegir este proyecto, se plantea el problema que se pretende resolver, así como la hipótesis y los objetivos que limitan el alcance de este proyecto.

---

El capítulo dos aporta el soporte teórico que describe los tipos de turbinas hidráulicas, resalta las ventajas de los pequeños aprovechamientos hidroeléctricos para los cuales el uso de turbinas Michell-banki es la mejor elección, se describen detalladamente sus partes y se hace una revisión minuciosa de la literatura científica que aporta investigaciones y estudios teóricos y experimentales de los parámetros de diseño y simulación numérica de la turbina de flujo cruzado o Michell-Banki.

El desarrollo del método de diseño se lleva a cabo en el capítulo tres, donde se hacen los cálculos hidráulicos analizando la trayectoria que sigue el fluido al atravesar las diferentes partes de la turbina y para comprobar su efectividad, se hace un ejemplo práctico que obtiene las dimensiones completas de los componentes principales.

El capítulo cuatro establece los criterios para definir una serie estandarizada de este tipo de turbinas, para seleccionarla o para reubicarla en un proyecto específico, logrando con ello reducir los costos de ingeniería y fabricación. Finalmente en el capítulo cinco se muestra la simulación utilizando el software ANSYS CFD®, la cual en la actualidad es empleada como una valiosa herramienta de apoyo en el proceso de diseño, optimización y análisis de elementos de máquinas, analizando el comportamiento del fluido y su interacción con las partes de turbina, detectando turbulencias, vectores de velocidad, depresiones, etc. Con este conocimiento disponible, el diseño se puede ser modificado hasta que las condiciones sean satisfactorias. Entonces, el modelo o prototipo puede ser fabricado y probado, reduciendo costos y aumentando eficiencias.

# 1 Capítulo

## 1.1 Antecedentes

La trayectoria de investigación del ingeniero mecánico Mario Cardona Valencia que ha estado vinculado al grupo de energías alternativas de la Universidad de Antioquia desde el año 1996, participando en el desarrollo de los siguientes proyectos:

- Desarrollo de nuevos prototipos con fuentes no convencionales de energía. Proyecto de la Universidad de Antioquia en convenio con Colciencias y Cornare. 1996 – 2000. Funciones: diseño y construcción de pico turbinas hidráulicas y aerogeneradores. Construcción de piezas para generador de hidrogeno.
- Diseño y desarrollo de los modelos de turbinas tipo pelton y kaplan y aerogenerador para el museo interactivo de la Fundación Empresas Públicas de Medellín. Agosto-diciembre de 2000.
- Mantenimiento de las atracciones denominadas “Locura Dinámica” del museo de la Fundación Empresas Públicas de Medellín. 2001- 2004 y programa de repotenciación. 2005
- Generación de energía eléctrica con colectores paraboloïdes solares, chimenea eólico solar. Centro de Investigaciones Ambientales CIA. 2002
- Montaje del Laboratorio de energía alternativa. Programa de sostenibilidad para realizar actividades del grupo energías alternativas. 2005 – 2007

Como se puede ver en los proyectos anteriores, existe el notable interés en el estudio de las energías alternativas y la generación de energía eléctrica a pequeña escala. Es por esto que cuando en el año 2008 en el Instituto Tecnológico Metropolitano – ITM se inicia la Maestría en Gestión Energética Industrial (MGEI) y observando que la malla curricular es afín con los temas de interés, surge la inquietud de realizar estudios en esta institución, lo cual se cristaliza en el segundo semestre del año 2010, ingresando como estudiante al grupo de investigación en

Tecnologías Energéticas GITER, donde comienza su trabajo de tesis de maestría con la tutoría del Msc. Diego Hincapié Zuluaga, quien actualmente labora como docente e investigador del grupo MATYER en la línea de computación avanzada y diseño digital CADD.

## 1.2 Justificación

Colombia ha sido clasificada, como el cuarto país en el mundo con capacidad hidráulica. Según las estadísticas, Colombia tiene un caudal en los principales ríos de 52.075, m<sup>3</sup> /s. Según el Plan Energético Nacional - PEN-, en pequeñas Centrales Hidroeléctricas, se ha estimado un potencial global de 25.000 MW instalables, de los cuales según inventario del Programa Nacional de Energías No Convencionales y de estudios adelantados por la Universidad Nacional de Colombia, se han construido 197 Pequeñas Centrales Hidroeléctricas, con una capacidad instalada aproximada de 168,2 MW. A pesar de contar con este gran potencial, en proyectos grandes sólo se ha explotado un 8,27% y en PCHs el 0,67%. (Upme, 2010).

“En la permanente búsqueda de la sostenibilidad en el desarrollo, el uso de las energías renovables a gran escala es uno de los grandes desafíos del hombre del siglo XXI, en virtud a sus perspectivas ventajosas en términos ambientales frente a los sistemas tradicionales de generación, se prevé que para el 2030 las energías alternativas aportaran al menos en un 30% de la capacidad requerida por la humanidad para atender adecuadamente sus necesidades energéticas.

## 1.3 Descripción del problema

No obstante su amplio inventario de recursos energéticos primarios como carbón, gas natural y petróleo, Colombia afronta el reto de satisfacer su demanda energética en términos de calidad y oportunidad con criterios de eficiencia técnica y económica y precios asequibles a sus usuarios, especialmente en zonas geográficas aisladas, de difícil acceso y

distantes de sistema interconectado. Es en este contexto que el aprovechamiento del recurso hídrico a través de pequeñas centrales hidráulicas se convierten en una atractiva opción para la solución de requerimientos energéticos en el país”. (Upme, 2011).

En las llamadas Zonas No Interconectadas, ZNI, se cuenta con el Instituto de Planificación y Promoción de Soluciones Energéticas, IPSE, como la entidad que se encarga de planear y promocionar las soluciones energéticas más idóneas para estas regiones. El papel fundamental del IPSE es el de apoyar las zonas que requieren de una solución aislada. En la Tabla 1 se presentan los resultados del número de Viviendas Sin Servicio –VSS- de energía eléctrica a nivel departamental. El total Nacional de Viviendas Sin Servicio – VSS- se estimó en un valor de 470.244, las viviendas sin servicio a nivel urbano corresponden a 37.734 y a nivel rural a 432.511. Dicho dato se convierte en el objetivo del Plan Indicativo de Cobertura, dado que éste busca estimar las inversiones que se requieren para ampliar el servicio a estas viviendas con la mejor opción tecnológica, técnica y económica. (Upme, 2013).

Para superar las debilidades de su proceso de desarrollo, América Latina deberá enfrentar una profunda transformación productiva y reducir al mínimo sus desigualdades sociales. Los habitantes de las regiones aisladas no disponen, normalmente, de un abastecimiento energético que les permita mejorar el confort de sus viviendas y la actividad productiva de la zona. En este contexto la región tendrá que asignar una elevada prioridad a la satisfacción de los requerimientos energéticos de las zonas no interconectadas. (Maldonado, P. et al., 1994).

Tabla 1. Estimación de viviendas sin servicio a nivel urbano, rural y nacional.  
Plan Indicativo de Expansión de Cobertura de Energía Eléctrica 2013-2017. UPME

Departamento	VSS cabecera municipal	VSS resto	VSS total
Cauca	675	45729	46404
Putumayo	7712	28481	36193
La Guajira	0	35972	35972
Antioquia	234	35147	35381
Córdoba	0	34182	34182
Magdalena	0	29546	29546
Bolívar	1948	23971	25919
Chocó	5433	19086	24519
Casanare	6949	13886	20835
Santander	1317	19512	20829
Tolima	3	17031	17034
Nariño	3054	12631	15685
Meta	1191	13568	14759
Boyacá	869	12784	13653
Cesar	0	13059	13059
Norte de Santander	488	11646	12133
Valle	3452	7676	11128
Huila	0	10385	10385
Caquetá	1236	7836	9072
Amazonas	274	6101	6375
Guaviare	1259	5079	6338
Vichada	534	5180	5714
Cundinamarca	951	4011	4962
Sucre	0	3996	3996
Arauca	0	3497	3497
Atlántico	0	3197	3197
Guainia	69	2617	2686
Vaupés	87	2580	2667
Caldas	0	1974	1974
Risaralda	0	1791	1791
Quindío	0	260	260
Bogotá D.C.	0	99	99
San Andrés y Providencia	0	0	0
<b>Total Nacional</b>	<b>37.734</b>	<b>432.511</b>	<b>470.244</b>

## 1.4 Síntesis del problema

En Colombia se ha venido asumiendo la promoción y construcción de mini y micro centrales hidroeléctricas, a fin de proveer energía eléctrica a grupos de población localizados en sitios donde la interconexión no llega, pero si existe un recurso hídrico que permite la implementación de centrales menores, situación está que ha posibilitado programas como Antioquia energizada. Para este tipo de centrales son utilizadas las TFC, por sus ventajas relativas frente a las clásicas: Francis, Kaplan y Pelton. Revisando los antecedentes de su utilización en el país, se encuentra, en general, que esta continua siendo desconocida y, por lo tanto, poco utilizada. : Gómez et al., 2008.

Se concluye que hacen falta estudios que faciliten el diseño y construcción de las TFC para su implementación en las zonas no interconectadas-ZNI.

## 1.5 Hipótesis.

Utilizando el método que aporta este trabajo se podrá disminuir en un 40 a 50% el tiempo requerido en la fase de diseño para una aplicación donde sea posible el uso de esta turbina reduciendo costos y aumentando eficiencia.

## 1.6 Objetivos

### 1.6.1 Objetivo general

Desarrollar una metodología para el diseño y análisis por simulación numérica en las turbinas hidráulicas de flujo cruzado (Michell-Banki), para potencias menores a 10 Kw y cabezas menores a 10 m, utilizando el software de simulación CFD, para optimizar su eficiencia y posibilitar su implementación en zonas aisladas no interconectadas.

### 1.6.2 Objetivos específicos

- Caracterizar el comportamiento de cada una de las variables: velocidad de flujo, geometría del inyector, geometría del rodete, ángulo de entrada, relación de diámetro y número de álabes, según las ecuaciones matemáticas que rigen el funcionamiento de las turbinas Michell-Banki.
- Desarrollar un método para evaluar el flujo en la turbina que involucre de manera explícita las variables: velocidad de flujo, ángulo de entrada, relación de diámetro y número de álabes.
- Establecer criterios para definir una serie estandarizada de este tipo de turbinas, diseñar gráficos para seleccionarla, o en algunos casos para reubicarla según las condiciones de caudal y altura de un proyecto específico.
- Modelar la turbina utilizando la herramienta de simulación Ansys y su aplicación para fluidos CFD.
- Optimizar el modelo usando la simulación, vectores de velocidad, gráficos de eficiencias y análisis de resultados.
- Validar los resultados confrontándolos con investigaciones anteriores.

## **2 Capítulo**

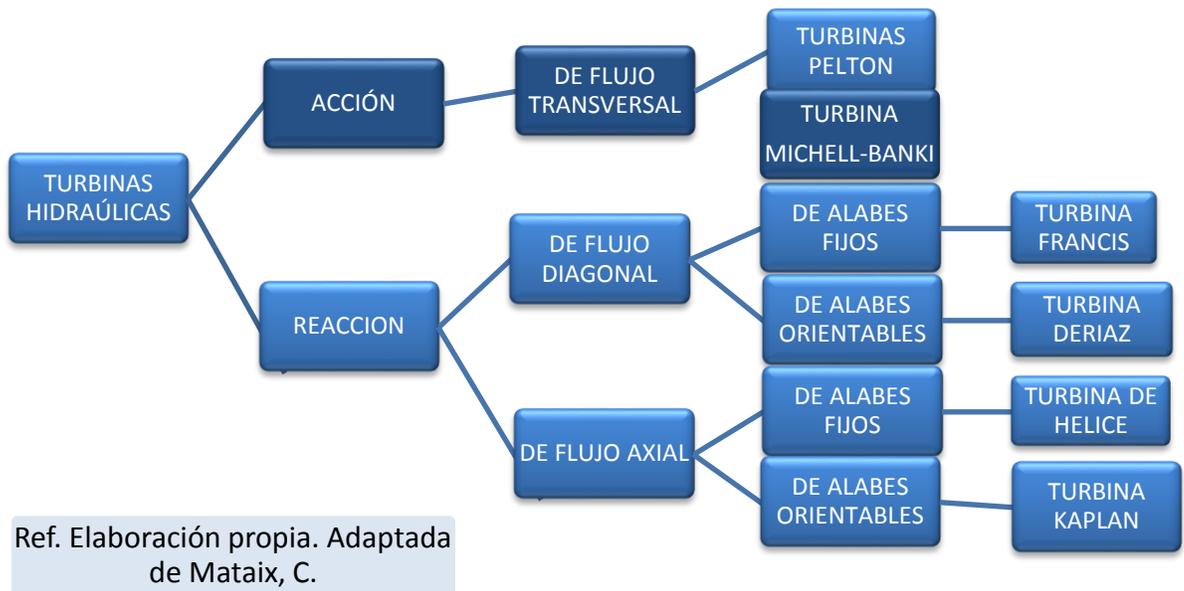
### **2.1 Marco teórico**

#### **2.1.1 Clasificación de las Centrales y Turbinas Hidráulicas.**

Para cambiar la dirección o la magnitud de la velocidad de un fluido se necesita aplicar una fuerza. Cuando un álabe móvil desvía un chorro de fluido y en consecuencia cambia su cantidad de movimiento, entre el álabe y el chorro se generan fuerzas que realizan un trabajo por medio del desplazamiento del álabe. Las turbomáquinas se basan en este principio; las turbinas hidráulicas extraen energía del fluido en forma continua, convirtiéndola en un momento de torsión aplicado a un eje que gira. El diseño eficiente de turbomáquinas se basa en la teoría y el experimento. Un buen diseño en cuanto a tamaño y velocidad puede ser adaptado a otras velocidades y tamaños geométricos similares, aplicando la teoría del escalamiento de modelos. (Streeter, 1994).

En la actualidad prácticamente las turbinas hidráulicas que se construyen son las que figuran en el cuadro siguiente. (Mataix, C. 2007). Otro tipo de turbina que se sigue construyendo hoy es la turbina Ossberger (fabricada en Baviera , Alemania), turbina de acción de admisión parcial, que se construye solo hasta potencias de unos 700Kw, ideales para molinos de harina, fábricas de papel y de tejidos, pequeñas comunidades rurales, etc. Estas turbinas se fabrican para caudales entre 20 y 70 l/s y para saltos hasta 200 m, con número de revoluciones de 50 a 200 rpm.

Figura 1. Tipos de turbinas hidráulicas



Cada central hidroeléctrica constituye un proyecto distinto de los demás. La central se ha de adaptar a la configuración del terreno y a las características que ofrece el salto en la naturaleza. Las turbinas hidráulicas no pueden fabricarse en serie porque en la naturaleza no se dan prácticamente dos saltos iguales. (Mataix, C. 2007). La tabla 2 (de elaboración propia) muestra una clasificación de las centrales hidráulicas según la potencia generada y su aplicación. El objetivo de este trabajo estará enfocado a las primeras, o sea las picocentrales hidráulicas (PCH), que por sus mínimos requerimientos de salto y caudal, abundan los sitios donde pueden ser implementadas.

Tabla 2. Clasificación de las centrales hidráulicas.

Ref. Elab. propia. Adaptada de Mataix, C.

Tamaño	Potencia (Kw)	Aplicación
Pico centrales	0-10	Uso familiar y aplicaciones mecánicas
Micro centrales	10-100	Para una red eléctrica comunal (sistema aislado)
Mini centrales	100-1000	Para varias comunidades dentro de un radio de 10 a 40 Km y/o conexión a la red.
Mediana central	1000-10000	Para una pequeña ciudad y comunidades aledañas (conexión a la red)
Gran central	Mayor a 10.000	Para grandes ciudades (conexión a la red)

### 2.1.2 Ventajas de las centrales y picocentrales hidráulicas (potencias > 10 kw)

- Es renovable.
- No se consume. Se toma de un punto y se devuelve a otro a una cota inferior.
- Es segura para personas animales o bienes.
- No genera calor ni emisiones contaminantes. ( lluvia ácida, efecto invernadero)
- Genera puestos de trabajo en su construcción, mantenimiento y operación.
- Requiere inversiones muy cuantiosas que se realizan normalmente en regiones de montaña muy deprimidas económicamente.
- Genera experiencia y tecnología fácilmente exportables a países en vía de desarrollo.

### **2.1.3 Inconvenientes de las centrales hidráulicas convencionales. (Potencias > 10 KW)**

- Altera el normal desenvolvimiento en la vida biológica (animal y vegetal) del río.
- Las centrales de embalse tienen el problema de la evaporación del agua: en las zonas donde se construye aumenta la humedad relativa del ambiente como consecuencia de la evaporación del agua contenida en el embalse.
- En el caso de las centrales de embalse construidas en regiones tropicales, estudios realizados han indicado que generan, como consecuencia del estancamiento de las aguas, grandes focos infecciosos de bacterias y enfermedades.
- Los sedimentos se acumulan en el embalse empobreciéndose de nutrientes el resto del río hasta su desembocadura.
- Además genera desplazamiento de las comunidades que habitan en las tierras que van a ser embalsadas.

### **2.1.4 Impacto medioambiental de las pequeñas centrales hidráulicas. (Potencias < 10 Kw)**

- Impacto medioambiental mínimo.
- La incidencia visual es baja.
- Los ruidos son los ambientales.
- No genera calor ni emisiones contaminantes (lluvia ácida, efecto invernadero, etc.).
- No afecta a la vegetación.
- El impacto se puede reducir mediante escalas para peces, caudal ecológico, soterramiento de canales de derivación, tuberías forzadas, repoblación arbórea, etc.
- Genera experiencia y tecnología fácilmente exportables a países en vías de desarrollo.

Como se puede ver las ventajas de las pequeñas centrales hidráulicas, comparadas con las centrales de gran tamaño son evidentes.

En la tabla 3 se relacionan los saltos, tamaños y potencias de los tipos actuales de turbinas. Al observar esta tabla vemos que en ella no figura la turbina Michell-Banki, la cual

sigue siendo desconocida y por lo tanto, poco utilizada. Se emplea en proyectos hidroeléctricos que aprovechen recursos hídricos comprendidos entre 10 m de cabeza mínima y 200 m de caída máxima; caudal mínimo de 0,04 m<sup>3</sup>/s y 13 m<sup>3</sup>/s de caudal máximo, y potencias nominales entre 1 y 1500 kw, principalmente. (Ossberger GmbH + Co., 2007)

Tabla 3. Saltos, tamaños y potencias de los tipos actuales de turbinas.  
(Mataix, C. 2007).

<i>Tipo de turbina</i>	Reacción		Acción
	Axiales (Kaplan)	Diagonales (Francis)	(Pelton)
<i>Salto neto H (m)</i>	2-70	2-500	40-1700
<i>Diámetro exterior del rodete (m)</i>	1,0-10,5	0,35-7,65	0,36-5,2
<i>Potencia en el eje (Mw)</i>	Hasta 250	Hasta 750	Hasta 400

### 2.1.5 Selección de turbinas hidráulicas. (Suescun, I. 2008)

La figura 2 corresponde a un ábaco para la selección del tipo de turbina dependiendo del salto (cabeza) y del caudal, la cual se puede resumir así:

- Para saltos altos y caudales relativamente bajos, se aplican las turbinas tipo pelton.
- Para saltos medios y caudales relativamente altos, se aplican las turbinas tipo francis.
- Para cabezas extremadamente bajas y grandes caudales, se aplican las turbinas tipo kaplan.

Se encuentran zonas de intersección en las cuales cumplen dos tipos de turbinas, por ejemplo pelton y francis, caso en el cual se utilizan criterios económicos para la selección final. Se resalta estos tres tipos de turbinas como los más representativos, que son empleados para

generación a gran escala, como se puede observar en la figura para potencias mínimas de 50 Kw hasta potencias de más de 500 Mw.

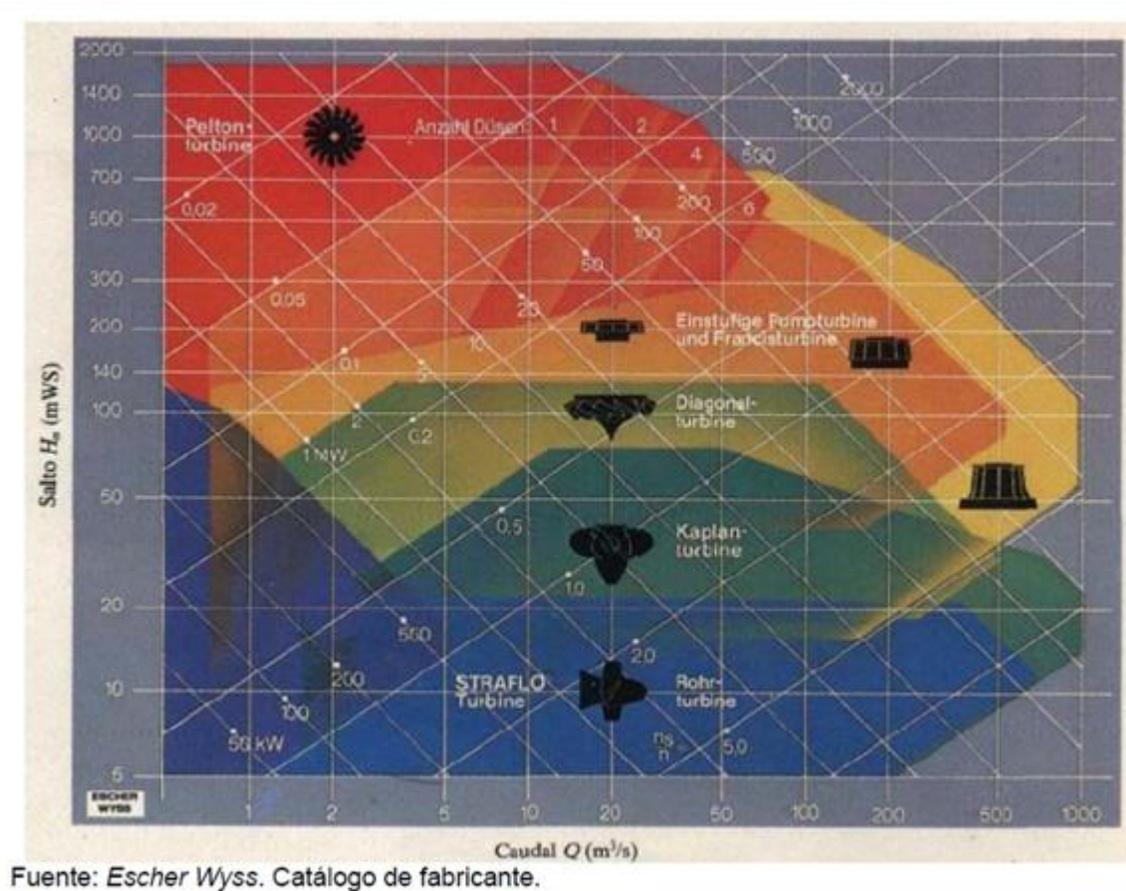


Figura 2. Ábaco para la selección de turbinas.

Como el objetivo de este trabajo es explorar la zona inferior izquierda de esta figura para generación a pequeña escala, utilizando turbinas Michell-Banki, se recurre a la figura 3 en la que se definen los rangos de uso de diferentes tipos de turbinas según cabeza y caudal para potencias menores a 15 MW. Esta figura ha sido adaptada de las opciones ofrecidas por un fabricante alemán de turbinas en su página web. (Gómez, et al., 2008).

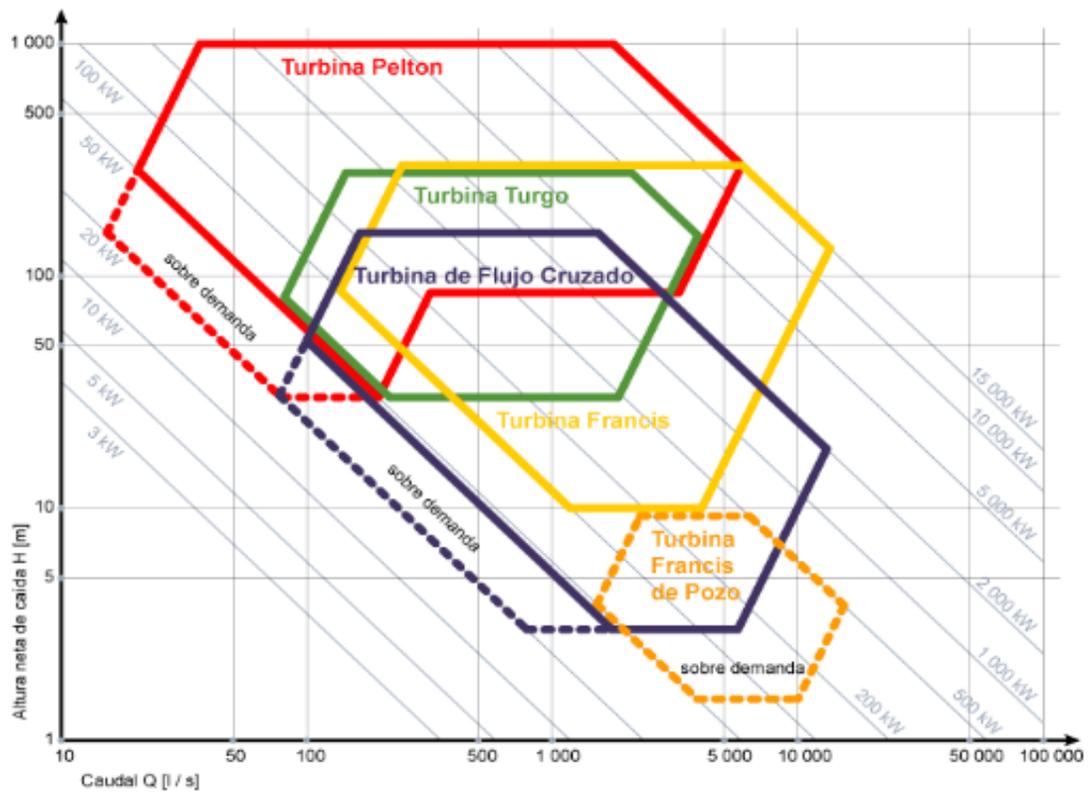


Figura 3. Zonas de utilización de turbinas hidráulicas.

Referencia: Gómez et al., 2008.

En la figura 4 se presenta un gráfico del mismo tipo de la empresa Ossberger GmbH + Co, para potencias por debajo de 3000 kW, la turbina Banki, aun con sus desventajas relativas, es una solución económica y fiable. Se debe tener presente que la complejidad constructiva y de mantenimiento una Pelton o de una Kaplan con respecto a la Michell-Banki, también es mucho mayor; razón por la cual esta última suele preferirse sobre las anteriores, en zonas donde ambas son ofertadas.

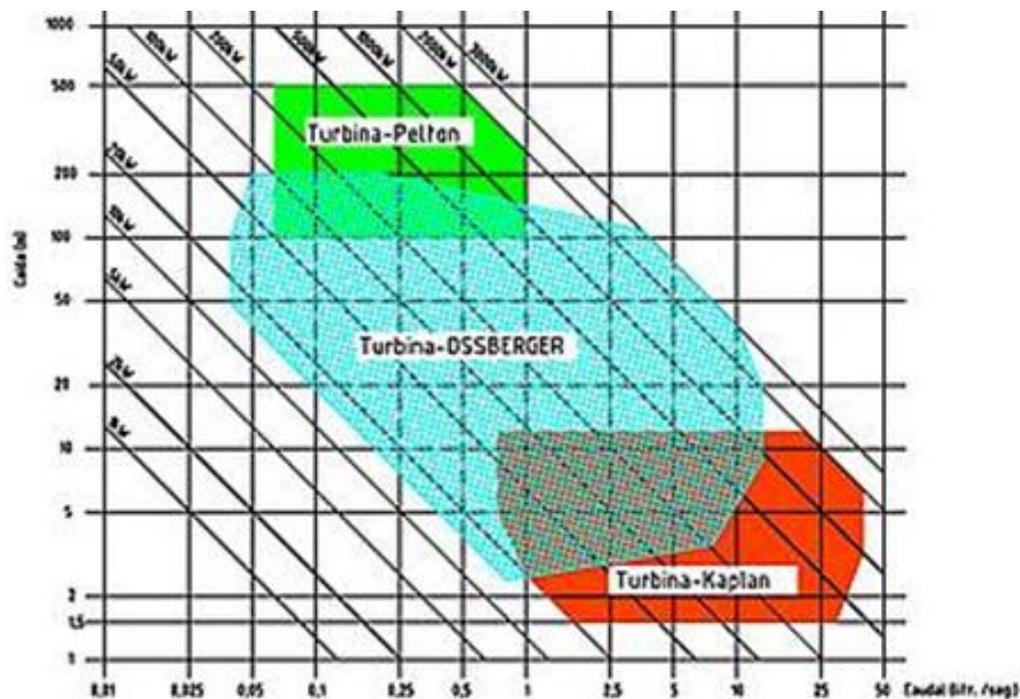


Figura 4. . Zonas de utilización de turbinas hidráulicas.

Referencia: Ossberger GmbH + Co., 2007.

En un mundo cada vez más consciente de su entorno, se aspira al ideal de aprovechar los recursos de la naturaleza sin pérdida alguna de su substancia ni perjuicio para el medio ambiente, por ejemplo produciendo corriente eléctrica a partir de energías regenerativas. La construcción de instalaciones hidroeléctricas tropieza, sin embargo, con un inconveniente fundamental: los elevados costos de inversión que supone su diseño y planificación, el dimensionado y la construcción, así como la ejecución de las maquinarias y obras hidráulicas. Con la elección de la turbina Michell-Banki muchos de estos inconvenientes se superan puesto que esta presenta un concepto de construcción económico tanto en las obras civiles, como en la fabricación de la turbina.

Un artículo de reciente publicación, Williamson et al., 2012, describe los métodos tradicionales de selección de hidroturbinas basados en la velocidad específica, teniendo en cuenta parámetros como: la cabeza, potencia de salida y velocidad del eje de salida, o por medio

de nomogramas y gráficos como el de la figura 5, que centra su interés en el rango de pico generación, mencionando tres casos específicos: a, b y c.

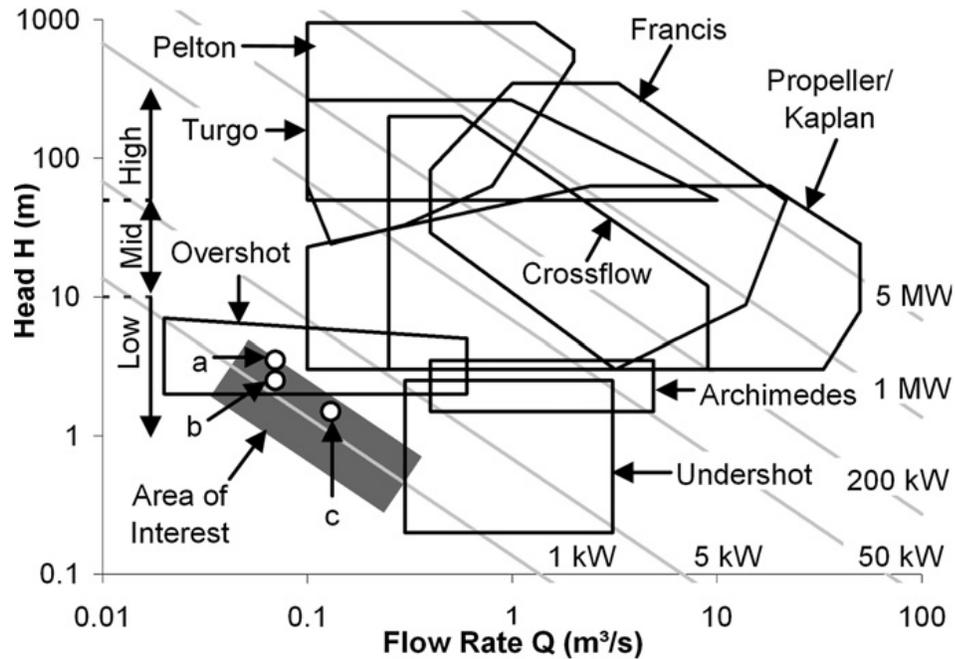


Figura 5. Rango típico de aplicación de turbinas hidráulicas, complementada con tres pico hidro-turbinas de baja cabeza disponibles en el mercado: a. Nepal Hydro and Electric Ltd.

eléctrico PT1-Mk2, b. ECO-Axial ZD c. Powerpal MHG-1000LH.

Referencia. Williamson et al., 2012.

Este mismo artículo describe un método de análisis multi-criterio para seleccionar que tipo de pico hidro-turbina es más apropiada para especificaciones de baja cabeza, haciendo un análisis cuantitativo y cualitativo de los 13 tipos de turbinas que se encuentran en la literatura. Los criterios de selección cualitativos y cuantitativos se determinan a partir de los requisitos particulares del usuario final y las puntuaciones individuales de este análisis se ponderan según la importancia relativa percibida de cada uno de los criterios en contra de la especificación original y se selecciona una de la variedad de turbinas, según la puntuación ponderada total. (Tabla 4). Esta metodología se aplica a un ejemplo de un sitio remoto, con requisitos de baja

cabeza y de caudal variable, que conduce a la selección de una turbina de hélice o turbina turgo de un chorro para esta especificación.

Tabla 4. Rangos de criterios de selección.

Ref. Williamson et al., 2012.

Criterio cuantitativo	Criterio cualitativo
Rata de flujo/eficiencia	Regulación ambiental
Flujo parcial/eficiencia	Clima , localización
Costo	Obras civiles requeridas
Velocidad rotacional de la turbina	Portabilidad
Potencia para el sitio dado o condiciones del sitio	Servicio y mantenimiento
Tamaño del sistema	Confiabilidad
	Facilidad de manufactura
	Diseño modular

Los proyectos hidroeléctricos a muy pequeña escala (pico hidro) con una potencia inferior a 5 KW, pueden ser una opción rentable para la electrificación de comunidades rurales remotas. A pesar de que las condiciones del sitio sean únicas, existe la posibilidad de utilizar equipos estandarizados y de bajo costo sobre todo si se fabrican en países en desarrollo, además utilizando esquemas de diseño de bajo costo, que permitan que el costo de producción por unidad de energía sea menor al de una pequeña planta diésel, una turbina de viento o sistemas fotovoltaicos. Un reciente informe sobre tecnologías de electrificación de la unidad de energía del Banco Mundial, (Williams et al., 2009), muestra que de las opciones para la generación de energía fuera de la red, la pico hidroelectricidad es la más económica (Figura 6).

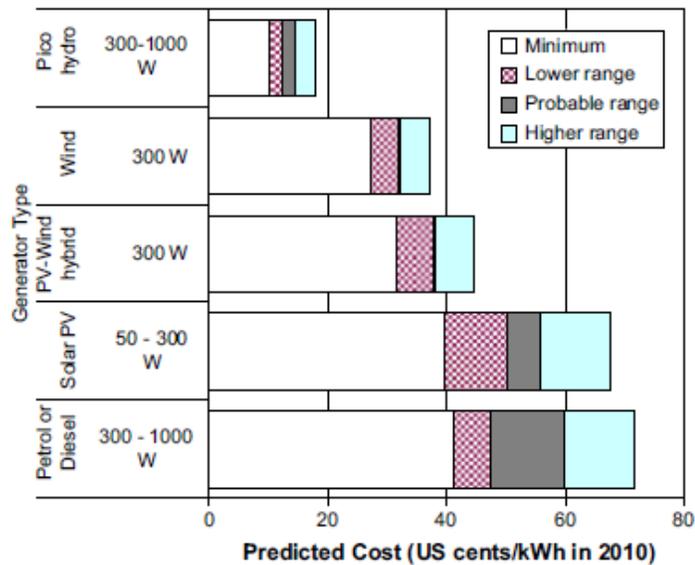


Figura 6. Costos previstos para la electricidad fuera de la red. Datos del Banco Mundial.

Referencia: Williams et al., 2009.

### 2.1.6 Generalidades de la turbina de flujo cruzado.

La turbina Michell-Banki, también conocida por los nombres de Turbina de flujo cruzado TFC (sigla que se utilizara en este trabajo), turbina Banki o turbina Ossberger, es una máquina hidráulica utilizada en aprovechamientos hidroeléctricos de hasta 2000 kW. (Ossberger GmbH + Co., 2007). Algunas de sus ventajas más relevantes con respecto a otras turbinas son:

- Es una turbina muy importante en pequeños aprovechamientos hidroeléctricos.
- Tiene un diseño sencillo y de fácil construcción.
- Para ciertos rangos de caída y caudal, su costo significativamente menor.
- Su diámetro que oscila entre 0.2 y 5 metros, no depende del caudal.
- Tiene un buen nivel de rendimiento a bajos caudales.
- Debido a su propio sistema, las TFC no están expuestas a la cavitación. La turbina será siempre arreglada encima del nivel de aguas abajo. Por consiguiente los ahorros serán esenciales con respecto a los gastos civiles. Asimismo podrá operarse la máquina por toda la gama de admisión sin restricciones.

- Su rendimiento hidráulico varía entre un 70% y 84%, siendo esta su principal desventaja comparativa frente a las turbinas clásicas.
- “Sencillez por principio”, éste fue el lema que presidió el desarrollo de la TFC: diseñada para funcionar durante decenios en régimen continuo, no requiere medios especiales para su mantenimiento.

La principal desventaja de las turbinas de acción, (Paish et al., 2002), es que la mayoría son inadecuadas para sitios de baja cabeza debido a sus bajas velocidades específicas; se requeriría un aumento de velocidad demasiado grande en la transmisión para permitir el acoplamiento a un alternador estándar. En los sitios muy pequeños (por ejemplo la Figura 7), el flujo cruzado se puede utilizar hasta 4 m y Turgos pequeñas o Pelton multi-jet hasta quizás 20 m. Aunque tiene la eficiencia más baja de los tipos de turbinas comunes (70-80%), dos atractivos particulares del flujo cruzado han llevado a su gran popularidad para aplicaciones micro-hidroeléctricas. En primer lugar, se trata de un diseño adecuado para una amplia variedad de cabeza y potencia (véase la fig. 5). En segundo lugar se presta a las técnicas de fabricación sencillas, una característica que es de particular importancia para los países en desarrollo. Los álabes del rodete, por ejemplo, pueden ser fabricados a partir del corte longitudinal de un tubo en tiras.



Figura 7. Turbina de flujo cruzado de bajo costo en India. Esta máquina de 5 KW, diseñada y difundida por IT Power en el Reino Unido, es usada para trillar arroz y generación de electricidad.

Ref. Paish et al., 2002.

### 2.1.7 Componentes Principales de la TFC

En la figura 8 se pueden apreciar los componentes principales. Esta turbina consta de inyector, válvula, rodete, carcasa y descarga como elementos principales.

- **Distribuidor (válvula de entrada):** la entrada del agua propulsora se gobierna por medio de una pala directriz perfilada de fuerza compensada. La pala directriz divide y dirige la corriente de agua haciendo que ésta llegue al rodete sin efecto de golpe, con independencia de la abertura de entrada. Las pérdidas por fuga son tan escasas que la pala directrices puede servir de órgano de cierre en saltos de poca altura.
- **Carcasa:** está construida en acero o fundición gris, en muchos diseños cumple la doble función de chasis y de cubierta; esta última con el fin de evitar el salpique de agua e impedir el ingreso de elementos extraños al rotor.

- **Rodete:** constituye la parte esencial de la turbina. Es equipado de álabes, fabricados de un acero perfilado laminado brillante según un procedimiento bien probado, adaptadas a discos finales en ambos lados, y soldados según un procedimiento especial. Según sea su tamaño, el rodete puede poseer hasta 37 palas curvadas linealmente. Desde la forma de las superficies de los alabes, pasando por la rugosidad de estos, hasta concluir en la selección del material con que debe ser construido, el diseño resulta ser una tarea exigente si se quiere que una turbina cualquiera alcance un desempeño satisfactorio. Comparativamente hablando el rodete de la turbina Michell-Banki es el más simple, como quiera que la forma de sus alabes es el de un casquete cilíndrico; es decir, la forma del perfil del álabe es única, con lo que el diseño del rodete prácticamente se reduce a un cálculo dimensional.

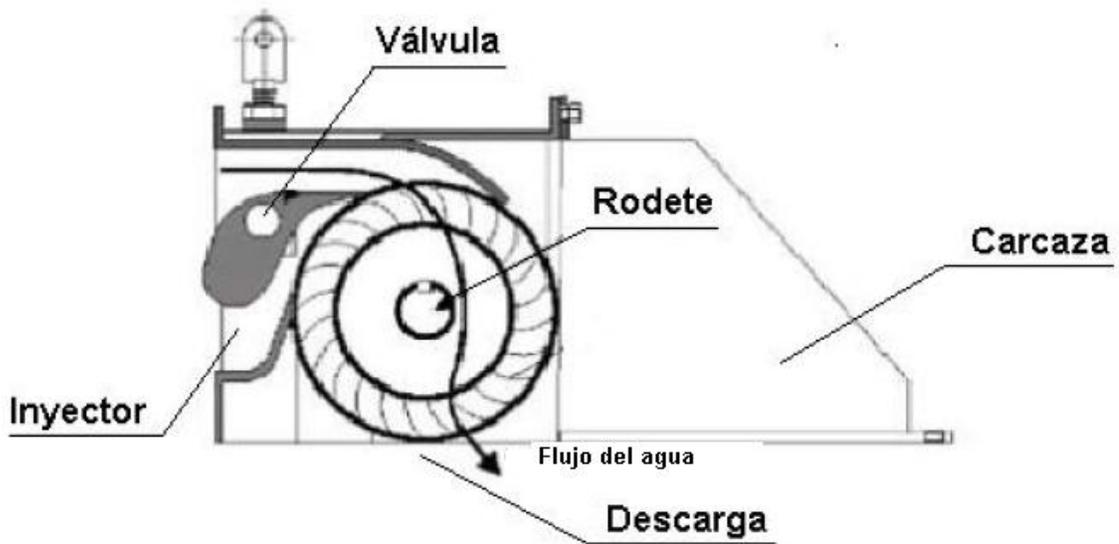


Figura 8. Esquema del corte longitudinal de una TFC.

Referencia: Gómez et al., 2008.

La figura 9 muestra una perspectiva en explosión de la TFC, a fin de apreciar mejor la disposición del rotor y la válvula. En general, los rodets de las turbinas clásicas se disponen con su eje en posición horizontal o vertical, en la TFC el eje solo se ubica en posición horizontal para no afectar su rendimiento.

### **2.1.8 Funcionamiento de la TFC.**

El agua que viene por un tubo que generalmente es circular, ingresa a una transición entre una sección circular y una sección rectangular para luego pasar a través del inyector, dentro del cual se halla alojada la válvula reguladora de caudal; por medio de esta válvula, se ejerce un control sobre la cantidad de fluido que puede pasar, influyendo en la rotación del eje de salida, de acuerdo con la variación de la demanda de potencia en el generador. Una vez que el agua termina su recorrido por el inyector, ingresa al rodete por su periferia, entregando la mayor parte de su energía (aproximadamente un 70%) al entrar en contacto con los álabes. Como se puede observar en la figura 8, el flujo del agua en el rodete es básicamente radial; por esta razón, el agua hace contacto con los álabes de la turbina en dos instantes interrumpidos por el tiempo que le toma al fluido cruzar el espacio interno del rodete. En el segundo contacto de agua con los alabes, hace una última entrega de la energía que lleva el fluido (el 30% restante). Finalmente el agua al abandonar el rodete, es descargada por la abertura inferior directamente al canal de descarga o al tubo de aspiración. El rodete va montado en el eje principal a través del cual se transmite la potencia mecánica de rotación. Este eje va conectado al eje del generador directamente por medio de un acople o por medio de un convertidor de velocidad con engranajes o con poleas y bandas. (Gómez et al., 2008).

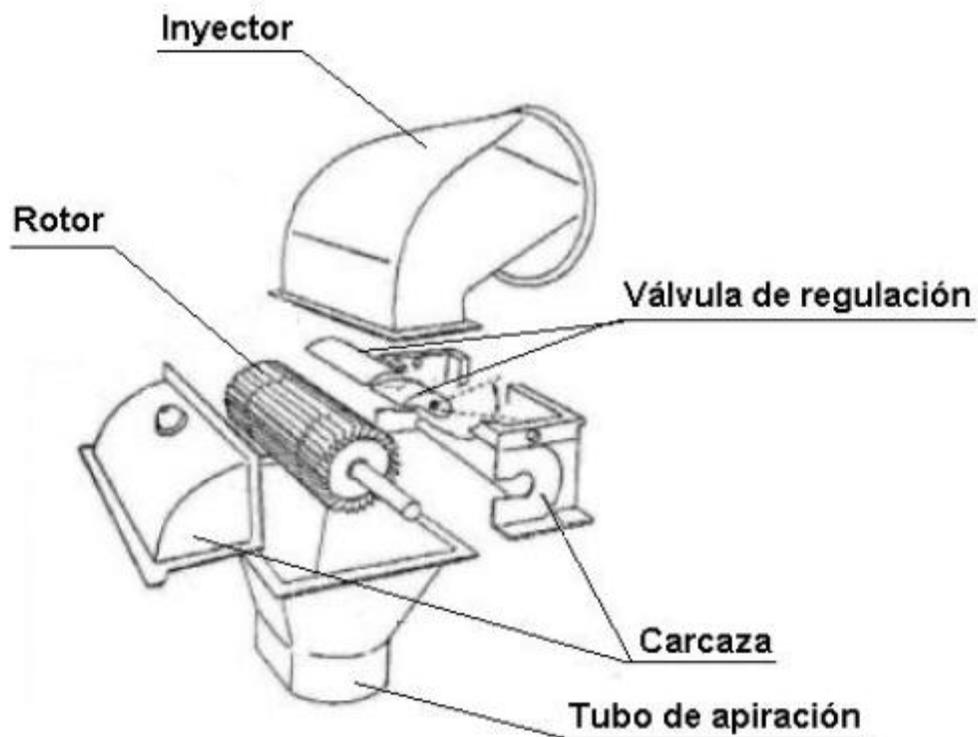


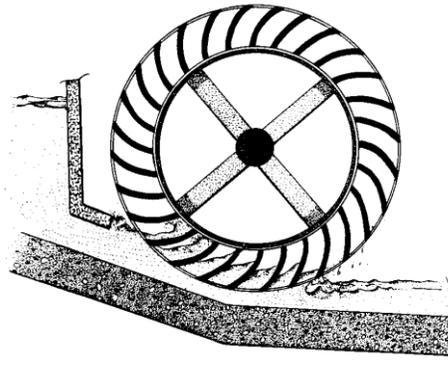
Figura 9. Perspectiva en explosión de una TFC.

Referencia: Gómez et al., 2008.

## 2.2 Estado del arte

### 2.2.1 Evolución de la turbina Michell-Banki

La TFC se basa en teorías inicialmente expuestas por el ingeniero Francés Poncelet (1788-1867) (Comahue, 2007), quien ejerció de ingeniero mecánico en Metz de 1815 a 1825, y a partir de entonces fue profesor de mecánica en el mismo lugar, aplicando sus conocimientos de mecánica a la mejora de turbinas, cuya eficiencia consiguió doblar.



rueda hidráulica Poncelet

Figura 10. Turbina Poncelet. Tomada de <http://sleekfreak.ath.cx>

El ingeniero australiano A.G.M. Michell la patentó en Inglaterra en 1903. El profesor húngaro Donat Banki hizo un trabajo extensivo sobre esta máquina entre 1912 y 1918, a través de una serie de publicaciones específicas que para obtener la máxima eficiencia el ángulo con el cual el chorro golpea al alabe debe ser tan pequeño como sea posible, basado en esta suposición calculó los ángulos de entrada y de salida, ancho del mismo, la forma del fluido a través de este, curvatura del alabe, etc. Consideró todas las pérdidas posibles que ocurren en el inyector y el rotor y expresó el rendimiento máximo posible como:

$\eta_{\text{máx.}} = 0.771 - 0.384 D/H$  En el cual D es el diámetro de la turbina y H la altura total. El trabajo original de Donat Banki ha sido ampliamente difundido a través de una traducción hecha al inglés (Mockmore et. Al., 1949).

Sonnek (1923) modificó la teoría de Banki asumiendo un ángulo del alabe constante e igual a  $30^\circ$ , con lo que la expresión del rendimiento máximo resultó en:

$\eta_{\text{máx.}} = 0.863 - 0.264 D/H$  (Comahue, 2007).

En la década de 1920 el ingeniero Fritz Ossberger, hijo del fundador de la empresa "Ossberger" de Alemania, se asocia con A.G.M. Michell y desarrollan la que denominaron en su momento turbina de flujo cruzado, la cual fue patentada en el Reino Unido en 1933 (Ossberger, 2007).

En 1938 se introduce el alabe giratorio a manera de válvula dentro del inyector y para 1948 se diseña la turbina con el inyector en posición horizontal. A partir de esa época, la empresa de la familia Ossberger se consolida como una empresa fabricante de turbinas con el nombre “Ossberger-TurbinenFabrik” siendo su producto principal en ese entonces la turbina de flujo cruzado. En la actualidad, se estima que en todo el mundo existe más de 100 fabricantes de este tipo de turbinas (Gómez et al., 2008) (Cerpch.Unifei, 2007).

### **2.2.2 Estudios experimentales de la TFC.**

Los estudios experimentales de la turbina de flujo cruzado, fueron iniciados por Mockmore and Merryfield (1949). Ellos fabricaron un rodete hecho de acero. Los discos laterales se cortaron de placas de acero de 6.4 mm de espesor y 332.7 mm de diámetro exterior. El rodete de 305 mm de ancho, tenía 20 álabes de acero de 2.8 mm de espesor, dobladas con un radio de 54.4 mm. Los valores de cabeza fueron 2.74 m, 3.05 m, 3.66 m, 4.27 m, y 5.49 m. medidas desde el centro del eje. La tasa de flujo fue 0.06 m<sup>3</sup>/s a 4.88 m de cabeza. A máxima potencia la velocidad del eje fue calculada y comparada con la velocidad a varias cabezas. Los resultados fueron expresados en términos de la cabeza y el diámetro exterior. Se consiguió una eficiencia máxima del 68%. Este estudio concluyo que la potencia es proporcional a  $H^{1.5}$ , donde H es la cabeza, y a una cabeza constante la máxima eficiencia ocurre a una velocidad prácticamente constante.

Varga (1959), condujo experimentos para medir la distribución de las presiones a lo largo de las paredes de la boquilla. Se tomaron un total de 24 puntos que cubren las secciones superior e inferior, así como las paredes laterales de la boquilla. Los puntos fueron conectados con sistemas multi-manómetros. La distribución de presiones a lo largo de las paredes fue medida con y sin rodete y fue construida la trayectoria de la red de flujo. La máxima eficiencia reportada en estos experimentos fue del 77%. Varga infirió que la turbina de flujo cruzado trabaja como una turbina de impulso solamente en un rango de velocidad bien definida, siendo límite superior el punto de máxima eficiencia. También fue confirmado que a máxima eficiencia, la relación de las velocidades perimetrales y absolutas son iguales a la mitad del coseno del ángulo de ataque

de la entrada de la primera etapa. Este estudio además concluyó que el impulso necesario para la regulación de la turbina puede ser determinado por la trayectoria de la red y la distribución de presiones a lo largo de las paredes de la boquilla.

Nakase et al. (1982), estudio experimentalmente el efecto de la forma de la boquilla en el funcionamiento de la turbina de flujo cruzado. El uso boquillas de diferente forma de pared trasera y concluyó que el arco circular y la forma espiral logarítmica eran ambos igualmente más eficientes que una forma intermedia. Similarmente, una boquilla con un arco de entrada de  $90^\circ$  fue encontrada mucho más eficiente que una boquilla con un arco de entrada de 30, 60 y 120 grados. El valor más adecuado de la relación de ancho de garganta de la boquilla ( $2S_0/D1\lambda$ ) resulto ser 0.26, cambiando ligeramente con el arco de entrada de la boquilla. La máxima eficiencia obtenida fue del 82%.

Johanson et al. (1982), diseño y probó una turbina de flujo cruzado con carcasa de madera, rodete de PVC, boquilla y álabe guía de madera recubiertas con polímero. La prueba indico que un solo diseño no segmentado puede lograr eficiencias de 60 a 80% en un amplio rango de flujo y cabeza para varias velocidades del rodete. Para un rodete con 18 álabes, la máxima eficiencia fue obtenida para una cabeza de 0.91 m a 1.07 m. La incertidumbre en la medida de la eficiencia de la turbina fue de más o menos 6 por ciento. También concluyeron que con la boquilla apropiada, la eficiencia permanecerá alta hasta con un arco de entrada de la boquilla de  $120^\circ$ .

Hothersall (1985), probó rotores con 20 y 21 álabes que tenían una relación de diámetros de 0.66, con un arco de entrada en la boquilla de 60 y  $130^\circ$ . Con una salto de 6.71 m de altura, la máxima eficiencia fue estimada en un 75%.

Khosrowpanah et al. (1988), fue probablemente el primero en intentar un estudio paramétrico de la boquilla y el rodete de la turbina de flujo cruzado. El estudio experimental involucraba el estudio del efecto del número de álabes, diámetro del rodete, y arco de entrada a la boquilla, bajo varias condiciones de flujo/cabeza. El agua era admitida verticalmente a través de una boquilla con un arco de entrada de 58, 78, y  $90^\circ$ . El estudio concluyó que la eficiencia de

la turbina aumentaba con un incremento en el arco de entrada de 58 a 90°, y decrecía ligeramente con una disminución en el diámetro del rodete, manteniendo un ancho constante. Para los cuatro rodetes probados observó que la máxima eficiencia (80 por ciento) fue cuando la relación de anchura de garganta de la boquilla ( $2S_0/D_1\lambda$ ) fue 0.41 relación de velocidad fue 0.54 y que el número de álabes tiene solo un moderado efecto en la eficiencia y potencia de salida. El rodete con 15 álabes fue encontrado el más eficiente que el rodete de 10 y 20 álabes.

Durgin and Fay (1984), construyeron un modelo en acrílico de la turbina de flujo cruzado y probaron boquillas con un ángulo de entrada de 50 a 80°, obteniendo una eficiencia máxima del 66%. Ellos también extrajeron el flujo transversal mediante la introducción de un tubo con una ranura para determinar la energía producida por la primera etapa como 83 por ciento mientras que el resto de la potencia provino de la segunda etapa.

Chiatti and Ruscitti (1988) introdujeron un elemento de rotación de desviación interna dentro de la corona del álabe para guiar la corriente y el evitar el efecto debido a la convergencia del chorro en el centro del eje. El rodete prototipo tenía un diámetro de 250 mm con 24 álabes de 145 mm de longitud. La anchura del chorro a carga completa, potencia de diseño, y velocidad de diseño, fueron 4 mm, 140 KW y 300 rpm, respectivamente. El banco de pruebas fue equipado con un medidor de velocidad digital, un freno montado en un soporte oscilatorio con un dinamómetro con un conteo mínimo de 0.05 newton. La eficiencia promedio obtenida fue de 75% con una incertidumbre de más o menos 3%.

Fiuzat and Akerkar (1989 y 1991) estudiaron el efecto del ángulo de ataque, el ángulo del arco de entrada de la boquilla en la eficiencia de la turbina de flujo cruzado. Los resultados indicaron que la configuración vertical de la boquilla es más eficiente que la configuración horizontal y la inclinada (45 grados). Ellos también confirmaron la anterior observación de Nakase (1982) y Kosrowpanah (1984) que la boquilla con un ángulo de entrada de 90° era la óptima. Concluyeron que la eficiencia se incrementaba con un aumento en el ángulo de ataque de 16 a 24°. El estudio experimental trata de identificar la contribución de las dos etapas en la generación de potencia en el eje en una turbina de flujo transversal, mediante un modelo construido en la universidad de Clemson (Carolina del Sur). Los resultados determinaron que la

contribución de la segunda etapa en la potencia total del eje de la TFC es al menos 45% para un arco de entrada de la boquilla de 90°, y al menos 41% para la boquilla de 120°. Estas proporciones son considerablemente diferentes de los valores teóricos dados por los investigadores anteriores. Para un arco de entrada de la boquilla de 90°, hay un flujo más transversal, lo que resulta en una mayor eficiencia para ambas etapas de la turbina.

Azis and Desay (1993), hicieron una completa investigación experimental en el departamento de ingeniería civil de la Universidad de Clemson en Carolina del Sur (Estados Unidos) donde se incluye una revisión de la literatura de la turbina de flujo cruzado y una explicación detallada de los experimentos realizados variando los principales parámetros que influyen en la eficiencia de la turbina para determinar la influencia del ángulo de entrada ( $\alpha_1$ ), relación de diámetros ( $D_2/D_1$ ), relación de aspecto del rodete ( $B/D_1$ ), número de álabes ( $\eta_B$ ) y propagación del flujo de corriente ( $B/W$ ). Los resultados indicaron que la eficiencia tiende a decrecer con un incremento en el ángulo de entrada de 22 a 32°, también decrece ligeramente la eficiencia con un aumento de la relación de diámetros de 0.60 a 0.75. Contrariamente se consigue un incremento en la eficiencia con un incremento en el número de álabes de 15 a 30. Con  $B/W$  1.5 la contribución de la potencia de salida juega un mayor papel en comparación con el momento de inercia, mientras que a valores más altos de corriente de flujo de difusión, el momento de inercia domina sobre la reducción de fugas de agua, por lo tanto,  $B/W$  de 1.5 es mejor que los otros valores calculados (1, 2 o 3). Del mismo modo la relación de aspecto  $B/D_1$  de 0.33 es mejor que 0.50. En este estudio se logró una eficiencia del 88% con una incertidumbre de 2.4%.

Otra investigación experimental fue conducida al estudio de los efectos de algunos parámetros geométricos en la turbina de flujo cruzado. Los modelos fueron construidos con tres diferentes números de álabes, tres diferentes ángulos de entrada del agua y tres diferentes relaciones de diámetro. Las boquillas también fueron construidas para que coincidieran con los ángulos de entrada. Fueron probados un total de 27 rotores. Los resultados de los experimentos indicaron que la eficiencia aumentó con el incremento del número de álabes de 15 a 25. Se determinó que el aumento en el ángulo de ataque por encima de 24° no mejora la eficiencia de la turbina, para el cual 0.68 fue la mejor relación de diámetros. (Desai, et al 1994).

Azis and Totapally (1994), continuaron los extensas investigaciones experimentales sobre el desempeño de la turbina de flujo cruzado, emprendidas por Fiuzat and Akerkar (1989) y Aziz and Desai (1993) en la Universidad de Clemson. El principal objetivo de este estudio fue determinar el impacto del número de álabes, ángulo de salida de la primera etapa, y la difusión de la corriente. Las principales conclusiones fueron que una mejora de la eficiencia se puede obtener con ángulos pequeños de ataque en el rango de 22 a 24°. También se observó un continuo incremento en la eficiencia aumentando el número de álabes de 15 a 35, pero un mayor aumento (a 40) produjo una disminución en la eficiencia. Finalmente se encontró que el valor óptimo de ángulo de salida de la primera etapa debe ser de 90° y que con una boquilla con menor ancho que el rodete se logra una mejora en el rendimiento de la turbina de flujo cruzado.

Joshi et al. (1995), emprendieron un estudio experimental con el propósito de evaluar el desempeño de la turbina para medias y bajas cabezas con una variación sistemática del número de álabes desde 8 hasta 30 y del área de entrada de la boquilla de 23 a 36°. Los resultados demostraron que el rendimiento de la turbina mejora con el incremento en el número de álabes hasta un límite, más allá del cual se deteriora por un incremento en la obstrucción del fluido. El valor óptimo encontrado fue de 20 álabes. El incremento en el arco de entrada de la boquilla mejora su rendimiento, siempre que la carcasa tenga un buen diseño para manejar el aumento de flujo.

Costa Pereira et al. (1996), realizaron un estudio experimental del flujo en la boquilla en una turbina de flujo cruzado. Utilizaron dos tipos de boquillas, una con álabe guía en el interior y otra sin él. Se colocaron 21 tomas de presión para obtener una visión completa de la distribución de presiones dentro de la boquilla. Los resultados mostraron que la distribución de la presión y la eficiencia no fueron significativamente afectadas con la variación de la cabeza. Sin embargo, al probar con y sin rodete, la distribución de presiones vario significativamente, logrando los mejores resultados la boquilla con el álabe guía.

### **2.2.3 Aplicaciones de simulación numérica a turbinas hidráulicas.**

Haciendo una revisión de la literatura científica se han encontrado las siguientes investigaciones que aplican la simulación numérica por medio de software computacional al diseño de turbinas de flujo cruzado:

La primera investigación que aplica simulación numérica sobre medidas experimentales se encuentra en un artículo de Khosrowpanah, donde analiza los parámetros de diseño de la turbina con el fin de determinar su influencia y encontrar un punto de óptimo rendimiento. (Khosrowpanah, et al., 1988).

Una investigación experimental del flujo dentro de la boquilla de una turbina de flujo cruzado (fig. 11), consistió en la medición de la distribución de la presión para dos configuraciones: utilizando la válvula de regulación de flujo y sin ella, tanto con la presencia del rotor y con la boquilla aislada. Los cálculos se realizaron con la ayuda de un ordenador personal y el método de transformación de variables de Schwarz- Christoffel. Se demostró un acuerdo entre los datos experimentales y los cálculos realizados, lo cual justifica el uso de los métodos numéricos para hacer un análisis cualitativo de algunas de las pérdidas atribuibles a la boquilla explicando su bajo desempeño. Los autores sugieren para un trabajo futuro diseñar una boquilla que muestre una buena distribución de presiones sobre las paredes interiores, con un favorable ángulo de incidencia a la entrada del rotor con el fin de lograr mejoras sustanciales en la eficiencia de la turbina. (Costa, et al., 1995).

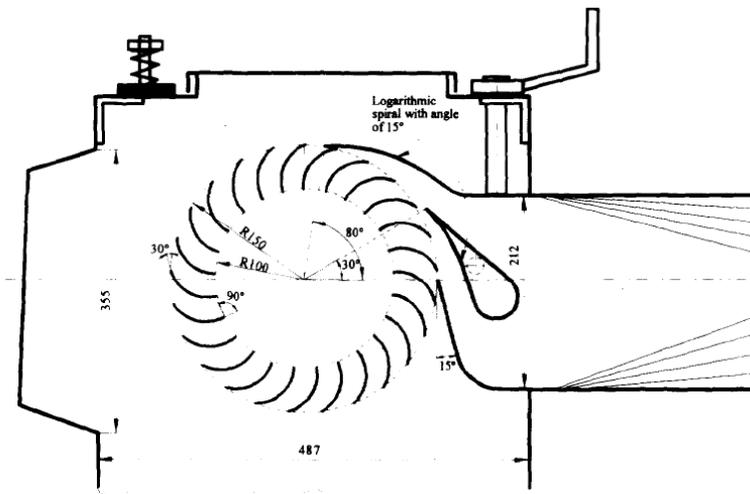


Figura 11. Vista esquemática de la turbina de flujo cruzado probada.

Referencia: Costa et al., 1995.

Marchegiani et al, presentan los resultados de simulaciones numéricas del flujo realizadas sobre un tipo de inyector clásico de una turbina de flujo transversal, utilizando un modelo de flujo laminar y un modelo de turbulencia  $k - \epsilon$ , mediante el software PETSc – FEM escrito en el lenguaje C++, los valores obtenidos para apertura de regulador de 100% como de 20% tuvieron un ajuste razonable con los valores experimentales. (Marchegiani et al., 2002)

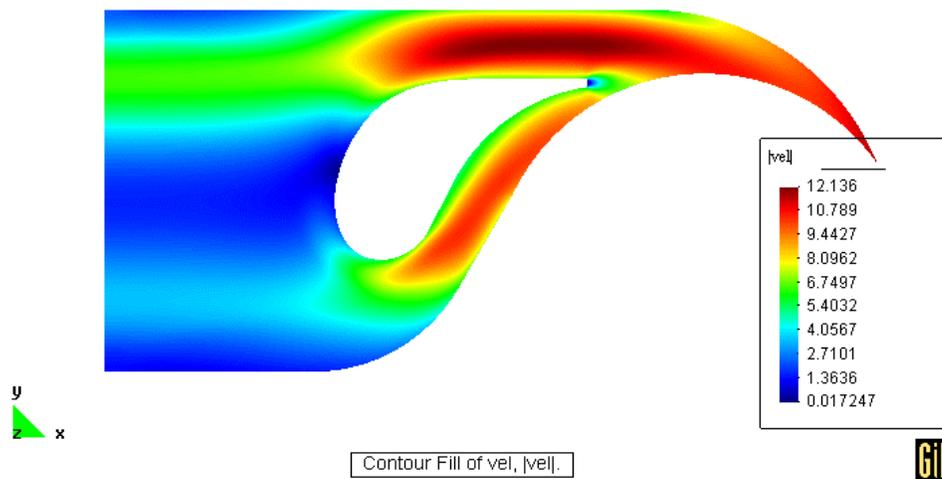


Figura 12. Campo de velocidades en el inyector de una turbina de flujo cruzado.

Referencia: Marchegiani et al., 2002.

Un artículo técnico publicado por la Universidad Nacional de Comahue en Buenos Aires (Argentina), escrito por Ariel R. Marchegiani, donde se muestra el uso del análisis por medio de CFD para asistir al diseño de las turbinas. El objetivo de este análisis numérico fue la validación de la técnica aplicada por medio de la comparación con resultados de ensayos experimentales, los cuales muestran una notable precisión de los resultados alcanzados. La simulación permitió la obtención del caudal erogado por la máquina. (Comahue, 2007)

Una revisión del estado del arte muy detallada en los diferentes aspectos de la simulación numérica del flujo en turbomáquinas hidráulicas la presenta Santiago Lain en un artículo publicado después de desarrollar el proyecto “Investigación para el diagnóstico técnico de una turbina Francis en la Central hidroeléctrica de la herradura, bajo un enfoque integral”. Allí presenta una revisión del estado del arte siguiendo un orden creciente de complejidad, desde las aproximaciones más simples, considerando flujo estacionario y potencial, hasta las tendencias más recientes que tienen en cuenta la simulación no estacionaria del acople rotor-estator con un flujo subyacente turbulento. También se discuten las fuentes de error presentes en las simulaciones numéricas de turbomáquinas hidráulicas que deben tenerse en cuenta a la hora de juzgar la calidad de las simulaciones. (Lain, et al., 2008).

Un análisis realizado mediante simulación numérica 2D toma la parte central de la turbina y divide el dominio en 4 partes: la sección de entrada, el rodete, el interior del rodete y el tubo de aspiración de salida, enmallándolos por separado. Tras la convergencia el análisis mostro una eficiencia del 59.8%, para un caudal de 0.255m<sup>3</sup> /s y una velocidad de rotación de 428.6 min<sup>-1</sup>. El análisis de los vectores de velocidad muestra la necesidad de mejorar el flujo del agua en la región adyacente a los álabes. (Carija et al., 2009)

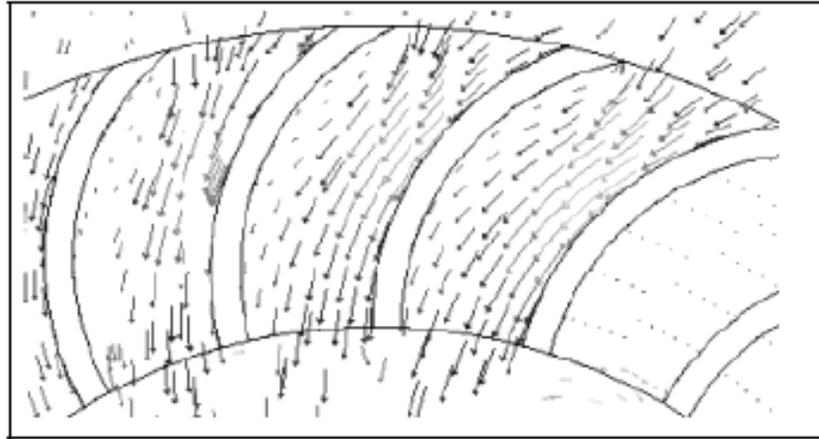


Figura 13. Vista parcial de los vectores de velocidad en la sección superior del rodete.  
Referencia: Carija et al., 2009.

A. Williams en un interesante artículo, describe la investigación y el desarrollo de experiencias exitosas que se han utilizado para permitir el uso de la energía pico-hidráulica en diversas partes del mundo. Una de las técnicas que recomienda para lograr un diseño óptimo y económico es la modelación utilizando CFD, para identificar las causas de las pérdidas de energía y así poder realizar los cambios respectivos en el diseño. Para comprobar la validez del uso de CFD para el diseño, evaluación y mejora de la turbina se midieron los vectores reales de velocidad por medio de un anemómetro Laser Doppler LDA en una turbina miniatura de 200 W, según el montaje experimental mostrado en la figura 14. La concordancia entre los resultados fue buena. (Williams et al., 2009).

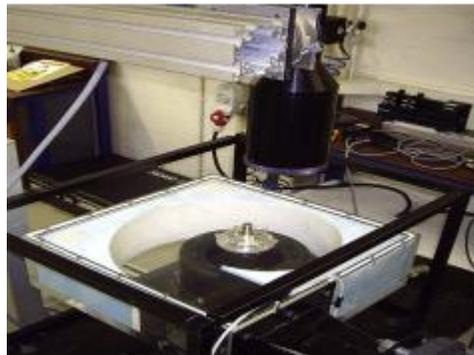


Figura 14. Montaje para la medición de velocidad con LDA.  
Ref. Williams et al., 2009.

Otro artículo muestra que la metodología a seguir para la simulación de flujo en turbinas Francis depende de los objetivos perseguidos: para determinar la curva característica y las pérdidas de energía basta una aproximación estacionaria, mientras que para determinar las interacciones rotor-estator o las fluctuaciones de presión en el rodete se requiere realizar un cálculo transitorio. Los resultados de la simulación comparan satisfactoriamente con las medidas experimentales realizadas sobre la máquina, especialmente en el caso de la curva característica. (Lain, et al., 2010).

Un trabajo que demuestra la utilidad del software CFD de ANSYS para la modelación, plantea la posibilidad de utilizar la turbina de flujo cruzado para la generación con la energía de las olas. Se utilizó un tanque numérico de olas para simular las condiciones del mar y después de lograr las condiciones deseadas, se integraron la boquilla frontal, la boquilla posterior y una zona interna que representaba la carcasa de la turbina.

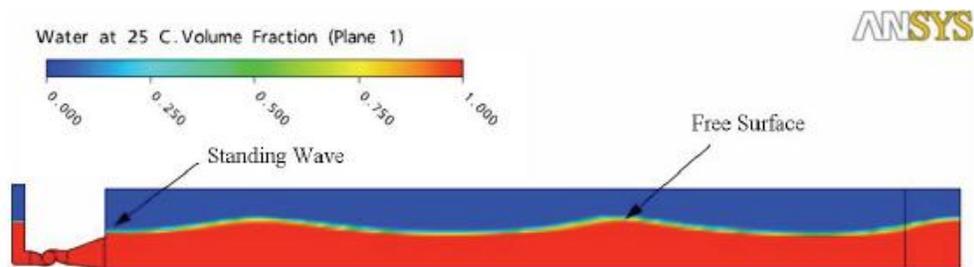


Figura 15. Fracción de volumen en el tanque de olas que muestra la superficie libre y la ola estacionaria.

Ref: Prasad, et al., 2010.

Se analizaron dos modelos para la boquilla de entrada: uno de pared recta y otro de pared en espiral. Los resultados muestran que para el modelo de pared recta, cuando el fluido entra en el canal, tiende a chocar contra la pared superior de la boquilla como se muestra en la figura 16 a., mientras que tener la boquilla en forma de espiral (fig. 16 b), asegura que el fluido entre con un mejor flujo, lo cual es ventajoso consiguiendo un aumento de la conversión de energía en la primera etapa. El ángulo de salida de la boquilla debe ser de 7 grados.

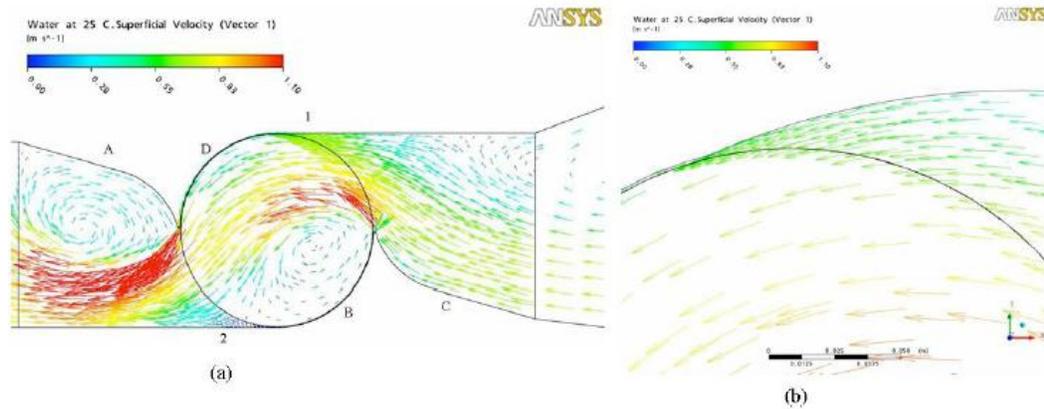


Figura 16. Vectores de velocidad en las zonas analizadas usando boquilla recta (a) y vectores de velocidad en la boquilla con pared en espiral (b).

Referencia: Prasad, et al., 2010.

En el laboratorio de conversión de energía mecánica de la Universidad de Simón Bolívar de Caracas Venezuela se realizó una investigación usando ANSYS CFD, cuyos objetivos eran analizar la velocidad y los campos de presión del flujo transversal dentro del rodete y caracterizar su rendimiento para diferentes velocidades de la turbina. Se obtuvieron ángulos absolutos de la velocidad a la entrada con y sin rodete (dominio I y dominio II) y se observó flujo recirculante en el rodete y en el espacio entre álabes con choques internos que causan considerables pérdidas hidráulicas por lo cual la eficiencia de la turbina disminuye significativamente. Las simulaciones CFD fueron comparadas con datos experimentales y fueron consistentes con los parámetros de rendimiento global. (De Andrade et al., 2010).

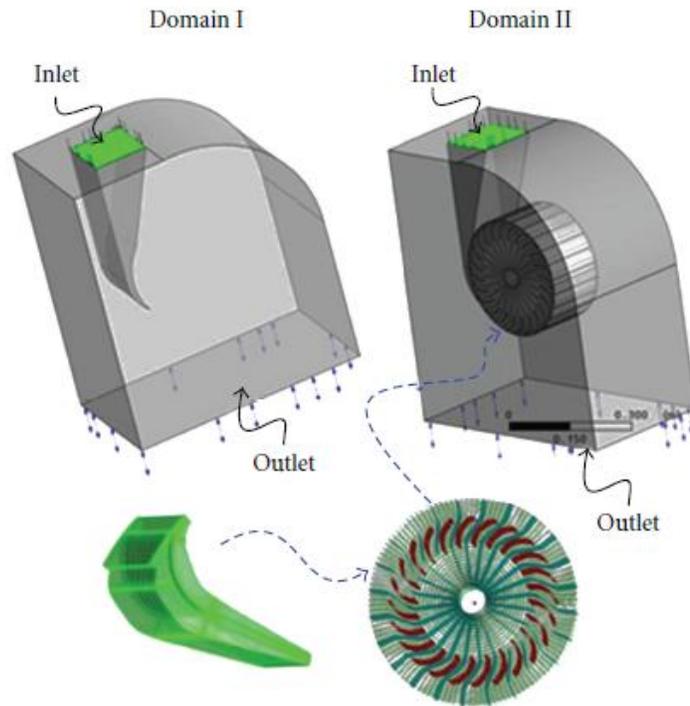


Figura 17. Vistas en 3D de los dominios numéricos I y II

Referencia: De Andrade et al., 2010.

Un estudio de simulación numérica usando el software fluent evaluó el rendimiento de una turbina de flujo cruzado para aplicaciones eólicas en condiciones de poco viento, teniendo en cuenta el par de arranque, las variaciones del par y el coeficiente de potencia, analizando además la configuración del flujo a través y alrededor del rodete. Los resultados muestran el rango de relación de velocidades de operación para un óptimo funcionamiento y confirman que es posible su utilización en zonas aisladas con condiciones de poco viento. (Dragomirescu, A., 2011).

En la Universidad Nacional de Comahue, se ha analizado el comportamiento de una válvula mariposa como elemento regulador de caudal en una turbina de flujo transversal. Se ha podido constatar que la regulación realizada mediante dicha válvula tiene un comportamiento aceptable para aperturas superiores al 50%. Para estas aperturas, el flujo dentro de la turbina no es perturbado en gran medida, con lo que las potencias y los rendimientos no se ven afectados de manera significativa. Las simulaciones numéricas arrojan que el flujo se estabiliza después de la válvula en la transición que une la tubería con el inyector. (Marchegiani et al, 2011).

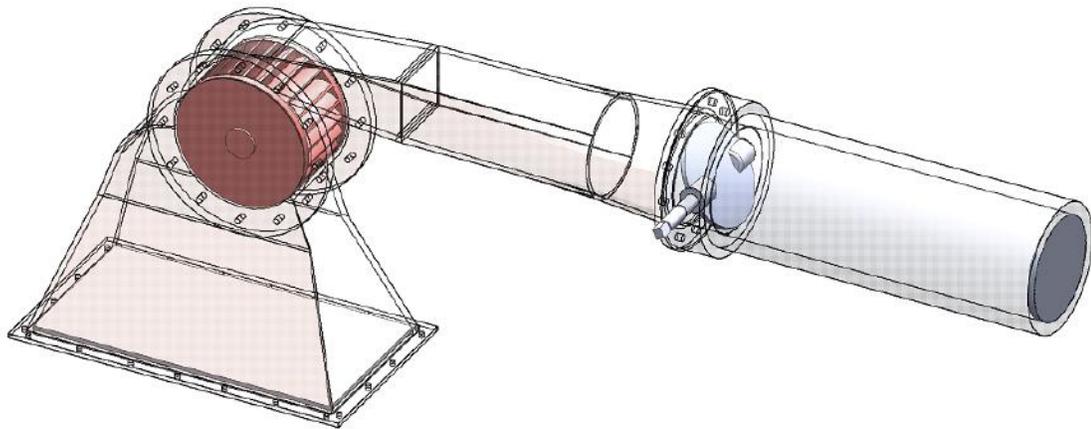


Figura 18. Modelo utilizado en la simulación.  
Referencia: Marchegiani et al., 2011.

Investigadores presentaron en el XXXIII Congreso Nacional de hidráulica en Brescia, un artículo que describe simulaciones numéricas relacionadas con el funcionamiento de una pequeña turbina de flujo cruzado para tres condiciones de caudal:  $Q = 1.05, 3.16$  y  $6.01 \text{ m}^3/\text{s}$ , con velocidades de  $3.5, 10.5$  y  $20 \text{ m/s}$ , demostrando que se mantiene un alto rendimiento para una amplia gama de condiciones de entrada, alcanzando el máximo (86.19%) con un caudal de  $3.6 \text{ m}^3/\text{s}$  (fig. 19). Estas características la hacen una atractiva opción para utilizarla en tuberías de acueductos y de sistemas de riego. (Fecarotta et al., 2012)

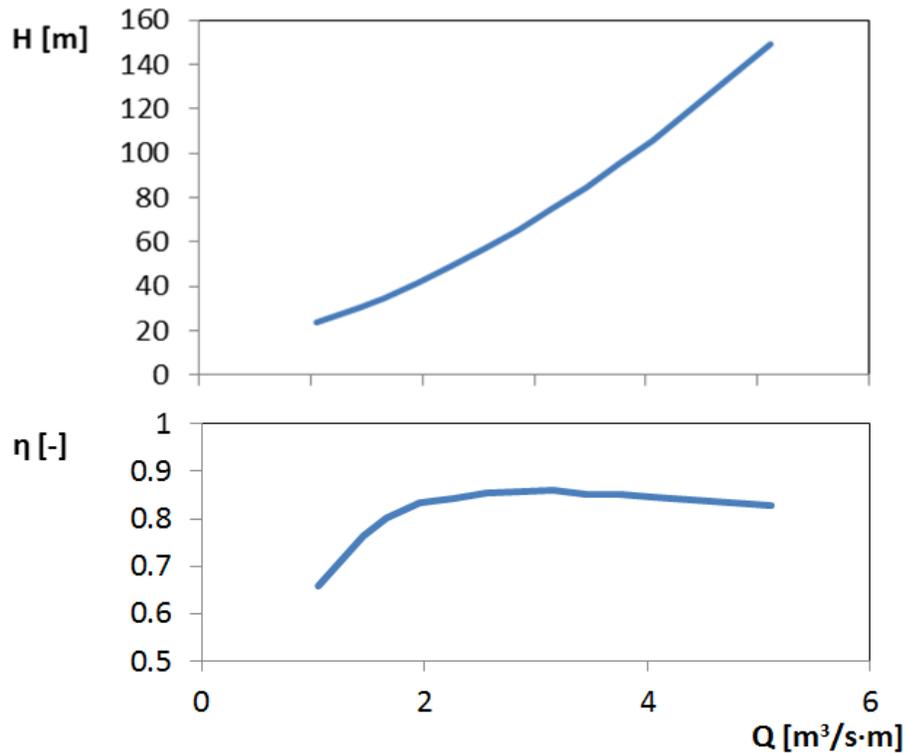


Figura 19. Curvas características variando cabeza vs caudal y rendimiento de la turbomáquina. Referencia: Fecarotta et al., 2012.

Un completo estudio se presenta en un artículo, en el cual, después de una revisión de los trabajos disponibles de los parámetros de diseño para TFC, se describe un nuevo procedimiento de dos pasos. En el primer paso, el ángulo inicial y final de los álabes, el diámetro exterior del rodete y la forma de la boquilla se seleccionan utilizando un análisis hidrodinámico simple. En el segundo paso, el diámetro interior, así como el número de álabes y su forma, se seleccionan mediante pruebas utilizando simulaciones de la dinámica de fluidos computacional (CFD), a partir de los valores de la literatura sugeridas. Se alcanzó buena eficiencia no sólo para la descarga de diseño, sino también para un gran rango de variabilidad alrededor del valor de diseño. (Sammartano et al., 2013)

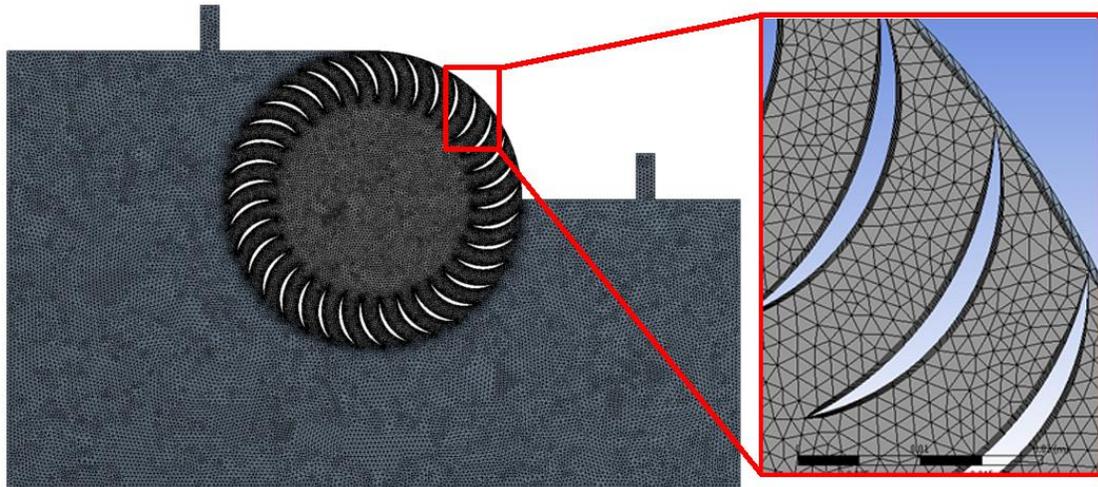


Figura 20. Malla de los dominios físicos para la simulación con un rodete de 35 álabes.  
Referencia: Sammartano et al., 2013.

Acharya et al, analizaron numéricamente las características del flujo en la turbina y optimizaron su rendimiento mediante su modificación geométrica de algunos parámetros como la forma de la boquilla, ángulo de la paleta de regulación y número de álabes del rodete (fig. 21). Las simulaciones se hicieron con el software comercial CFD de ANSYS CFX 13.0. Los parámetros de diseño incluían 10 metros de cabeza, 0.1 m<sup>3</sup>/s de caudal y 642 rpm de velocidad rotacional. Los resultados obtenidos a partir de la geometría base fue de 63.67% de rendimiento, el cual fue incrementado después de las modificaciones geométricas a 76.60%. También se caracterizaron la distribución de velocidades, los contornos de presión, el par de salida en el dominio de flujo. Se observó que la región de flujo de recirculante se redujo y también se varió su patrón. (Acharya, et al., 2015)

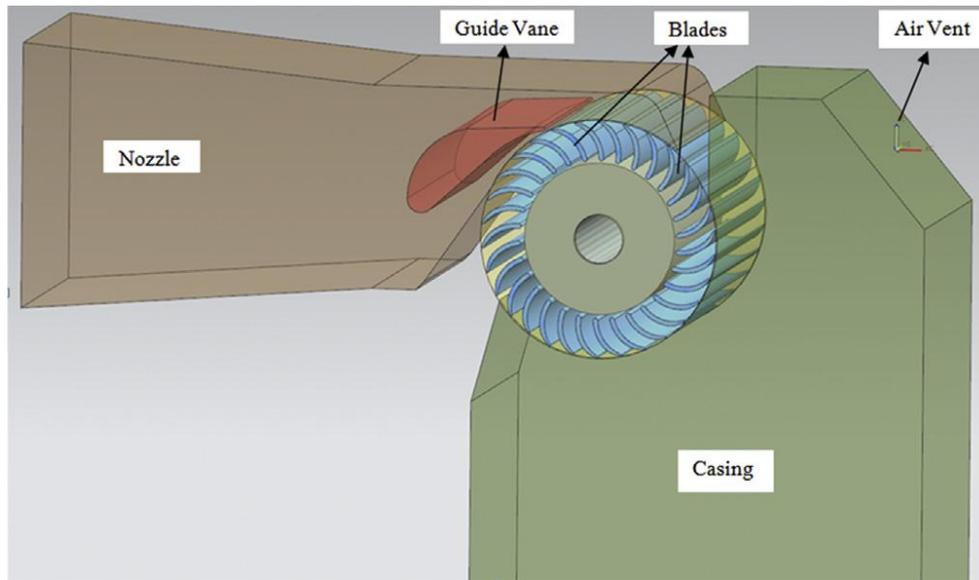


Figura 21. Modelo de turbina de flujo cruzado.

Referencia: Acharya et al., 2015.

#### **2.2.4 Actividad investigativa en torno a la turbina Banki en Colombia. (Gómez, et al., 2008).**

En el País, la actividad investigativa alrededor de esta turbina ha sido escasa, esta se ha desarrollado a partir de tesis de pregrado en el área de Ingeniería Mecánica en algunas universidades. Los trabajos conocidos son:

- En la Universidad de los Andes, se diseñaron, construyeron y evaluaron tres modelos. La diferencia entre estos radica en el diámetro de rodete, número y dimensión radial de los alabes. El objetivo de este proyecto fue la comprobación del principio de funcionamiento.
- En la Universidad Industrial de Santander -UIS-, se acometió el diseño y construcción de un prototipo en acero para una potencia cercana a los 2 kw y 320 RPM de velocidad en el eje. Los objetivos de este proyecto fueron la comprobación del principio de

funcionamiento y la materialización de una turbina que operase en condiciones reales. En esta misma Universidad, Lerzundy y García, desarrollaron un prototipo cercano a 3 kW con una velocidad de 690 RPM.

- En la Universidad del Valle también se acometió el diseño y construcción de un modelo de 2.4 kW a 265 RPM al cual se le reporto una eficiencia máxima de 69.7%. Dicho modelo fue diseñado teniendo en cuenta las condiciones de caudal y cabeza de laboratorio de hidráulica.
- En la Universidad Nacional de Colombia – Sede Medellín, se efectuó un diseño de una turbina, como posible alternativa para proveer un prototipo para el laboratorio de hidráulica de la Facultad de Minas.
- En la Universidad de Antioquia en el año 2012 se llevó a cabo un proyecto de grado denominado “Análisis de la influencia del porcentaje de apertura del álabe director sobre la potencia hidráulica de un picogenerador de flujo cruzado mediante un estudio numérico en software CFD”, encontrando que la máxima potencia se da para una apertura del álabe director entre el 50% y el 60%. Los datos se validaron con un prototipo de 5 Kw (Velásquez et al., 2012)

## 3 CAPÍTULO

### 3.1 Parámetros de diseño.

La turbina TFC es considerada una turbina de acción, de flujo cruzado, de doble efecto y de admisión parcial, que tiene como componentes principales un inyector con una válvula en su interior que regula y orienta el fluido que ingresa a la turbina y un rodete que genera potencia cuando recibe el impulso del agua que pasa a través de él. Esta turbina es una de las mejores opciones cuando se trata de pequeñas centrales hidroeléctricas, por su simplicidad de diseño y fabricación, su alta eficiencia y su bajo costo de mantenimiento.

El rango de aplicación de las TFC lo definen los números específicos de revoluciones, según las siguientes fórmulas:

$$Nq = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (1)$$

$$Ns = N \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (2)$$

Dónde: P= Potencia al freno de la turbina en C.V

Q= Caudal máximo en  $m^3/s$

H= Salto neto en m.

N= Velocidad de giro de la turbina

En la tabla 5 se puede observar el rango de aplicación de la TFC en comparación con los rangos de aplicación de otros tipos de turbinas. Este rango se ha definido con base a las limitaciones de su diseño mecánico en el límite superior y la eficiencia en su límite inferior. Si  $N_q$  está entre 18 y 60 y  $N_s$  está entre 60 y 120 la primera elección cae sobre la TFC pudiendo ser reemplazada por una turbina Francis lenta o normal. (Olade, 1983).

Tabla 5. Rango de aplicación de las turbinas hidráulicas.

<b>Tipo de turbina</b>	<b>Nq</b>	<b>N s</b>
Pelton de 1 tobera	hasta 9	hasta 18
Pelton de 2 toberas	4 a 13	14 a 42
Pelton de 3 toberas o más	5 a 22	17 a 73
Michell Banki	18 a 60	60 a 200
Francís Lenta	18 a 68	69 a 125
Francís normal	38 a 68	125 a 225
Francís Rápida	68 a 135	225 a 450
Axial	105 a 300	350 a 1000

De acuerdo a las experiencias obtenidas con la TFC se deduce que puede operar con saltos comprendidos entre 2.5 y 100 metros, con caudales entre 0.05 y 4 m<sup>3</sup>/s, eficiencias máximas comprendidas entre 80 y 85% y puede generar una potencia máxima hasta de 1000 kW, según se puede observar en la figura N° 22.

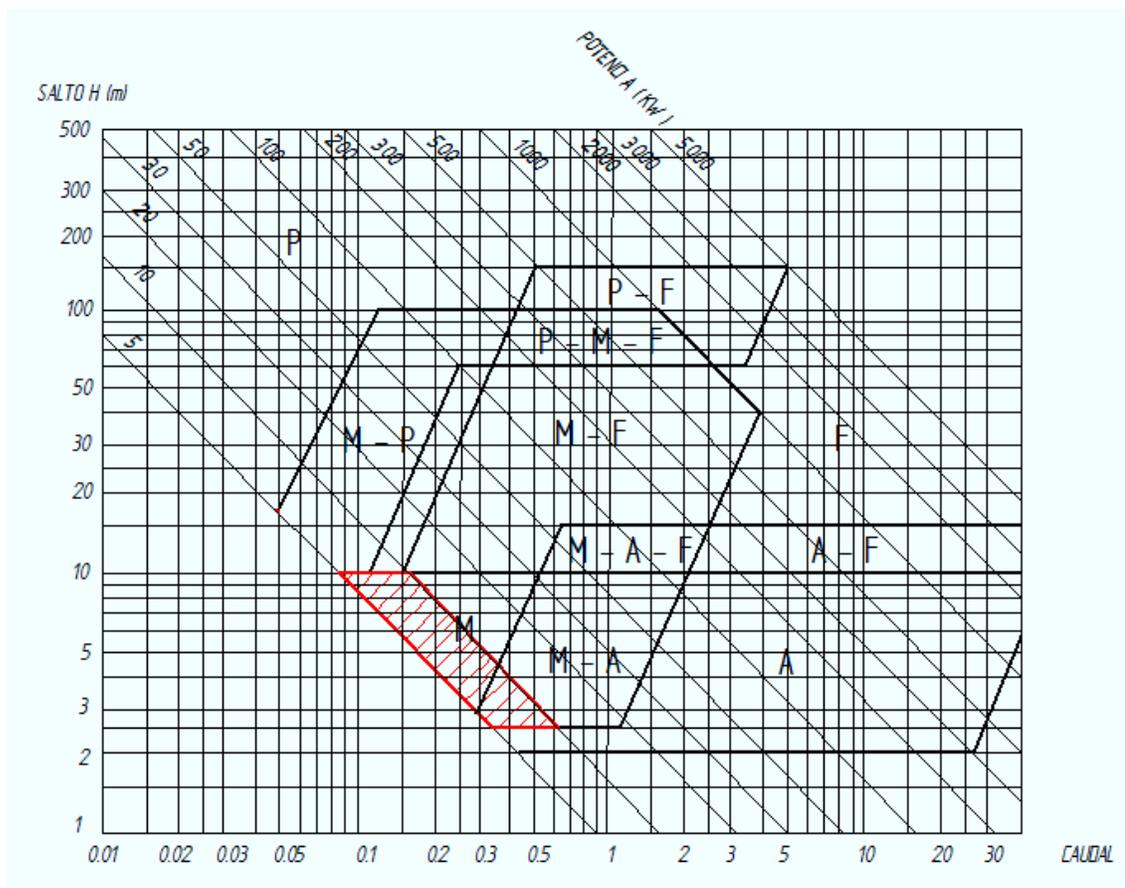


Figura 22. Selección del tipo de turbina.  
(Adaptada de Olade, 1983).

**P** = Turbina Pelton

**F** = Turbina Francis

**M** = Turbina Michell – Banki

**A** = Turbina Axial

Según la figura 22 para la selección del tipo de turbina, teniendo como salto y potencia las delimitadas por el proyecto, el caudal debe estar entre  $0.085 \text{ m}^3/\text{s}$  (85 Litros) y  $0.67 \text{ m}^3/\text{s}$  (670 litros), correspondientes a la zona rayada en color rojo.

Para confirmar los datos anteriores se realiza un análisis de la gráfica de otro fabricante, en la cual se puede apreciar que la TFC es empleada en proyectos hidroeléctricos que aprovechen recursos hídricos comprendidos entre 2 metros de cabeza mínima y 200 metros de

caída máxima; caudal mínimo de 30 L/s y 8000 L/s de caudal máximo, y potencias nominales entre 1 y 1500 Kw, lo cual se puede apreciar en la figura 23 (Hidrociñk, 2001).

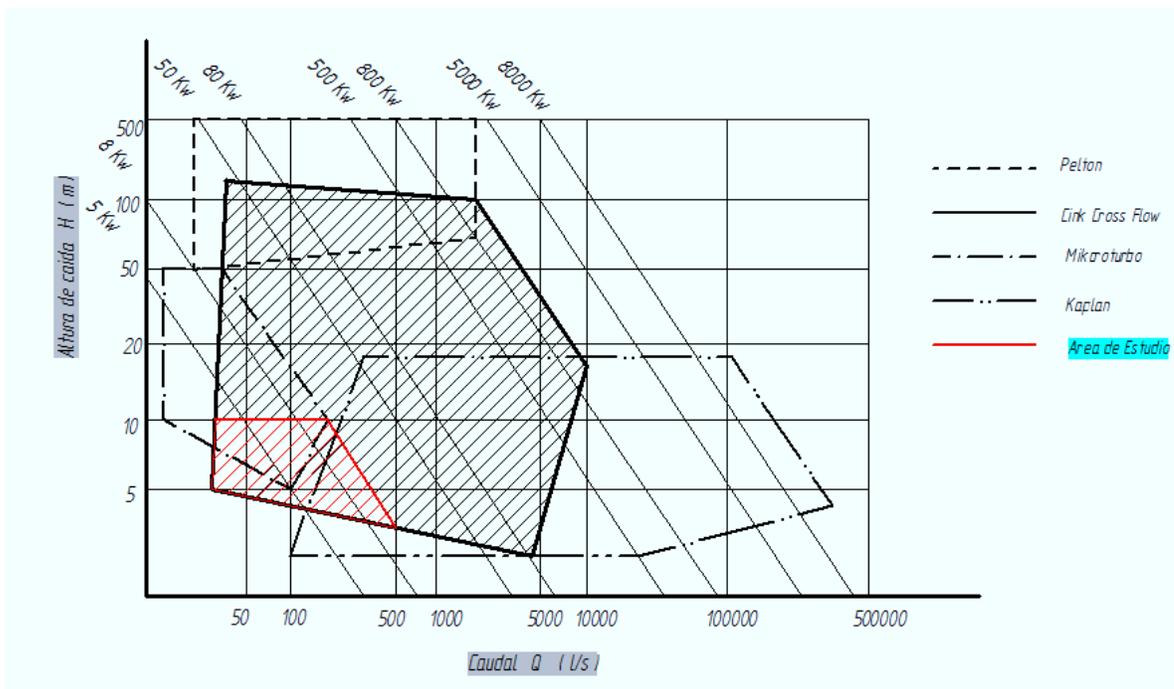


Figura 23. Zonas de utilización de turbinas hidráulicas para un fabricante Checo.  
(Adaptada de Gómez et al, 2008)

En esta misma figura puede observarse la zona que interesa a este estudio que se encuentra delimitada así:

- Cabezas hasta 10 metros.
- Caudales entre 30 L/s y 500 L/s.
- Potencia entre 1 Kw y 10 Kw.

Sabiendo que la potencia hidráulica teórica esta expresada por:

$$P = \gamma QH \quad (3)$$

Para cabeza de 10 m, sabiendo que  $\gamma = 9806 \text{ N/m}^3$ , y variando el caudal, tomando valores que se encuentren dentro del área sombreada de color rojo, se obtiene la tabla 6, que confirma que la zona de estudio está bien definida.

Tabla 6. Valores de Potencia para cabeza de 10 m.

Cabeza (m)	10				
Caudal (L/s)	30	50	70	120	150
Potencia (Kw)	2.94	4.9	6.86	11.76	14.71

Para cabeza de 5 m, y tomando algunos valores de caudal de la gráfica, calculando nuevamente la potencia como se observa en la tabla 7.

Tabla 7. Valores de Potencia para cabeza de 5 m.

Cabeza (m)	5				
Caudal (L/s)	30	70	125	200	280
Potencia (Kw)	1.47	3.43	6.13	9.8	13.73

Para diseñar una TFC se requiere disponer de los datos del salto neto aprovechable y el caudal máximo que fluirá por ella. Este caudal corresponde al mínimo anual registrado después de un estudio hidrológico o puede decidirse de la potencia al freno que la turbina debe entregar al generador para que este entregue una potencia determinada.

La potencia al freno de la turbina se obtiene con la fórmula:  $P_t = \frac{P_g}{\eta_g * \eta_{tr}}$  (4)

Donde:  $P_g$  = Potencia que el generador entrega al sistema eléctrico

$\eta_g$  = eficiencia del generador.

$\eta_{tr}$  = eficiencia de la transmisión mecánica entre turbina – generador.

Con la potencia al freno de la turbina, el caudal de diseño se obtiene con la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{P_t}{9.807 H \eta_T} \quad (5)$$

Dónde:  $Q$  = Caudal máximo de diseño en  $m^3/s$

$P_t$  = Potencia al freno de la turbina en Kw

$H$  = Salto neto aprovechable en m.

$\eta_t$  = Eficiencia de la turbina

El número óptimo de revoluciones a las que debe girar la turbina se deduce con la formula siguiente: 
$$N = \frac{39.85 H^{1/2}}{D_e} \quad (6)$$

Dónde: N= Número de revoluciones por minuto

$D_e$  = Diámetro exterior del rodete en m.

H= Salto neto aprovechable en m.

En la práctica existen tres formas para determinar el diámetro del rodete:

1. Si se requiere que la turbina gire a una velocidad síncrona para acoplarla a un generador comercial, el diámetro exterior se obtiene despejándolo de la fórmula anterior, después de asumir la velocidad del generador.
2. Cuando la transmisión entre la turbina y el generador es a través de bandas o engranajes, se asume el diámetro del rodete y se aplica la fórmula anterior.
3. Una TFC opera en condiciones similares cuando el valor  $\frac{Q}{\sqrt{H}}$  es constante, también se sabe que la eficiencia de estas turbinas no varía apreciablemente en amplios intervalos de valores de Q y H, (Paz et al, 2007). Utilizando estos criterios se calcula el valor:  $\frac{Q}{\sqrt{H}}$  y se selecciona el diámetro del rotor usando la Tabla 8.

Tabla 8. Selección del diámetro del rotor.  
(Paz et al, 2007.)

$\frac{Q}{\sqrt{H}}$	Diámetro del rotor (mm)
0,02236 - 0,04743	200
0,04743 - 0,07906	300
0,07906 - 0,11068	400
0,11068 – 0,15812	500

El diseño de la TFC se basa en que el inyector acelera y regula el flujo de agua que ingresa a la turbina y orienta el chorro de sección rectangular hacia los alabes del rodete, dándole un primer impulso al ingresar a este, para que luego de atravesar el interior del rodete, dar un segundo impulso a las alabes, antes de salir hacia la descarga de la turbina.

### 3.2 Diagramas de velocidad.

Para determinar los diagramas de velocidades de cada punto de la turbina es necesario definir la velocidad de salida del agua del inyector, aplicando la ecuación de Bernoulli:

$$\frac{P_o}{\gamma} + \frac{C_o^2}{2g} + Z_o = \frac{P_i}{\gamma} + \frac{C_i^2}{2g} + Z_i + \Delta H_t + \Delta H_i \quad (7)$$

Dónde:

- $P_o$  = Presión en la superficie
- $C_o$  = Velocidad en la superficie
- $Z_o$  = Nivel topográfico en la superficie
- $P_i$  = Presión a la salida del inyector
- $C_i$  = Velocidad a la salida del inyector
- $Z_i$  = Nivel topográfico a la salida del inyector
- $\gamma$  = Peso específico del agua
- $g$  = Aceleración de la gravedad
- $\Delta H_t$  = Pérdidas de presión en la tubería
- $\Delta H_i$  = Pérdidas de presión en el inyector

Considerando que la velocidad es aproximadamente cero en la superficie, las presiones se pueden considerar iguales a la atmosférica y la diferencia entre  $Z_o$  y  $Z_i$  es igual al salto bruto. La velocidad a la salida del agua del inyector es:

$$C_i = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \sqrt{2gH} \quad (8)$$

Dónde:  $H$ , es el salto efectivo o neto de la central, obtenido de la diferencia entre el salto bruto y las pérdidas de presión en la tubería. Definiendo  $K_c$  como el coeficiente de velocidad del

inyector:

$$K_c = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \quad (9)$$

La velocidad del agua a la salida del inyector queda:

$$C_i = K_c \sqrt{2gH} \quad (10)$$

En la práctica  $K_c$  tiene valores entre 0.97 y 0.98.

La velocidad del agua a la salida del inyector es igual a la velocidad de ingreso al rodete. El chorro se orienta hacia el rodete con un ángulo promedio  $\alpha_2$  que posee valores prácticos de  $16^\circ$

En las turbinas de acción, la velocidad se expresa por:

$$U_2 = K_u C_2 \cos \alpha_2 \quad (11)$$

Siendo  $K_u$  el coeficiente de velocidad tangencial que para las turbinas de acción tiene un valor aproximado a 0.5.

Con estas velocidades se determina la velocidad relativa:

$$W_2 = C_2 \sqrt{1 - Ku(2 - Ku) \cos^2 \alpha_2} \quad (12)$$

Y con el angulo  $\beta_2$  se concluye la construcción del diagrama de velocidades mostrado en la figura 24.

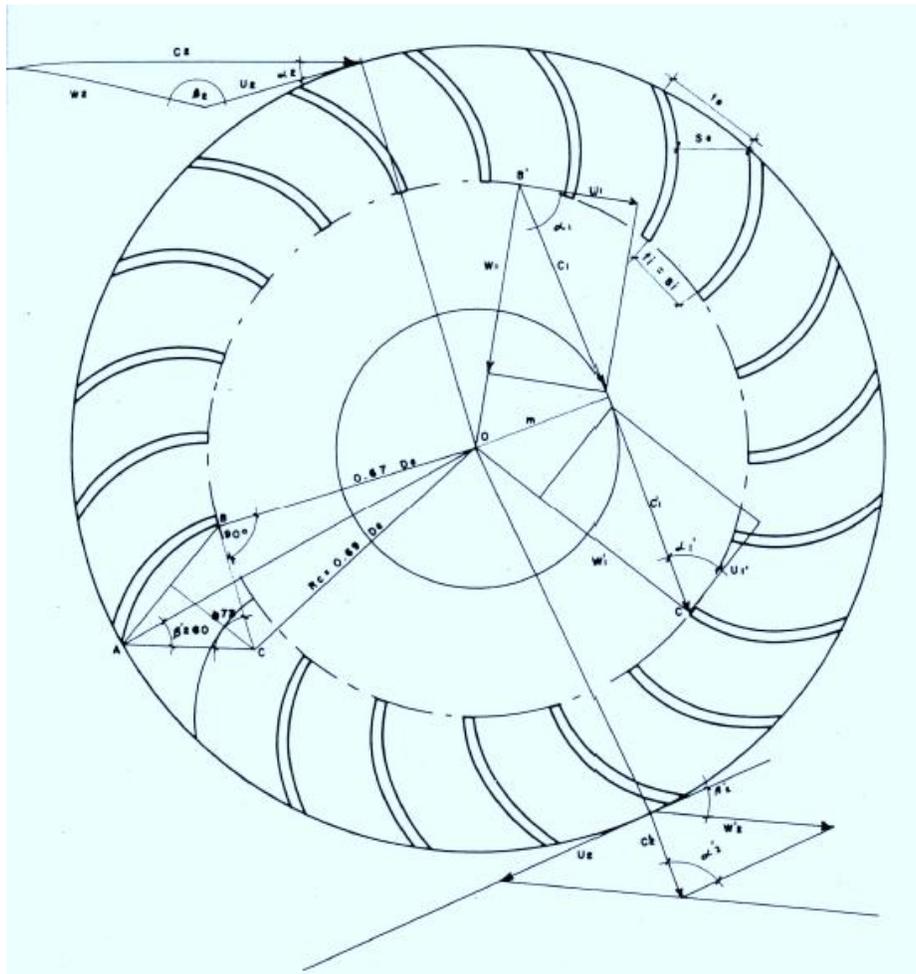


Figura 24. Diagramas de velocidad en el rodete Michell-Banki.

(Olade, 1983)

En el interior del rodete se cumple que los triángulos de velocidades son iguales, debido a que:

$$U_1 = U_1'$$

$$C_1 = C_1'$$

$$\alpha_1 = \alpha_1'$$

$$B_1 = 180 - B_1' \quad (13)$$

$$B_1' = B_1$$

A la salida del agua del rodete, se forma un diagrama de velocidades donde:

$$U_2' = U_2 = K_u C_2 \cos \alpha_2 \quad (14)$$

$$B_2 = 180 - B_2' \quad (15)$$

$$B_2' = \text{arc sen} \left[ \frac{\text{sen } \alpha_2}{(1 - Ku(2 - Ku) \cos^2 \alpha_2)^{1/2}} \right] \quad (16)$$

La velocidad relativa está expresada por:  $\dot{W}'_2 = K_f W_2 \quad (17)$

Siendo  $K_f$  el coeficiente de velocidad relativa que expresa las pérdidas por fricción del agua con los alabes del rodete y puede tomar un valor aproximado de 0.98.

Con estas velocidades se obtiene la velocidad absoluta del agua a la salida del rodete:

$$C_2' = C_2 \sqrt{K_f^2 (1 - Ku(2 - Ku) \cos^2 \alpha_2) + Ku^2 \cos^2 \alpha_2 - 2K_f \cos^2 \alpha_2 (1 - Ku)Ku} \quad (18)$$

El ángulo de salida con respecto a la tangente del rodete se obtiene con la siguiente expresión:

$$\alpha_2' = \text{arc sen} \left| \frac{K_f \text{sen } B_2' \sqrt{1 - Ku(2 - Ku) \cos^2 \alpha_2}}{\sqrt{K_f^2 + Ku \cos^2 \alpha_2 (Ku - K_f^2 (2 - Ku) - K_f)}} \right| \quad (19)$$

Definiendo las constantes así:

- Angulo promedio de entrada  $\alpha_2 = 16^\circ$
- Coeficiente de velocidad  $K_c = 0.98$
- Coeficiente de velocidad tangencial  $K_u = 0.5$
- Coeficiente de velocidad relativa  $K_f = 0.98$

Se obtienen las siguientes expresiones prácticas:

- $C_2 = 4.34 \sqrt{H}$
- $U_2 = 2.09 \sqrt{H}$

- $W_2 = 2.40 \sqrt{H}$
- $W_2' = 2.35 \sqrt{H}$
- $C_2' = 1.20 \sqrt{H}$
- $B_2 = 30^\circ$
- $B_1 = 90^\circ$

Como se puede observar los diagramas de velocidades solo dependen del salto y los ángulos son independientes de las condiciones de salto y caudal.

Para determinar la eficiencia hidráulica de la turbina se aplica la siguiente ecuación:

$$\eta h g H = U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_2' C_2' \cos \alpha_2' \quad (20)$$

$$\eta h = 2 K_C^2 \cos^2 \alpha_2 K_u (1 - K_u) (1 + K_f) \quad (21)$$

También conviene considerar las pérdidas volumétricas, las pérdidas por choques, las pérdidas mecánicas y que se obtengan buenos acabados en la fabricación. Con estas consideraciones la eficiencia puede alcanzar un 82%.

### 3.3 Geometría del inyector.

Se conocen diferentes geometrías del inyector para TFC, como puede observarse en la figura 25. Algunas poseen un álabe de compuerta, otras un alabe directriz con diferentes geométricas y en algunos casos se diseña el inyector sin alabe de regulación.

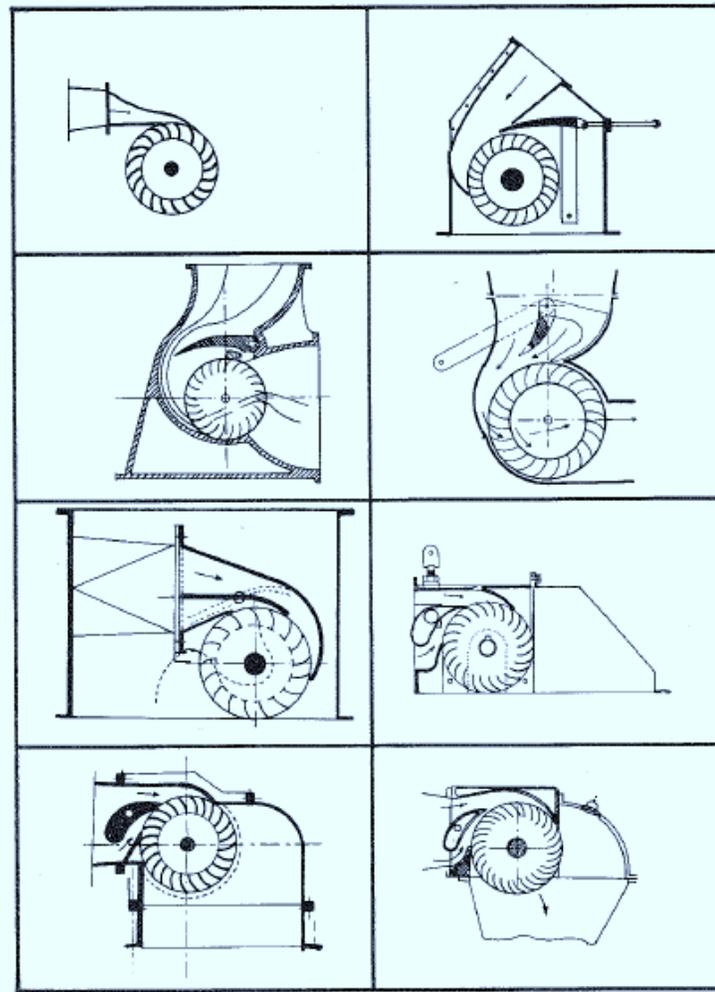


Figura 25. Perfiles de inyectores para TFC  
(Olade, 1983)

Para definir la geometría del inyector es necesario considerar en el diseño una buena conducción y aceleración del flujo de agua, así como también una adecuada orientación y regulación de este flujo hacia los alabes del rodete.

Cuando se define una geometría del inyector con álabe directriz, se requiere definir el perfil del mismo, considerando un balance de pérdidas de presión en los flujos de agua en que se divide el caudal por efecto del álabe. De tal forma que al tener igualadas ambas pérdidas, se obtenga la misma velocidad de salida en ambos conductos.

Considerando un álabe cuya geometría aerodinámica reduzca el torque de accionamiento para la regulación del flujo de agua. Mediante ayuda computacional se diseña el perfil de la figura 26, el cual es función del diámetro del rodete y no sufre variación

cuando se le diseña para diferentes saltos y caudales. La única dimensión que varía en función del salto y caudal, es el ancho del inyector, el cual se calcula con la siguiente fórmula:

$$B = \frac{Q}{P(\pi D_e - eZ) K_o K_c \sqrt{2gH} \text{sen } \alpha_2} \quad (22)$$

Dónde:

B = Ancho interno del inyector expresado en metros

Q = Caudal máximo en  $m^3/s$

P = Factor de arco de admisión que en este caso tiene un valor de 1

$D_e$  = Diámetro exterior del rodete expresado en m.

e = Espesor del álabe del rodete, expresado en m.

Z = Numero de álabes del rodete

$K_o$  = Porcentaje de la circunferencia exterior del rodete por donde ingresa el agua

Una fórmula practica para determinar el ancho del inyector cuya geometría se muestra en la figura 21, se expresa por:

$$B = \frac{0.96Q}{D_e \sqrt{H}} \quad (23)$$

Para el caso de inyectores con geometría diferente, se puede obtener una fórmula práctica basada en la siguiente expresión:

$$B = \frac{CQ}{D_e \sqrt{H}} \quad (24)$$

La constante C se obtiene utilizando la expresión general para el cálculo del ancho del inyector para cada geometría.

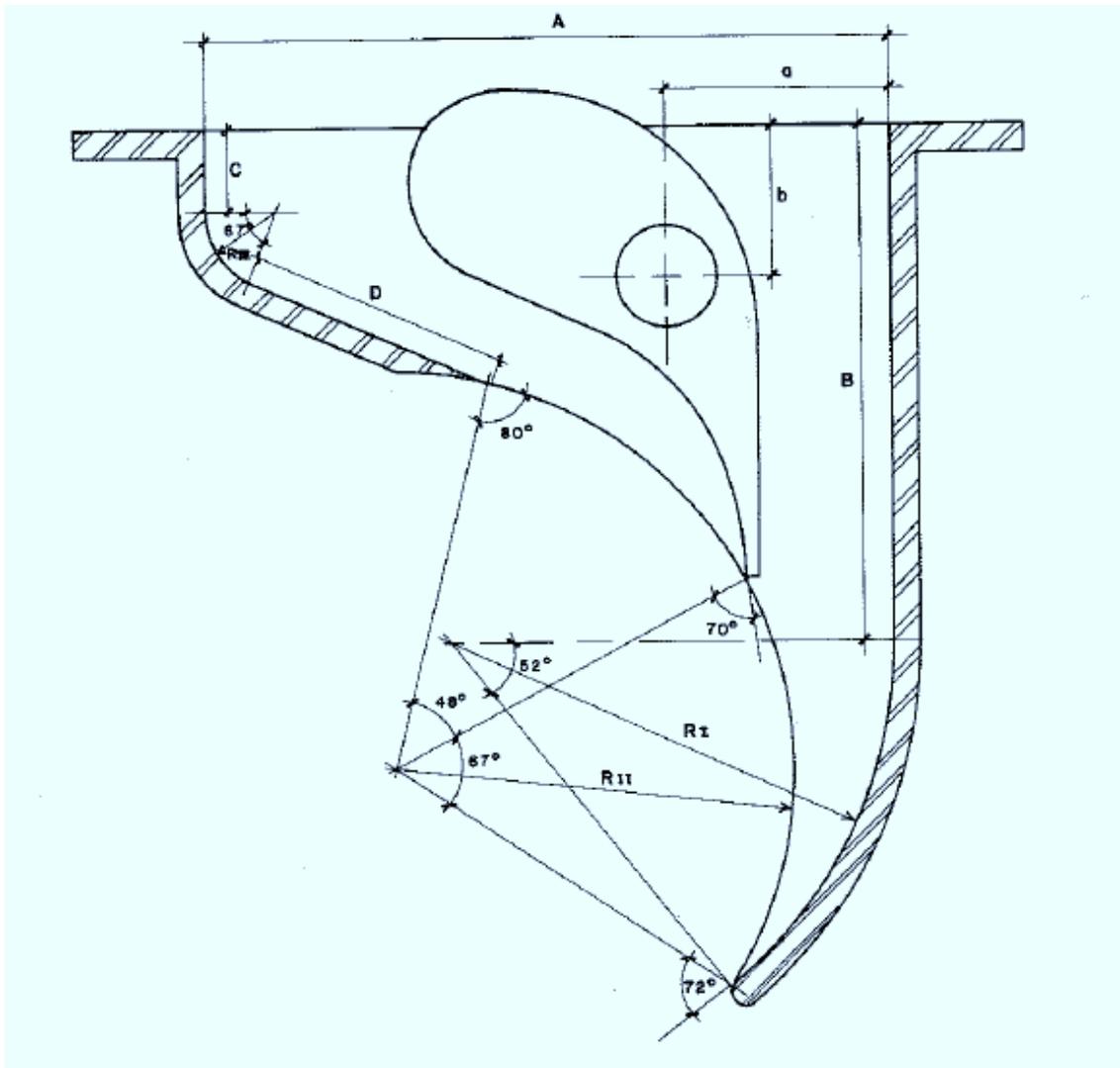


Figura 26. Geometría de un inyector con álabe directriz.

(Olade, 1983)

En la figura 27 se aprecia una variante del álabe desarrollado por la Universidad Nacional de la Plata (U.N.L.P.) y sus relaciones principales, las cuales dependen del radio del rodete, lo que simplifica su cálculo. En este diseño, el álabe regulador divide el flujo en dos partes, una superior y otra inferior, con la finalidad de disminuir la cupla de accionamiento de dicho álabe. Se verifica que la cupla nula se manifiesta para un 50% de apertura aproximadamente. (Zarate et al., 1987)

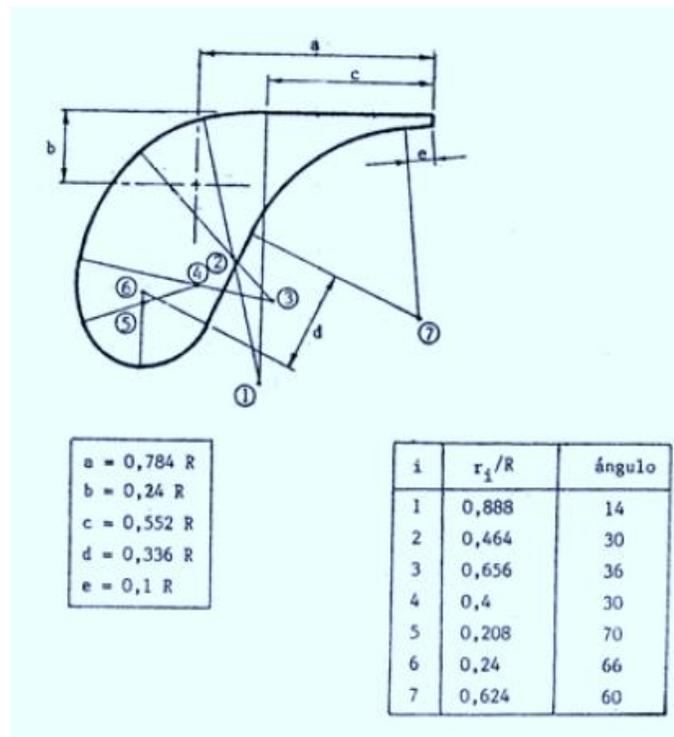
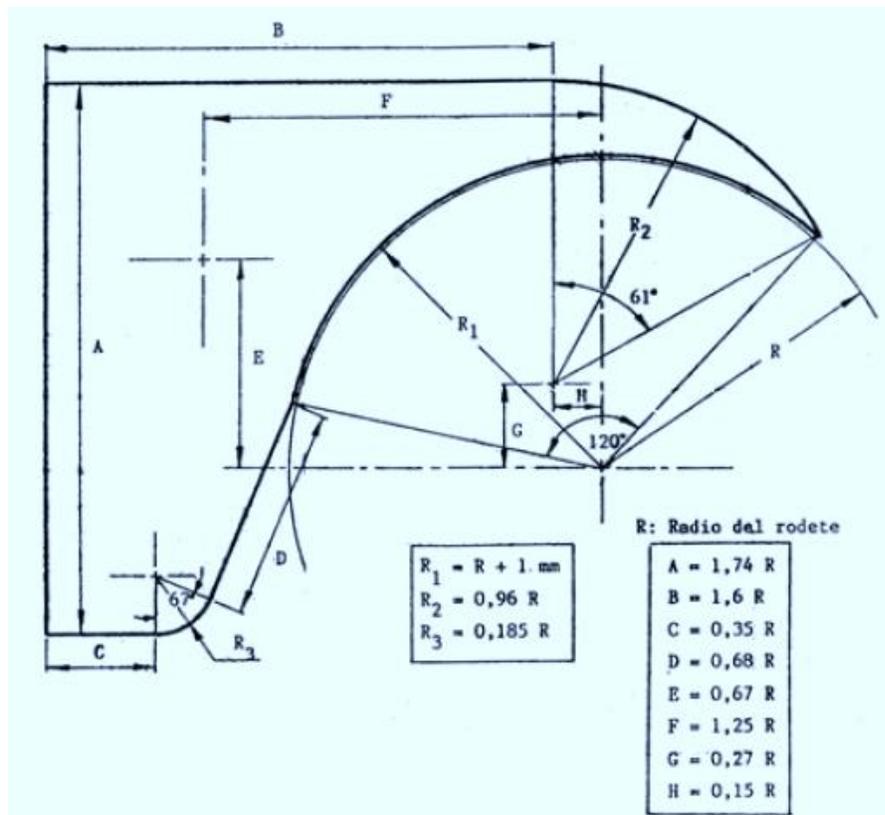


Figura 27. Diseño del inyector y álabe regulador para un rotor de radio R según U. N. L. P. (Zarate et al, 1987)

### 3.4 Geometría del rodete.

La geometría del rodete se determina con base a los ángulos determinados en el punto uno. La relación entre el diámetro interno  $D_i$ , con respecto al diámetro externo  $D_e$ , se expresa por:

$$\frac{D_i}{D_e} = \sqrt{\frac{(2 K_u \cos^2 \alpha_2 - 1) + \sqrt{1 - 4 \cos^2 \alpha_2 (1 - K_u) K_u}}{2 K_u^2 \cos^2 \alpha_2}} \quad (25)$$

Considerando  $\alpha_2 = 16^\circ$  y  $K_u = 0.5$

$$\text{Tenemos} \quad D_i = 0.66 D_e \quad (26)$$

El radio de curvatura de los álabes del rodete se expresa también en función del diámetro exterior y del ángulo del álabe  $B'_2$ , así:

$$r = \frac{D_e}{4 \cos B'_2} \left| 1 - \left| \frac{D_i}{D_e} \right|^2 \right| \quad (27)$$

Sustituyendo valores, se llega a:

$$r = 0.163 D_e \quad (28)$$

El ángulo de la curvatura de los álabes del rodete se obtiene con la fórmula

$$\phi = 2 \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left| \frac{\cos B'_2}{\left| \frac{D_i}{D_e} \right| + \operatorname{sen} B'_2} \right| \quad (29)$$

Sustituyendo valores prácticos, este ángulo tiene un valor de  $73^\circ$

Con estas dimensiones se tiene definido el perfil del rodete para un diámetro exterior asumido o calculado con la fórmula de la velocidad óptima de giro mostrada en la primera parte.

El ancho interno del rodete se obtiene luego de realizar el diseño de detalle del inyector. Una forma práctica de estimar el ancho del rodete es considerándolo como un 50% mayor que el ancho del inyector.

En el diseño de TFC se debe considerar que desde el punto de vista teórico existe una limitante en cuanto al arco de admisión, expresada por:

$$\angle BOC = 2 \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left| \frac{\sqrt{1 - K_u (2 - K_u) \cos^2 \alpha_2}}{\left| \frac{D_i}{D_e} \right| K_u \cos \alpha_2} \right| \quad (30)$$

El máximo porcentaje de arco de admisión, se obtiene de la siguiente expresión:

$$K_o = \frac{\angle BOC}{360^\circ} \quad (31)$$

Para valores de  $\alpha_2 = 16^\circ$  y  $K_u = 0.5$  se obtiene un  $K_o = 0.334$

El porcentaje de admisión para el inyector mostrado es 0.3

Si consideramos que la trayectoria de una partícula de agua en el interior del rodete es rectilínea, se obtiene que el diámetro máximo del eje que atraviesa el rodete debe ser:

$$d = D_i \cos \left| \frac{\angle BOC}{2} \right| \quad (32)$$

Reemplazando con valores prácticos se obtiene:

$$d = 0.328 D_e \quad (33)$$

### 3.4.1 Número de álabes.

Una de las consideraciones más importantes en el diseño del rotor es la óptima selección del número de álabes. La selección del número de álabes se realiza con base al diámetro y las condiciones de funcionamiento de la turbina, es decir, altura y caudal.

Se debe tener en cuenta que un reducido número de álabes provoca pulsaciones en la generación de potencia, además causan mayores pérdidas por separación de flujo en la parte posterior de la pala y demasiados álabes aumentarían el peso del rodete, el costo de la turbina y producirá una aceleración de la vena fluida con el consiguiente aumento de las pérdidas y

el efecto de reja. El número de álabes según el diámetro del rotor, puede ser seleccionado usando la Tabla 9.

Tabla 9. selección del número de álabes del rotor.

Diámetro del rotor (mm)	Número de álabes
200	22
300	24
400	26
500	28

(Paz et al, 2007.)

### 3.4.2 Selección del espesor de los álabes del rotor.

Para facilitar la construcción de los álabes, algunos fabricantes utilizan tuberías comerciales de acero al carbono, bronce, acero inoxidable, etc. Éstas son cortadas formando un arco de circunferencia, como se muestra en la Figura 28. La Tabla 10 muestra los diámetros de tuberías recomendados.

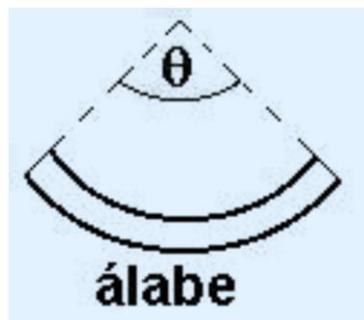


Figura 28. Sección transversal de un álabe del rotor.  
(Paz et al, 2007.)

Tabla 10. Diámetros de tuberías recomendados.

Rotor	Tubería		
Diámetro ( mm)	Diámetro (pulg)	Espesor ( mm)	Peso (kgf/m)
200	2 ½	5.16	8.62
300	4	6.02	16.07
400	5	6.55	21.78
500	6	7.11	28.26

(Paz et al, 2007.)

### 3.4.3 Determinación de la geometría del álabe.

Según el número de álabes seleccionado previamente se tendrá en forma automática el ángulo entre álabes de la siguiente forma:

$$\hat{z} = \frac{360}{z} \quad (34)$$

El siguiente paso es determinar los parámetros de dimensión y ubicación de dichos álabes. Observando la figura 30 se pueden determinar los distintos ángulos característicos así:

$$\theta = \gamma + 30 \quad (35)$$

$$\lambda = 90^\circ + \theta = 180^\circ - \hat{z} - \gamma \quad (36)$$

Reemplazando en la ecuación 41 tenemos:

$$\gamma = 30^\circ - \frac{\hat{z}}{2} \quad (37)$$

Trabajando análogamente con la ecuación 42, se obtienen:

$$\theta = 60^\circ - \frac{\hat{z}}{2} \quad (43) \quad \lambda = 150 - \frac{\hat{z}}{2} \quad (38)$$

Además, por relación geométrica se tiene:

$$\delta = 180^\circ - \gamma - 30^\circ - \theta \quad (39)$$

$$\delta = 150^\circ - 30^\circ + \frac{\hat{z}}{2} + \frac{\hat{z}}{2} \quad (40)$$

$$\delta = \hat{z} + 60^\circ \quad (41)$$

Definiendo el ancho radial del álabe **A** como:

$$A = R - r \quad (42)$$

El ancho radial es una dimensión muy importante, ya que si el álabe es corto radialmente, no se aprovecha la vena fluida en forma deseada; y si el álabe es largo en forma radial, ocasionara mayores pérdidas por fricción y perturbaciones a la salida del álabe en la primera etapa que serán mayores si el eje es pasante.

Por lo tanto deberá hallarse una expresión que la vincule con los parámetros óptimos de la turbina.

De acuerdo con el teorema del seno:  $\frac{\text{sen}\lambda}{R} = \frac{\text{sen}\gamma}{r} \quad (43)$

O sea,  $r = R \frac{\text{sen}\gamma}{\text{sen}\lambda} \quad (44)$

Por lo tanto:

$$A = R \left( 1 - \frac{\text{sen}\gamma}{\text{sen}\lambda} \right) \quad (45)$$

La cuerda del álabe  $A_p$  puede obtenerse de la siguiente manera:

$$\frac{A_p}{\text{sen}\hat{z}} = \frac{R}{\text{sen}\lambda} \quad (52) \quad \text{de donde} \quad A_p = R \frac{\text{sen}\hat{z}}{\text{sen}\lambda} \quad (46)$$

Por último, el radio del álabe  $R_a$  se obtiene como sigue:

$$\frac{A_p}{\text{sen}\delta} = \frac{R_a}{\text{sen}\lambda} \quad (47)$$

Luego,

$$R_a = R \cdot \frac{\widehat{\text{sen}z}}{\text{sen}\delta} \cdot \frac{\text{sen}\theta}{\text{sen}\lambda} \quad (48)$$

Como puede verse todos los parámetros han sido expresados en función del radio **R** de la turbina, con lo que una vez seleccionado el diámetro, todos los parámetros surgen automáticamente.

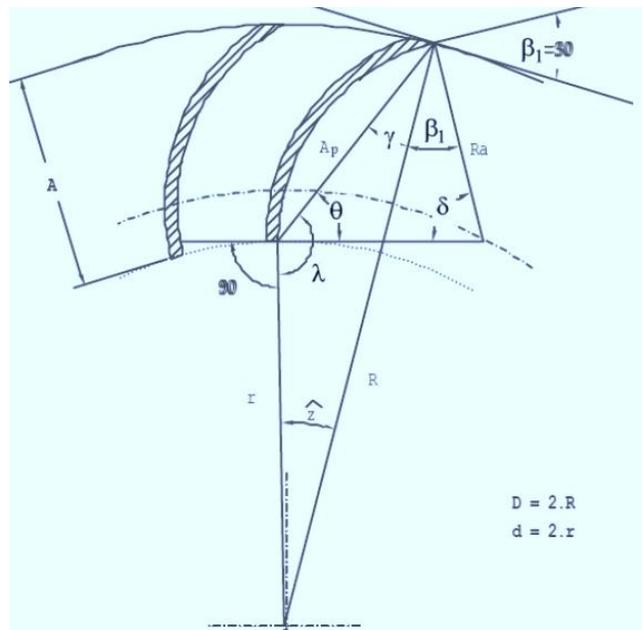


Figura 29. Ángulos característicos del álabe de la turbina Michell-Banki. (Rojas, 1990)

### 3.5 Geometría de la carcasa

La geometría de la carcasa de una TFC se diseña considerando el arco de salida del flujo de agua en el rodete y su trayectoria.

El arco total del rodete se obtiene con la siguiente fórmula:

$$\theta_t = \theta_0 + \theta_1 + \theta_2 + \angle BOC \quad (49)$$

Dónde:  $\theta_o = K_o * 360^\circ$  (50)

$$\theta_1 = \frac{r\phi}{W_2} \frac{360}{60} N \quad \phi \text{ en radianes} \quad (51)$$

$$\theta_2 = \frac{\theta_1}{K_f} \quad (52)$$

En forma práctica esta relación se expresa por:

$$\theta_i = \theta_o + 163^\circ \quad (\text{Figura 30}) \quad (53)$$

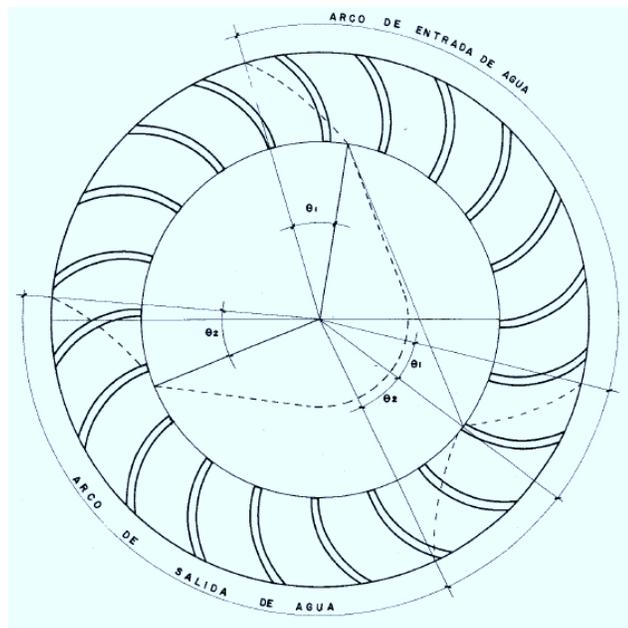


Figura 30. Arco de trabajo de un rodete Michell-Banki con arco de admisión 1/3. (Olade, 1983)

### 3.6 Ejemplo de diseño.

Su rango de aplicación lo definen los números específicos de revoluciones  $N_q$  y  $N_s$ , donde  $N_q$  está entre 18 y 60 y  $N_s$  está entre 60 y 200.

$$Nq = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

$$Ns = N \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}}$$

Delimitando el diseño según las condiciones del proyecto: altura neta hasta 10 metros y potencia hasta 10 Kw. Y sabiendo que 1 HP = 0.7457 Kw y 1 CV = 0.9863 HP, entonces:

$$10Kw \times \frac{1HP}{0.7457Kw} \times \frac{1CV}{0.9863HP} = 13.59CV$$

Según el gráfico de la figura 22 para la selección del tipo de turbina, teniendo como salto y potencia las delimitadas por el proyecto, el caudal debe estar entre 0.085 m<sup>3</sup>/s (85 Litros) y 0.67 m<sup>3</sup>/s (670 litros).

Sabiendo que la potencia al freno de la turbina se obtiene con la fórmula:  $P_t = \frac{P_g}{\eta_g * \eta_{tr}}$

con:  $P_g = 10 Kw$ ,  $\eta_g = 93\%$ ,  $\eta_{tr} = 95\%$

Reemplazando valores se obtiene una potencia al freno de la turbina de 11.32 Kw

Con esta potencia al freno de la turbina el caudal de diseño se obtiene con la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{P_t}{9.807H\eta_T}$$

Dónde:  $H = 10 m$  y  $\eta_T = 78\%$

Reemplazando valores se obtiene un caudal máximo de 0.148 m<sup>3</sup>/s

Para fijar las RPM óptimas, tomando Q y H máximas y sabiendo que  $18 \leq Nq \leq 60$ , entonces:

$$Nq \text{ mínimo } = 18 = N \times \frac{0.148^{1/2}}{10^{3/4}} \quad N = 263 \text{ RPM}$$

$$Nq \text{ máximo } = 60 = N \times \frac{0.148^{1/2}}{10^{3/4}} \quad N = 877 \text{ RPM}$$

Ahora para  $60 \leq Ns \leq 200$ , se tiene:

$$Ns \text{ mínimo } = 60 = N \frac{13.59^{1/2}}{10^{5/4}} \quad N = 289 \text{ RPM}$$

$$Ns \text{ máximo } = 200 = N \frac{13.59^{1/2}}{10^{5/4}} \quad N = 964 \text{ RPM}$$

Las revoluciones por minuto que cumplen con las condiciones están entre 289 y 877 RPM.

**Diámetro exterior**

Fijando las RPM en 400, H en 10 metros y la potencia en 13.59 CV, se calcula el diámetro exterior así:

$$N = \frac{39.85H^{1/2}}{De} \qquad De = \frac{39.85 \times 10^{1/2}}{400} = 0.315\text{m}$$

Ahora reemplazando este valor en las ecuaciones (1) y (2)

$$N_q = 400 \frac{0.148^{1/2}}{10^{3/4}} = 27.36 \qquad 18 \leq 27.36 \leq 60 \qquad \text{Cumple}$$

$$N_s = 400 \frac{13.59^{1/2}}{10^{5/4}} = 82.92 \qquad 60 \leq 82.92 \leq 200 \qquad \text{Cumple}$$

**Diámetro interior.**

$$D_i = 0.66 D_e \qquad D_i = 0.66 \times 315 = 207.9 \text{ mm}$$

**Ancho del rodete.**

Después de hacer el diseño de detalle del inyector y considerando el espacio requerido para la soldadura de los álabes al disco se estima en forma práctica un valor 50% mayor que el ancho del inyector.

$$A = 0.142 \times 1.5 = 0.213\text{m}$$

**Radio de curvatura de los álabes.**

$$r = 0.163 D_e \qquad r = 0.163 \times 315 = 51.35 \text{ mm}$$

**Angulo de curvatura de los álabes.**

El ángulo de curvatura de los álabes cuando  $\alpha_2 = 16^\circ$  tiene un valor de  $73^\circ$

**Arco de admisión.**

El máximo porcentaje del arco de admisión es 0.334. Para este trabajo se tomara un valor de 0.30.

**Diámetro del eje.**

El diámetro máximo del eje que atraviesa el rodete se calcula así:

$$d = 0.328 D_e \qquad d = 0.328 \times 315 = 103.32 \text{ mm}$$

Para fines prácticos se tomara un diámetro del eje de 35 mm. Basado en estudios realizados por varios autores, entre ellos Velásquez, et al., 2012, quienes para una turbina con una potencia de 5 Kw, hicieron un completo análisis estructural para hallar las dimensiones del eje, logrando un diámetro de 25 mm, con un factor de seguridad a la fatiga de 3.03.

### Valores para el diagrama de velocidades en el rodete.

$$H = 10 \text{ m}$$

$$\alpha_2 = 16^\circ$$

$K_c$  en forma práctica toma valores entre 0.97 y 0.98

$$C_i = K_c \sqrt{2 g H} \quad C_i = 0.98 \sqrt{2 \times 9.81 \times 10} = 13.72 \text{ m/s}$$

$$C_2 = 4.34\sqrt{10} = 13.72 \text{ m/s}$$

$$U_2 = 2.09\sqrt{10} = 6.61 \text{ m/s}$$

$$W_2 = 2.40\sqrt{10} = 7.58 \text{ m/s}$$

$$W_2' = 2.35\sqrt{10} = 7.43 \text{ m/s}$$

$$C_2' = 1.20\sqrt{10} = 3.79 \text{ m/s}$$

$$\beta_2' = 30^\circ$$

$$\beta_1 = 90^\circ$$

### Geometría del inyector y del álabe de regulación.

Las dimensiones del perfil del inyector y del álabe de regulación se calculan tomando las relaciones de la figura 27, y un rodete con diámetro exterior de 315 mm. Estas dimensiones se aprecian en las tablas 11 y 12.

El ancho del inyector cuya geometría se muestra en la figura 26, tomando un caudal de diseño de  $0.148 \text{ m}^3/\text{s}$ , se expresa por:  $B = \frac{0.96 Q}{D_e \sqrt{H}}$   $B = \frac{0.96 \times 0.148}{0.315 \sqrt{10}} = 0.142 \text{ m}$

### Torque generado en el eje de la turbina.

El torque en Nm que genera el fluido al atravesar el rotor es:  $T = \frac{P}{n}$   $T = 270 \text{ Nm}$

Dónde P es la potencia al freno en Kw y n es la velocidad en rad/s cuando gira a 400 rpm

Tabla 11. Dimensiones del perfil del inyector.

<i>COTA (mm)</i>	<i>RELACION</i>	<i>VALOR</i>
<i>A</i>	$A=1.74 R$	274.05
<i>B</i>	$B=1.6 R$	252
<i>C</i>	$C=0.35 R$	55.125
<i>D</i>	$D=0.68 R$	107.1
<i>E</i>	$E=0.67 R$	105.525
<i>F</i>	$F=1.25 R$	196.875
<i>G</i>	$G=0.27 R$	42.525
<i>H</i>	$H=0.15R$	23.625
$R_1$	$R_1= R+1$	158.5
$R_2$	$R_2=0.96 R$	151.2
$R_3$	$R_3=0.185 R$	29.14

Tabla 12. Dimensiones del perfil del álabe de regulación

<b>COTA (mm)</b>	<b>RELACIÓN</b>	<b>VALOR</b>	<b>ÁNGULO</b>
a	$a=0.784 R$	123.48	--
b	$b=0.24 R$	37.8	--
c	$c=0.552 R$	86.94	-
d	$d=0.336 R$	52.92	-
e	$e=0.1 R$	15.75	-
	$r_i/R$		
1	0.888	139.86	14
2	0.464	73.08	30
3	0.656	103.32	36
4	0.4	63	30
5	0.208	32.76	70
6	0.24	37.8	66
7	0.624	98.28	60

### 3.7 Influencia de los parámetros de diseño en la eficiencia de la TFC.

Los estudios teóricos y experimentales de los parámetros de diseño y de los fenómenos físicos que rigen el funcionamiento de la TFC buscan encontrar unas relaciones globales que cuantifiquen el impacto de estos parámetros en su eficiencia.

Los parámetros físicos incluyen la razón de flujo, cabeza total, torque en el eje, velocidad angular del rodete, etc. La cabeza total ( $H$ ) es función de la razón de flujo ( $Q$ ). Similarmente para una prueba dada, el torque en el eje y la velocidad rotacional del rodete son interdependientes y ambos dependen de la razón de flujo de entrada. Así para una combinación de boquilla y rodete dados, solamente la razón del flujo de entrada, afectará la eficiencia de la turbina.

Los parámetros geométricos de la turbina incluyen el ángulo de ataque de entrada a la primera etapa ( $\alpha_1$ ), la relación de diámetros del rodete ( $D_2/D_1$ ), el número de álabes ( $\eta_B$ ), el espesor de los álabes ( $b_1$ ), el ángulo de entrada a la primera etapa ( $\beta_1$ ), el ángulo de salida de la segunda etapa ( $\beta_2$ ), el ángulo central del álabe ( $\Theta$ ), la curvatura del álabe ( $Q_B$ ), la relación de anchura de la garganta de la boquilla ( $2S_0/D_1\lambda$ ), la corriente de difusión de flujo ( $B/W$ ), el arco de entrada de la boquilla ( $\lambda$ ), la orientación de la boquilla, el ancho de la boquilla, etc. Entre estos parámetros geométricos, la expresión para muchos parámetros del álabe, tal como, el ángulo de entrada a la primera etapa ( $\beta_1$ ), el ángulo central del álabe ( $\Theta$ ), el radio de curvatura del álabe ( $Q_B$ ), se han derivado en términos del ángulo de ataque de entrada a la primera etapa ( $\alpha_1$ ) y la relación de diámetros del rodete ( $D_2/D_1$ ). Por lo tanto los únicos parámetros independientes son: el ángulo de ataque de entrada a la primera etapa ( $\alpha_1$ ), la relación de diámetros del rodete ( $D_2/D_1$ ), la relación de aspecto del rodete ( $B/D_1$ ), el número de álabes ( $\eta_B$ ), el espesor de los álabes ( $b_1$ ), la corriente de difusión de flujo ( $B/W$ ), el arco de entrada de la boquilla ( $\lambda$ ), la orientación de la boquilla y forma de las paredes de la boquilla.

El impacto del arco de entrada de la boquilla ( $\lambda$ ), ha sido ampliamente estudiado, muchos de estos estudios (Nakase et al. 1982, Khosrowpanah 1984, Akerkar 1989), reportaron que las

boquillas con un arco de entrada de  $90^\circ$  era el más eficiente. Así mismo, Akerkar (1989), encontró que la boquilla con una orientación vertical es óptima, comparada con una orientación horizontal o una inclinada  $45^\circ$ . Similarmente, Nakase et al. (1982), investigo el impacto de la forma de las paredes de la boquilla y concluyo que la forma circular y espiral logarítmica era más eficiente. A continuación se muestran los parámetros más importantes y los estudios correspondientes para lograr un valor óptimo.

### 3.7.1 Número de álabes

Con un bajo número de álabes, la separación puede provocar que no suceda la completa transferencia de energía del fluido al álabe, produciendo pulsaciones en la rotación de la turbina y con un alto número de álabes, los pasos entre los álabes pueden quedar llenos de agua y la presión de retorno puede ser ejercida sobre el chorro de agua de entrada provocando un bloqueo., Aziz et al 1993, en un detallado estudio experimental, observaron un aumento significativo de la eficiencia en el intervalo de 15 a 20 álabes, alcanzando la máxima eficiencia con 30 álabes. Además, una disminución en la eficiencia máxima con un mayor aumento en el número de álabes. Así, se recomienda entre 20 y 35 álabes para lograr eficiencia máxima. Azis and Totapally (1994), continuaron los extensas investigaciones experimentales sobre el desempeño de la TFC, y observaron un continuo incremento en la eficiencia aumentando el número de álabes de 15 a 35, pero un mayor aumento (a 40) produjo una disminución en la eficiencia. Sammartano et al., 2013, muestran un estudio de simulación numérica donde se tienen tres rodetes con 30, 35 y 40 álabes, el cual mostró, oscilaciones regulares en la eficiencia, que disminuyen con el aumento en el número de álabes, potencias de 5.12, 5.20 y 5,07 Kw para 30, 35 y 40 álabes respectivamente y eficiencias para el impulsor de 87%, 88,4% y 86%. La tabla 13 muestra las investigaciones experimentales relacionadas con el número de álabes del rodete y el número óptimo de álabes encontrado.

Tabla 13. Estudio comparativo del efecto del número de álabes.

Investigador	Año	Número de álabes ensayados	Número óptimo de álabes
Mockmore y Merryfield	1949	18 teórico, 20 experimental	20
Varga	1959	30	30
Johnson et al	1982	18	18
Nakase et al	1982	26	26
Durgin y Fay	1984	20	20
Khosrowpanah	1984	10, 15, 20	15
Hothersall	1985	21	21
Ott y Chappell	1989	20	20
Fiusat y Akerkar	1989	20	20
Aziz y Desai	1993	15, 20, 25, 30	30
Aziz y Totapally	1994	25, 30, 35, 40	35
Barglazan	2005	28	28
Choi et al.	2008	26	26
Andrade et al.	2011	24	24
Sammartano et al.	2013	35	35
Chiyembekezo et al.	2014	24	24
Presente estudio	2016	16, 20, 23, 24, 25, 28,32	28

### 3.7.2 Ángulo de ataque a la entrada de la primera etapa.

Fiuzat y Akerkar (1989), condujeron un estudio paramétrico para determinar su influencia, ellos determinaron que con un incremento de 16 a 24°, se incrementa la eficiencia de la TFC. Así mismo, Azis and Desay (1994), estudiaron este parámetro, llegando a la conclusión que la eficiencia tiende a decrecer con un incremento en el ángulo de entrada de 22 a 32°. Azis and Totapally (1994), continuaron esta investigación determinando que una mejora de la

eficiencia se puede obtener con ángulos pequeños de ataque en el rango de 22 a 24°. Un resumen de estos y otros estudios se muestra en la tabla 14.

Tabla 14. Estudio comparativo del efecto del ángulo de entrada.

Investigador	Año	Ángulos ensayados	Ángulo óptimo
Mockmore y Merryfield	1949	16°	16°
Varga	1959	16°	16°
Johnson et al	1982	16°	16°
Nakase et al	1982	15°	15°
Durgin y Fay	1984	16°	16°
Khosrowpanah	1984	16°	16°
Hothersall	1985	16°	16°
Ott y Chappell	1989	16°	16°
Fiusat y Akerkar	1989	16°, 20°, 24°	24°
Aziz y Desai	1993	22°, 24°, 26°, 28°, 32°	22° a 24°
Aziz y Totapally	1994	22°, 24°	22°, 24°
Barglazan	2005	15°	15°
Choi et al.	2008	30°	30°
Andrade et al.	2011	16°	16°
Sammartano et al.	2013	22°	22°
Chiyembekezo et al.	2014	16°	16°
Presente estudio	2016	16°	16°

### 3.7.3 Relación de diámetros del rodete ( $D_2/D_1$ )

Todos los estudios reportados en la literatura se efectuaron con  $D_2/D_1$  ya sea con 0.66 o 0.68. Azis and Desay (1994), extendieron este estrecho rango de 0.60 a 0.75, hallando un ligero decrecimiento de la eficiencia con un aumento de la relación de diámetros de 0.60 a 0.75. La tabla 15 resume los estudios realizados por diferentes investigadores.

Tabla 15. Resumen comparativo de las investigaciones de la relación de diámetros.

Investigador	Año	$D_2/D_1$
Mockmore y Merryfield	1949	0.66
Varga	1959	0.66
Johnson et al	1982	0.68
Nakase et al	1982	0.68
Khosrowpanah	1984	0.68
Hothersall	1985	0.66
Fiusat y Akerkar	1989	0.68
Ott y Chappell	1989	0.68
Aziz y Desai	1993	0.60 a 0.75
Aziz y Totapally	1994	0.68
Presente estudio	2016	0.68

### 3.7.4 Relación de aspecto del rodete ( $B/D_1$ ).

Un estudio realizado por Khosrowpanah incluye dos valores para la relación de aspecto del rodete ( $B/D_1$ ): 0.5 y 1. Sin embargo no mencionaba el impacto de ( $B/D_1$ ) en la eficiencia de la TFC. Del mismo modo, Azis and Desay (1994), utilizaron una relación de aspecto  $B/D_1$  de 0.33 y 0.50, manteniendo constante  $D_1$  en 12 pulgadas, se lograron mejores rendimientos con 0.50. Khosrowpanah et al 1988 investigó que el parámetro de la turbina que refleja el papel del número de álabes es la relación de solidez, definida como:

$$\sigma = \frac{a}{t}$$

En la que  $a$  es la distancia radial desde el exterior hasta el borde interior de los álabes.  $t$  es la distancia entre dos álabes consecutivos, medida a lo largo de la periferia del rodete.

Usando la figura 31, y despreciando el espesor del álabe:

$$t = \frac{\pi D_1}{n} \quad \text{y} \quad a = \frac{D_1 - D_2}{2} = \frac{D_1}{2} \left(1 - \frac{D_2}{D_1}\right)$$

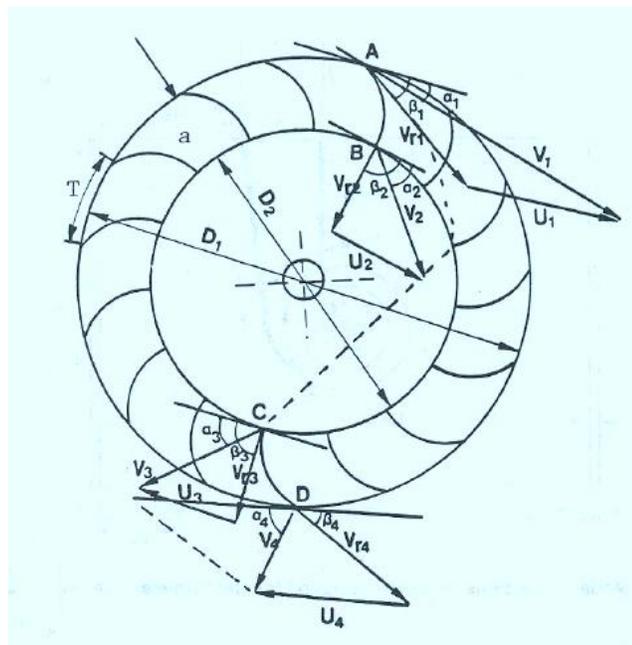


Figura 31. Geometría del rodete para determinar el número de álabes. (Khosrowpanah, 1988)

La relación de solidez, que es una variable geométrica, depende del número de álabes y también del diámetro del rodete. El diámetro del rodete y también su anchura generalmente están diseñados basados en la cabeza y la descarga disponibles. Por lo tanto, la relación de solidez (o el número de álabes) también dependerán de la cabeza y descarga. Khosrowpanah

(1984) derivó la ecuación  $\frac{D_1}{B} = \frac{\cos \beta_1 \sqrt{2g\eta}}{6Q'} \lambda$

Donde el lado izquierdo es llamado la relación de aspecto, para la cual Balje (1981) sugiere un valor de 1.0. Sustituyendo en la ecuación 34, de 35,36 y 37:

$$\sigma = \frac{n}{2\pi} \frac{D_1}{B} \left(1 - \frac{D_2}{D_1}\right) \frac{6Q'}{\cos \beta_1 \sqrt{2g\eta\lambda}}$$

En la que B es la anchura del rodete a lo largo del eje. Q' es la unidad de descarga, que es una representación adimensional de descarga. El ángulo  $\beta_1$  es definido en la figura 27. La relación  $D_2/D_1$  varía dentro de un estrecho rango de 0,66 a 0,69 de acuerdo con el trabajo teórico realizado por Sonnek (1923). La relación  $D_1/B$ , llamada la relación de aspecto, es determinada por el diseñador. Ossberger (1981) ha construido turbinas con relaciones de aspecto hasta de 3.5. Balje (1981) asumió una relación de aspecto de 1.0 para sus cálculos teóricos. La mejor elección será probablemente en el rango de 1.0 a 2.0. Eligiendo la relación de aspecto, la ecuación 38 dará el número óptimo de álabes.

### 3.7.5 Difusión del flujo de corriente (B/W)

Nakase et al. (1982), encontró que la máxima eficiencia se consigue con una garganta de un ancho adecuado. La eficiencia aumenta si se incrementa el ancho de la boquilla. Azis and Desay(1994), investigaron valores de B/W de 1, 1.5, 2 y 3 determinando que con B/W 1.5 la contribución de la potencia de salida juega un mayor papel en comparación con el momento de inercia, mientras que a valores más altos de corriente de flujo de difusión, el momento de inercia domina sobre la reducción de fugas de agua, por lo tanto, B/W de 1.5 es mejor los otros valores calculados.

### 3.7.6 Eficiencia

Los ensayos realizados por distintos investigadores sitúan el rendimiento hidráulico de esta máquina entre un 65-70%, otros autores mencionan un 61% aclarando que la segunda etapa entregan un 17%, y en general muchos autores indican un 70% hasta un 84%. Es interesante ver como se han desarrollado algunos de estos ensayos y los resultados obtenidos lo cual demuestra en las tablas 16 y 17.

Tabla 16. Cronología de los estudios teóricos y la eficiencia máxima obtenida.

Referencia: Adaptada de Aziz et al., 1994.

Investigador	Año	Eficiencia Máxima
Donat Banki	1917-1919	92% (sin pérdidas)
Mockmore y Merryfield	1949	87.8%
Haimerl	1960	82% (asumida)
Balje	1980	73% 82% (con tubo de aspiración)
Durgin y Fay	1984	66%

Tabla 17. Eficiencia máxima alcanzada en los estudios experimentales.

Referencia. Aziz et al., 1994.

Investigador	Año	Eficiencia máxima %
Mockmore y Merryfield	1949	68
Varga	1959	77
Johnson et al	1982	80
Nakase et al	1982	82
Durgin y Fay	1984	66
Khosrowpanah	1984	80
Hothersall	1985	75
Ott y Chappell	1989	79
Fiusat y Akerkar	1989	89
Aziz y Desai	1993	90

La tabla 18 muestra los resultados de diferentes investigaciones reflejadas en la literatura, estudiando diferentes parámetros.

Tabla 18. Parámetros característicos en turbinas ensayadas por diferentes investigaciones.

Referencia	D/d	D/B	z	$\eta_h$
Yokohama, 1985, Japan	0.66	4.25	26	80.60
Vigm, 1986, CCCP	0.63	3.00	24	78.00
Ganz, 1984, Hungria	0.66	1.00	30	75.00
Alabama, 1983, USA	0.66	0.25	20	75.00
Resita, 1983, Rumania	0.66	1.28	24	73.00
Ktu, 1987, Trazbon, Turkia	0.54	0.81	24	71.30
Oregon, 1949, USA	0.66	1.09	20	68.00
Vdi, 1981, Etiopia	0.67	3.26	36	66.00
Los Andes, 1973, Colombia	0.62	1.87	27	60.60
Odtu, 1985, Ankara, Turkia	0.83	1.44	30	55.50

(Marchegiani, A. 1992)

## 4 Capítulo

### 4.1 Estandarización de las TFC

Una vez conocido el diseño de la TFC se pueden establecer criterios para definir una serie estandarizada de este tipo de turbinas, para seleccionarla o para reubicarla en un proyecto específico.

En la actualidad muchos fabricantes de turbinas han optado por definir series estandarizadas, que les da la ventaja de optimizar los diseños, pudiendo con ello reducir los costos de ingeniería y fabricación. La estandarización posibilita al ingeniero proyectista realizar una adecuada selección de la turbina y con conocimientos básicos de su diseño está también en capacidad de reubicar esta turbina en otros proyectos.

La estandarización de las TFC consiste en diseñar un número adecuado de turbinas, similar a lo que se hace con los sistemas de bombeo, de tal modo que se complementen en su campo de aplicación y que en su conjunto cubran el rango de aplicación de este tipo de turbinas.

Para establecer series de turbinas estandarizadas, se puede utilizar la fórmula del número específico de revoluciones expresado en función del caudal  $Q$ :

$$Nq = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Reemplazando el número óptimo de revoluciones de la turbina:

$$N = \frac{39.85 H^{1/2}}{De}$$

Con estas dos expresiones se obtiene el número específico de revoluciones  $N_q$ , en función del diámetro del rodete:

$$Nq = 39.85 \frac{Q^{1/2}}{D_e H^{3/4}}$$

De esta expresión se deduce que cuando se diseña una TFC para una determinada condición de salto y caudal, al asumir el diámetro del rodete, se está definiendo un número específico de revoluciones que corresponden a las dimensiones de la turbina, por tal motivo, desde el punto de vista hidráulico, la turbina podría operar en todas las combinaciones de salto y caudal que cumpla con la siguiente expresión:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \left| \frac{DeNq}{K} \right|^2 = cte$$

Si la misma turbina se opera a carga parcial, se podrían satisfacer mayores combinaciones de salto y caudal, tal como se puede ver en la figura 32.

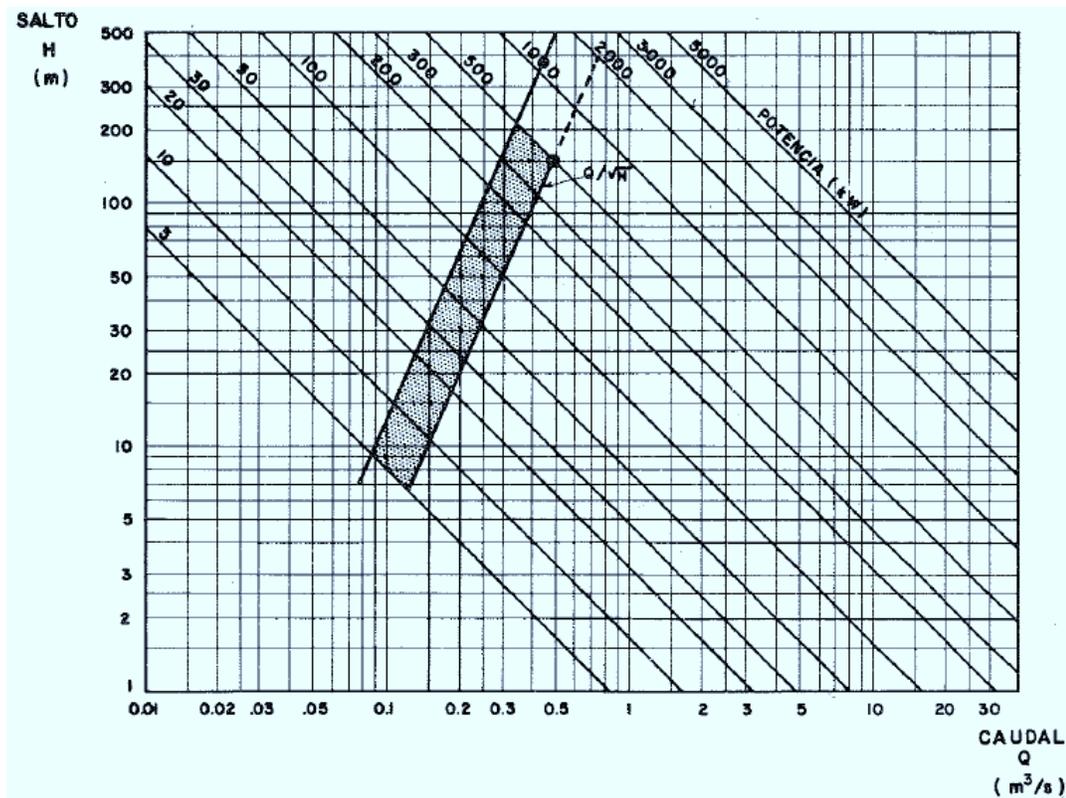


Figura 32. Combinaciones de salto y caudal en las que puede operar una turbina. (Olade, 1983)

Aplicando esta relación a la turbina diseñada en este trabajo, se comprueba como tomando otros valores de salto y caudal que mantengan la misma relación de  $\frac{Q}{\sqrt{H}} = cte$  y llevándolos a una gráfica se genera entre los datos una línea recta, tal como se puede observar en la figura 33. De esta forma se pueden diseñar otras turbinas que se complementan en su aplicación y con ello se conseguiría cubrir el rango de las aplicaciones de la TFC para la zona que interesa a este trabajo tal como se puede apreciar en la figura 34.

En este caso se considera una transmisión entre la turbina y el generador a través de bandas o engranajes. Cuando se desee utilizar una transmisión con acoplamiento directo será necesario dividir el campo de aplicación utilizando diferentes diámetros de rodete, de acuerdo a las velocidades síncronas de los generadores comerciales.

Para definir el número total de áreas de aplicación de turbinas estandarizadas, es necesario definir el límite inferior del porcentaje de carga parcial, con que se recomienda operar la turbina cuando satisfaga la máxima demanda de diseño que le corresponde en la central. Este porcentaje se puede deducir de la curva característica de la eficiencia de la turbina a carga parcial.

En el caso de la TFC, la estandarización debe considerar que por razones mecánicas y geométricas existe un límite máximo del diámetro del eje del alabe directriz del inyector que a su vez define en ancho máximo de inyector para cada diámetro de rodete asumido.

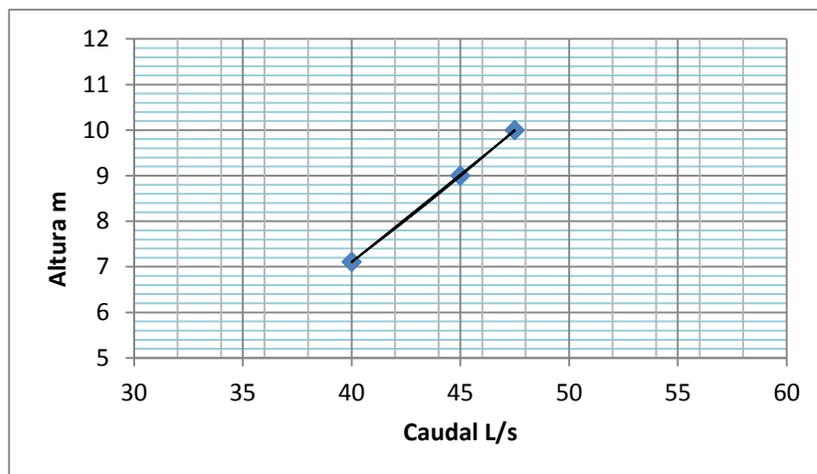


Figura 33. Gráfica de  $Q/H = cte.$

(Elaboración propia)

También es necesario resaltar que la estandarización de las TFC presenta la ventaja de poder establecer, para cada diámetro de rodete estándar, varios anchos de inyector, que a su vez define los tamaños de cada turbina estándar. Es así que se ha realizado una estandarización de las TFC, lograda calculando el valor mínimo y máximo de  $\frac{Q}{\sqrt{H}}$  y dividiendo este rango en cinco tamaños de turbinas estandarizadas, según se puede observar en la tabla 19. Esta estandarización se ha considerado como límite superior un salto máximo de 10 metros, con un caudal no mayor de 500 litros por segundo y las unidades no desarrollan más de 10 Kw de potencia en el generador eléctrico, tal como se puede ver en la figura 34, donde la línea azul en la zona C corresponde al rango de aplicación de la turbina diseñada en este trabajo.

Tabla 19. Selección del tipo de turbina estandarizada.

$\frac{Q}{\sqrt{H}}$	Tipo de turbina
0,010 - 0,016	A
0,016 - 0,038	B
0,038 - 0,075	C
0,075 - 0,150	D
0,150 - 0,300	E

La estandarización realizada ha contemplado una transmisión por bandas o engranajes entre la turbina y el generador, y a su vez de acuerdo al salto con que opera cada turbina, esta giraría a diferentes números de revoluciones.

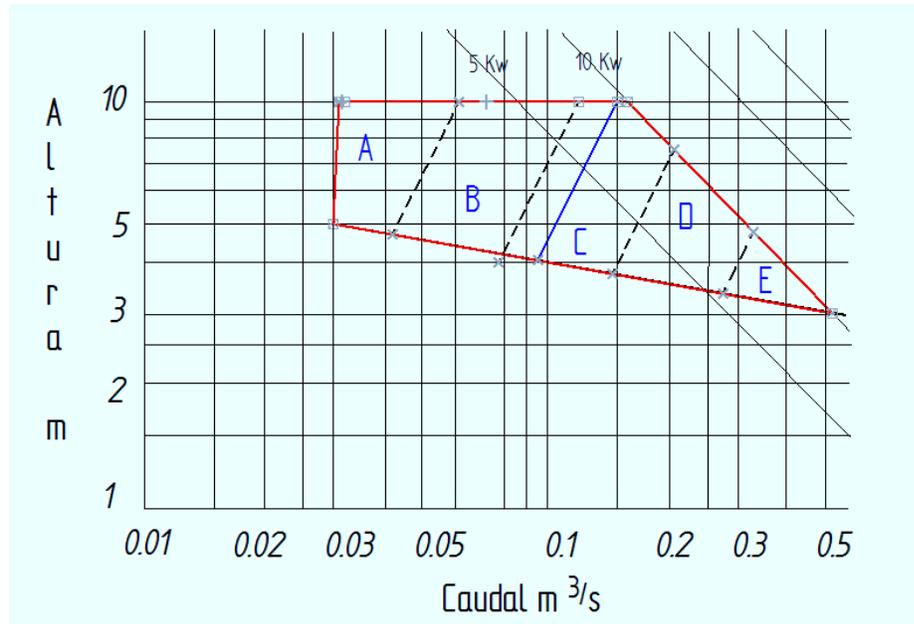


Figura 34. Diagrama para seleccionar las TFC estandarizadas.  
(Elaboración propia)

## 4.2 Selección y reubicación

Cuando se dispone de catálogos con gráficos similares al indicado en la figura 29, la selección de la TFC se realiza intersectando los datos de salto y caudal del proyecto.

Para determinar el número de unidades que se instalarán en una central, es necesario considerar el estudio de evaluación de demanda del proyecto, porque en él se determinará el porcentaje de carga parcial con que operará la turbina cuando alcance la máxima demanda diaria el año inicial y si este porcentaje de carga parcial es superior al 30 % se recomienda utilizar una sola unidad, en caso de ser superior al 15 % se puede utilizar dos unidades y en casos excepcionales cuando esta relación es de 7.5% se podría utilizar tres unidades. Estas recomendaciones se basan en el análisis de las curvas características de la eficiencia de la turbina

a carga parcial y las variaciones de carga que se observan en los diagramas de cargas típicas para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas.

Cuando no se dispone de catálogos que incluyan datos como el indicado, se recomienda solicitar la turbina al proveedor de equipos, dándole los siguientes datos:

- Potencia al freno de la turbina.
- Salto neto de la central.
- Número de unidades requeridas.
- Sistema de regulación de velocidad requerido.
- Características físicas y químicas del agua (cantidad de sólidos, grado de acidez)

Asimismo se solicitara a los fabricantes, que en la cotización se incluyan los siguientes datos técnicos:

- Potencia al freno de la turbina.
- Salto neto que aprovecha.
- Caudal máximo requerido para su operación a plena carga.
- Velocidad optima de giro.
- Eficiencia.
- Curvas de funcionamiento a carga parcial.
- Inercia  $G D^2$
- Peso y dimensiones generales.
- Materiales de sus componentes, tales como: el rodete, tobera o álabe directriz, eje, carcasa, etc.
- Facilidades y disponibilidades de repuestos.
- Instrumentación requerida para su operación.
- Tipo de herramientas requeridas para su mantenimiento.

Finalmente la selección definitiva de la turbina resultaría de una evaluación técnico-económica que tomara en cuenta los siguientes criterios:

- Costos de inversión y facilidades de pago.
- Plazo de entrega.
- Costos de los repuestos.

- Eficiencia.
- Posibilidades de obtener o fabricar localmente los repuestos.
- Antecedente de vida útil de otras turbinas producidas por el fabricante.
- Infraestructura requerida para su mantenimiento.
- Complejidad de su operación.

Un caso particular de selección de turbinas ocurre cuando esta no se adquiere de un fabricante o proveedor, sino se selecciona de un grupo de turbinas que estando en buenas condiciones, están fuera de servicio porque la central hidroeléctrica donde operaban, fue ampliada o sustituida por una subestación de un sistema eléctrico. En estos casos la turbina se reubicara en un nuevo proyecto.

A diferencia de los generadores eléctricos, para reubicar una turbina además del dato de potencia al freno, es indispensable conocer también las condiciones de salto o caudal máximo con que opero inicialmente.

Para conocer si una turbina está en condiciones de reubicarse en un proyecto hidroeléctrico, se requiere realizar dos comprobaciones: una de tipo hidráulico, por medio de la cual se determina si la geometría de la turbina permite satisfacer las condiciones de salto y caudal del proyecto, y la otra de tipo mecánico que nos permite determinar si los materiales utilizados en la turbina poseen la resistencia suficiente para soportar las nuevas condiciones de operación. La comprobación de tipo hidráulico se puede realizar con el siguiente procedimiento:

- Cuando se conocen los datos de salto y potencia o caudal con que opero la turbina, se determina la característica  $Q\sqrt{H}$  de la misma. En el caso de desconocer estos datos, será necesario determinarlos con base a la geometría del rodete, para lo cual se procederá a un rediseño de la turbina.

- Con los datos de salto y caudal del proyecto donde se reubicara la turbina, se determina la característica  $Q\sqrt{H}$  del proyecto, para luego compararla con la característica obtenida para la turbina.
- La turbina podrá ser de utilidad en el proyecto si el porcentaje obtenido de la relación:  
$$\% = \left| \frac{Q/\sqrt{H} \text{ del proyecto}}{Q/\sqrt{H} \text{ de la turbina}} \right| 100$$
, es menor que el 100%. Este es el porcentaje de carga parcial con que operara la turbina cuando se satisfaga la potencia de diseño del proyecto.
- Para seleccionar la turbina se requerirá determinar, con ayuda de las curvas de funcionamiento a carga parcial de las turbinas, si el porcentaje de carga máxima al que llegara la turbina cuando desarrolle la potencia de diseño del proyecto, nos garantiza una buena eficiencia de operación.
- La comprobación de tipo mecánico consiste en realizar el rediseño mecánico de la turbina y solo será necesario cuando la potencia de diseño del proyecto sea mayor que la que la potencia máxima que desarrolló la turbina en su instalación inicial. El rediseño mecánico considerara principalmente el cálculo del eje por velocidad crítica, teniendo presente que la turbina operara con otro salto y por consiguiente tendrá una nueva velocidad óptima de giro

## **5 Capitulo**

### **Simulación.**

Con el avance de la tecnología informática en términos de capacidad y velocidad, en la actualidad se encuentra disponible software para simulación como el CFD (Dinámica de Fluidos Computacional) que puede ser empleada como una valiosa herramienta de apoyo en el proceso de diseño, optimización y análisis de turbomaquinaria, creando un sistema en tres dimensiones que simule el comportamiento del fluido y su interacción con las partes de la máquina, detectando regiones de baja presión, turbulencias, velocidades de flujo, etc.. Con este conocimiento en la mano, el diseño se puede modificar hasta que el campo de flujo detallado sea satisfactorio. Entonces, el modelo o prototipo puede ser fabricado y probado. Esto puede reducir el número de iteraciones necesarias en el desarrollo de la nueva máquina. (Peng, W.W. 2008).

### **5.1 Modelo utilizado y ecuaciones fundamentales**

La turbulencia consiste en las fluctuaciones en el campo de flujo en tiempo y espacio. Es un proceso complejo, principalmente porque es tridimensional, inestable y se compone de muchas variables. Puede tener un efecto significativo en las características del flujo. La turbulencia se produce cuando las fuerzas de inercia en el fluido se vuelven significativas en comparación con las fuerzas viscosas, y se caracteriza por un alto número de Reynolds.

En principio, las ecuaciones de Navier-Stokes describen el flujo de un fluido, tanto laminar como flujo turbulento. Sin embargo, los flujos turbulentos con números de Reynolds realistas abarcan una amplia gama de valores, y simularlos a través del método de elementos finitos requiere mallas muy finas y tiempos muy pequeños que en la actualidad con los sistemas computacionales que se dispone tomaría demasiado tiempo. Esto es lo que se conoce como simulación numérica directa (DNS). Se han desarrollado algunos modelos que se puede utilizar para aproximar la turbulencia basada en las ecuaciones de Navier-Stokes Reynolds Promediadas (RANS). Algunos tienen aplicaciones muy específicas, mientras que otros se pueden aplicar a una amplia gama de flujos con un grado razonable de confianza.

Uno de los modelos más destacados de turbulencia, el modelo (k-épsilon), se ha implementado en la mayoría de los códigos CFD de propósito general y es considerado como el modelo estándar de la industria. Ha demostrado ser estable y numéricamente robusto, tiene un régimen bien establecido de capacidad de predicción. Para simulaciones de propósito general, el modelo ofrece un buen compromiso en términos de precisión y robustez.  $k$  es la energía cinética turbulenta y se define como la varianza de las fluctuaciones en la velocidad. Tiene unas dimensiones de ( $L^2/T^2$ ); por ejemplo,  $m^2/s^2$ .  $\epsilon$  es la disipación de turbulencia de eddy (la velocidad a la que las fluctuaciones de velocidad se disipan), y tiene unas dimensiones de  $k$  por unidad de tiempo ( $L^2/T^3$ ); por ejemplo,  $m^2/s^3$ .

El modelo k-épsilon introduce dos nuevas variables en el sistema de ecuaciones. La ecuación de continuidad es entonces:

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0$$

La ecuación de momento es:

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M$$

Donde  $S_M$  es la suma de las fuerzas de cuerpo,  $\mu_{eff}$  es la viscosidad efectiva que representa la turbulencia,  $p'$  es la presión modificada.

El modelo  $k$ - $\mathcal{E}$ , como el modelo de ecuación cero, se basa en el concepto viscosidad de eddy, de manera que:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t$$

Donde  $\mu_t$  es la viscosidad de turbulencia. El modelo  $k$ - $\mathcal{E}$  asume que la viscosidad de turbulencia está vinculada a la energía cinética y la disipación de la turbulencia a través de la relación:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\mathcal{E}}$$

Donde  $C_\mu$  es una constante con un valor de 0.09. Los valores de  $k$  y  $\mathcal{E}$  vienen directamente de las ecuaciones de transporte diferencial para la energía cinética de turbulencia y la tasa de disipación de la turbulencia:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \mathcal{E} + P_{kb} \frac{\partial(\rho \mathcal{E})}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \mathcal{E}) = \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\mathcal{E}} \right) \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial x_j} \right] &= \frac{\mathcal{E}}{k} (C_{\epsilon 1} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \mathcal{E} + C_{\epsilon 1} P_{eb}) \end{aligned}$$

Donde  $C_{\epsilon 1} = 1.44$ ,  $C_{\epsilon 2} = 1.92$ ,  $\sigma_k = 1.0$ ,  $\sigma_\mathcal{E} = 1.3$ . Para más detalles ver Guía de modelado de CFX de ANSYS®

## 5.2 Generación de la geometría.

La obtención de los volúmenes de fluido requeridos para el análisis hidrodinámico, se obtienen generando inicialmente cada una de las partes que componen la turbina Michel-Banki, a través del software Solid Edge ST8 ®. Para ello se consideran el inyector, carcaza y un rodete de 24 alabes; mostrados en las **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** y 36. A las cuales posteriormente se les aplicaron operaciones booleanas, En el Design Modeler del software Ansys 16.0 ®, con el fin de generar cuatro volúmenes de fluidos requeridos en este caso, para el análisis hidrodinámico, los mismos son expuestos

en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia..** El primero es el volumen de fluido del inyector, el segundo el del rotor, el tercero es el de la carcasa contenedora y el cuarto es un anillo que posteriormente será empleado como una interfaz inyector-rotor-carcasa.

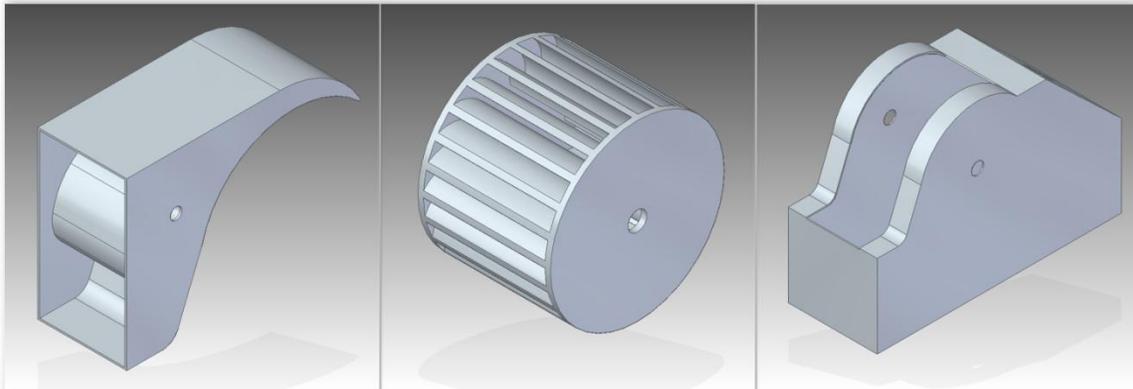


Figura 35. Partes de una TFC. a) Inyector b) Rodete c) Carcasa

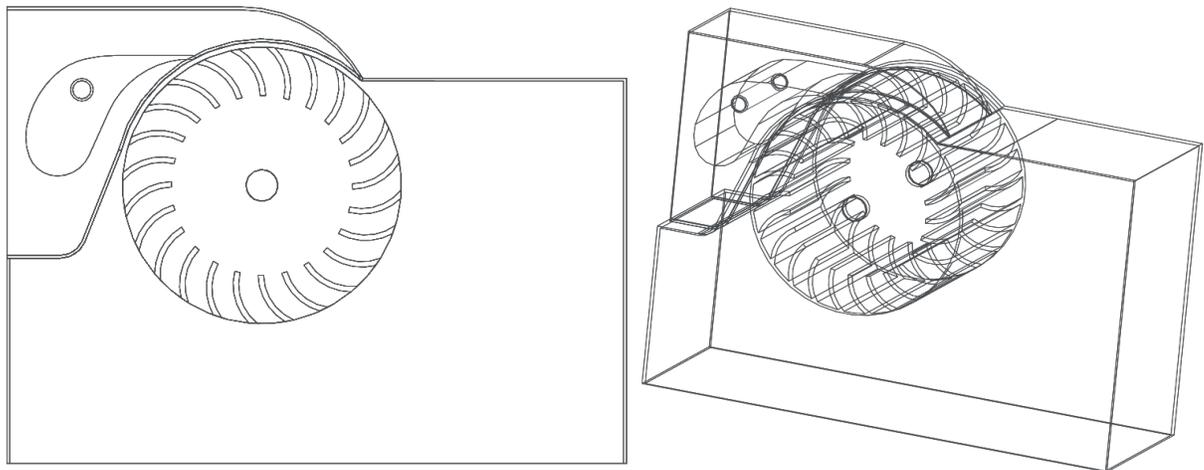


Figura 36. Ensamble de la TFC con rodete de 24 álabes, usada en la simulación.

### 5.3 Discretización.

La discretización de los volúmenes de fluido de la TFC, es realizada en el módulo mesh, del software Ansys 16.0 ®; por medio de elementos tetraédricos, usando el método de parche independiente, con preferencia física, CFD y preferencia del solucionador CFX;

el tamaño mínimo de elemento fué de 1 mm, con funciones avanzadas de pared en curvaturas y proximidades. El estudio de malla permitió determinar que la cantidad mínima de elementos para garantizar independencia de malla es de 1'000.000 y las métricas obtenidas finalmente, son expuestas en la tabla 21. El mallado de los diferentes subdominios, se puede evidenciar en la figura 38.

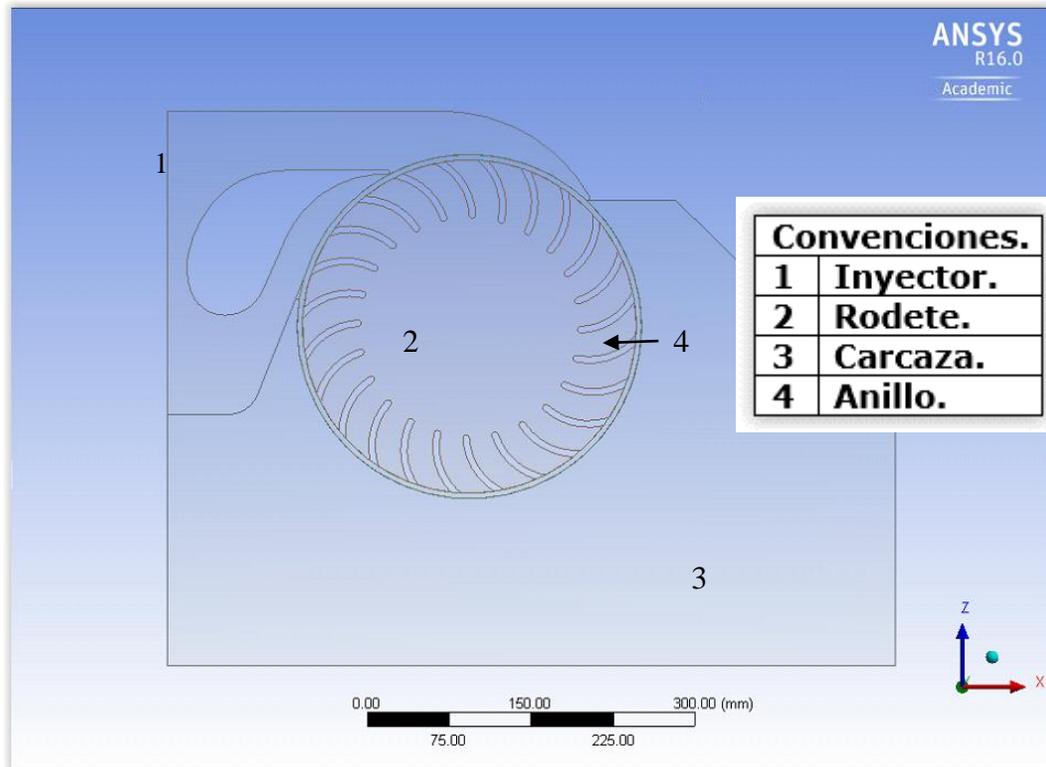


Figura 37. Volúmenes de fluido empleados para el análisis hidrodinámico.

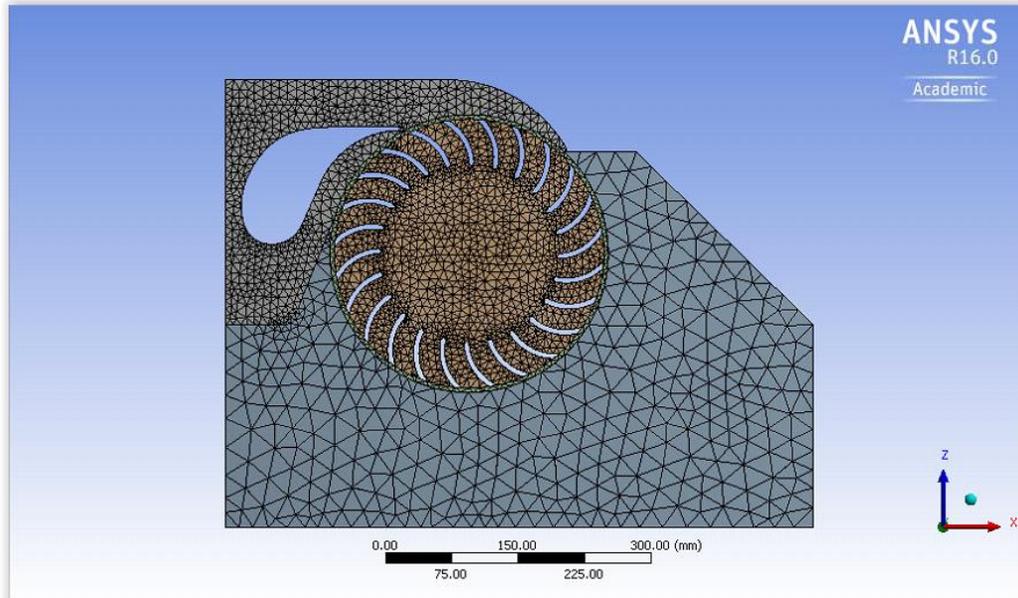


Figura 38. Discretización de los volúmenes de fluido.

## 5.4 Análisis de malla

### 5.4.1 Propiedades de la malla

Para soluciones numéricas, es importante asegurarse de que la malla es de buena calidad a fin de producir resultados que tengan sentido con respecto a la naturaleza del proceso físico. Además, una malla de buena calidad reduce los costos computacionales. La Tabla 20 enumera las propiedades de malla utilizadas en este estudio. Esta malla tiene 1993221 elementos y 395961 nodos. La Tabla 21 muestra las métricas de la malla con referencia a los valores aceptables que se sugieren en la Guía de ANSYS CFX mejores prácticas para turbomaquinaria.

Tabla 20. Propiedades de malla



Tabla 21. Métricas del mallado

Parámetro	Mínimo	Máximo	Promedio	Desviación estándar
Calidad del elemento	0.32633	0.99934	0.793	0.11753
Relación de aspecto	1.1783	6.3085	1.9723	0.46764
Oblicuidad	8.9911 e-4	0.75817	0.28912	0.16855

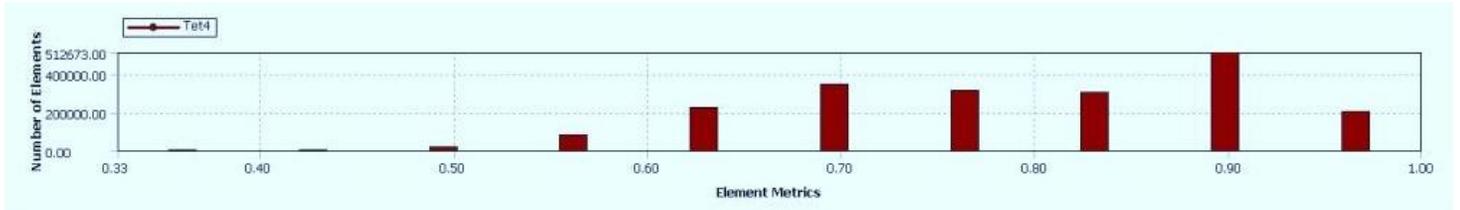


Figura 39. Calidad del elemento

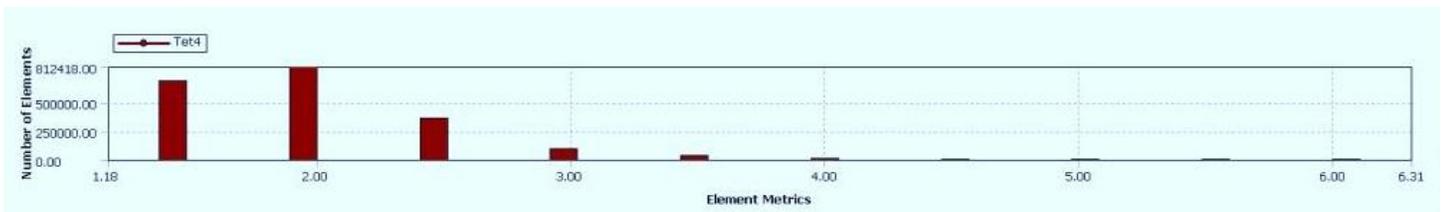


Figura 40. Relación de aspecto

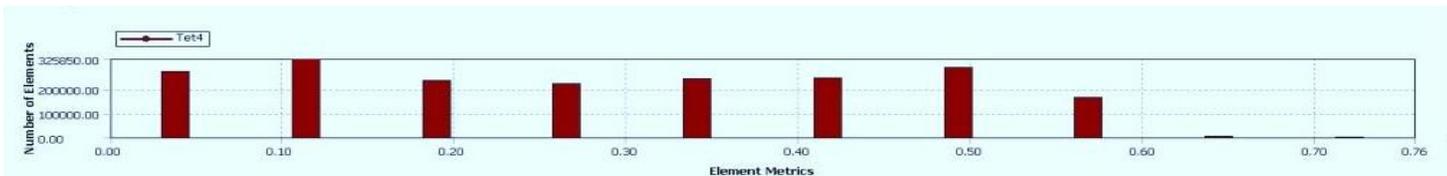


Figura 41. Oblicuidad

Como puede verse en la Tabla 21, y en las figuras 39, 40 y 41, la malla usada en este proyecto tiene características favorables. Los valores promedios de calidad del elemento, relación de aspecto y oblicuidad, están en valores considerados buenos o excelentes. El solucionador CFX calcula las medidas importantes indicadas de calidad de la malla en el inicio de una ejecución de la simulación y los actualiza cada vez que se deforma la malla.

### 5.4.2 Análisis de la calidad de la malla

La calidad de la malla se enfoca en la simetría de los elementos que conforman el dominio, es preferible tener elementos lo más simétricos posibles. El software ANSYS-CFX utiliza para el mallado el criterio de revisión de forma basado en la relación de aspecto, volumen del elemento y ángulo de las caras. El criterio “oblicuidad” (skewness) es uno de los principales métodos para establecer la calidad de una malla basada en la simetría de sus elementos, como puede verse en la figura.

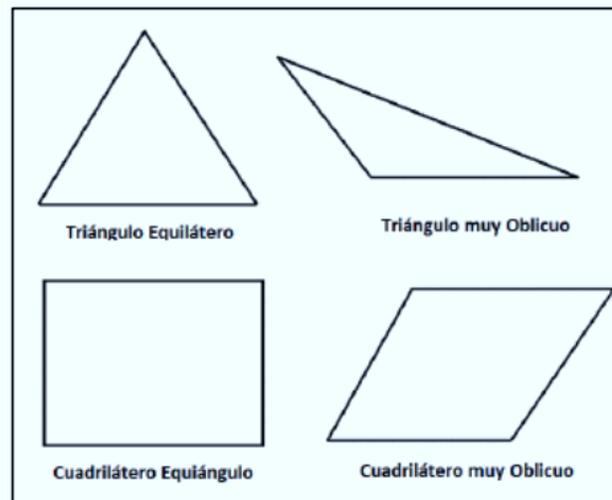


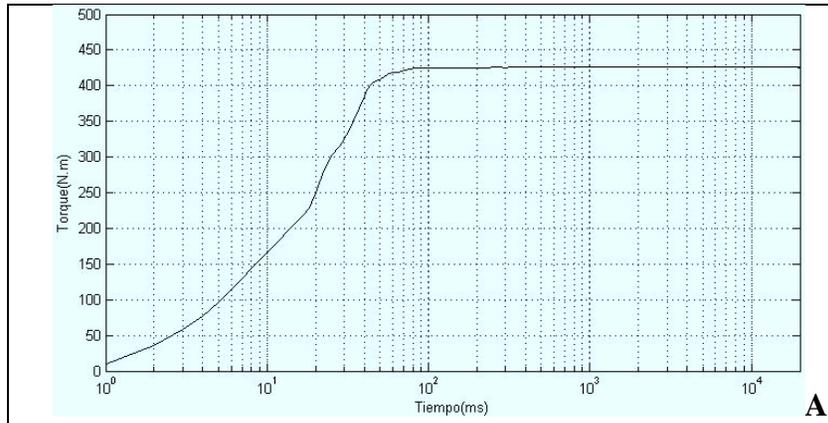
Figura 42. Triángulos y cuadriláteros ideales y oblicuos.

De acuerdo con la definición de la oblicuidad, un valor de 0 indica un elemento equilátero perfecto y un valor de 1 indica un elemento completamente degenerado, el cual se caracteriza por que sus nodos son casi coplanares (colineales en 2D). La tabla 22 muestra el rango de valores de oblicuidad y la calidad del elemento correspondiente.

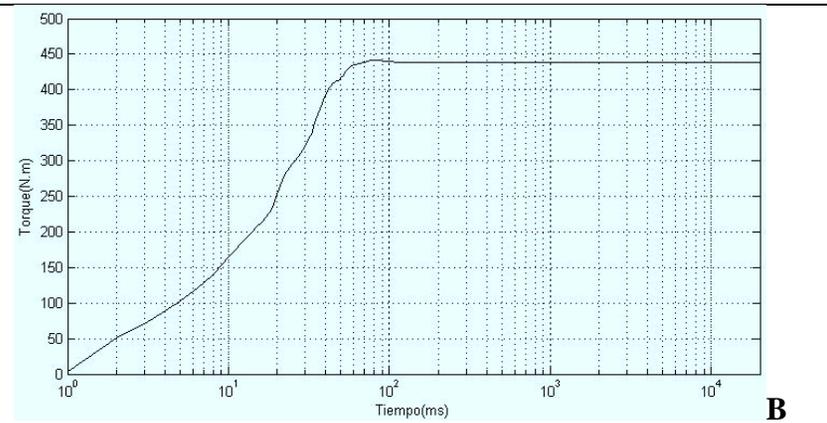
Tabla 22. Rango de valores de oblicuidad y calidad del elemento

Valor de oblicuidad	Calidad del elemento
1	Degenerado
0.9 - < 1	Muy malo
0.75 - 0.9	Pobre
0.5 - 0.75	Regular
0.25 - 0.5	Bueno
> 0 - 0.25	Excelente
0	Equilátero perfecto

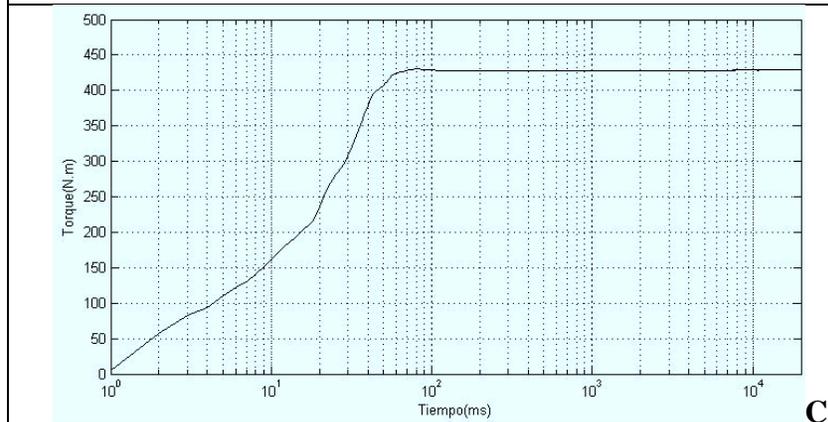
Después de obtener una malla de buena calidad, es importante llevar a cabo un análisis de sensibilidad de malla para asegurarse de que la solución es una malla independiente, como ya se ha indicado. El análisis de sensibilidad implica la identificación de una variable de salida física a monitorear y registrar su valor con respecto a los cambios en el número de elementos de malla. Entonces, la tasa de cambio en el valor de la variable de un seguimiento con respecto al número de elementos de malla se puede evaluar a partir del gráfico trazado. El torque de salida de la turbina fue la variable monitoreada para el análisis de sensibilidad. Este fue calculado para una turbina con rotación cero pero de modo transitorio.



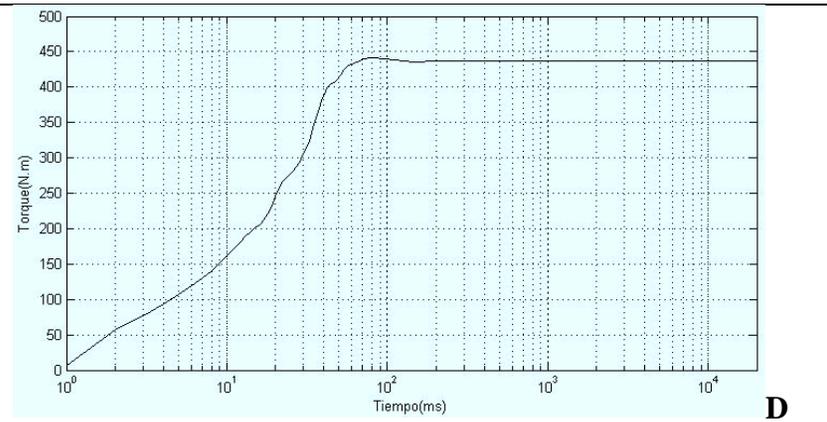
**A**



**B**



**C**



**D**

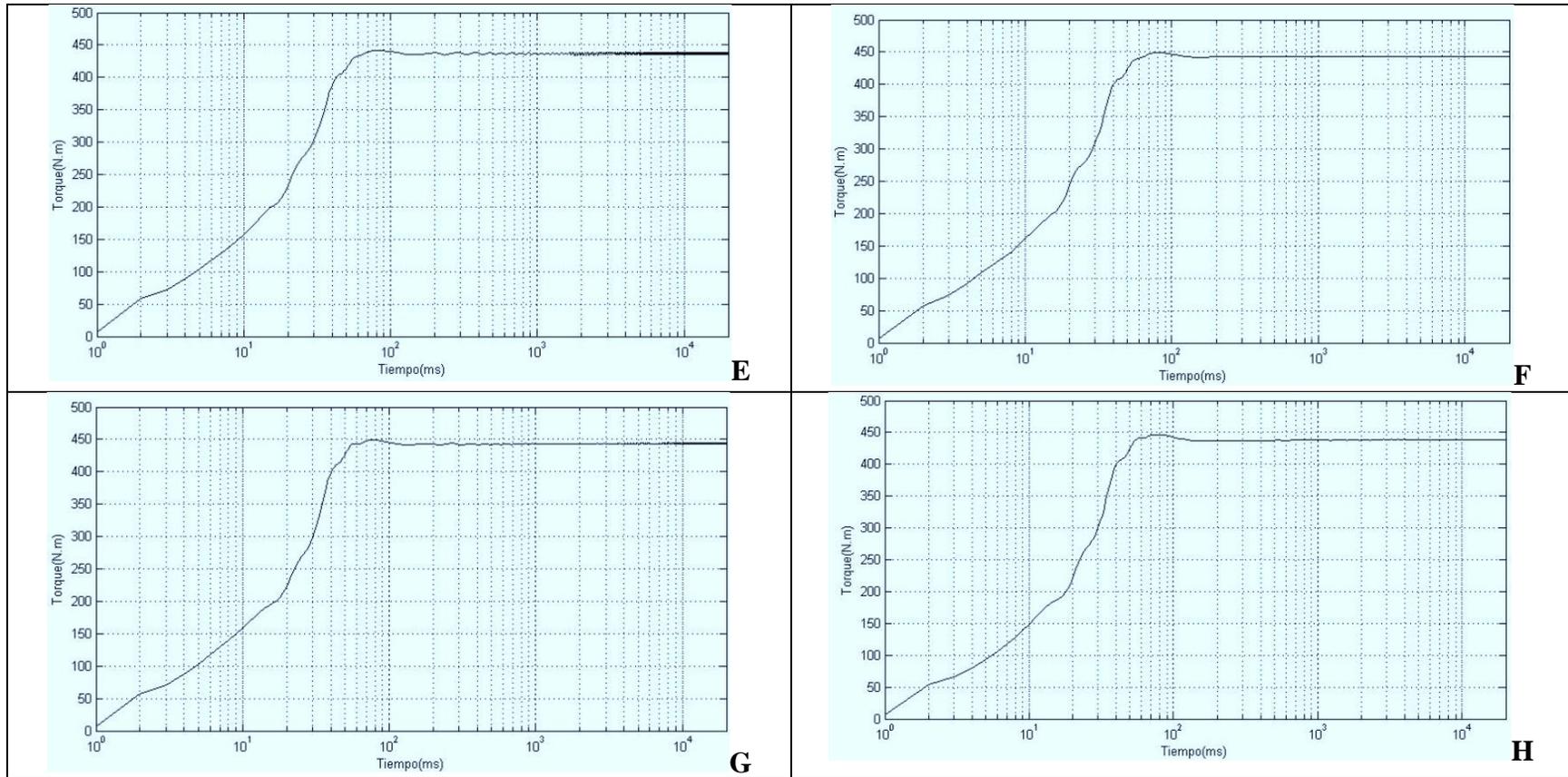


Figura 43. Gráficas de monitoreo del torque de salida Vs el número de interacciones para diferente número de elementos de malla: A) 149490, B) 260810, C) 294110, D) 509430, E) 849330, F) 1364700, G) 1993100, H) 2496800

Después de la convergencia de la solución, el valor del torque de salida de la gráfica monitoreada (Figura 43) se registró con el número de elementos de malla (que fueron cambiados variando el tamaño de la malla en ANSYS Meshing sub-programa). Se realizaron 14 simulaciones con diferente número de elementos de malla. Entonces, el torque de salida se representó frente a número de elementos de malla (Figura 44). Se puede observar a partir de la Figura 44 que después de un millón de elementos de malla, el torque de salida comenzó a ser constante (436.68 N.m) con respecto al aumento del número de elementos.

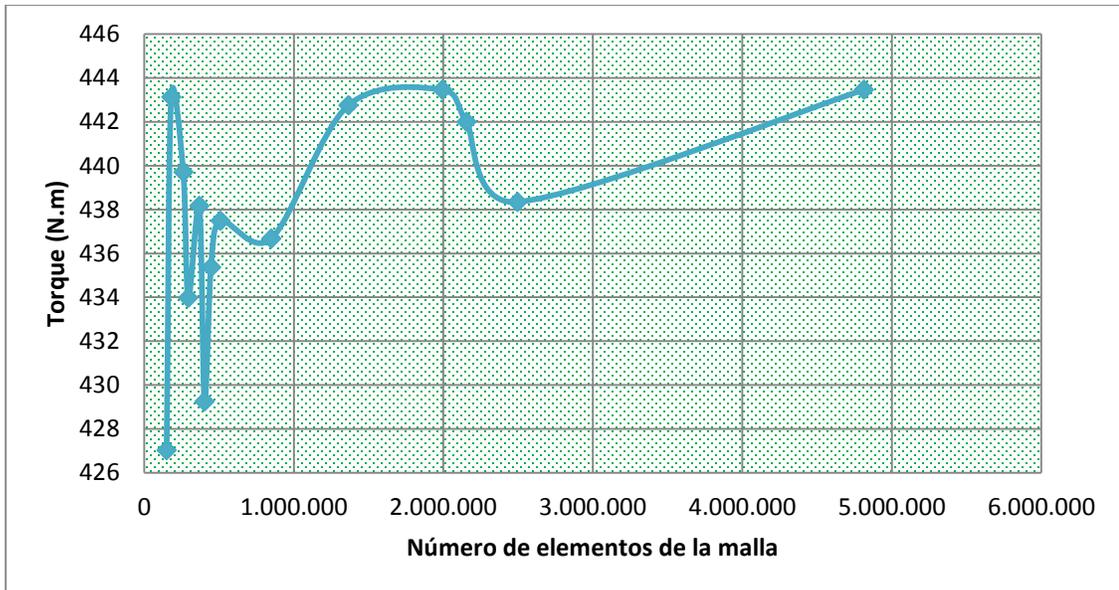


Figura 44. Monitoreo del torque de salida durante la simulación vs el número de interacciones.

## 5.5 Definición de las condiciones de frontera.

Con el fin de facilitar el entendimiento de la definición de las condiciones de frontera, las mismas son expuestas a continuación para cada uno de los subdominios, la gravedad fue direccionada hacia el eje “Z” negativo con un valor de 9.81 m/s.

Son empleadas simulaciones transientes por 2 segundos, con un tamaño de “Time Step” o “Paso de Tiempo” de 0.01 segundos, considerando el modelo multifásico homogéneo, ya que posee

menor costo computacional que el no homogéneo, y para el presente caso se puede considerar que la división de las fases empleadas está claramente definida. Las fases analizadas, son agua y aire a 25°C, lo que se refiere a la inicialización, considera que el volumen de fluido está ocupado en un 99% por el aire, mientras el agua ocupa un 1%. El modelo de turbulencia empleado es el k-ε.

### 5.5.1 Inyector.

Esta es la sección por la cual, ingresa el agua al sistema, por ende allí se define la entrada o “inlet”, las paredes del mismo o “walls”, y la interfaz con el de subdominio llamado anillo. Sus características están plasmadas en la 23 y su posicionamiento, en la figura45.

Tabla 23. Condiciones de frontera inyector.

Tipo de Frontera.	Detalles de la frontera	Valores de fluidos
Inlet	Velocidad normal	Agua = 99%
	3.6 [m/s]	Aire = 1%
Interface	Flujo de interfaz conservativo, con anillo central	-
Walls	Sin pared delgada	-

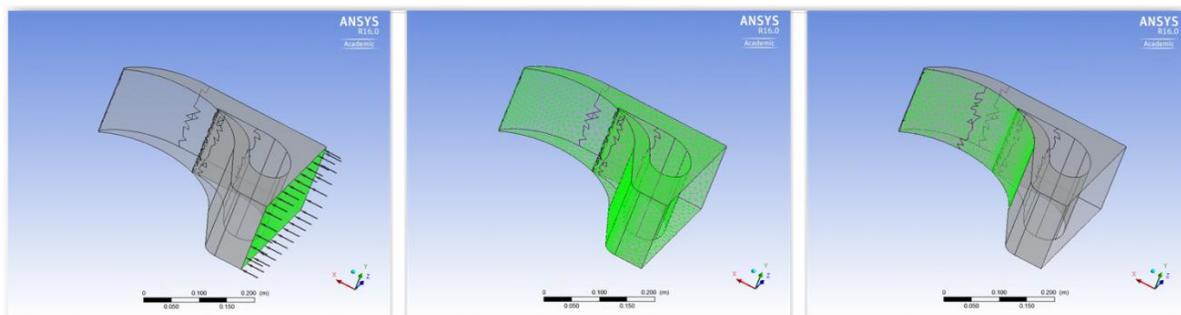


Figura 45. Condiciones de frontera inyector. a) Entrada (Inlet) b) Paredes (Walls) c) Interfaz con anillo (Interface).

### 5.5.2 Anillo.

Esta es la sección actúa como interfaz inyector-rodete-carcaza, y por ende, solo posee dos tipos de condiciones de frontera, la primera es tipo pared o “walls” en la parte los costados del dominio, y la segunda tipo interfaz en las paredes cilíndricas externa e interna del mismo. Sus características y ubicación se pueden encontrar en la tabla 24 y en la figura 46 respectivamente.

Tabla 24. Condiciones de frontera anillo.

Tipo de Frontera.	Detalles de la frontera	Valores de fluidos
Interface	Flujo de interfaz conservativo, con inyector, rotor y carcasa.	-
Walls	Sin pared delgada.	-

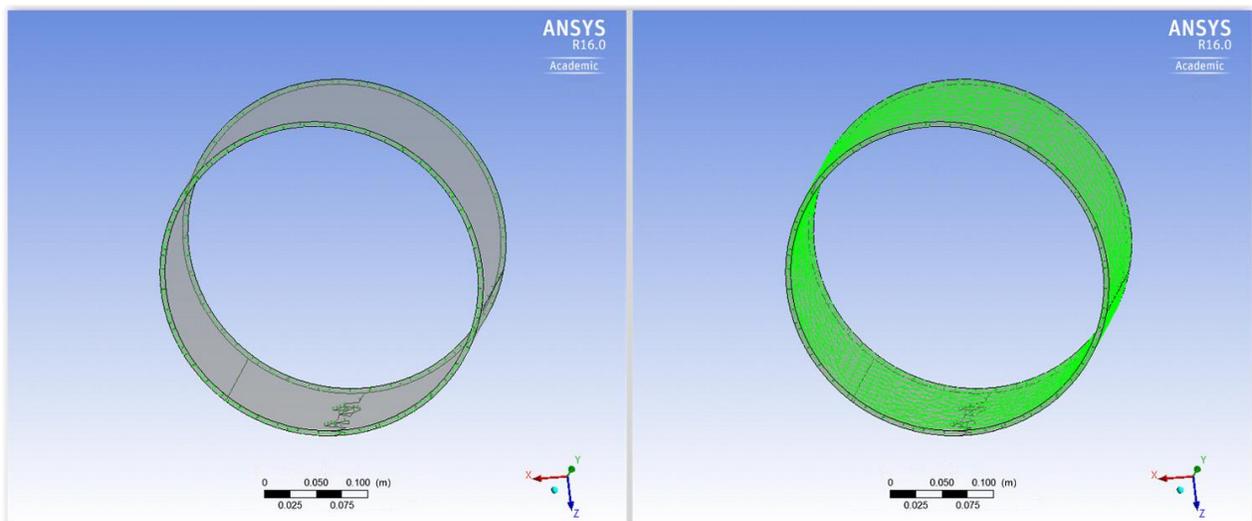


Figura 46. Condiciones de frontera anillo. a) Paredes (Walls) b) Interfaz con inyector, rotor y carcasa (Interface)

### 5.5.3 Rotor.

Esta es la sección principal del sistema la cual se encarga de convertir la energía del fluido en energía mecánica sobre un eje, solo posee dos tipos de condiciones de frontera, la

primera es tipo pared o “walls” en la parte los costados del dominio, y la segunda tipo interfaz en las paredes cilíndricas externas del mismo. Sus características y ubicación se pueden encontrar en la tabla 25 y figura 47 respectivamente. Y se analiza bajo dos condiciones, la primera es con rotor estático, la segunda por su parte considera este dominio rotante con respecto al eje “Y”, y su velocidad de rotación es de 400 RPM.

Tabla 25. Condiciones de frontera rotor.

Tipo de Frontera.	Detalles de la frontera	Valores de fluidos
Interface	Flujo de interfaz conservativo, con anillo.	-
Walls	Sin pared delgada.	-

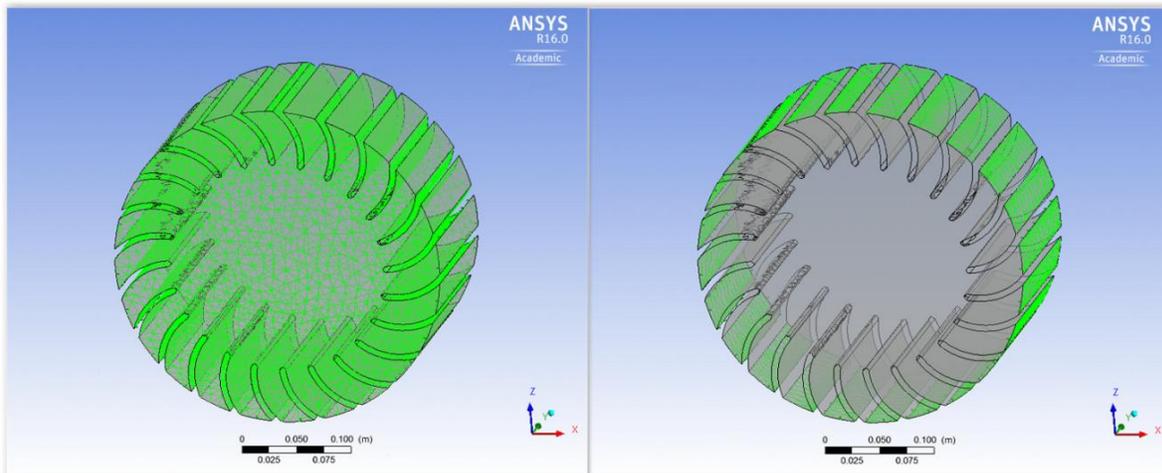


Figura 47. Condiciones de frontera rotor. a) Paredes (Walls) b) Interfaz con anillo (Interface)

### 5.5.4 Carcasa.

Esta es la sección final del sistema, por la cual el agua finalmente sale del sistema, posee tres tipos de condiciones de frontera, la primera es la interfaz con la cara cilíndrica externa del anillo, unas paredes en la sección lateral y posterior del equipo, y finalmente, un “opening” o apertura en la parte inferior o frontal de mismo, sus características y ubicación se pueden

evidenciar en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** tabla 26 y figura 48 respectivamente.

Tabla 26. Condiciones de frontera carcasa.

Tipo de Frontera.	Detalles de la frontera	Valores de fluidos
<b>Opening</b>	Presión relativa de 0 [Pa] o atmosférica	Zero Gradiente.
<b>Interface</b>	Flujo de interfaz conservativo, con anillo central	-
<b>Walls</b>	Sin pared delgada	-

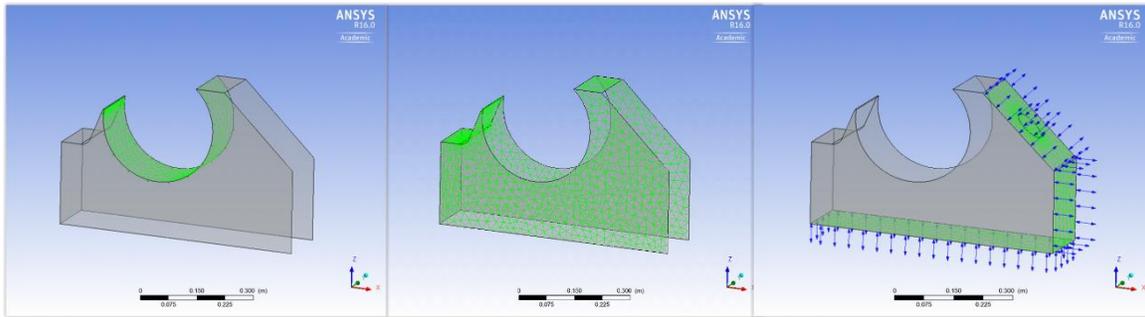


Figura 48. Condiciones de frontera carcasa. a) Interfaz con anillo (Interface) b) Paredes (Walls) c) Apertura (Opening)

## 5.6 Resultados simulación.

La distribución de las proporciones de agua/aire, y la velocidad del agua a la hora de pasar por los diferentes dominios, pueden ser evidenciadas, en la figura 49, donde se observa el comportamiento esperado para las dos características previamente mencionadas, pues el inyector se encuentra completamente lleno de agua, la carcasa, en la parte superior e izquierda llena de aire y hacia la sección inferior y derecha, una distribución de las mismas. En lo referido a la velocidad del fluido, se observa el aumento de la misma en la zona donde se reduce la sección transversal debido al posicionamiento del alabe directriz, dentro del inyector y su flujo cruzado a través de los alabes opuestos, para obtener el doble aprovechamiento de la energía del fluido; lo anterior ocurre para el caso en el cual el rotor esta estático.

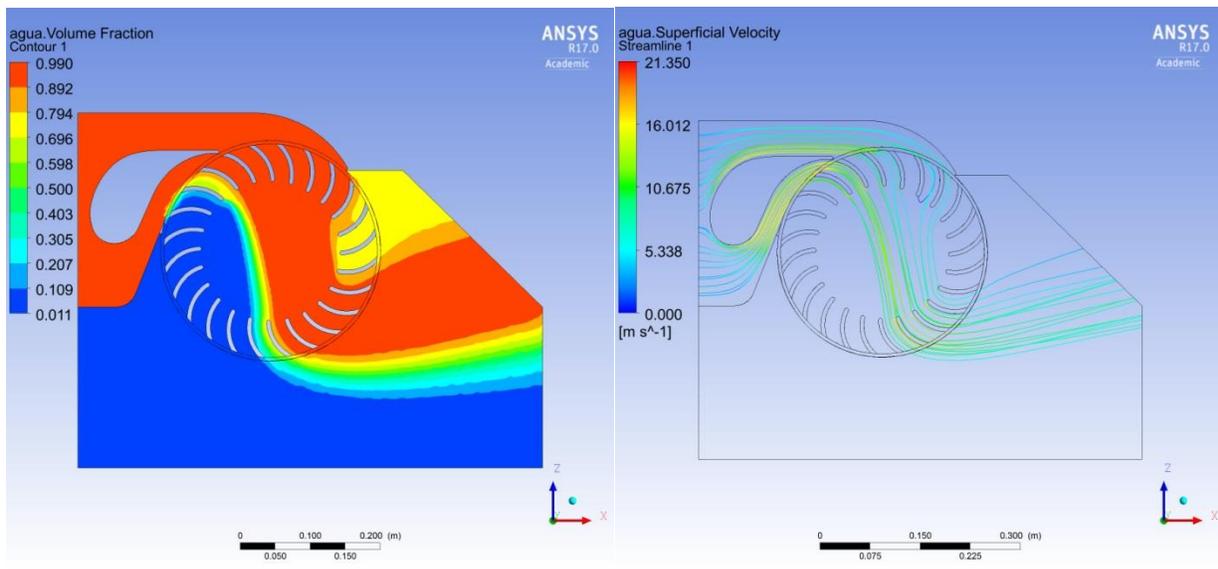


Figura 49. Distribución y velocidad del agua en los dominios con rotor estático. a) Fracción de volumen agua/aire b) Líneas de corriente de agua.

Sin embargo a la hora de analizar el caso para el cual, el rotor está girando a una velocidad de 400 RPM, la forma en la cual se distribuyen las fracciones de volumen agua/aire cambia, lo mismo sucede con las líneas de corriente, pues las velocidades relativas del fluido con respecto a los alabes es distinta, cambiando el valor de las componentes de los triángulos de velocidad descritos previamente; sus características son mostradas a continuación en la figura 50. Ya que el direccionamiento final difiere con respecto al obtenido al usar el rotor estático.

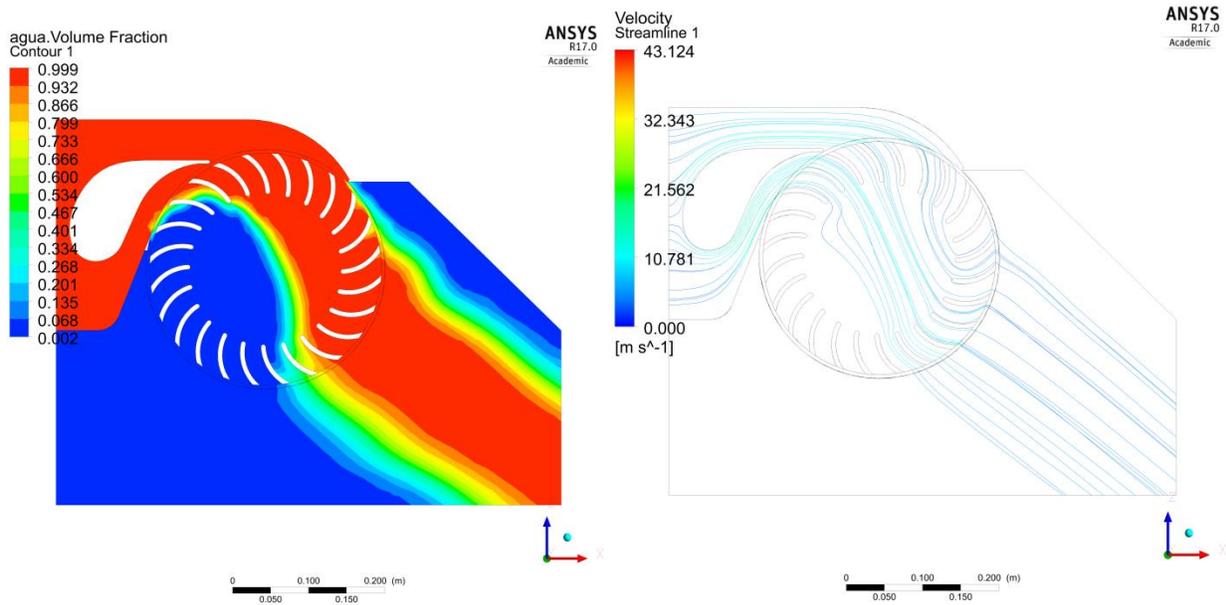


Figura 50. Distribución y velocidad del agua en los dominios con rotor girando a 400 rpm. a) Fracción de volumen agua/aire b) Líneas de corriente de agua.

Finalmente, el cambio en estos componentes de los triángulos de velocidad, terminan generando cambios en el par producido sobre el eje “Y”, gracias a los efectos del fluido sobre las paredes del rotor, y se observa la esperada reducción del mismo, para el caso del rotor en movimiento si se le compara con el estático. Los valores alcanzados para cada uno de los casos, están expuesto en la tabla 27 y el la figura 51.

Tabla 27. Torques obtenidos.

Caso	Torque obtenido	Unidades
Rotor estático	437	[Nm]
Rotor rotante a 400 RPM	243.42	[Nm]

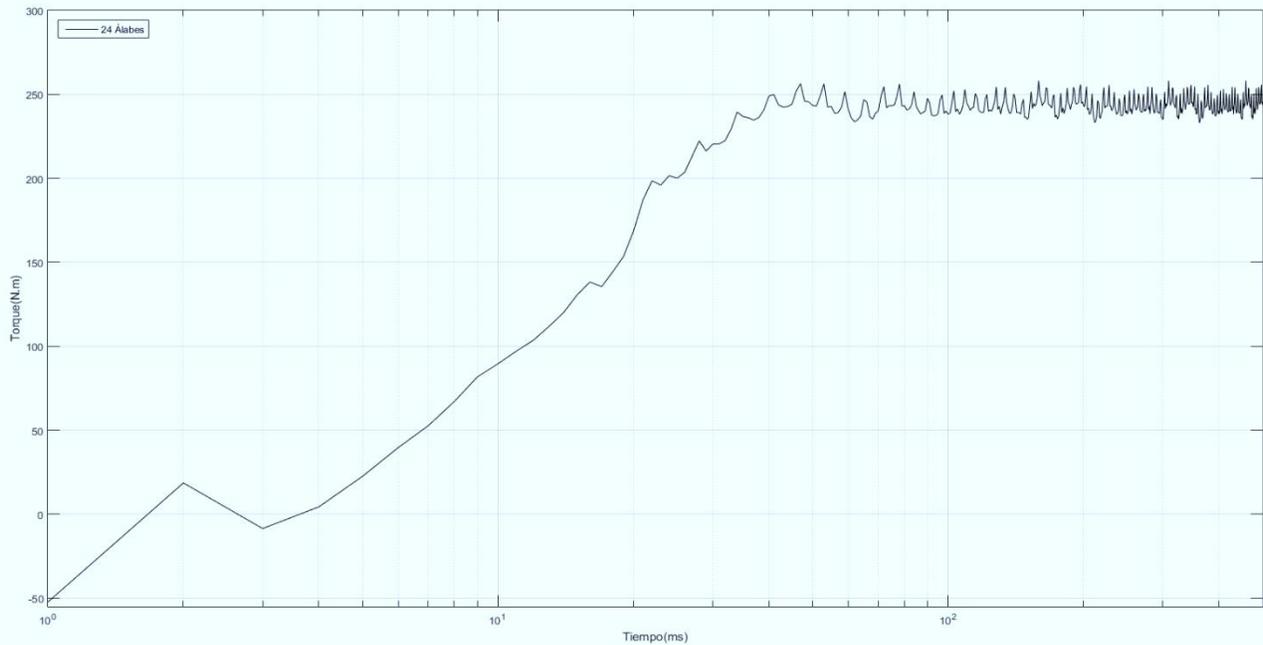


Figura 51. Torque obtenido con la simulación con rodete de 24 álabes

El software CFD presenta como resultados valores del torque generado en el eje del rodete; el cual para este caso es 243.42 N.m, con estos valores se puede calcular la eficiencia que tiene la turbina bajo estas condiciones, usando la ecuación ampliamente utilizada en turbomáquinas definida como:

$$\eta = \frac{P_{sal}}{P_{ent}} \quad \text{con} \quad P_{sal} = T * w; \quad P_{ent} = \gamma.Q.H$$

Con  $\gamma$  = peso específico del agua; Q = caudal de descarga; H = altura total, T = Torque en el eje y w = velocidad angular del rodete.

Reemplazando valores numéricos según las condiciones dadas en la sección 3.6; se obtiene una Potencia de entrada de 14504 W y una Potencia de salida de 10196 W, alcanzando una eficiencia del 70.3 %.

## **6 Optimización del modelo**

### **6.1 Selección del parámetro a optimizar**

El paso que sigue después de hacer una simulación y analizar los resultados, es pasar a la fase de optimización del modelo, para desarrollar este punto se decide cuál de las variables que inciden directamente en el rendimiento de la turbina se va a trabajar. Una de las opciones que se tuvieron era variar el grado de apertura del álabe director, pero como se ya se dijo en el estado del arte este factor ha sido estudiado por Marchegiani et al, Acharya et al, y Velásquez, et al, llegando este último a la conclusión que el ángulo de apertura más favorable se presenta a  $14.3^\circ$  para el modelo y  $15.3^\circ$  para el prototipo (ángulo medido a partir de la cara plana superior del álabe o eje “x” positivo).

Entonces se decidió variar el número de álabes para determinar su incidencia en el torque de salida, parámetro que ha sido ampliamente estudiado experimentalmente, pero del cual no se encuentran estudios por simulación numérica, lo que hace más interesante su análisis.

Lo primero que debe hacerse es modificar la geometría del rodete dibujado en SOLID EDGE ST8®, para lo cual se dibujaron rodetes con 16, 20, 23, 25, 28 y 32 álabes. En la figura 52 se muestra un rodete con 16 álabes dibujado para este estudio.

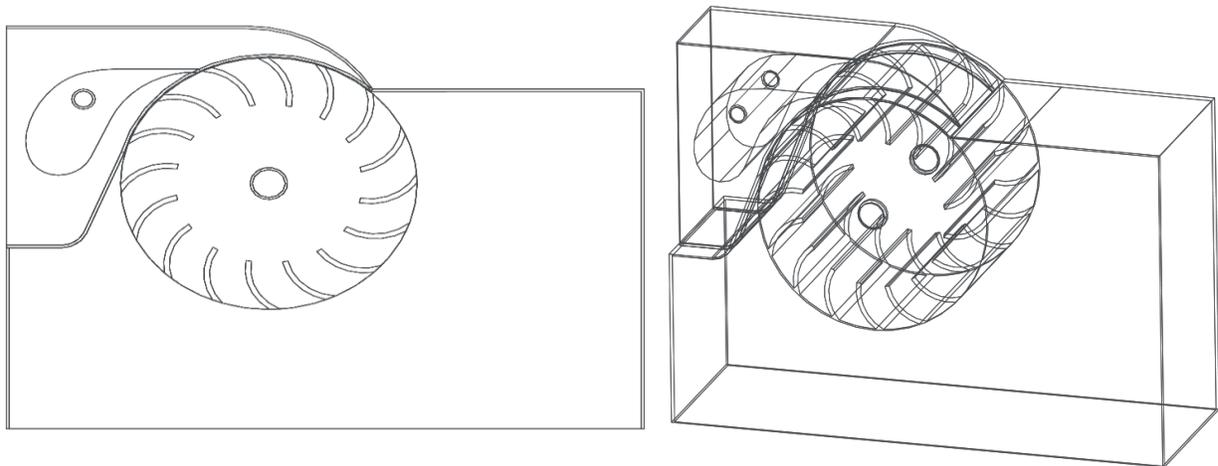


Figura 52. Ensamble de la TFC con rodete de 16 álabes

Seguidamente se realiza la simulación utilizando los mismos parámetros con los que se simuló la turbina original de 24 álabes, para que así, los resultados puedan compararse con mayor certeza. La figura 53 muestra los contornos de fracción volumétrica y velocidad del fluido en su recorrido a través de la turbina con rotor de 16 álabes girando a 400 rpm.

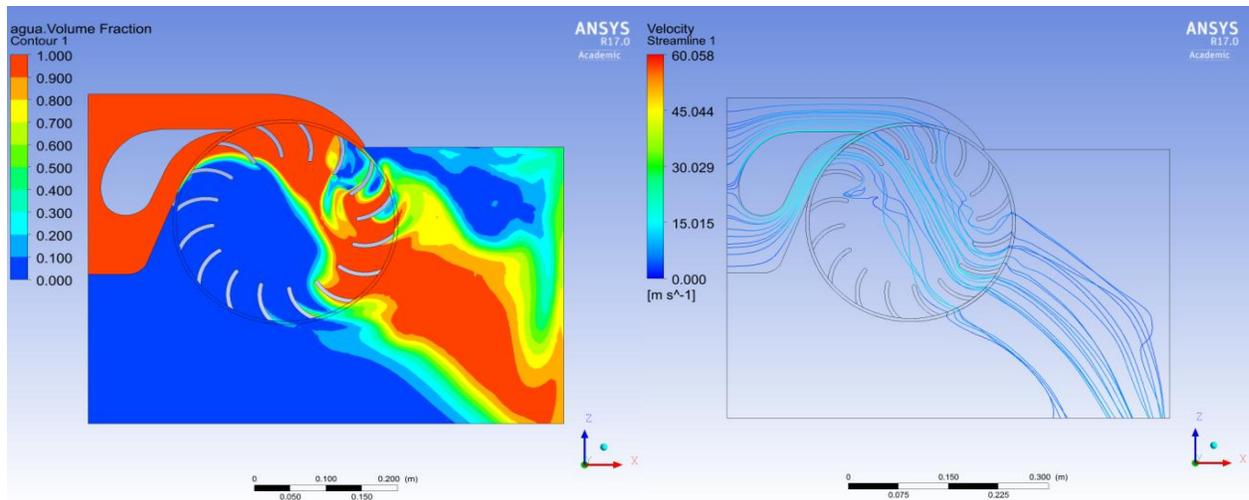


Figura 53. Contornos de fracción volumétrica y velocidad del fluido en su recorrido a través de la turbina con rotor de 16 álabes girando a 400 rpm.

Nuevamente como en el caso estudiado previamente, la distribución de las proporciones de agua/aire, y la velocidad del agua a la hora de pasar por los diferentes dominios, pueden ser evidenciadas, mostrando el comportamiento esperado, el inyector se encuentra completamente lleno de agua, la carcasa, en la parte izquierda se encuentra llena de aire y hacia la sección

superior derecha, se observa una zona de recirculación donde se mezclan el agua y el aire. Del mismo modo, la velocidad del fluido, se incrementa en la zona donde se reduce la sección transversal debido al encuentro con el álabe directriz, y se presenta una pequeña desviación en la superficie del chorro de agua cuando atraviesa el rodete. Con los resultados obtenidos después de correr las simulaciones para los rotores con diferente número de álabes se elabora las figuras 54.

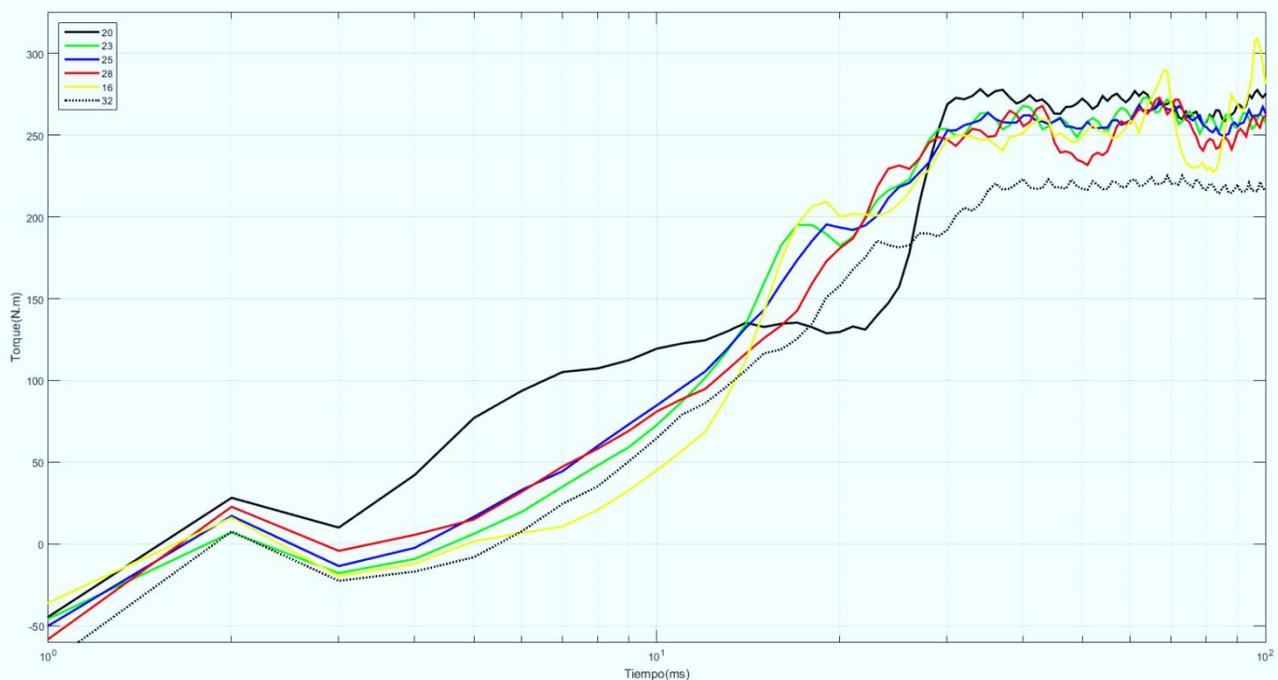


Figura 54. Torque de salida para rotores de 16, 20, 23, 25 28 y 32 álabes, obtenidos en la simulación.

Analizando la figura 54 se puede notar que el torque en el eje de salida aumenta a medida que el número de álabes aumenta; resultado que coincide con los estudios experimentales realizados por Aziz et al 1993, y otros investigadores y que fue ampliamente detallado en el estado del arte (sección 3.7.1 y tabla 13). El aumento en el número de álabes tiene un límite donde se produce un bloqueo, producido por el reducido espacio que queda entre los álabes por donde debe cruzar el

fluido. Para este estudio este punto de inflexión donde empieza a disminuir el torque se encuentra aproximadamente en 28 álabes.

Para visualizar mucho mejor este fenómeno se elaboró la gráfica 55, donde se presenta el resumen de los torques promedios obtenidos, variando el número de álabes desde 20 hasta 32, mostrando un incremento en el torque de salida hasta un valor máximo próximo a 28 álabes, a partir del cual se presenta un notable decrecimiento. Por esta razón se puede concluir que para las condiciones presentadas en este trabajo, el número óptimo de álabes para el rodete es 28.



Figura 55. Resumen de torques obtenidos vs número de álabes del rodete

En la figura 56 se muestra la desviación estándar de los torques medidos variando el número de álabes, donde se observa que a medida que se incrementa el número de álabes, la desviación estándar se reduce, fenómeno que se puede presentar porque según se demostró en los estudios experimentales, con un valor demasiado bajo de álabes se producen oscilaciones en el eje del rodete, producidas porque el fluido entrega su energía a cada álabe cuando este cruza, presentándose un pequeño intervalo de tiempo en el cual el fluido cruza el rodete sin chocar con ningún álabe. De otro lado, cuando se incrementa el número de álabes el intercambio de energía entre el fluido y el álabe es más continuo hasta que se genera el fenómeno de bloqueo, donde el agua choca contralas caras panas del alaba sin conseguir atravesar el rodete.

Los resultados obtenidos permiten concluir que es difícil determinar de entrada el número óptimo de álabes para cada proyecto específico, puesto que este es un parámetro de diseño que depende de muchas otras variables; siendo lo más recomendable asumir un valor adecuado, que después se debe comprobar usando la simulación con un software CFD, método seguido en el desarrollo de este trabajo.

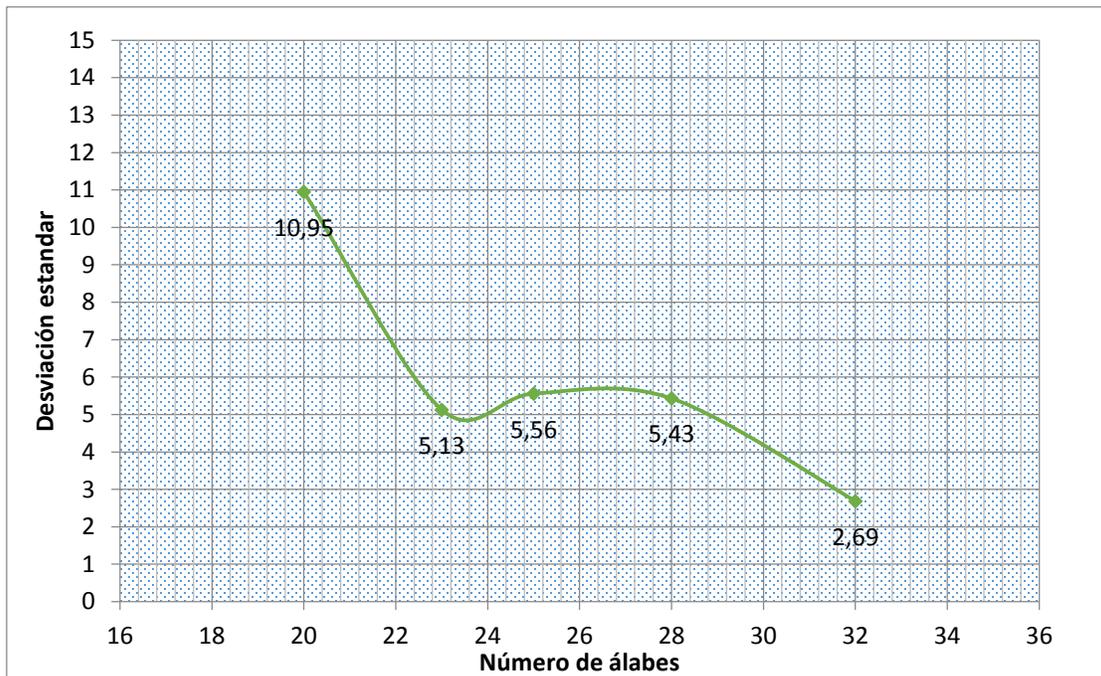


Figura 56. Desviación estándar del torque de salida vs el número de álabes del rodete.

Finalmente, en la figura 57, se puede observar el comportamiento de la eficiencia de la turbina cuando se varía el número de álabes. De la misma manera que ocurrió con el torque en el eje de salida, la eficiencia presenta un incremento cuando se aumenta el número de álabes llegando a un valor máximo de 77.4 % para un rodete con 28 álabes, punto en el cual si se siguen aumentando el número de álabes, la eficiencia empieza a decrecer de manera acelerada. Los valores obtenidos de la eficiencia se encuentran dentro de los obtenidos por diferentes investigadores, los cuales se presentaron en la tabla 17.

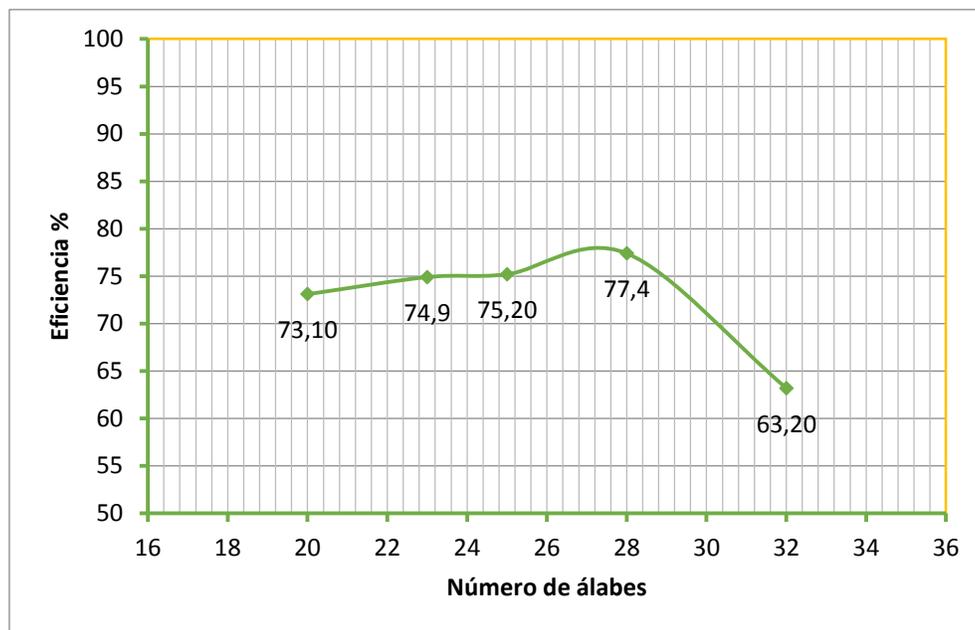


Figura 57. Eficiencia VS Números de álabes del rodete

## 6.2 Resumen de la metodología de diseño de la TFC

Las fases que deben seguirse para el diseño de la TFC se muestran en la siguiente diagrama de flujo, donde se comienza por la identificación de los requerimientos funcionales, datos del potencial hidráulico del sitio donde se instalara la turbina (caudal y altura neta), cumplimiento de normas técnicas y medioambientales. Seguidamente aplicando el método de cálculo descrito en este trabajo se obtienen las dimensiones básicas de todas las partes que componen la turbina, las cuales son modeladas en un programa de CAD (Computer Aided Design). Para este trabajo se utilizó el software SOLID EDGE ST8®, con el cual se elaboraron los planos de las piezas y del modelo ensamblado.

Es en este paso donde se encuentran dos alternativas, la primera consiste en seguir el método tradicional o convencional que contempla la fabricación de un prototipo y su consiguiente evaluación para determinar su óptimo funcionamiento, logrando determinar cuáles modificaciones geométricas o dimensionales se deben hacer para lograrlo, requiriendo entonces (en muchas ocasiones que no es posible modificar las piezas), fabricar un prototipo nuevo. La

segunda alternativa emplea herramientas computacionales como los programas CAE (Computer Aided Engineering), en este caso se utilizó el software de simulación numérica CFD (Computational Fluid Dynamics) de Ansys 16® que permite conocer los fenómenos fluidodinámicos que se presentan cuando el agua atraviesa los diferentes componentes de la turbina, los cuales son evaluados para determinar qué cambios pueden hacerse para alcanzar un mejor rendimiento, comprobando su efectividad con una nueva simulación.

La siguiente fase de la metodología seguida es el análisis estructural de los elementos por métodos matemáticos de resistencia de materiales (que no se incluyen en este trabajo), cálculo del sistema de transmisión de potencia y de elementos auxiliares. Finalmente se hace la fabricación definitiva y las pruebas de funcionamiento en el laboratorio (si es posible) o en el sitio donde se ubicara la turbina.

Al analizar detalladamente la secuencia de pasos que se siguen para el diseño y fabricación de una TFC, se pueden comparar la fabricación convencional con la que se apoya en la simulación computacional, para determinar las ventajas de este último método con el cual no es necesario fabricar costosos prototipos, logrando reducir el tiempo del proceso de diseño y por tanto los costos, hipótesis en la que se apoya este trabajo y que se muestra en la tabla 28.

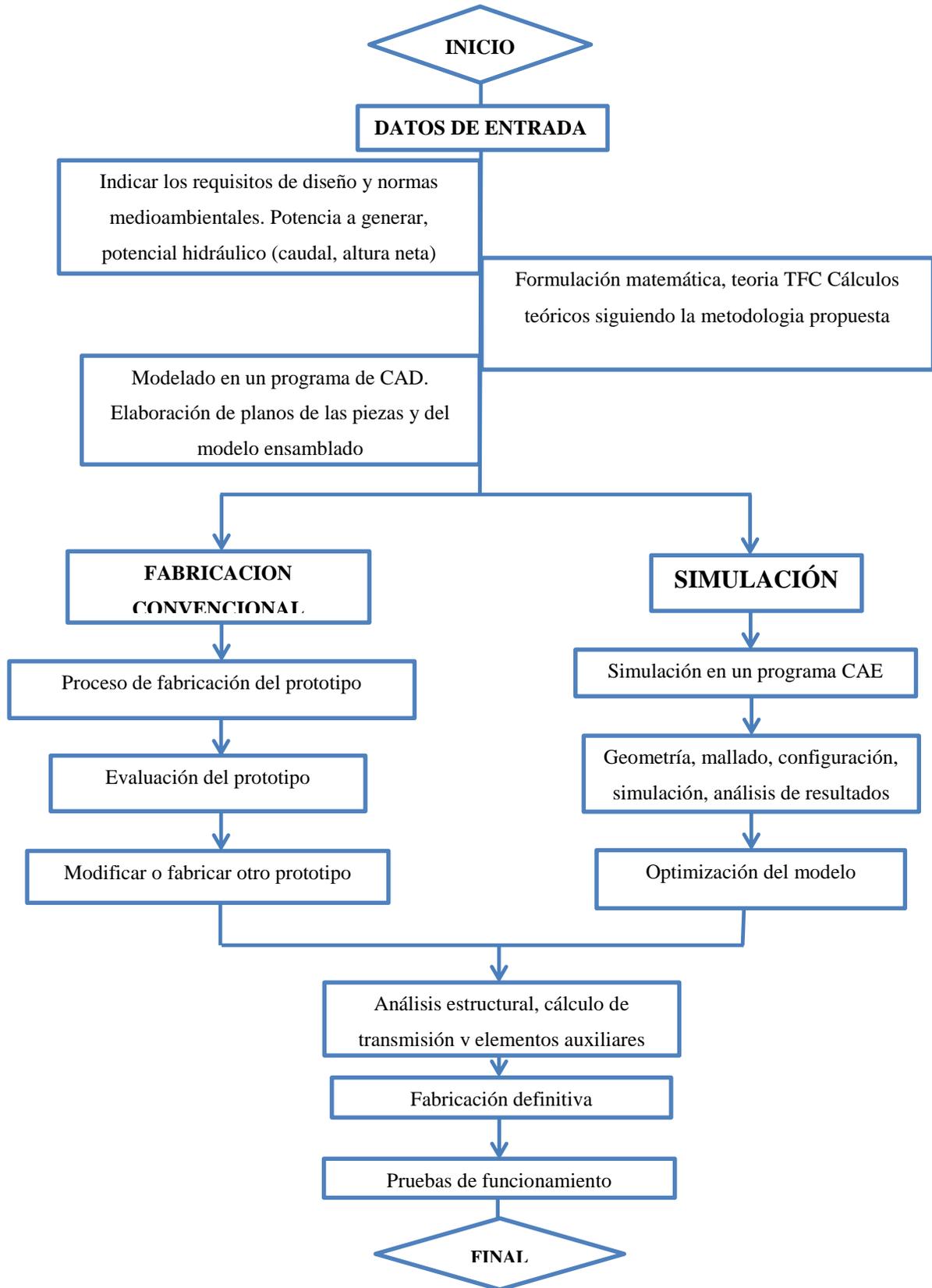


Tabla 28. Fabricación convencional VS Fabricación apoyada con simulación

Fabricación convencional			Fabricación con simulación		
Operación	Tiempo (hr)		Operación	Tiempo (hr)	
	Usuario	Máquina		Usuario	Máquina
Fabricación rodete	1	18	Adaptación de geometría	2	2
Fabricación eje	0.5	4	Mallado inicial	1	3
Fabricación inyector	0.5	6	Configuración inicial	1	1
Fabricación álabe director	0.5	4	Simulación inicial	1	5
Fabricación carcasa	0.5	8	Análisis de resultados	1	1
Ensamble	6	2	Estudio de malla	2	20
Evaluación del prototipo	15	0	Configuración simulación definitiva	1	1
Modificaciones y pruebas	6	24	Simulación definitiva	2	10
Tiempo total	30	66	Tiempo total	11	43
	<b>96 horas</b>			<b>54 horas</b>	

Los datos de los procesos y los tiempos de fabricación convencional se tomaron basados en el trabajo realizado en el laboratorio de energías alternativas de la Universidad de Antioquia donde se construyó un prototipo de 5 Kw (Velásquez, et al., 2012). Los tiempos de simulación fueron medidos en el laboratorio de computación avanzada y diseño digital CADD del grupo de investigación MATyER del ITM, donde se llevó a cabo la mayor parte de este trabajo. Según la tabla 28 el tiempo requerido para las fases del diseño con simulación, toman un 43.75% menos de tiempo que el requerido para fabricación convencional haciendo solamente un prototipo.



## Conclusiones

La explotación de pequeñas fuentes de energía hidroeléctrica, requiere el uso de pequeñas turbinas que combinan eficiencia y economía, es allí donde las TFC representan una excelente opción por sus grandes ventajas, especialmente su sencillez y su buen rendimiento en condiciones de carga variable.

Se determinaron las condiciones más favorables para lograr la máxima eficiencia; así como las relaciones geométricas y ecuaciones que permiten dimensionar los principales elementos que componen la turbina, como son: el rotor, la carcasa, la boquilla y el alabe director que actúa como válvula, permitiendo regular y dirigir el flujo de agua que ingresa al rotor. Todo lo anterior fue posible después de una detallada revisión de las investigaciones experimentales y numéricas, realizadas por diferentes autores y universidades en el mundo.

El uso de análisis numérico, unido al continuo avance de las capacidades computacionales, utilizando el software ANSYS CFD® ha hecho posible la simulación del fenómeno, mostrando como es el comportamiento del fluido a su paso desde la boquilla hasta que cruza el rotor y sale de la carcasa. Esta valiosa herramienta de diseño ayuda a optimizar la geometría para lograr la máxima eficiencia de la turbina, sin necesidad de recurrir a elaborar costosos prototipos, acortando los tiempos de desarrollo y ahorrando dinero.

Se desarrolló un método de diseño para la TFC, que permite a partir de los datos del sitio: salto neto o cabeza y caudal de agua disponible, dimensionar las partes principales de esta máquina, todos ellos relacionados con el diámetro exterior del rotor, cuya medida se obtiene al inicio del cálculo, acortando significativamente el tiempo requerido en esta etapa y logrando tener un conjunto donde todos sus elementos están concebidos de la mejor manera según las investigaciones de las cuales se dispone hasta el momento.

Se identificó en el gráfico de selección de turbinas hidráulicas, la zona de aplicación de las TFC para potencias menores a 10 Kw, delimitándola para cabeza o altura neta máxima de 10 m y caudales entre 30 y 500 L/s. Además se estableció que la esta turbina opera en condiciones similares cuando el valor  $Q/\sqrt{H}$  es constante, también se determinó que la eficiencia no varía apreciablemente en amplios intervalos de valores de Q y H. Estos criterios hacen posible su estandarización, lo que presenta la ventaja de poder establecer, para cada diámetro de rodete estándar, una amplia zona de aplicación, que a su vez define los tamaños de cada turbina estándar. Es así que se ha realizado una estandarización de TFC, lograda calculando el valor mínimo y máximo de  $Q/\sqrt{H}$  y dividiendo este rango en cinco tamaños de turbinas estandarizada

Se validó, el doble aprovechamiento de la energía del fluido en las turbinas de flujo cruzado, para los casos de rotor girando y bloqueado, tan solo que debido al cambio en la velocidades relativas fluido/rotor, las líneas de corriente en cada uno de estos casos son diferentes; lo anterior, usando métodos numéricos multifásicos, transitorios, que se acomodan a las condiciones de operación del equipo estudiado.

Fue posible determinar, la desviación presente en los cálculos teóricos del par sobre el eje de la turbina, con respecto a los resultados numéricos obtenidos a través del módulo CFX del software Ansys 16.0®, los cuales están por el orden del 12.2%, y se deben primordialmente, a las eficiencias consideradas y las simplificaciones requeridas en los cálculos teóricos, las cuales no son obviadas de forma numérica. También, fue posible determinar, la variación en el par producido en el eje de la turbina, para el caso de rotor estático, con respecto al que gira a una velocidad de 400 RPM, en el cual este segundo término representa un 55,7%, del obtenido con el rotor bloqueado.

## **Bibliografía**

Acharya, N., Kim, C., Thapa, B., Lee, Y. (2015). Numerical analysis and performance enhancement of a cross-flow hydro turbine. *Renewable energy* 80, 819-826.

Aziz, N., Desai, V. (1993). A laboratory study to improve the efficiency of cross-flow turbines. Department of civil engineering Clemson University. Clemson, South Carolina.

Aziz, N., Totapally, V. (1994). Design parameter refinement for improved cross-flow turbine performance. Department of civil engineering Clemson University. Clemson, South Carolina.

Borciani, G., (1991). Chapter 5 – Construction of impulse turbines. *Mechanical Design and Manufacturing of Hydraulic Machinery*. Editor Mei Zu Yan. Avebury Technical England.

Caicedo de Murcia, G., Murcia, F., Pruebas de campo para la obtención de los modelos de turbinas hidráulicas utilizados en estudios de regulación de velocidad. *Revista Energética*, 10, 31 - 35.

Carija, Z., Sinozic, M., Fucak, S., Mrsa, Z., Cavrak, M. (2009). Fluid flow simulation of a crossflow turbine. *Annals of DAAAM for 2009 & Proceeding of the 20th International DAAAM symposium*. Vol 20 N° 1.

Cerpch. Unifei, Centro Nacional de referencia em Pequenas centrais Hidroelectricas (2007). Turbinas Nao Convencionais. Turbina Michell Banki. Disponible: [http://www.cerpch.unifei.edu.br/michell\\_banki.php](http://www.cerpch.unifei.edu.br/michell_banki.php). Visitado abril 19 de 2011.

Comahue, 2007. Cuadernos de Turbomàquinas de la Universidad de Comahue. Disponible: <http://fainweb.uncoma.edu.ar/centraleshidraulicas/archivos/UNIDAD6-3.PDF>. Visitado abril 18 de 2011.

CorpoEma, Plan de desarrollo para las fuentes no convencionales de energía en colombia (PDFNCE). Bogotá, Diciembre 30 de 2010. Disponible en: [http://www.upme.gov.co/Sigic/DocumentosF/Vol\\_1\\_Plan\\_Desarrollo.pdf](http://www.upme.gov.co/Sigic/DocumentosF/Vol_1_Plan_Desarrollo.pdf)

Costa, N. H., Borges, J. E. (1995) Study of the nozzle flow in a cross-flow turbine. Mechanical Engineering Department. Instituto Superior Tecnico. Technical University of Lisbon. 283-302.

Desai, V., Aziz, N. (1994). An experimental investigation of cross-flow turbine efficiency. Journal of fluids engineering. Vol 116 545- 550.

Dragomirescu, A., (2011). Performance assessment of a small wind turbine crossflow runner by numerical simulation.

De Andrade, J., Curiel, C., Kenyery, F., Aguilón, O., Vázquez, A., Asuaje M., (2010). Numerical investigation of the internal flow in a Banki turbine. International Journal of Rotating Machinery. Vol 2011.

Fecarotta, O., Sammartano, V., Aricò, C., Carravetta, A., Collura A., M. T. Sinagra, M., Tucciarelli, T. (2012). Esperienze fluidodinamiche su una turbina di piccola potenza tipo Banki-Michell. xxxiii Convegno Nazionale di Idraulica e Costruzioni Idrauliche. Brescia.

Fiuzat, A., Akerkar, P. (1991). Power outputs of two stages of cross-flow turbine. J. Energy Eng. 117, 57-70.

Gómez, J.I., Palacio, E.A., Paredes, C.A., (2008). La turbina Michell banki y su presencia en Colombia. Avances en recursos hidráulicos, 17, 33 – 42.

Gordon, D., Korakianitis, T. (1998). The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines. New Jersey: Prentice Hall

Hydrocink, (2001). Hydro Power Generation. Catálogo de productos Hydrocink s.r.o. Praha, Czech Republic.

Khosrowpanah, S., Fiuzat, A., Albertson, M. (1998). Experimental Study of cross-flow turbine. Journal of Hydraulic Engineering. Vol 114, Nº 3, , 299-314.

Lain S., Garcia M., Quintero B., Orrego S., (2008). CFD Numerical simulation of the flow in hydraulic turbo machines, state of art and sources of mistake. Application to Francis turbines. Revista Universidad de Eafit, Vol 44, # 152, 91 - 114.

Lain, S., Garcia, M., Quintero, B., Orrego, S., (2010). Numerical simulation of Francis turbines. Revista facultad de Ingenieria Universidad de Antioquia, 51, 24-33.

Maldonado, P., Muñoz, A., (1994). Evaluación integral de tecnologías para el abastecimiento energético de las zonas aisladas en América Latina. Revista Energética, 10, 11 – 27

Marchegiani, A., Nigro, N., Storti, M.(2002). Modelación numérica del flujo en el inyector de una turbina hidráulica de flujo transversal. Mecánica computacional Vol 21. pp 683-699.

Marchegiani, A., Audisio, O., Varela, M. (2011). Regulacion de caudal mediante valvula mariposa en una turbina hidráulica de flujo transversal. Arevista iberoamericana de Ingenieria Mecanica. Vol 17, 67-79.

Mataix, C. (2007). Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas. México: Alfaomega

Mockmore, C. A. y Meryfield, F. (1949). The Banki water turbine. Bulletin series N° 25. Oregon State College, Corvallis USA. February.

Ossberger GmbH + Co., 2007. Disponible: <http://www.ossberger.de>. Visitado abril 19 de 2011.

Ossberger. (2007). Wasserkraft aus Weisenburg, Ossberger – Turbinenfabrik, Wessenburg in Bayer. Citado por Lerzundy.

Paish, O. (2002). Small hydro power: technology and current status. Renewable & Sustainable Energy Reviews. V 6. P 537-556.

Prasad, D., Asid, M., Choi, Y., Lee, Y. (2010). Flow characteristics in an augmentation channel of a direct drive turbine for wave power generation. The 10° Asian International Conference of fluid Machinery. P. 619-627.

Peng, W.W. (2008). Fundamentals of Turbomachinery. New Jersey: John Wiley.

Streeter, V., Wylie, B. (1994). Mecánica de los fluidos. Mexico: Mc Graw Hill.

Sammartano, V., Aricó, C., Carravetta, A., Fecarotta, O., Tucciarelli, T. (2013) Banki-Michell optimal design by computational fluid dynamics testing and hydrodynamic analysis. Energies, 6, 2362-2385.

Suescun, Ismael., 2008. Turbinas Hidráulicas. Disponible: <http://jaibana.udea.edu.co/grupos/centrales/files/capitulo%204.pdf>

Upme, 2011. Unidad de Planeación Minero Energética. Disponible en: <http://www.upme.gov.co>  
Upme. Plan indicativo de expansión de cobertura de energía eléctrica. 2013-2017. 3 de septiembre de 2013. Disponible en:

---

[http://www.upme.gov.co/Siel/Siel/Portals/0/Piec/PIEC\\_2013-2017\\_Nov182013.pdf](http://www.upme.gov.co/Siel/Siel/Portals/0/Piec/PIEC_2013-2017_Nov182013.pdf)

Velásquez, L., Enriquez, W. (2012). Analisis de la influencia del porcentaje de apertura del álabe director sobre la potencia hidráulica de un picogenerador de flujo cruzado mediante un estudio numérico en software CFD. Universidad de Antioquia. Medellín.

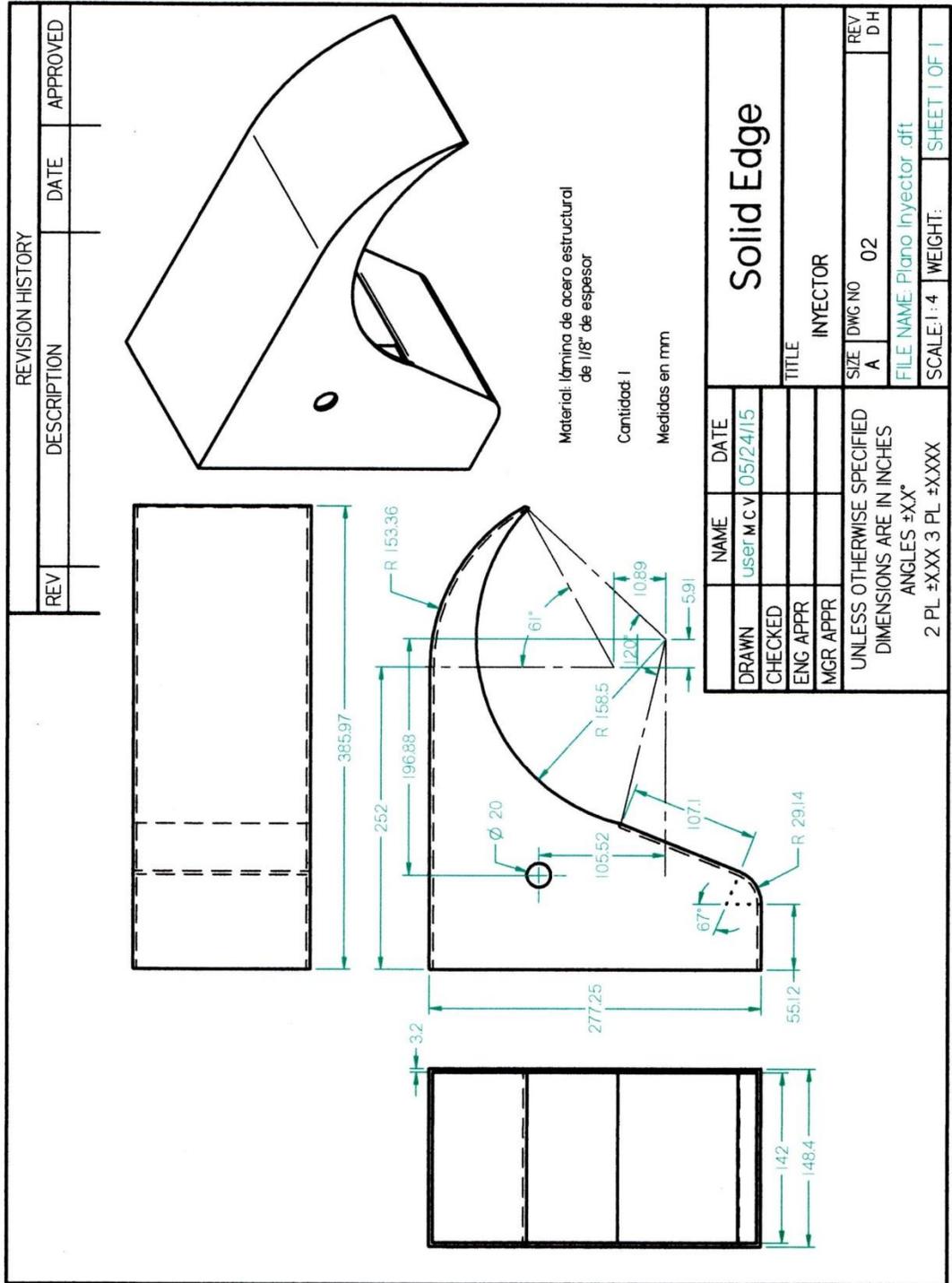
Williams, A., Simpson, R. (2009). Pico – hydro – Reducing technical risks for rural electrification. *Renewable Energy*.V 34. P1986-1991.

Williamson, S., Stark, B., Booker, J. (2012). Low head pico hydro selection using a multi-criteria analysis. *Renewable Energy*. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2012.06.020>

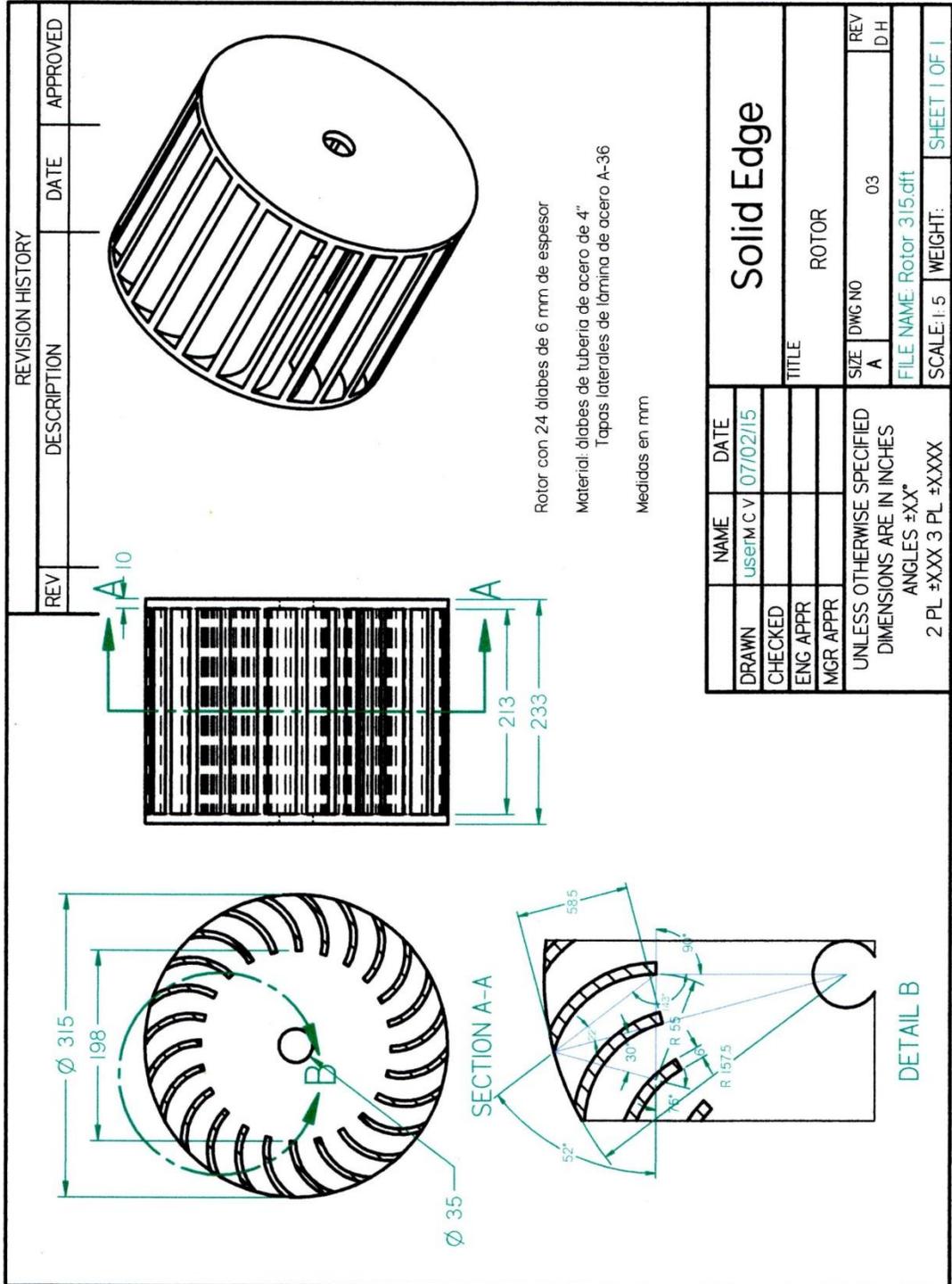
**Anexo**

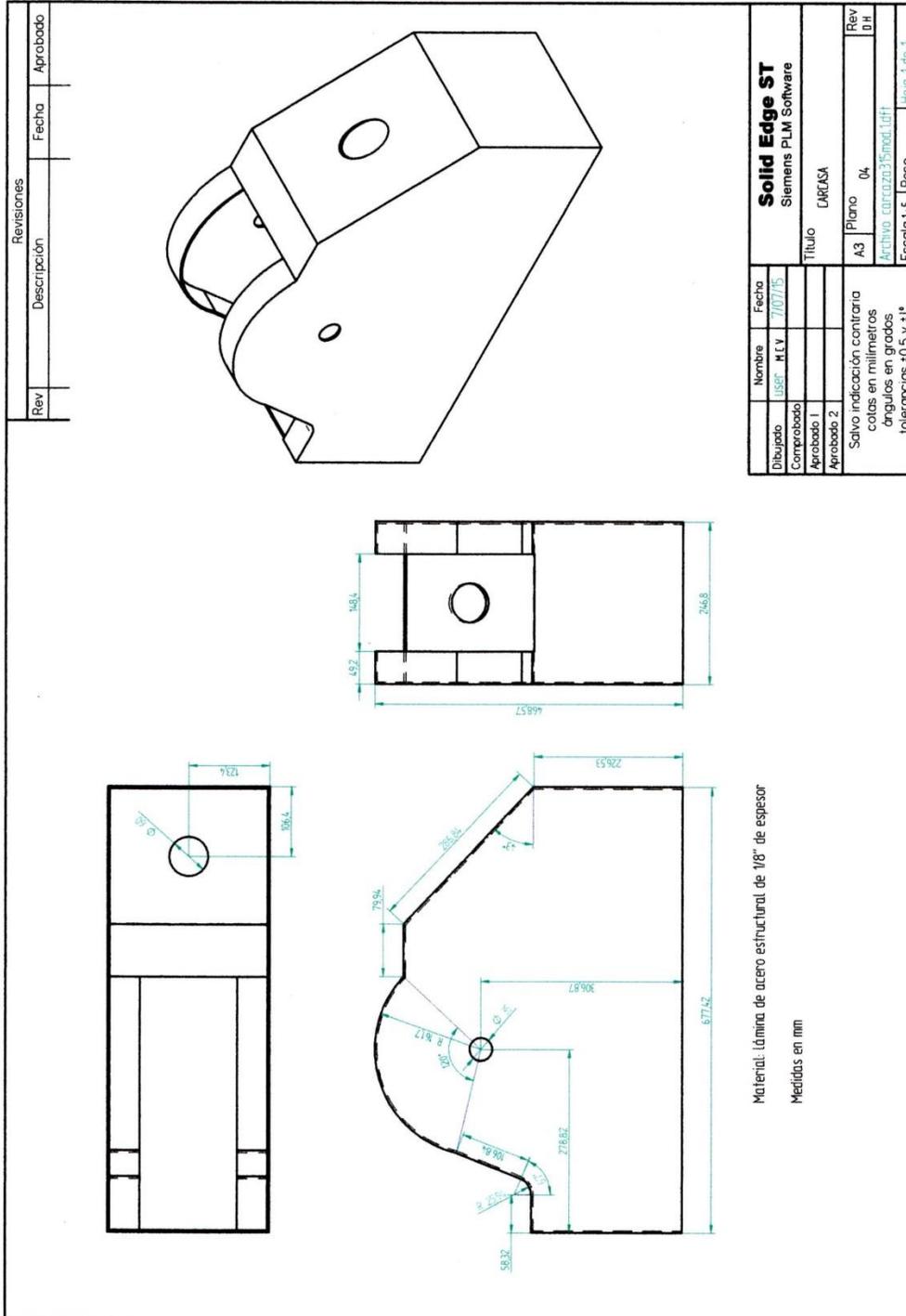
**PLANOS DE LA TURBINA**

**DE FLUJO CRUZADO**









Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

The drawing shows a 3D perspective view of a mechanical component. It has a complex, multi-faceted shape with several holes and a curved section. Four callout circles are present: callout 1 points to a hole on the top surface; callout 2 points to a hole on the side; callout 3 points to a hole on the bottom surface; and callout 4 points to a hole on the front face.

Número de elemento	Nombre archivo (sin extensión)	Autor	Cantidad
1	carcaza315mod.1	user	1
2	inyector 315mod	user	1
3	Alabe de regulación 315	user	1
4	Rotor 315	user	1

Nombre	Fecha	<b>Solid Edge ST</b>	
Dibujado	user	Siemens PLM Software	
Comprobado	7/07/15		
Aprobado 1			
Aprobado 2			
Título			
ENSAMBLE TURBINA MICHELL - BANKI			
Salvo indicación contraria			
cotas en milímetros			
ángulos en grados			
tolerancias ±0.5 y ±1			
Escala 1:5		Hoja 1 de 1	