



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

METODOLOGÍA DE DISEÑO PARA UNA TURBINA FRANCIS MEDIANTE DISEÑO PARAMÉTRICO, OPTIMIZACIÓN MULTIOBJETIVO Y SIMULACIÓN EN CFD

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
MAGÍSTER EN EFICIENCIA ENERGÉTICA

EDWIN GIOVANNY BONE FONTE
edwin.bonee@epn.edu.ec

DIRECTOR: ESTEBAN VALENCIA PhD
esteban.valencia@epn.edu.ec

Quito, agosto, 2017

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por **EDWIN GIOVANNY BONE FONTE**, bajo mi supervisión.

Esteban Valencia, PhD.
DIRECTOR DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Yo, **Edwin Giovanni Bone Fonte**, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Ing. Edwin Bone Fonte

DEDICATORIA

A Dios, por ser mi más dilecto y confiable amigo.

AGRADECIMIENTO

Dándome la oportunidad de formarme profesionalmente le agradezco de todo corazón madrina, quien con su paciencia y cariño me ha nutrido por más tiempo del que puedo recordar.

Incitándome siempre a seguir y alcanzar los propósitos que me he impuesto, le agradezco madre mía, porque tomado de su mano inicie mi aprendizaje en esta vida, ahora todo lo que soy se lo debo a su ejemplo de perseverancia y valentía.

Aunque el tiempo en que estamos todos juntos es corto, gracias mis queridas hermanitas y hermanos por llenar de alegría el hogar y ayudarme siempre e incondicionalmente en esta etapa de mi vida.

Nunca me he de olvidar de aquellos momentos que compartimos dentro y fuera de clases, estoy muy agradecido con los amigos, compañeros y profesores que formaron parte de este proceso.

A nuestro Dios, quien me acompaña eternamente y en todo lugar brindándome salud y fortaleza para afrontar con ánimo las dificultades y exclusivamente por poner en mi camino al amor de mi vida, infinitas gracias Padre Celestial.

Edwin Giovanni Bone Fonte

ÍNDICE DE CONTENIDOS

Certificación.....	i
Declaración.....	ii
Dedicatoria.....	iii
Agradecimiento.....	iv
Nomenclatura.....	x
Resumen.....	xii
Abstract.....	xiii
INTRODUCCIÓN.....	1
Pregunta de investigación	2
Objetivo general.....	3
Objetivos específicos	
Alcance	
1. MARCO TEÓRICO.....	4
1.1. Estado de Arte sobre Diseño Paramétrico de Turbinas Francis.	6
1.1.1. Programa de diseño “Khoj”	8
1.1.2. Eficiencia del álabe de una turbina	11
1.1.3. Grado de reacción	
1.1.4. Número de velocidad	
1.1.5. Sumersión	
1.1.6. Métodos de diseño para disminuir la erosión.....	12
1.2. Estado de arte de técnicas de optimización multiobjetivo utilizado en álabes de turbina.....	14
1.3. Estado de Arte de Dinámica Computacional de Fluidos en turbinas Francis....	17
1.3.1. Modelo de flujo no viscoso	
1.3.2. Modelo de flujo viscoso.....	18
1.3.3. Modelo de erosión.....	21
2. METODOLOGÍA.....	23
2.1. Estudio de sensibilidad individual de los parámetros de diseño	
2.1.1. Efectos de la variación del diámetro de salida.....	26

2.1.2.	Efectos de la variación del número de polos del generador	
2.1.3.	Efectos de la variación de la velocidad periférica reducida en la entrada	27
2.1.4.	Efectos de la variación de la aceleración de flujo	
2.1.5.	Efectos al variar la forma de distribución del ángulo del álabe del rodete	28
2.2.	Implementación de técnicas de optimización multiobjetivo	29
2.2.1.	Método de variación de parámetros de entrada y salida del álabe	
2.2.2.	Método de variación de la forma de distribución del ángulo del álabe	30
2.3.	Simulación numérica en Ansys CFX del diseño propuesto	31
2.3.1.	Mallado.....	32
2.3.2.	Condiciones de borde	
2.3.3.	Validación de la simulación numérica	33
3.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	34
3.1.	Estudio de sensibilidad de los parámetros de diseño	
3.1.1.	Efectos de la variación del diámetro de salida	
3.1.2.	Efectos de la variación del número de polos del generador	37
3.1.3.	Efectos de la variación de la velocidad periférica reducida en la entrada	40
3.1.4.	Efectos de la variación de la aceleración del flujo	42
3.1.5.	Efectos al variar la forma de distribución del ángulo del álabe del rodete	44
3.1.6.	Función objetivo	46
3.2.	Optimización multiobjetivo para álabes de turbinas	47
3.3.	Simulación numérica en Ansys CFX del diseño propuesto	56
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	60
4.1.	Conclusiones	
4.2.	Recomendaciones.....	61
	Referencias bibliográficas.....	62
	Anexo 1	65

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Turbina Francis tradicional.	4
Figura 1.2. Vista axial del rodete con sus dimensiones principales.	5
Figura 1.3. Triángulo de velocidades para la entrada y salida del álabe en el BEP.	
Figura 1.4. Diagrama de flujo del proceso de diseño utilizado por Eltvik.	10
Figura 1.5. Esquema del proceso de optimización por algoritmos genéticos.....	16
Figura 2.1. Diagrama de flujo del proceso de diseño conceptual propuesto.....	23
Figura 2.2. Representación de la posición y porcentaje de desviación de curvatura... 30	
Figura 3.1. Efectos de la velocidad de salida en función del diámetro de salida.	34
Figura 3.2. Efectos de la velocidad relativa en la entrada y salida en función del diámetro de salida.	35
Figura 3.3. Efectos de la velocidad de entrada en función del diámetro de salida.	
Figura 3.4. Factor de erosión y sumersión requerida en función del diámetro de salida.	36
Figura 3.5. Factor de erosión y la eficiencia del álabe en función del diámetro de salida.	37
Figura 3.6. Efectos del número de velocidad en función de los pares de polos del generador.	38
Figura 3.7. Efectos de las velocidades de salida en función de los pares de polos.....	39
Figura 3.8. Factor de erosión y la sumersión requerida en función de los pares de polos.	
Figura 3.9. Efectos de las velocidades relativas a la entrada y salida en función de los pares de polos del generador.	40
Figura 3.10. Diámetro y altura del área de entrada en función de la velocidad periférica reducida.	41
Figura 3.11. Grado de reacción y factor de erosión en función de la velocidad periférica reducida.	42
Figura 3.12. Efectos de la variación de la aceleración de flujo en las velocidades de entrada.	
Figura 3.13. Factor de erosión y altura del área de entrada del rodete en función de la aceleración del flujo.	43
Figura 3.14. Formas de distribución del ángulo β a lo largo del álabe.	44
Figura 3.15. Distribución de las velocidades sobre la línea de flujo inferior del álabe. 45	
Figura 3.16. Velocidades relativas dependiendo de la forma de distribución del ángulo β .	
Figura 3.17. Factor de erosión dependiendo de la forma de distribución de β	46

Figura 3.18. Frente de Pareto para el intento 1.....	48
Figura 3.19. Frente de Pareto para el intento 2.	
Figura 3.20. Comparación de la forma óptima con la Forma (b) y su distribución de energía en el intento N.1.	50
Figura 3.21. Comparación de la forma óptima con la Forma (b) y su distribución de energía en el intento N.2.	51
Figura 3.22. Comparación de la distribución de energía del intento N.1.	
Figura 3.23. Comparación de la distribución de energía del intento N.2.....	52
Figura 3.24. Comparación de las velocidades periféricas absolutas del intento N.1. ...	53
Figura 3.25. Comparación de las velocidades periféricas absolutas del intento N.2.	
Figura 3.26. Comparación de las velocidades relativas del intento N.1.....	54
Figura 3.27. Comparación de las velocidades relativas del intento N.2.	
Figura 3.28. Velocidades y distribución de energía obtenidos en el diseño óptimo de Thapa.....	55
Figura 3.29. Resumen de vistas obtenidas del álabe propuesto.	
Figura 3.30. Geometría en 3D del modelo propuesto en Ansys.....	56
Figura 3.31. Mallado en TurboGrid ATM mesh. De izquierda a derecha: cubo, anillo, álabe.	
Figura 3.32. Representación de las condiciones de borde del dominio computacional.	57
Figura 3.33. Resultados obtenidos en CFD del diseño propuesto.	
Figura 3.34. (a) Modelo antes del ensayo, (b) Modelo después de 350 min de ensayo, (c) Resultados de la simulación en CFD, (d) Erosión en la turbina de JHC.	58
Figura 3.35. Velocidades relativas a la salida del diseño propuesto.	59
Figura 3.36. Erosión en el diseño propuesto.	
Figura 4.1. Velocidades relativas del diseño de referencia a la salida del álabe.	73
Figura 4.2. Erosión en el diseño de referencia.	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Modificaciones propuestas al diseño para reducir la erosión por sedimentación.....	8
Tabla 1.2. Recomendaciones para disminuir el desgaste por erosión en una turbina Francis.....	13
Tabla 1.3. Modelos computacionales de turbulencia.....	18
Tabla 2.1. Rango de optimización de los parámetros de diseño hidráulico.	25
Tabla 2.2. Parámetros utilizados para la generación de la malla.	32
Tabla 2.3. Parámetros utilizados para las condiciones de borde.	
Tabla 3.1. Velocidad sincrónica de acuerdo al número de pares de polos.	37
Tabla 3.2. Resultados prometedores para obtener una tendencia de erosión baja del intento 1.....	49
Tabla 3.3. Resultados obtenidos en la optimización de la forma de distribución del ángulo β	50
Tabla 4.1. Resultados obtenidos de las variables de decisión en el intento 1.	65
Tabla 4.2. Resultados obtenidos de las funciones objetivo en el intento 1.	66
Tabla 4.3. Parámetros hidráulicos de entrada obtenidos de los resultados del intento 1.	67
Tabla 4.4. Parámetros hidráulicos de entrada obtenidos de los resultados del intento 1.	68
Tabla 4.5. Parámetros hidráulicos de salida obtenidos de los resultados del intento 1.	70
Tabla 4.6. Parámetros de desempeño obtenidos de los resultados del intento 1.....	71

NOMENCLATURA

CFD	Dinámica computacional de fluidos
BEP	Punto de mejor eficiencia
JHC	Central hidroeléctrica de Jhimruk, Nepal
FSI	Interacción fluido - estructura
CAD	Diseño asistido por computadora
NPSH	Altura neta positiva de succión [m]
IEC	Comisión Electrotécnica Internacional
EA	Algoritmos evolutivos
AG	Algoritmos genéticos
MOO	Optimización multiobjetivo
STT $k - \omega$	Modelo de turbulencia Shear-Stress-Transport $k - \omega$
D	Diámetro del rodete [m]
W	Velocidad relativa del flujo respecto al álabe [m/s]
U	Velocidad periférica o tangencial del rotor [m/s]
C	Velocidad absoluta del fluido [m/s]
C_m	Componente meridional de la velocidad absoluta [m/s]
C_u	Componente tangencial de la velocidad absoluta [m/s]
E_t	Tendencia de erosión [-]
E_f	Factor de erosión [-]
E_{ref}	Factor de erosión del modelo de referencia [-]
e	Transferencia de energía del rodete al rotor por unidad de masa de fluido [m ² /s ²]
N	Velocidad sincrónica [rpm]
Q	Caudal de flujo [m ³ /s ²]
H	Caída neta [m]
H_s	Altura de sumersión mínima [m]
H_{at}	Altura correspondiente a la presión atmosférica [m]
H_v	Altura de presión de vapor de agua a temperatura ambiente [m]
a y b	Constantes de la relación empírica de Brekke [-]
A_{cc}	Aceleración del fluido a través del álabe [%]
B	Altura de entrada del álabe [m]
Z_p	Número de pares de polos del generador [-]

\underline{X}	Parámetro X de velocidad reducido [-]
f_g	Frecuencia de la corriente eléctrica
g	Aceleración de la gravedad [m/s ²]
z	Posición de curvatura [-]
c	Porcentaje de desviación de curvatura [%]
t	Recorrido de la posición de curvatura [-]
A, B, C	Constantes de la ecuación de la distribución del ángulo del álabe [-]
β	Ángulo de distribución de la forma del álabe [°]
η	Eficiencia hidráulica [%]
η_b	Eficiencia del álabe [%]
σ	Grado de reacción [%]
Ω	Número de velocidad [-]

RESUMEN

El presente documento tiene por objetivo desarrollar una metodología que permita obtener un diseño paramétrico preliminar del rodete de una turbina Francis a partir de datos propios de un proyecto hidroeléctrico, caudal y caída neta. Al realizar un análisis de sensibilidad individual de los parámetros relacionados con la erosión en los álabes, se consiguió una mayor comprensión acerca de su relación con el mejoramiento de la eficiencia y la disminución de la erosión en los álabes. Se seleccionó a la velocidad meridional absoluta del fluido, velocidad relativa del rotor, eficiencia del álabe y el factor de erosión como funciones objetivo en el proceso de optimización multiobjetivo por algoritmos genéticos en base a aspectos relacionados de geometría y desempeño. Las variables de decisión utilizados son el diámetro de salida, la aceleración de flujo y el grado de reacción. Se obtuvo como resultados las velocidades de entrada y salida del rodete y las dimensiones principales. Con estos datos se determinó la forma óptima de la distribución del ángulo del álabe variando su porcentaje de desviación de curvatura. Se obtuvo la función de la distribución del ángulo del álabe que disminuye la tendencia de erosión. Este proceso concluye con la validación de resultados en CFD.

Palabras clave: álabe, CFD, erosión, optimización multiobjetivo, rodete, turbina Francis

ABSTRACT

The aim of this work is to develop a method that allows to obtain a preliminary parametric design of a Francis turbine runner, based on the data obtained from a hydroelectric project on flow and net head. By conducting an individual sensibility analysis on the parameters related to the erosion on the blades which allowed a better understanding on its relationship with the improvement of the efficiency and the lessening of the sediment erosion on the blades. The absolute meridional velocity of fluid, the relative velocity of the runner, blade efficiency and erosion factor were selected as objective functions for the multi-objective optimization process by means of genetic algorithms on related geometry and performing aspects. The decision variables used were the following: output diameter, flow acceleration and the degree of reaction. The work's outcomes were the following: input and output velocities of the runner and its main dimensions. These outcomes allowed to establish an optimal way for the angle's distribution of the blades by varying the percentage of its curvature deflection, which allows to reduce the erosion tendency. The last step of the process was the validation of the outcomes in CFD.

Keywords: blade, CFD, erosion, Francis turbine, multi-objective optimization, runner

METODOLOGÍA DE DISEÑO PARA UNA TURBINA FRANCIS MEDIANTE DISEÑO PARAMÉTRICO, OPTIMIZACIÓN MULTIOBJETIVO Y SIMULACIÓN NUMÉRICA EN CFD

INTRODUCCIÓN

Debido a los problemas de energía que estamos viviendo en la actualidad, en donde los recursos no renovables se están agotando y considerando el alto peligro que está asociado el uso de energía nuclear, países de Eurasia, Asia del Pacífico y América miran con una buena expectativa el desarrollo de las energías renovables [1]. Entre todos los tipos de energías sostenibles, la utilización de energía hidroeléctrica ha aumentado a nivel mundial por ser segura y amigable con el medio ambiente al utilizar una forma renovable de energía sin requerir de combustibles fósiles y considerarse como proyectos de largo plazo. Más del 60% de hidroeléctricas en la producción mundial utilizan turbina Francis [1] por tener bajas pérdidas de energía en su funcionamiento, costos de mantenimiento menor con respecto a otros tipos de turbina y adaptarse a condiciones de operación con saltos de distintas alturas dentro de una amplia gama de caudales [2].

Las fuentes hídricas son susceptibles a sedimentos por erupciones volcánicas y otros tipos de fenómenos naturales, los cuales producen problemas de erosión, desgaste por cavitación y fatiga en los álabes de las turbinas, causando problemas de daños prematuros, vibración, ruido excesivo, mantenimientos correctivos frecuentes, aumento de paradas de máquina y mayor inversión por mantenimientos o compra de piezas nuevas. Las componentes de la turbina son completamente sumergidas en agua, lo que produce que sean mayor expuestas a la sedimentación por erosión. Proyectos hidroeléctricos en la región de los Andes, cuyas afluentes se encuentran cerca de volcanes activos usan turbinas tipo Francis que no han sido seleccionadas adecuadamente para trabajar en condiciones de aguas con sedimentación, produciéndose daños severos en los componentes de la turbina [3]. En un caso particular se tiene el ejemplo de la Hidroeléctrica de Atoyac, en donde se invierte aproximadamente 7 millones de dólares anuales en realizar el overhaul a una de sus unidades, los gastos en mantenimiento mayor rodean los 2 millones de dólares y la sustitución de los elementos que se encuentran en contacto con el fluido por piezas nuevas llega a los 6 millones de dólares. Los gastos que se deben pagar por reparaciones mecánicas y recubrimiento contra la erosión son de 2 millones de dólares.

Si se logra reducir las reparaciones no programadas y los mantenimientos mayores, fácilmente se puede ahorrar cerca de 4 millones de dólares [2].

Los estudios experimentales son herramientas importantes para el diseñador, que puede ser considerado como uno de los métodos más precisos de investigación de campo para la predicción del rendimiento de una turbina. Sin embargo, no se pueden utilizar durante la optimización del diseño iterativo debido principalmente al alto coste y el tiempo requerido para estos estudios. Cada rodete es único pues cada proyecto hidroeléctrico tiene sus propios criterios de diseño, en la parte hidrodinámica se emplean herramientas de evaluación que van desde soluciones de baja fidelidad hasta análisis y simulaciones de alta fidelidad [4]. Recientes desarrollos en herramientas de diseño computacional han estrechado la brecha entre el modelado de construcción y el análisis o simulación con software de ingeniería, abriendo la posibilidad de realizar un diseño paramétrico utilizando las ventajas de un ordenador y simular el comportamiento real del sistema y componentes involucrados. Diseñadores utilizan diferentes métodos de parametrización cuya variable son los parámetros geométricos del rodete. La optimización del diseño de un rodete y del tubo de aspiración de una turbina, es un trabajo que consume demasiado tiempo, inclusive para un diseñador experimentado debido a su forma compleja, en donde se manipula la curvatura de los álabes del rodete, formas de borde y ángulos de ataque, por lo cual se opta en desarrollar un sistema de optimización automática para estos elementos.

Con estos antecedentes, para aprovechar al máximo el potencial hídrico del Ecuador para producir energía eléctrica, se pretende obtener una metodología de diseño del rodete de una turbina tipo Francis, la cual involucra el modelo paramétrico, utilización de técnicas de optimización multiobjetivo y simulación numérica mediante dinámica de fluidos computacional, que tome en cuenta las condiciones de operación local, con la intención de maximizar el rendimiento de la turbina y disminuir paradas de máquina y costos por sustitución de piezas nuevas o mantenimientos correctivos por problemas de erosión por sedimentación.

Pregunta de investigación

¿Es posible reducir la erosión por sedimentos en un rodete de una turbina tipo Francis?

Objetivo general

Obtener una metodología de diseño para una turbina Francis mediante diseño paramétrico, optimización multiobjetivo y simulación numérica en Dinámica de Fluidos Computacional (CFD).

Objetivos específicos

- Desarrollar el modelo paramétrico del álabe de una turbina Francis adaptada a nuestra realidad.
- Evaluar métodos de optimización multiobjetivo en base a la geometría y aspectos del desempeño.
- Definir una configuración óptima del perfil del álabe de la turbina Francis para maximizar el rendimiento.
- Desarrollar el modelo numérico para la simulación mediante CFD del álabe.

Alcance

La implementación de una metodología de diseño integral que tome en cuenta el diseño paramétrico, optimización multiobjetivo y simulación numérica mediante CFD, permitirá encontrar una configuración adecuada que se adapte de mejor manera a las condiciones de operación, esto se reflejará en la disminución de mantenimientos correctivos y gastos por reparación o reemplazo por piezas nuevas.

1. MARCO TEÓRICO

A una turbina Francis se lo clasifica como turbina de reacción, ya que la caída de presión estática se produce en el rotor y una proporción en el estator, típicamente una turbina Francis tiene una reacción de alrededor de 75%. Las partes principales de una turbina Francis tradicional tal como la Figura 1.1 son: tubo de aspiración (draft tube), rodete (runner), álabes guía (guide vanes), álabes fijos (stay vanes) y la carcasa espiral (spiral cases). La carcasa espiral recibe el agua que se transfiere desde la represa a través de una tubería de carga. La forma espiral de la carcasa convierte el flujo axial en flujo radial y distribuye uniformemente el flujo en los álabes fijos, los álabes guía son ajustables y controlan las características del flujo de entrada al cambiar el área de entrada (cambiando el ángulo de apertura) y el ángulo de ataque. El rodete está conectado por medio de un eje al generador. Se convierte el momento angular del flujo en momento mecánico para mover el generador eléctrico. El tubo de aspiración recobra la mayor parte de energía cinética del flujo convirtiéndola en energía potencial, incrementando la cabeza efectiva de la turbina. El proceso de diseño comienza desde el rodete y finaliza en la carcasa espiral [5]. Se ha obtenido una mejora considerable en el diseño de las turbinas Francis mediante el uso de la Dinámica Computacional de Fluidos (CFD). Los resultados obtenidos en CFD permiten una mejor comprensión de la física del fluido, aunque no se puede utilizar directamente como herramienta de diseño, ya que no proporciona ninguna información directa sobre cómo cambiar el modelo de la turbina. Por lo tanto, el diseñador debe confiar en el ensayo y el error para mejorar el rendimiento hidráulico y mecánico de la turbina. Tal enfoque, con su dependencia del empirismo, puede restringir la parte del espacio de diseño, por lo cual el diseñador genera modelos paramétricos para incluir las variables que influyen en el rendimiento de la turbina.

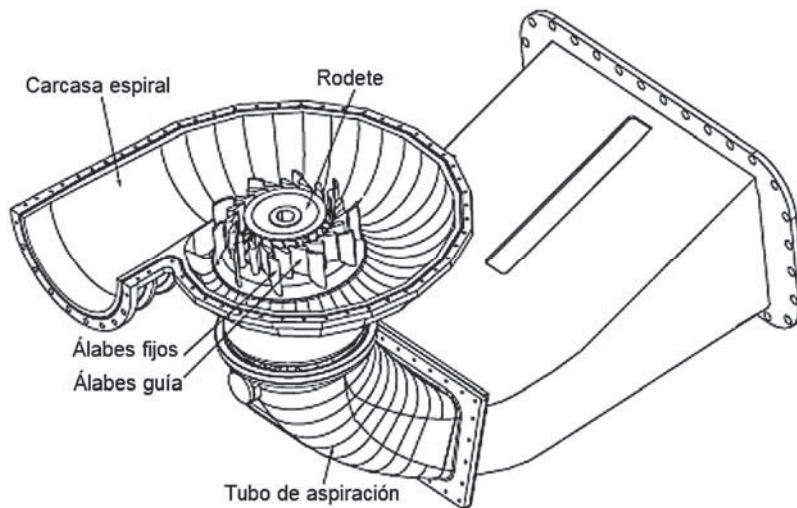


Figura 1.1. Turbina Francis tradicional.
(Fuente: Zobeiri A., 2009)

Después de cuidar los criterios de diseño hidráulico, el diseñador debe considerar otras disciplinas como los criterios estructurales y de fabricación. En muchos de los casos, se utilizan costosas investigaciones experimentales principalmente para validar el diseño final y evaluar fenómenos muy complejos que son difíciles de predecir con herramientas de CFD regulares, como la cavitación y erosión.

El diseño del rodete de una turbina tiene mucha influencia en el diseño de los demás componentes de la turbina, particularmente de los álabes guía y el tubo de aspiración. La Figura 1.2 muestra una vista axial con las dimensiones principales del rodete, de donde B representa la altura de entrada, D el diámetro del rodete. El subíndice "1" nos indican los términos a la entrada del rodete, y el subíndice "2" los términos a la salida del rodete. La geometría de la cubierta superior del álabe se llama cubo (hub), mientras que la parte inferior del álabe se llama anillo (ring o shroud).

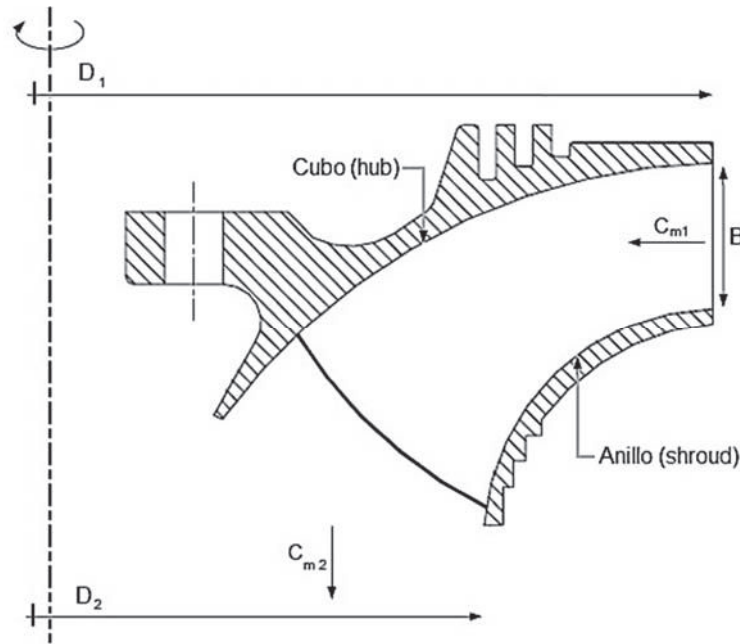


Figura 1.2. Vista axial del rodete con sus dimensiones principales.
(Fuente: Zobeiri A., 2009)

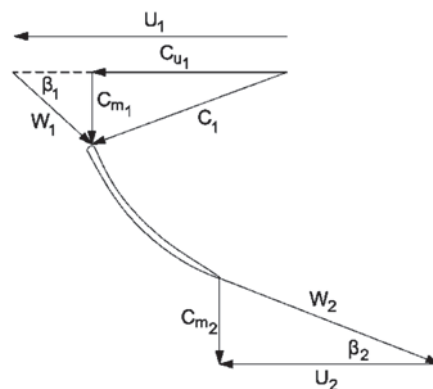


Figura 1.3. Triángulo de velocidades para la entrada y salida del álabe en el BEP.
(Fuente: Gjørseter K., 2011)

En la Figura 1.3 se presenta los triángulos de velocidades tomando en cuenta que son establecidos para las condiciones de mayor eficiencia (BEP). De donde, W es la velocidad relativa del flujo respecto al álabe, U es la velocidad periférica o tangencial del rotor, C es la velocidad absoluta del fluido, C_m es la componente meridional de la velocidad absoluta, C_u es la componente tangencial de la velocidad absoluta y β es el ángulo de distribución de la forma del álabe.

1.1. Estado de Arte sobre Diseño Paramétrico de Turbinas Francis.

De acuerdo a las suposiciones que se utilicen para relacionar las variables de diseño, se pueden tener modelos de baja o media fidelidad. Los modelos de baja fidelidad llevan a cabo la mayor parte de iteraciones del diseño de manera manual, en cambio con solucionadores de alta fidelidad evalúan directamente los modelos prometedores para verificar las características de diseño y evaluar su desempeño final. Los diseñadores pueden utilizar diferentes métodos de parametrización para jugar con los parámetros geométricos de la turbina con la intención de mejorar el rendimiento hidráulico o el mecánico.

Daneshkahr y Zangeneh [6] utilizan el método de diseño inverso en tres dimensiones para encontrar el modelo paramétrico del rodete de una turbina Francis. A diferencia de métodos convencionales de diseño directo, donde la geometría de los álabes se describe mediante parámetros geométricos, el diseño inverso utiliza parámetros hidrodinámicos como la carga del álabe para encontrar la forma del perfil del álabe y los efectos sobre el rendimiento hidráulico. Inicialmente se generó un diseño de un rodete en un software comercial de diseño inverso TURBODesign 1 y se utiliza de base para el estudio paramétrico. Para verificar las diferentes configuraciones que se realizaron a los modelos, se utiliza CFD en Ansys CFX. Sobre la base de este estudio se encuentra una configuración óptima libre de cavitación manteniendo al mismo tiempo un alto nivel de eficiencia hidráulica. Las directrices de diseño tienen una validez general y pueden utilizarse para aplicaciones de diseño similares, ya que se basan en análisis de campo de flujo y en parámetros de diseño hidrodinámico.

Kawajiri, Enomoto y Kurosawa [7] utiliza para el perfil del álabe del rodete un polinomio no uniforme a partir de la curva B-spline (NUPBS). Se conoce que la curva de NUPBS está definida por una serie de puntos de control. Para mover esos puntos de control, el perfil de la curva se puede modificar suavemente para mantener la continuidad de la

curva, además los grados de libertad se pueden aumentar añadiendo los puntos de control. La superficie se crea al ir conectando varias curvas a lo largo de la dirección en sentido longitudinal. Para evaluar el rendimiento hidráulico, se utiliza el análisis en CFD en estado estable y se obtiene un diseño propuesto del rodete.

Biraj Thapa y otros [8], resume los procedimientos utilizados para el diseño de turbinas de cabeza alta y explica los efectos de los parámetros de diseño sobre la erosión de sedimentos en rodetes de turbinas Francis. Para encontrar el factor de erosión utiliza el rodete de la turbina Francis de la central hidroeléctrica de Jhimruk (JHC) en Nepal como caso de referencia. Los parámetros de diseño como el diámetro de salida, el número de pares de polos en el generador, velocidad periférica reducida en la entrada, aceleración de flujo, altura del rodete, distribución del ángulo del álabe, varían dentro de un rango definido y se evalúan sus efectos sobre el factor de erosión. Thapa define dos términos como los indicadores y los medios de comparación de la erosión relativa en el rodete de la turbina Francis, la tendencia de erosión E_t y el factor de erosión E_f .

La tendencia de erosión se define con la ecuación (1.1), que cuantifica la tendencia de un diseño específico del rodete a erosionarse en condiciones de sedimentación similar.

$$E_t = \frac{\sum_{i=1}^m W_i^3 A_i}{\sum_{i=1}^m A_i} [m^3/s^3] \quad (1.1)$$

Donde m es el número de segmento de área (A_i) en la superficie del álabe del rodete, W_i es la velocidad relativa del flujo en cada segmento de área.

El factor de erosión se define en la ecuación (1.2), es la razón de la tendencia a la erosión de cada nuevo diseño con respecto al diseño de referencia. El factor de erosión del diseño de referencia es uno.

$$E_f = \frac{(E_t)_{nuevo\ diseño}}{(E_t)_{diseño\ de\ referencia}} [-] \quad (1.2)$$

Los resultados del factor de erosión se los compara con los resultados obtenidos en CFD para el diseño propuesto. Thapa obtuvo las siguientes conclusiones: mayor reducción en la erosión se obtuvo al aumentar el número de pares de polos, el cual implica que la velocidad rotacional de la turbina disminuya. Esto sin embargo incrementa el tamaño tanto de la turbina como del generador, lo que provoca un aumento en la inversión. Se descubrió que, al cambiar la distribución del ángulo de distribución a lo largo del álabe, existe una reducción sustancial de la erosión sin cambiar ninguna otra dimensión física o velocidad de rotación de la turbina. Los resultados del estudio paramétrico indican algunas modificaciones en el diseño convencional para reducir la erosión por sedimento. Sin embargo, cada modificación tiene algunas limitaciones que

deben ser consideradas durante el proceso de optimización del diseño, las limitaciones a las modificaciones propuestas por Thapa se presentan en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1. Modificaciones propuestas al diseño para reducir la erosión por sedimentación

Modificación propuesta	Limitación
Aumentar el diámetro de salida del rodete	Tamaño de la turbina
Aumentar el número de pares de polos en el generador	Número de revoluciones específica
Reducir la velocidad periférica en la entrada	Relación de reacción
Aumentar la aceleración del flujo a través del rodete	Número de álabes del rodete para prevenir el contraflujo
Aumentar la altura del álabe del rodete	Fabricación, tamaño de la turbina
Cambiar la forma del ángulo de distribución del álabe	Fabricación, esfuerzos mecánicos en el álabe

(Fuente: Thapa, 2012)

Khanal y otros [9], desarrollaron una metodología para el diseño del rodete de una turbina Francis encontrando el ángulo de salida y la distribución del ángulo causando la erosión mínima posible. Los parámetros conocidos son el flujo, la caída neta, las revoluciones del rodete y el flujo de erosión de las partículas. El primer paso es utilizar el ángulo de salida como un parámetro conocido, se hace variar de 14° a 32° con una diferencia de 2° usando una distribución lineal en todos los modelos para formar el triángulo de velocidades a la entrada y salida del álabe. Estos modelos son simulados para seleccionar el mejor ángulo de salida que permita una mejor eficiencia. El siguiente paso es, con el ángulo de salida encontrado, se hace variar la distribución del ángulo del álabe intentando disminuir la erosión y mantener una eficiencia considerable. Al final se realizaron 91 modelos diferentes. Al utilizar la teoría hidrodinámica para caudal y caída dado, se encuentran las dimensiones principales y se genera el modelo 3D en el software BladeGen con la distribución adecuada del ángulo β . El álabe obtenido con esta metodología propuesta se comparó con el álabe de referencia en términos de erosión y eficiencia con los resultados de CFD.

1.1.1. Programa de diseño “Khoj”

El programa “Khoj” ha sido desarrollado para crear y optimizar el diseño del rodete de una turbina Francis sometidas a problemas de erosión por sedimento, es un proyecto en donde participan Kathmandu University (KU), Norwegian University of Science and Technology (NTNU), DynaVec, la hidroeléctrica Nepal Hydro & Electric y financiado por NORAD dentro de un programa para el uso de energías renovables en Nepal. El programa es desarrollado en Matlab y permite obtener el diseño en tres dimensiones

del rodete de una turbina Francis con una metodología y pasos que se encuentran en [5, 10] que son trabajos de titulación de maestría de Gjørseter y Thapa, respectivamente. Se utiliza como parámetros conocidos la velocidad reducida periférica de entrada, el número de polos en el generador, el diámetro de salida, la altura entre la entrada y salida de la primera línea de flujo y la aceleración del flujo a lo largo del álabe del rodete. Con estos datos el software calcula las componentes de las velocidades a la entrada y salida del álabe. De esta manera el diseñador tiene la flexibilidad de combinar diferentes valores de los parámetros conocidos de entrada y obtener el factor de erosión para cada nuevo diseño. El diseño final es exportado para ser analizado con CFD. Estos resultados se comparan con los obtenidos en Khoj para estimar los efectos de las variables de diseño en el rendimiento hidráulico. Se desarrollaron y analizaron varios diseños optimizados para cumplir la condición deseada de erosión y eficiencia.

Jair Yáñez [11] utilizó de base Khoj para el diseño paramétrico de los álabes del rodete de una turbina Francis. Los parámetros conocidos de diseño son el flujo, caída neta, la aceleración del fluido a lo largo del álabe, los diámetros de entrada y salida. Otras condiciones supuestas es el punto de operación en BEP y la velocidad sincrónica. Los resultados obtenidos por el programa desarrollado por Yáñez, tiene una buena aproximación a los obtenidos en Khoj utilizado por Gjørseter.

Mette Eltvik [12], realizó investigaciones acerca del desgaste por erosión en turbinas Francis, utiliza Khoj para el diseño paramétrico de su turbina. Estudia la influencia de la variación de la distribución de la energía a lo largo del perfil del álabe con el desgaste por erosión, obteniendo varios modelos los cuales son validados en CFD. Si el rendimiento hidráulico es válido comprobados en CFD, el modelo es llevado a CAD para analizar el desempeño mecánico con FSI (Interacción fluido-estructura). En la Figura 1.4 se muestra el procedimiento utilizada para la obtención del modelo paramétrico de la turbina Francis.

Baidar y otros [13], han realizado estudios para determinar el número óptimo de álabes en el rodete con el fin de disminuir la erosión, aumentar el rendimiento de la turbina y evitar el contraflujo en la salida. Se utiliza Khoj para diseñar tres rodetes con 11, 13 y 17 álabes. La simulación de flujo usando CFD ha mostrado claramente que el corredor con 11 álabes tiene un rendimiento bajo a carga completa y en condiciones de carga parcial, también es altamente susceptible a la erosión por sedimento. El rodete con 13 álabes tiene una eficiencia óptima y buenas características de descarga.

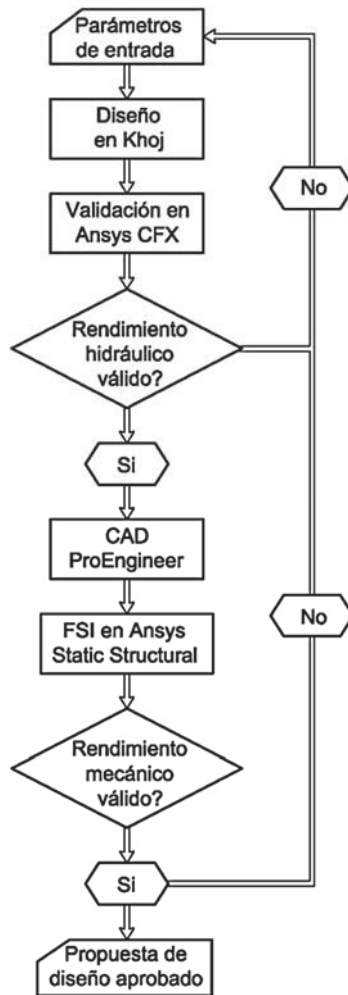


Figura 1.4. Diagrama de flujo del proceso de diseño utilizado por Eltvik.
(Fuente: Eltvik, 2013)

El corredor con 17 álabes tiene una eficiencia del 8% menor que el corredor con 13 palas, pero un rendimiento ligeramente mejor en carga parcial. Del estudio se encontró que la selección óptima del número de álabes es 13 que produce mayor eficiencia, mejores rendimientos de descarga y facilidad de fabricación, sin embargo, una tendencia más alta a la erosión que con 17 álabes.

Kristoffer Rundhaug [14], utiliza Khoj y los resultados del desempeño hidráulico y mecánico de las investigaciones previas realizadas por Gjørseter, Thapa, Baidar y Eltvik para construir un prototipo del modelo obtenido y realizar pruebas de experimentación en el laboratorio de turbo máquinas de NTNU.

El programa Khoj ha sido mejorado y ampliado en base a los hallazgos y necesidades del equipo de trabajo. Sin embargo, no se puede garantizar que todos los errores se han descubierto. Se podrían añadir más mejoras y ampliaciones en el futuro.

1.1.2. Eficiencia del álabe de una turbina

De la primera forma de la ecuación de Euler para turbinas hidráulicas, se obtiene la ecuación (1.3), donde e , es la transferencia de energía del rodete al rotor por unidad de masa de fluido [15].

$$e = U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2} \left[\frac{m^2}{s^2} \right] \quad (1.3)$$

Los álabes de una turbina de reacción están configurados de modo que la componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida sea cero $C_{u2} = 0$, esto se hace para lograr una energía cinética mínima a la salida y sucede cuando la máquina está trabajando en el punto de mejor eficiencia (BEP). De esta manera, la velocidad absoluta del fluido es igual a la velocidad meridional a la salida $C_2 = C_{m2}$. La eficiencia del álabe, η_b , sin considerar las pérdidas por rozamiento operando en el BEP se muestra en la ecuación (1.4).

$$\eta_b = \frac{e}{e + \frac{C_{m2}^2}{2}} [-] \quad (1.4)$$

1.1.3. Grado de reacción

El grado de reacción, σ , es un factor adimensional que está definido como la relación entre la cantidad de energía transferida tomada como cambio en la presión del flujo, y la energía total transferida [15]. La ecuación (1.5) permite encontrar el grado de reacción para máquinas hidráulicas trabajando en el BEP.

$$\sigma = \frac{e - \frac{1}{2}(C_1^2 - C_{m2}^2)}{e} [-] \quad (1.5)$$

En la turbina Francis el grado de reacción está siempre comprendido entre cero y uno, por lo general próximo al valor medio. Para la Francis pura la velocidad específica es baja y relativamente es bajo el grado de reacción. La carga dinámica es alta por ser relativamente alta la carga, dando a lugar a velocidades absolutas de entrada altas. En la Francis mixta sucede lo contrario, las cargas son proporcionalmente más bajas, las velocidades específicas más altas y el grado de reacción más alto [16].

1.1.4. Número de velocidad

El número de velocidad "speed number", Ω , debe encontrarse dentro del rango donde las turbinas Francis normalmente se eligen, que está en el intervalo de 0,2 a 0,8. Para turbinas con un bajo número de velocidad, los álabes del rodete suelen ser relativamente largas, lo que implica un aumento de las pérdidas por fricción. Para números de 0,05 a 0,15 se prefieren generalmente usar turbinas Pelton por cuestiones de pérdidas de fricción al utilizar una turbina Francis [5]. Cuando el objetivo es reducir la erosión por

sedimentos, los álabes más largos tienen una ventaja porque reducen la velocidad máxima del flujo. El número de velocidad se encuentra con la ecuación (1.6) expresada en función de los parámetros de diseño propios de cada proyecto hidroeléctrico.

$$\Omega = \frac{N \pi \sqrt{Q}}{30 (2 g H)^{3/4}} [-] \quad (1.6)$$

De donde N es la velocidad sincrónica, Q es el caudal en el punto de BEP, H la caída neta y g la aceleración de la gravedad.

1.1.5. Sumersión

En las plantas de energía eléctrica generalmente la sumersión es de seis a ocho metros por debajo del nivel del agua. Si mayor es la sumersión de la turbina, mayor es el costo de desarrollo de la planta de energía [5]. La cavitación, en el caso de turbinas de reacción, puede evitarse al cumplirse la ecuación (1.7).

$$H_s \leq H_{at} - 0,5 - H_v - NPSH [m] \quad (1.7)$$

Donde:

H_s = altura de sumersión mínima [m] (distancia entre el punto más alto del borde de salida del álabe y el nivel de agua del canal de desagüe).

H_{at} = altura correspondiente a la presión atmosférica [m].

0,5 = altura de seguridad para aguas con sedimento [m].

H_v = altura de presión de vapor de agua a temperatura ambiente [m].

$NPSH$ = altura neta positiva de succión [m].

La relación obtenida en la ecuación (1.7), es obtenido para agua limpia, por lo tanto, es necesario sumergir la turbina un poco más de lo que se calcula según sea necesario.

El valor de $NPSH$ se obtiene de la ecuación (1.8) [5]:

$$NPSH = a \frac{C_{m2}^2}{2 g} + b \frac{U_2^2}{2 g} [m] \quad (1.8)$$

Los valores de los coeficientes a y b son obtenidos mediante una relación empírica de Brekke, que depende del número de velocidad del rodete.

$$\Omega < 0,55 \quad a = 1,12 \text{ y } b = 0,055.$$

$$\Omega > 0,55 \quad a = 1,12 \text{ y } b = 0,1\Omega.$$

1.1.6. Métodos de diseño para disminuir la erosión

En varias aplicaciones las superficies son atacadas por partículas sólidas dentro del flujo de un fluido, este tipo de comportamiento se conoce como erosión. La erosión en turbinas es un fenómeno complejo que produce disminución de la eficiencia, vibraciones y deterioro prematuro de las componentes de la turbina.

La Comisión Electrotécnica Internacional (IEC) ha elaborado una guía para tratar la erosión en las máquinas hidráulicas [17]. La guía presenta teorías de erosión, modelos teóricos, recomendaciones sobre modos de operación de las turbinas, sugerencias de diseño para disminuir el desgaste, elección del material, recubrimientos y las rutinas de inspección y mantenimiento. En la literatura se ha encontrado que la erosión depende de varios factores [18, 19] pero el factor que más influye en la erosión es la velocidad relativa de la partícula en el momento de la colisión con la superficie, definida en la ecuación (1.9) [20]:

$$Erosión \propto (Velocidad)^k \quad (1.9)$$

El valor del exponente k depende de las condiciones del flujo y las propiedades del material de la superficie en contacto, es decir el comportamiento en materiales frágiles es muy diferentes que, en materiales dúctiles en este caso se utiliza como tres [8].

La Tabla 1.2. indica una lista de modificaciones encontradas en la literatura que se pueden realizar a la turbina Francis para disminuir el desgaste por erosión [12].

Tabla 1.2. Recomendaciones para disminuir el desgaste por erosión en una turbina Francis.

Parámetros para el diseño hidráulico	Propuesta de diseño
Velocidad periférica	Reducir la velocidad periférica del rotor respecto al fluido
Aceleración del fluido	Disminuir el rango del cambio de velocidad a lo largo del rodete
Condiciones de entrada	Minimizar el ángulo de incidencia
Forma del álabe del rodete	Reducir la curvatura del álabe en la salida
Longitud del álabe del rodete	Un álabe alargado disminuye la velocidad máxima
Números de álabes del rodete	Reducir el número de álabes
Espesor del álabe del rodete	Álabes más gruesos en el borde de salida
Velocidad específica	Una baja velocidad específica reduce la velocidad de flujo
Sumersión	Aumentar el nivel de sumergimiento
Revestimiento	Proteger la superficie del material
Álabes divisorios en el rodete (splitter blades)	Mejora la distribución de presión
Metodología de fabricación	Es más fácil de aplicar el recubrimiento en un rodete atornillado

(Fuente: Eltvik, 2013)

1.2. Estado de arte de técnicas de optimización multiobjetivo utilizado en álabes de turbina.

Las técnicas de optimización permiten localizar un conjunto de parámetros de diseño que ofrecen el mejor resultado posible. Se pueden clasificar en varias categorías de acuerdo al tipo de problema y sus especificaciones, como continuo y discreto, global y local, lineal y no lineal, de un solo objetivo y multiobjetivo. Existen dos categorías de algoritmos de optimización: gradiente y no gradiente, los cuales se diferencian por sus procesos de optimización, información requerida, robustez, costos y calidad de solución. Los problemas modernos de ingeniería involucran varios objetivos de diseño, los problemas en turbomaquinaria se enfoca en encontrar perfiles con geometrías optimizadas. Los diseñadores deben tener en cuenta diferentes aspectos de diseño (ejemplos: cavitación, erosión, empuje, arrastre). La optimización multiobjetivo da lugar a un conjunto de soluciones, llamado frente de Pareto o conjunto de puntos del espacio de búsqueda. Las soluciones son elegidas después de emplear criterios de toma de decisiones adicionales, tal que mejore en un objetivo sin empeorar al menos uno de los otros. Los objetivos presentan un grado de conflicto, esto es, no existe una solución x tal que todos los objetivos sean minimizados o maximizados simultáneamente. En problemas de optimización multiobjetivo, que tan buena es la solución es determinada mediante el concepto de *dominancia*. La formulación general de problemas de optimización multiobjetivo utiliza la ecuación (1.10) [21]:

$$\min/\max(f_1(x), f_2(x), \dots, f_M(x)) \quad (1.10)$$

Se deben definir las restricciones:

$$\begin{aligned} g_j(x) &\leq 0 & j &= 1, \dots, J \\ h_k(x) &= 0 & k &= 1, \dots, K \\ x_i^L &\leq x_i \leq x_i^U & i &= 1, \dots, N \end{aligned}$$

Donde:

- M objetivos
- N variables de decisión
- J restricciones de desigualdad
- K restricciones de igualdad

Uno de los métodos de búsqueda directa es llamada Malla Adaptiva de Búsqueda Directa MADS desarrollada por Audet y Dennis [22]. Cada iteración del método está compuesta por dos pasos: la búsqueda y el sondeo. El sondeo genera una malla de prueba con puntos en direcciones determinadas cercanas a la mejor solución y evalúa esos puntos. La etapa de búsqueda por defecto utiliza un modelo cuadrático de todas

las funciones evaluadas disponibles y lleva a cabo una optimización del modelo. El criterio principal de convergencia del algoritmo se cumple cuando el tamaño de la malla se hace lo suficientemente pequeño. Sin embargo, en la práctica el número máximo de las evaluaciones se puede configurar para detener la optimización con respecto a la capacidad de cálculo disponible. El algoritmo BIMADS [23] se ha desarrollado para resolver problemas de optimización de dos funciones objetivos obteniendo una aproximación de la frente de Pareto.

Los algoritmos evolutivos EA están inspirados en la teoría de evolución de Darwin [4]. Son ampliamente utilizados en ingeniería debido a su robustez y capacidad para optimizar problemas de uno o multiobjetivos (MOO). Con algoritmos evolutivos se obtiene el frente de Pareto de una manera más rápida que con otros algoritmos, usualmente requiere un gran número de evaluaciones en comparación de algoritmos basados en gradiente, que puede ser su principal inconveniente. A diferencia del algoritmo MADS que es relativamente nueva, el uso de algoritmos evolutivos se remonta a la década de 1950 y fueron realizados por Friedberg [24], Bremermann [25] y Box [26]. Cada autor desarrolló una versión diferente de algoritmos evolutivos: programación evolutiva, estrategias evolutivas y algoritmos genéticos, respectivamente. Los algoritmos genéticos se utilizaron para resolver problemas de optimización con restricciones y sin restricciones sobre la base de un proceso de selección natural que imita la evolución biológica [27]. El algoritmo modifica repetidamente una población de soluciones individuales. En cada paso, el algoritmo genético selecciona al azar a los individuos de la población actual y los utiliza como padres para producir los niños para la próxima generación. En generaciones sucesivas, la población evoluciona hacia una solución óptima.

Shahram Derakhshan [28] realiza la optimización del rodete de una Francis GAMM en BEP a través de un paquete de optimización numérica que incluye parametrización, CFD, redes neuronales artificiales (ANN) y módulos de algoritmos genéticos (AG). Se obtiene la máxima eficiencia cambiando los parámetros de diseño de la línea de flujo en al menos en 5 secciones de un álabe. La optimización está acoplada al entorno del software comercial FINE/Turbo como solucionador. Las funciones objetivo son la combinación de las presiones y el torque. El procedimiento iterativo comienza con un “proceso de aprendizaje” que se utiliza para construir la red neuronal artificial sobre la base de datos de ejemplos de diseño de turbinas almacenados en la base de datos del software comercial. Después de este proceso, la red neuronal artificial es capaz de predecir el rendimiento aerodinámico de geometrías de álabes bajo condiciones de

contorno dadas que no están en la base de datos. El siguiente paso consiste en encontrar un nuevo diseño utilizando un procedimiento de optimización formado por un algoritmo genético, evaluando el rendimiento aerodinámico mediante la red neuronal artificial en lugar de resolver directamente las ecuaciones de Navier Stokes. La nueva geometría proporcionada por la optimización se evalúa en CFD y ésta nueva muestra se añade a la base de datos. Si no se ha alcanzado el rendimiento objetivo, se inicia otra iteración y se repite el mismo proceso hasta obtener el álabe óptimo. Similar metodología utiliza Kueny y Alnaga [29] para mejorar el diseño de un distribuidor de una turbina Francis para obtener una nueva geometría con mejor eficiencia y rendimiento en comparación con el diseño inicial.

Stylinos Kyriacou [30] utiliza el software EASY para optimizar un impulsor de bomba y un rotor de turbina. Este programa trabaja con algoritmos evolutivos por metamodelos (MAEA) para problemas de optimización multiobjetivo [31], este algoritmo analiza primeramente los individuos no prometedores durante la evolución y se excluyen para que no ingresen en los cálculos costosos de la solución de las ecuaciones de Navier-Stokes, este método además de ser robusto y rápido proporciona una gran ganancia en términos de costo computacional. Para el inicio del bucle de optimización, EASY genera un conjunto de parámetros geométricos definidos por el usuario (variables de diseño) para obtener un conjunto de nuevas geometrías (denominadas soluciones candidatas). En la Figura 1.5 se muestra la metodología utilizada por Kyriacou para la optimización del rodete de una turbina Francis.

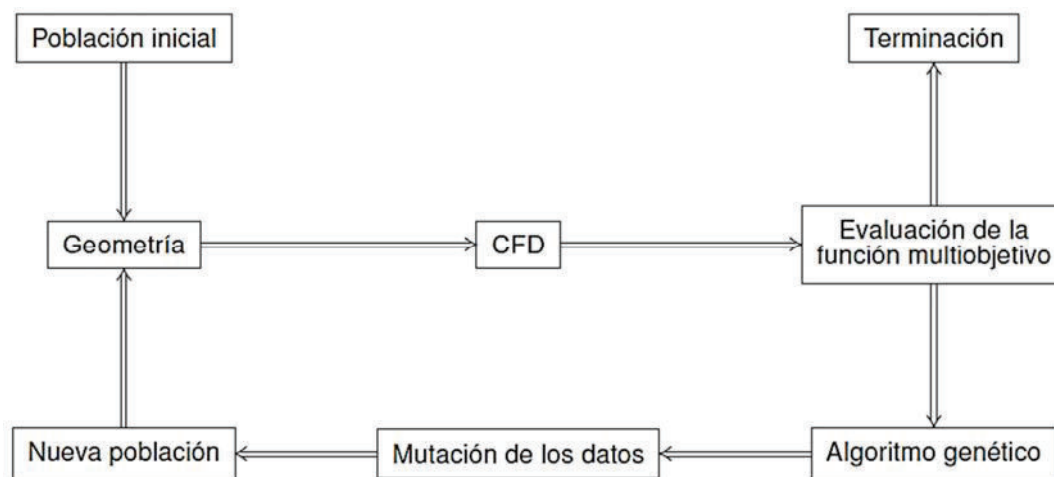


Figura 1.5. Esquema del proceso de optimización por algoritmos genéticos.
(Fuente: Kyriacou, 2014)

Para cada una de estas geometrías se crean posteriormente una cuadrícula numérica y luego se realiza una simulación en CFD. El post-procesado de los resultados de CFD

devuelve los valores de la función o funciones objetivo definida por el usuario, en este caso son la eficiencia hidráulica, la cavitación en donde requiere la maximización de la presión mínima para el buen acoplamiento del tubo de aspiración y la caída hidráulica del rodete que está relacionada con la “calidad” del perfil de las velocidades de salida.

Flores y otros [32] realizaron la optimización del rodete de una turbina Francis representado por 24 variables de diseño. Utilizaron métodos de optimización local para la carcasa espiral y el perfil del distribuidor hidráulico de una turbina Francis. Por otro lado, para el diseño de los rodetes y el tubo de aspiración, se utiliza optimización global, que implica el diseño de la forma del perfil utilizando lazos que generan el mallado de forma automática resolviendo las ecuaciones de Navier-Stokes con el modelo SST utilizando algoritmos genéticos.

1.3. Estado de Arte de Dinámica Computacional de Fluidos en turbinas Francis

Desde hace algunas décadas, el estudio experimental está siendo complementado o sustituido por la dinámica computacional de fluidos (CFD) que usualmente son utilizados para cumplir los siguientes objetivos [33]:

- Entender el comportamiento de flujos complejos como: cavitación, erosión, vórtices, flujos inestables, turbulencia, que necesitan de un modelado especial de acuerdo al fenómeno natural.
- Predecir el rendimiento de la turbina hidráulica en condiciones de operación.
- Evitar investigaciones de experimentación y de campo.
- Disminución de costos y tiempo en las evaluaciones iterativas durante el proceso de optimización.

Diferentes diseñadores de rodetes de turbinas usan ampliamente diversas técnicas de análisis por CFD para estudiar el flujo y evaluar los modelos en las diferentes etapas del diseño. Básicamente, las herramientas de CFD utilizan los siguientes modelos:

1.3.1. Modelo de flujo no viscoso

Los modelos de flujo no viscoso asumen un fluido ideal que no tienen viscosidad, esta suposición se puede aplicar cuando los efectos no viscosos se pueden despreciar, por ejemplo, al trabajar con un alto número de Reynolds como flujos externos de alta velocidad lo suficientemente alejado de los perfiles de los cuerpos. El número de Reynolds representa la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas presentes en un fluido, un número muy alto de Reynolds indica una difusión del fluido

insignificante. Además, la suposición de flujo no viscoso es válida cuando las escalas de tiempo para la difusión son mucho más grandes en comparación con las escalas de tiempo de convección. Las ecuaciones que gobiernan este modelo en 2D, son las ecuaciones de Euler 2D:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \quad (1.11)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + U \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right) \quad (1.12)$$

En las ecuaciones del (1.11) al (1.12), x y y definen la posición cartesiana, U y V son las componentes cartesianas de la velocidad, p es la presión estática y ρ es la densidad del fluido.

Se puede considerar este análisis como flujo potencial irrotacional, es decir un método de baja fidelidad. Se ha utilizado ampliamente para optimizar la forma de componentes de turbinas hidráulicas. Una de las mejores explicaciones de la teoría del flujo potencial se encuentra en el artículo de Holmes y McNabb [34], se desarrolló un paquete computacional para el análisis del flujo en el rodete de una turbina Francis para reducir los problemas de cavitación, el algoritmo de solución es analizado completamente en tres dimensiones mediante elementos finitos de Galerkin. Los análisis en flujo no viscoso pueden ayudar a los diseñadores a acercarse rápidamente a la ecuación objetivo con bajos costos de cálculo y tiempo. Es una de las técnicas más utilizadas para dar un pre dimensionamiento a los componentes de las turbinas hidráulicas en las etapas de diseño. Por ejemplo, Wu y otros [35] aplica el modelo de flujo no viscoso 3D en la etapa preliminar de optimización del rodete de una turbina.

1.3.2. Modelo de flujo viscoso

Tabla 1.3. Modelos computacionales de turbulencia.

		Spalart Allmaras	
		Modelos de dos ecuaciones	$k - \varepsilon$ $k - \omega$ SST $k - \omega$
Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS)	Eddy- Viscosity		
	RSM	Reynolds Stress Model	
	LES	Large Eddy Simulation	
	DNS	Direct numerical Simulation	

(Fuente: Bahrami, 2015)

Las ecuaciones de Navier Stokes describen el movimiento de los fluidos viscosos. La solución numérica se complica para flujos turbulentos, actualmente no es posible la resolución exacta de estos modelos. El modelo para flujo turbulento se escoge de acuerdo a los criterios de diseño, el tiempo empleado, capacidades de recursos

computacionales, entre otros. En la Tabla 1.3 se presenta una lista de los modelos computacionales para el cálculo de la turbulencia desde el más simple hasta el más complejo, mientras menos se realicen suposiciones los modelos son más complicados de resolver [4].

Los modelos RANS conocidos como el promediado de Reynolds de las ecuaciones de Navier Stokes son comúnmente utilizados en aplicaciones de turbinas hidroeléctricas, son aceptables y eficientes para el cálculo de las condiciones del flujo, se presenta en la ecuación (1.14), el cual se basa por la descomposición de la velocidad instantánea en la suma de un valor medio U_i y de una fluctuación $u_i(t)$ como se muestra en la ecuación (1.13). Promediando las ecuaciones de conservación “time-averaging” durante un periodo de tiempo mucho más grande que el periodo característico de las fluctuaciones turbulentas, se modela una función que contenga constantes empíricas e información de los parámetros del flujo principal. En todos los casos la dificultad para la convergencia del sistema de ecuaciones se deriva de la elección de las ecuaciones para formar el tensor de tensiones $R_{i,j}$ indicada en la ecuación (1.15), que representa las tensiones turbulentas de Reynolds. En esta ecuación μ_t representa la viscosidad turbulenta. Para el modelo $k - \varepsilon$, la viscosidad turbulenta es calculado utilizando la ecuación (1.16), donde C_μ es una constante de turbulencia. Por ejemplo, en el modelo $k - \varepsilon$, la viscosidad turbulenta es relacionado con la energía cinética turbulenta k y un rango de disipación ε . Large Eddy Simulation (LES) emplea las condiciones de flujo no estacionario, requiere una malla mucho más fina que el requerido por los modelos RANS.

$$U_{i(t)} \equiv U_i + u_i(t) \quad (1.13)$$

$$\rho U_k \frac{\partial U_i}{\partial x_k} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial R_{ij}}{\partial x_j} \quad (1.14)$$

$$R_{i,j} = -\rho \overline{u_i u_j} = -\rho \frac{2}{3} k \delta_{ij} + \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (1.15)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (1.16)$$

Wu y otros [35], utilizan CFD con el modelo $k - \varepsilon$ estándar para resolver el flujo turbulento, poniendo especial atención al rozamiento entre las partes móviles y fijas del rodete. Llegaron a la conclusión que el número óptimo de álabes del rodete son 15. Observaron un vórtice generado en el lado de presión del borde de ataque, pero desaparece cerca de la banda. Los autores indicaron que podría ser el resultado de debilidades presentadas en el modelo $k - \varepsilon$ estándar para predecir remolinos y separación de flujos.

Kawajiri y otros [7], con el fin de evaluar el rendimiento hidráulico, utilizan CFD para resolver las ecuaciones de Navier Stokes de Reynolds en tres dimensiones. La discretización de la ecuación gobernante se realiza mediante el método del volumen finito. La tensión de Reynolds está determinada por el modelo de RNG $k - \varepsilon$.

Franco Nava y otros [36], realizaron el estudio del comportamiento del rodete de una turbina Francis utilizando un software comercial de CFD que trabaja con algoritmos genéticos. El software utiliza el modelo de Spalart Allmaras. Los autores concluyeron que tiene mucho que ver la parte mecánica de fabricación del rodete para obtener un rodete optimizado.

Hu y otros [37], utilizan el modelo RNG $k - \varepsilon$ para estudiar la turbulencia del flujo dentro de los componentes de una la turbina Francis. Utilizaron un programa comercial basado en volúmenes finitos, CFX-TASC-flow.

Krappel y otros [38] utilizaron el modelo SST-LES para la simulación de una turbina Francis en condiciones de carga parcial con un mallado de 10 y 20 millones de celdas para toda la máquina.

Krishna Prasad y otros [39] utilizan las herramientas de optimización orientados a objetivos de ANSYS. La velocidad, el caudal y las revoluciones permanecen constantes durante el proceso, mientras que los parámetros como la caída, la eficiencia y la potencia se determinaron en el proceso.

Baidar y otros [13] con los datos de diseño de la turbina y los parámetros en BEP de Khoj se importan a ANSYS CFX. Las velocidades de entrada para todos los casos se mantienen iguales para la consistencia en la simulación. Las ecuaciones gobernantes del flujo viscoso se basan en la conservación de la masa, el impulso y la energía. El efecto de la temperatura es insignificante en el análisis y se utiliza volúmenes finitos para resolver una aproximación del conjunto de ecuaciones de Navier Stokes. El mallado se realiza en ANSYS TurboGrid. Se establece una topología y malla automática con ATM optimizado. Las topologías tradicionales como H/J/C/L, J, K permiten una selección por separado del tipo de topología, sin embargo, es necesario ajustar el punto de control. Por otro lado, ATM optimizado permite controlar sobre el tamaño de la malla global y crear mallas de alta calidad también en la capa límite con un esfuerzo mínimo, por lo tanto, no hay necesidad de ajustar el punto de control. ATM optimizado selecciona automáticamente la topología adecuada en función del estilo y ángulos de los álabes. El método y+ se utiliza como especificación de tamaño de elemento de pared cercana,

toma valores alrededor del álabe de 84,56, este valor es satisfactorio ya que se encuentra dentro del margen recomendado entre 30 y 100 [40].

Khanal y otros [9] realiza una prueba de independencia de malla para la selección del número de elementos en un dominio de modo que el resultado no varía significativamente con el aumento del tamaño de malla. Este método ayuda a obtener el número de malla que ahorra el tiempo de cálculo sin desviarse de la precisión. En los estudios realizados se muestran que los resultados no varían significativamente a partir de los 600 000 elementos. Al realizar el cálculo rápido con 300 000 elementos de malla se produce un error de 0,2%. El proceso de validación de CFD se hizo por referencia con el experimento realizado en la Universidad de Katmandú, Nepal. El propósito principal de este equipo de ensayo era comparar el patrón de desgaste que aparecía en las muestras de ensayo con el resultado del CFD, así como el patrón de desgaste observado en la turbina que operaba en el caso real. Se ha encontrado que la superficie ensayada se desgasta severamente en la zona de la cuchilla y ligeramente a lo largo de la superficie de la cuchilla.

Thapa [10] utiliza para la simulación de su diseño Ansys 13.0, en donde el mallado lo realiza con ATM optimizado en TurboGrid con validación y^+ de 500 000 de número de Reynolds. La generación del mallado es rápida y evita la creación de volúmenes negativos. Utiliza el modelo de turbulencia SST y el modelo de erosión es de Tabakoff. Las condiciones de borde son realizadas para un álabe, el cubo y el anillo son considerados como paredes. Para todas sus simulaciones utiliza un flujo de $2,35 [m^3/s]$ y una presión estática de salida de una atmósfera. El proceso de la simulación de la erosión es desarrollado con diferentes tamaños de mallas para verificar su bondad, a partir de 0,25 millones de nodos obtiene resultados estables. El método propuesto para el análisis de la erosión en Ansys CFX entrega resultados fiables para el estudio relativo de los efectos de la erosión por sedimentos en diferentes diseños hidráulicos de turbina Francis para las mismas condiciones de funcionamiento.

1.3.3. Modelo de erosión

Baidar y otros [13] utilizan el modelo de Tabakoff y Grant para modelar la erosión en el álabe del rodete por combinación cuarzo-aluminio. La tasa de erosión E es determinada por la ecuación (1.17).

$$E = k_1 f(\gamma) V_p^2 \cos^2(\gamma) [1 - R_T^2] + k_3 (V_p \sin(\gamma))^4 \quad (1.17)$$

$$f(\gamma) = \left(1 + k_2 k_{12} \sin\left(\gamma \frac{\pi}{2\gamma_0}\right) \right)^2 \quad (1.18)$$

$$R_T = 1 - k_4 V_p \sin(\gamma) \quad (1.19)$$

De donde V_p es la velocidad de impacto de la partícula, γ es el ángulo de impacto en radianes entre la trayectoria de la partícula y la superficie, γ_0 es el ángulo máximo de erosión, los parámetros k_1 a k_4 , k_{12} y γ_0 son constantes y dependen de las superficies en contacto partícula-superficie, materiales de sedimentos de erosión y la velocidad de impacto. Este modelo de erosión es relativamente más fiable que el modelo de erosión Finnie, ya que depende de más parámetros. En CFX, la erosión se calcula como gramos de material erosionado por gramo de partículas en colisión. El flujo de masa a la entrada y la presión estática se define como la condición de contorno. El flujo de agua utilizado es de 265 [kg/s] en la entrada con un ángulo previamente calculado en Khoj. Baidar realiza la simulación en un álabe del rodete, despreciando los efectos de los álabes guía para un análisis estable. Se ha definido una turbulencia de intensidad media en la entrada. A la salida se definió una presión estática de 1 atmósfera. Se utilizó el modelo de turbulencia de tipo SST. Este modelo muestra un buen comportamiento en los flujos separados y gradientes de presión adversos.

2. METODOLOGÍA

Para diseñar la turbina de una central eléctrica existente, se tiene que decidir si se debe reutilizar parte del equipo antiguo o diseñar toda la turbina con sus elementos nuevos. En tal caso, existe diferentes opciones:

- Mantener todas las dimensiones externas del rodete para el nuevo diseño. Esto implica que solo se puede cambiar la distribución del ángulo del álabe del rodete, por lo tanto, la distribución de energía.
- Si se utiliza el mismo generador eléctrico, se debe mantener como parámetro de diseño la velocidad de rotación.
- Al diseñar una turbina desde cero, se puede controlar los parámetros geométricos y la distribución de la energía a lo largo del álabe del rodete, intentando disminuir la velocidad de rotación de la unidad.

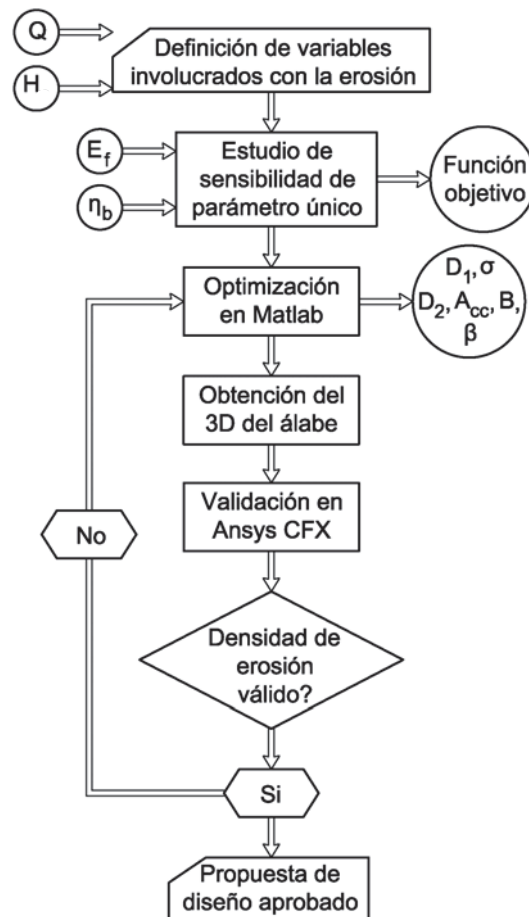


Figura 2.1. Diagrama de flujo del proceso de diseño conceptual propuesto.
(Fuente: propia)

En la metodología propuesta, se va a diseñar conceptualmente una turbina desde cero, conociendo únicamente los parámetros hidráulicos de caudal de flujo y altura neta. Para utilizar el software realizado por Yáñez [11] y obtener la geometría en tres dimensiones

del rodete de la turbina, se limitará el diseño paramétrico a evaluar los parámetros hidráulicos y geométricos considerados por Yáñez [11]. Las ecuaciones paramétricas utilizadas son encontradas en [5, 8, 10] y expresadas en función de los parámetros a analizar.

En primera instancia se realiza un estudio de sensibilidad de parámetros involucrados en la disminución de la erosión. Se ejecuta un mapeo de los efectos de cambiar un parámetro, como el estudio de los efectos en conjunto de dos o más parámetros al mismo tiempo. La combinación de parámetros se selecciona sobre la base de los resultados del estudio de parámetro único, pero sólo se investigan las combinaciones más prometedoras. En segundo lugar, con los parámetros ya seleccionados que afectan mayormente al incremento de la erosión en el rodete, se realiza una optimización de la función objetivo utilizando Matlab, que relacione el conjunto de parámetros involucrados y restricciones propias de la turbina a diseñar, intentando maximizar la eficiencia del álabe, y como consecuencia de esto minimizar el fenómeno de erosión en la turbina. En tercer lugar, el diseño de rodete propuesto es validado en Ansys CFX y comparado con resultados obtenidos de la literatura de dominio público. En la Figura 2.1 se muestra un diagrama de flujo del proceso de la metodología propuesta.

2.1. Estudio de sensibilidad individual de los parámetros de diseño.

Los cálculos de diseño de la turbina se basan en los parámetros hidráulicos de caída neta H y el caudal de agua Q . Se encuentra primero los triángulos de velocidades a la entrada y salida del rodete. El dimensionamiento de la salida comienza asumiendo que la turbina trabaja en el punto de mejor eficiencia BEP, es decir, $C_{u2} = 0$.

De las investigaciones de Thapa, se puede tomar como base de diseño que, el factor predominante para disminuir la erosión es disminuir la velocidad relativa del rodete en la salida. Las variables del diseño paramétrico se analizan individualmente para ver su influencia en los cambios de rendimiento y la erosión por sedimentos.

De la literatura encontrada [5, 8, 10], se eligen seis parámetros para el análisis de sus efectos en el diseño paramétrico que pueden ser determinados y usados en el software desarrollado por Yáñez [11]. Estos se enumeran en la Tabla 2.1 junto con el rango para el que son estudiados. Los valores de referencia son los utilizados por Gjørseter [5] para generar el diseño de referencia con las mismas dimensiones que las turbinas existentes en Jhimruk HEC, en donde la caída neta es de 201,5 [m] y el caudal de 2,35 [m³/s]. La frecuencia utilizada es de 50 Hz, El número de álabes está fijado en 17 álabes según las investigaciones de Baidar [13], mientras que el espesor de la cuchilla se fija en 15 [mm] en el borde delantero y 8 [mm] en el borde. Un parámetro que no se ha considerado

y que de las investigaciones encontradas tiene efectos en la erosión, es la longitud de las líneas de flujo del álabe, en el software de diseño de álabes de Yáñez [11], se impone la forma en la vista axial de la primera línea de flujo desde el anillo del rodete, siendo esta circular, en consecuencia, al estar determinado el diámetro de entrada y salida, la longitud de la línea de flujo también está determinado sin opción de poderlas variar.

Tabla 2.1. Rango de optimización de los parámetros de diseño hidráulico.

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor de referencia	Rango de optimización
Diámetro de salida	D_2	[m]	0,54	0,4 – 1
Número de pares de polos en el generador	Z_p	[-]	3	2-12 pares
Grado de reacción	σ	[%]	54	50-75
Velocidad periférica reducida en la entrada	\underline{U}_1	[-]	0,74	0,5-1
Aceleración del flujo	A_{cc}	[%]	10	10-50
Distribución del ángulo del álabe	β	[°]	Lineal	3 diferentes formas de distribución de β

(Fuente: propia)

Debido a que se requiere disminuir la erosión de los sedimentos en las turbinas, se calcula una estimación preliminar de la erosión en base a la velocidad relativa a través del corredor. Este parámetro se define en la ecuación (1.1) y se deja expresado en función de las velocidades de entrada y salida en la ecuación (2.1). Para dar significado físico a la tendencia de erosión, se debe comparar con datos experimentales o de campo, en este caso se utiliza el valor de referencia del diseño de Gjørseter [5] que es igual a $E_{ref} = 1.3394 \times 10^4 [m^3/s^3]$. La tendencia a la erosión de un nuevo diseño con la tendencia a la erosión del diseño de referencia, se utiliza el factor de erosión que se define en la ecuación (1.2).

$$E_t = \frac{W_1^3 C_{m2} + W_2^3 C_{m1}}{C_{m1} + C_{m2}} \left[\frac{m^3}{s^3} \right] \quad (2.1)$$

Para evitar la cavitación a la salida del rodete se debe cumplir la relación de sumersión de la turbina de la ecuación (1.7). El $NPSH$ depende del número de velocidad, en consecuencia, estos se encuentran con las ecuaciones (1.8) y (1.6), respectivamente. Para encontrar los parámetros desconocidos en el proceso de diseño, se calculan con las relaciones hidráulicas utilizadas en [9, 14, 41]. Cualquier parámetro de velocidad reducido \underline{X} , se encuentra con la ecuación (2.2).

$$\underline{X} = \frac{X}{\sqrt{2 g H}} \quad (2.2)$$

2.1.1. Efectos de la variación del diámetro de salida

Se utiliza la ecuación (2.3) para encontrar la velocidad periférica a la salida, en este caso se mantiene constante la velocidad sincrónica al valor de referencia.

$$U_2 = \frac{\pi D_2 N}{60} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.3)$$

Con la ecuación (2.4) se obtiene la velocidad meridional a la salida. De acuerdo al estudio de Yáñez [11], hay que considerar el diámetro reducido por cuestiones del espesor del álabe para relacionarlo con la velocidad meridional a la salida.

$$C_{m2} = \frac{4Q}{\pi D_2^2} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.4)$$

Del triángulo de velocidades a la salida de la Figura 1.3 se obtiene la ecuación (2.5) de la velocidad relativa a la salida en el BEP.

$$W_2 = \sqrt{U_2^2 + C_{m2}^2} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.5)$$

Para ver los efectos de la variación del diámetro de salida con los parámetros de entrada, se encuentra la velocidad meridional de entrada con la ecuación (2.6) manteniendo constante la aceleración de flujo A_{cc} al valor de referencia.

$$C_{m1} = \frac{C_{m2}}{1 + \frac{A_{cc}}{100}} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.6)$$

Para encontrar la velocidad periférica a la entrada se utiliza la ecuación (2.7) en donde el grado de reacción σ y el rendimiento hidráulico se mantienen constantes e igual a los valores de referencia.

$$U_1 = \frac{\eta gH}{\sqrt{(1 - \sigma)2gH + C_{m2}^2 - C_{m1}^2}} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.7)$$

Para encontrar la velocidad relativa a la entrada, se utiliza la ecuación (2.8).

$$W_1 = \sqrt{\left(U_1 - \frac{2gH}{U_1} \right)^2 + C_{m1}^2} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.8)$$

2.1.2. Efectos de la variación del número de polos del generador

Con la ecuación (2.9) se obtiene la velocidad sincrónica N en función del número de pares de polos Z_p . La expresión f_g representa la frecuencia de la corriente producida por el generador eléctrico.

$$N = \frac{f_g 60}{Z_p} [rpm] \quad (2.9)$$

El número de velocidad se encuentra con la ecuación (1.6). Esto permitirá conocer el número de pares de polos que puede trabajar una turbina Francis.

Para estudiar las velocidades de salida, se utilizan las ecuaciones del (2.3) al (2.5) manteniendo constante el diámetro de salida al valor de referencia.

Para estudiar las velocidades de entrada, se utilizan las ecuaciones del (2.6) al (2.8) manteniendo constante la aceleración de flujo y el grado de reacción.

2.1.3. Efectos de la variación de la velocidad periférica reducida en la entrada

Utilizando la ecuación (2.10) se encuentra el diámetro de entrada del rodete manteniendo constante la velocidad sincrónica al valor de referencia.

$$D_1 = \frac{60 U_1 \sqrt{2gH}}{\pi N} [m] \quad (2.10)$$

Con la ecuación (2.11) se encuentra la altura de la entrada del rodete, se mantiene constante el diámetro de salida al valor de referencia para facilidades de cálculo y la interpretación individual de los parámetros de diseño.

$$B = \frac{\left(1 + \frac{A_{cc}}{100}\right) D_2^2}{4 D_1} [m] \quad (2.11)$$

El grado de reacción se determina con la ecuación (2.12), se mantiene constante el valor de la aceleración de flujo.

$$\sigma = 1 - \left(\frac{\left(\frac{\eta^2 gH}{2 U_1^2} \right) + \left(\frac{Q}{\pi D_1 B} \right)^2 (1 - (1 + A_{cc})^2)}{2gH} \right) [-] \quad (2.12)$$

La velocidad relativa a la entrada se determina con la ecuación (2.13). Esta ecuación depende de factores anteriormente encontrados.

$$W_1 = \sqrt{\left(\frac{U_1^2 - \eta gH}{U_1} \right)^2 + \left(\frac{Q}{\pi D_1 B} \right)^2} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.13)$$

2.1.4. Efectos de la variación de la aceleración de flujo

Los parámetros de salida permanecen constantes e igual a los valores de referencia.

La velocidad periférica, la velocidad meridional y la velocidad relativa se encuentran con las ecuaciones (2.3), (2.4) y (2.5), respectivamente.

Con la ecuación (2.6) y haciéndole variar a la aceleración de flujo, se encuentra la velocidad meridional a la entrada. Con la ecuación (2.7) se encuentra la velocidad periférica a la entrada manteniendo constante el valor del grado de reacción al valor de referencia. Con la ecuación (2.8) se encuentra la velocidad relativa a la entrada.

2.1.5. Efectos al variar la forma de distribución del ángulo del álabe del rodete

Utilizando el diseño de referencia con sus dimensiones principales, se encuentran los ángulos de entrada y salida del álabe. Para determinar la forma de distribución del ángulo de la forma del álabe, se puede hacer de dos formas: especificando la distribución del ángulo del álabe o la distribución de la energía. En este caso se escoge el análisis de la distribución del ángulo del álabe. De los estudios previos encontrados en [5, 8, 9], se optan las formas (a), (b) y (c) para ser analizadas.

Para las ecuaciones de (2.14) a (2.22), x representa la posición del flujo de corriente a lo largo del álabe desde la entrada con el valor “cero” hasta la salida con el valor “uno”. La Forma (a) hace referencia a una distribución lineal del ángulo β , éste se determina con la ecuación (2.14).

$$\beta(x) = (\beta_2 - \beta_1)x + \beta_1 \quad (2.14)$$

La Forma (b) hace referencia a una distribución cuadrática cóncava del ángulo β y se encuentra con la ecuación (2.15).

$$\beta(x) = (\beta_2 - \beta_1)x^2 + \beta_1 \quad (2.15)$$

La Forma (c) hace referencia a una distribución cuadrática convexa del ángulo β y se encuentra con la ecuación (2.16).

$$\beta(x) = (\beta_1 - \beta_2)x^2 + 2(\beta_2 - \beta_1)x + \beta_1 \quad (2.16)$$

Por el principio de continuidad se asume una distribución lineal de la componente meridional de la velocidad absoluta, se calcula con la ecuación (2.17).

$$C_m(x) = (C_{m2} - C_{m1})x + C_{m1} \quad (2.17)$$

Para encontrar la velocidad periférica a lo largo del álabe, se utiliza la ecuación (2.18).

$$U(x) = \frac{\pi N D(x)}{60} \quad (2.18)$$

El diámetro del álabe se encuentra con la ecuación (2.19) de acuerdo a la suposición utilizado por Yáñez [11], en donde la forma de la línea de flujo del anillo en la vista axial es circular.

$$D(x) = D_1 - \cos\left(\frac{\pi}{2} - \frac{x\pi}{2}\right)(D_1 - D_2) \quad (2.19)$$

La velocidad tangencial absoluta, se encuentra con la ecuación (2.20).

$$C_u(x) = U(x) - \frac{C_m(x)}{\tan(\beta(x))} \quad (2.20)$$

Con la ecuación (2.21) se encuentra la velocidad relativa a lo largo del álabe.

$$W(x) = \sqrt{(U(x) - C_u(x))^2 + C_m(x)^2} \quad (2.21)$$

Para realizar el estudio de la tendencia de erosión se utiliza la ecuación (2.22) que relaciona las velocidades encontradas. Con la ecuación (1.2) se determina el factor de erosión.

$$E_t = \frac{\sum_{x=0}^1 \left(\frac{W_x^3}{C_{m_x}} \right)}{\sum_{x=0}^1 \left(\frac{1}{C_{m_x}} \right)} \quad (2.22)$$

2.2. Implementación de técnicas de optimización multiobjetivo

El proceso de optimización se realiza en Matlab utilizando algoritmos genéticos en dos partes. Primero se encuentra los parámetros de diseño en la entrada y salida variando los parámetros de decisión. Segundo, utilizando la primera parte como datos conocidos, se los involucra en la variación de la forma del ángulo de distribución del álabe.

Se utiliza los datos únicos de cada diseño, en este caso los del diseño de referencia: caudal $Q = 2,35 [m^3/s]$, caída neta $H = 201,5 [m]$, eficiencia hidráulica $\eta_h = 95 \%$, velocidad sincrónica $N = 750 [rpm]$, gravedad $g = 9,81 [m/s^2]$.

2.2.1. Método de variación de parámetros de entrada y salida del álabe

Se escogen como variables de decisión el diámetro de salida, la aceleración de flujo y el grado de reacción. La primera parte corresponde a una optimización multiobjetivo, cuyas funciones objetivo son: velocidad relativa de salida, velocidad relativa de entrada, eficiencia del álabe y tendencia de erosión que corresponden a las ecuaciones (2.23), (2.24), (2.26) y (2.27), respectivamente.

- Variables de decisión:
 - $x(1) = D_2 =$ diámetro de salida $[m]$
 - $x(2) = A_{cc} =$ aceleración de flujo $[\%]$
 - $x(3) = \sigma =$ grado de reacción $[\%]$
- Funciones objetivo:
 - $y(1) = W_2 =$ velocidad relativa a la salida $[m/s]$
 - $y(2) = W_1 =$ velocidad relativa a la entrada $[m/s]$
 - $y(3) = \eta_b =$ eficiencia del álabe $[-]$
 - $y(4) = E_f =$ factor de erosión $[-]$

$$\min y(1) = \sqrt{\left(\frac{4 Q}{\pi x(1)^2} \right)^2 + \left(\frac{\pi x(1) N}{60} \right)^2} \quad (2.23)$$

$$\min y(2) = \sqrt{\left(U_1 - \frac{\eta_h g H}{U_1} \right)^2 + \left(\frac{\frac{4 Q}{\pi x(1)^2}}{1 + \frac{x(2)}{100}} \right)^2} \quad (2.24)$$

$$U_1 = \frac{\eta_h gH}{\left(1 - \frac{x(3)}{100}\right) 2gH + \left(\frac{4Q}{\pi x(1)^2}\right)^2 \left(1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{x(2)}{100}\right)^2}\right)} \quad (2.25)$$

$$\text{máx } y(3) = \frac{\eta_h gH}{n_h gH + \frac{\left(\frac{4Q}{\pi x(1)^2}\right)^2}{2}} \quad (2.26)$$

$$\text{min } y(4) = \frac{y(2)^3 \left(1 + \frac{x(2)}{100}\right) + y(1)^3}{2 + \frac{x(2)}{100}} \quad (2.27)$$

- Restricciones de desigualdad:

$$0,4 [m] \leq x(1) \leq 1 [m]$$

$$10\% \leq x(2) \leq 50 \%$$

$$50\% \leq x(3) \leq 75 \%$$

2.2.2. Método de variación de la forma de distribución del ángulo del álabe

Con los parámetros de entrada y salida conocidos, se utilizan para encontrar la forma de distribución óptima. La función objetivo es el factor de erosión. Las variables de decisión son la coordenada de la posición de curvatura y el porcentaje de desviación respecto a la distribución lineal del ángulo β . En la Figura 2.2 se representa con z la posición de curvatura, con c el porcentaje de desviación de la curvatura respecto a la distribución lineal y con t el recorrido de la posición de curvatura.

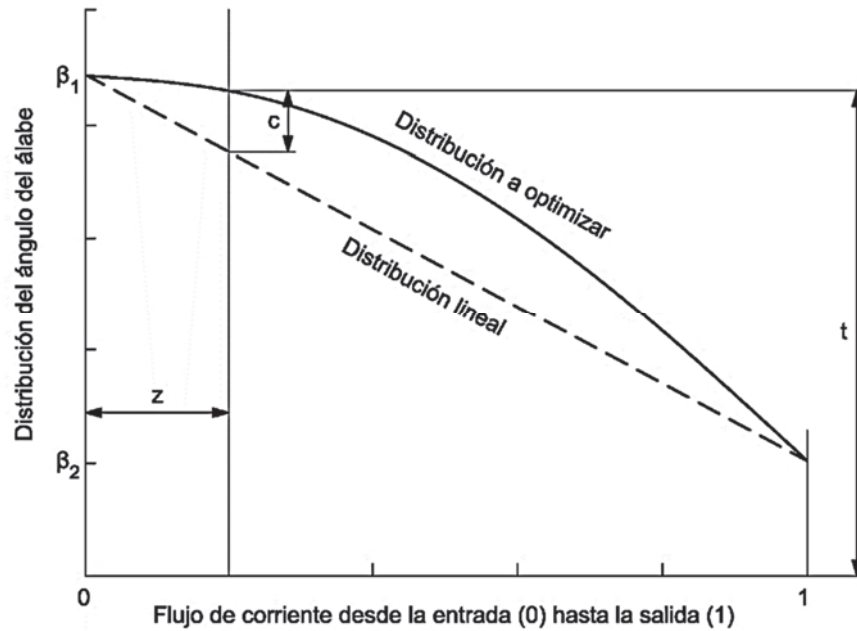


Figura 2.2. Representación de la posición y porcentaje de desviación de curvatura. (Fuente: propia)

- Variables de decision:
 $v(1) = z =$ posición de curvatura [-]
 $v(2) = c =$ porcentaje de desviación de curvatura [%]
- Función objetivo:
 $u(1) = E_f =$ Factor de erosión [-]

$$\min u(1) = \frac{\sum_{x=0}^1 \left(\frac{W_x^3}{C_{m_x}} \right)}{\sum_{x=0}^1 \left(\frac{1}{C_{m_x}} \right) E_{ref}} \quad (2.28)$$

Se requieren utilizar las ecuaciones desde la (2.17) a la (2.21) para encontrar las velocidades a lo largo del álabe y desarrollar la función objetivo. La distribución del ángulo β se encuentra con la ecuación (2.29) en función de la posición del flujo de corriente, en donde cero representa la entrada del álabe y uno la salida del álabe. Las constantes A, B y C de la ecuación de segundo grado del ángulo del álabe se encuentran con las ecuaciones (2.30), (2.31) y (2.32), respectivamente. El recorrido de la posición de curvatura se encuentra con la ecuación (2.33) en donde depende de la desviación de curvatura respecto a la distribución lineal del diseño de referencia.

$$\beta(x) = Ax^2 + Bx + C \quad (2.29)$$

$$A = (\beta_2 - \beta_1) - \left(\frac{\beta_2 v(1)^2 - t + \beta_1(1 - v(1))}{v(1)^2 - v(1)} \right) \quad (2.30)$$

$$B = \frac{\beta_2 v(1)^2 - t + \beta_1(1 - v(1))}{v(1)^2 - v(1)} \quad (2.31)$$

$$C = \beta_1 \quad (2.32)$$

$$t = (\beta_2 - \beta_1)v(1) + \left(1 + \frac{v(2)}{100} \right) \beta_1 \quad (2.33)$$

- Restricciones de desigualdad:

$$0 \leq x \leq 1$$

$$0,1 \leq v(1) \leq 0,9$$

$$0\% \leq v(2) \leq 50\%$$

2.3. Simulación numérica en Ansys CFX del diseño propuesto

Al importar los datos obtenidos en el programa desarrollado por Yáñez [11], se puede realizar la simulación en dos dimensiones del álabe propuesto. Para realizar la simulación con un modelo en tres dimensiones compatible con Ansys, se desarrolla la geometría utilizando el paquete BladeGen de Ansys con los datos obtenidos en el proceso de parametrización. A continuación, se describe la malla generada y las condiciones de borde.

2.3.1. Mallado

La malla es generada utilizando la función ATM optimizado disponible en TurboGrid de Ansys que garantiza una transición suave entre los volúmenes de control pequeños y los volúmenes de control grandes. Los métodos y valores para el mallado y las condiciones de borde se eligen sobre la base de recomendaciones de Gjørseter, Thapa y Eltvik [5, 10, 12] que realizaron la validación en CFD del diseño de referencia. Los parámetros utilizados para la generación de la malla se muestran en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2. Parámetros utilizados para la generación de la malla.

Parámetros	Tipo	Valor
Método	Target Passage Mesh Size	
Número total de nodos	Fine	250000
Factor de razón		1,25
Especificación del tamaño del elemento de pared	y+	Reynold: 500 000

(Fuente: propia)

2.3.2. Condiciones de borde

Se utiliza “Turbo Mode” de CFX para generar las condiciones de borde. Los tipos y valores asignados se muestran en la Tabla 2.3.

Tabla 2.3. Parámetros utilizados para las condiciones de borde.

Parámetros	Tipo	Valor
Tipo de máquina	Turbina radial	
Tipo de análisis	Estado estable	
Tipo de componente	Rotativo	750 [rev min ⁻¹]
Fluido y partículas	Agua, Arena	
Morfología del fluido	Fluido continuo	
Presión de referencia		1 [atm]
Modelo de turbulencia	SST $k - \omega$	
Condiciones de entrada y salida	P-Total de entrada, flujo de masa de salida	20,46 [atm] 2350 [kgs ⁻¹]
Modelo de erosión	Tabakoff	
Densidad de las partículas		2650 [kgm ⁻³]
Masa molar de las partículas		1 [kg kmol ⁻¹]
Morfología de las partículas	Transporte de partículas en el fluido	
Distribución del diámetro de las partículas	Diámetro específico	0,1 [mm]
Factor de forma de las partículas		1,0

Factor de superficie de las partículas	1,0
Flujo de partículas	0,7 [kg s ⁻¹]

(Fuente: propia)

2.3.3. Validación de la simulación numérica

Todas las simulaciones de CFD deben ser verificadas para dar resultados realistas y de malla independiente. Para asegurar la independencia de la malla, se debe trabajar con diferentes calidades de malla hasta que las simulaciones den los mismos resultados. Con el fin de asegurar que los resultados son realistas, los resultados deberían idealmente ser comparados con resultados experimentales.

Se utiliza la metodología de simulación propuesta por Thapa [10]. Para ahorrar recursos computacionales y tiempo, se realiza una primera aproximación ocupando una malla gruesa. Para la simulación definitiva se afina la malla y se realiza la comparación de resultados correspondientes.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este capítulo se presentan los resultados y la interpretación obtenidos del proceso de diseño conceptual propuesto, así como los resultados y discusión de la validación en CFD.

3.1. Estudio de sensibilidad de los parámetros de diseño

3.1.1. Efectos de la variación del diámetro de salida

La Figura 3.1 indica la variación de las velocidades de salida en función del diámetro de salida.

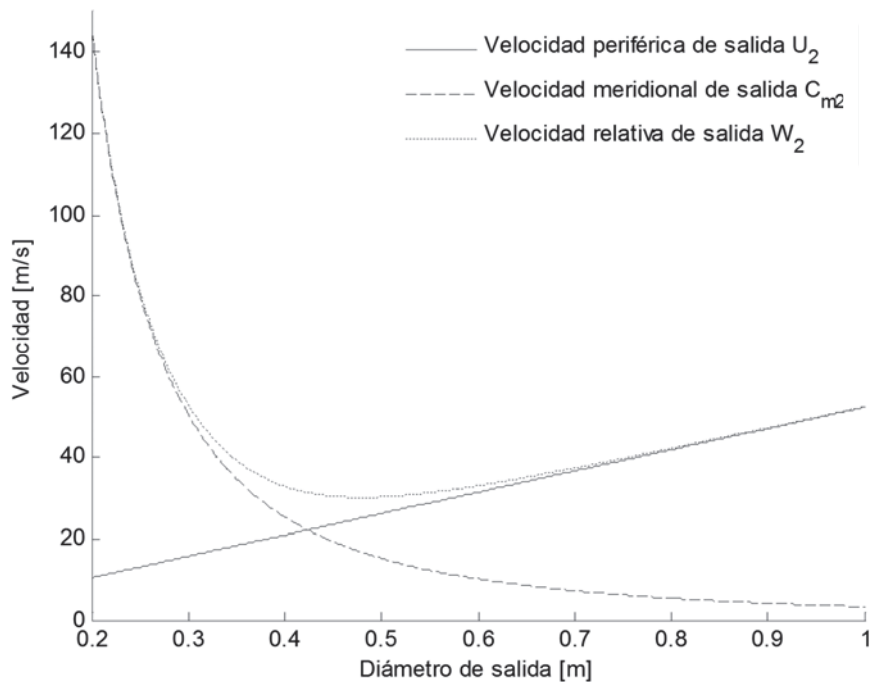


Figura 3.1. Efectos de la velocidad de salida en función del diámetro de salida.
(Fuente: propia)

Aumentar el diámetro de salida hace que la velocidad periférica aumente, mientras que la componente de la velocidad meridional disminuye debido a la continuidad. La velocidad relativa en la salida se cambia como resultado de las variaciones en U_2 y C_{m2} . El cambio de C_{m2} también provoca un cambio directo de C_{m1} a medida que el flujo es acelerado desde la entrada a la salida del perfil del álabe.

La Figura 3.2 indica que la velocidad relativa a la salida del rodete es mayor que la velocidad relativa a la entrada del rodete. En casos encontrados en la literatura, frecuentemente se observa la erosión por sedimentos en cercanías de la salida del rodete, corroborando con lo investigado.

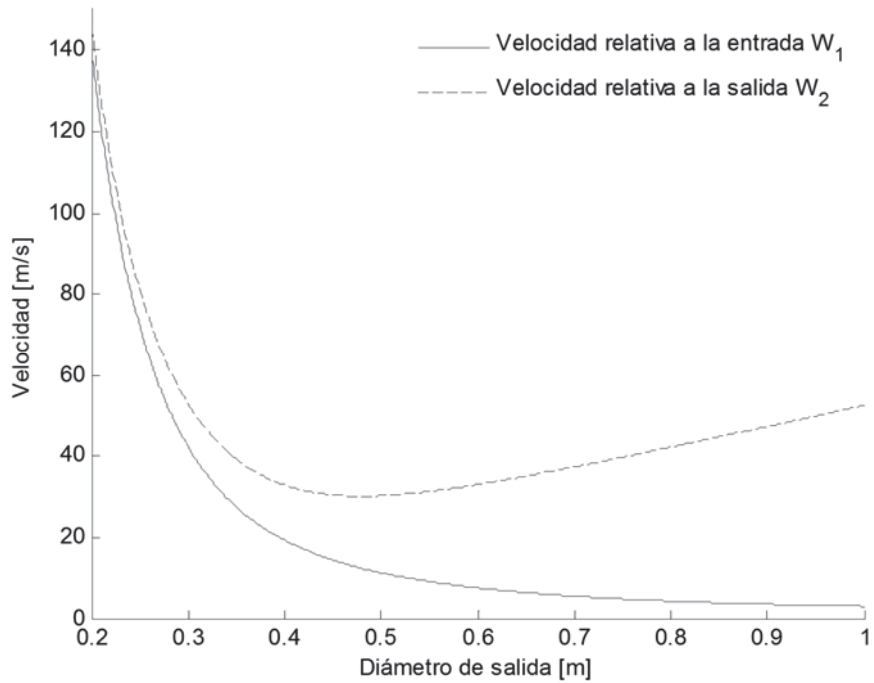


Figura 3.2. Efectos de la velocidad relativa en la entrada y salida en función del diámetro de salida.
(Fuente: propia)

La Figura 3.3 indica la variación de las velocidades de entrada al variar el diámetro de salida del rodete. Se evidencia que a diámetros mayores la velocidad relativa y la meridional disminuyen.

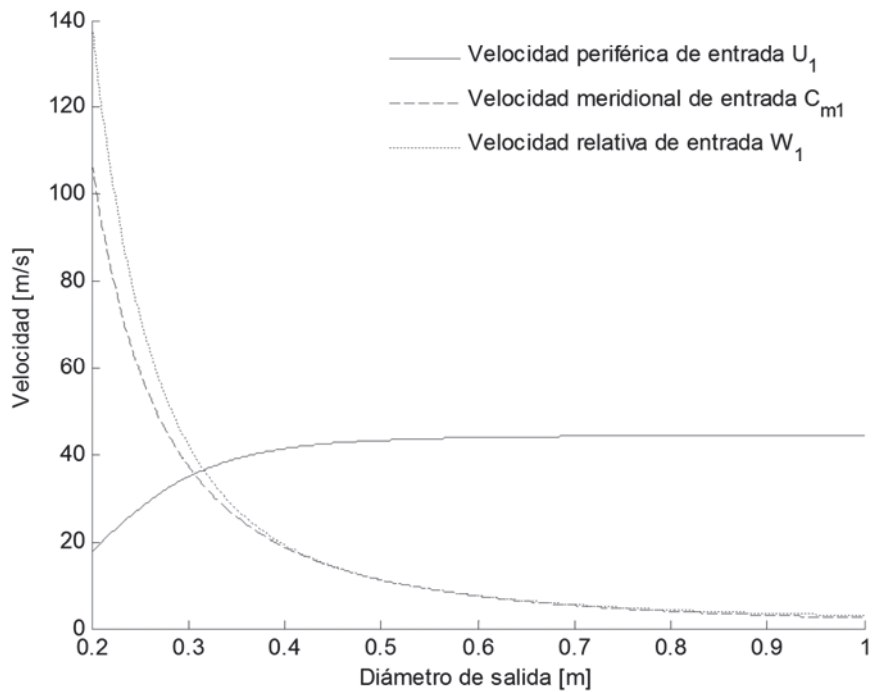


Figura 3.3. Efectos de la velocidad de entrada en función del diámetro de salida.
(Fuente: propia)

La Figura 3.4 muestra cómo afecta la variación del diámetro de salida en la sumersión requerida del rodete y en el factor de erosión.

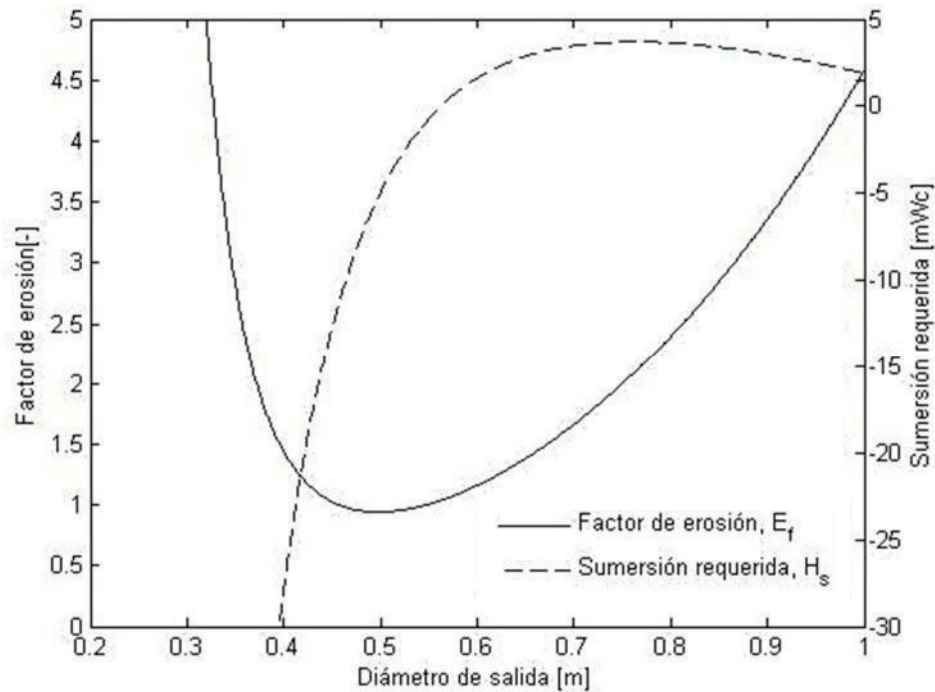


Figura 3.4. Factor de erosión y sumersión requerida en función del diámetro de salida. (Fuente: propia)

Los cambios de la velocidad relativa con el diámetro de salida de la Figura 3.2 afectan al parámetro de erosión como se muestra en la Figura 3.4, de esta gráfica se encuentra un valor mínimo de erosión para un diámetro de salida tomando en cuenta la sumersión requerida por el rodete. Presumiblemente, el factor de erosión tendrá un valor mínimo para un solo diámetro de salida. La influencia del valor mínimo del factor de erosión para otras combinaciones de parámetros de diseño es de interés investigar al estudiar los efectos en conjunto de los demás parámetros.

En la Figura 3.5 se realiza una comparación de la eficiencia del álabe encontrada con la ecuación (1.4) y el factor de erosión en función de la variación del diámetro de salida. Mientras se aumenta el diámetro de salida, aumenta la eficiencia del álabe, pero aumenta el factor de erosión.

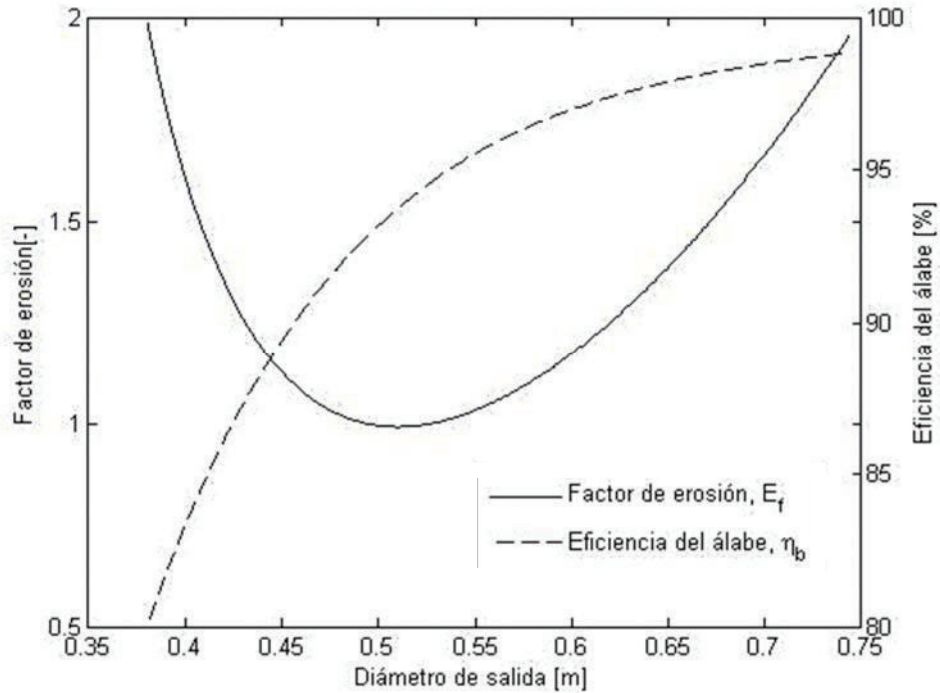


Figura 3.5. Factor de erosión y la eficiencia del álabe en función del diámetro de salida.
(Fuente: propia)

3.1.2. Efectos de la variación del número de polos del generador

En la Tabla 3.1 se tienen los valores del número de revoluciones de la velocidad sincrónica que puede girar la turbina de acuerdo al número de pares de polos en un generador para 50 y 60 [Hz].

Tabla 3.1. Velocidad sincrónica de acuerdo al número de pares de polos.

Pares de polos en el generador	Velocidad sincrónica para 50 [Hz] [rpm]	Velocidad sincrónica para 60 [Hz] [rpm]	Pares de polos en el generador	Velocidad sincrónica para 50 [Hz] [rpm]	Velocidad sincrónica para 60 [Hz] [rpm]
2	1500	1800	8	375	450
3	1000	1200	9	333,3	400
4	750	900	10	300	360
5	600	720	11	272,7	327,3
6	500	600	12	250	300
7	428,5	514,3			

(Fuente: propia)

La Figura 3.6 indica el número de velocidad en función de los pares de polos del generador.

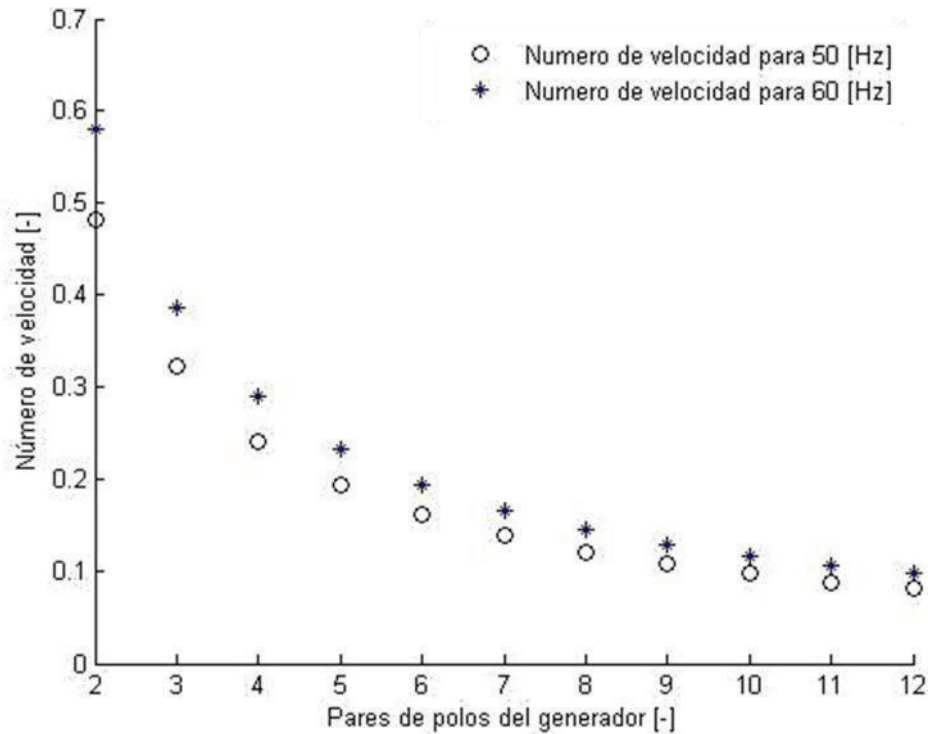


Figura 3.6. Efectos del número de velocidad en función de los pares de polos del generador.
(Fuente: propia)

Para valores menores a 0,2 del número de velocidad, generalmente se utilizan turbinas Pelton. La Figura 3.6 muestra que el número de velocidad va por debajo de 0,2 cuando se utilizan cinco pares de polos y por debajo de 0,15 para más de seis pares de polos. Para un número de velocidad menor a 0,2 se puede lograr un factor de erosión bajo, pero esto implica un aumento de la fricción y por ende pérdidas de energía y disminución del rendimiento hidráulico. Este gráfico será igual para las demás variantes de los parámetros de diseño. De acuerdo a la ecuación (1.6), el número de velocidad solo depende de la velocidad sincrónica, la altura neta y el caudal que son únicos para cada proyecto hídrico. De esta manera queda limitado las velocidades sincrónicas aptas para trabajar, es decir, para el caso del diseño de referencia se puede utilizar velocidades sincrónicas de 1500, 1000 y 750 [rpm].

Aumentar el número de pares de polos provoca una reducción de la velocidad sincrónica de rotación de salida que se considera generalmente esencial para reducir el problema de la erosión en turbinas que trabajan en aguas con sedimentos.

La Figura 3.7 indica la variación de las velocidades en la salida en función del número de pares de polos del generador. De acuerdo a la Figura 3.7 la velocidad periférica U_2 va decreciendo al aumentar los pares de polos, en cambio la velocidad meridional C_{m2} no depende directamente de los pares de polos. En consecuencia, existe una reducción de la velocidad relativa W_2 porque el cambio de U_2 es mayor que el cambio de C_{m2} .

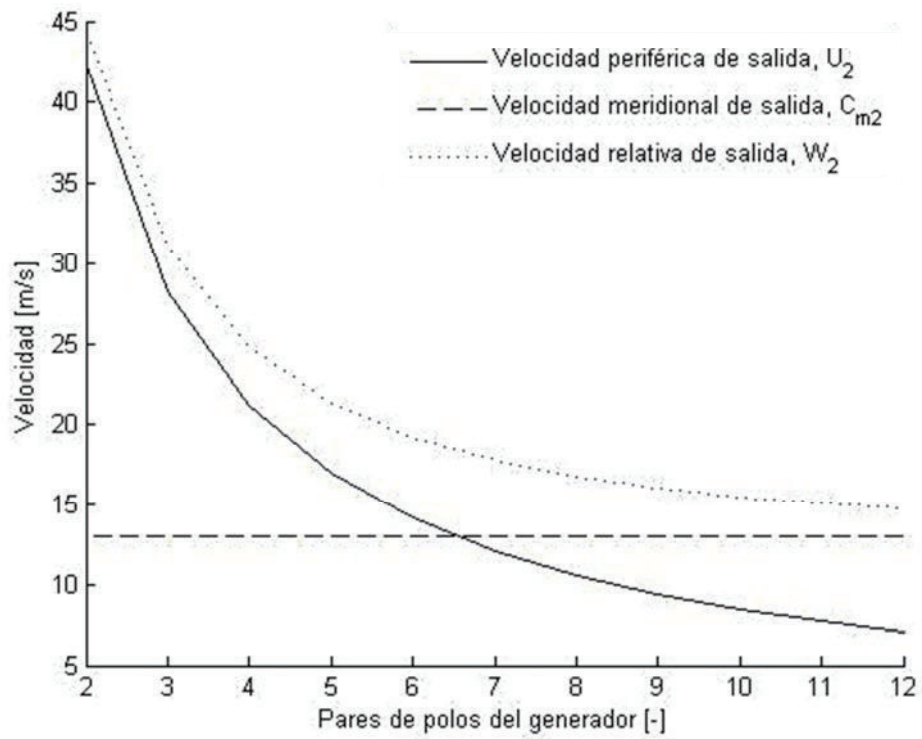


Figura 3.7. Efectos de las velocidades de salida en función de los pares de polos (Fuente: propia)

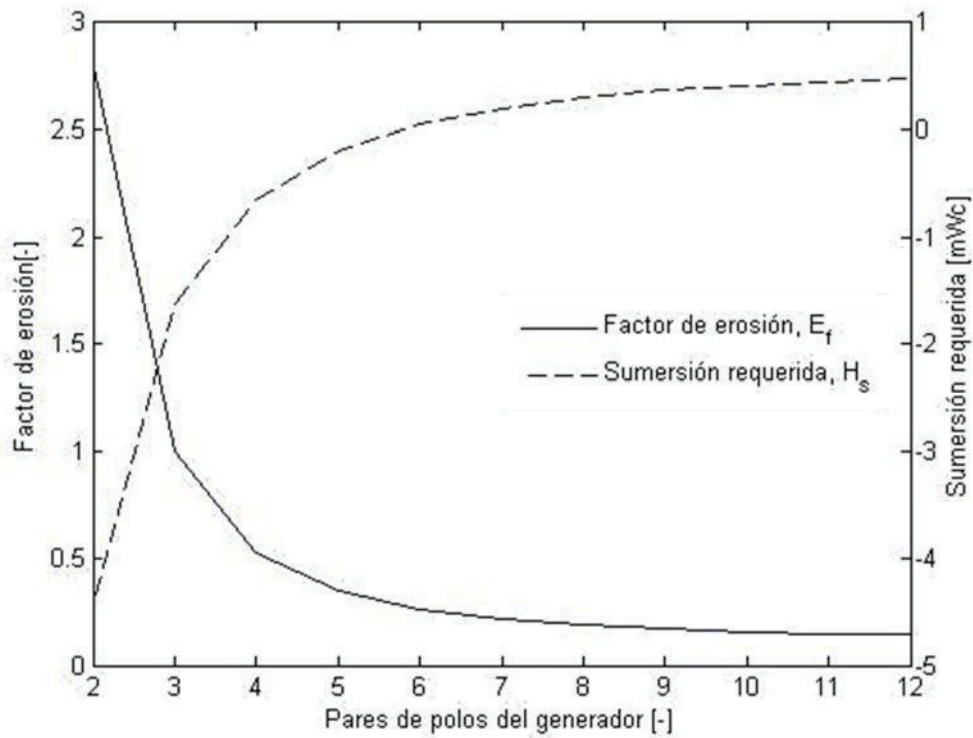


Figura 3.8. Factor de erosión y la sumersión requerida en función de los pares de polos. (Fuente: propia)

La Figura 3.8 indica el factor de erosión y la sumersión. De la Figura 3.8 se evidencia una reducción del factor de erosión al aumentar el número de pares de polos del generador, es decir disminuyendo la velocidad sincrónica, pero se requiere una mayor sumersión del rodete.

Para encontrar las dimensiones de entrada, se aplica un enfoque de continuidad. Si se conoce una aceleración específica de la componente de la velocidad meridional a través del rodete, C_{m1} y C_{u1} no depende directamente de los pares de polos del generador. En consecuencia, la velocidad relativa de entrada W_1 es la misma para cada par de polos del generador. Esto se evidencia en la Figura 3.9 que muestra como varia la velocidad relativa a la salida W_2 comparada con la velocidad relativa a la entrada W_1 , siendo esta última menor, en cualquier caso. En consecuencia, se evidencia nuevamente que el punto crítico es la salida del rodete.

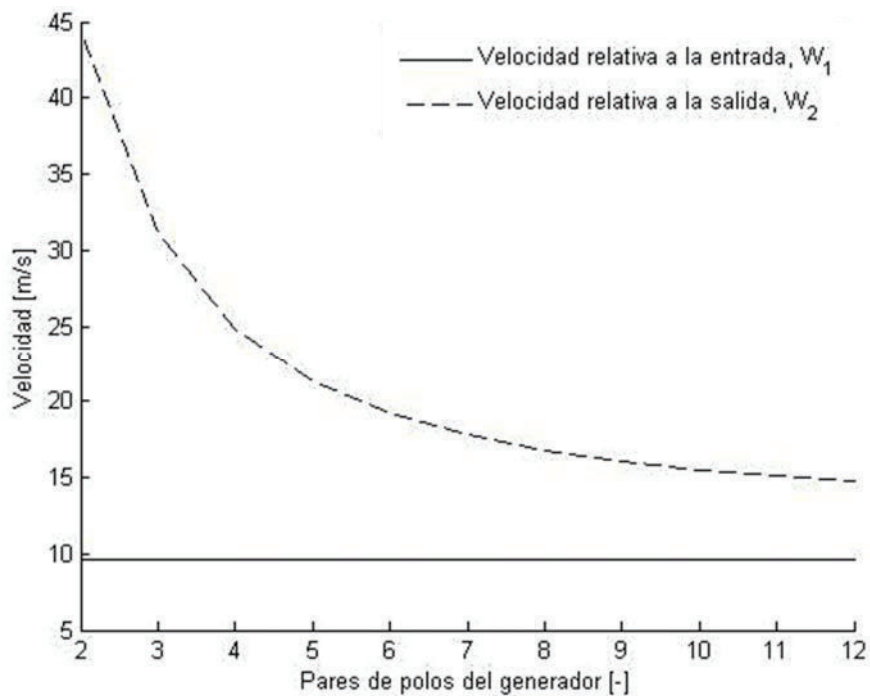


Figura 3.9. Efectos de las velocidades relativas a la entrada y salida en función de los pares de polos del generador.
(Fuente: propia)

3.1.3. Efectos de la variación de la velocidad periférica reducida en la entrada

Al realizar el estudio de la variación de la velocidad periférica y optar como variante también al diámetro de salida, se obtuvo resultados con números imaginarios. Esto se debe a que la expresión deducida para encontrar el diámetro de salida variando la velocidad periférica depende de los valores dados a la aceleración de flujo y al grado de reacción de la turbina. Por lo cual, para analizar la influencia de la velocidad periférica

reducida en la entrada, se ha optado por mantener constante al diámetro de salida. En consecuencia \underline{U}_1 no afecta a las condiciones de salida, produciendo una relación de velocidades de salida constante para cualquier caso de variación de \underline{U}_1 en la entrada. Tampoco se le relaciona con las condiciones de sumersión requerida.

La Figura 3.10 muestra la variación de los parámetros de entrada por efectos de la variación de la velocidad periférica reducida de entrada.

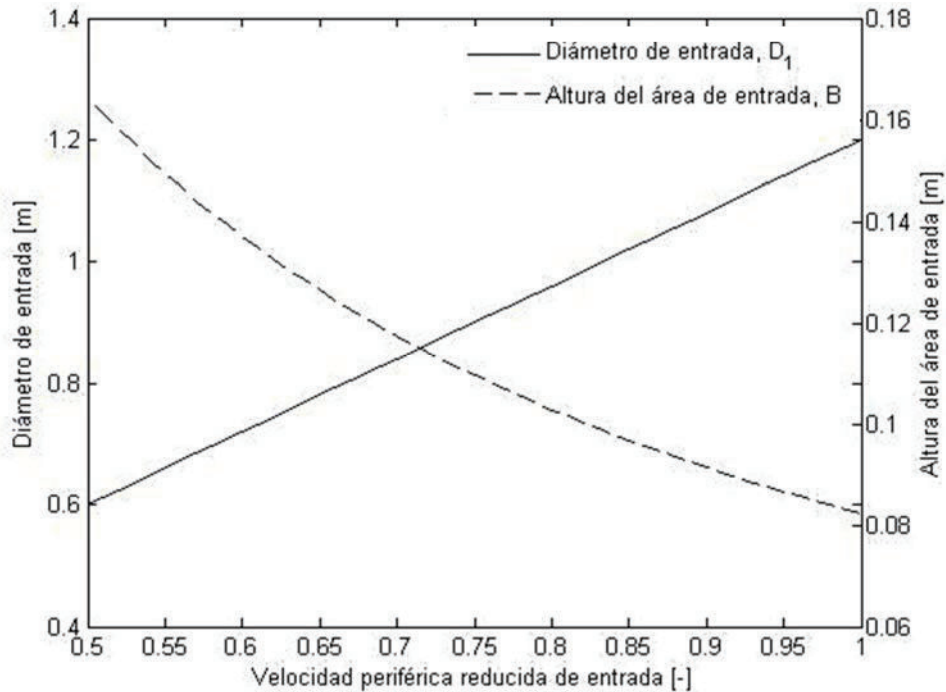


Figura 3.10. Diámetro y altura del área de entrada en función de la velocidad periférica reducida.
(Fuente: Propia)

En la Figura 3.10 se presenta los efectos del cambio de la velocidad periférica en las condiciones de entrada. Utilizando la ecuación de la continuidad, el área de entrada es constante, aunque el diámetro de entrada cambia con \underline{U}_1 . Esto implica que la altura de entrada del rodete tiene que aumentar para un diámetro de entrada decreciente manteniendo constante el diámetro de salida, como se observa en la Figura 3.10.

La Figura 3.11 muestra la variación del factor de erosión y el grado de reacción. En la Figura 3.11 se muestra que existe un punto en el cual el factor de erosión es menor que el diseño de referencia. La disminución de \underline{U}_1 también provoca un valor más bajo de del grado de reacción de la turbina. Esto implica que la cantidad de energía de presión convertida en energía mecánica en la turbina se reduce. Si la turbina sólo convierte energía cinética en energía mecánica y no se convierte en energía de presión, el grado de reacción es cero. Este es el caso de las turbinas Pelton. En una turbina Francis el

grado de reacción se encuentra generalmente alrededor de 0,5. La elección de un diseño con un grado de reacción menor a 0,38 debe ser evaluado cuidadosamente de acuerdo con Gjørseter [5].

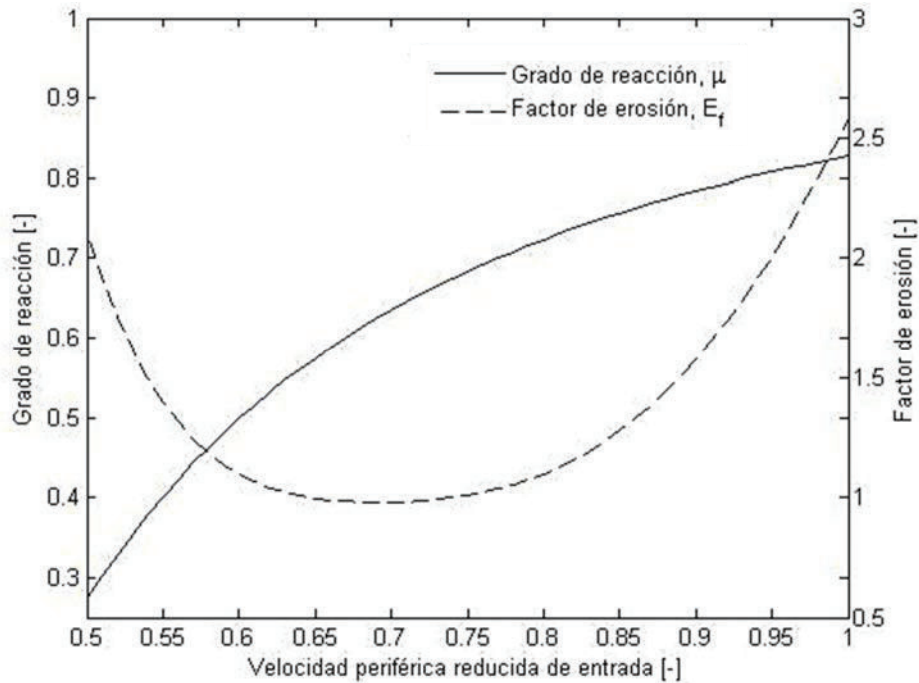


Figura 3.11. Grado de reacción y factor de erosión en función de la velocidad periférica reducida.
(Fuente: propia)

3.1.4. Efectos de la variación de la aceleración del flujo

La Figura 3.12 muestra la variación de las velocidades de entrada en función de la aceleración del flujo. El cambio de aceleración a través del álabe del rodete causa un cambio en C_{m1} .

De la ecuación de la continuidad de flujo, causa un cambio en el área de entrada. U_1 y C_{u1} están afectados por el cambio en la cantidad de flujo que se acelera a través del rodete. La variación de C_{m1} solo influye en la velocidad absoluta C_1 y en la velocidad relativa W_1 .

Con condiciones de salida constantes, el factor de erosión sólo depende de las condiciones de entrada y de la distribución del ángulo del álabe. Para una alta aceleración, la velocidad relativa de entrada disminuye, y para una distribución constante del ángulo del álabe, el factor de erosión también disminuye.

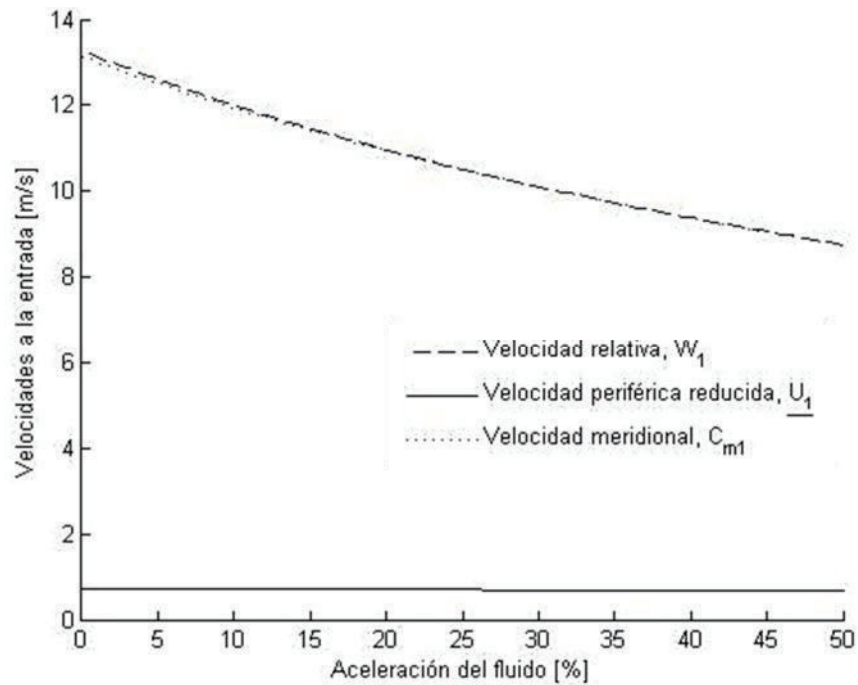


Figura 3.12. Efectos de la variación de la aceleración de flujo en las velocidades de entrada.
(Fuente: propia)

La Figura 3.13 muestra al factor de erosión y la altura de entrada en función del cambio de la aceleración del flujo a través del rodete.

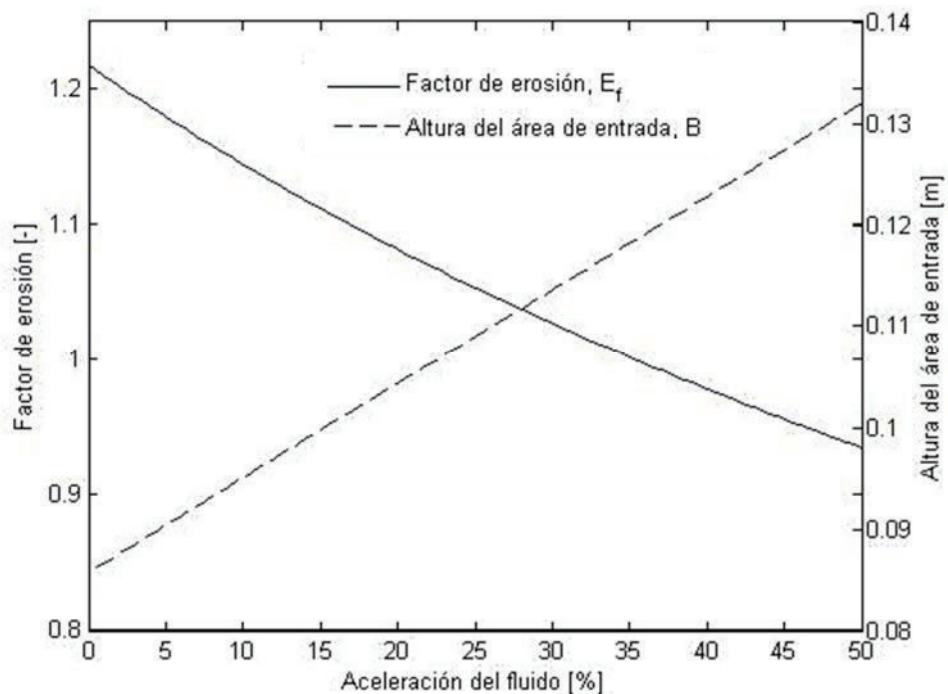


Figura 3.13. Factor de erosión y altura del área de entrada del rodete en función de la aceleración del flujo.
(Fuente: propia)

En la Figura 3.13, la tendencia muestra que el aumento de la aceleración por encima del 50% probablemente reduciría aún más la erosión, pero lograr una reducción sustancial del factor de erosión sólo cambiando la aceleración exigiría una aceleración muy alta del flujo, en consecuencia, un incremento en la altura del área de entrada del rodete manteniendo constante el diámetro de entrada. Esto puede afectar al número de álabes para evitar el contraflujo en el rodete, ya que depende de la magnitud de la velocidad relativa en la región de entrada.

3.1.5. Efectos al variar la forma de distribución del ángulo del álabe del rodete

El cambio de la distribución del ángulo del álabe no cambia los parámetros de entrada y salida.

En la Figura 3.14 se muestra la variación de la distribución del álabe para tres formas establecidas del anillo del álabe. En el eje de las abscisas se representa con "0" la entrada del rodete y "1" la salida del mismo.

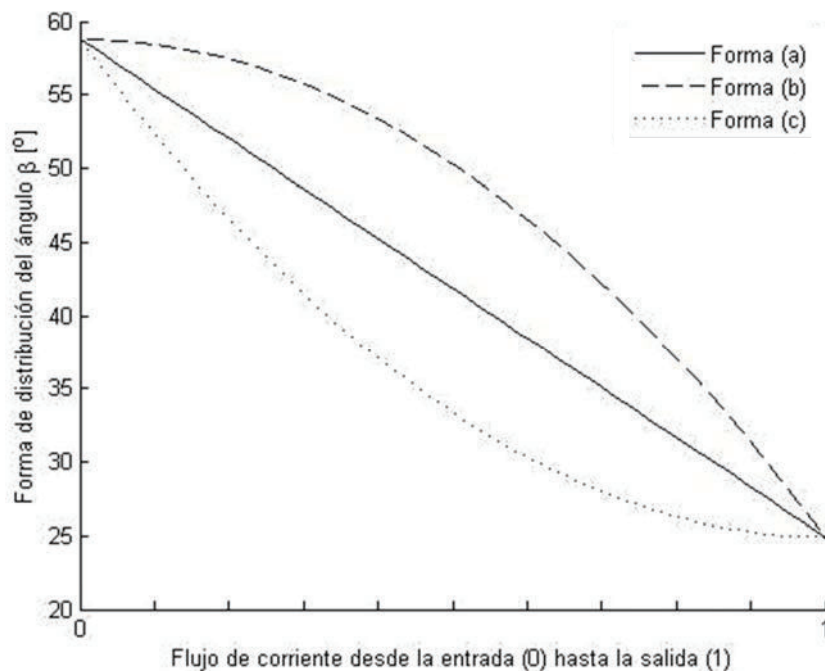


Figura 3.14. Formas de distribución del ángulo β a lo largo del álabe.
(Fuente: propia)

La Forma (a) de la Figura 3.14. se utiliza como diseño de referencia en el trabajo de Yáñez [11] y Gjørseter [5]. Las Formas (b) y (c) se toman como variantes extremas de la distribución del ángulo del álabe para comparar el factor de erosión y la distribución de la energía en cada caso.

En la Figura 3.15 se presenta las velocidades de entrada y la distribución de energía para una distribución lineal del ángulo del álabe en donde se obtienen unas

distribuciones uniformes de las velocidades a lo largo del álabe. La distribución de la energía es uniforme. La distribución de energía debe ser suave a lo largo del álabe.

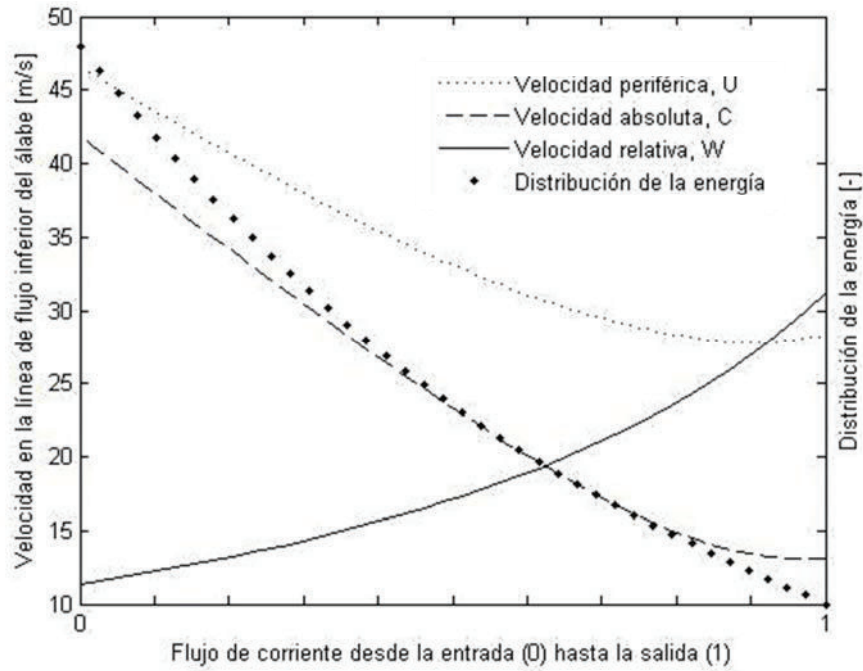


Figura 3.15. Distribución de las velocidades sobre la línea de flujo inferior del álabe. (Fuente: propia)

En la Figura 3.16 se muestran la distribución a lo largo del álabe de la velocidad relativa para las diferentes formas de distribución del ángulo del álabe.

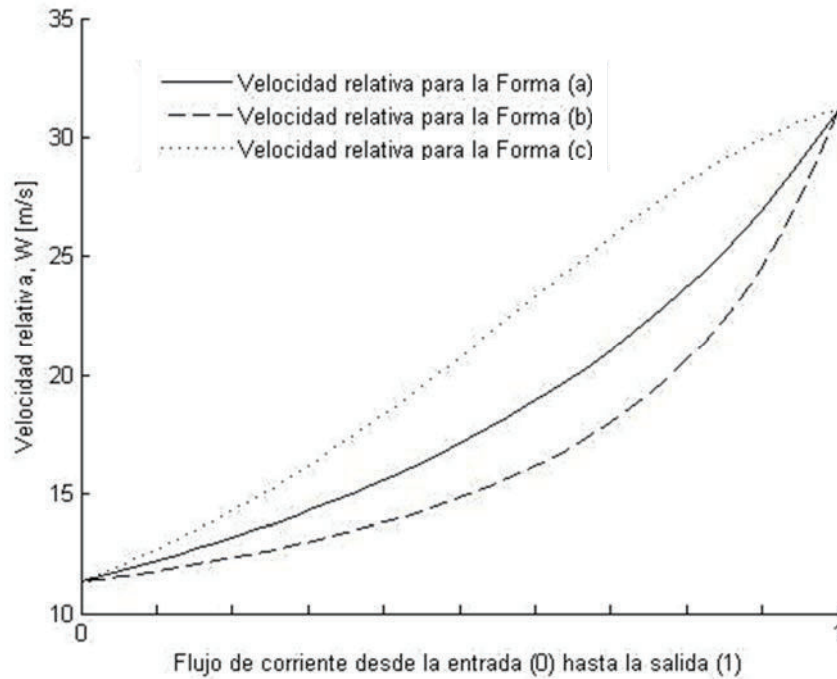


Figura 3.16. Velocidades relativas dependiendo de la forma de distribución del ángulo β . (Fuente: propia)

De la Figura 3.16 al observar las diferentes distribuciones de las velocidades relativas para las formas estudiadas, se concluye que con la distribución del ángulo β se puede controlar el incremento de la velocidad relativa a lo largo del álabe, sin considerar los parámetros de entrada y salida.

En la Figura 3.17 se muestra el factor de erosión para cada forma de distribución del ángulo del álabe.

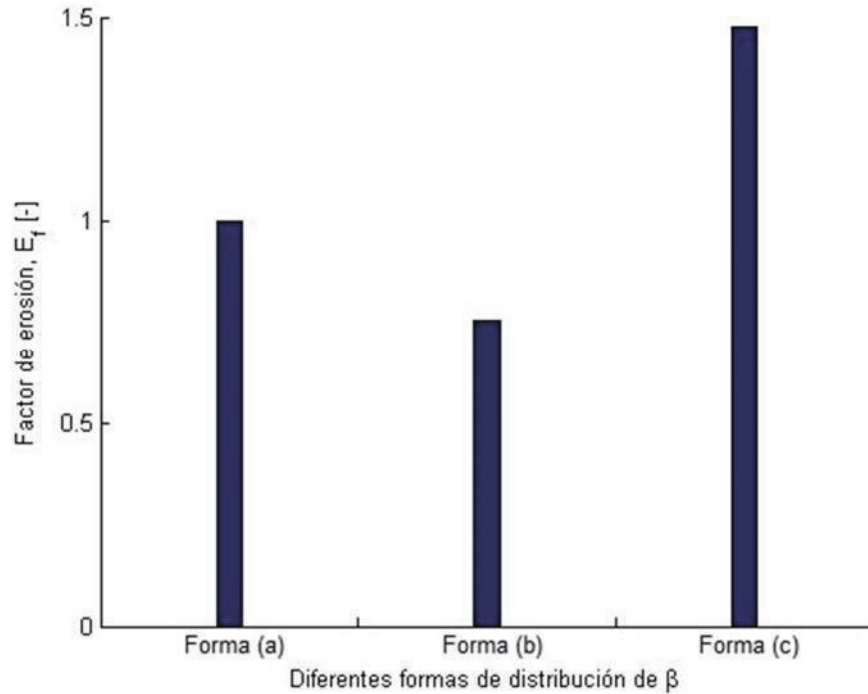


Figura 3.17. Factor de erosión dependiendo de la forma de distribución de β .
(Fuente: propia)

De la Figura 3.17, se puede concluir que se tiene un menor factor de erosión con la Forma (b), en consecuencia, se analiza en el proceso de optimización la distribución cuadrática cóncava del ángulo β .

3.1.6. Función objetivo

Se establece conocido la velocidad sincrónica, de acuerdo a los resultados obtenidos se utiliza 750 [rpm].

La función objetivo tiene que relacionar la velocidad relativa y al mismo tiempo la eficiencia del álabe. En primera instancia se tomó como variable de decisión el ángulo de salida para poder compararlo con la investigación de Khanal [9], pero los resultados obtenidos no fueron los esperados por la metodología utilizada por Khanal que limita demasiado el rango de optimización del ángulo de salida.

De los resultados del análisis de sensibilidad se optó como variables de decisión al diámetro de salida, la aceleración de flujo y el grado de reacción. Las funciones objetivo

fueron dos, minimizar la tendencia de erosión y maximizar el rendimiento del álabe. Se obtuvo resultados con valores muy alejados a los del diseño de referencia, se logró disminuir el factor de erosión hasta un 50%, pero las velocidades de entrada fueron mayores que las de salida, el ángulo de entrada del álabe es menor que el de salida, estos resultados son contrarios a los obtenidos en el estudio individual de los parámetros.

Para la optimización se va a trabajar con varias funciones objetivos que se encuentran directamente relacionados. Se optan cuatro funciones objetivo, minimizar la velocidad relativa de salida y entrada, minimizar la tendencia de erosión y maximizar la eficiencia del álabe.

Al conocer ya los parámetros de entrada y salida del modelo de optimización, se trabaja con el término de variación de la forma de distribución del ángulo del álabe. En este caso específicamente con la Forma (b) que permite una reducción de la tendencia de erosión. Se realiza variaciones a la ecuación polinómica de segundo grado cóncava con diferentes valores de las constantes de las variables.

3.2. Optimización multiobjetivo para álabes de turbinas

Se utiliza Matlab para realizar el proceso de optimización con algoritmos genéticos. Al realizar cada intento, la familia de resultados cambia. En el Anexo 1 se encuentran las tablas de resultados obtenidos en el proceso de optimización multiobjetivo.

De la Tabla 4.1 del Anexo 1 se obtiene una familia de resultados que varían de acuerdo a la repetición realizada. De algunas repeticiones realizadas se han comparado los valores óptimos, resultando en muchos casos valores iguales. Se observa que si hay casos en donde el factor de erosión es menor a uno que es del diseño de referencia, por lo cual se puede optar como respuestas válidas. Un factor predominante y que está relacionado con el desempeño de la turbina, es la altura de succión o sumersión.

En la Figura 3.18 se muestra la frente de Pareto de los resultados obtenidos, relacionando el factor de erosión con la sumersión. Se observa que hay combinaciones de resultados que permiten obtener un factor de erosión menor al diseño de referencia. La sumersión para estos casos se encuentra en el rango de menos tres metros hasta alrededor de cinco metros, por lo cual se opta el valor de sumersión de menos un metro descartando los demás valores. La Figura 3.19 muestra la frente de Pareto para un nuevo intento realizado. En este caso da como resultado válido la expresión escogida en el intento 1, es decir que, en todas las generaciones encontradas, se repite el resultado escogido.

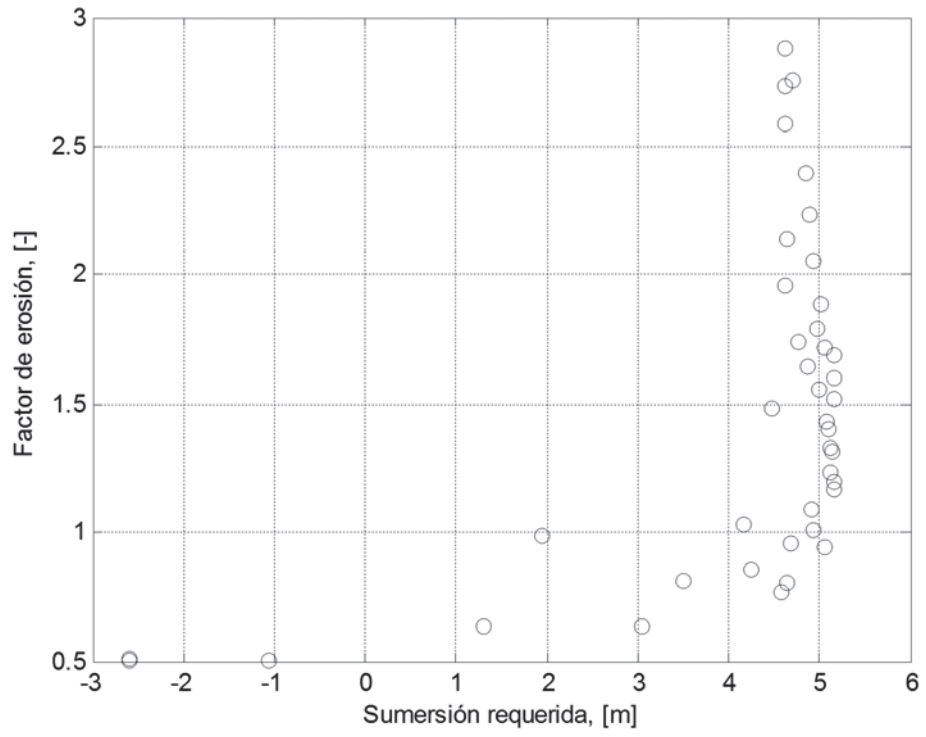


Figura 3.18. Frente de Pareto para el intento 1.
(Fuente: propia)

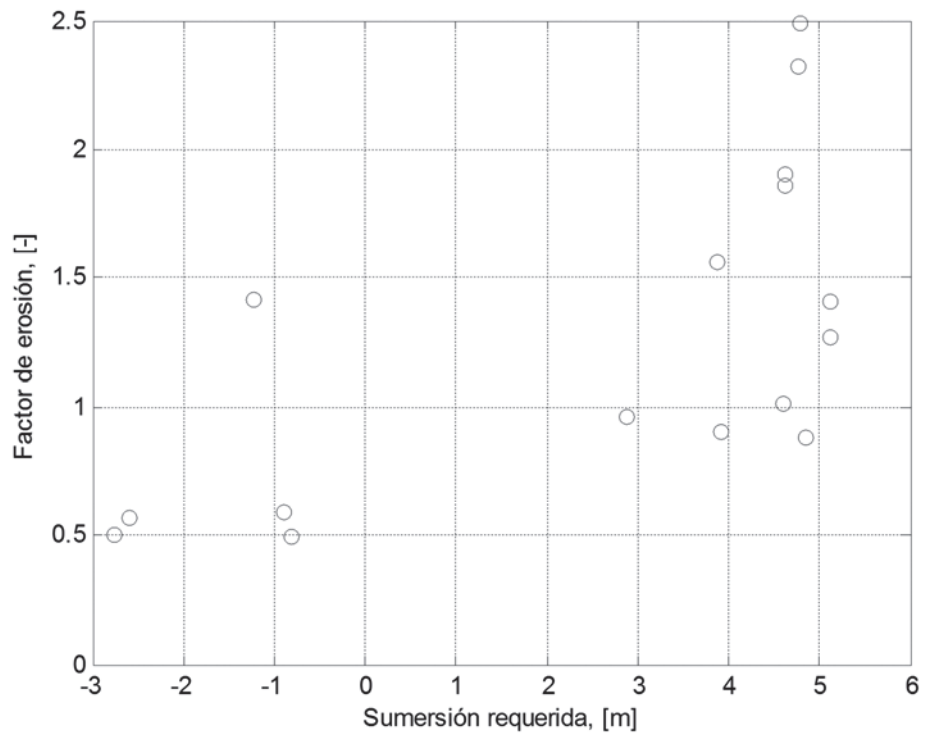


Figura 3.19. Frente de Pareto para el intento 2.
(Fuente: propia)

En la Tabla 3.2 se muestran los resultados más prometedores en donde el factor de erosión es menor que el diseño de referencia. Para la optimización de la segunda parte después de evaluar cada parámetro obtenido tanto en la entrada como en la salida, se escoge como resultado válido la iteración N.4. Se descarta la iteración N.42, ya que el ángulo de entrada sale negativo. La iteración N.3. tiene resultados similares a la iteración escogida. La iteración N.43 tiene la sumersión positiva y parámetros hidráulicos interesantes para ser comprobados, pero las dimensiones generales son mayores que la iteración escogida. En este caso el factor dominante para decidir es realizar un análisis de costos entre el diseño de la iteración N.4 y N.42.

Tabla 3.2. Resultados prometedores para obtener una tendencia de erosión baja del intento 1.

N.	β_2	A_{cc}	σ	H_s	E_f
42	30,59745702	42,09777741	0,544981615	-1,050747193	0,502396429
3	33,63667455	42,09668642	0,556435809	-2,60511062	0,507288599
4	33,61457526	40,78598898	0,56101727	-2,593089924	0,511244294
43	25,11851784	41,43985685	0,656742211	1,302698461	0,632165916
32	19,99637585	39,09539557	0,629119028	3,044862147	0,638267234
31	13,70208476	37,33816544	0,590485187	4,58243051	0,769527444
30	13,32654327	29,42986048	0,558133671	4,649848401	0,80119965
21	18,43483368	41,18234334	0,680069317	3,491504967	0,81030234
29	15,32067887	41,14212618	0,672007932	4,257249294	0,857351714
22	10,23178054	40,08801723	0,552264123	5,066545138	0,940041584
23	13,16479992	37,55455864	0,672910537	4,677889302	0,955630525
34	23,34741524	29,77676527	0,713972462	1,953059195	0,98645632
39	11,45286014	39,56768551	0,66466291	4,934669273	1,005286498

(Fuente: propia)

Una vez obtenidos los resultados de las velocidades de entrada y salida y las dimensiones principales, se utilizan como datos conocidos para la optimización de la forma del ángulo del álabe.

En la Tabla 3.3 se muestran los resultados más prometedores obtenidos de Matlab en el proceso de optimización de la forma de distribución del ángulo del álabe. Se intenta mejorar la Forma (b) para disminuir el factor de erosión, para esto se encuentra las constantes de la ecuación de segundo grado de la distribución del ángulo del álabe de la forma $\beta(x) = Ax^2 + Bx + C$. La selección de la respuesta óptima, se utilizan criterios de diseño de turbinas encontradas en la literatura.

Tabla 3.3. Resultados obtenidos en la optimización de la forma de distribución del ángulo β .

N.	$v(1)$	$v(2)$	$u(1)$	A	B	C
1	0,900	6,2315	0,3913	-57,8021	7,9253	83,4914
2	0,8913	14,3062	0,3267	-123,2884	73,4115	83,4914

(Fuente: propia)

En la Figura 3.20 se presenta la comparación de los resultados obtenidos de la forma de distribución óptima del ángulo del álabe con la Forma (b) analizada en el proceso de estudio de sensibilidad.

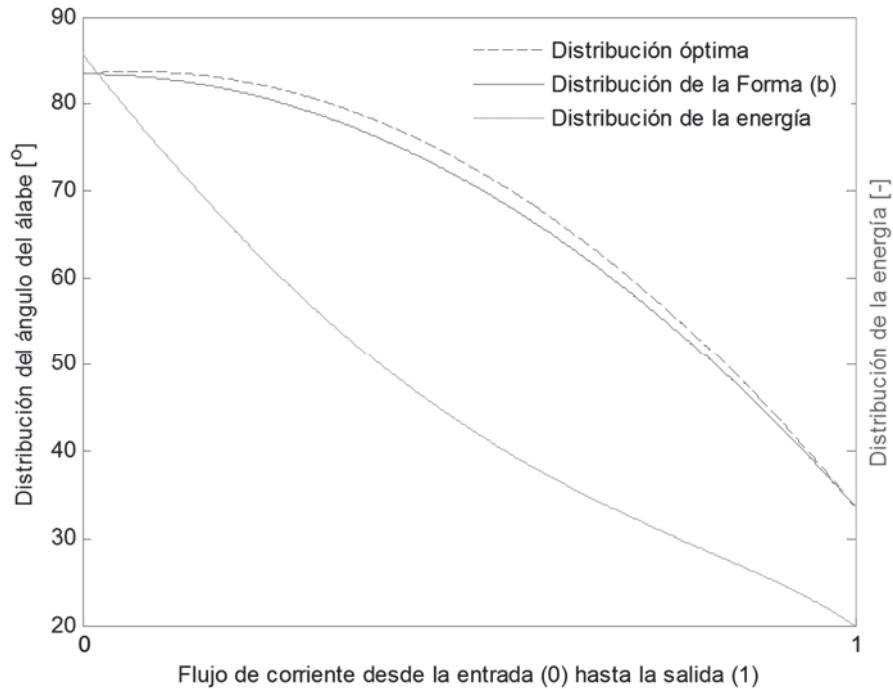


Figura 3.20. Comparación de la forma óptima con la Forma (b) y su distribución de energía en el intento N.1.
(Fuente: propia)

En la Figura 3.21 se muestran los resultados obtenidos en el intento N.2., en donde se evidencia que el ángulo en un 30% de la longitud del álabe se incrementa más de 90° . Aunque el factor de erosión disminuye, no se opta por esta respuesta, para mantener los resultados tradicionales encontrados en la literatura y poder validarlos. Queda como inquietud el comportamiento de esta forma de distribución del ángulo β .

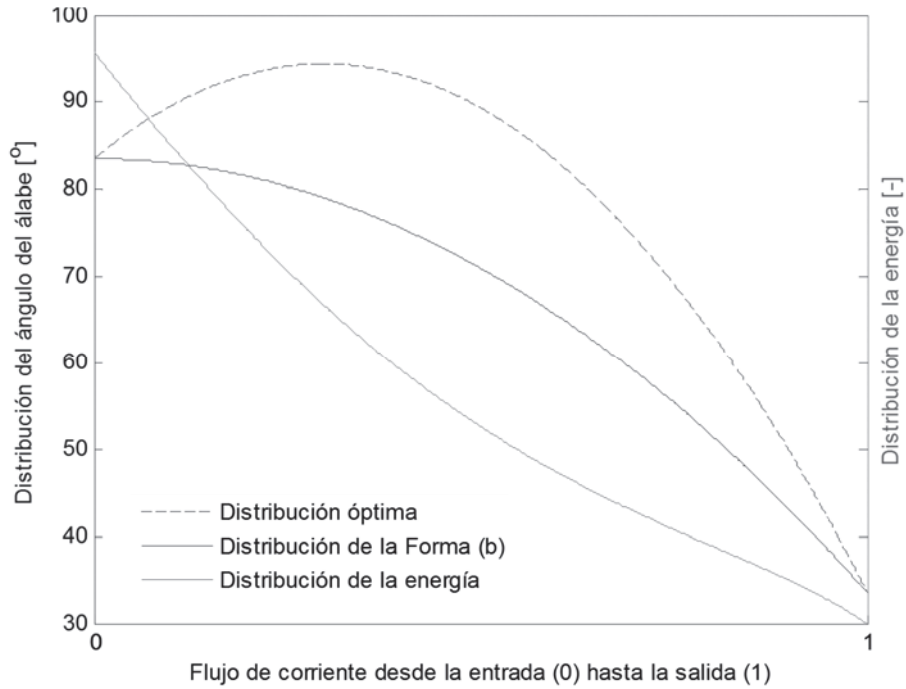


Figura 3.21. Comparación de la forma óptima con la Forma (b) y su distribución de energía en el intento N.2. (Fuente: propia)

En la Figura 3.22 y Figura 3.23 se muestran la comparación de las distribuciones de energía a lo largo del álabe de las formas analizadas. En cada caso la distribución es uniforme. En el diseño óptimo, el álabe maneja una mayor cantidad de energía que los otros diseños.

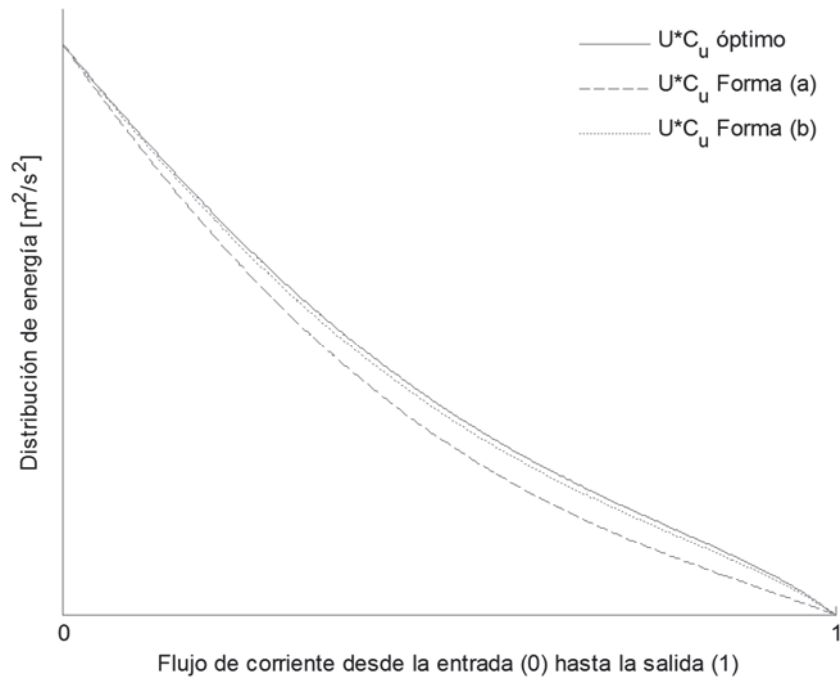


Figura 3.22. Comparación de la distribución de energía del intento N.1. (Fuente: propia)

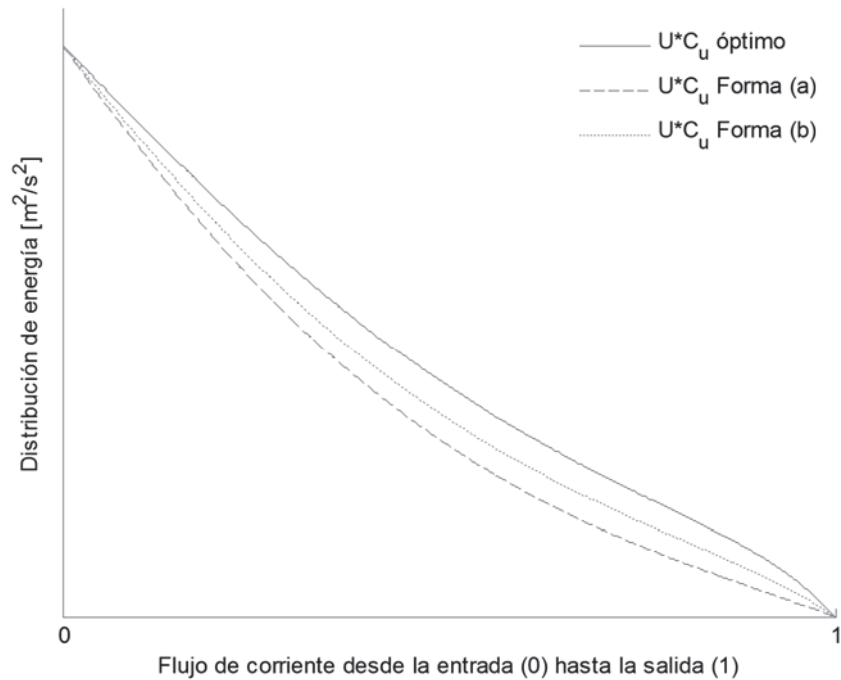


Figura 3.23. Comparación de la distribución de energía del intento N.2.
(Fuente: propia)

En la Figura 3.24 y Figura 3.25 se muestran la comparación de la variación de la componente de la velocidad tangencial absoluta a lo largo del álabe de las formas analizadas. En el caso del diseño óptimo, la velocidad periférica absoluta es mayor que los demás casos, dando a entender, que, si aumenta la velocidad periférica absoluta, se disminuye la velocidad relativa. En este sentido, en el caso del intento N.2. maneja velocidades periféricas absolutas mayores, reduciendo la velocidad relativa como se muestran en la Figura 3.26 y Figura 3.27. Las velocidades relativas se reducen a lo largo de su paso por el perfil del álabe, en consecuencia, se obtienen un factor de erosión menor.

Estos resultados son validados con los obtenidos de las investigaciones de Thapa [8], en donde la metodología es diferente a la propuesta, pero se obtienen resultados semejantes. Esto se puede comprobar al comparar la Figura 3.24 y Figura 3.26 con la Figura 3.28. Se observa que la velocidad relativa, no cambia significativamente a partir del 80% de la sección del álabe de entrada. En la Figura 3.28 en el eje de las ordenadas, uno representa la entrada del álabe y cero la salida. Las velocidades presentadas corresponden a las reducidas.

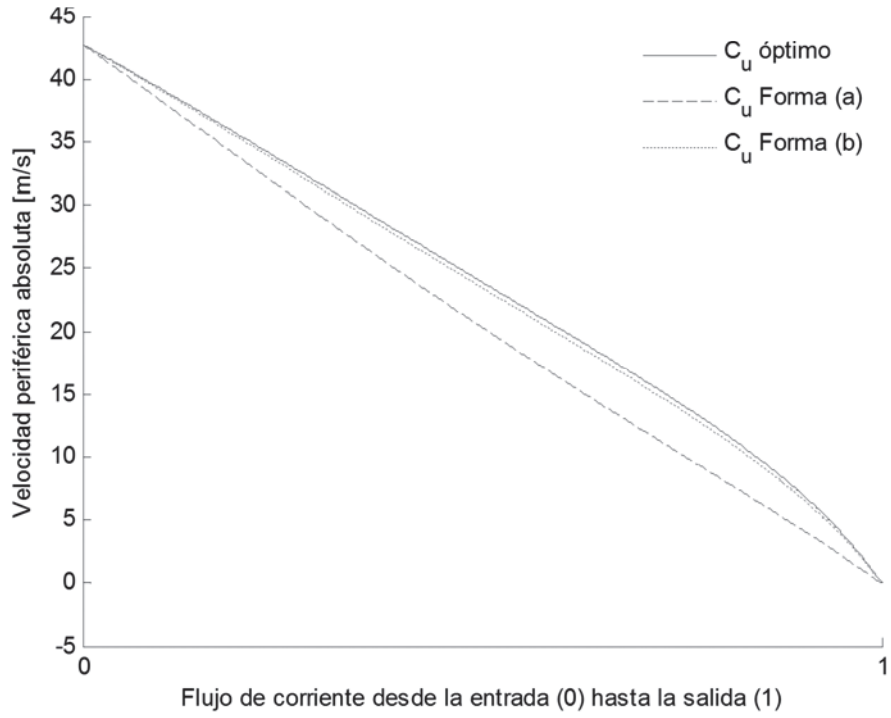


Figura 3.24. Comparación de las velocidades periféricas absolutas del intento N.1.
(Fuente: propia)

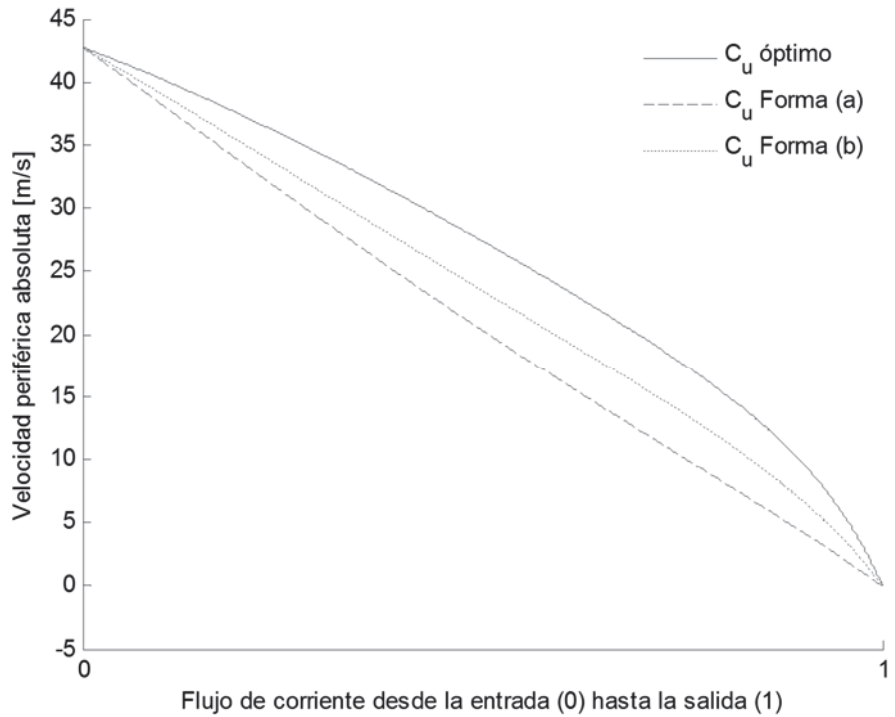


Figura 3.25. Comparación de las velocidades periféricas absolutas del intento N.2.
(Fuente: propia)

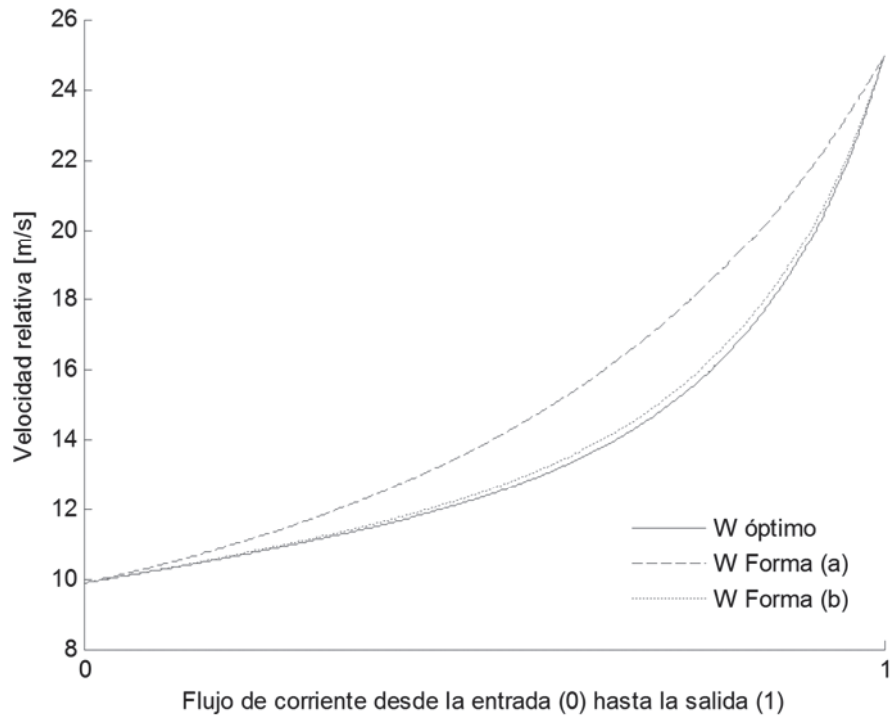


Figura 3.26. Comparación de las velocidades relativas del intento N.1.
(Fuente: propia)

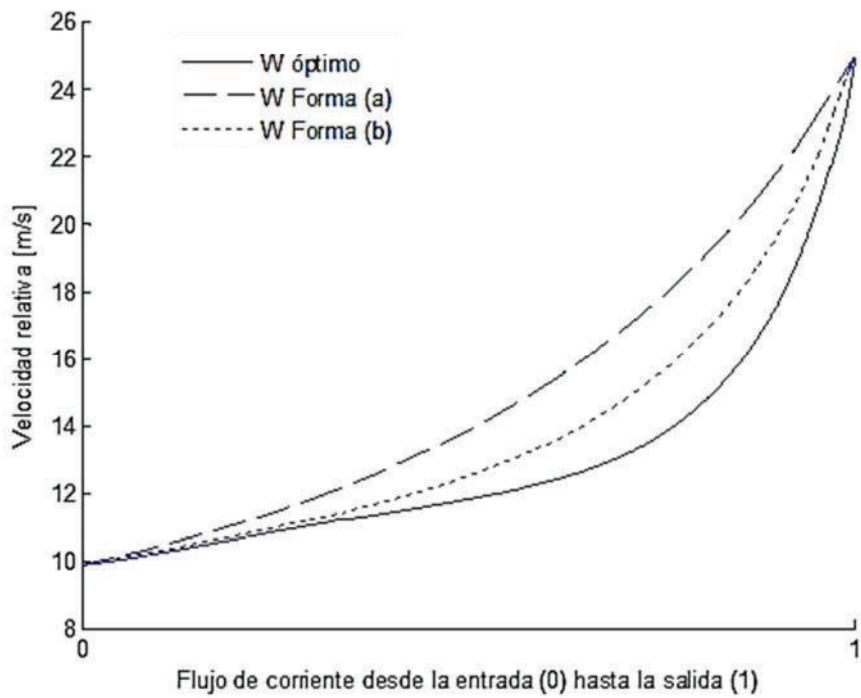


Figura 3.27. Comparación de las velocidades relativas del intento N.2.
(Fuente: propia)

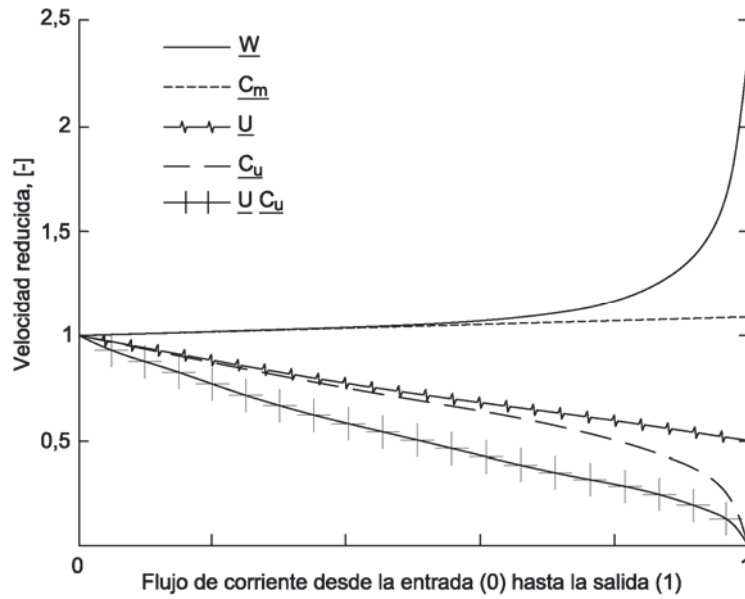


Figura 3.28. Velocidades y distribución de energía obtenidos en el diseño óptimo de Thapa. (Fuente: Thapa, 2012.)

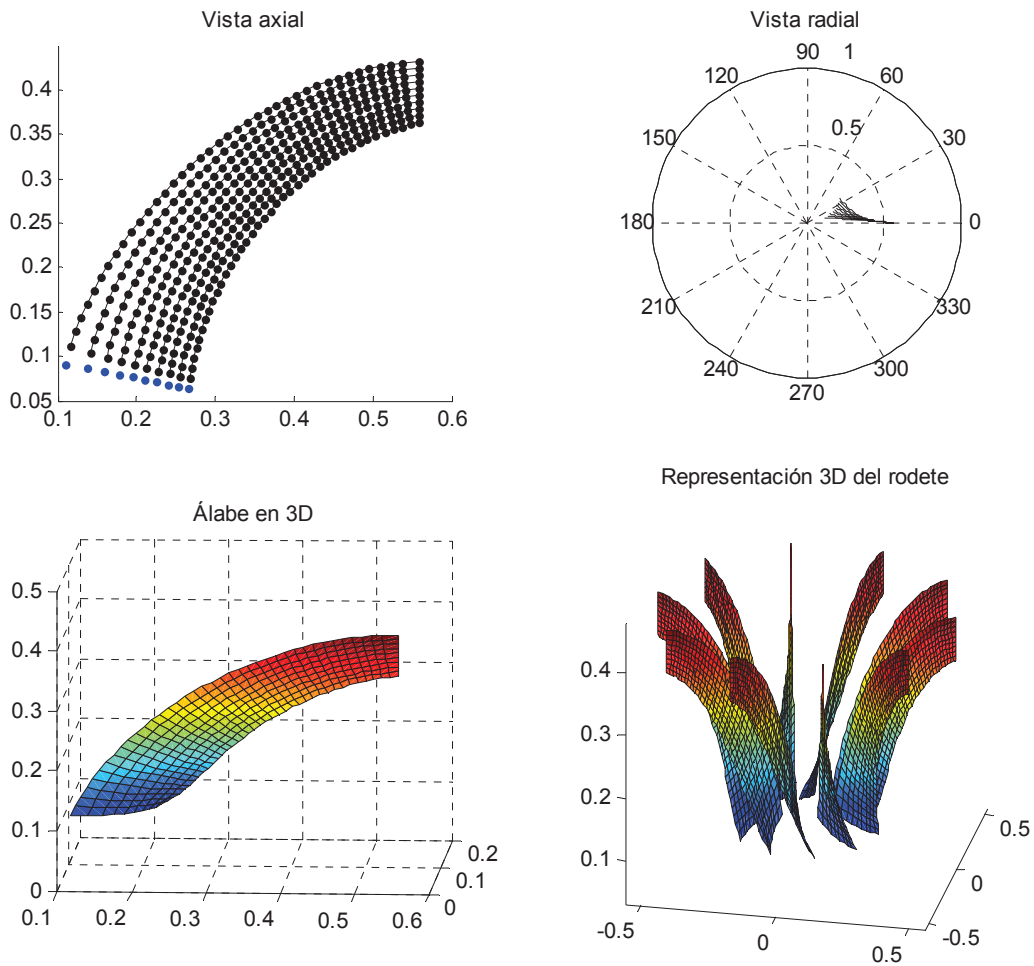


Figura 3.29. Resumen de vistas obtenidas del álabe propuesto. (Fuente: propia)

Con el programa desarrollado por Yáñez [11] y aumentando como variable de diseño la forma del ángulo de distribución del álabe, se obtienen un resumen de las vistas del álabe propuesto, estos se muestran en la Figura 3.29. Se exportan las proyecciones bidimensionales de los perfiles de las líneas de flujo del anillo, cubo y de la parte media del álabe para la simulación en Ansys.

3.3. Simulación numérica en Ansys CFX del diseño propuesto

Al exportar las formas del cubo y anillo realizados en el programa de Yáñez, se obtienen problemas para llevarlas a tres dimensiones en Ansys, para lo cual se desarrolla un subprograma en Matlab donde nos entrega datos de la vista meridional y la distribución del ángulo del álabe del anillo. Estos datos se ingresan en BladeGen para obtener la geometría y exportarlo a Turbogrid. En la Figura 3.30 se muestra la geometría en tres dimensiones utilizando el paquete BladeGen de Ansys a partir de la vista meridional y función de la forma de distribución del ángulo del álabe del anillo.



Figura 3.30. Geometría en 3D del modelo propuesto en Ansys.
(Fuente: propia)

En la Figura 3.31 se representa el mallado del cubo (hub), del anillo (shroud) y del álabe completo con sus respectivas capas.

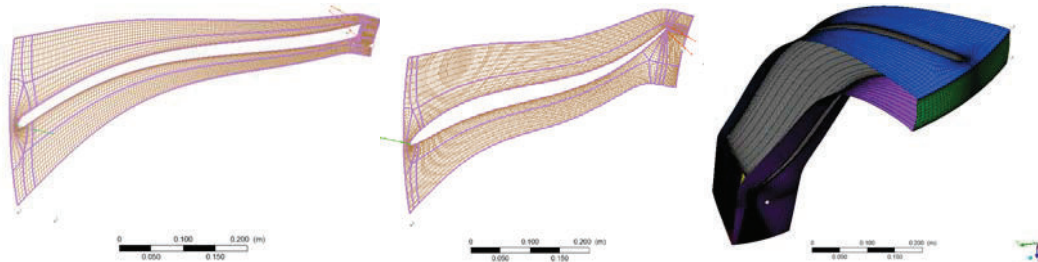


Figura 3.31. Mallado en TurboGrid ATM mesh. De izquierda a derecha: cubo, anillo, álabe.
(Fuente: propia)

Para las primeras aproximaciones al resultado final se utiliza un tamaño de malla media (100 000 nodos). No se evidencia una variación notable al afinar la malla en los resultados. El número de nodos utilizados es de 377 518 y el número de elementos de

forma hexaédrica es de 345 540, estos se muestran en la Figura 3.31. De acuerdo a Thapa [10], el resultado se considera confiable a partir de los 250 000 nodos para turbinas hidráulicas

Las condiciones de borde se realizan para un álabe, este se muestra en la Figura 3.32. El álabe, el cubo y el anillo son modeladas como paredes. Los bordes del cubo y el anillo son tratados con condiciones de periodicidad. Para la simulación de turbinas Francis, es recomendado especificar el flujo de masa en la entrada y la presión estática en la salida.

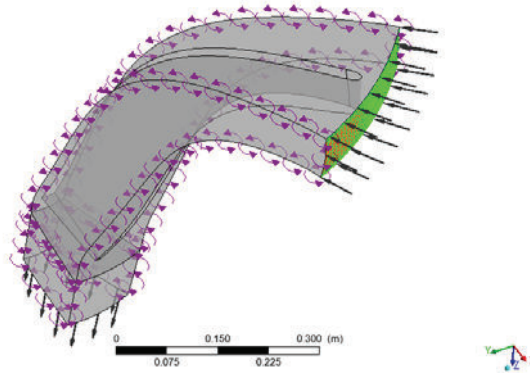


Figura 3.32. Representación de las condiciones de borde del dominio computacional. (Fuente: propia)

En la Figura 3.33 se muestran el flujo de sedimentos con su erosión a lo largo del rodete.

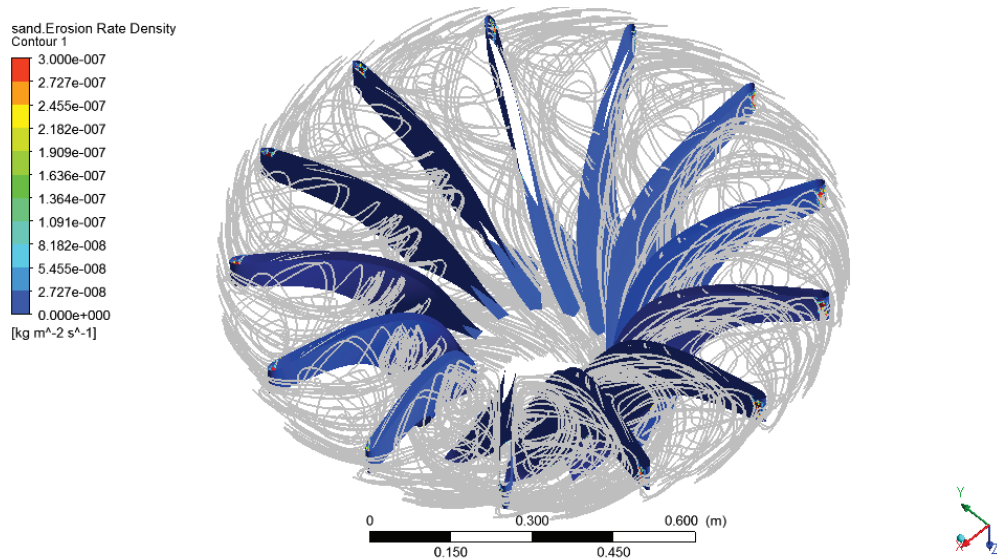


Figura 3.33. Resultados obtenidos en CFD del diseño propuesto. (Fuente: propia)

Para la validación se utiliza los resultados obtenidos por Khanal [9] en donde realiza la parte experimental con un modelo a escala del diseño de referencia y la simulación es realizado por la metodología utilizado por Thapa [10].

En la Figura 3.34, se muestra la parte experimental y la simulación realizado para la validación, en donde se observa que la densidad de erosión por sedimentos aparece en la salida del álabe. También se representa una fotografía de un caso real de erosión en el rodete de la turbina del Centro Hidroeléctrico de Jhimruk en Nepal en donde la tendencia de erosión es a la salida del rodete.

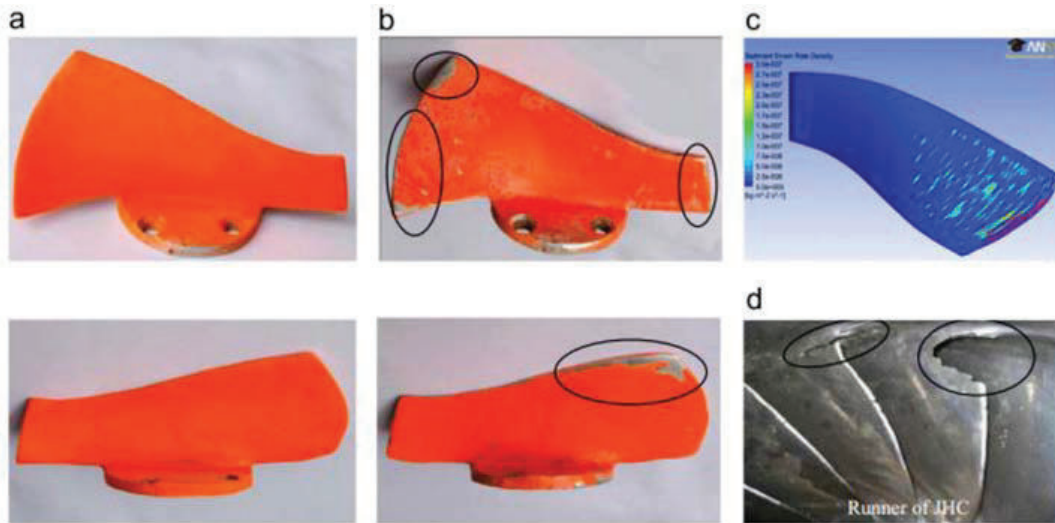


Figura 3.34. (a) Modelo antes del ensayo, (b) Modelo después de 350 min de ensayo, (c) Resultados de la simulación en CFD, (d) Erosión en la turbina de JHC.
(Fuente: Khanal, 2016, Neopane, 2013)

En la Figura 4.1 del Anexo 1 se muestran las velocidades relativas a la salida del álabe obtenida en la simulación de Thapa, se encuentra en un rango de 30 a 35 [m/s] lo que produce la tendencia de erosión a la salida del álabe. El modelamiento de la erosión predice con buena certeza lo ocurrido durante el proceso de experimentación que se observa en el literal (b) de la Figura 3.34. En la Figura 4.2 del Anexo 1 se muestra la erosión presentada en el diseño de referencia realizada por Thapa en donde se observa la erosión a la salida del álabe.

De la simulación realizada se obtienen las velocidades relativas de la salida del álabe, en donde el rango de velocidades es de 25 a 30 [m/s], esto se muestra en la Figura 3.35, reduciendo la erosión a la salida del álabe. En la Figura 3.36 se observa la erosión del álabe propuesto en la entrada del rodete, esto se debe al espesor de entrada del álabe que no se consideró en el diseño. Al aumentar el flujo de agua en el diseño, se observa de inmediato que se incrementa la velocidad a lo largo del álabe, por ende, se incrementa la erosión.

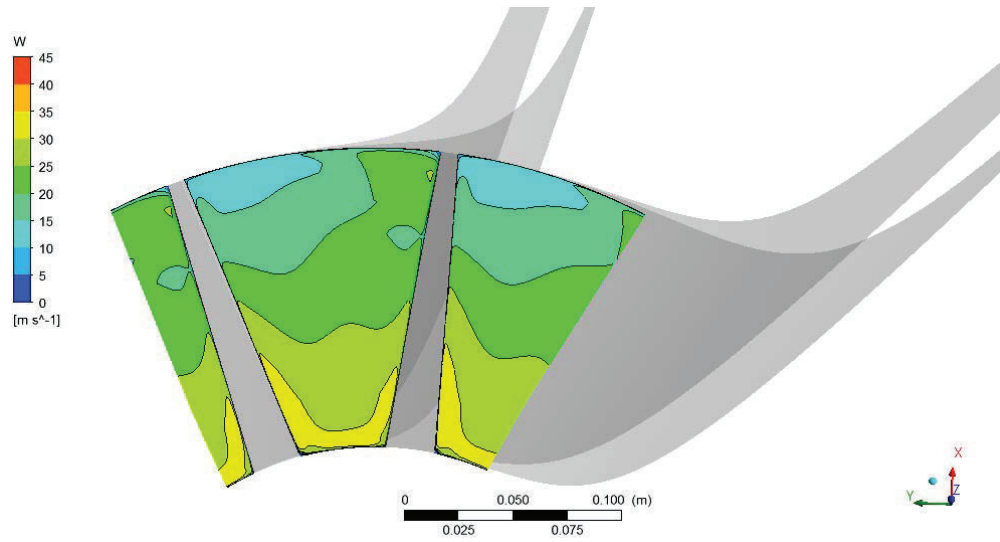


Figura 3.35. Velocidades relativas a la salida del diseño propuesto.
(Fuente: propia)

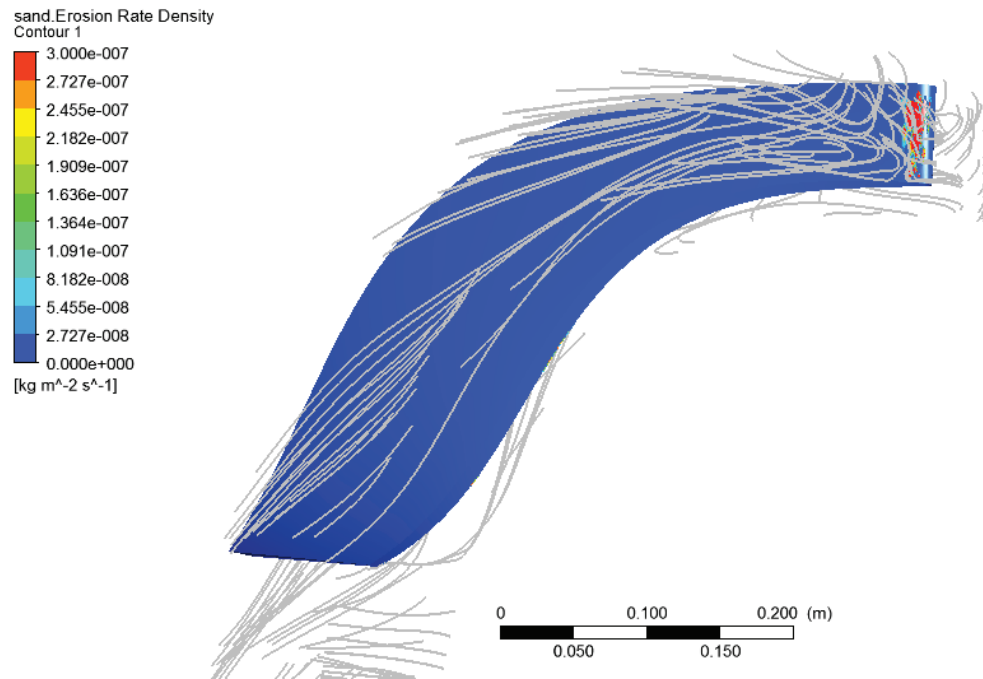


Figura 3.36. Erosión en el diseño propuesto.
(Fuente: propia)

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

Se ha evaluado un método de optimización multiobjetivo por algoritmos genéticos con cuatro funciones objetivo en base a la geometría y aspectos del desempeño, con esto se encontró una familia de resultados de parámetros de entrada y salida del álabe. Se escogió el resultado de acuerdo a comparación con diseños comprobados en la literatura y se evaluó para encontrar la ecuación de la forma de distribución del ángulo del álabe que disminuya la tendencia de erosión. La ecuación de segundo grado cóncava cuyas constantes de la variable se determinaron disminuye la erosión considerablemente. Con estos resultados se obtuvo el modelo en tres dimensiones del rodete utilizado posteriormente en una simulación en Ansys CFX para comprobar la bondad del diseño. Del trabajo realizado se llegó a las siguientes conclusiones:

- Se ha realizado el modelo paramétrico hidráulico para el álabe de una turbina tipo Francis, en donde solo depende de datos de entrada de caudal y altura neta. De esta manera se puede replicar la metodología para innovar el diseño preliminar de una turbina Francis adaptada a nuestra realidad de condiciones de trabajo.
- A partir de un análisis de sensibilidad se determinó que el diámetro de salida del rodete, la velocidad meridional y relativa, y la distribución del ángulo del álabe tienen el efecto más alto sobre la erosión del sedimento del rodete Francis. Los diseños optimizados desarrollados muestran la considerable reducción de la erosión en los álabes del rodete con la reducción de la velocidad relativa.
- Las ecuaciones fundamentales encontradas en la literatura de libre dominio se analizaron individualmente para conocer su importancia en el control de la erosión en los álabes. Se ha establecido un caso de referencia basado en el trabajo de Yáñez [11] y se han identificado los parámetros de optimización con sus rangos de optimización. Con el resultado final se ha desarrollado el modelo numérico para la simulación mediante CFD validado con la comparación de modelos encontrados en la literatura de libre dominio.
- Los resultados obtenidos en este estudio permiten una mayor comprensión de la relación de los parámetros hidráulicos con la erosión por sedimentación que ayudarán en este campo de investigación a establecer una nueva metodología que involucren parámetros de diseño hidráulicos y mecánicos para reducir la erosión y aumentar la eficiencia de las turbinas tipo Francis en los futuros proyectos hidroeléctricos del Ecuador.

4.2. Recomendaciones

- Se recomienda completar la metodología con un análisis de las propiedades mecánicas del álabe y su validación con Interacción Fluido-Estructura (FSI), lo que permitirá encontrar el espesor y el número de álabes necesarios para que exista la adecuada presión de empuje en los álabes. También se debe tomar en cuenta un análisis de recubrimiento de los álabes que permitirá tener una mejor idea acerca de la erosión en los rodets de turbina y tomar en cuenta en las funciones objetivo el asunto de costos y facilidades de construcción, en este caso la familia de resultados se reduciría obteniendo diseños más prometedores.
- Dentro del programa desarrollado por Yáñez [11] se debería implementar un módulo preliminar de selección de los parámetros de entrada y salida a partir de los datos propios de un proyecto hidroeléctrico, caudal y caída neta utilizando la metodología presentada, además de la opción de poder seleccionar la función de la forma de distribución del álabe.
- Dependiendo del material de los sedimentos y de las condiciones de ingreso de estos, cambia las variables del modelo de erosión de Tabakoff. Con la intención de reflejar el modelo a las condiciones locales es necesario realizar un estudio del tipo de partículas, número relativo de partículas, formas y tamaños de las partículas, flujo de las partículas en las cuencas de los ríos de las centrales eléctricas del Ecuador.
- Probar los otros diseños propuestos de la familia de resultados obtenidos en el proceso de optimización que tienen un factor de erosión menor al diseño de referencia que pueden generar turbinas tipo Francis más económicos y factibles en su construcción.

Referencias Bibliográficas

- [1] B. Dudley, «Statistical review of world energy,» *Bp*, vol. 1, n° 65, p. 36, 2016.
- [2] B. Sagñay y L. Pilamunga, Estudio de factibilidad para el diseño de una planta industrial de mecanizado para la reconstrucción de turbinas Francis y Pelton de generación eléctrica para la empresa CELEC E.P., Chimborazo: Tesis de pregrado de la Escuela Politécnica de Chimborazo, 2013.
- [3] B. S. Thapa, «Design optimization of Francis runners for sediment handling,» de *Hydropower and Dams*, Chiang Mai, Thailand, 2016.
- [4] S. Bahrami, Multi fidelity design optimization of Francis turbine runner blades, Quebec: PhD thesis at Université de Montréal, 2015.
- [5] K. Gjørseter, Hydraulic design of Francis turbine exposed to sediment erosion, Noruega: Master thesis at Norwegian University of Science and Technology, 2011.
- [6] K. Daneshkahr y M. Zangeneh, «Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three dimensional inverse design method,» *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 12, 2010.
- [7] H. Kawajiri, Y. Enomoto y S. Kurosawa, «Design optimization method for Francis turbine,» de *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 22, 2014.
- [8] B. S. Thapa, B. Thapa y O. G. Dahlhaug, «Current research in hydraulic turbines for handling sediments,» *Elsevier*, n° 47, pp. 62-69, 2012.
- [9] K. Khanal, H. Neopane, S. Rai, M. Thapa y S. Bhatt, «A methodology for designing Francis runner blade to find minimum sediment erosion using CFD,» *Elsevier*, n° 87, pp. 307-316, 2016.
- [10] B. S. Thapa, Hydraulic design of Francis turbine to minimize sediment erosion, Dhulikhel: Master thesis at Kathmandu University, 2011.
- [11] J. Yáñez, Diseño paramétrico de álabes para turbinas Francis, Quito: Tesis de pregrado de la Escuela Politécnica Nacional, 2017.
- [12] M. Eltvik, Sediment erosion in Francis turbines, Noruega: Doctoral theses at Norwegian University of Science and Technology, 2013.
- [13] B. Baidar, S. Chitrakar, R. Koirala y H. Prasad, «Selection of Optimal Number of Francis Runner Blades for a Sediment Laden Micro Hydropower Plant in Nepal,» de *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2015.
- [14] K. Rundhaug, Development of new mechanical design of model turbines, Master thesis at Norwegian University of Science and Technology, 2014.

- [15] G. Biswas, S. Sarkar y S. Som, «Fluid machinery,» NPTEL, 2006. [En línea]. Available: <https://goo.gl/tcQuUf>. [Último acceso: 17 junio 2017].
- [16] P. Encinas, Turbomáquinas hidráulicas, Limusa, 1975.
- [17] IEC 62364, «Hydraulic Machines - Guide for dealing with hydro-abrasive erosion in Kaplan, Francis and Pelton turbines,» International Electrotechnical Commission, 2012.
- [18] B. Thapa, Sand erosion in hydraulic machinery, Trondheim: Doctoral thesis at Norwegian University of Science and Technology, 2004.
- [19] B. Thapa, R. Shrestha, P. Dhakal y B. S. Thapa, «Problems of Nepalese hydropower projects due to suspended sediments,» *Aquatic Ecosystem Health & Management*, vol. 8, n° 3, pp. 251-257, 2005.
- [20] G. Truscott, A literature survey on abrasive wear in hydraulic machinery, vol. 1, *Wear*, 1972, pp. 29-50.
- [21] M. Guadalupe, «Taller de optimización multiobjetivo,» de *CIMAT*, Monterrey, 2015.
- [22] C. Audet y J. E. Dennis, «Mesh adaptive direct search algorithms for constrained optimization,» de *SIAM Journal on optimization*, 2006.
- [23] C. Audet, G. Savard y W. Zghal, «Multiobjective optimization through a series of single-objective formulations,» de *SIAM Journal on Optimization*, 2008.
- [24] R. Friedberg, «A learning machine: Part I,» de *IBM Journal of research and development*, 1958.
- [25] H. Bremermann, «Optimization through evolution and recombination,» *Self-organizing systems*, pp. 93-106, 1962.
- [26] G. Box, «Evolutionary operation: A method for increasing industrial productivity,» *Applied Statistics*, pp. 81-101, 1957.
- [27] D. Whitley, «A genetic algorithm tutorial,» *Statistics and computing*, vol. 4, n° 2, pp. 65-85, 1994.
- [28] S. Derakhshan, «Optimization of GAMM Francis Turbine Runner,» *World Academy of Science, Engineering and Technology*, vol. 59, pp. 717-723, 2011.
- [29] A. Alnaga y J. Kueny, «Optimal Design of Hydraulic Turbine Distributor,» *WSEAS Transactions on Fluid Mechanics*, vol. 3, n° 2, 2008.
- [30] S. Kyriacou, «Evolutionary algorithm based optimization of hydraulic machines utilizing a state of the art block coupled CFD solver and parametric geometry and mesh generation tools,» de *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 22*, 2014.

- [31] K. Giannakoglou, «Design of optimal aerodynamic shapes using stochastic optimization methods and computational intelligence,» *Progress in Aerospace Sciences*, vol. 38, n° 1, pp. 43-76, 2002.
- [32] E. Flores, L. Bornard, L. Tomas, J. Liu y M. Couston, «Design of large Francis turbine using optimal methods,» *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, vol. 15, p. 0220233, 2012.
- [33] O. Castro, «The application of state of art CFD tools at the hydraulic turbine design,» de *24th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, 2008.
- [34] D. G. Holmes y J. Y. McNabb, «Application of three dimensional finite element potential flow analysis to hydraulic turbines,» 1982.
- [35] J. Wu, K. Shimmei, K. Tani, K. Niikura y J. Sato, «CFD based design optimization for hidro turbines,» de *Journal of Fluids Engineering*, 2007.
- [36] J. M. Franco Nava, E. Rosado Tamariz, O. Dorantes Gomez, J. Fernández Dávila y R. Rangel Espinosa, «CFD performance evaluation and runner blades design optimization in a Francis turbine,» de *ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 2009.
- [37] Y. Hu, H. Cheng, J. Hu y X. Li, «Numerical simulation of unsteady turbulent flow through a francis turbine.,» de *Wuhan University Journal of Natural Sciences*, 2011.
- [38] T. Krappel, H. Kuhlmann, O. Kirschner, A. Ruprecht y S. Riedelbauch, «Validation of an iddes-type turbulence model and application to a Francis pump turbine flow simulation in comparison with experimental results,» de *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2015.
- [39] K. Prasad, B. Thapa, O. Dahlhaug, H. Prasad, N. Gurung y A. Kayastha, «Optimized Design of Francis Turbine Runner for Sand Laden Water,» *Hydro Nepal*, n° 13, pp. 36-43, 2013.
- [40] S. Chitrakar, M. Cervates y B. Thapa, «Fully coupled FSI analysis of Francis turbines exposed to sediment erosion,» de *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2014.
- [41] P. Díez, Turbinas Hidráulicas, España: Universidad de Cantabria, 1996.

ANEXO I

RESULTADOS OBTENIDOS EN EL PROCESO DE OPTIMIZACIÓN MULTIOBJETIVO

En la Tabla 4.1 se muestran la familia de resultados de Matlab obtenidos de las variables de decisión de la optimización de los parámetros de entrada y salida del rodete. De donde $x(1)$ es el diámetro de salida, $x(2)$ es la aceleración de flujo, $x(3)$ es el grado de reacción.

Tabla 4.1. Resultados obtenidos de las variables de decisión en el intento 1.

N.	$x(1)$	$x(2)$	$x(3)$
1	0,998783263	26,5482688	0,74994934
2	0,998844973	26,55371195	0,526059283
3	0,52892743	42,09668642	0,556435809
4	0,529063051	40,78598898	0,56101727
5	0,973717529	37,63057153	0,559404598
6	0,997745742	28,44533368	0,742565318
7	0,999896555	26,54474105	0,730001341
8	0,949802082	33,68683217	0,72741864
9	0,806642831	33,88285314	0,678063549
10	0,840309612	33,09668928	0,703586554
11	0,686450517	30,49854377	0,699784513
12	0,824058594	33,01065032	0,719599788
13	0,924624617	29,42653169	0,586678812
14	0,903326994	33,34842334	0,694258524
15	0,984951733	29,03946415	0,748341581
16	0,917617924	34,36687255	0,708790793
17	0,708403313	31,18668845	0,739943272
18	0,948533107	28,9682771	0,725423455
19	0,999775084	26,5482688	0,749945525
20	0,880234881	35,75080158	0,605450995
21	0,65301959	41,18234334	0,680069317
22	0,785718293	40,08801723	0,552264123
23	0,726836126	37,55455864	0,672910537
24	0,849962584	34,4670157	0,580174132
25	0,956795736	28,99295218	0,734664319
26	0,889938684	35,55017926	0,629746684
27	0,755337705	34,25605329	0,681222679
28	0,896956971	27,74693429	0,532401138
29	0,692976413	41,14212618	0,672007932

30	0,724068836	29,42986048	0,558133671
31	0,717798576	37,33816544	0,590485187
32	0,635860282	39,09539557	0,629119028
33	0,833144117	26,65514648	0,546420658
34	0,603683412	29,77676527	0,713972462
35	0,814268022	26,68837077	0,682281306
36	0,952841222	36,0121174	0,570230101
37	0,857854189	33,01560806	0,715183959
38	0,939414394	36,09418959	0,716493953
39	0,758951308	39,56768551	0,66466291
40	0,995466187	27,63648947	0,679162852
41	0,930407085	36,34169878	0,68878774
42	0,548370976	42,09777741	0,544981615
43	0,588672453	41,43985685	0,656742211

(Fuente: Propia)

En la Tabla 4.2 se obtienen la familia de resultados de las funciones objetivo. De donde $y(1)$ es la velocidad relativa a la salida, $y(2)$ es la velocidad relativa a la entrada, $y(3)$ es la eficiencia del álabe, $y(4)$ es el factor de erosión.

Tabla 4.2. Resultados obtenidos de las funciones objetivo en el intento 1.

N.	$y(1)$	$y(2)$	$y(3)$	$y(4)$
1	39,34905696	28,22330944	-99,73516336	2,876527906
2	39,35143499	2,495043867	-99,73524154	1,961821693
3	24,94806471	9,746899881	-95,16120446	0,507288599
4	24,94806129	9,873797923	-95,16654405	0,511244294
5	38,38478562	3,965205006	-99,70102166	1,737970375
6	39,30907843	26,89896391	-99,73384487	2,736581731
7	39,39196105	24,77469521	-99,73656957	2,586665086
8	37,46825036	24,2913593	-99,66348944	2,239099433
9	32,10684115	16,99954067	-99,27494418	1,236862422
10	33,34017758	20,56473591	-99,40077078	1,521332629
11	28,01309113	20,03863802	-98,47760046	1,027545442
12	32,7418965	22,97995282	-99,34357771	1,603447745
13	36,5078144	6,569236078	-99,61779041	1,558064295
14	35,69969669	19,225895	-99,57330497	1,717775199
15	38,81654088	27,91357359	-99,71693064	2,755313184
16	36,24147696	21,35159526	-99,60378992	1,887823477
17	28,70706253	26,1494343	-98,68095327	1,4859407
18	37,4197263	23,99948398	-99,66134676	2,236239753
19	39,38727952	28,22290899	-99,73641657	2,882208715

20	34,82889334	8,429154883	-99,51795626	1,331841552
21	27,03115171	17,09385677	-98,09164907	0,81030234
22	31,35369576	4,539374858	-99,18088763	0,940041584
23	29,31316704	16,29074659	-98,82718016	0,955630525
24	33,69783975	6,1577226	-99,43194442	1,199726154
25	37,73588332	25,52721191	-99,67501447	2,394225144
26	35,19407101	11,02450118	-99,54219353	1,405600673
27	30,28390656	17,42359805	-99,0171927	1,08551497
28	35,45887804	3,23711098	-99,55882573	1,428740204
29	28,21585164	16,10064982	-98,54170987	0,857351714
30	29,22097341	5,854680143	-98,80650342	0,80119965
31	29,01359658	7,692813312	-98,75803076	0,769527444
32	26,57209338	11,59417817	-97,84889208	0,638267234
33	33,0757544	4,22881275	-99,37631314	1,167133837
34	25,82083485	22,02806357	-97,28755929	0,98645632
35	32,38404987	17,66686908	-99,30599337	1,317074475
36	37,58451008	4,931783293	-99,66855618	1,645257369
37	33,9913864	22,31494159	-99,45600847	1,691441797
38	37,07138842	22,52892943	-99,64546537	2,054004972
39	30,4094489	15,20829282	-99,03857696	1,005286498
40	39,22125962	17,15910734	-99,73092061	2,139104447
41	36,72794264	18,43353064	-99,62890502	1,791940076
42	25,01784738	8,961792503	-95,86109324	0,502396429
43	25,53159382	14,47521804	-96,96734587	0,632165916

(Fuente: propia)

En la Tabla 4.3 y Tabla 4.4 se muestran los parámetros de entrada del rodete encontrados para cada resultado del proceso de optimización.

Tabla 4.3. Parámetros hidráulicos de entrada obtenidos de los resultados del intento 1.

N.	C_{m1}	C_{u1}	C_1	U_1
1	2,495499584	31,50084602	31,59953826	59,61361319
2	2,495022933	43,3293941	43,40116971	43,3396148
3	9,725312151	43,01154047	44,0973277	43,65989289
4	9,810160816	42,77851245	43,88895513	43,89772207
5	2,438394521	41,79928098	41,87034342	44,9261137
6	2,464771375	31,96400656	32,05889601	58,74980805
7	2,488917404	32,72836737	32,82286917	57,37772462
8	2,663737956	32,91226253	33,01988075	57,05713024
9	3,911918209	35,8452277	36,0580567	52,38854293
10	3,575058824	34,37600966	34,56141035	54,62761003

11	5,83900378	34,79724887	35,28374263	53,96631375
12	3,745278981	33,4564199	33,66539985	56,1291153
13	2,932971555	40,49498744	40,60106316	46,37312835
14	3,008487957	34,86790548	34,99745465	53,85695597
15	2,530394642	31,60969198	31,71081084	59,40833752
16	2,876613084	34,02852041	34,14989172	55,18545113
17	5,40097893	32,39055261	32,83775985	57,97614115
18	2,770002596	33,02436149	33,14032839	56,86345369
19	2,489572589	31,50080333	31,59902819	59,61369398
20	3,141947526	39,5997744	39,72422393	47,42146334
21	6,054545479	36,07261393	36,5771923	52,0583081
22	3,975626597	42,25286732	42,43949108	44,44382995
23	4,85345819	36,25107251	36,57453096	51,80203287
24	3,44481189	40,85758354	41,00254702	45,9615838
25	2,712824562	32,46339619	32,57654846	57,84605033
26	3,066098417	38,3619967	38,48433123	48,95155131
27	4,547721245	35,73318204	36,02141124	52,55281345
28	3,193475185	43,07045334	43,18868179	43,60017377
29	5,282069303	36,39194698	36,77327917	51,60150544
30	5,203938682	42,013961	42,33501975	44,69655336
31	5,004109417	40,5114676	40,8193596	46,35426365
32	6,532647411	38,80905814	39,35503113	48,3876533
33	3,833256169	42,45081279	42,62353058	44,23659117
34	7,885030124	34,2538925	35,1497205	54,8223607
35	4,04395354	35,58050629	35,80957956	52,77831728
36	2,598346731	41,28926534	41,37094195	45,48105263
37	3,40742873	33,68875878	33,86064144	55,74201359
38	2,686023481	33,57036532	33,6776506	55,93860037
39	4,326323793	36,65342946	36,90787137	51,23338464
40	2,494016266	35,66959948	35,75668391	52,64649105
41	2,743279053	35,16844678	35,27527787	53,39670704
42	8,961550928	43,36741736	44,28365707	43,30161592
43	7,662592112	37,62700741	38,39930995	49,90774922

(Fuente: propia)

Tabla 4.4. Parámetros hidráulicos de entrada obtenidos de los resultados del intento 1.

N.	W_1	β_1	D_1	B
1	28,22330944	5,072706277	1,518048194	0,197458088
2	2,495043867	89,76529274	1,103634228	0,271655365
3	9,746899881	86,18593528	1,111790043	0,069181768
4	9,873797923	83,49144986	1,117846313	0,06821184

5	3,965205006	37,94813526	1,144034091	0,268148301
6	26,89896391	5,257428049	1,496051577	0,202859234
7	24,77469521	5,765779692	1,461111759	0,205695158
8	24,2913593	6,295591842	1,452947891	0,193275343
9	16,99954067	13,30408103	1,334063291	0,143334848
10	20,56473591	10,01140121	1,391080666	0,150411999
11	20,03863802	16,94102738	1,374240895	0,09322156
12	22,97995282	9,379924461	1,429316184	0,139735098
13	6,569236078	26,51747339	1,180882016	0,215975073
14	19,225895	9,002701559	1,371456122	0,181295822
15	27,91357359	5,201062382	1,512820892	0,195407945
16	21,35159526	7,742770849	1,405285973	0,185042645
17	26,1494343	11,91983149	1,476350311	0,093811501
18	23,99948398	6,627807701	1,448015958	0,186493829
19	28,22290899	5,060698751	1,518050252	0,197927914
20	8,429154883	21,88517101	1,207577648	0,197153275
21	17,09385677	20,74406884	1,32565393	0,093197933
22	4,539374858	61,14089806	1,131752836	0,166249677
23	16,29074659	17,33315456	1,319127935	0,116836834
24	6,1577226	34,01635546	1,170402121	0,185531381
25	25,52721191	6,10044941	1,473037576	0,187189919
26	11,02450118	16,14783844	1,246541018	0,195715547
27	17,42359805	15,12995924	1,338246405	0,12291024
28	3,23711098	80,58176886	1,110269308	0,210972626
29	16,10064982	19,15140711	1,314021546	0,107773356
30	5,854680143	62,72922545	1,138188385	0,126290787
31	7,692813312	40,57866664	1,180401631	0,126637227
32	11,59417817	34,29417364	1,232181473	0,092929606
33	4,22881275	65,0208546	1,126475544	0,173232103
34	22,02806357	20,97458791	1,396039952	0,067954275
35	17,66686908	13,23234282	1,343988813	0,137630972
36	4,931783293	31,79336971	1,158165495	0,248570888
37	22,31494159	8,783264785	1,41945872	0,154656594
38	22,52892943	6,847407654	1,424464761	0,195504372
39	15,20829282	16,52725203	1,304647427	0,13252744
40	17,15910734	8,357344988	1,340631886	0,223722242
41	18,43353064	8,558553247	1,359735979	0,200536492
42	8,961792503	-89,57930524	1,102666595	0,075699079
43	14,47521804	31,96217937	1,270890398	0,076812904

(Fuente: propia)

En la Tabla 4.5 se muestran los parámetros de salida del rodete, encontrados para cada resultado del proceso de optimización.

Tabla 4.5. Parámetros hidráulicos de salida obtenidos de los resultados del intento 1.

N.	C_{m_2}	U_2	W_2	β_2	D_2
1	3,158011522	39,22212701	39,34905696	4,603300647	0,998783263
2	3,157544136	39,22455035	39,35143499	4,60233915	0,998844973
3	13,81934631	20,77093162	24,94806471	33,63667455	0,52892743
4	13,81133193	20,77625742	24,94806129	33,61457526	0,529063051
5	3,355976316	38,23779793	38,38478562	5,01576577	0,973717529
6	3,165883817	39,18138367	39,30907843	4,619504192	0,997745742
7	3,149594084	39,26584588	39,39196105	4,585993496	0,999896555
8	3,56106689	37,29864056	37,46825036	5,453751674	0,949802082
9	5,237387711	31,6767899	32,10684115	9,388255483	0,806642831
10	4,758284934	32,99888128	33,34017758	8,205227872	0,840309612
11	7,619814904	26,95684877	28,01309113	15,78385334	0,686450517
12	4,981619929	32,36070533	32,7418965	8,751437252	0,824058594
13	3,796043359	36,30992381	36,5078144	5,96834136	0,924624617
14	4,011771257	35,47356812	35,69969669	6,452270916	0,903326994
15	3,265207686	38,67896411	38,81654088	4,825364491	0,984951733
16	3,865215036	36,03477161	36,24147696	6,122336273	0,917617924
17	7,085365403	27,81893305	28,70706253	14,28918542	0,708403313
18	3,572424624	37,24880802	37,4197263	5,478315416	0,948533107
19	3,150511011	39,26107574	39,38727952	4,587877869	0,999775084
20	4,265218951	34,56674296	34,82889334	7,034217984	0,880234881
21	8,547949186	25,64401934	27,03115171	18,43483368	0,65301959
22	5,569376473	30,85508521	31,35369576	10,23178054	0,785718293
23	6,676152991	28,54278794	29,31316704	13,16479992	0,726836126
24	4,632135746	33,37795263	33,69783975	7,900946621	0,849962584
25	3,49935249	37,57328069	37,73588332	5,320840223	0,956795736
26	4,1561019	34,9478104	35,19407101	6,781939672	0,889938684
27	6,105591058	29,66204232	30,28390656	11,63122497	0,755337705
28	4,079566647	35,22341789	35,45887804	6,606545951	0,896956971
29	7,455224921	27,2131201	28,21585164	15,32067887	0,692976413
30	6,735450575	28,4341167	29,22097341	13,32654327	0,724068836
31	6,87255207	28,18788418	29,01359658	13,70208476	0,717798576
32	9,086611758	24,97017488	26,57209338	19,99637585	0,635860282
33	4,855016216	32,71749297	33,0757544	8,440643581	0,833144117
34	10,23293704	23,70659216	25,82083485	23,34741524	0,603683412
35	5,123218854	31,97623046	32,38404987	9,10254459	0,814268022

36	3,534066406	37,41798728	37,58451008	5,395485218	0,952841222
37	4,532412045	33,68785524	33,9913864	7,662642065	0,857854189
38	3,655521889	36,89071698	37,07138842	5,658997474	0,939414394
39	6,038149986	29,80394818	30,4094489	11,45286014	0,758951308
40	3,183274809	39,09186575	39,22125962	4,655359087	0,995466187
41	3,740233264	36,53700077	36,72794264	5,844915536	0,930407085
42	12,73416469	21,53447787	25,01784738	30,59745702	0,548370976
43	10,83795931	23,11711316	25,53159382	25,11851784	0,588672453

(Fuente: propia)

En la Tabla 4.6 se muestran los parámetros de desempeño del rodete, encontrados para cada resultado del proceso de optimización.

Tabla 4.6. Parámetros de desempeño obtenidos de los resultados del intento 1.

N.	A_{cc}	σ	H_s	E_f
1	26,5482688	0,74994934	4,624224273	2,876527906
2	26,55371195	0,526059283	4,623859865	1,961821693
3	42,09668642	0,556435809	-2,60511062	0,507288599
4	40,78598898	0,56101727	-2,593089924	0,511244294
5	37,63057153	0,559404598	4,764349044	1,737970375
6	28,44533368	0,742565318	4,630337195	2,736581731
7	26,54474105	0,730001341	4,617635988	2,586665086
8	33,68683217	0,72741864	4,882232753	2,239099433
9	33,88285314	0,678063549	5,127309701	1,236862422
10	33,09668928	0,703586554	5,160986357	1,521332629
11	30,49854377	0,699784513	4,154526405	1,027545442
12	33,01065032	0,719599788	5,153739027	1,603447745
13	29,42653169	0,586678812	4,987563722	1,558064295
14	33,34842334	0,694258524	5,059710623	1,717775199
15	29,03946415	0,748341581	4,703533357	2,755313184
16	34,36687255	0,708790793	5,013113362	1,887823477
17	31,18668845	0,739943272	4,47079061	1,4859407
18	28,9682771	0,725423455	4,888021547	2,236239753
19	26,5482688	0,749945525	4,618356283	2,882208715
20	35,75080158	0,605450995	5,118006709	1,331841552
21	41,18234334	0,680069317	3,491504967	0,81030234
22	40,08801723	0,552264123	5,066545138	0,940041584
23	37,55455864	0,672910537	4,677889302	0,955630525
24	34,4670157	0,580174132	5,158074003	1,199726154

25	28,99295218	0,734664319	4,849463191	2,394225144
26	35,55017926	0,629746684	5,096204648	1,405600673
27	34,25605329	0,681222679	4,911573255	1,08551497
28	27,74693429	0,532401138	5,077971869	1,428740204
29	41,14212618	0,672007932	4,257249294	0,857351714
30	29,42986048	0,558133671	4,649848401	0,80119965
31	37,33816544	0,590485187	4,58243051	0,769527444
32	39,09539557	0,629119028	3,044862147	0,638267234
33	26,65514648	0,546420658	5,159740397	1,167133837
34	29,77676527	0,713972462	1,953059195	0,98645632
35	26,68837077	0,682281306	5,141401717	1,317074475
36	36,0121174	0,570230101	4,868171362	1,645257369
37	33,01560806	0,715183959	5,151982289	1,691441797
38	36,09418959	0,716493953	4,928158203	2,054004972
39	39,56768551	0,66466291	4,934669273	1,005286498
40	27,63648947	0,679162852	4,643676078	2,139104447
41	36,34169878	0,68878774	4,965202362	1,791940076
42	42,09777741	0,544981615	-1,050747193	0,502396429
43	41,43985685	0,656742211	1,302698461	0,632165916

(Fuente: propia)

RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN EN ANSYS CFX REALIZADO POR BIRAJ THAPA

En la Figura 4.1 y Figura 4.2 se muestran los resultados obtenidos en la simulación realizada por Thapa [10] en Ansys CFX utilizados para la validación del modelo de simulación.

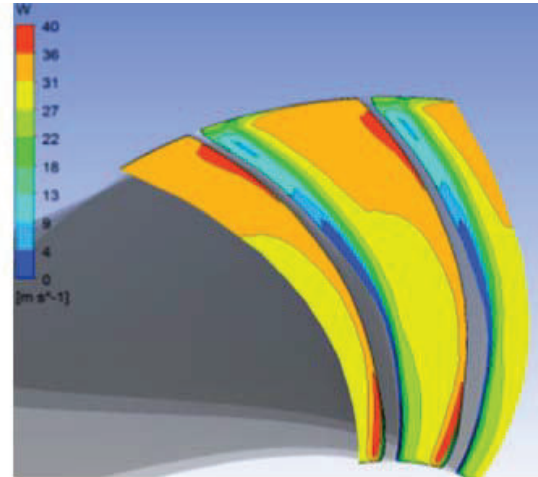


Figura 4.1. Velocidades relativas del diseño de referencia a la salida del álabe.
(Fuente: Thapa, 2011)

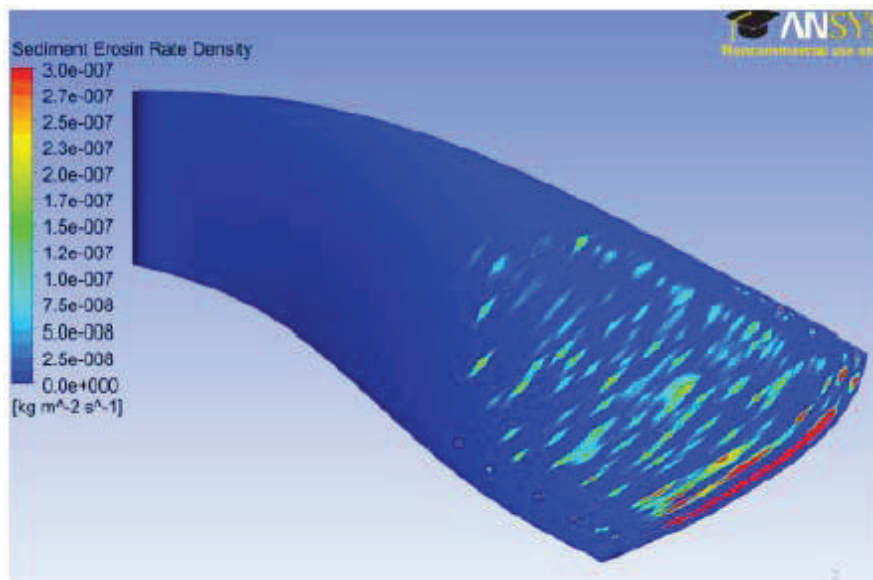


Figura 4.2. Erosión en el diseño de referencia.
(Fuente: Thapa, 2011)

ORDEN DE EMPASTADO