

UNIVERSIDAD DEL BÍO BÍO
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



**ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD GEOMÉTRICA, CONDICIONES ÓPTIMAS DE
INSTALACIÓN Y ESTUDIO COMPARATIVO DE TECNOLOGÍAS DE
GENERACIÓN ENERGÉTICA EN MINICENTRALES HIDRÁULICAS A
TRAVÉS DE ANÁLISIS CFD.**

Informe habilitación profesional
presentado en conformidad a los requisitos
para optar al título de Ingeniero Civil Mecánico

Profesor guía:
Sr. Fabián Gonzalo Pierart Vásquez

JORGE RÍOS ADASME

CONCEPCIÓN - CHILE
2018

Resumen

En el presente trabajo se realizó un análisis de sensibilidad geométrica y se estudiaron las condiciones óptimas de instalación, cuantificando la capacidad de generación eléctrica de dos dispositivos a ser utilizados en mini centrales hidráulicas.

Ambos clasificados como dispositivos de generación ERNC, ya que cuentan con potencias instaladas menores a 20 MW. Esto con el fin de encontrar las condiciones y geometría que maximice la generación de energía eléctrica bajo condiciones preestablecidas determinando cuál es el que presenta un mayor retorno de la inversión.

Los dispositivos analizados, corresponden a un equipo de tornillo hidráulico y turbina Banki, los cuales comparten rangos de utilización similares, y representan soluciones para la generación de energía en recursos de baja altura neta (potencial energético).

Este documento consta de seis capítulos, dentro de los cuales se abordaron los pasos necesarios para la obtención de los objetivos mencionados en el primer párrafo.

En el primer capítulo se entregó el primer acercamiento al problema en donde se plantean las motivaciones que mueven la realización de este documento, para luego pasar a los objetivos planteados que debieron ser cumplidos a medida que transcurre este informe.

En el segundo capítulo se entregaron los antecedentes teóricos necesarios para comprender el funcionamiento y las posibles configuraciones de las herramientas de análisis usadas, además de los fenómenos que rigen el movimiento del fluido.

En el tercer capítulo se abordaron las metodologías usada para la obtención de las variables que debieron ser estudiadas para optimizar el diseño y las operaciones de cálculo, como los diferentes métodos que fueron requeridos para la obtención de las geometrías, la obtención de las condiciones operativas (caudal y altura neta), y los procesos de configuración de las herramientas de análisis CFD utilizadas, específicamente, para simular ambos dispositivos.

En el cuarto capítulo se presentaron los resultados de los análisis de sensibilidad realizados, de las cuales se obtuvieron las geometrías óptimas y la potencia máxima que genera cada uno de los dispositivos, para luego abordar la evaluación económica, en donde se indicaron los costos de realización de cada uno de los proyectos, además de la determinación de la tasa de retorno de la inversión que determinaron la selección de uno de los dos dispositivos.

En el quinto capítulo se concluyó a partir de los resultados obtenidos, relacionados con los objetivos planteados en el primer capítulo.

Por último, en los dos últimos capítulos se presentan los anexos, que complementaron la información entregada en los capítulos anteriores y la bibliografía específica utilizada para la confección de este informe.

Los resultados obtenidos demostraron menores costos de inversión en el proyecto de Turbina Banki, sin embargo, el mayor retorno a la inversión se logró en el dispositivo de tornillo hidráulico, debido a una mayor potencia generada de acuerdo a las configuraciones geométricas óptimas, obtenidas de las simulaciones CFD realizadas, por lo que se optó por su selección como dispositivo de generación eléctrica de acuerdo a las condiciones de operación establecidas.

Al terminar la lectura de este documento se conocerán las razones empíricas de la selección del dispositivo de tornillo hidráulico, con base en los resultados de los análisis geométricos, realizados a través de herramientas CFD y cálculos de evaluación económica.

Índice de contenidos

| | | |
|------------|---|-----------|
| 1 | Introducción | 14 |
| 1.1 | Motivación | 15 |
| 1.2 | Objetivos | 15 |
| 1.2.1 | Objetivos generales..... | 15 |
| 1.2.2 | Objetivos específicos..... | 15 |
| 2 | Antecedentes | 16 |
| 2.1 | Antecedentes generales | 16 |
| 2.1.1 | Potencial hidráulico | 16 |
| 2.2 | Antecedentes teóricos | 18 |
| 2.2.1 | Mini centrales hidráulicas..... | 18 |
| 2.2.2 | Dispositivos de generación hidráulica..... | 19 |
| 2.2.2.1 | Turbina Banki..... | 19 |
| 2.2.2.2 | Tornillo hidráulico..... | 21 |
| 2.2.2.2.1 | Tipos de cilindro..... | 22 |
| 2.2.2.3 | Cuadro comparativo de tecnologías | 23 |
| 2.2.3 | Dinámica de fluidos computacional (CFD)..... | 24 |
| 2.2.4 | Ecuación Base..... | 25 |
| 2.2.4.1 | La ecuación de conservación de masa..... | 25 |
| 2.2.4.2 | La ecuación de la energía | 25 |
| 2.2.4.3 | La ecuación de cantidad de movimiento | 25 |
| 2.2.4.4 | La ecuación del momento de la cantidad de movimiento | 26 |
| 2.2.5 | Método de Euler | 26 |
| 2.2.6 | Ecuaciones de Cauchy y Navier-Stokes | 26 |
| 2.2.7 | Ecuación de Bernoulli | 27 |
| 2.2.8 | Método de volúmenes finitos | 28 |
| 2.2.9 | Métodos de solución acoplamiento velocidad-Presión | 29 |
| 2.2.9.1 | Algoritmos de solución de acoplamiento de velocidad-Presión..... | 29 |
| 2.2.10 | Modelos de Turbulencia | 31 |
| 2.2.11 | Condiciones de contorno e iniciales | 32 |
| 2.2.11.1 | Condiciones de contorno de flujo libre | 32 |
| 2.2.11.2 | Condiciones de contorno de pared..... | 32 |
| 2.2.12 | Métodos de simulación..... | 33 |
| 2.2.12.1 | Malla deslizante (Sliding Mesh)..... | 33 |
| 2.2.12.2 | Malla dinámica (Dynamic Mesh)..... | 34 |
| 2.2.12.2.1 | Métodos de suavizado (Smoothing Methods):..... | 34 |
| 2.2.12.2.2 | Método de suavizado lineal basado en sólidos elásticos (Linearly Elastic Solid Based Smoothing Method)..... | 36 |
| 2.2.12.2.3 | Método de suavizado Laplaciano (Laplacian Smoothing Method)..... | 36 |
| 2.2.12.2.4 | Método de suavizado de capa límite (Boundary Layer Smoothing Method) | 36 |
| 2.2.12.2.5 | Capa dinámica (Dynamic Layering) | 37 |
| 2.2.12.2.6 | Método de Remallado (Remeshing Methods)..... | 37 |
| 2.2.13 | Monitoreo de Residuos (Monitoring residuals)..... | 38 |
| 2.2.13.1 | Factores de Sub-relajación..... | 38 |

| | | |
|------------|---|-----------|
| 3 | Metodología..... | 39 |
| 3.1 | Selección de zona geográfica..... | 39 |
| 3.2 | Diseño turbina Banki | 41 |
| 3.2.1 | Diagramas de velocidad..... | 41 |
| 3.2.2 | Geometría del Inyector | 45 |
| 3.2.3 | Geometría del Rodete | 46 |
| 3.3 | Diseño Tornillo de Arquímedes..... | 49 |
| 3.3.1 | Variables operativas | 49 |
| 3.3.1.1 | Ángulo de inclinación..... | 49 |
| 3.3.1.2 | Velocidad de rotación..... | 50 |
| 3.3.1.3 | Caudal..... | 51 |
| 3.3.1.4 | Paso o período | 52 |
| 3.3.1.5 | Ángulo de inclinación del Aspa..... | 53 |
| 3.3.2 | Geometría óptima del tornillo de Arquímedes | 54 |
| 3.4 | Proceso de Mallado..... | 55 |
| 3.4.1 | Detalle de Mallado..... | 56 |
| 3.4.2 | Condiciones de Borde..... | 58 |
| 3.5 | Configuración numérica | 59 |
| 3.5.1 | Setup..... | 59 |
| 3.5.1.1 | General..... | 60 |
| 3.5.1.2 | Models | 61 |
| 3.5.1.3 | Materials | 62 |
| 3.5.1.4 | Cell Zone Conditions..... | 63 |
| 3.5.1.5 | Boundary Conditions..... | 65 |
| 3.5.1.6 | Dynamic Mesh..... | 67 |
| 3.5.2 | Solution..... | 73 |
| 3.5.2.1 | Methods | 73 |
| 3.5.2.2 | Controls | 74 |
| 3.5.2.3 | Initialization..... | 74 |
| 3.5.2.4 | Calculation Activities | 75 |
| 3.5.2.5 | Run Calculation | 76 |
| 4 | Resultados | 77 |
| 4.1 | Análisis de sensibilidad | 77 |
| 4.1.1 | Parámetros comparativos..... | 77 |
| 4.1.1.1 | Número de Reynolds | 77 |
| 4.1.2 | Intensidad de Turbulencia (Turbulence Intensity)..... | 77 |
| 4.1.3 | Presión dinámica (Dynamic Preassure)..... | 77 |
| 4.1.4 | Potencia generada y teórica | 77 |
| 4.1.5 | Tornillo Hidráulico..... | 78 |
| 4.1.5.1 | Ángulo de ataque y salida del perfil de Aspas..... | 78 |
| 4.1.5.1.1 | Ángulo de ataque | 78 |
| 4.1.5.1.2 | Ángulo de salida | 80 |
| 4.1.5.2 | Diámetro de Tornillo | 82 |
| 4.1.5.2.1 | Parámetros Geométricos..... | 83 |
| 4.1.5.2.2 | Resultados..... | 84 |
| 4.1.5.3 | Ángulo de inclinación..... | 86 |

| | | |
|------------|--|------------|
| 4.1.5.3.1 | Parámetros Geométricos..... | 86 |
| 4.1.5.3.2 | Resultados..... | 86 |
| 4.1.5.4 | Número de Aspas | 88 |
| 4.1.5.4.1 | Parámetros geométricos..... | 88 |
| 4.1.5.4.2 | Resultados..... | 88 |
| 4.1.6 | Turbina Banki | 91 |
| 4.1.6.1 | Diámetro de Turbina Banki | 91 |
| 4.1.6.1.1 | Parámetros Geométricos..... | 91 |
| 4.1.6.1.2 | Resultados..... | 92 |
| 4.1.6.2 | Número de álabes | 95 |
| 4.1.6.2.1 | Parámetros Geométricos..... | 95 |
| 4.1.6.2.2 | Resultados..... | 95 |
| 4.2 | Velocidad de Rotación..... | 97 |
| 4.2.1 | Tornillo hidráulico..... | 97 |
| 4.2.1.1 | Parámetros geométricos y Resultados | 97 |
| 4.2.2 | Turbina Banki | 99 |
| 4.2.2.1 | Parámetros geométricos y resultados | 99 |
| 4.3 | Análisis de Resultados..... | 100 |
| 4.3.1 | Tornillo hidráulico..... | 100 |
| 4.3.2 | Turbina Banki | 100 |
| 4.4 | Estudio económico y evaluación financiera..... | 101 |
| 4.4.1 | Inversión-Costos..... | 101 |
| 4.4.2 | Costos unitarios operacionales y de inversión en mini centrales hidráulicas. 102 | |
| 4.4.2.1 | Evaluación Económica costos de Inversión | 102 |
| 4.4.2.2 | Evaluación económica costos operacionales | 103 |
| 4.4.3 | Estudio económico de Tecnología..... | 104 |
| 4.4.3.1 | Valores Unitarios Turbinas según potencia instalada..... | 104 |
| 4.4.3.2 | Costos unitario obras civiles en instalaciones hidráulicas..... | 105 |
| 4.4.3.2.1 | Costo Bocatoma..... | 105 |
| 4.4.3.2.2 | Canal de Aducción y restitución..... | 106 |
| 4.4.3.2.3 | Canal de descarga | 106 |
| 4.4.3.2.4 | Compuerta de Aducción | 106 |
| 4.4.4 | Tasa de impuestos..... | 107 |
| 4.4.5 | Cotización de turbinas | 107 |
| 4.4.5.1 | Tornillo hidráulico..... | 107 |
| 4.4.5.2 | Turbina Banki | 107 |
| 4.4.6 | Costo de transporte | 108 |
| 4.4.6.1 | Tornillo hidráulico..... | 108 |
| 4.4.6.2 | Turbina Banki..... | 108 |
| 4.4.7 | Costos de internación | 109 |
| 4.4.7.1 | Arancel Aduanero..... | 109 |
| 4.4.7.1.1 | Acuerdo de Asociación Chile – Unión Europea..... | 109 |
| 4.4.8 | Costo grúa pluma..... | 110 |
| 4.4.9 | Costos Fijos | 110 |
| 4.4.10 | Costo total de inversión | 111 |
| 4.4.10.1 | Tornillo hidráulico..... | 111 |
| 4.4.10.2 | Turbina Banki | 112 |

| | | |
|-------------|---|------------|
| 4.4.11 | Parámetros económicos | 112 |
| 4.4.12 | Precio medio de mercado sistema eléctrico nacional | 113 |
| 4.4.13 | Ingresos anuales..... | 113 |
| 4.4.13.1 | Tornillo hidráulico..... | 113 |
| 4.4.13.2 | Turbina Banki | 114 |
| 4.4.14 | Depreciación anual | 114 |
| 4.4.14.1 | Depreciación instalación Tornillo hidráulico | 115 |
| 4.4.14.2 | Depreciación instalación Turbina Banki | 115 |
| 4.4.15 | Flujo de caja del proyecto..... | 116 |
| 4.4.16 | Valor actual neto (VAN) | 116 |
| 4.4.17 | Tasa interna de retorno (TIR)..... | 116 |
| 4.4.18 | Tasa de descuento..... | 117 |
| 5 | Conclusiones..... | 118 |
| 6 | Anexos..... | 120 |
| 6.1 | Caudales medios mensuales Estación río Queuco | 120 |
| 6.2 | Calidad de malla | 121 |
| 6.3 | Condiciones de Borde..... | 122 |
| 6.4 | Geometría general Inyector | 123 |
| 6.5 | Dimensiones del perfil del inyector | 124 |
| 6.6 | Dimensiones del perfil del Rodete | 124 |
| 6.7 | Geometría general Rodete | 125 |
| 6.8 | Costos unitarios de obras civiles en centrales hidráulicas | 126 |
| 6.9 | Cotizaciones..... | 127 |
| 6.9.1 | Cotización proyecto Tornillo hidráulico | 127 |
| 6.9.2 | Cotización Turbina Banki..... | 128 |
| 6.10 | Flujo de caja | 129 |
| 6.10.1 | Flujo de caja Tornillo hidráulico | 129 |
| 6.10.2 | Flujo de caja Turbina Banki | 130 |
| 7 | Bibliografía..... | 131 |

Índice de Figuras

| | |
|---|----|
| Figura 2.1 “Localización de potenciales centrales hidroeléctricas (PCH).” | 17 |
| Figura 2.2 "Entrada horizontal y vertical" | 19 |
| Figura 2.3 "Componentes en el funcionamiento de la Turbina Michell Banki" | 20 |
| Figura 2.4 "Curva de eficiencia Tornillo de Arquímedes" | 21 |
| Figura 2.5 "Representación gráfica método de Euler" | 26 |
| Figura 2.6 "Comparación de modelos de Turbulencia RANS y LES" | 31 |
| Figura 2.7 "Condiciones de contorno de no deslizamiento (izquierda) y de tangencia (derecha) en el contacto del flujo con la superficie" | 32 |
| Figura 2.8 "Interfaz de malla lineal" | 33 |
| Figura 2.9 "Interfaz de malla circular" | 33 |
| Figura 3.1 "Selección de zona geográfica y condiciones operativas" | 39 |
| Figura 3.2 "Esquemas diagramas de velocidades" | 42 |
| Figura 3.3 "Curva de Shell tornillo hidráulico, tipo de funcionamiento" | 50 |
| Figura 3.4 "Ángulos de inclinación de sinusoidal interna y externa" | 53 |
| Figura 3.5 Condición ideal de Asimetría en triángulos y cuadriláteros." | 55 |
| Figura 3.6 "Vectores utilizados para la obtención de la calidad ortogonal de una celda.” .. | 55 |
| Figura 3.7 "Escala de Asimetría y calidad ortogonal, para la determinación de Calidad de malla” | 55 |
| Figura 3.8 "Mallado Dominio, Turbina Banki” | 56 |
| Figura 3.9 "Mallado Dominio, Tornillo Hidráulico” | 56 |
| Figura 3.10 "Mallado Dominio Rotatorio, Turbina Banki” | 56 |
| Figura 3.11 "Mallado Dominio Rotatorio, Tornillo Hidráulico” | 56 |
| Figura 3.12 "Mallado Dominio Rotatorio, Método Body Sizing e Inflation Turbina Banki” | 57 |
| Figura 3.13 "Mallado Dominio Rotatorio, Método Body Sizing, Tornillo Hidráulico” | 57 |
| Figura 3.14 "Detalle Método Inflation, Turbina Banki” | 57 |
| Figura 3.15 "Condiciones de Borde, Entrada de fluido,” Inlet”, Turbina Banki” | 58 |
| Figura 3.16 "Condiciones de Borde, Salida de fluido,” Outlet”, Turbina Banki” | 58 |
| Figura 3.17 "Condiciones de Borde, Entrada de fluido,” Inlet”, Tornillo Hidráulico” | 58 |
| Figura 3.18 "Condiciones de Borde, Salida de fluido,” Outlet”, Tornillo Hidráulico” | 58 |
| Figura 3.19 "Árbol de módulos de configuración" | 59 |
| Figura 3.20 "Configuración, módulo general, ej.: Tornillo hidráulico" | 60 |
| Figura 3.21 "Selección de modelos, Models ej.: Tornillo hidráulico " | 61 |
| Figura 3.22 "Selección de modelo de viscosidad, tipo de modelo, tratamiento de pared y opciones de análisis ej.: Tornillo hidráulico " | 61 |
| Figura 3.23 "Materials, Selección de fluido de trabajo, ej.: Tornillo hidráulico” | 62 |
| Figura 3.24 "Selección del fluido, Create/edit Materials, ej.: Tornillo hidráulico " | 62 |
| Figura 3.25 "Cell Zone Conditions, Selección de fluido ej.: Tornillo hidráulico " | 63 |
| Figura 3.26 "Configuración de parámetros, Dominio ej.: Tornillo hidráulico " | 64 |
| Figura 3.27 "configuración de parámetros, Dominiorotatorio ej.: Tornillo hidráulico " | 64 |
| Figura 3.28 "Boundary Conditions, condiciones de contorno, ej.: Tornillo hidráulico" | 65 |
| Figura 3.29 "Boundary conditions; configuración entrada (inlet), ej.: Tornillo hidráulico” | 66 |
| Figura 3.30 "Boundary conditions; Configuración de salida (Outlet), ej.: Tornillo hidráulico” | 66 |
| Figura 3.31 "Dynamic Mesh, Configuración de malla dinámica, ej.: Tornillo hidráulico” . | 67 |

| | |
|---|-----|
| Figura 3.32 "Mesh Methods, Configuración de proceso de mallado, ej.: Tornillo hidráulico" | 68 |
| Figura 3.33 "6DOF Options, Configuración de opciones de movimiento" | 68 |
| Figura 3.34 "6DOF Properties, Configuración de propiedades de movimiento, ej.: Tornillo hidráulico " | 69 |
| Figura 3.35 "Dynamic Mesh zones Settings, Configuración de zonas dinámicas, Wall_dominiorotatorio, ej.: Tornillo hidráulico" | 70 |
| Figura 3.36 "Dynamic Mesh zones Settings, Configuración de zonas dinámicas, Dominiorotatorio, ej.: Tornillo hidráulico" | 71 |
| Figura 3.37 "Dynamic Mesh zones Settings, Configuración de zonas dinámicas, Dominio, ej.: Tornillo hidráulico" | 72 |
| Figura 3.38 "Solution Methods Configuración de algoritmos de solución, ej.: Tornillo hidráulico" | 73 |
| Figura 3.39 "Solution controls, Factores de Sub relajación, ej.: Tornillo hidráulico" | 74 |
| Figura 3.40 "Initialization, Métodos de inicialización, ej.: Tornillo hidráulico" | 74 |
| Figura 3.41 "Calculation Activities, configuración de autoguardado y exportación de archivos, ej.: Tornillo hidráulico" | 75 |
| Figura 3.42 "Automatic Export, configuración de exportación automática, ej.: Tornillo hidráulico" | 75 |
| Figura 3.43 "Run calculation, Proceso de configuración de cálculo, ej.: Tornillo Hidráulico" | 76 |
| Figura 4.1 "Tornillo hidráulico, "Líneas de flujo, Velocidad ", $\theta=22^\circ$, $\alpha=70^\circ$, $\beta=90^\circ$ $\phi=1500$ mm, N=1" | 78 |
| Figura 4.2 "Contorno, Presión dinámica, $\theta=20^\circ$, $\alpha=70^\circ$, $\beta=50^\circ$, $\phi=1500$ mm, N=1" | 80 |
| Figura 4.3 "Tornillo hidráulico diámetro 1000" | 83 |
| Figura 4.4 "Tornillo hidráulico diámetro 1500" | 83 |
| Figura 4.5 "Tornillo hidráulico diámetro 2000" | 83 |
| Figura 4.6 "Tornillo hidráulico diámetro 3000" | 83 |
| Figura 4.7 "Contorno, velocidad de fluido", $\theta=20^\circ$, $\alpha=80^\circ$, $\beta=55^\circ$, $\phi=2000$ mm, N=1" | 86 |
| Figura 4.8 "Modelo CAD 3D, $\theta=20^\circ$, $\alpha=80^\circ$, $\beta=55^\circ$, $\phi=2000$ mm, N=2" | 88 |
| Figura 4.9 "Modelo CAD 3D "Front view", número de aspa (N1, N2, N3, N4), Tornillo hidráulico" | 88 |
| Figura 4.10 "Turbina Banki. Número de álabes (20, 24, 28, respectivamente)." | 95 |
| Figura 4.11 "Determinación velocidad de giro, Tornillo Hidráulico, Dynamic Mesh, Contorno velocidad del fluido" | 97 |
| Figura 4.12 "Mensaje capacidad de almacenamiento superado, Simulación Dynamic Mesh, Tornillo Hidráulico" | 98 |
| Figura 4.13 "Determinación velocidad de giro, Turbina Banki, Dynamic Mesh, Contorno velocidad de fluido" | 99 |
| Figura 4.14 "Camión grúa 70 Ton., Crane Service, equipo levante y posicionamiento de tornillo hidráulico" | 110 |
| Figura 6.1 "Geometría general Inyector, Turbina Banki" | 123 |
| Figura 6.2 "Geometría perfil Rodete, Turbina Banki" | 125 |
| Figura 6.3 "Cotización empresa Hydromew, Tornillo hidráulico" | 127 |
| Figura 6.4 "Cotización empresa GR ENERGÍA, Turbina Banki" | 128 |

Índice de Tablas

| | |
|---|-----|
| Tabla 2.1 "Potencial hidroeléctrico disponible por tamaño de central. Número de potenciales centrales, capacidades acumuladas (MW), potencia media, y factor de planta promedio por categoría". | 16 |
| Tabla 2.2 "Tabla comparativa de Tecnologías; Tornillo hidráulico y Turbina Banki" | 23 |
| Tabla 3.1 "Caudales permanentes y eventuales disponibles en el punto de captación, en m ³ /s" | 40 |
| Tabla 3.2 "Parámetro característicos: influencia del número de álabes en el rendimiento de turbina Michell-Banki" | 47 |
| Tabla 3.3 "Estudio experimental de rendimiento de la turbina tornillo hidráulico basada en diferentes ángulos de inclinación." | 49 |
| Tabla 3.4 "Valores óptimos de parámetros adimensionales de diseño" | 54 |
| Tabla 4.1 "Parámetros Geométricos, ángulo de ataque, Tornillo hidráulico" | 78 |
| Tabla 4.2 "Resultados análisis de sensibilidad ángulo de ataque, Tornillo hidráulico " | 78 |
| Tabla 4.3 "Parámetros geométricos análisis ángulo de salida, Tornillo hidráulico " | 80 |
| Tabla 4.4 "Resultados análisis sensibilidad ángulo de salida, Tornillo hidráulico " | 80 |
| Tabla 4.5 "Análisis de Sensibilidad diámetro de tornillo hidráulico" | 84 |
| Tabla 4.6 "Parámetros geométricos análisis ángulo de inclinación, Tornillo hidráulico" | 86 |
| Tabla 4.7 "Análisis de sensibilidad, ángulo de inclinación de dispositivo de tornillo hidráulico" | 86 |
| Tabla 4.8 "Parámetros geométricos, análisis número de aspas, Tornillo hidráulico " | 88 |
| Tabla 4.9 "Resultados análisis de sensibilidad número de aspas, Tornillo hidráulico " | 88 |
| Tabla 4.10 "Resultados análisis diámetro turbina Banki" | 92 |
| Tabla 4.11 "Parámetros geométricos análisis de sensibilidad, número de álabes, Turbina Banki" | 95 |
| Tabla 4.12 "Resultados análisis de Sensibilidad Número de álabes" | 95 |
| Tabla 4.13 "Parámetros geométricos, Tornillo Hidráulico, Dynamic Mesh" | 97 |
| Tabla 4.14 Parámetros geométricos y de funcionamiento, Turbina Banki, Dynamic Mesh" | 99 |
| Tabla 4.15 "Estructura de costos en mini centrales hidráulicas" | 101 |
| Tabla 4.16 "Costos aproximados de inversión en mini centrales Hidráulicas" [21] | 102 |
| Tabla 4.17 "Costos operacionales estimados en minicentrales hidroeléctricas, \$/kW instalado" [21] | 103 |
| Tabla 4.18 "Costo de fabricación compuerta de entrada" | 106 |
| Tabla 4.19 "Costo de transporte marítimo y despacho de tornillo hidráulico, e-Traders" | 108 |
| Tabla 4.20 "Costo de transporte Terrestre, Turbina Banki, Tarifas según base de datos Fedex" | 108 |
| Tabla 4.21 "Costos activos Fijos calculados para un año de periodo" | 110 |
| Tabla 4.22 "Tabla de costos totales de inversión por categorías, Tornillo hidráulico" | 111 |
| Tabla 4.23 "Tabla de costos totales de inversión por categorías, Turbina Banki" | 112 |
| Tabla 4.24 "Parámetros económicos, análisis económico y evaluación financiera" | 112 |
| Tabla 4.25 "Precio medio de mercado sistema eléctrico nacional [PMM SEN]" | 113 |
| Tabla 4.26 "Ingresos anuales por concepto de venta de energía eléctrica al SIC, Tornillo hidráulico" | 113 |
| Tabla 4.27 "Ingresos anuales por concepto de venta de energía eléctrica al SIC, Turbina Banki" | 114 |

| | |
|--|-----|
| Tabla 4.28 "Depreciación de activos fijos, Tornillo hidráulico" | 115 |
| Tabla 4.29 "Depreciación de activos fijos, Turbina Banki" | 115 |
| Tabla 4.30 "Tasa interna de retorno promedio para centrales hidroeléctricas de baja potencia instalada " | 116 |
| Tabla 6.1 " Caudales medios mensuales (m3/s) medidos en Estación Río Queuco" | 120 |
| Tabla 6.2 "Resumen de calidad de malla, análisis de sensibilidad, Sliding Mesh" | 121 |
| Tabla 6.3 "Condiciones de contorno, simulaciones análisis de sensibilidad, Sliding Mesh" | 122 |
| Tabla 6.4 "Dimensiones estandarizadas, perfil Inyector" | 124 |
| Tabla 6.5 "Dimensiones estandarizadas, perfil Rodete" | 124 |
| Tabla 6.6 "Costos unitarios de obras civiles en centrales hidráulicas USD\$" | 126 |
| Tabla 6.7 "Flujo de caja proyecto de tornillo hidráulico, proyecto 100% financiado por capital propio" | 129 |
| Tabla 6.8 "Flujo de caja proyecto Turbina Banki, Proyecto 100% financiado con capital propio" | 130 |

Índice de Gráficos

| | |
|---|-----|
| Gráfico 3.1 "Caudales medios mensuales y rango mínimo y máximo Estación río Queuco" | 40 |
| Gráfico 4.1 " torque v/s ángulo de ataque, Tornillo hidráulico " | 78 |
| Gráfico 4.2 " velocidad del fluido v/s ángulo de entrada, Tornillo hidráulico " | 79 |
| Gráfico 4.3 " Presión dinámica v/s ángulo de ataque, Tornillo hidráulico " | 79 |
| Gráfico 4.4 " Torque v/s Ángulo de salida, Tornillo hidráulico" | 80 |
| Gráfico 4.5 " Velocidad de fluido v/s Ángulo de salida, Tornillo hidráulico " | 81 |
| Gráfico 4.6 " Velocidad de fluido v/s Ángulo de salida, Tornillo hidráulico " | 81 |
| Gráfico 4.7 " torque real y teórico máximo v/s diámetro, Tornillo hidráulico " | 84 |
| Gráfico 4.8 " Intensidad de Turbulencia v/s Diámetro, Tornillo hidráulico " | 84 |
| Gráfico 4.9 " Potencia v/s diámetro, Tornillo hidráulico " | 85 |
| Gráfico 4.10 " Rendimiento v/s Diámetro, Tornillo hidráulico " | 85 |
| Gráfico 4.11 " Ángulo de inclinación v/s torque, Tornillo hidráulico " | 87 |
| Gráfico 4.12 "Rendimiento v/s ángulo inclinación, Tornillo hidráulico" | 87 |
| Gráfico 4.13 "Torque v/s Número de aspas, tornillo hidráulico" | 89 |
| Gráfico 4.14 "Número de Reynolds v/s Número de aspas, Tornillo hidráulico" | 89 |
| Gráfico 4.15 "Intensidad de Turbulencia v/s Número de aspas, Tornillo hidráulico" | 90 |
| Gráfico 4.16 "Rendimiento v/s Número de Aspas, Tornillo hidráulico" | 90 |
| Gráfico 4.17 "Torque v/s diámetro, Turbina Banki" | 92 |
| Gráfico 4.18 "Velocidad angular v/s diámetro, Turbina Banki" | 92 |
| Gráfico 4.19 "Presión dinámica v/s diámetro. Turbina Banki" | 93 |
| Gráfico 4.20 "Energía cinética del fluido v/s diámetro, Turbina banki" | 93 |
| Gráfico 4.21 "Rendimiento v/s diámetro, Turbina Banki" | 94 |
| Gráfico 4.22 "Torque v/s Número de álabes, Turbina Banki " | 96 |
| Gráfico 4.23" Desequilibrio de masas v/s Número de álabes" | 96 |
| Gráfico 4.24 "Variación angular v/s tiempo, Dynamic Mesh, Tornillo hidráulico" | 97 |
| Gráfico 4.25 "Velocidad angular v/s tiempo, Dynamic Mesh, Tornillo Hidráulico" | 98 |
| Gráfico 4.26 "Variación angular v/s tiempo, Dynamic Mesh, Turbina Banki" | 99 |
| Gráfico 4.27 "Velocidad angular v/s tiempo, Dynamic Mesh, Turbina Banki" | 100 |
| Gráfico 4.28 "Costos aproximados de inversión en mini centrales hidráulicas \$USD/kW" | 102 |
| Gráfico 4.29 "Costos operacionales estimados de proyecto, \$USD/kW instalado" | 103 |

Índice de Variables

| | |
|--------------|---|
| ρ | Densidad del fluido |
| \dot{Q} | Calor transferido |
| \dot{W} | Trabajo realizado |
| e | Energía del sistema |
| F | Fuerza del sistema |
| v | Velocidad del sistema |
| r | Distancia |
| g | Aceleración de gravedad |
| f_m | Fuerzas de masa |
| F_s | Fuerzas superficiales |
| δV | Volumen de control |
| ∇T | Gradiente de Tensiones superficiales |
| μ | Viscosidad dinámica |
| λ | Coefficiente escalar |
| ∇p | Variación espacial de la presión |
| z | Cota geométrica |
| γ | Coefficiente de difusión |
| \vec{u} | Velocidad de desplazamiento de la malla |
| C_0 | Velocidad en la entrada de una partícula de agua superficial |
| C_i | Velocidad en la salida de una partícula de agua superficial |
| P_0 | Presión en la superficie del reservorio |
| P_i | Presión en la salida del inyector |
| Z_0 | Nivel topográfico en la superficie de la entrada del canal |
| Z_i | Nivel topográfico en la salida del inyector |
| Y | Peso específico del agua |
| ΔH_t | Pérdida de presión por efecto de la fricción del agua |
| ΔH_i | Pérdida de presión por efecto del agua con las paredes del inyector |
| K_c | Coefficiente de velocidad del inyector |
| α_2 | Ángulo de orientación del fluido al rodete |
| K_u | Coefficiente de velocidad tangencial |
| U_2 | Velocidad del fluido a la entrada del rodete |
| U_1 | Velocidad del fluido a la salida del rodete |
| W_2 | Velocidad relativa del fluido a la entrada del rodete |
| β | Ángulo de desfase |
| K_f | Coefficiente de velocidad relativa |
| α'_2 | Ángulo de salida con respecto a la tangente del rodete |
| B | Ancho del inyector |
| Q | Caudal |
| p | Factor de arco de admisión |
| D_e | Diámetro exterior del rodete |
| D_i | Diámetro interior del rodete |
| e | Espesor de los álabes del rodete |
| Z | Número de álabes del rodete |
| K_o | Porcentaje de arco de admisión |

| | |
|----------------------------------|---|
| h | Altura neta disponible |
| N | Velocidad óptima de giro |
| H | Salto Neto aprovechable en metros |
| B_r | Ancho de rodete |
| P_T | Potencia teórica |
| P | Potencia real |
| $n_{máx}$ | Velocidad máxima de giro |
| R_0 | Radio exterior Tornillo hidráulico |
| R_i | Radio interior tornillo hidráulico |
| λ | Relación de paso |
| v_u | Relación de volumen |
| ρ | Relación de radio (Tornillo hidráulico) |
| λ_{vu} | Relación de volumen por vuelta |
| θ | Ángulo de inclinación tornillo hidráulico |
| s | Paso |
| n | Velocidad de giro |
| α | Ángulo de sinusoidal exterior |
| β | Ángulo de sinusoidal interior |
| N | Número de aspas |

1 Introducción

El problema de la explotación de energía, ha sido una constante en la historia del hombre, debido al crecimiento y sobre todo después del comienzo de la revolución industrial nacida en Gran Bretaña en el siglo XVII, donde comienzan los procesos de industrialización, a esto debemos sumarle las problemáticas actuales, como el cambio climático, lo que pone nuevos retos en la búsqueda de nuevas formas y dispositivos para la generación de energía; ahora no solo debemos generar energía suficiente, sino que también debe ser generada de manera eficiente y limpia, intentando generar el menor impacto en el entorno.

Debido al fenómeno de cambio climático ha existido un proceso de concientización acerca de la importancia de un proceso de generación energética sostenible y amigable con el entorno, con el cual el papel de las energías renovables ha cobrado suma importancia para frenar los problemas medioambientales globales. Un ejemplo de este tipo de energía es la hidroeléctrica, la cual posee un alto potencial de aplicaciones a futuro. Particularmente cuando el recurso posee una baja altura neta (potencial energético), el costo relativo de comercialización de turbinas de baja potencia es considerablemente alto, por lo que se necesitan más investigaciones que tengan como fin las nuevas formas de generación de energía que disminuyan los costos de implementación e inversión de estas tecnologías.

Dentro de los recursos renovables, el recurso hídrico usado en dispositivos de menor capacidad ha sido visto con gran ambición, debido a que su uso es respetuoso con el medio ambiente, y el recurso hídrico es relativamente predecible, aun teniendo en cuenta los fenómenos de cambio climático presente.

Para el estudio de recursos hídricos se utilizan herramientas como la dinámica de fluidos computacionales (CFD), que es una simulación computarizada que analiza los sistemas de flujo de fluidos, transferencia de calor, y fenómenos como las reacciones químicas. Este método es ampliamente utilizado en el área industrial, específicamente con gran uso en el área de turbo máquinas. Dentro de las cuales se encuentran los dispositivos que serán objetos de estudio en este informe.

La política energética de Chile para el año 2050, plantea la visión de un sector energético confiable, sostenible, inclusivo y competitivo, basado en el uso de ERNC, dentro de los cuales se encuentra la energía hidráulica, en mini centrales hidráulicas con potencias generadas menores a 20 MW. Para eso se plantea el objetivo de implementar las medidas necesarias para que las energías renovables constituyan el 60% de la matriz energéticas al año 2035 y al menos un 70% para el año 2050.

1.1 Motivación

Es de conocimiento general que el asunto energético es un punto de cruce transversal de vistas económicas, sociales, culturales, políticas y ambientales, que no pueden entenderse de manera separada.

La energía que se necesita para el crecimiento y desarrollo de una región debe ser estudiada desde una perspectiva global, pero esto se ve dificultado, cuando las zonas que sufren de escasez eléctrica son localidades aisladas de los principales focos de desarrollo.

Una alternativa propuesta en este documento son las mini centrales hidráulicas, las que permitirán abastecer de energía a través del uso de fuentes renovables.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivos generales

Establecer las condiciones óptimas de instalación y geometría de dos dispositivos de generación en mini-centrales hidráulicas (tornillo hidráulico y turbina Banki), que maximicen la generación de energía y entreguen la mayor rentabilidad.

1.2.2 Objetivos específicos

- Establecer la ubicación de los dispositivos, con base en criterios de requerimiento energético, accesibilidad, población objetivo y variables operativas como caudales y alturas netas disponibles.
- Determinar la geometría (número de aspas, diámetros, etc.) y condiciones óptimas de funcionamiento (ángulo de inclinación, velocidad de giro, etc.) de los dispositivos y luego modelar en Software CAD para su posterior simulación.
- Realizar análisis CFD para determinar las potencias de salida, y el potencial energético de cada dispositivo, en base a las variables operativas, determinadas en la selección geográfica de la zona donde se emplazarán los dispositivos.
- Realizar análisis financiero para determinar la rentabilidad de cada uno de los dispositivos y determinar el más adecuado para su implementación.

2 Antecedentes

2.1 Antecedentes generales

2.1.1 Potencial hidráulico

El último cálculo del potencial eléctrico en Chile fue realizado el año 2016, donde se determinó que la capacidad instalada en centrales hidroeléctricas operacionales suma 7.704 MW distribuidos en 142 centrales.

Del estudio se determinó que la cuenca del río Bío Bío presenta el mayor potencial disponible (2949,9 MW, 19% del total), mientras que el potencial estimado desde Choapa hasta río Imperial, alcanza un valor de 4317,1 MW (28% del total). Considerando ambas zonas, el potencial hidroeléctrico asciende a 7267 MW, lo que equivaldría al 46,3% del total estimado.

Conjuntamente, el potencial estimado al sur de la cuenca del Río Imperial equivaldría a un 53,7% del total identificado, y se encuentran distribuidos de manera más o menos homogénea entre las principales cuencas de la zona.

La Tabla 2.1 muestra el potencial hidroeléctrico disponible por tamaño de centrales, número de centrales, capacidad acumulada (MW), potencia media y factor de planta promedio por categoría. En la Figura 2.1 se muestra la localización y tamaño del conjunto de potenciales centrales hidroeléctricas [1].

Tabla 2.1 "Potencial hidroeléctrico disponible por tamaño de central. Número de potenciales centrales, capacidades acumuladas (MW), potencia media, y factor de planta promedio por categoría".

| Rango (MW) | Centrales (N.º) | Capacidad (MW) | P. Media (MW) | f. p |
|-------------------|------------------------|-----------------------|----------------------|-------------|
| 0-1 | 607 | 244,1 | 172,4 | 0,74 |
| 1-9 | 715 | 2508,6 | 1545,2 | 0,63 |
| 9-20 | 182 | 2442,8 | 1459 | 0,6 |
| 20-40 | 68 | 1891,7 | 1141,1 | 0,6 |
| 40-100 | 34 | 1856,2 | 1145,5 | 0,61 |
| >100 | 27 | 6757,2 | 4215,4 | 0,61 |
| Total | 1633 | 15700,6 | 9678,6 | 0,63 |

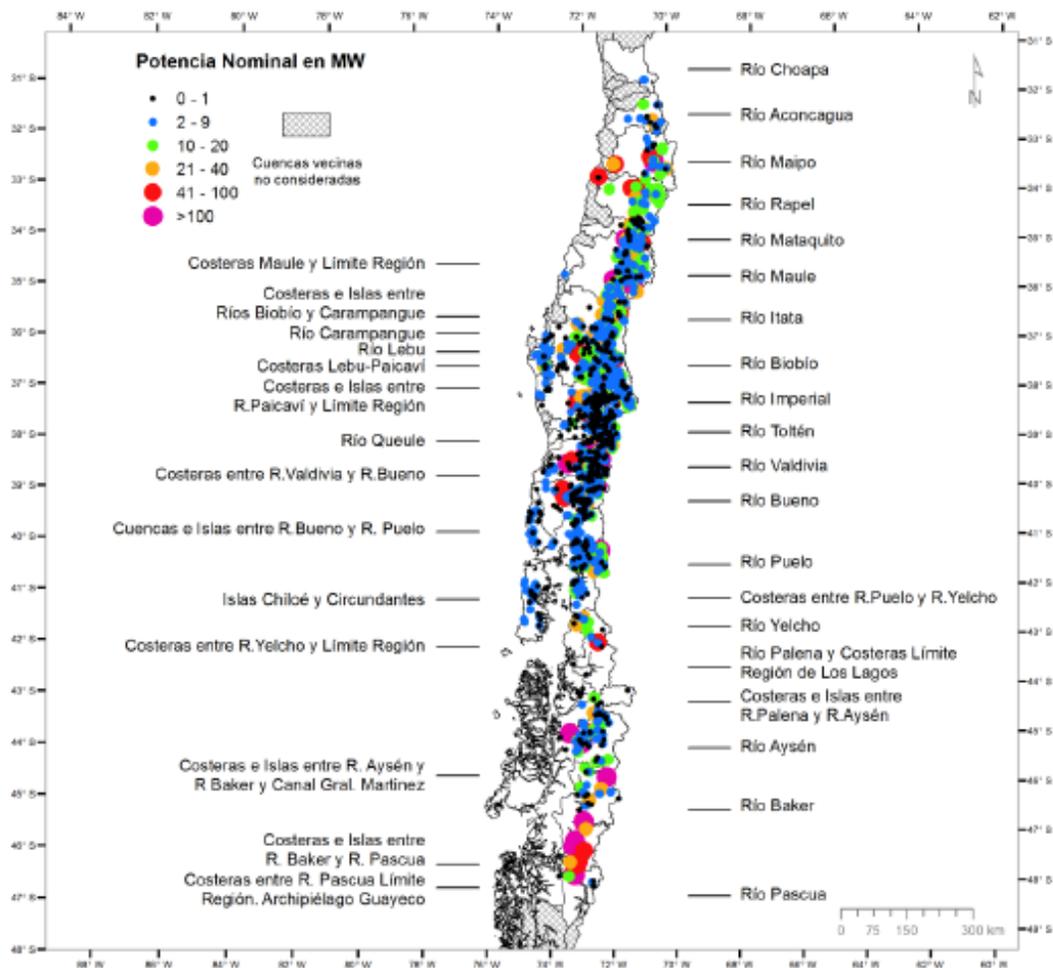


Figura 2.1 "Localización de potenciales centrales hidroeléctricas (PCH)."

De acuerdo con los datos aportados en la Tabla 2.1, la capacidad instalable (MW) se concentra en centrales de menor tamaño. Las 27 centrales con capacidades superiores a 100 MW aportan el 43% del potencial total. Por su parte, las centrales menores a 20 MW constituyen el 92.1% del total de centrales identificadas y el 32.8% de la potencia media agregada. También se puede apreciar que las centrales pequeñas (0-1 MW) presentan un factor de planta promedio bastante superior que el de las otras categorías [1].

2.2 Antecedentes teóricos

2.2.1 Mini centrales hidráulicas

Las centrales hidroeléctricas pueden definirse como instalaciones mediante las que se consigue aprovechar la energía contenida en una masa de agua situada a una cierta altura, transformándola en energía eléctrica. Esto se logra conduciendo el agua desde el nivel en que se encuentra, hasta un nivel inferior en el que se sitúan una o varias turbinas hidráulicas que son accionadas por el agua y que a su vez hacen girar uno o varios generadores, produciendo energía eléctrica.

A las centrales hidroeléctricas con potencias instaladas menores a 5 MW se les denomina pequeñas o mini centrales hidráulicas.

Existen dos tipos básicos de mini centrales hidráulicas, las centrales de agua fluyente, donde el agua que entra a la turbina se capta del cauce del río por medio de la realización de obras que dirigen el fluido hacia las turbinas, para luego ser devuelta al río en un punto distinto al de captación, y las centrales a pie de presa, donde el fluido se almacena en una presa, y se regula el flujo que llega a la turbina.

Las categorías de potencias de centrales hidráulicas son:

- **Entre 0 y 1 MW:** catalogadas como “pequeños medios de generación” (PMG y PMGD), como medios de generación no convencionales (MGNC) y como medios de generación renovables no convencionales (ERNC).
- **Entre 1 y 9 MW:** al igual que las anteriores, son catalogadas como PMG, PMGD, MGNC, y ERNC. 9 MW es el límite superior para “pequeños medios de generación”.
- **Entre 9 y 20 MW:** Califican como MGNC y ERNC, dado que dichas categorías establecen 20 MW de capacidad instalada como límite superior.
- **Entre 20 y 40 MW:** Si bien la legislación no las considera ERNC, una fracción de la energía que inyectan los sistemas eléctricos sirven para acreditar el cumplimiento de la obligación establecida en la ley 20.257 (modificaciones a ley general de servicios eléctricos respecto de la generación de energía eléctrica con fuentes de energías renovables no convencionales).
- **Entre 40 y 100 MW:** Centrales consideradas intermedias.
- **Mayor a 100 MW:** Centrales consideradas grandes.

2.2.2 Dispositivos de generación hidráulica

Una máquina absorbe energía de una clase y restituye energía de otra clase o de la misma clase, pero transformada. Los dispositivos hidráulicos pertenecen a un grupo muy importante de máquinas que se llaman máquinas de fluido, que son aquellas en que el fluido, proporciona la energía que absorbe la máquina.

En toda máquina de fluido hay un intercambio entre energía del fluido (potencial y cinética) y energía mecánica. Para clasificar los dispositivos hidráulicos se atiende al órgano principal de la máquina, o sea al órgano en que se intercambia la energía del fluido en energía mecánica (rodete, embolo, etc.).

Los dispositivos hidráulicos se clasifican en turbo máquinas y máquinas de desplazamiento positivo.

En los dispositivos de desplazamiento positivo, también llamadas máquinas volumétricas, el órgano intercambiador de energía recibe la energía del fluido en forma de presión creada por la variación del volumen.

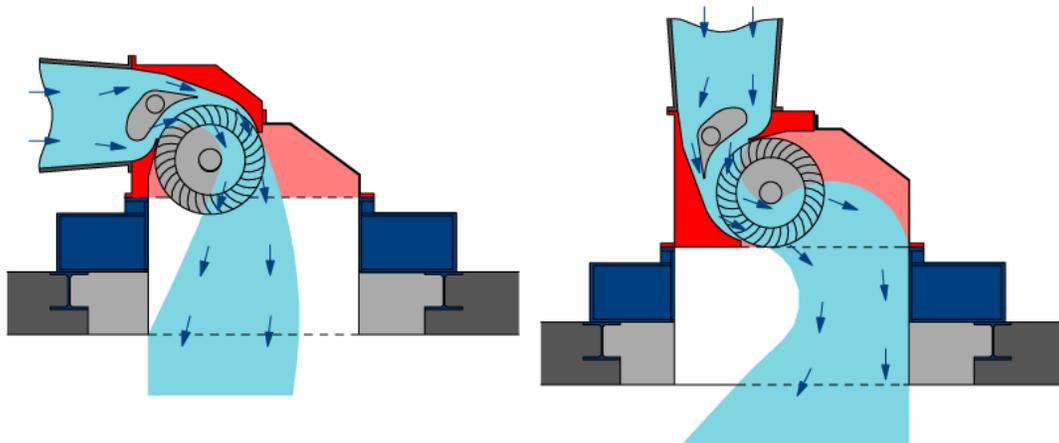
En las turbos máquinas, denominadas también máquinas de corriente, el fluido entrega energía al rodete, la cual es convertida en energía mecánica en un eje.

A estos dos grupos se puede añadir un tercero, en que la energía del fluido se presenta como energía potencial. Estas máquinas se denominan gravimétricas. En este informe se estudiarán dos dispositivos que caen dentro de la categoría de Turbo- Máquinas, estos dispositivos son la turbina de flujo cruzado o Banki, y el tornillo hidráulico.

2.2.2.1 Turbina Banki

La turbina de flujo cruzado o turbina Michell-Banki es una máquina utilizada principalmente para el aprovechamiento de pequeños recursos hídricos, basa sus ventajas fundamentales en un diseño sencillo y fácil construcción.

Las turbinas de flujo cruzado o Banki son radiales, con inyección tangencial al rodete y de eje horizontal. Se clasifican entre las turbinas de baja velocidad específica. El flujo de agua llega a través de un tubo de entrada, que a continuación es regulado por álabes guía y finalmente entra en el rodete de la turbina. Finalmente, sale de la carcasa, ya sea libremente o a través de un tubo de aspiración hacia un tanque tranquilizador debajo de la turbina.



[2]

Figura 2.2 "Entrada horizontal y vertical"

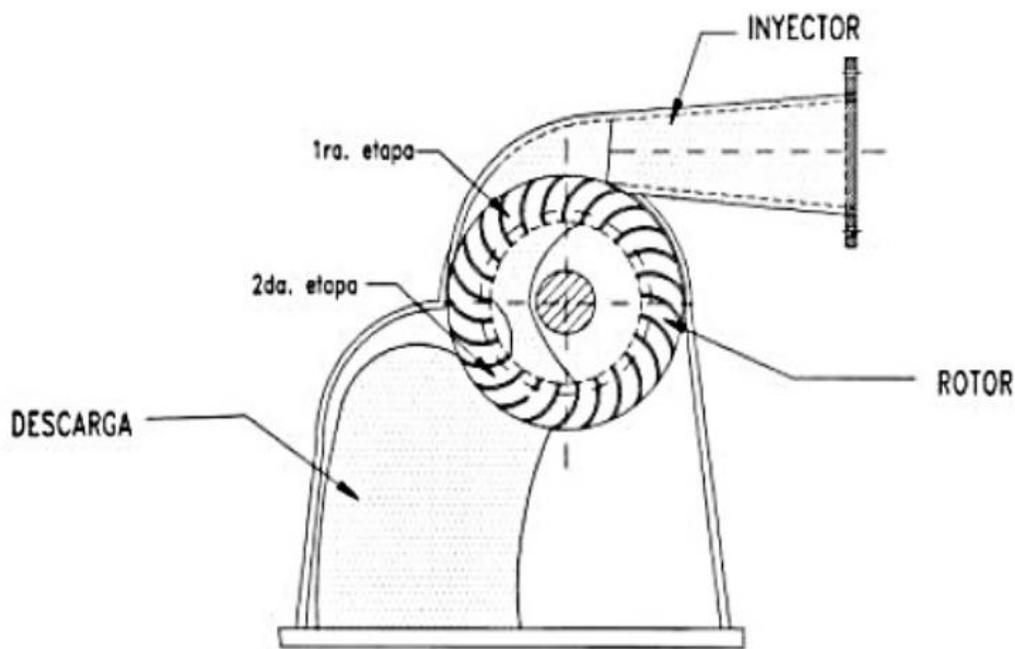
El rendimiento declarado por fabricantes de las turbinas de flujo cruzado de baja potencia y con saltos bajos está entre el 70 y el 80%. La máxima eficiencia la alcanzan las turbinas de flujo cruzado de mediana y gran potencia con un salto mediano o alto de aproximadamente un 85%. Sin embargo, ensayos realizados por distintos investigadores sitúan el rendimiento hidráulico de este dispositivo entre un 65% y 70% [3].

El funcionamiento de la turbina es relativamente sencillo. El agua entra a través de una tubería forzada que la canaliza y direcciona golpeando los álabes propiciando así el giro del rodete. Una vez atravesado estos álabes, el fluido continúa su camino en el interior y reincide sobre los álabes inferiores, ayudando al giro.

La turbina consta de dos mecanismos principales: un inyector y un rotor. El agua es restituida mediante una descarga a presión atmosférica. El rotor está compuesto por dos discos paralelos a los cuales van unidos los álabes curvados en forma de sector circular.

El inyector posee una sección transversal rectangular que va unida a la tubería por una transición de rectangular a circular. Este inyector es el que dirige el agua hacia el rotor.

La energía del agua es transferida al rotor en dos etapas, lo que también da a esta máquina el nombre de turbina de doble efecto, y de las cuales en la primera etapa se entrega un promedio del 70% de la energía total transferida al rotor y en la segunda alrededor del 30% restante.



[3]

Figura 2.3 "Componentes en el funcionamiento de la Turbina Michell Banki"

2.2.2.2 Tornillo hidráulico

En los últimos años el tornillo de Arquímedes ha sido implementado como un sistema hidráulico generador de potencia, esta turbina consiste en un tornillo rotatorio soportado por rodamientos dentro de un canal. El agua es bajada dentro de las celdas que se forman entre los hilos del tornillo. Un tornillo hidráulico, entonces, es un generador de energía hidráulica que aprovecha los relieves o caídas de agua para generar energía completamente limpia, entregando una potencia constante que por lo general se encuentra en el rango de 5 kW hasta los 200 kW, sin embargo, existen de mayor capacidad. La mayor característica de este sistema es la capacidad de producir energía las 24 horas del día sin depender de ningún factor externo además de una baja intrusión en los ecosistemas fluviales.

El caudal máximo a través de un tornillo hidráulico está determinado por el diámetro. Los tornillos más pequeños tienen un diámetro de 1 metro y pueden pasar alrededor de 250 litros por segundo, luego estos aumentan en 500 mm cada vez hasta un máximo de 4 metros con un caudal máximo de 15 m³/s. El diámetro máximo de 5 metros en muchos casos es poco práctico, por lo que el máximo normal es de 3 metros, en caso de que los caudales sean mayores, se puede recurrir a la ubicación de dispositivos en paralelo.

Las turbinas hidráulicas están diseñadas para condiciones de altura de 1 a 20 metros, con caudales entre 0,1 y 15 m³/s y para ángulos de inclinación de 22° a 40° de la horizontal. Para alturas netas mayores, se pueden instalar turbinas en serie manteniendo una buena eficiencia total. El tornillo hidráulico funcionando de manera óptima presenta rendimientos entre el 78% y 83%, llegando algunos fabricantes a declarar rendimientos de sobre el 90% para dispositivos de mayor tamaño. El tornillo hidráulico tiene una velocidad de giro aproximadamente de entre 26 a 65 Rpm, las cuales son incrementadas a través de la conexión de una caja de cambios que incrementa la velocidad de giro entre las 750 y 1500 Rpm para hacerlo compatible con un generador eléctrico.

Como se observa en el gráfico, la eficiencia del dispositivo permanece relativamente constante entre el 40% y el 100% del caudal de diseño [4].

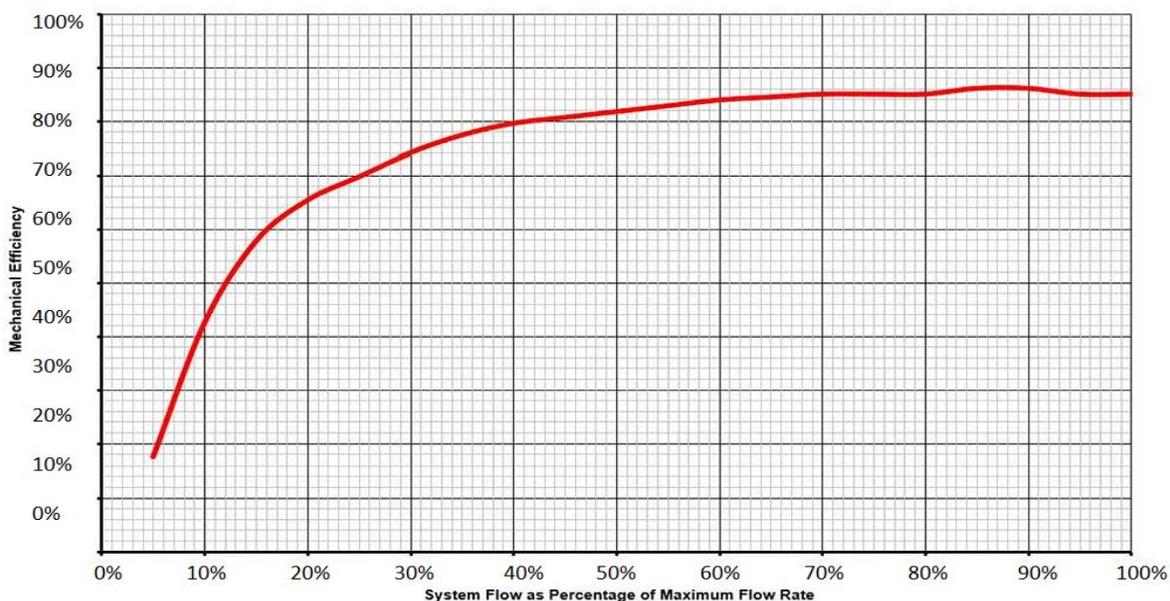
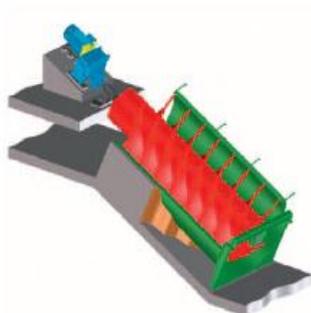


Figura 2.4 "Curva de eficiencia Tornillo de Arquímedes"

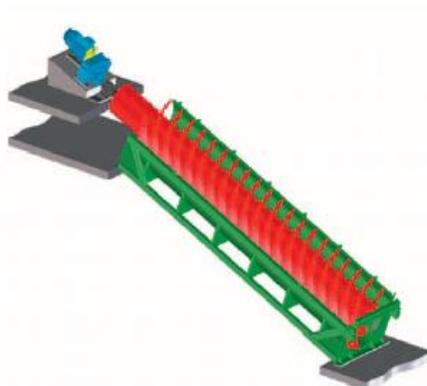
2.2.2.2.1 Tipos de cilindro



Cilindro apropiado para cementación

El cilindro de acero está fijada a la estructura y, fundidos con el canal de hormigón armado. El generador y la caja de cambios están conectados a una base de hormigón.

- + Bajo coste de la unidad
- Mayor costo de obra civil
- Período de instalación más largo



Cilindro Semi compacto

El cilindro se sostiene de forma totalmente independiente, pero el generador y la caja de cambios se fijan directamente a unos cimientos de hormigón.

- + Menos gasto de obra
- +/- Costo de unidad promedio
- +/- Coste de instalación promedio



Cilindro compacto

El cilindro es totalmente auto estable, incluye el generador y la caja de cambios. En la parte inferior y superior hay unos pequeños cimientos en los que se fija el cilindro.

- + Instalación sencilla e inmediata
- + Costo de obra civil limitado
- Mayor costo de la unidad

2.2.2.3 Cuadro comparativo de tecnologías

Tabla 2.2 "Tabla comparativa de Tecnologías; Tornillo hidráulico y Turbina Banki"

| Factor analizado | Configuración | | Comentarios |
|---|---|---|--|
| | Tornillo de Arquímedes | Flujo cruzado (Michell Banki) | |
| Variación de caudal | Baja (desde un 15% del caudal nominal cae fuertemente el rendimiento) | Rendimiento baja a caudales menores que el 20% del caudal de diseño | Los dos tipos de turbina mantienen un buen rendimiento en un amplio rango de caudales. |
| Variación de altura de caída en la potencia de salida | Baja a media | Baja a media | Una vez turbinada el agua sale a presión atmosférica por lo que el nivel aguas abajo no afecta la generación. |
| Vórtice en cámara de carga | No | No | Con un buen diseño estandarizado de la cámara de carga no hay problemas de vórtice. |
| Operación del sistema | Complejidad media | Complejidad media | Factor a revisar con cada proveedor. |
| Mantenimiento del sistema | Bajo | Medio | Depende de la selección del fabricante y calidad de fabricación. |
| Pérdida de potencia por algas/pasto y sedimentos. | Muy tolerante a sedimentos en suspensión | Requiere de instalación de desarenadores | Prevenir principalmente la acumulación de sedimentos que bloqueen el paso del fluido en el caso de tornillo de Arquímedes. |
| Erosión por sedimentos en suspensión | Muy buena tolerancia sólidos. | Alta | Necesaria infraestructura adicional (Filtros y desarenadores). |
| Acoplamiento a generador | Indirecto | Indirecto o Directo | Se realiza a través de multiplicador o caja de cambios de manera indirecta. |
| Transmisión de datos a distancia | Si | Si | Controles PLC con transmisión online |
| Representación en Chile | Si | Si | En potencias menores y mayores a 100 kW. |
| Experiencia en Chile | Si | Si | Se están ejecutando las primeras instalaciones en Chile de tornillo de Arquímedes (Canal Bío Bío Sur) |
| Obra civil | Alto costo | Media a Baja | Menor incidencia que en el caso de las turbinas a reacción. |
| Costo turbo maquinaria | Alto | Medio-Bajo | Relevantes costos de transporte en caso de importación. |

[5]

2.2.3 Dinámica de fluidos computacional (CFD)

Para el estudio y comparación de los dispositivos descritos anteriormente, se requirió el uso del programa ANSYS, que en su módulo Fluent, entrega la posibilidad de realizar análisis CFD. La dinámica de fluidos computacional o CFD, es el área de conocimiento que trata sobre la simulación numérica de flujos de fluido, transferencia de calor y fenómenos relacionados tales como reacciones químicas, combustión, etc. CFD tuvo origen a partir de la combinación de dos disciplinas, la mecánica de fluidos y el cálculo numérico. Las ecuaciones que rigen el flujo del fluido tienen origen en la mecánica de fluidos (sección 2.2.4) y pueden ser resueltas por medio de diferentes métodos de cálculo numérico [6].

La dinámica de fluidos computacional es ampliamente utilizada en los diferentes segmentos de la industria, pudiendo ser usada desde la fase conceptual de un proyecto, ayudando a determinar la viabilidad, hasta la etapa de producción, permitiendo representar diversos escenarios.

En la actualidad existen diferentes herramientas que ayudan a los profesionales de ingeniería a realizar análisis de fluidos. Uno de ellos es ANSY AIM, que combina la simulación de propiedades mecánicas, térmicas, eléctricas y fluido-mecánicas en una única interfaz y permite el desarrollo de un proyecto completo, desde el diseño hasta la simulación y análisis de los resultados.

Sin embargo, también existen herramientas con foco exclusivo en las soluciones de mecánicas de fluidos computacional, como los softwares Fluent (ocupado en este documento) y CFX de ANSYS, estas dos herramientas permiten realizar diferentes análisis CFD tales como, turbulencias, transferencia de calor, reacciones químicas, turbo máquinas, modelar fluidos, etc.

Un programa CFD implementa algoritmos matemáticos de cálculo a través de un dominio discretizado en elementos finitos, que forman volúmenes de control a lo largo de todo el espacio, dividiendo el volumen total en sub-volúmenes de control, dentro de los cuales se aplican los balances y ecuaciones necesarias para representar el movimiento del fluido.

Las ecuaciones que rigen el movimiento de los fluidos, y que son evaluadas a través programas CFD se muestran a continuación.

2.2.4 Ecuación Base

Las ecuaciones fundamentales de la mecánica de fluidos y que sirven para resolver numerosos problemas que se presentan en la práctica a través de métodos numéricos con el uso de programas CFD son:

2.2.4.1 La ecuación de conservación de masa

“La masa de un sistema permanece constante”

$$\frac{D}{Dt} \int \rho dV = 0 \quad (2.1) \text{ "Ecuación de conservación de masa"}$$

La masa de una partícula de fluido es ρdV , donde dV es el volumen ocupado por la partícula y ρ su densidad.

2.2.4.2 La ecuación de la energía

“La velocidad de transferencia de calor a un sistema menos la velocidad con la que el sistema realiza trabajo es igual a la velocidad con la que cambia la energía del sistema.”

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{D}{Dt} \int e \rho dV = 0 \quad (2.2) \text{ "Ecuación de conservación de la energía"}$$

Reconociendo que tanto la densidad como la energía específica pueden cambiar de un punto a otro en el sistema, puede ser expresada como la ecuación (2.2), donde la energía específica e responde a la energía cinética, la energía potencial y la energía interna por unidad de masa.

2.2.4.3 La ecuación de cantidad de movimiento

“La fuerza resultante que actúa en un sistema es igual a la velocidad con la que cambia la cantidad de movimiento del sistema.”

$$\sum F = \frac{D}{Dt} \int v \rho dV = 0 \quad (2.3) \text{ "Ecuación de cantidad de movimiento"}$$

La cantidad de movimiento de una partícula de masa de un fluido es una cantidad vectorial dada por $v \rho dV$; por consiguiente, la segunda ley de Newton puede ser expresada en un marco de referencia inercial como la ecuación (2.3) mostrada anteriormente, reconociendo que tanto la densidad como la velocidad pueden cambiar de un punto a otro del sistema. Esta ecuación se transforma en $\sum F = ma$ (segunda ley de Newton) si v y ρ permanecen constantes en todo el sistema; ρ a menudo es una constante, pero en mecánica de fluidos el vector de velocidad invariablemente cambia de un punto a otro.

2.2.4.4 La ecuación del momento de la cantidad de movimiento

“El momento resultante que actúa sobre un sistema es igual a la velocidad con que cambia la cantidad de movimiento angular del sistema”

$$\sum M = \frac{D}{Dt} \int r \times v \rho dV = 0 \quad (2.4) \text{ "Ecuación de momento de la cantidad de movimiento"}$$

Donde $r \times v \rho dV$ representa la cantidad de movimiento angular de una partícula de fluido con masa ρdV .

2.2.5 Método de Euler

El método empleado para deducir estas ecuaciones es el método de Euler, que consiste en Adoptar una porción fija del espacio dentro del fluido de forma y tamaño constante. Esta porción se llama volumen de control y su delimitación, superficie de control, luego se escoge una porción de masa del fluido de modo que en un instante dado coincida con el volumen de control. Esta porción de llama sistema y su delimitación contorno. Para el cálculo se considera la coincidencia en un instante t , y el sistema desplazado en una pequeña variación de tiempo (dt), para aplicar luego los principios de la mecánica.

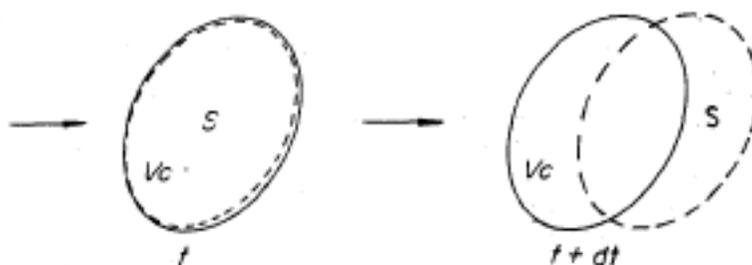


Figura 2.5 "Representación gráfica método de Euler"

$$\frac{dp}{\rho} + v * dv + g * dz = 0 \quad (2.5) \text{ " Ecuación de Euler"}$$

2.2.6 Ecuaciones de Cauchy y Navier-Stokes

Las fuerzas másicas y superficiales que actúan sobre un volumen de control δV en movimiento que en el instante t contenga un fluido de densidad ρ cumplirán con la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento

$$\rho \frac{Dv}{Dt} \delta V = \rho f_m \delta V + \delta F_s \quad (2.6) \text{ " Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento"}$$

La ecuación de Cauchy considera las fuerzas y tenciones superficiales del fluido, igualándolas a las fuerzas superficiales F_s

$$\delta F_s = \nabla T \delta V$$

(2.7) "Ecuación fuerza superficial de un fluido"

Reemplazando se obtienen la ecuación de Cauchy para el movimiento en el medio continuo, que se verifica para cualquier fluido, y se indica a continuación.

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \rho f_m + \nabla T$$

(2.8) "Ecuación de Cauchy"

La ecuación de Navier-Stokes se obtiene al relacionar la ecuación de cantidad de movimiento (2.3) con las ecuaciones de tensión superficial debido a la viscosidad del fluido y la ecuación de cantidad de movimiento que relaciona fuerzas másicas y volumétricas que actúan sobre el fluido con la variación espacial de la presión y las fuerzas de rozamiento que se encuentran al fluir [7].

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 v_i}{\partial x_j^2} + (\lambda + \mu) \frac{\partial}{\partial x_i} \lambda \nabla v$$

(2.9) "Ecuación de cantidad de movimiento, notación vectorial"

$$\nabla T = -\nabla p + \mu \nabla^2 v + \frac{1}{3} \mu \nabla (\nabla v)$$

(2.10) "Ecuación empírica de Stokes para la tensión superficial"

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \rho f_m - \nabla p + \mu \nabla^2 v + (\lambda + \mu) \nabla (\nabla v)$$

(2.11) "Ecuación de Navier-Stokes"

2.2.7 Ecuación de Bernoulli

El principio de Bernoulli, también denominado ecuación de Bernoulli, describe el comportamiento de un fluido moviéndose a lo largo de una corriente de agua y expresa que, en un fluido ideal en régimen de circulación por un conducto cerrado, la energía que posee es constante a lo largo de su recorrido. La energía del fluido en cualquier momento consta de tres componentes, cinética (debido a la velocidad que posea el fluido), potencial (debido a la altitud que el fluido posee) y de flujo (energía que un fluido contiene debido a la presión que posee).

La ecuación de Bernoulli se aplica a fluidos incompresibles, y se obtiene integrando definitivamente la ecuación de Euler.

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + g \cdot z = cte \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

(2.12) "Ecuación de Bernoulli"

2.2.8 Método de volúmenes finitos

El método de volúmenes finitos emplea directamente las fórmulas de conservación mostradas anteriormente, para un volumen de control. Si se considera una variable cualquiera θ , entonces la ecuación de conservación queda representada de la siguiente forma:

$$\frac{\partial(\rho\theta)}{\partial t} + \nabla(\rho\theta\vec{u}) = \nabla(r\nabla\theta) + S_\theta \quad (2.13) \text{ "Ecuación general de conservación, método de volúmenes finitos"}$$

Donde θ puede representar a cualquier variable, ya sea temperatura, velocidad en una cierta dirección, etc. A la izquierda de la ecuación, el primer término describe la tasa de cambio temporal, mientras que el segundo término es el término advectivo (variación de un escalar producto de un campo vectorial). A su derecha, el primer término es el termino difusivo, y el segundo es el termino fuente. Escogiendo valores adecuados de ambos términos se pueden encontrar las ecuaciones anteriormente descritas de masa, momentum y energía.

Integrando la ecuación (2.13) sobre el dominio del volumen del control tridimensional, se obtiene la siguiente ecuación:

$$\int_{VC} \frac{\partial(\rho\theta)}{\partial t} dV + \int_{VC} \nabla(\rho\theta\vec{u}) dV = \int_{VC} \nabla(r\nabla\theta) dV + \int_{VC} S_\theta dV$$

(2.14) "Ecuación general de conservación, método de volúmenes finitos"

Aplicando el teorema de la divergencia (relación que existe entre una integral sobre la superficie y la integral triple de una región sólida, en la cual la superficie es su frontera) de manera apropiada luego de integrar nuevamente con respecto al tiempo, se obtiene la forma general de la ecuación de estado para un volumen de control:

$$\int_{\Delta t} \frac{\partial}{\partial t} (\int_{VC} (\rho\theta) dV) dt + \int_{\Delta t} \int_A \vec{n} \cdot (\rho\vec{u}) dAdt = \int_{\Delta t} \int_A \vec{n} \cdot (r\nabla\theta) dAdt + \int_{\Delta t} \int_{VC} S_\theta dV$$

(2.15) "Ecuación de estado para un volumen de control"

Esta ecuación es la que se discretiza para las variables anteriormente descritas, obteniendo un sistema de ecuaciones que representará las leyes de conservación para un volumen de control finito. Así, se formula el método de volúmenes finitos, subdividiendo el dominio completo en sub-volúmenes de control en los cuales se integrarán las ecuaciones diferenciales que compondrán un sistema matricial capaz de ser resuelto con las adecuadas condiciones de borde.

2.2.9 Métodos de solución acoplamiento velocidad-Presión

Los modelos o métodos de solución son algoritmos de resolución de las ecuaciones mostradas en la sección 2.2.4, a través del método de volúmenes finitos. Cada uno de estos modelos presentan pasos de resolución únicos que dependen del contexto de simulación

2.2.9.1 Algoritmos de solución de acoplamiento de velocidad-Presión

La ecuación de Navier Stokes ecuación (2.11) muestra una dependencia lineal entre la velocidad y presión de un fluido incompresible y viceversa. Esta relación entre las variables se denomina acoplamiento velocidad-presión (Velocity-pressure coupling). Ansys Fluent ofrece la opción de elegir entre cuatro algoritmos de acoplamiento presión-velocidad: SIMPLE, SIMPLEC, PISO, Coupled. Todos los esquemas antes mencionados, excepto el esquema Coupled (Acoplado) se basan en el esquema predictor-corrector (Algoritmo de resolución numérica de ecuaciones diferenciales de orden fraccionario, acompañadas de condiciones iniciales adecuadas.). Estos esquemas se conocen como algoritmos segregados basados en la presión (pressure-based segregated algorithm).

Los cálculos de sistemas de estado estable, en donde la variable que define el comportamiento del sistema o proceso no varía en el tiempo, generalmente usarán los algoritmos SIMPLE o SIMPLEC, mientras que el algoritmo PISO se recomienda para cálculos transitorios. PISO también puede ser útil para fenómenos estacionarios y transitorios en mallas altamente simétricas. El uso del algoritmo Coupled permite el acoplamiento completo entre presión y velocidad por lo que se denomina algoritmo acoplado basado en la presión (pressure-based coupled algorithm).

Algoritmo SIMPLE y SIMPLEC:

SIMPLE es la opción predeterminada en ANSYS Fluent, pero en variados problemas resulta más beneficioso el uso del algoritmo SIMPLEC debido a un mayor factor de sub-relajación aplicable (métodos para obtener la convergencia de sistemas que no son convergentes por el método de Gauss-Seidel).

Para problemas relativamente sencillos (flujos laminares) en los que la convergencia está limitada por el acoplamiento de presión y velocidad, a menudo se puede obtener una solución que converja de forma más rápida utilizando SIMPLEC. Con SIMPLEC el factor de sub-relajación de corrección de la presión generalmente se establece en 1,0, lo que ayuda a acelerar la convergencia.

Sin embargo, en algunos problemas, aumentar la sub-relajación de la corrección de la presión a 1,0 puede provocar inestabilidad debido a una alta asimetría de la malla. Para esos casos se pueden utilizar uno o más factores de corrección asimétricas (Skewness correction), en conjunto con valores de sub-relajación más conservadores (hasta 0,7) o usar el algoritmo SIMPLE.

Para flujos complicados que involucran turbulencia y/o modelos físicos adicionales, SIMPLEC mejorará la convergencia solo si está limitado por el acoplamiento presión-velocidad (Skewness-Neighbor Couplin).

Algoritmo PISO:

El algoritmo PISO con corrección contigua (neighbor correction) es muy recomendable para todos los cálculos de flujos transitorios, especialmente cuando se desea utilizar un paso de tiempo grande. PISO puede mantener un cálculo estable con un mayor intervalo de tiempo y un factor de sub-relajación de 1,0 para el momento y la presión. Para problemas de estado estacionario, PISO con corrección contigua no proporciona ninguna ventaja notable sobre los algoritmos SIMPLE O SIMPLEC con los factores óptimos de sub-relajación indicados anteriormente.

El algoritmo PISO con corrección de asimetría (skewness correction) se recomiendan para cálculos estacionarios y transitorios en mallas con un alto grado de distorsión.

Cuando se utiliza la corrección contigua (neighbor correction) con el algoritmo PISO, se recomiendan factores de sub-relajación de 1,0 o cercanos a 1,0 para todas las ecuaciones (Presión, densidad, fuerzas del cuerpo, momento). Si se utiliza la corrección de asimetría (skewness correction) para mallas altamente distorsionadas, se deben establecer los factores de sub-relajación para el momento y la presión para que la suma de ambos sea igual a 1 (por ejemplo 0,3 para la presión y 0,7 para el momento).

Si se utilizan ambos métodos de corrección se debe usar los valores de sub-relajación para la corrección contigua (neighbor correction) mostrados anteriormente.

Para la mayoría de los problemas, no es necesario deshabilitar el acoplamiento predeterminado entre las correcciones contiguas y de asimetría (Skewness-Neighbor Couplin). Sin embargo, para las mallas altamente distorsionadas se recomienda deshabilitar el acoplamiento predeterminado entre ambas correcciones [8].

Algoritmo Couple:

El uso del algoritmo Couple ofrece algunas ventajas sobre los modelos de algoritmo segregados. El algoritmo Couple presenta una implementación eficiente para modelos de flujos estacionarios, con un rendimiento superior en relación a los modelos de algoritmo segregados. Para flujos transitorios, usar el algoritmo Couple es necesario cuando la calidad de la malla es pobre o si se usan pasos de tiempo grandes.

El algoritmo segregado basado en la presión resuelve por separado la ecuación de momento y las ecuaciones de corrección de presión. Este método de solución semi-implícita resulta en convergencia lenta.

2.2.10 Modelos de Turbulencia

Los flujos turbulentos son aquellos en donde el movimiento del fluido ocurre de forma caótica, en específico las moléculas durante el escurrimiento se desplazan mediante trayectorias longitudinales y transversales, es decir de manera aleatoria o desordenada. Su perfil de velocidades es irregular e inestable y no puede ser representado mediante alguna función específica.

Todos los softwares de CFD disponen de varios modelos de turbulencia, cada modelo cumple una determinada función y su uso depende de la situación a simular, como se indicó anteriormente.

Estos modelos se dividen en 3 principales grupos; RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes), DES híbrido (Detached Eddy Simulation) y LES (Large Eddy Simulation).

Los modelos más utilizados son los modelos RANS, debido a que requieren un menor costo computacional a comparación de los modelos DES y LES, además de ser los primeros en desarrollarse y los más conocidos.

Dentro de los modelos RANS podemos encontrar los modelos k-epsilon, k-omega, SST, SAS, entre otros.

Los modelos DES son un híbrido entre los modelos LES y RANS, estos modelos tienen una mayor precisión que los modelos RANS y por lo tanto el costo computacional aumenta.

Los modelos LES, son modelos de gran escala y ellos muestran mayor detalle de los vórtices, estos modelos toman mucho tiempo (mayor a los modelos DES), incluso semanas para obtener un resultado. [9]

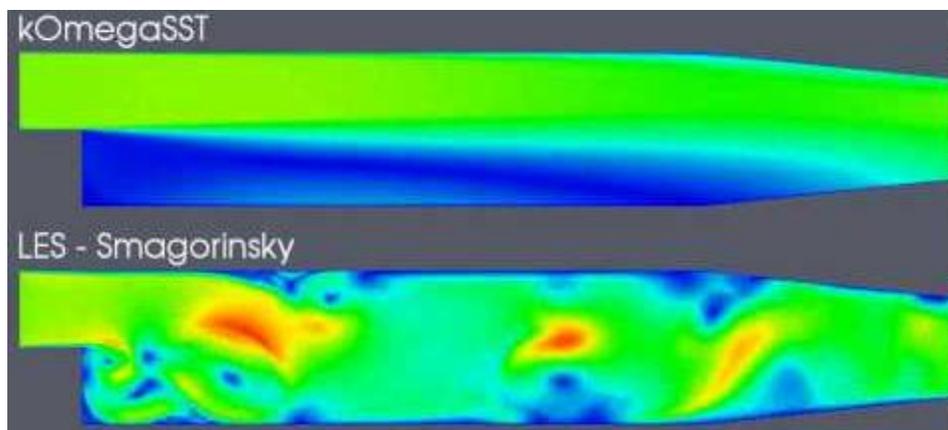


Figura 2.6 "Comparación de modelos de Turbulencia RANS y LES"

2.2.11 Condiciones de contorno e iniciales

Independiente de la metodología empleada para resolver las ecuaciones que gobiernan un fluido, se deben especificar las condiciones iniciales y de contorno.

Las condiciones iniciales determinan el estado del fluido en el tiempo $t=0$, o en el primer paso del esquema de integración. Es obvio pensar que mientras más cercana sea la solución del problema a las condiciones iniciales, menor será el tiempo requerido para la convergencia de la solución, además de reducirse la probabilidad de inestabilidad y finalmente la no convergencia. Una práctica general, es imponer como condiciones iniciales los valores de flujo libre en velocidad, presión, temperatura, y densidad.

En toda simulación numérica, se considera parte del dominio de un fluido para la resolución de las ecuaciones. Esto da lugar a un contorno artificial donde el valor de las variables del fluido tiene que ser especificados a través de lo que se conoce como condiciones de contorno. En general las condiciones de contorno pueden clasificarse en

2.2.11.1 Condiciones de contorno de flujo libre

Puede ser de entrada, de salida o entrada /salida. Las condiciones de contorno de entrada de flujo se especifican mediante las condiciones en el infinito ($\rho_\infty, \mu_\infty, u_\infty, v_\infty, w_\infty, p_\infty, T_\infty$).

2.2.11.2 Condiciones de contorno de pared

Modelan el comportamiento del flujo en las proximidades de las superficies. Se puede imponer una condición de contorno de no deslizamiento (velocidad nula en el punto de contacto, $u = 0$), o de tangencia (velocidad normal a la superficie igual a 0).

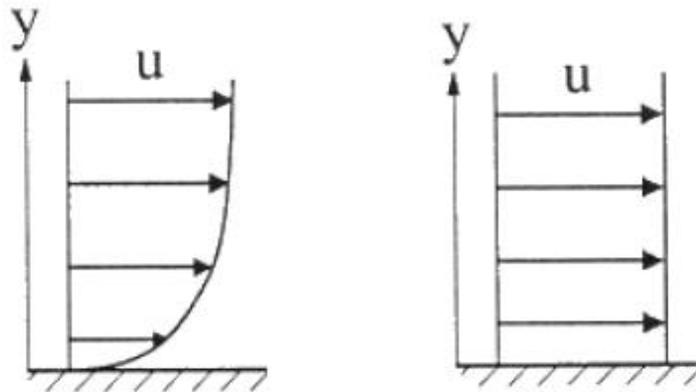


Figura 2.7 "Condiciones de contorno de no deslizamiento (izquierda) y de tangencia (derecha) en el contacto del flujo con la superficie"

2.2.12 Métodos de simulación

Para el caso de las simulaciones de dominios rotatorios, como es el caso de las turbinas a simular, se debe tener en cuenta que existen dos métodos predominantes, el método de malla deslizante y el método de malla dinámica, estos métodos difieren en su configuración dentro del programa, precisión y facilidad de uso.

2.2.12.1 Malla deslizante (Sliding Mesh)

Cuando se requiere una solución precisa en un tiempo determinado para la interacción de un rotor (zona móvil) y estator (zona inmóvil), se debe utilizar el modelo de malla deslizante (Sliding Mesh) para determinar un campo de flujo transiente. El método de malla deslizante es el modelo más preciso para simular fluidos en múltiples sistemas de referencia.

En el método de malla deslizante, se debe utilizar dos o más zonas. Cada zona se encuentra encerrada por a lo menos una zona de interface. Cada una de las zonas de malla se mueven de manera relativa, una con respecto a la otra, a través de la zona de interface. Durante el proceso de cálculo las zonas de malla se deslizan a lo largo de la interface en pasos de tiempo discretos.

A medida que las zonas de malla se deslizan, no se requiere que los nodos se alineen lo largo de la interface. Como los flujos corresponden a regímenes transiente, se requieren procedimientos de solución dependientes del tiempo.

La interfaz de malla y las zonas asociadas a ella pueden tener cualquier forma, siempre que los dos límites de interfaz se basen en la misma geometría. En la Figura 2.8 y Figura 2.9, se muestran dos tipos de interfaz de malla. Si se realizase la extrusión de ambas figuras (Figura 2.8 y Figura 2.9), resultaría que las zonas de interfaz de malla resultarían en un plano (Figura 2.8) y un cilindro (Figura 2.9).

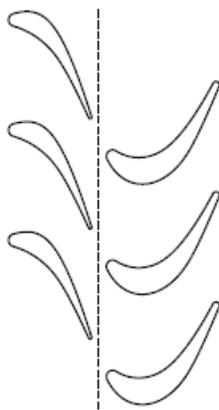


Figura 2.8 "Interfaz de malla lineal"

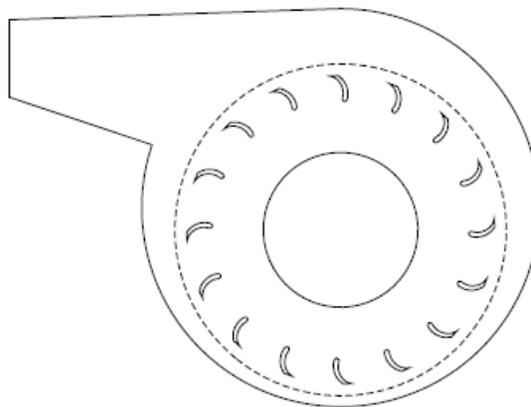


Figura 2.9 "Interfaz de malla circular"

2.2.12.2 Malla dinámica (Dynamic Mesh)

En ANSYS Fluent, la capacidad de malla dinámica se usa para simular problemas con movimiento de las condiciones de contorno, cómo válvulas de retención o en este caso turbinas.

Los bloques de construcción para definir las capacidades de la malla dinámica dentro de ANSYS Fluent son tres, Smoothing (suavizado), Layering (estratificado) y Remeshing (remallado). La combinación de los tres se ocupa para abordar problemas de malla dinámica de mayor dificultad. [10]

2.2.12.2.1 Métodos de suavizado (Smoothing Methods):

Cuando el suavizado (Smoothing) se usa para ajustar la malla de una zona con un contorno móvil o deformable, los nodos interiores de la malla se mueven, pero el número de nodos y conectividad no cambian. De esta forma los nodos interiores absorben el movimiento del contorno.

2.2.12.2.1.1 Suavizado basado en resortes (Spring-Based Smoothing)

Para el suavizado basado en resortes, los bordes entre dos nodos de la malla se idealizan como una red de resortes interconectados. Los espaciamientos iniciales de los contornos antes de cualquier movimiento constituyen el estado de equilibrio de la malla. Un desplazamiento en un nodo límite determinado generará una fuerza proporcional al desplazamiento a lo largo de todos los nodos conectados al resorte.

El método de suavizado basado en resortes puede ser usado para actualizar cualquier celda cuyo contorno se mueva o deforme.

Para celdas no tetraédricas (no triangulares en 2D), el método basado en resortes puede usarse cuando se cumplen las siguientes condiciones.

- El contorno de la celda se mueve predominantemente en una dirección (sin estiramientos anisotrópicos excesivos o compresión en las celdas).
- El movimiento es predominantemente normal a la zona de contorno o límite.

2.2.12.2.1.2 Suavizado basado en difusión (Diffusion-Based Smoothing)

Para el método de difusión, el movimiento de la malla está gobernado por la ecuación de difusión

$$\nabla(\gamma \nabla \vec{u}) = 0 \quad (2.16) \text{ "Ecuación de difusión"}$$

Donde \vec{u} es la velocidad de desplazamiento de la malla y γ el coeficiente de difusión. Las condiciones de contorno son definidas por el usuario. Al deformar los contornos, el movimiento de la malla se vuelve tangente al borde, (es decir el componente normal de la velocidad desaparece).

En ANSYS Fluent, existen dos diferentes formas para determinar el coeficiente de difusión. La primera relaciona el coeficiente de difusión con la distancia al contorno y la segunda plantea que el coeficiente de difusión es función del volumen de cada celda.

2.2.12.2.1.2.1 Difusión basada en la distancia al contorno (Diffusivity Based on Boundary Distance)

El uso de la difusión basada en la distancia al límite, permite controlar como el movimiento del límite se difunde en el interior del dominio en función de la distancia al límite. Disminuir la difusividad lejos del límite móvil hace que esas regiones absorban más movimiento de la malla y conserva mejor la calidad de la malla cerca del límite móvil. Esto es particularmente útil para un límite móvil que tiene características geométricas pronunciadas, junto con un movimiento prescrito que es predominantemente rotativo.

2.2.12.2.1.2.2 Difusión basada en el volumen de celda (Cell volumen based diffusion)

El uso de la difusión basada en el volumen celular le permite controlar como el movimiento del límite se difunde en el interior del dominio en función del tamaño de la celda. Disminuir la difusividad en células más grandes hace que esas células absorban más movimiento de la malla y, por lo tanto, preserva mejor la calidad de las celdas más pequeñas.

Se pueden manipular los valores del factor de difusividad ajustando el parámetro de difusión. Un valor de 0, produce una difusión uniforme del movimiento del límite a través de la malla. Los valores más altos resultan en que las celdas más grandes absorben más movimiento que las celdas pequeñas.

El suavizado de la malla basado en difusión es un método alternativo al suavizado basado en resortes. Está disponible para todos los tipos de elementos y puede ser usado para actualizar cualquier zona de celda cuyos límites se muevan o deformen.

El suavizado basado en la difusión es computacionalmente más costoso, pero resulta en una mejor calidad de la malla.

2.2.12.2.2 Método de suavizado lineal basado en sólidos elásticos (Linearly Elastic Solid Based Smoothing Method)

Las condiciones de contorno se obtienen a partir de las deformaciones del límite prescritas por el usuario. Estas deformaciones impuestas se transfieren al interior de la malla de deformación como si la malla fuera un sólido linealmente elástico con las propiedades del material dadas. Al deformar los límites, se puede especificar una geometría a lo largo de la cual se puede deslizar la malla o dejar la geometría sin especificar. Si se especifica una geometría para el contorno de deformación, entonces las condiciones de contorno son tales que la deformación normal a la frontera desaparece y la tensión tangencial a la frontera es cero. Si la geometría del límite de deformación no está especificada, entonces el límite de deformación también puede deformarse en la dirección normal y las condiciones de contorno resultan en que la tracción es cero en todas las direcciones.

El suavizado de malla basado en el modelo sólido linealmente elástico es un método alternativo al suavizado basado en la difusión y de resorte. La mayoría de las propiedades y limitaciones discutidas para el suavizado basado en difusión (Aplicabilidad del Método de Suavizado Basado en Difusión) también se aplican al modelo sólido linealmente elástico, particularmente la degradación de la calidad de la malla para los movimientos de rotación. El modelo sólido linealmente elástico es computacionalmente más costoso que el suavizado basado en difusión, pero para algunas mallas y movimientos de malla se preserva mejor la calidad de la misma.

2.2.12.2.3 Método de suavizado Laplaciano (Laplacian Smoothing Method)

El suavizado laplaciano es el método de suavizado de malla más común y el más simple. Este método ajusta la ubicación de cada vértice de malla al centro geométrico de sus vértices vecinos. Este método es computacionalmente económico, pero no garantiza una mejora en la calidad de la malla, ya que el reposicionamiento de un vértice por suavizado laplaciano puede dar como resultado elementos de baja calidad. Para superar este problema, ANSYS Fluent solo reubica el vértice al centro geométrico de sus vértices vecinos si y solo si hay una mejora en la calidad de la malla (es decir, se ha mejorado la asimetría).

2.2.12.2.4 Método de suavizado de capa límite (Boundary Layer Smoothing Method)

El método de suavizado de capa límite se usa para deformar la malla de capa límite durante una simulación de malla de deformación móvil.

Con el suavizado de capa límite habilitado, las coordenadas nodales de cada celda en la zona de capa límite se actualizan con el mismo vector de desplazamiento que los nodos correspondientes en la zona de cara subyacente (por debajo). El método de suavizado de capa límite se puede aplicar a zonas de capa límite de todos los tipos de malla (es decir, cuñas y hexaedros en 3D, cuadriláteros en 2D).

Típicamente, el método de suavizado de la capa límite conserva la altura de las celdas de la capa límite adyacentes a la zona de la cara deformada. Sin embargo, se debe tener en cuenta que este enfoque está destinado principalmente para el movimiento traslacional. Si las caras sufren una rotación, las celdas de la capa límite pueden quedar separadas.

2.2.12.2.5 Capa dinámica (Dynamic Layering)

En zonas de malla prismáticas (hexaédricas y / o de cuña), pueden usarse capas dinámicas para agregar o eliminar capas de celdas adyacentes a un límite móvil, en función de la altura de la capa adyacente a la superficie en movimiento. El modelo de malla dinámica en ANSYS Fluent permite especificar una altura de capa ideal en cada contorno de la zona móvil. La capa de celdas adyacente al límite móvil se divide o fusiona con la capa de celdas contigua basada en la altura de las celdas en la capa. Con la opción basada en la altura (Height Based), las celdas se dividen para crear una capa de celdas con altura constante. Con la opción basada en la proporción (Ratio Based), las celdas se dividen de manera que, localmente, la relación entre las nuevas alturas de celdas y las alturas de celdas antiguas sea exacta en todas partes. Se puede ocupar el método de capas dinámicas para dividir o fusionar celdas adyacentes a cualquier límite móvil siempre que se cumplan las siguientes condiciones:

- Todas las celdas adyacentes a la zona de la cara en movimiento son cuñas o hexaedros (Cuadriláteros en 2D), aunque la malla puede contener zonas mixtas.
- La zona móvil de la malla no se puede conectar a paredes acopladas.
- Si el límite móvil es una zona interna, las celdas de ambos lados de la zona interna se consideran dinámicas [11].

2.2.12.2.6 Método de Remallado (Remeshing Methods)

En las zonas con mallas triangulares o tetraédricas, normalmente se usa el método de suavizado basado en resortes. Cuando el desplazamiento del contorno de la superficie móvil es grande en comparación con los tamaños de las celdas locales, la calidad de la celda puede deteriorarse. Esto podría invalidar la malla y, en consecuencia, generar problemas de convergencia. Para evita este problema, ANSYS Fluent junta las células que rompen los criterios de asimetría o tamaño y ajusta localmente las celdas. Si las celdas nuevas satisfacen los criterios de simetría y tamaño, la malla se actualiza con las nuevas celdas. De lo contrario, las nuevas celdas se descartan y se mantienen las antiguas.

ANSYS Fluent incluye varios métodos de remallado (Remeshing) que incluye remallado de celdas locales (Local Cell Remeshing), remallado de zona (Zone Remeshing), remallado de zona frontal (Face Region Remeshing), remallado de celda cortada (CuteCell Zone Remeshing) y remallado de superficie 2.5D (2.5D Surface Remeshing). Los métodos de remallado son adecuados para tipos particulares de celda

- El método local de remallado (Local Cell Remeshing), sólo afecta a las celdas triangulares y tetraédricas en la malla (en zonas de celdas mixtas se omiten celdas no triangulares o tetraédricas).
- El método de remallado de zona (Zone Remeshing), reemplaza todos los tipos de celdas con celdas tetraédricas y triangulares.
- El método de remallado de zona frontal (Face Region Remeshing), se aplica a celdas triangulares en 2D y tetraédricas en 3D, produciendo celdas en forma de cuña en dominios 3D.
- remallado de celda cortada (CuteCell Zone Remeshing) funciona para todos los tipos de celda.
- El método de remallado 2.5D solo funciona en mallas hexagonales o celdas de cuña extruidas a partir de elementos de superficie triangulares. [11]

2.2.13 Monitoreo de Residuos (Monitoring residuals)

Los residuos en ANSYS Fluent son las magnitudes de error en las ecuaciones que gobiernan la dinámica del fluido a medida que avanza el proceso de iteración. El valor residual se calcula como la diferencia entre el valor anterior y el actual, a medida que estos errores disminuyen, los resultados de las ecuaciones alcanzan valores que cambian cada vez en menor medida. Esto es lo que se conoce como convergencia, si estos errores comienzan a aumentar, entonces se dice que la solución es divergente.

Al final de cada iteración del solucionador, la suma residual para cada una de las variables conservadas se calcula y almacena, registrando así el historial de convergencia. En una computadora con una precisión infinita, estos residuos se irán a cero a medida que la solución converja. En una computadora real, los residuos recaen a un valor pequeño y luego dejan de cambiar. Para cálculos de precisión simple, los residuos pueden caer hasta seis ordenes de magnitud antes de llegar al redondeo.

No existen métodos universales para evaluar la convergencia. Las definiciones residuales que son útiles para una clase de problemas a veces no son equivalentes para otras.

Para la mayoría de los problemas, el criterio de convergencia predeterminado en ANSYS Fluent es suficiente. Este criterio requiere que los valores residuales disminuyan a 10^{-3} para todas las ecuaciones, excepto para la ecuación de energía en el caso que haya sido seleccionada, cuyo criterio es 10^{-6} . [12]

2.2.13.1 Factores de Sub-relajación

Cada una de las ecuaciones (masa, presión, densidad y momento), representan ecuaciones que el solucionador intenta resolver. En cada iteración los valores deben acercarse más (converger). A veces, por diversas razones la solución puede volverse inestable, por lo que se utiliza un factor de sub-relajación.

La Sub-relajación de las ecuaciones, también conocidas como relajación implícita, se usan en el solucionador para estabilizar el comportamiento de convergencia de las iteraciones no lineales externas mediante la introducción de cantidades selectivas en el sistema de ecuación discretizadas.

En ANSYS Fluent, los factores predeterminados de Sub-relajación para todas las variables están fijados en valores cercanos a los óptimos para una larga posibilidad de casos. Estos valores pueden ser compatibles con diversos problemas, pero para problemas particulares no lineales (por ejemplo, flujos turbulentos) es prudente reducir los factores de sub-relajación iniciales.

Es una buena práctica comenzar el cálculo usando los factores predeterminados de sub-relajación. Si el valor residual continúa creciendo después de la cuarta o quinta iteración, se deberán reducir los factores de sub-relajación. Para la mayoría de flujos, los factores predeterminados de sub-relajación usualmente no requieren modificación. Si se observa divergencia o inestabilidad se requiere reducir los valores de los factores de sub-relajación desde sus valores predeterminados a valores de 0,2, 0,5, 0,5, y 0,5 (presión, densidad, fuerzas de cuerpo, y momento respectivamente, usualmente no es necesario reducir el factor de sub-relajación de la presión cuando se ocupa el algoritmo SIMPLEC [13].

3 Metodología

3.1 Selección de zona geográfica

El lugar escogido para el emplazamiento de los dispositivos corresponde a la zona de Canicu, latitud 37°42'00" S y longitud 71°27'05" W, posee una población objetivo de 40 hogares sin acceso a la energía eléctrica, según el último catastro realizado el año 2014, sin embargo se han realizado programas de electrificación parcial a través de paneles solares fotovoltaicos, en algunas zonas de alto Bío Bío, por lo que el fin de este documento es plantear un dispositivo de generación base que otorgue un sustento constante de energía eléctrica.

Cabe destacar que la comunidad de Canicu, corresponde a una comunidad Pehuenche, que busca la recuperación, cuidado y preservación de las tierras, rechazando enérgicamente proyectos hidroeléctricos de gran envergadura, por lo que la selección y dimensionamiento de este proyecto debe considerar factores ambientales y culturales de la comunidad.

La comuna se encuentra emplazada a un costado del Río Queuco, en una cuenca que posee una superficie de 986 km² que se caracteriza por un régimen de tipo pluvionival (alimentado por lluvias y derretimientos de nieve).

El río Queuco posee caudales que varían, en promedio, entre los 20 y 200 m³/s a lo largo del año, como se observa en los datos recopilados que se grafican a continuación.

Los datos de caudales fueron obtenidos de la estación de monitoreo ubicada en el Río Queuco, perteneciente a las antiguas instalaciones de ENDESA.



Figura 3.1 "Selección de zona geográfica y condiciones operativas"

La medición del potencial energético del Río Queuco se obtuvo a través de la geolocalización de dos puntos, el primero, río arriba, ubicado a 37°42'44.96" latitud Sur, 71°29'12.17" longitud Oeste, con una elevación de 636 metros sobre el nivel del mar, y el segundo punto, ubicado río abajo a 38°42'47.18" latitud Sur, 71°29'13.65" longitud Oeste con una elevación de 620 metros sobre el nivel del mar, lo que otorga una altura neta de 16 metros en una distancia entre puntos de medición de 90 metros .

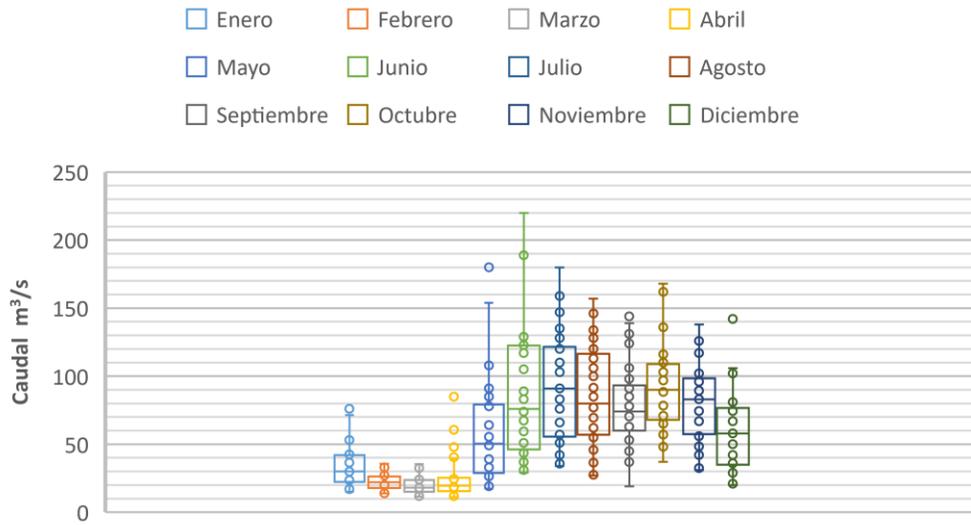


Gráfico 3.1 "Caudales medios mensuales y rango mínimo y máximo Estación río Queuco"

Como en el cauce no existe caudal ecológico (condiciones de caudal mínimo requerido para mantener condiciones de hábitat aceptables) determinado con anterioridad este ha sido determinado de acuerdo con el criterio establecido en el manual de normas y procedimientos para la administración de recursos hídricos [14].

Tabla 3.1 "Caudales permanentes y eventuales disponibles en el punto de captación, en m³/s"

| Caudal | Ene | Feb | Mar | Abr | May | Jun | Jul | Ago | Sep | Oct | Nov | Dic |
|------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Permanente | 11,5 | 9,0 | 7,3 | 7,4 | 15,6 | 26,9 | 34,4 | 33,1 | 34,9 | 43,6 | 37,8 | 18,7 |
| Eventual | 27,3 | 12,5 | 12,4 | 29,7 | 61,9 | 85,8 | 80,8 | 72 | 60,3 | 68,1 | 55,9 | 68 |

3.2 Diseño turbina Banki

3.2.1 Diagramas de velocidad

Los perfiles de los álabes del rodete de una turbina se determinan en base a los diagramas de velocidades en cada punto del rodete. Para determinar estos diagramas, se requiere definir la velocidad de salida del agua del inyector, que se determina en base a la ecuación de Bernoulli (2.2.7) aplicada entre la superficie del reservorio, donde la velocidad del agua es aproximadamente cero, y la salida del inyector.

$$\frac{P_o}{\gamma} + \frac{C_o^2}{2g} + Z_o = \frac{P_i}{\gamma} + \frac{C_i^2}{2g} + Z_o + \Delta H_t + \Delta H_i \quad (3.1) \text{ "Ecuación de Bernoulli"}$$

Donde

- C_o y C_i , representan las velocidades de una partícula de agua en la superficie del canal de entrada y en la salida del inyector respectivamente.
- P_o y P_i , representan las presiones en la superficie del reservorio y en la salida del inyector respectivamente. En este caso en particular ambas presiones se considerarán atmosféricas.
- Z_o y Z_i , Representan los niveles topográficos, en la superficie de la entrada del canal y la posición del inyector respectivamente, y su diferencia es igual a la altura neta o salto bruto.
- γ y g representan el peso específico del agua y la aceleración de gravedad respectivamente.
- ΔH_t , es la pérdida de presión por efecto de la fricción del agua con las paredes de la tubería.
- ΔH_i , es la pérdida de presión por efecto del agua con las paredes del inyector.

De la ecuación 3.1 se determina que la velocidad de salida del agua del inyector es:

$$C_i = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \sqrt{2gH} \quad (3.2) \text{ "Velocidad de salida del fluido del inyector"}$$

En donde: H , es el salto efectivo o neto de la central, obtenido de la diferencia entre el salto bruto y las pérdidas de presión de la tubería. Asimismo, se define K_c , como el coeficiente de velocidad del inyector.

$$K_c = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \quad (3.3) \text{ "Coeficiente de velocidad del inyector"}$$

Con lo cual la velocidad de salida del agua del inyector queda expresada por:

$$C_i = K_c \sqrt{2gH} \quad (3.4) \text{ "Velocidad de salida del fluido del inyector redefinida"}$$

De forma práctica K_c , comprende valores comprendidos entre 0,97 y 0,98.

La velocidad del agua a la salida del inyector es igual a la velocidad de ingreso del agua al rodete. Este chorro de agua a su vez se orienta hacia el rodete con un ángulo promedio denominado α_2 , el cual posee valores prácticos que se encuentran alrededor de los 16° .

También es conocido que, en las turbinas de acción, la velocidad se expresa por:

$$U_2 = K_u C_2 \cos \alpha_2 \quad (3.5) \text{ "Velocidad en turbinas de acción"}$$

Donde K_u es el coeficiente de velocidad tangencial que en el caso de las turbinas de acción posee un valor aproximado de 0,5. Con estas velocidades se determinan la velocidad relativa.

$$W_2 = C_2 \sqrt{1 - K_u(2 - K_u) \cos^2 \alpha_2} \quad (3.6) \text{ "velocidad relativa del fluido"}$$

Y con el ángulo β_2 , se concluye la construcción del diagrama de velocidades.

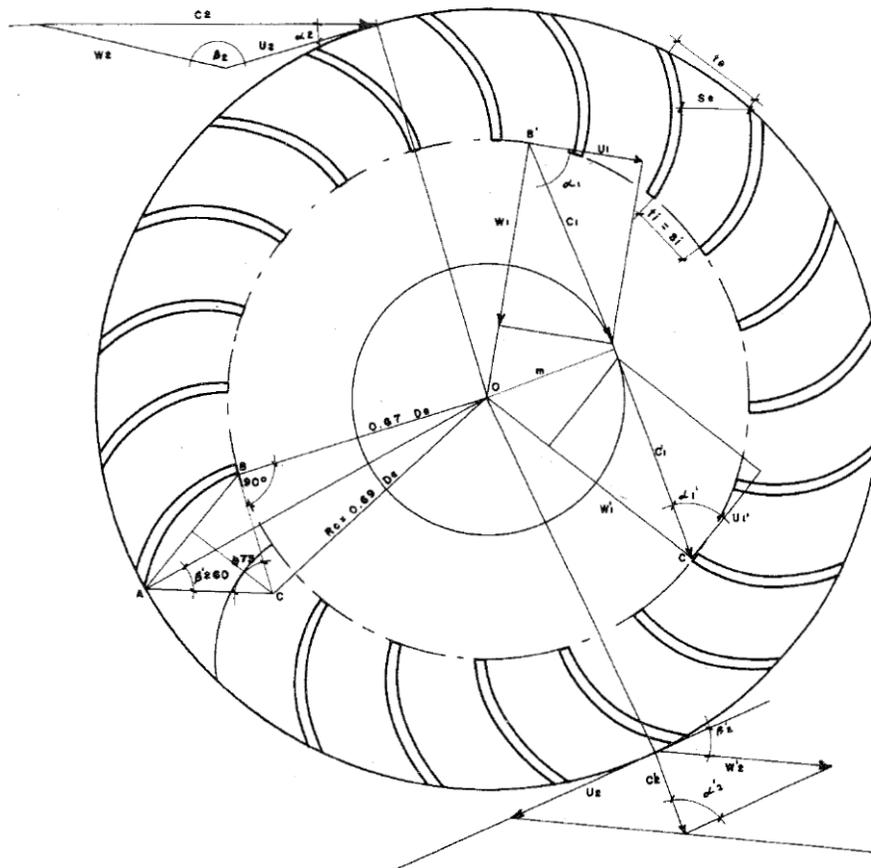


Figura 3.2 "Esquemas diagramas de velocidades"

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

$$\begin{aligned} U_1 &= U_1' \\ C_1 &= C_1' \\ \alpha_1 &= \alpha_1' \\ \beta_1' &= 180 - \beta_1 \end{aligned}$$

Por lo tanto, se llega a la conclusión de que:

$$\beta_1' = \beta_1 = 90^\circ$$

A la salida del agua del rodete se forma un diagrama de velocidad en el que:

$$U_2' = U_2 = K_u C_2 \cos \alpha_2$$

$$\beta_2 = 180 - \beta_2'$$

$$\beta_2' = \arcsen \left[\frac{\text{sen} \alpha_2}{\sqrt{1 - K_u(2 - K_u) \cos^2 \alpha_2}} \right]$$

La velocidad relativa queda expresada por:

$$W_2' = K_f * W_2$$

Donde K_f es el coeficiente de velocidad relativa que expresa la pérdida de fricción del agua con los álabes del rodete, y su valor puede aproximarse a 0,98.

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

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

(3.7) "Velocidad absoluta a la salida del rodete"

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

$$\alpha_2' = \arcsen \left| \frac{K_f \text{sen} \beta_2' \sqrt{1 - K_u(2 - K_u) \cos^2 \alpha_2}}{\sqrt{K_f^2 + K_u \cos^2 \alpha_2 (K_u - K_f^2(2 - K_u) - K_f)}} \right| \quad (3.8) \text{ "ángulo de salida del fluido del rodete"}$$

Todas estas velocidades se pueden expresar en forma práctica cuando se definen las contantes. Por ejemplo, para este caso se asumirán, un ángulo promedio $\alpha_2 = 16^\circ$, un coeficiente de velocidad K_c igual a 0,98, un coeficiente tangencial de velocidad K_u igual a 0,5, y un coeficiente de velocidad relativa K_f igual a 0,98, valores promedios para las contantes sugeridos anteriormente.

De esta manera se obtienen las siguientes expresiones simplificadas.

$$C_2 = 4,34\sqrt{H}$$

$$U_2 = 2,09\sqrt{H}$$

$$W_2 = 2,40\sqrt{H}$$

$$W_2' = 2,35\sqrt{H}$$

$$C_2' = 1,20\sqrt{H}$$

$$\beta_2' = 29,83^\circ$$

$$\beta_1 = 90^\circ$$

(3.9) "Fórmulas simplificadas de velocidad y ángulos del fluido"

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

3.2.2 Geometría del Inyector

Existen diversas geometrías de inyector Turbina Michell-Banki, en los casos en que la altura neta es elevada, se utilizan inyectores con un álabe de compuerta, otras con álabes directriz con diferentes geometrías, esto para mejorar el rendimiento del sistema. Sin embargo, en los casos en que la altura neta es baja (< 30 m), se diseñan sin ningún sistema de regulación, debido a que, el aumento en rendimiento no implica un aumento significativo en la producción de energía, que pueda compensar el sobrecoste de un diseño más complejo. Para definir la geometría del inyector es necesario considerar en el diseño una buena conducción y aceleración del flujo de agua, así como también una adecuada orientación y regulación de este flujo hacia los álabes del rodete.

La geometría del inyector ha sido estandarizada con anterioridad, y se encuentra tabulada en la sección 6.5, Tabla 6.4, relacionadas con los diámetros exteriores de rodete más usados para bajas alturas, además se muestra de manera gráfica el perfil del inyector en la sección 6.4. Para diámetros distintos a los mostrados en la tabla, se puede recurrir a la interpolación lineal.

La única medida que debe ser calculada en la geometría del inyector corresponde al ancho, que depende del salto neto y el caudal disponible.

$$B = \frac{Q}{p(\pi D_e - eZ)K_o K_c \sqrt{2gh} \operatorname{sen} \alpha_2} \quad (3.10) \text{ "Ancho de entrada de admisión del Inyector"}$$

Donde:

Q : Caudal máximo que circulará por la turbina

p : Factor de arco de admisión, igual a 1 para el inyector desarrollado.

D_e : Diámetro interior exterior del rodete expresado en metros.

e : espesor de los álabes del rodete, expresados en metros.

Z : Número de álabes del Rodete.

K_o : Porcentaje del arco de admisión

K_c : Coeficiente de velocidad igual a 0,98 para turbinas de acción.

h : Altura neta disponible

α_2 : Ángulo de entrada del fluido a la turbina.

Una fórmula práctica para determinar el ancho del inyector desarrollado en este documento es la siguiente:

$$B = \frac{0,96Q}{D_e \sqrt{H}} \quad (3.11) \text{ "Ancho de entrada de admisión del inyector simplificado"}$$

3.2.3 Geometría del Rodete

La geometría del rodete se determina en base a los ángulos obtenidos de los diagramas determinados en la sección 3.2.1, así tenemos que la relación del diámetro interno D_i , con respecto al diámetro externo D_e , se expresa como:

$$\frac{D_i}{D_e} = \frac{\sqrt{2K_u \cos^2 \alpha_2 - 1 + \sqrt{1 - 4 \cos^2 \alpha_2 (1 - K_u)K_u}}}{2K_u^2 \cos^2 \alpha_2 - 1} \quad (3.12) \text{ "Relación de diámetros Turbina Michell- Banki"}$$

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores, respecto a los valores de orientación del fluido hacia el rodete, α_2 , igual a 16° y el coeficiente de velocidad tangencial K_u , que es igual a 0,5, se obtiene la ecuación (3.12) simplificada.

$$\frac{D_i}{D_e} = 0,66 \quad (3.13) \text{ "Relación de diámetros Turbina Michell- Banki"}$$

El radio de curvatura de los álabes del rodete se expresa también en función del diámetro del rodete y del ángulo de salida del álabe β'_2 (dependiente de K_u y α_2), a través de la expresión:

$$r = \frac{D_e}{4\cos(\beta'_2)} \left| 1 - \left| \frac{D_i}{D_e} \right|^2 \right| \quad (3.14) \text{ "Radio de curvatura de los álabes"}$$

Sustituyendo los valores recomendados anteriormente se obtiene:

$$r = 0,163D_e \quad (3.15) \text{ "Radio de curvatura de los álabes, simplificado"}$$

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

$$\phi = 2 \text{ Arc tg } \left| \frac{\cos \beta'_2}{\left| \frac{D_i}{D_e} \right| + \text{sen } \beta'_2} \right| \quad (3.16) \text{ "Ecuación de ángulo de curvatura de los álabes"}$$

Como se observa en el procedimiento de cálculo planteado anteriormente, todas las dimensiones del rodete dependen del diámetro exterior, definiendo esta dimensión, se obtiene el resto de las dimensiones geométricas.

El diámetro exterior puede ser definido a través de la selección de un diámetro determinado o calculado a través de la fórmula de velocidad óptima de giro que se muestra a continuación.

$$N = \frac{39,85H^{1/2}}{D_e} \quad (3.17) \text{ " Velocidad óptima de giro"}$$

Donde:

N es el número óptimo de revoluciones en RPM.

D_e es el diámetro exterior del rodete, en metros.

H es el salto neto aprovechable, en metros.

Cuando se diseña la turbina para que gire a una velocidad constante, el diámetro exterior del rodete se determina despejándola de la fórmula anterior

La selección del número de álabes se realizará en base al diámetro y las condiciones de funcionamiento de la turbina, es decir altura y caudal.

Se debe tener en cuenta que un reducido número de álabes provocará pulsaciones en la generación de potencia, y un número elevado de álabes, repercutirá en un aumento de pérdidas de energía.

Según las investigaciones de A. ulku y H. olgun existe un número óptimo de álabes. En la tabla que se muestra a continuación se observan diferentes resultados de algunas investigaciones reflejadas en la literatura.

Tabla 3.2 "Parámetro característicos: influencia del número de álabes en el rendimiento de turbina Michell-Banki"

| Referencia | D/d | z | η |
|-----------------------------|------|----|-------|
| Yokohama, 1985, Japón | 0,66 | 26 | 80,6% |
| VIGM, 1986, CCCP | 0,63 | 24 | 78,0% |
| GANZ, 1984, Hungría | 0,66 | 30 | 75,0% |
| Alabama, 1983, USA | 0,66 | 20 | 75,0% |
| Resita, 1983, Rumania | 0,66 | 24 | 73,0% |
| KTU, 1987, Trazbon, Turquía | 0,54 | 24 | 71,3% |
| Oregon, 1949, USA | 0,66 | 20 | 68,0% |
| VDI, 1981, Etiopia | 0,67 | 36 | 66,0% |
| Los andes, 1973, Colombia | 0,62 | 27 | 60,6% |
| ODTU, 1985, Ankara, Turquía | 0,83 | 30 | 55,5% |

De la tabla se desprende que el número de álabes que maximiza el rendimiento de la turbina se encuentra en el rango de 24 a 30 álabes.

Para la obtención de la geometría del rodete, hemos determinado que esta depende del diámetro exterior. Para alturas bajas, desde 1 a 40 metros existen diámetros que se utilizan comúnmente, estos se encuentran tabulados en la Tabla 6.5, junto con las demás cotas geométricas que determinan el perfil del rodete. Para diámetros distintos a los presentados en la tabla se puede recurrir a la interpolación lineal.

A diferencia de las dimensiones geométricas expuestas anteriormente, existe una dimensión que no depende del diámetro exterior del rodete, si no que depende del ancho de la entrada de admisión del Inyector, lo que determinará el ancho del rodete.

$$B_r = 1,5B$$

(3.18) "Ancho del rodete, turbina Banki"

En la sección 6.7, Figura 6.2, se observa gráficamente la geometría general del Rodete, además de sus cotas geométricas relevantes estandarizadas [15].

3.3 Diseño Tornillo de Arquímedes

El tornillo hidráulico funciona de la siguiente manera, el agua fluye desde la parte superior del tornillo, haciéndolo girar mientras el fluido se mueve aguas abajo a lo largo del tornillo. La presión dinámica que ejerce el fluido debido a su densidad y velocidad en la superficie de las aspas del tornillo causa su rotación. La rotación del eje del tornillo hidráulico produce energía mecánica que conectada a un generador puede generar energía eléctrica.

3.3.1 Variables operativas

Para el cálculo de la geometría del tornillo de Arquímedes, se deben considerar algunas variables operativas que determinarán la geometría del dispositivo de tornillo hidráulico.

3.3.1.1 Ángulo de inclinación

Determina el largo del dispositivo de tornillo hidráulico, un estudio realizado en la Universidad de ingeniería de la universidad RMIT, ubicada en Melbourne, Australia, consistió en determinar el ángulo de mayor eficiencia del tornillo hidráulico como generador de energía.

La metodología de experimentación consistió en medir la potencia eléctrica generada por el tornillo y compararla con la energía teórica para determinar que ángulo entregaba la mayor eficiencia.

La potencia máxima que se puede extraer de un fluido de forma teórica en una turbina corresponde a la energía potencial presente en el fluido, esta se representa por la formula mostrada a continuación.

$$P_T = \rho * g * Q * h \quad (3.19) \text{ "Potencia teórica de un fluido"}$$

La potencia real que entrega la turbina se puede obtener a través de la multiplicación del torque y la velocidad angular, en el caso del experimento realizado, el torque se obtuvo conectando el eje de salida a un dinamómetro, mediante el cual se obtenía el torque entregado por el dispositivo, esta medición permitió obtener la potencia real entregada por el dispositivo.

$$P = T * w \quad (3.20) \text{ "Potencia real"}$$

los resultados del estudio se muestran en la tabla a continuación:

Tabla 3.3 "Estudio experimental de rendimiento de la turbina tornillo hidráulico basada en diferentes ángulos de inclinación."

| | Inclinación (θ°) | Q (lts/seg) | Altura (metros) | N (Rpm) | Torque (Nm) | Potencia (W) | Rendimiento (η) |
|---|-----------------------------------|-------------|--------------------|---------|----------------|-----------------|---------------------------|
| 1 | 22 | 1,2 | 0,25 | 106 | 0,13 | 1,4 | 0,49 |
| 2 | 30 | 1,2 | 0,38 | 146 | 0,09 | 1,3 | 0,30 |
| 3 | 40 | 1,2 | 0,41 | 225 | 0,06 | 1,4 | 0,30 |

La inclinación que presentó mayor eficiencia fue la de 22°, estos estudios se han repetido en diversas ocasiones, obteniendo resultados similares, por lo que se ha planteado que el rango óptimo de instalación del dispositivo de tornillo hidráulico se encuentra en el rango de 20° a 30° [16].

3.3.1.2 Velocidad de rotación

El diseño geométrico del tornillo hidráulico busca encontrar la manera de transportar la mayor cantidad de fluido desde la parte superior a la parte inferior del tornillo.

Otra posibilidad para aumentar la cantidad de fluido transportado por unidad de tiempo es aumentar la velocidad de giro. Sin embargo, este camino tiene un máximo delimitado de velocidad de giro para el tornillo hidráulico, este límite ha sido obtenida a través de trabajos experimentales.

$$n_{m\acute{a}x} = \frac{50}{(2R_0)^{2/3}} \quad (3.21) \text{ "Velocidad máxima de giro, fórmula de Muysken".}$$

Valores de velocidad de giro superiores pueden implicar turbulencias excesivas que se transforman en fuerzas resistivas, que pueden resultar en la disminución de la eficiencia del dispositivo.

En relación con la velocidad, Existen 3 formas de funcionamiento:

- Funcionamiento con velocidad de Rotación fija:

El tornillo es acoplado directamente al generador a través de una caja de cambios.

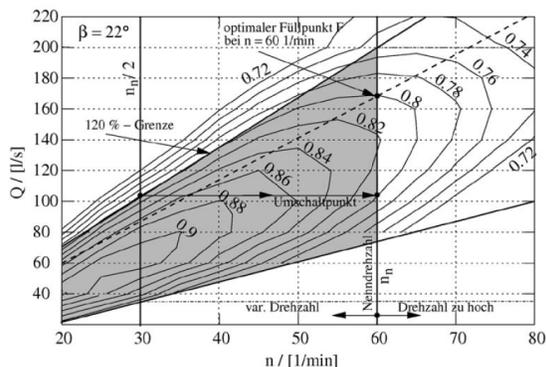
- Funcionamiento con generador asincrónico de dos velocidades:

Se acopla a un generador con diversos pares de polos, los que se energiza uno de ellos a la vez y generan una velocidad de rotación específica.

- Funcionamiento con velocidad variable:

La velocidad de rotación se regula a través de un variador de frecuencia, la velocidad puede ser libre desde el reposo hasta la velocidad nominal o máxima, esto se regula a través de una unidad de control.

La selección del tipo de funcionamiento deriva del diagrama de Shell mostrado a continuación.



El tipo de funcionamiento depende de la velocidad de giro y el caudal de trabajo, esto a su vez depende de la geometría del tornillo, de este gráfico se desprende también información acerca del punto óptimo de llenado.

El primer tramo de la izquierda muestra un rango de velocidad fija, en el rango intermedio de velocidades variables intermedias, y el tercer rango de velocidades variables altas. [17]

Figura 3.3 "Curva de Shell tornillo hidráulico, tipo de funcionamiento"

3.3.1.3 Caudal

Corresponde a la cantidad de fluido que circula por una sección, en nuestro caso el canal de entrada al tornillo hidráulico por un período de tiempo.

En la implementación de un equipo de tornillo hidráulico el caudal representa una medida esencial en el dimensionamiento del dispositivo debido a que determinará el diámetro de este.

El caudal Q es obtenido a través de la ecuación de Weisbach:

$$Q = \frac{n}{60} * V_u \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (3.22) \text{ "Ecuación de caudal, Weisbach"}$$

Donde n es la velocidad de giro, que como valor máximo no debe sobrepasar el valor entregado por la ecuación 3.18.

En el caso de la determinación del volumen V_u , para el funcionamiento de un equipo de tornillo hidráulico, esta variable depende de los siguientes factores adimensionales:

| | |
|--|---|
| $\lambda = \frac{s * \tan\theta}{2\pi * R_o}$ | • Relación de paso (λ) |
| $v_u = \frac{V_u * \tan\theta}{\pi * R_o^2 * s}$ | • Relación de Volumen (v_u) |
| $\rho = \frac{R_i}{R_o}$ | • Relación de Radio (ρ) |
| $\lambda_{vu} = \frac{V_u * \tan\theta}{2\pi^2 * R_o^3}$ | • Relación de volumen por vuelta (λ_{vu}) |

La relación de radios debe encontrarse, por supuesto, entre 0 y 1. Esto también es cierto para la relación de paso, ya que el paso máximo para el cual se puede formar un cubo de agua es $2\pi * R_o / \tan\theta$.

Despejando la expresión del volumen V_u , de la ecuación de relación de volumen por vuelta, y reemplazando la expresión en la ecuación (3.22) de caudal se obtiene.

$$Q = \frac{2\pi^2 * R_o^3}{\tan\theta} * \lambda_{vu} * \frac{n}{60} \quad (3.23) \text{ "Caudal de trabajo, ecuación de Weisbach"}$$

Y por lo tanto para un tornillo de radio R_o , ángulo θ , y velocidad de rotación n, el caudal Q es un múltiplo específico de la relación de volumen por vuelta λ_{vu} . [18]

3.3.1.4 Paso o período

En la construcción geométrica del tornillo hidráulico existen algunos parámetros que deben ser asignados en función del lugar en el que se emplaza el proyecto, como lo son el diámetro, inclinación y largo del tornillo, sin embargo, también existen algunos parámetros internos del tornillo que son necesarios para completar la geometría específica, estos son el radio interno, el número de cuchillas u aspas, y por último el paso o periodo de la sinusoidal.

Un ciclo de tornillo corresponde a un segmento del tornillo cuya longitud es igual a un paso, esta magnitud puede variar dentro de un rango limitado definido por $0 \leq S \leq 2\pi R_0/K$.

Desafortunadamente no es posible llegar a una expresión aritmética simple que permita determinar el llenado del volumen entre aspas adyacentes en función de la relación de paso y el diámetro externo del tornillo, o alguna ecuación que pueda ser derivada para encontrar un máximo.

Sin embargo, a través de métodos gráficos y aritméticos en conjunto, y a través del análisis experimental se han logrado obtener expresiones, para determinar el paso de un tornillo hidráulico en función del ángulo de inclinación del mismo. Estas expresiones se muestran a continuación.

- $\theta < 30^\circ; S = 2,4R_0$
- $\theta = 30^\circ; S = 2R_0$
- $\theta > 30^\circ; S = 1,6R_0$

(3.24) "Relación de paso en función del diámetro exterior"

3.3.1.5 Ángulo de inclinación del Aspa

Para que el agua quede atrapada en el tornillo, es necesario que la curva sinusoidal que define el borde exterior de una cuchilla se incline hacia adelante a medida que cruza el eje del tornillo.

En términos del ángulo θ y α mostrados en la figura, es necesario que el ángulo θ sea menor o igual a α , o equivalentemente $\tan(\theta)$ sea menor o igual que $\tan(\alpha)$. En la figura se indica que se define $\tan(\theta)$ como K y la $\tan(\alpha) = R_0 * 2\pi/S$, cuando la sinusoidal tiene amplitud R_0 y período S . La condición $\tan(\theta)$ menor o igual a $\tan(\alpha)$, es por lo tanto $K \leq R_0 * 2\pi/S$, que es justamente el rango máximo de paso $S \leq 2\pi R_0/K$.

La figura también muestra el ángulo β que la curva sinusoidal define en el borde interno de las aspas con el eje del tornillo. Como la sinusoidal interna tiene amplitud R_i y período S , implica que $\tan(\beta) = R_i * 2\pi/S$. [19]

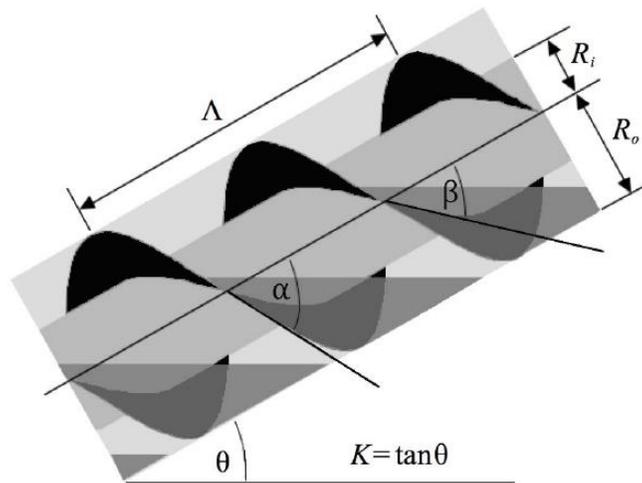


Figura 3.4 "Ángulos de inclinación de sinusoidal interna y externa"

Es así entonces como quedan definidas las ecuaciones para el cálculo del ángulo de las sinusoidales internas y externas del tornillo hidráulico.

$$\tan(\alpha) = R_0 * 2\pi/S$$

(3.25) "Ángulo de sinusoidal exterior"

$$\tan(\beta) = R_i * 2\pi/S$$

(3.26) "Ángulo de sinusoidal interior"

3.3.2 Geometría óptima del tornillo de Arquímedes

La determinación del diseño óptimo de un tornillo hidráulico se limita a un problema de búsqueda de parámetros y relaciones, que maximicen el rendimiento. Esto se puede realizar a través de métodos gráficos y fórmulas, sin embargo, para un tornillo con un número de aspas determinado existe un único valor óptimo para cada parámetro, relaciones que ya han sido tabuladas y se muestra a continuación. [19]

| Número de Aspas (N) | Relación óptima de radio (ρ^*) | Relación óptima de paso (λ^*) | Relación de volumen por vuelta (λ_{vu}^*) | Relación de volumen (V_u) |
|---------------------|---------------------------------------|---|---|-------------------------------|
| 1 | 0,5358 | 0,1285 | 0,0361 | 0,2811 |
| 2 | 0,5369 | 0,1863 | 0,0512 | 0,2747 |
| 3 | 0,5357 | 0,2217 | 0,0598 | 0,2697 |
| 4 | 0,5353 | 0,2456 | 0,0655 | 0,2667 |
| 5 | 0,5352 | 0,2630 | 0,0696 | 0,2647 |
| 6 | 0,5353 | 0,2763 | 0,0727 | 0,2631 |
| 7 | 0,5354 | 0,2869 | 0,0752 | 0,2619 |
| 8 | 0,5354 | 0,2957 | 0,0771 | 0,2609 |
| 9 | 0,5356 | 0,3029 | 0,0788 | 0,2601 |
| 10 | 0,5356 | 0,3092 | 0,0802 | 0,2592 |
| 11 | 0,5358 | 0,3145 | 0,0813 | 0,2586 |
| 12 | 0,5360 | 0,3193 | 0,0824 | 0,2580 |
| 13 | 0,5360 | 0,3234 | 0,0833 | 0,2574 |
| 14 | 0,5360 | 0,3270 | 0,0841 | 0,2571 |
| 15 | 0,5364 | 0,3303 | 0,0848 | 0,2567 |
| 16 | 0,5362 | 0,3333 | 0,0854 | 0,2562 |
| 17 | 0,5362 | 0,3364 | 0,0860 | 0,2556 |
| 18 | 0,5368 | 0,3380 | 0,0865 | 0,2559 |
| 19 | 0,5364 | 0,3404 | 0,0870 | 0,2555 |
| 20 | 0,5365 | 0,3426 | 0,0874 | 0,2551 |
| 21 | 0,5370 | 0,3440 | 0,0878 | 0,2553 |
| 22 | 0,5365 | 0,3465 | 0,0882 | 0,2544 |
| 23 | 0,5369 | 0,3481 | 0,0885 | 0,2543 |
| 24 | 0,5367 | 0,3500 | 0,0888 | 0,2538 |
| 25 | 0,5371 | 0,3507 | 0,0891 | 0,2542 |

Tabla 3.4 "Valores óptimos de parámetros adimensionales de diseño"

3.4 Proceso de Mallado

El proceso de mallado fue obtenido, tomando en consideración dos principales parámetros que determinan la calidad y convergencia de la malla, estos parámetros son Skewness (asimetría de malla), que determina cuan cercano a lo ideal (Equilátero o Equiángulo) una cara de celda es, y Orthogonal Quality (Calidad Ortogonal) que mide a través de vectores normales a la cara, desde el centroide de la celda, y hacia los centroides de las celdas adyacentes la distancia contigua y ángulo de desviación, obteniendo un factor de ortogonalidad. En ambos casos se obtienen valores mínimos, máximos y promediados que se clasifican según criterios entregados por Ansys para obtención de la calidad de mallado, como regla general Ansys recomienda valores de Skewness inferiores a 0,9 y de Orthogonal Quality superiores a 0,1. También se establece un criterio para el promedio de los valores de Skewness y Orthogonal Quality debido a que muchas veces la cantidad de celdas que no cumplen con el primer criterio señalado son mínimas en relación al total del celdas, por lo que se establece que el promedio de Skewness debe ser inferior a 0,3 y el promedio de Orthogonal Quality debe ser superior a 0,7.

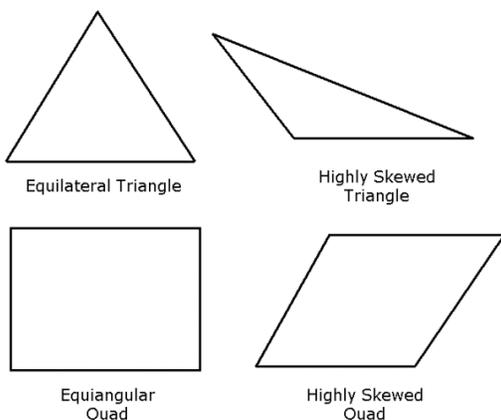


Figura 3.5 Condición ideal de Asimetría en triángulos y cuadriláteros."

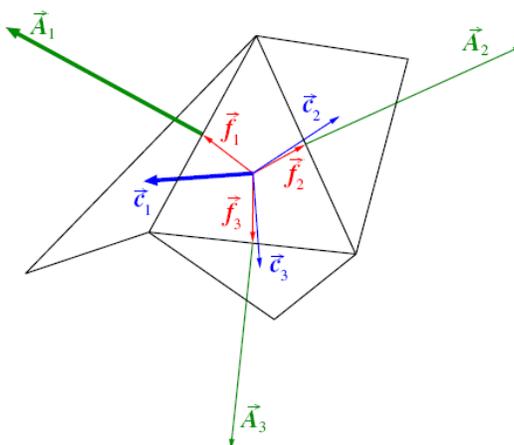


Figura 3.6 "Vectores utilizados para la obtención de la calidad ortogonal de una celda."

Como se indicó anteriormente la calidad de malla se clasifica según dos parámetros definidos principales, para esto Ansys ha creado una escala de clasificación de malla que se indica en la figura mostrada a continuación.

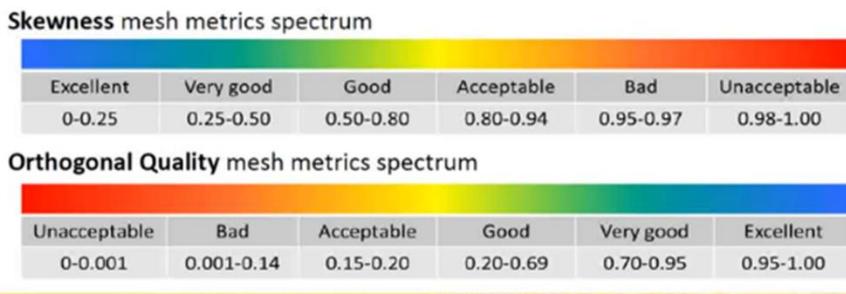


Figura 3.7 "Escala de Asimetría y calidad ortogonal, para la determinación de Calidad de malla"

3.4.1 Detalle de Mallado

El proceso de mallado, se realizó de acuerdo a la norma de Ansys, buscando los mejores métodos para lograr la mayor calidad posible de mallado, Teniendo en cuenta las limitantes de la versión utilizada (Student); dentro de los principales usados, se encuentran los métodos de Inflation y Body Sizing, el primero para disminuir gradualmente el espesor de la malla a través de un contorno en contacto con el dominio, en este caso el contorno de la turbina en contacto con el dominio, esto para refinar el análisis siguiendo la teoría de capa límite en la cual la velocidad del fluido en las paredes es igual a 0, y el método Body Sizing, para refinar el tamaño de la malla en el punto específico de interés de evaluación, en este caso en el dominio que rodea los equipos, denominado como “Dominio rotatorio”, para su visualización en los procesos de mallado y Setup.

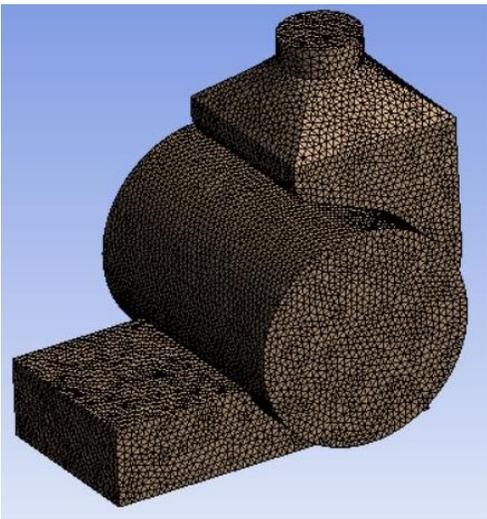


Figura 3.8 "Mallado Dominio, Turbina Banki"

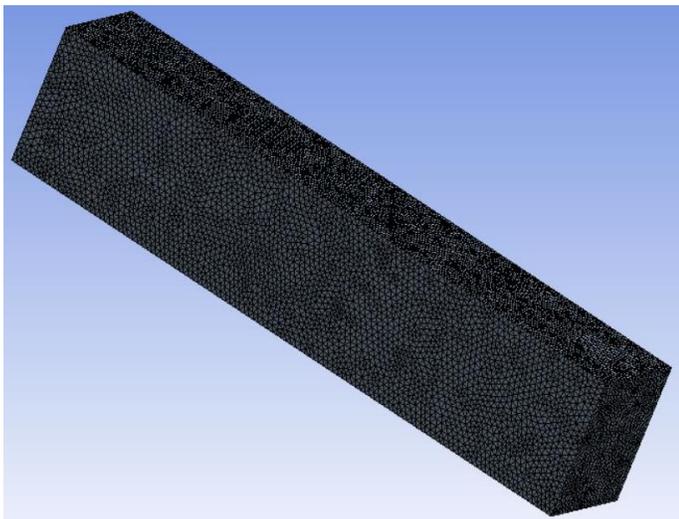


Figura 3.9 "Mallado Dominio, Tornillo Hidráulico"

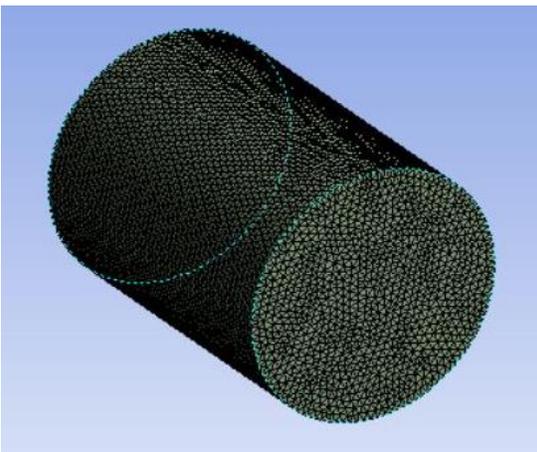


Figura 3.10 "Mallado Dominio Rotatorio, Turbina Banki"

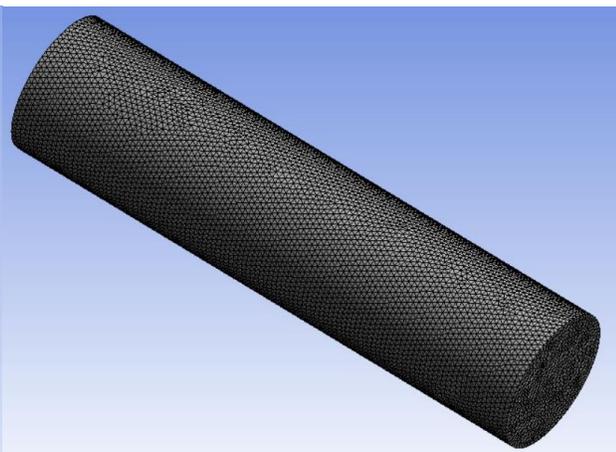


Figura 3.11 "Mallado Dominio Rotatorio, Tornillo Hidráulico"

Como se observa, se separó el dominio en dos sub-dominios, el primero denominado como “Dominio” es el que toma la forma del dispositivo que contiene el fluido, en el primer caso, la carcasa y el ducto de entrada de la Turbina Banki, y en el segundo caso, la forma del canal en el cual se aloja el tornillo hidráulico. El segundo Sub-dominio denominado “Dominiorotatorio” corresponde al volumen de fluido que contiene a los dispositivos, Su creación es necesaria para generar el contacto o interfaz descrita en la sección 2.2.12.1 entre ambos Sub-dominios para que permita el giro de la malla sin producir distorsiones o deformación de celdas, lo que puede producir volúmenes negativos de celdas. Posterior a la generación de la malla, se adoptan métodos de refinamiento y dimensionamiento de esta, para lograr un mayor grado de exactitud en las simulaciones, en el caso de los dispositivos simulados, se utilizaron los métodos de Body Sizing y Inflation descritos anteriormente.

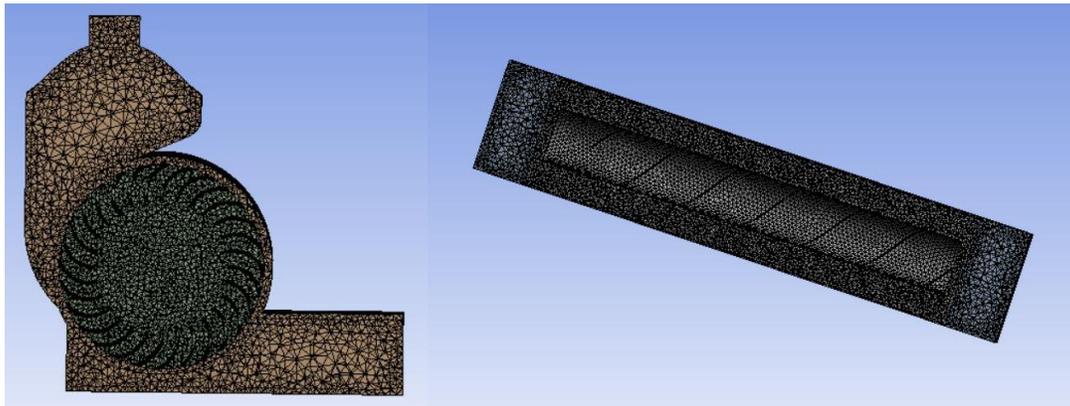


Figura 3.12 "Mallado Dominio Rotatorio, Método Body Sizing e Inflation Turbina Banki"

Figura 3.13 "Mallado Dominio Rotatorio, Método Body Sizing, Tornillo Hidráulico"

En la Figura 3.12 y Figura 3.13, se pueden apreciar las diferencias de tamaño entre las celdas ubicadas la zona de dominio y Dominio rotatorio. En la Figura 3.14 (A continuación) se Observa el Método de Inflation en el Sub - dominio aislado, con 5 pasos de crecimiento y una tasa de crecimiento de 1,2 en las líneas de crecimiento adyacentes (Growth Rate).

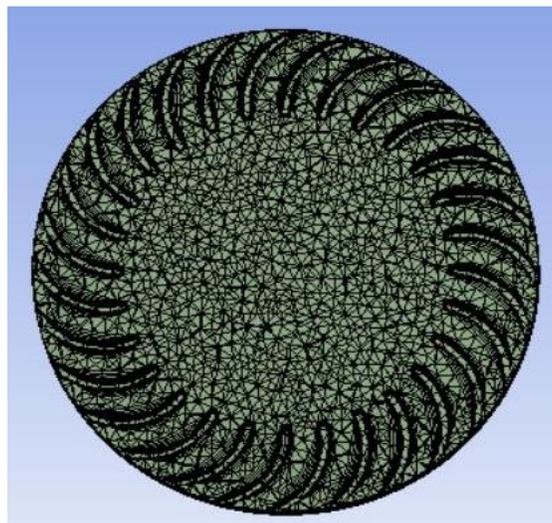


Figura 3.14 "Detalle Método Inflation, Turbina Banki"

3.4.2 Condiciones de Borde

Las condiciones de borde planteadas para cada una de las simulaciones realizadas y las zonas en las que estas condiciones de borde son aplicadas se observan a continuación.

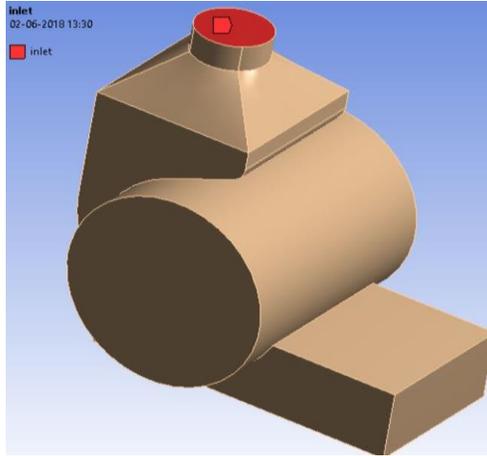


Figura 3.15 "Condiciones de Borde, Entrada de fluido," Inlet", Turbina Banki"

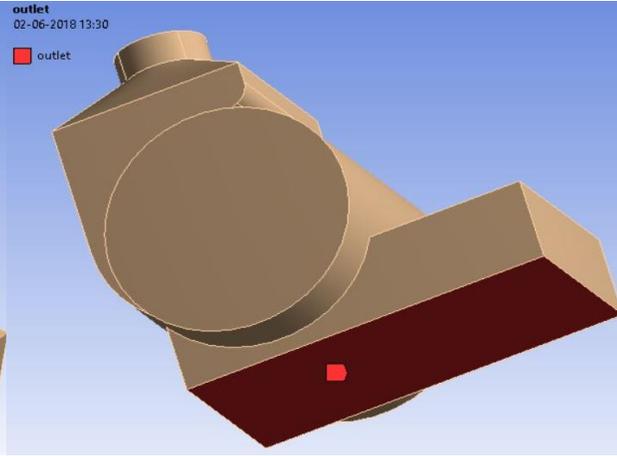


Figura 3.16 "Condiciones de Borde, Salida de fluido," Outlet", Turbina Banki"

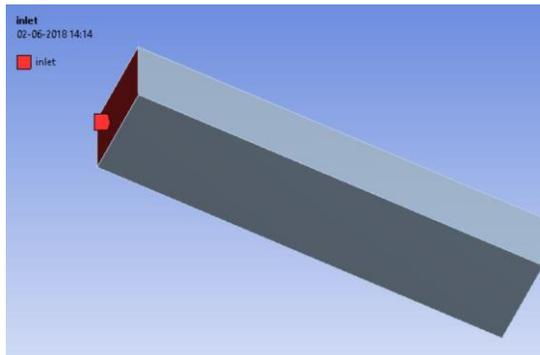


Figura 3.17 "Condiciones de Borde, Entrada de fluido," Inlet", Tornillo Hidráulico"

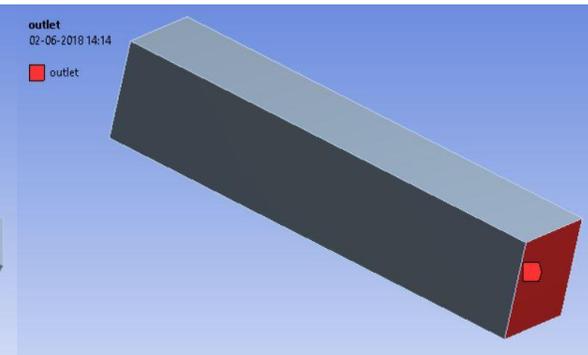


Figura 3.18 "Condiciones de Borde, Salida de fluido," Outlet", Tornillo Hidráulico"

Los detalles de calidad de malla y condiciones de borde impuestas para cada zona y caso expuesta anteriormente se detallan en la Tabla 6.2, que se muestra en la sección 6 de anexos.

3.5 Configuración numérica

El proceso de configuración se define para ambos métodos (Dynamic Mesh y Sliding Mesh), en este proceso se definen las variables esenciales para la realización de la simulación, como son, las condiciones iniciales, tipos de fluidos, métodos de análisis, factores de relajación, entre otros.

3.5.1 Setup

La ventana de configuración de Setup presenta un árbol de etapas de configuración, en el cual se encuentran los diferentes módulos, que presentan diferentes variables de configuración.

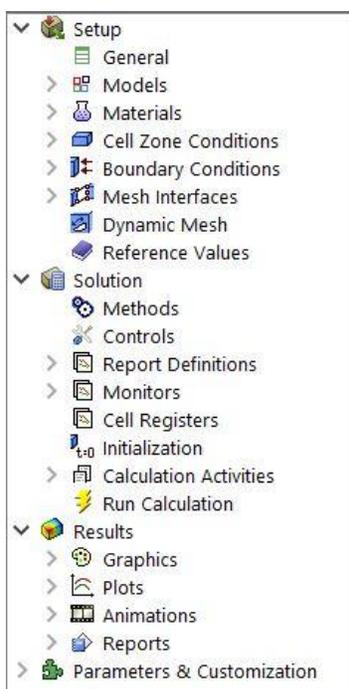


Figura 3.19 "Árbol de módulos de configuración"

El detalle de configuración para cada uno de las secciones presentes en el árbol de Fluent, se detallarán a continuación, con los ajustes generales de nuestras simulaciones. Cabe destacar que el proceso de malla deslizante se configura en el módulo Cell Zone condition, en cambio el de malla dinámica, se configura en el módulo de Dynamic Mesh, por lo que si lo que se quiere simular un fenómeno a través de la malla deslizante, se debe obviar el módulo de Dynamic Mesh, en cambio, si se requiere el uso de la malla dinámica, el módulo que se debe obviar es el de Mesh motion, en el módulo de Cell Zone Conditions.

3.5.1.1 General

El primer módulo de configuración, llamado general, contiene tres secciones, la primera de malla (Mesh), que contiene algunos parámetros para ver la validez de la malla generada en el proceso anterior, además de algunos parámetros geométricos que permiten determinar a posteriori otros valores necesarios para la programación.

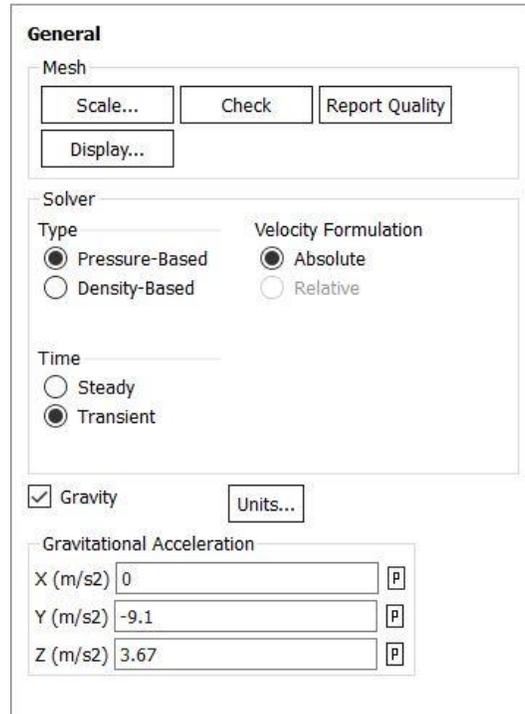


Figura 3.20 "Configuración, módulo general, ej.: Tornillo hidráulico"

La segunda sección, en la cual se comienzan a realizar configuraciones corresponde a la sección Solver, en donde se selecciona el tipo de solución basado en la presión, a través de la cual se discretizan las ecuaciones de momento y continuidad y la formulación de velocidad absoluta, que corresponden a la configuración por defecto del programa.

La tercera sección de tiempo, presenta dos opciones, estacionaria (Steady), es opción definida por defecto, sin embargo, es necesario definir la opción transiente (Transient), que corresponde a aquel en el cual ocurre alguna variación de alguna propiedad de fluido en el tiempo.

Por último, en cuarta sección, se configura la opción de gravedad (Gravity), seleccionando la opción en el recuadro, seleccionando la unidad de medida requerida, y luego anotando los valores de la gravedad en el eje coordenado correspondiente, en el caso de que el dispositivo este inclinado, la gravedad se descompone, de acuerdo al ángulo de inclinación, como lo mostrado en la Figura 3.20, en donde se muestra una inclinación de 22°.

3.5.1.2 Models

El segundo módulo del árbol de Ansys Fluent, corresponde a la selección de los diferentes modelos de análisis, en esta sección se selecciona el modelo de viscosidad, en nuestro caso el método seleccionado fue el k-epsilon, debido a que presenta una buena convergencia cuando los gradientes de presión son pequeños y el fluido está confinado, como es el caso de las simulaciones realizadas, en la cual los dispositivos trabajan a presión atmosférica, por lo que los gradientes no son elevados, y el fluido se encuentra confinado en el dominio de ambos dispositivos (carcasas).

Posterior al modelo de viscosidad, se selecciona el tipo, que en este caso es el de tipo Estándar, que viene por defecto, debido a que presenta una precisión razonable, economía en cuanto a recursos computacionales y sirve para una alta gama de flujos turbulentos.

Luego se selecciona el tratamiento cercano a las paredes, en lo cual seleccionamos "Enhanced Wall Treatment" o tratamiento mejorado de la pared, en donde se crean dos capas para mejorar la simulación, lo mismo se podría lograr creando una malla fina al acercarse a las paredes, sin embargo, aumentaría demasiado los requisitos computacionales para poder simular la viscosidad del fluido en las paredes.

Por último, en la sección de opciones, "Options" se selecciona la opción "Curvature Correction" o corrección de curvatura, debido a que los modelos de viscosidad son poco sensibles a las líneas de flujo curvas y la rotación de un sistema, por lo que bajo esta opción el programa optimiza los procesos de curvatura a la rotación del sistema.

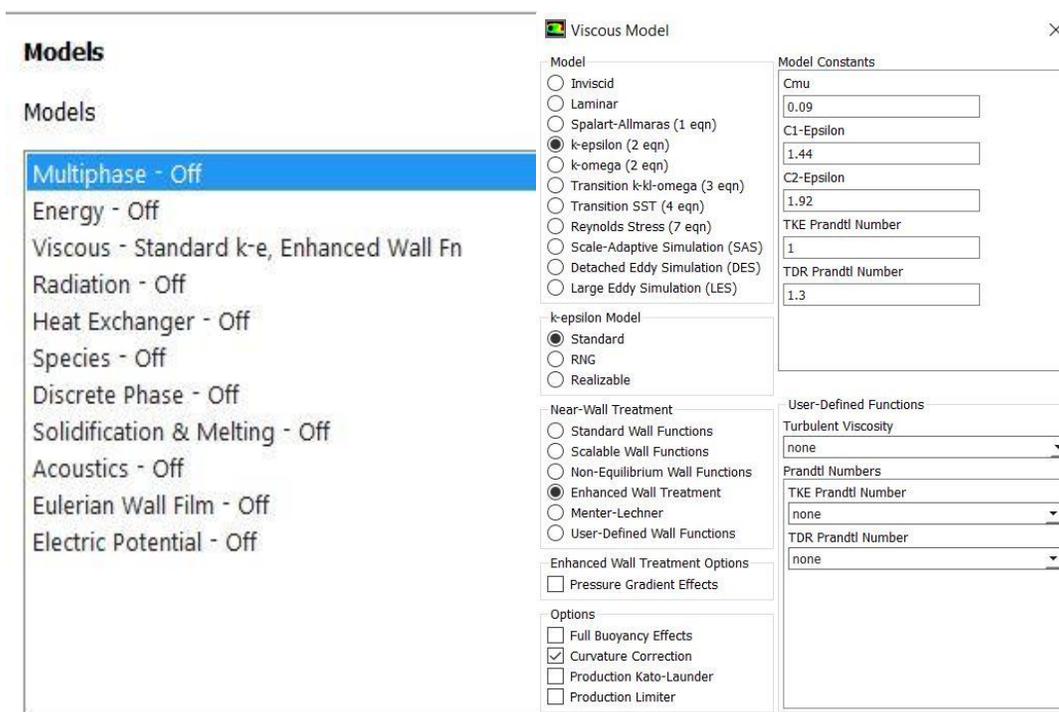


Figura 3.21 "Selección de modelos, Models ej.: Tornillo hidráulico "

Figura 3.22 "Selección de modelo de viscosidad, tipo de modelo, tratamiento de pared y opciones de análisis ej.: Tornillo hidráulico "

3.5.1.3 Materials

En esta sección se define el tipo de fluido que será utilizado para la simulación, en el caso de las simulaciones realizadas en este documento, el fluido corresponde a agua, la cual no está definida por defecto en Ansys, sin embargo, si se encuentra en la biblioteca de fluidos del programa.

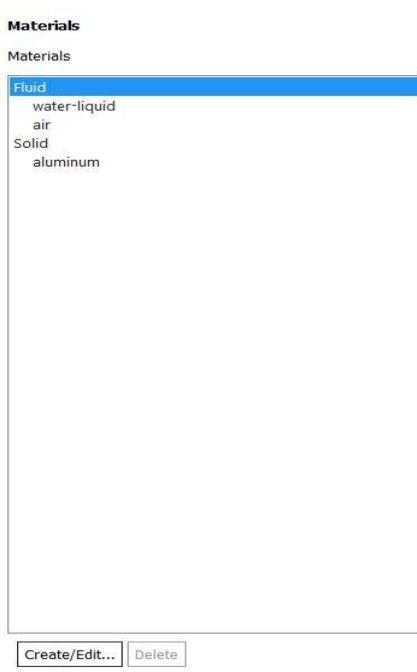


Figura 3.23 "Materials, Selección de fluido de trabajo, ej.: Tornillo hidráulico"

Para definir un nuevo material de la sección Materials, se selecciona la opción Create/edit, la cual abre una nueva ventana mostrada en la Figura 3.24, que permite seleccionar fluidos, en esta ventana se selecciona la opción Fluent data-base, que abre la base de datos de fluidos de Ansys Fluent, en la cual se encuentra el agua líquida utilizada para el cálculo de las simulaciones. Una vez encontrado el fluido necesario, solo se presiona el botón copiar para que el programa copie las propiedades del fluido y las guarde junto con el fluido por defecto.

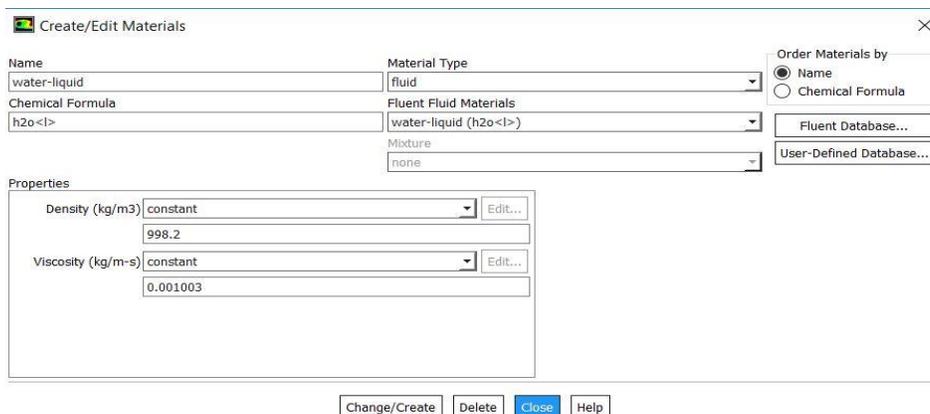


Figura 3.24 "Selección del fluido, Create/edit Materials, ej.: Tornillo hidráulico "

3.5.1.4 Cell Zone Conditions

La sección de condiciones de celda permite establecer el tipo de fluido que compone cada dominio y muestra otros cuadros de diálogos para establecer parámetros de movimiento de cada zona.

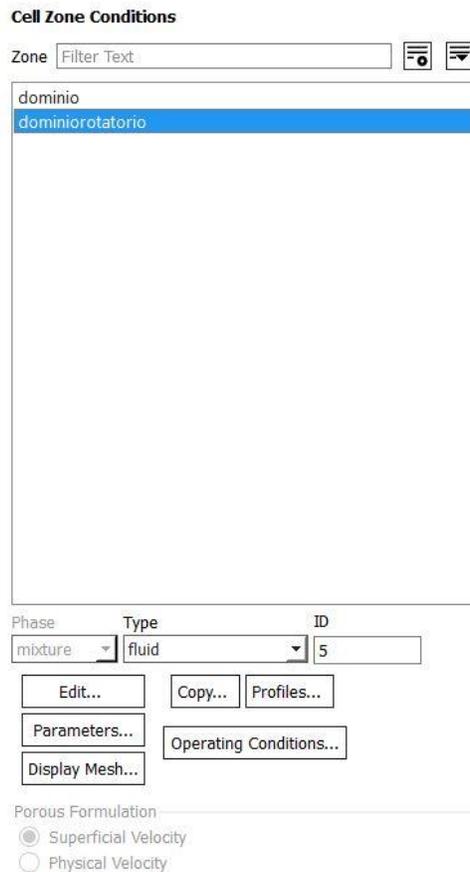


Figura 3.25 "Cell Zone Conditions, Selección de fluido ej.: Tornillo hidráulico "

Al seleccionar el módulo Cell zone conditions del árbol de módulos de Fluent, se abre una ventana que muestra los dos dominios creados, que se muestra en la sección 3.4, de dominio de mallado. Se deben fijar ambos dominios en la ventana de tipo (Type) como fluidos, luego al presionar en la sección de zonas (Zones), cada una de las zonas disponibles, se despliegan dos ventanas para la configuración y fijación de parámetros para cada una de ellas.

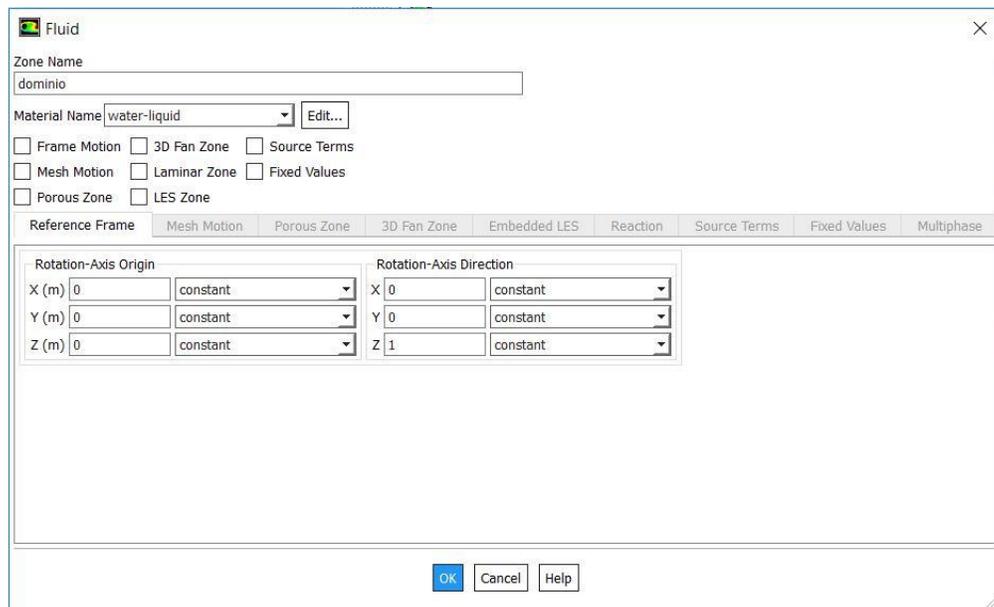


Figura 3.26 "Configuración de parámetros, Dominio ej.: Tornillo hidráulico "

La primera ventana que se despliega al presionar la zona llamada dominio es la ventana mostrada en la Figura 3.26, en la cual se fija el tipo de fluido en la sección de nombre de material (Material Name), como agua líquida, que fue importada desde el módulo Materials mostrado en la sección 3.5.1.3.

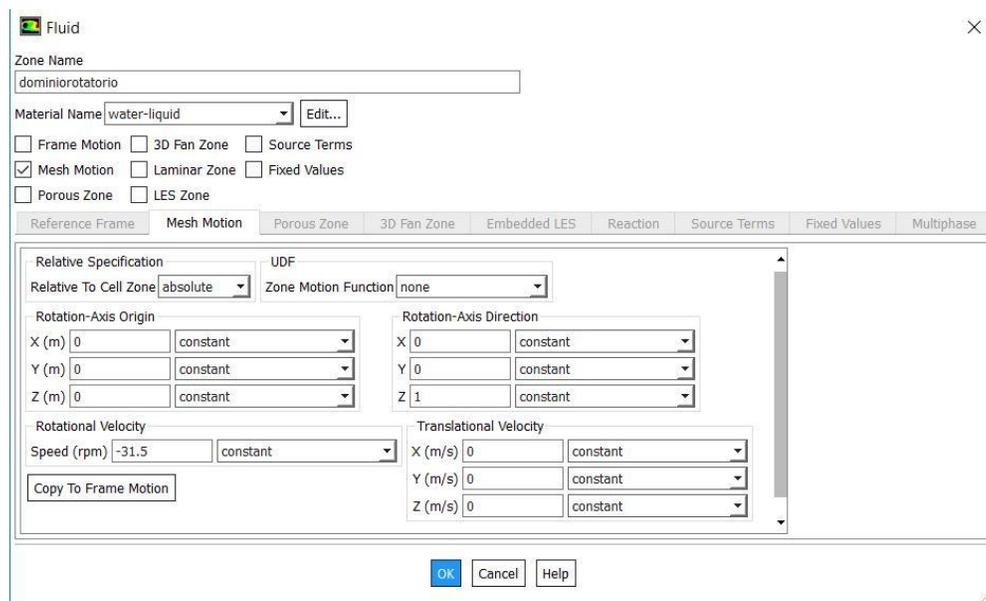


Figura 3.27 "configuración de parámetros, Dominiorotatorio ej.: Tornillo hidráulico "

En la zona de dominio rotatorio se fija el fluido como agua líquida al igual que en la zona anterior, pero además se fija el movimiento de la turbina, seleccionando la opción de movimiento de malla (Mesh motion), en la que se despliega una nueva ventana que permite fijar los valores de velocidades de giro (Rotational Velocity) y el eje de rotación del dispositivo (Rotation.Axis Direction). A este método se le llama Sliding Mesh.

3.5.1.5 Boundary Conditions

En esta sección del árbol de Fluent, se establecen los parámetros de cada límite de contorno, así como las condiciones iniciales.

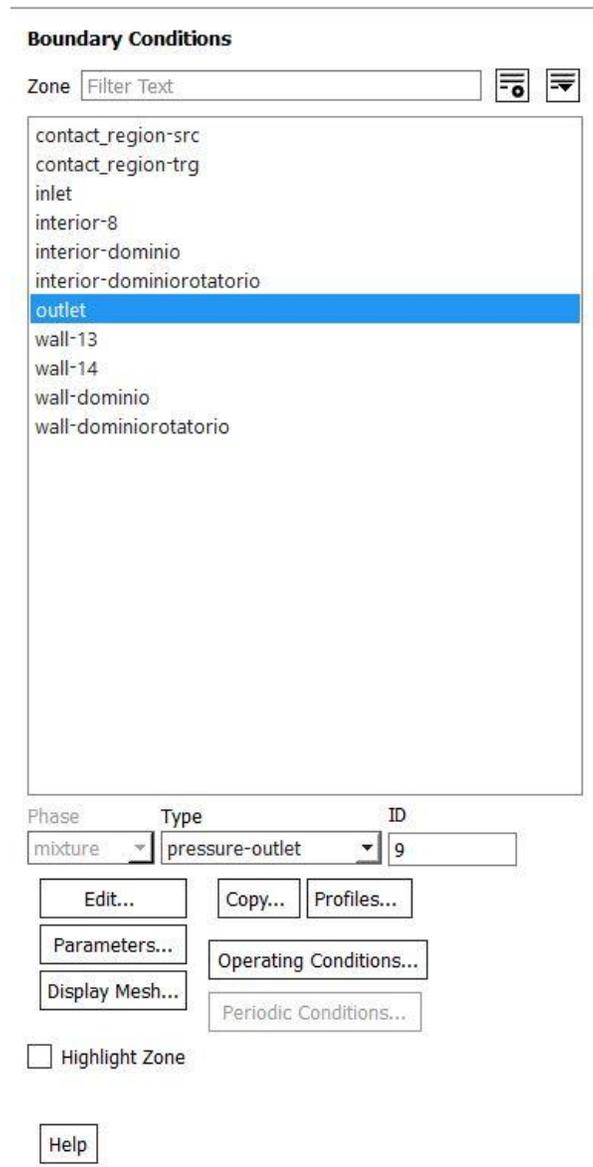


Figura 3.28 "Boundary Conditions, condiciones de contorno, ej.: Tornillo hidráulico"

En la ventana de condiciones de contorno o límite (Boundary conditions) se muestran diferentes zonas, que corresponde a los límites de la geometría, además de los contactos entre los dominios creados. En este caso las dos zonas que requieren de configuración de parámetros son la entrada (Inlet) y salida (Outlet).

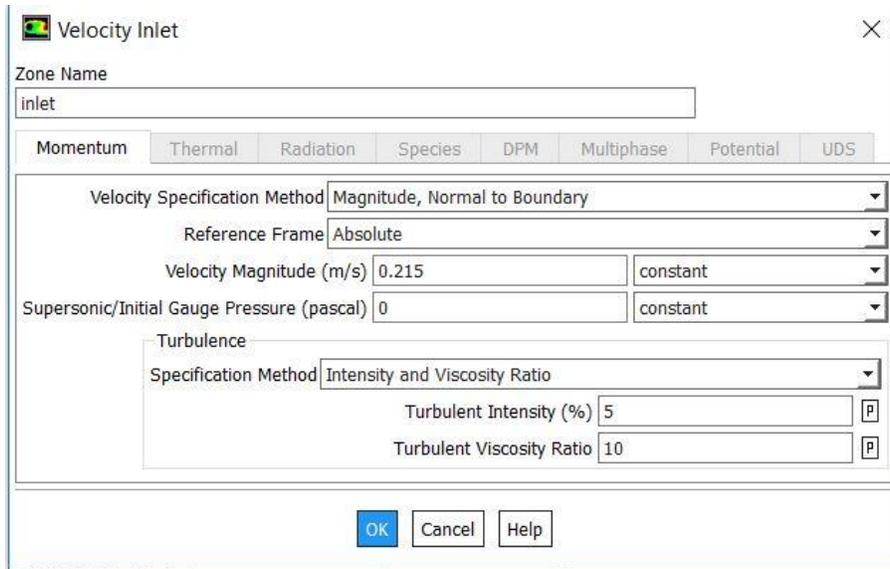


Figura 3.29 "Boundary conditions; configuración entrada (inlet), ej.: Tornillo hidráulico"

En la ventana de configuración de la zona de entrada (Inlet), se introduce la velocidad y la presión de entrada del fluido, de acuerdo a las condiciones de contorno indicadas en la sección 3.4.2, además Fluent fija por defecto condiciones de turbulencia, de acuerdo a los modelos de viscosidad fijado en la sección General 3.5.1.1.

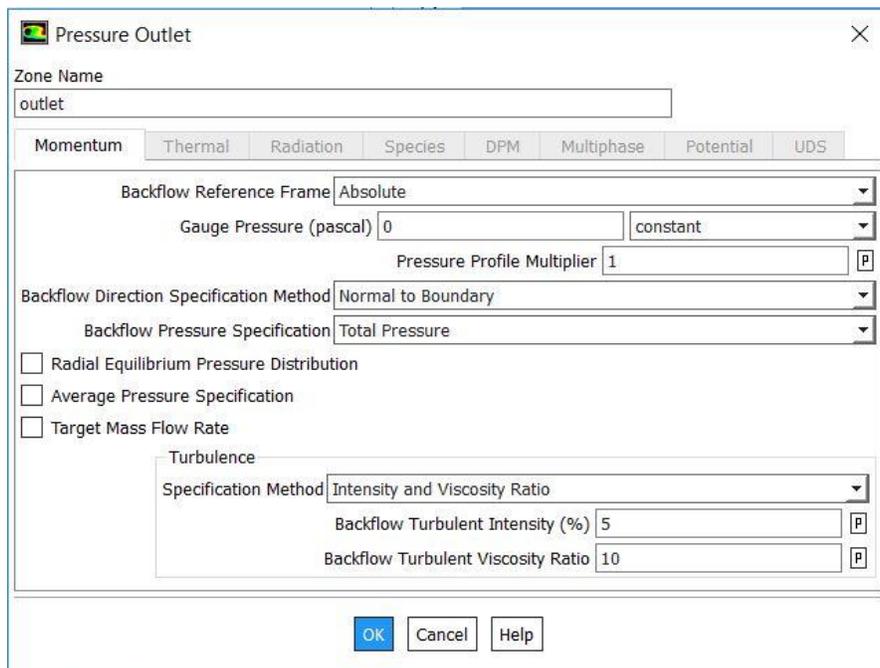


Figura 3.30 "Boundary conditions; Configuración de salida (Outlet), ej.: Tornillo hidráulico"

En la salida se dejan los parámetros por defecto que fijan la presión de salida a la presión atmosférica, por lo que no requiere mayor análisis.

3.5.1.6 Dynamic Mesh

La ventana de configuración Dynamic Mesh, permite definir los parámetros para modelar un modelo de malla dinámica o móvil, en nuestro caso un modelo de malla que rote como consecuencia del paso del fluido.

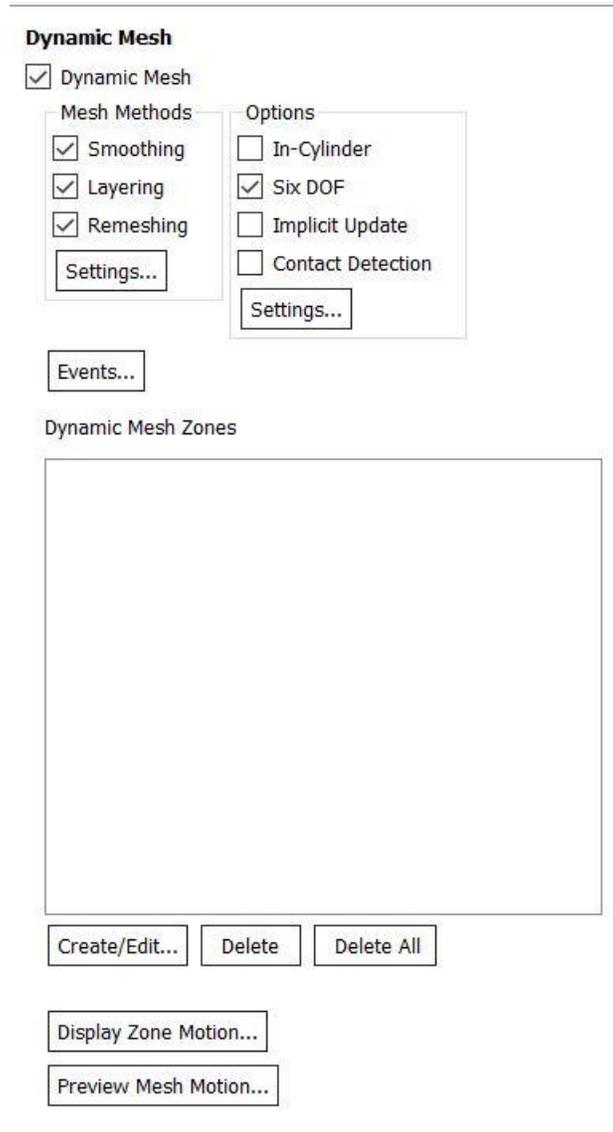


Figura 3.31 "Dynamic Mesh, Configuración de malla dinámica, ej.: Tornillo hidráulico"

En la ventana de configuración de la malla dinámica se muestran en un comienzo los métodos de mallado, y las opciones de movimiento de malla, en la sección de método de mallado se seleccionan los tres métodos que permitirán la actualización de malla cuando esta gira, (Smoothing, Layering y Remeshing), estos métodos se describen en la sección 2.2.12.2 de antecedentes. En la sección de opciones se selecciona la opción 6DOF que significa "Six Degrees of Freedom" o seis grados de libertad, que permiten el movimiento de la malla.

Al presionar la opción de ajustes de los métodos de mallado se despliega una ventana con 3 secciones para la configuración de los 3 métodos de mallado, en el primero, llamado Smoothing, donde se configura la opción Diffusion, con su configuración por defecto, y en la tercera donde se usan los valores por defecto obtenidos de la calidad de malla (Mesh Scale Info) de la sección General, y que el programa ocupa por defecto si se presiona la opción Use Defaults. En la segunda opción de Layering, en ambos casos (Tornillo hidráulico y Turbina Banki), se optó por utilizar la configuración por defecto.

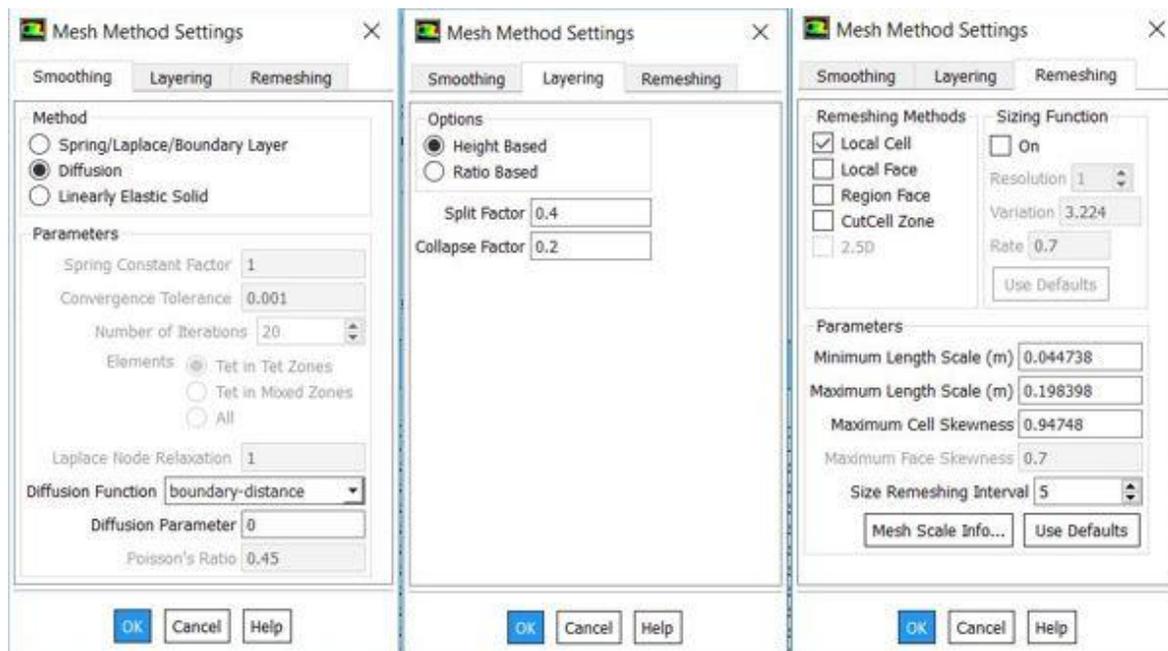
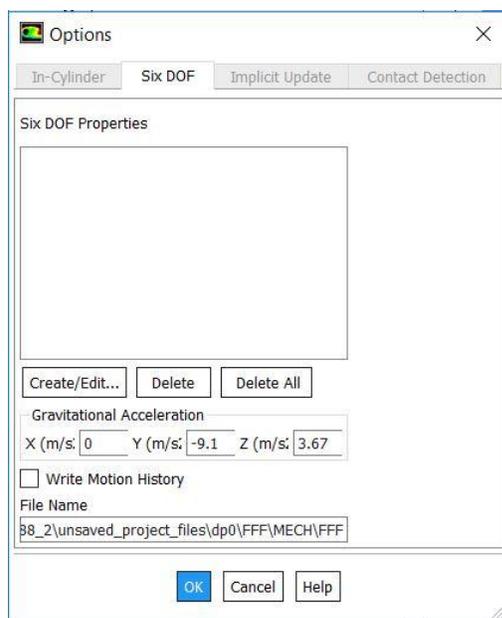


Figura 3.32 "Mesh Methods, Configuración de proceso de mallado, ej.: Tornillo hidráulico"



Luego del proceso de ajustes del mallado, se realiza el ajuste de propiedades del movimiento de la malla, para eso se selecciona la opción de ajustes en la sección de opciones de la malla dinámica, mostradas en la Figura 3.33, esto produce que se despliegue la ventana de opciones, en la cual se pueden crear condiciones de movimiento incluyendo las propiedades físicas del cuerpo, para crear una condición de movimiento de malla, se debe seleccionar el botón "Create/Edit", además se debe seleccionar la opción "Write Motion History", que genera un block de notas con la variación angular del dispositivo en el tiempo, así es posible obtener la velocidad angular del dispositivo para su posterior análisis, junto con la configuración de un directorio donde se guarde el historial de giro.

Figura 3.33 "6DOF Options, Configuración de opciones de movimiento"

Al crear una propiedad de movimiento se despliega una ventana donde se debe seleccionar la opción para crear propiedades de rotación, en esta sección se deben indicar el momento de inercia, que contiene las propiedades físicas del dispositivo, el eje de giro y el centro de giro de los dispositivos, además de poder configurar condiciones de precarga.

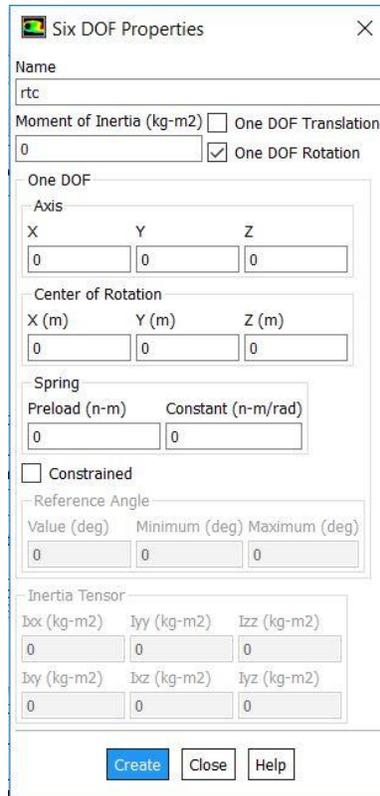


Figura 3.34 "6DOF Properties, Configuración de propiedades de movimiento, ej.: Tornillo hidráulico "

Los momentos de inercia utilizados se indican en las tablas de parámetros geométricos, para cada una de las dos simulaciones realizadas a través de este método en la sección 4.1 de resultados.

Posterior al ajuste de las propiedades de movimiento, se le deben asignar estas propiedades a las diferentes zonas que componen la simulación y que fueron creadas en el proceso de mallado (Sección 3.4).

Para esto en la ventana de configuración de la malla dinámica (Figura 3.34), en la sección de zonas de malla dinámica, se debe seleccionar la opción de crear o editar, la cual despliega una nueva ventana para la asignación de propiedades de giro.

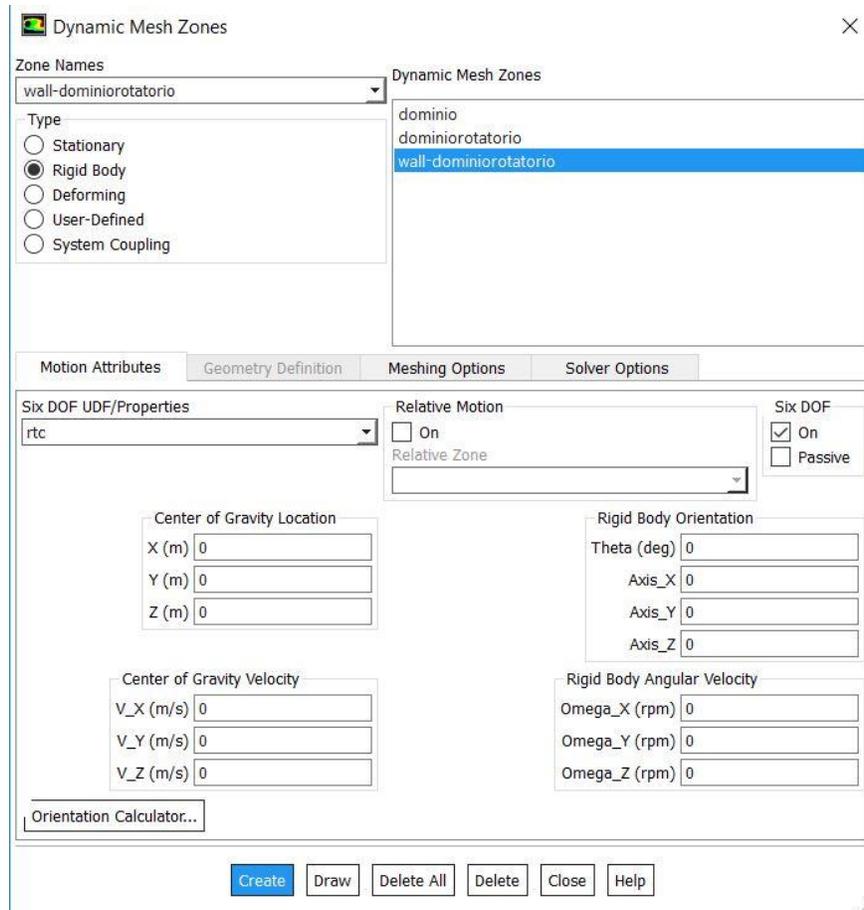


Figura 3.35 "Dynamic Mesh zones Settings, Configuración de zonas dinámicas, Wall_dominiorotatorio, ej.: Tornillo hidráulico"

La primera zona en asignar propiedades corresponde a la sección llamada Wall-Dominiorotatorio, que corresponde a las paredes de la turbina y que el programa reconoce como paredes internas, para esto se selecciona la zona de la lista desplegable de zonas, la cual se define como una zona rígida en la sección de tipos, luego se selecciona la propiedad creada anteriormente de la lista desplegable en la sección de "Motion Attributes" y se selecciona la opción "ON" para otorgar las propiedades de giro a la zona creada. Para finalizar el proceso de creación, se presiona la opción "Create" que genera la zona de malla dinámica.

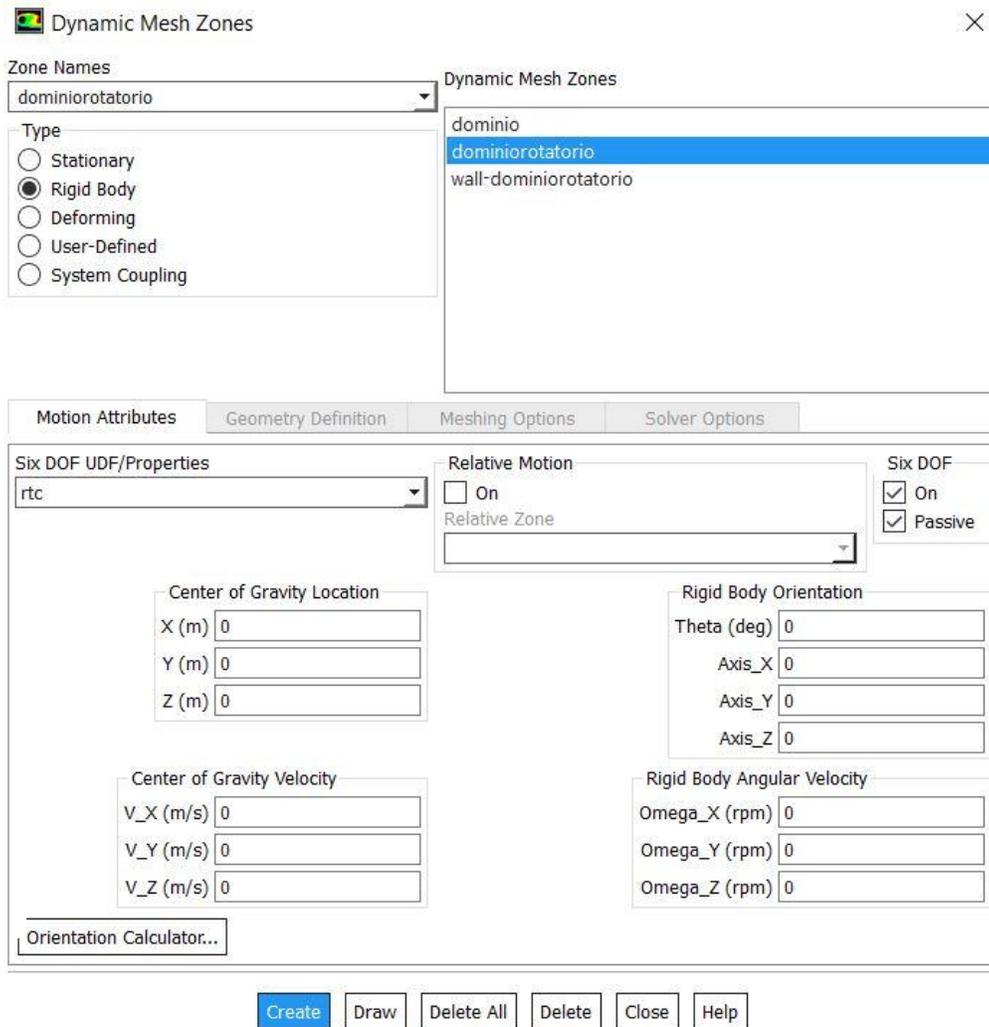


Figura 3.36 "Dynamic Mesh Zones Settings, Configuración de zonas dinámicas, Dominiorotatorio, ej.: Tornillo hidráulico"

El “Dominiorotatorio”, corresponde a la zona de fluido que contiene el dispositivo. Para la configuración de la malla dinámica es necesario que esta zona también rote, debido a que es la que presenta el contacto con el dominio, por lo que si no girara complementariamente las celdas de la malla se degeneraría, es por esto que al igual que la configuración anterior, se deben otorgar las mismas propiedades de movimiento que a la turbina (Wall-dominiorotatorio), sin embargo ahora se deberá seleccionar la opción “Passive” que permite que el programa desestimen los efectos de las fuerzas y momentos en esa zona en específico.

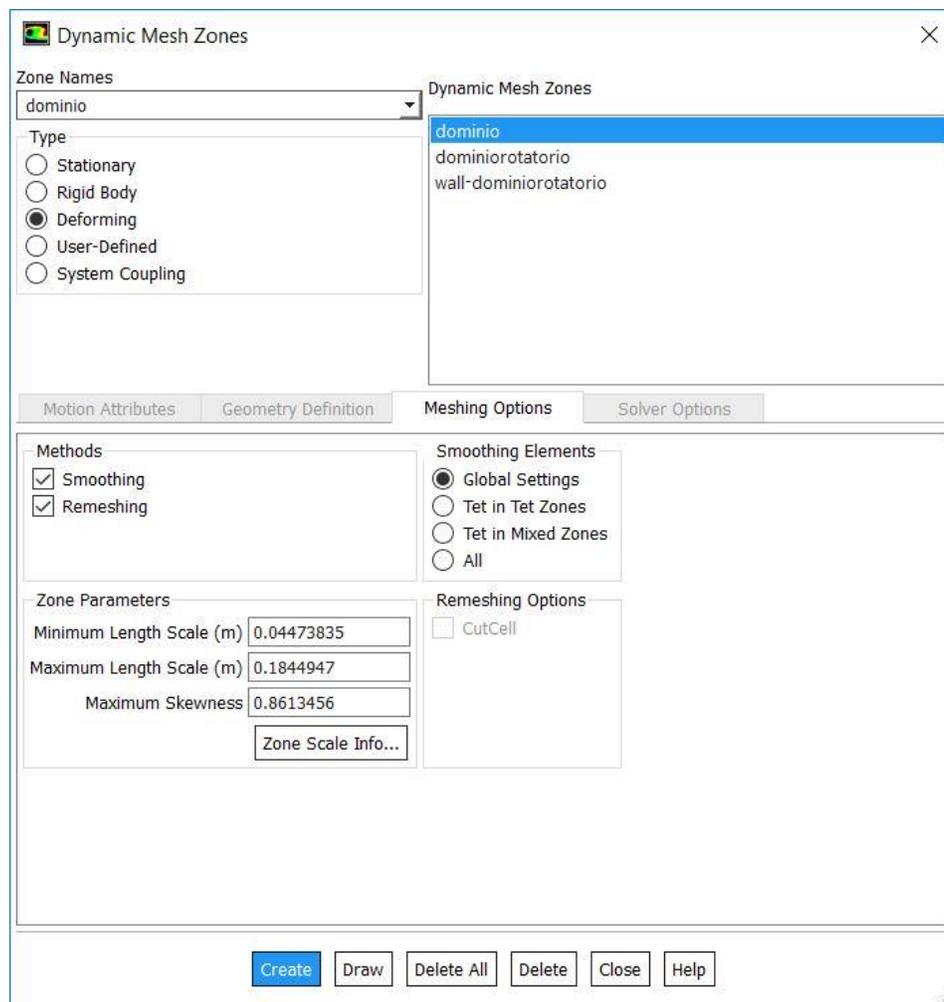


Figura 3.37 "Dynamic Mesh zones Settings, Configuración de zonas dinámicas, Dominio, ej.: Tornillo hidráulico"

La última zona que requiere ajuste es la zona del dominio, la cual se ajusta como una zona deformable, debido a que sus límites interiores no son siempre los mismos, por lo que el fluido puede escurrir desde el dominio hacia el interior del Dominio-rotatorio, es por esto que es necesario aplicar procesos continuos de ajuste de malla, como lo son el Smoothing y Remeshing que son las dos opciones seleccionadas, a las cuales se les debe ajustar los parámetros de acuerdo a la calidad de cada malla, estos parámetros pueden ser visualizados en el apartado de "Zone Scale Info", desde el cuál se obtienen los parámetros que se introducen en la sección superior de parámetros de zona (Zone Parameters). Así quedan definidas las tres zonas que permitirán el giro de la turbina en el método Dynamic Mesh.

3.5.2 Solution

La sección de ajustes soluciones (Solution), es la que permite determinar las tareas de solución y obtención de las soluciones requeridas.

3.5.2.1 Methods

La página de ajustes de métodos permite especificar varios parámetros asociados con el método de solución que se utilizarán en el cálculo.

Figura 3.38 "Solution Methods Configuración de algoritmos de solución, ej.: Tornillo hidráulico"

En la sección de esquemas (Scheme), se deberá seleccionar el esquema SIMPLEC, que se indica en la sección 2.2.9, debido a que presenta una buena convergencia en flujos de alta turbulencia con geometrías complicadas. Las aproximaciones espaciales usadas serán las que el programa asigna por defecto, excepto en el caso de la energía cinética en régimen turbulento, en la cual se selecciona la aproximación de segundo orden que permite una mayor precisión en el proceso de cálculo, en las ecuaciones de energía del fluido.

3.5.2.2 Controls

En esta sección, se ajustan los valores de los factores de sub relajación que permiten ajustar el proceso de convergencia a la solución, para evitar que el proceso de cálculo se vuelva inestable y la solución diverja.

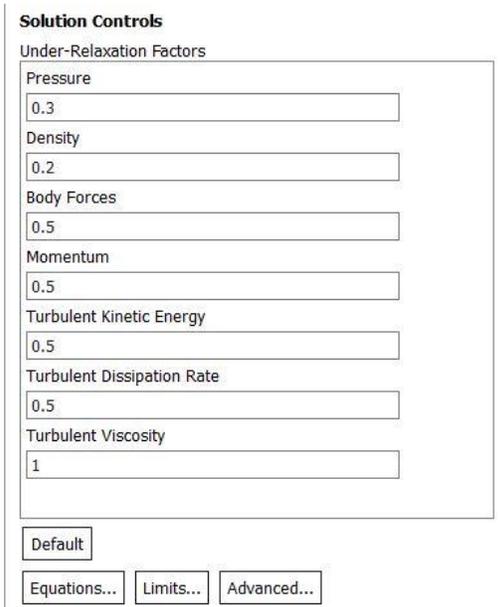


Figura 3.39 "Solution controls, Factores de Sub relajación, ej.: Tornillo hidráulico"

Para fijar los valores de sub relajación se utilizan los factores entregados por ANSYS, que se encuentran definidos en la sección 2.2.13.1, y que permiten que el proceso de cálculo sea menos inestable y se pueda lograr mejor la convergencia de la solución. Estos valores fijados para cada una de las variables del fluido, son menores a los que por defecto fija ANSYS, lo que implica una aproximación más lenta a la solución, generando un aumento del tiempo de simulación.

3.5.2.3 Initialization

La página de ajustes de inicialización (Initialization) permite definir los valores para las variables del flujo del fluido, e iniciar el proceso de simulación del flujo del fluido a partir de estos valores.

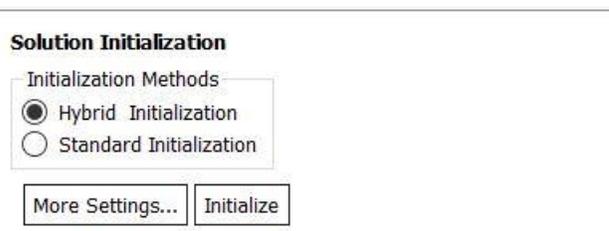


Figura 3.40 "Initialization, Métodos de inicialización, ej.: Tornillo hidráulico"

Se selecciona el método de inicialización híbrida (Hybrid Initialization), que aproxima valores iniciales a través de métodos de interpolación de límites, para los valores de presión, temperatura, turbulencia, etc., las que se asignan automáticamente en función de los valores promediados del dominio.

Se selecciona el método de inicialización híbrida (Hybrid Initialization), que aproxima valores iniciales a través de métodos de interpolación de límites, para los valores de presión, temperatura, turbulencia, etc., las que se asignan automáticamente en función de los valores promediados del dominio.

3.5.2.4 Calculation Activities

En esta sección se configuran varias tareas como el autoguardado de archivos, la exportación de soluciones entre otros.

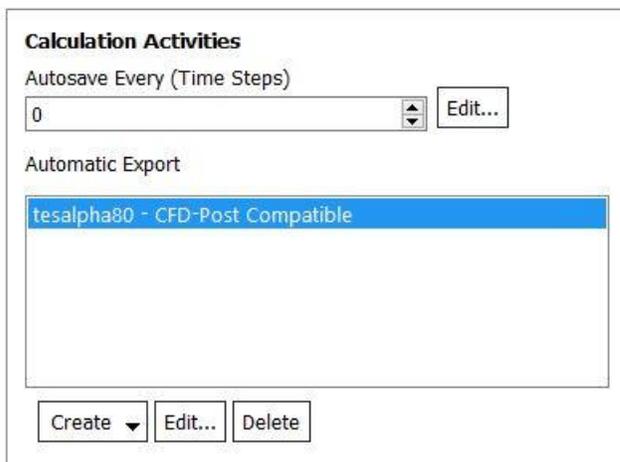


Figura 3.41 "Calculation Activities, configuración de autoguardado y exportación de archivos, ej.: Tornillo hidráulico"

En la ventana de actividades de cálculo se debe configurar el proceso de exportación automática, para eso se presiona el botón de crear, desde el cual se despliega una lista, donde se debe seleccionar la opción "Solution Data Export".

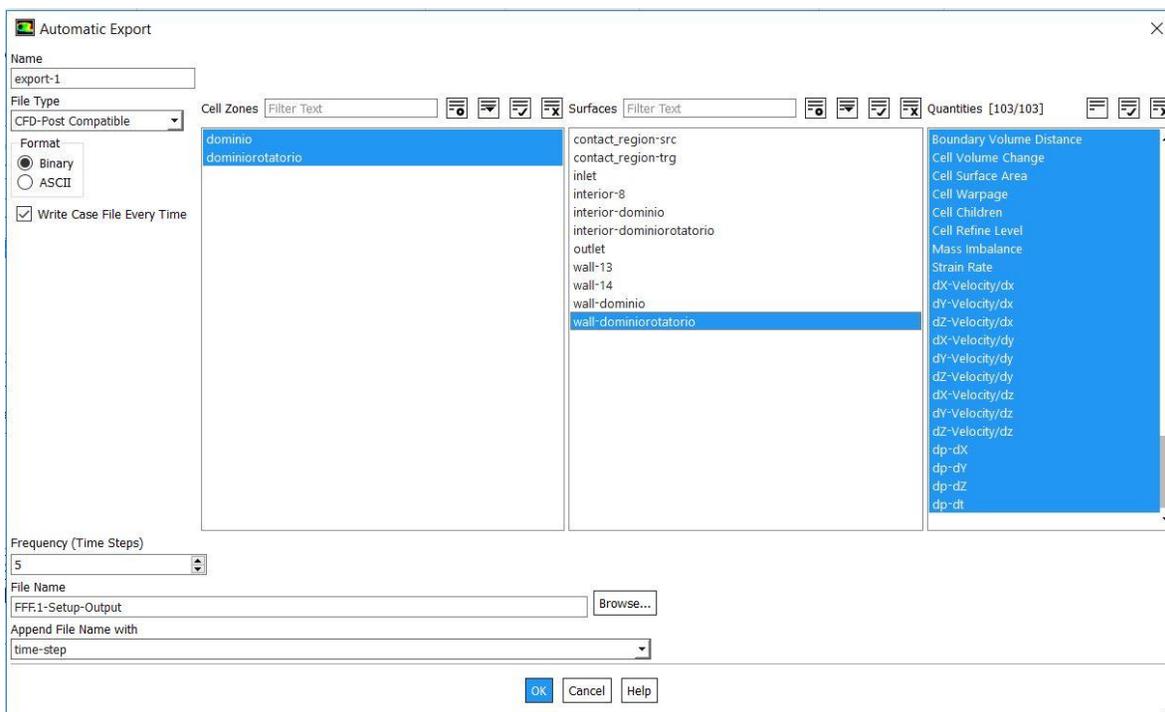


Figura 3.42 "Automatic Export, configuración de exportación automática, ej.: Tornillo hidráulico"

En esta sección se debe seleccionar el tipo de archivo, que debe ser del tipo CFD-Post compatible, para su posterior visualización en la sección de resultados, y las zonas y superficies en las cuales se requieren obtener resultados, luego seleccionar las variables requerida, escoger una frecuencia de autoguardado y un directorio donde deba ser guardado.

3.5.2.5 Run Calculation

La sección de lanzamiento del proceso de cálculo, permite configurar el tiempo de simulación requerido, así como el número de aproximaciones por paso de tiempo para asegurar la convergencia y el paso de tiempo por iteración.

Figura 3.43 "Run calculation, Proceso de configuración de cálculo, ej.: Tornillo Hidráulico"

En esta etapa se fijan los tiempos por cada paso de iteración, además del número de pasos de tiempo o iteraciones totales requeridas para lograr el tiempo de simulación total, en el caso mostrado en la Figura 3.43, se muestra un tamaño de paso de tiempo de 0,03 segundos con un número de pasos de tiempo de 290, lo que da un tiempo total de simulación de 8,7 segundos. Luego se debe fijar el número de iteraciones por paso de tiempo, que redundará en un menor valor residual y por lo tanto en el cumplimiento de los criterios de convergencia, en este caso se fija en 85 iteraciones, dentro de las cuales los valores residuales caerán lo suficiente para lograr la convergencia de las soluciones.

4 Resultados

4.1 Análisis de sensibilidad

4.1.1 Parámetros comparativos

4.1.1.1 Número de Reynolds

El Número de Reynold es el parámetro que define si un escurrimiento es laminar o turbulento, este parámetro adimensional relaciona las fuerzas de inercia del fluido, con las fuerzas viscosas del mismo. Los límites que definen si un escurrimiento es laminar o turbulento son los siguientes [20]:

- a) Escurrimiento por interior de cañerías:
 - Régimen laminar: $Re < 2300$
 - Régimen turbulento: $Re > 3000$
 - Régimen transición: $2300 < Re < 3000$

- b) Escurrimiento por exterior de Cuerpos:
 - Régimen Laminar $Re < 5 \cdot 10^5$
 - Régimen Turbulento $Re > 5 \cdot 10^5$

4.1.2 Intensidad de Turbulencia (Turbulence Intensity)

Una intensidad de turbulencia del 1% o menos generalmente se considera baja y las intensidades de turbulencia superiores al 10% se consideran elevadas. Para flujos internos, la intensidad de la turbulencia depende del historial de flujo aguas arriba. Si el flujo aguas arriba está completamente desarrollado, la intensidad de la turbulencia puede ser un pequeño porcentaje.

4.1.3 Presión dinámica (Dynamic Pressure)

Cuando los fluidos se mueven en un conducto, la inercia del movimiento produce un incremento adicional de la presión estática al chocar sobre un área perpendicular al movimiento, así, por ejemplo, cuando se tiene un paraguas abierto, interceptando el viento, se tendrá que sostener la fuerza de empuje producida por el choque del aire con el paraguas. Esta fuerza se produce por la acción de la presión conocida como dinámica. La presión dinámica depende de la velocidad y densidad del fluido.

4.1.4 Potencia generada y teórica

Potencia se define como la capacidad de generar trabajo, en este caso trabajo mecánico. En el caso de los dispositivos hidráulicos, la diferencia entre potencia generada y teórica, es que la potencia generada es la que realmente el dispositivo genera en su funcionamiento, en cambio la potencia teórica, es la potencia máxima que podría llegar a generar el dispositivo, si toda la energía almacenada en el fluido al pasar a través del dispositivo se transformara en trabajo mecánico en el eje. La división de ambas potencias, (generada sobre teórica), resulta en el rendimiento del equipo, que significa la energía que del fluido que realmente es transformada en trabajo mecánico en un eje.

4.1.5 Tornillo Hidráulico

4.1.5.1 Ángulo de ataque y salida del perfil de Aspas

4.1.5.1.1 Ángulo de ataque

4.1.5.1.1.1 Parámetros Geométricos

| Variable | Parámetro | Valor |
|-------------------------|-----------|---------------------|
| Inclinación | θ | 22° |
| Ángulo de salida | β | 55° |
| Ángulo de ataque | α | 65°, 70°, 80°, 85° |
| Diámetro exterior | D_0 | 1,5 m |
| Diámetro interior | D_i | 0,8 m |
| Paso | S | 1,8 m |
| Número de Aspas | N | 1 |
| Número de revoluciones: | - | 4 |
| Largo de tornillo | L | 8 m |
| Área canal de entrada | - | 2,62 m ² |
| Ancho canal | - | 1,62 m |
| Área de aspa tornillo | | 5,66 m |

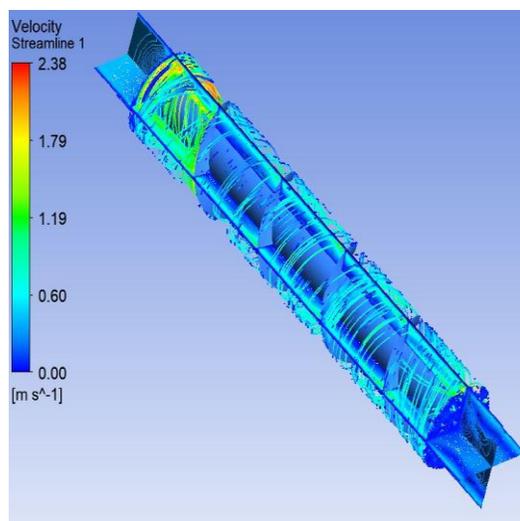


Tabla 4.1 "Parámetros Geométricos, ángulo de ataque, Tornillo hidráulico"

Figura 4.1 "Tornillo hidráulico, "Líneas de flujo, Velocidad ", $\theta=22^\circ, \alpha=70^\circ, \beta=90^\circ \phi=1500 \text{ mm}, N=1$ "

4.1.5.1.1.2 Resultados

Tabla 4.2 "Resultados análisis de sensibilidad ángulo de ataque, Tornillo hidráulico "

| Ángulo ataque (°) | Torque (Nm) | Rpm | Potencia Generada (W) | Potencia Teórica (W) | Rendimiento (%) | Velocidad Fluido (m/s) | Presión dinámica [Pa] |
|-------------------|-------------|------|-----------------------|----------------------|-----------------|------------------------|-----------------------|
| 65 | 3769,43 | 31,5 | 12434,1143 | 29430 | 42,250% | 2,2258 | 973,32 |
| 70 | 3778,4 | 31,5 | 12463,7034 | 29430 | 42,350% | 2,2280 | 985,64 |
| 80 | 3826,83 | 31,5 | 12623,4581 | 29430 | 42,893% | 2,2313 | 1002,50 |
| 85 | 3494,33 | 31,5 | 11526,6495 | 29430 | 39,166% | 2,1390 | 808,28 |

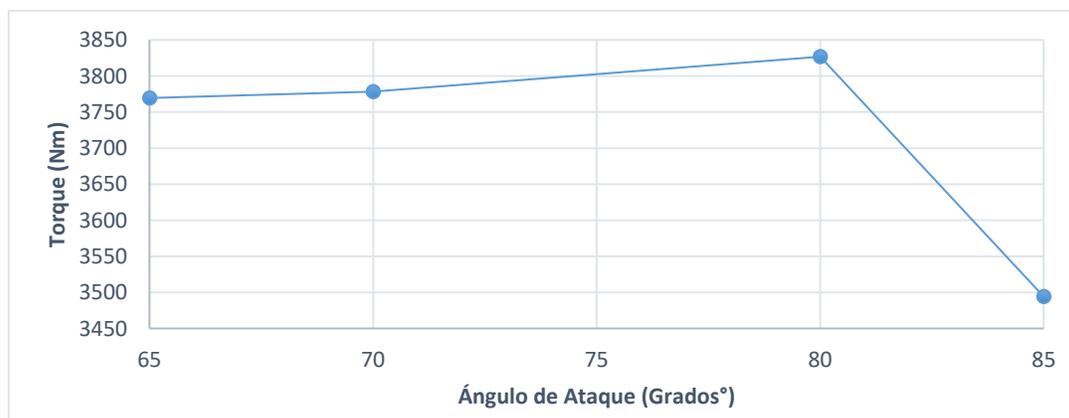


Gráfico 4.1 " torque v/s ángulo de ataque, Tornillo hidráulico "

Se observa en el Gráfico 4.1 un aumento del torque en el ángulo de entrada de 80°, debido a un aumento de la velocidad del fluido, como se observa en el Gráfico 4.2 (mostrado a continuación), este aumento ocurre de manera prácticamente linealmente hasta los 80°, posterior a ese ángulo, la velocidad del fluido cae debido a una mayor interferencia del perfil del asa en el flujo del fluido.

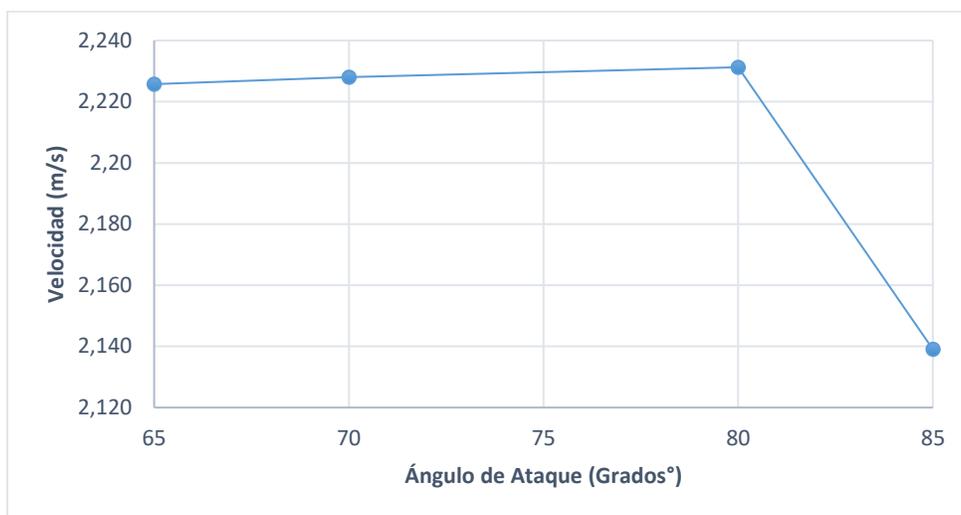


Gráfico 4.2 " velocidad del fluido v/s ángulo de entrada, Tornillo hidráulico "

Este aumento de la velocidad fluido, produce un aumento del Torque debido a un aumento de la presión dinámica que ejerce el fluido sobre las aspás del tornillo, lo cual se ve reflejado en el Gráfico 4.3 (mostrado a continuación), que muestra la fluctuación de la presión dinámica en la superficie del tornillo, y que al ser comparada con el Gráfico 4.1, evidencia la directa relación entre la presión dinámica ejercida por el fluido y el torque generado.

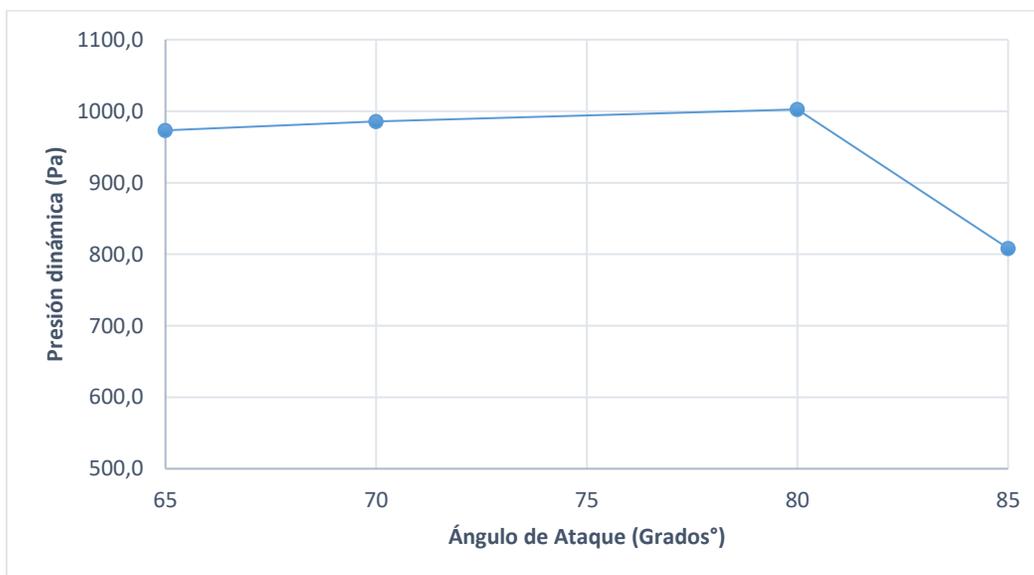


Gráfico 4.3 " Presión dinámica v/s ángulo de ataque, Tornillo hidráulico "

4.1.5.1.2 Ángulo de salida

4.1.5.1.2.1 Parámetros Geométricos

| Variable | Parámetro | Valor |
|-------------------------|-----------|-----------------------|
| Inclinación | θ | 22° |
| Ángulo de ataque | α | 70° |
| Ángulo de salida | β | 50°, 55°, 60°, 65° |
| Diámetro exterior | D_o | 1,5 m |
| Diámetro interior | D_i | 0,8 m |
| Paso | S | 1,8 m |
| Número de Aspas | N | 1 |
| Número de revoluciones: | - | 4 |
| Largo de tornillo | L | 8 m |
| Área canal de entrada | - | 2,62 m ² |
| Ancho canal | - | 1,62 m |
| Área del aspa tornillo | - | 5,66 m |

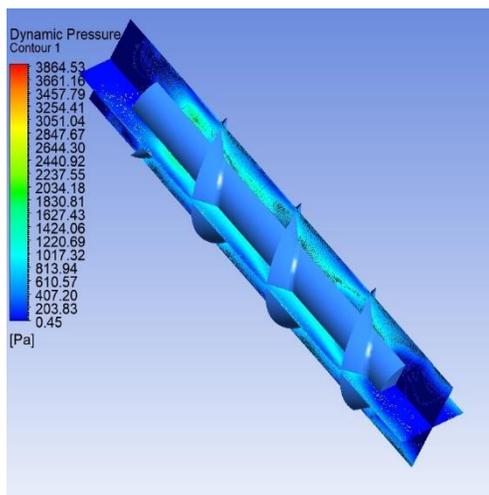


Tabla 4.3 "Parámetros geométricos análisis ángulo de salida, Tornillo hidráulico "

Figura 4.2 "Contorno, Presión dinámica, $\theta=20^\circ$, $\alpha=70^\circ$, $\beta=50^\circ$, $\phi=1500\text{mm}$, $N=1$ "

4.1.5.1.2.2 Resultados

Tabla 4.4 "Resultados análisis sensibilidad ángulo de salida, Tornillo hidráulico "

| | Ángulo salida (°) | Torque (Nm) | Rpm | Potencia Generada (W) | Potencia Teórica (W) | Rendimiento (%) | Velocidad fluido (m/s) | Presión dinámica [Pa] |
|---|-------------------|-------------|------|-----------------------|----------------------|-----------------|------------------------|-----------------------|
| 1 | 50 | 3324,88 | 31,5 | 10967,69 | 29430 | 37,267% | 2,1537 | 782,097 |
| 2 | 55 | 3778,4 | 31,5 | 12463,703 | 29430 | 42,350% | 2,22804 | 985,636 |
| 3 | 60 | 3511,85 | 31,5 | 11584,442 | 29430 | 39,363% | 2,13566 | 777,506 |
| 4 | 65 | 3553,7 | 31,5 | 11722,492 | 29430 | 39,832% | 2,06403 | 801,478 |

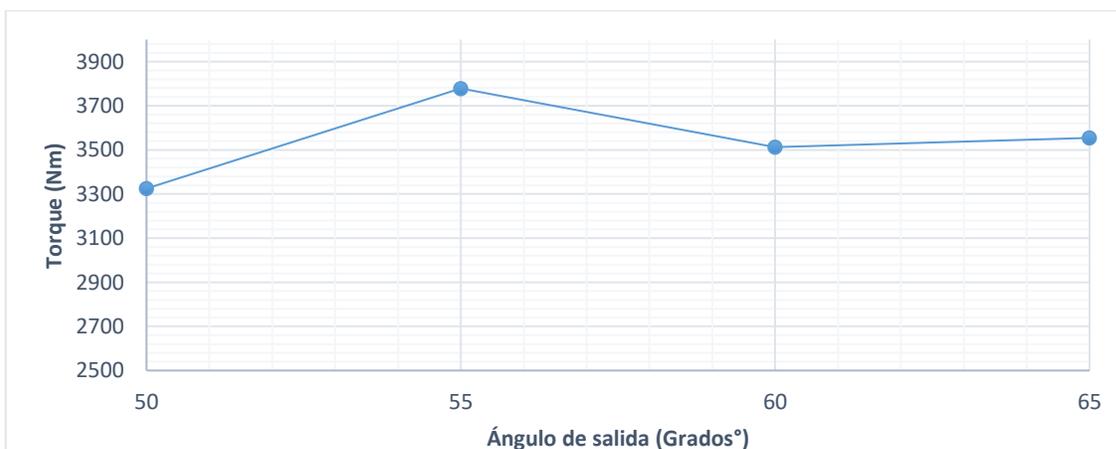


Gráfico 4.4 "Torque v/s Ángulo de salida, Tornillo hidráulico"

Se observa en el Gráfico 4.4, un aumento del torque en el ángulo de salida de 55°, debido a un aumento de la velocidad del fluido, mostrado en el Gráfico 4.5, en este caso, al igual que en el anterior, el ángulo propicia una mayor velocidad, sin embargo, al ser el ángulo de salida la variable en estudio, se puede deducir que la velocidad de salida del fluido al transcurrir de un volumen entre aspas al siguiente, aguas abajo, es mayor.

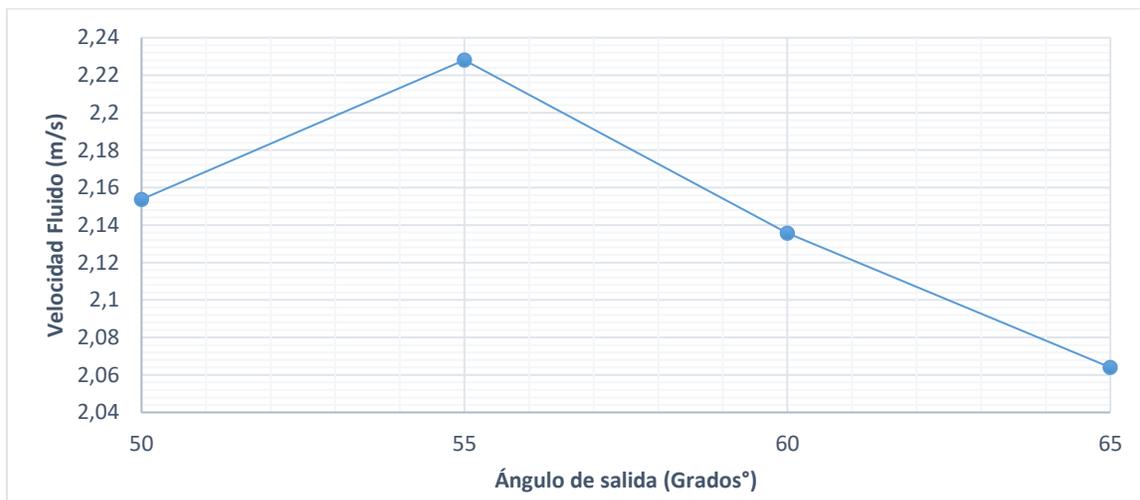


Gráfico 4.5 " Velocidad de fluido v/s Ángulo de salida, Tornillo hidráulico "

Este aumento de la velocidad de salida del fluido, produce un aumento del Torque debido a un aumento de la presión dinámica que ejerce el fluido sobre las aspas del tornillo, lo cual se ve reflejado en el Gráfico 4.6 (mostrado a continuación), que muestra la fluctuación de la presión dinámica en la superficie del tornillo, y que al ser comparada con el Gráfico 4.4, evidencia la directa relación entre la presión dinámica ejercida por el fluido y el torque generado.

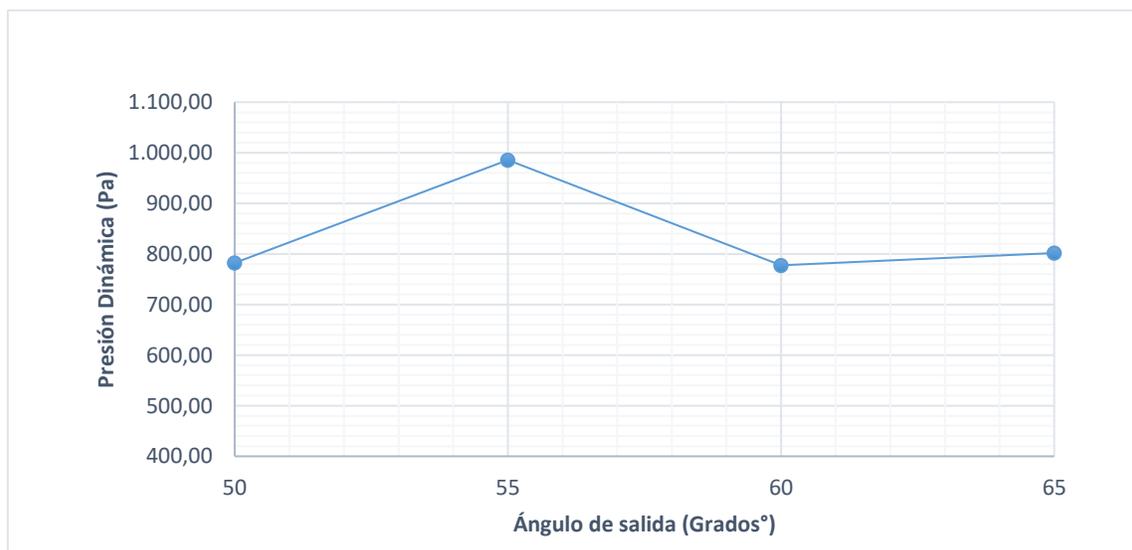


Gráfico 4.6 " Velocidad de fluido v/s Ángulo de salida, Tornillo hidráulico "

4.1.5.2 Diámetro de Tornillo

El Caudal máximo a través de un tornillo está determinado por el diámetro. Los tornillos más pequeños tienen un diámetro de 1 metro y pueden pasar alrededor de 250 litros por segundo, luego estos aumentan en 500 mm cada vez hasta un máximo de 5 metros con un caudal máximo de 15 m³/s. El diámetro máximo de 5 metros en muchos casos es poco práctico, por lo que el máximo normal es de 3 metros, en caso de que los caudales sean mayores se puede recurrir a la ubicación de dispositivos en paralelo.

El método de análisis para la determinación del diámetro óptimo de funcionamiento, consistió en el análisis de rendimiento de 4 dispositivos de diámetros consecutivos que correspondían a las medidas más cercanas al diámetro obtenido con el caudal de trabajo, para esto se fijó la velocidad de giro a la velocidad óptima, entregada en la ecuación (3.21).

El Diámetro óptimo fue calculado, presumiendo que el tornillo tendría una sola Aspa, lo que determinaría los valores óptimos de relación de volumen por vuelta (λ_{vu}^*), relación óptima de paso (λ^*) y relación de radios (ρ^*), que en conjunto con el caudal de trabajo y la ecuación (3.23) y (3.21), servirán para la determinación del radio óptimo del tornillo, como se muestra a continuación.

Para un tornillo de 1 aspa (N=1)

$$\rho^* = 0.5358; \lambda^* = 0.1285; \lambda_{vu}^* = 0.0361; Q = 1 \frac{m^3}{s}$$

Reescribiendo las ecuaciones (3.21) y (3.23) en función del radio exterior del tornillo hidráulico se obtiene.

$$Q = \frac{2\pi^2 * R_a^3}{\tan\beta} * \lambda_{vu} * \frac{n}{60} \qquad n_{m\acute{a}x} = \frac{50}{(2R_a)^{2/3}}$$

"Caudal de trabajo, ecuación de Weisbach"

"Velocidad máxima de giro, fórmula de Muysken".

$$Q = \frac{2\pi^2 * R_a^3}{\tan\beta} * \lambda_{vu} * \frac{50}{(2R_a)^{2/3} * 60}$$

(4.1) *"Fórmula de caudal en función del radio exterior".*

Evaluando las variables descritas anteriormente en la ecuación (4.1) de caudal en función del radio exterior se obtuvo el radio óptimo $R_a = 0,98$ para el tornillo hidráulico bajo las condiciones de operación descritas en la sección 3.1. Para asegurar que el diámetro obtenido es el óptimo, se simulaban 4 diámetros desde los 1000 a 3000 mm, y se compararán de acuerdo a los parámetros comparativos planteados en la sección 4.1.1.

4.1.5.2.1 Parámetros Geométricos

Diámetro 1000:

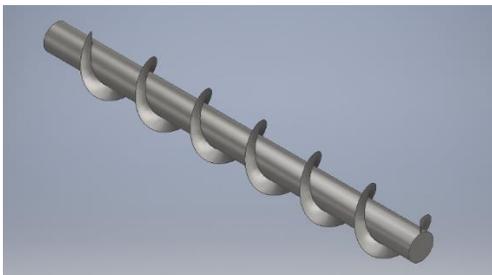


Figura 4.3 "Tornillo hidráulico diámetro 1000"

- Diámetro (D_0): 1 metro
- Número de Aspas: 1
- Número de revoluciones: 6
- Inclinación (θ): 22°
- Velocidad óptima de giro: 50 Rpm
- Área canal de entrada: $1,08 \text{ m}^2$
- Caudal (Q): $1 \text{ m}^3/\text{s}$
- Velocidad de entrada del fluido: $0,926 \text{ m/s}$
- Momento de Inercia: $530,343 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
- Área contacto Aspas: $3,776 \text{ m}^2$

Diámetro 1500:

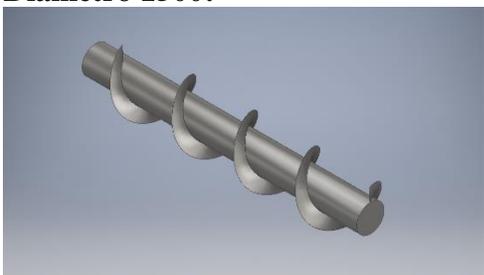


Figura 4.4 "Tornillo hidráulico diámetro 1500"

- Diámetro (D_0): 1,5 metros
- Número de Aspas: 1
- Número de revoluciones: 4
- Inclinación (θ): 22°
- Velocidad óptima de giro: 38,2 Rpm
- Área canal de entrada: $2,89 \text{ m}^2$
- Caudal (Q): $1 \text{ m}^3/\text{s}$
- Velocidad de entrada del fluido: $0,35 \text{ m/s}$
- Momento de Inercia: $2684,84 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
- Área contacto Aspas: $5,664 \text{ m}^2$

Diámetro 2000:

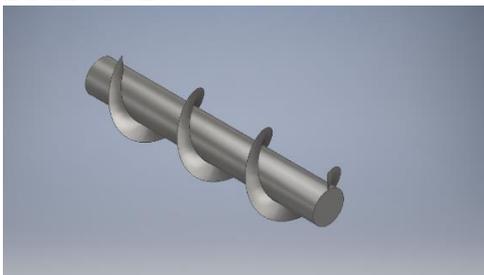


Figura 4.5 "Tornillo hidráulico diámetro 2000"

- Diámetro (D_0): 2 metros
- Número de Aspas: 1
- Número de revoluciones: 3
- Inclinación (θ): 22°
- Velocidad óptima de giro: 31,5 Rpm
- Área canal de entrada: $4,66 \text{ m}^2$
- Caudal (Q): $1 \text{ m}^3/\text{s}$
- Velocidad de entrada del fluido: $0,215 \text{ m/s}$
- Momento de Inercia: $8485,32 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
- Área contacto Aspas: $7,55 \text{ m}^2$

Diámetro 3000:

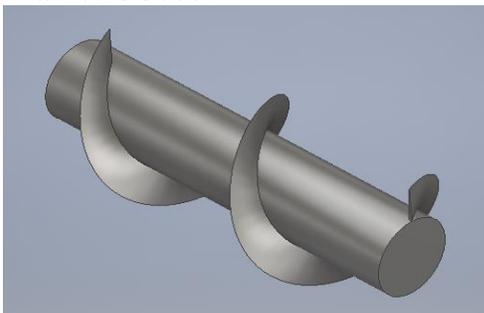


Figura 4.6 "Tornillo hidráulico diámetro 3000"

- Diámetro (D_0): 3 metros
- Número de Aspas: 1
- Número de revoluciones: 2
- Inclinación (θ): 22°
- Velocidad óptima de giro: 31,5 Rpm
- Área canal de entrada: $9,73 \text{ m}^2$
- Caudal (Q): $1 \text{ m}^3/\text{s}$
- Velocidad de entrada del fluido: $0,103 \text{ m/s}$
- Momento de Inercia: $42955,5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
- Área contacto Aspas: $11,328 \text{ m}^2$

4.1.5.2.2 Resultados

| Diámetro | Torque (Nm) | Caudal (m ³ /s) | Altura (m) | Rpm | Potencia (W) | Potencia real (W) | Rendimiento (%) | Turbulence Intensity |
|----------|-------------|----------------------------|------------|------|--------------|-------------------|-----------------|----------------------|
| 1000 | 1623,4 | 1 | 3 | 50 | 29430 | 8499,840724 | 29% | 16% |
| 1500 | 3716 | 1 | 3 | 38,2 | 29430 | 14865,17491 | 51% | 10% |
| 2000 | 6691,5 | 1 | 3 | 31,5 | 29430 | 22072,90067 | 75% | 18% |
| 3000 | 7100 | 1 | 3 | 24 | 29430 | 17844,14574 | 61% | 19% |

Tabla 4.5 "Análisis de Sensibilidad diámetro de tornillo hidráulico"

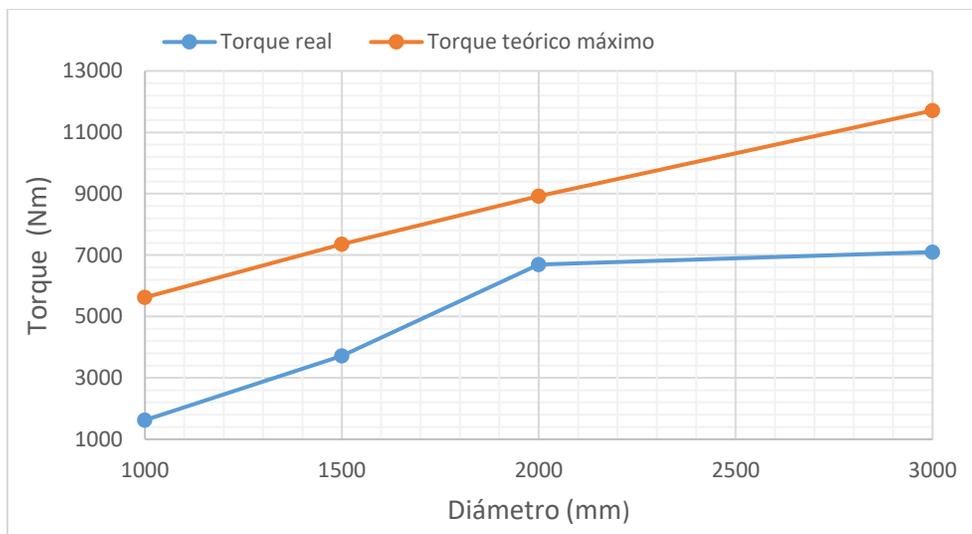


Gráfico 4.7 " torque real y teórico máximo v/s diámetro, Tornillo hidráulico "

En el Gráfico 4.7 se observa el aumento del Torque producto del aumento del diámetro del tornillo, lo que produce el incremento del área de contacto del aspa con el fluido, generando en consecuencia un aumento del torque, sin embargo, después de los 2000 mm. de diámetro se observa que la tasa de crecimiento del torque baja casi hasta el punto de mantenerse constante, esto debido al aumento del porcentaje de intensidad de turbulencias que se observa en la Tabla 4.5, en donde el porcentaje de intensidad de turbulencia aumenta a partir de los 1500 mm de diámetro.

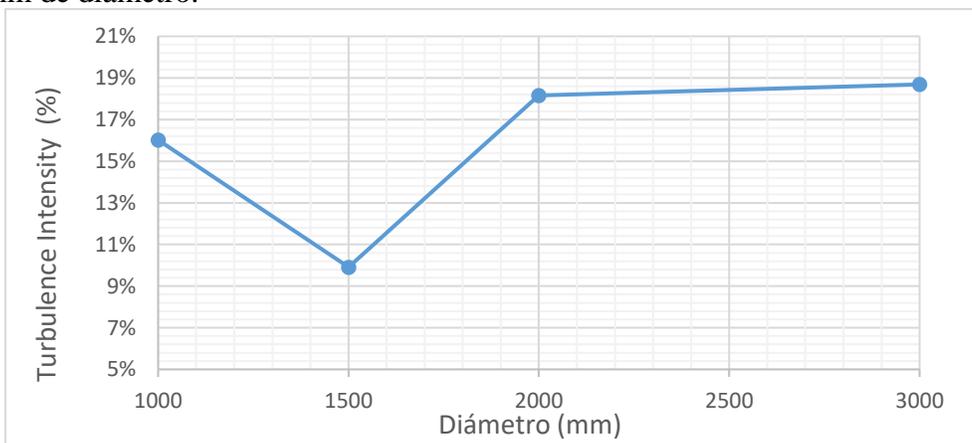


Gráfico 4.8 " Intensidad de Turbulencia v/s Diámetro, Tornillo hidráulico "

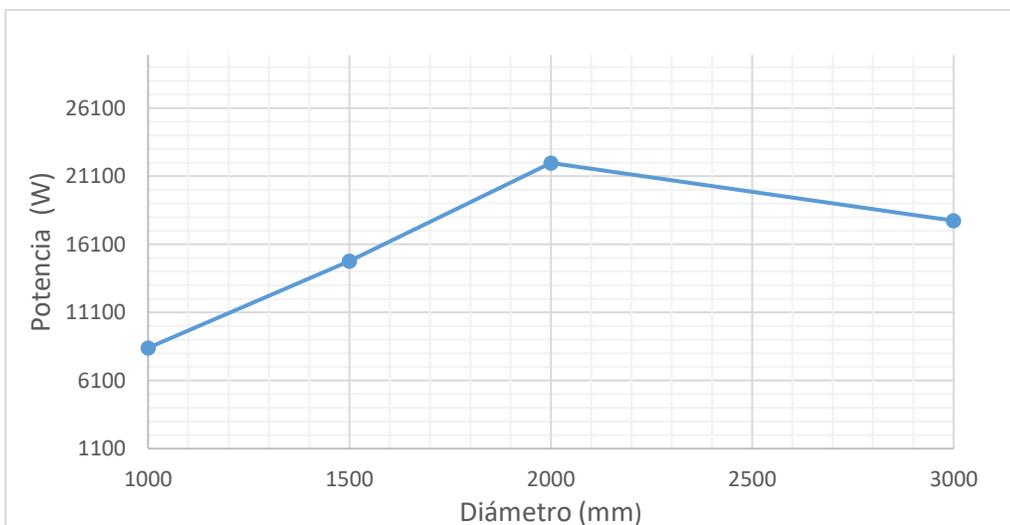


Gráfico 4.9 " Potencia v/s diámetro, Tornillo hidráulico "

En el Tabla 4.9 se observa el aumento de la potencia hasta lograr un valor máximo en los 2000 mm de diámetro, esto, en parte, debido al aumento del torque explicado en el párrafo superior, y por otra parte debido a la disminución de la tasa de decrecimiento de la velocidad angular del tornillo hidráulico, la cual como se observa en la Tabla 4.5, disminuye en la transición de diámetros desde 1500 mm a 2000 mm. Como resumen de este análisis, entonces, la potencia se ve incrementada debido al aumento del área de aspa, lo que entrega un valor máximo de Torque generado, en el diámetro de 2000 mm, el cual, multiplicado por la velocidad angular, que en el rango de los 1500 mm a 2000 mm reduce su tasa de decrecimiento, entrega un valor máximo de rendimiento en el diámetro de 2000 mm, fenómeno que se observa en el gráfico, mostrada a continuación.

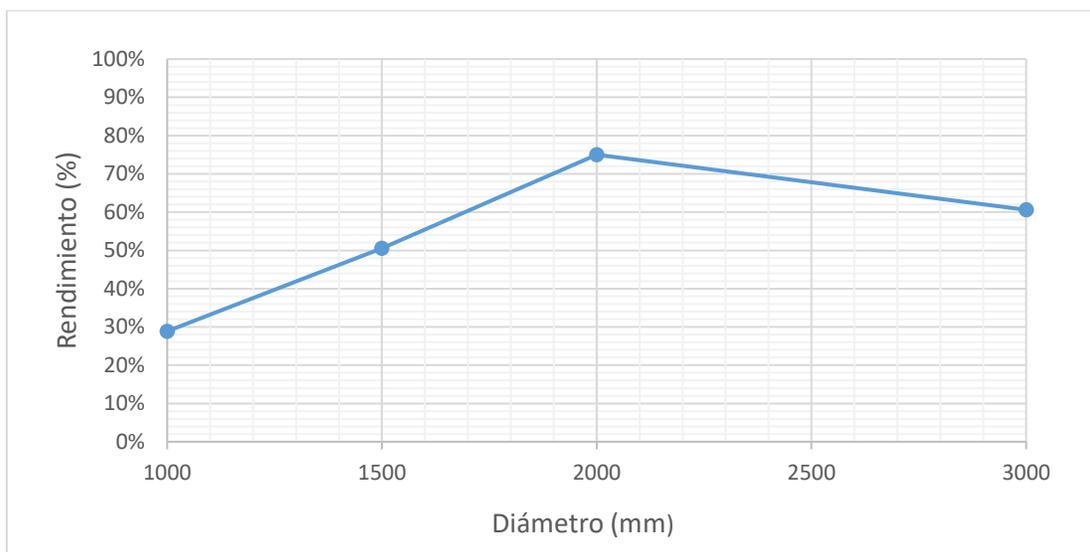


Gráfico 4.10 " Rendimiento v/s Diámetro, Tornillo hidráulico "

4.1.5.3 Ángulo de inclinación

Este análisis se realizó para verificar el ángulo óptimo de inclinación del dispositivo, bajo las condiciones de operación establecidas, en relación al estudio presentado en la sección 3.3.1.1, por lo que la hipótesis con la cual se comenzó este análisis, era la disminución del rendimiento en el rango posterior a los 25°, los resultados del análisis se muestran a continuación.

Los parámetros geométricos del tornillo hidráulico se indican en la Tabla 4.6 que se señala a continuación.

En el estudio de variables operativas, en específico en el apartado del ángulo de inclinación, se indica un rango óptimo de inclinación (entre 20° y 30°), dentro del cual será evaluado el ángulo de inclinación específico para las condiciones operativas del dispositivo.

4.1.5.3.1 Parámetros Geométricos

| Variable | Parámetro | Valor |
|-------------------------|-----------|-----------------------|
| Inclinación | θ | 20°, 22°, 25°, 30° |
| Diámetro exterior | D_0 | 2 m |
| Diámetro interior | D_i | 0,8 m |
| Paso | S | 2,4 m |
| Número de Aspas | N | 1 |
| Número de revoluciones: | - | 3 |
| Largo de tornillo | L | 8 m |
| Área canal de entrada | - | 4,66 m ² |
| Ancho canal | - | 2,16 m |
| Área de Aspa tornillo | - | 7,55 m |

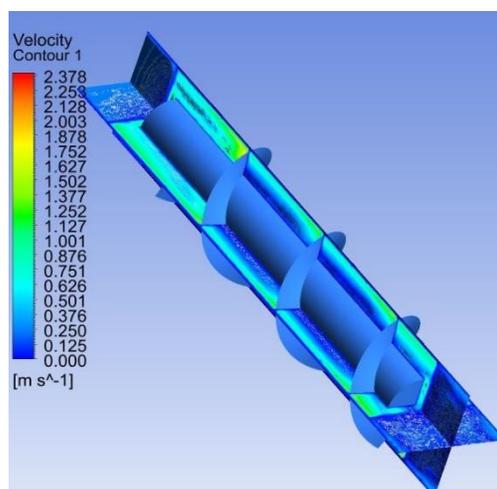


Tabla 4.6 "Parámetros geométricos análisis ángulo de inclinación, Tornillo hidráulico"

Figura 4.7 "Contorno, velocidad de fluido", $\theta=20^\circ$, $\alpha=80^\circ$, $\beta=55^\circ$, $\phi=2000$ mm, $N=1$ "

4.1.5.3.2 Resultados

Tabla 4.7 "Análisis de sensibilidad, ángulo de inclinación de dispositivo de tornillo hidráulico"

| Ángulo | Torque (Nm) | Altura neta (H) | Potencia Teórica (W) | Velocidad angular (Rpm) | Potencia (W) | Rendimiento (%) | Torque teórico máximo (Nm) |
|--------|-------------|-----------------|----------------------|-------------------------|--------------|-----------------|----------------------------|
| 20 | 6691,67 | 2,74 | 26841,7408 | 31,5 | 22073,626 | 81% | 8137,135 |
| 22 | 6691,45 | 3,00 | 29399,1255 | 31,5 | 22072,901 | 75% | 8912,412 |
| 25 | 6691,71 | 3,38 | 33167,0812 | 31,5 | 22073,758 | 67% | 10054,676 |
| 30 | 6692,35 | 4,00 | 39240 | 31,5 | 22075,869 | 56% | 11895,695 |

Algunos resultados significativos fueron que al aumentar el ángulo de inclinación la altura significativa de la superficie de agua también fue mayor, lo que produce un aumento del potencial teórico (mostrado en la Tabla 4.7), esto a su vez incide en la velocidad del fluido, ya que aumenta la energía potencial que a medida que baja a lo largo del tornillo se transforma en energía cinética, variable que produce un aumento en la presión dinámica del fluido en la superficie de las aspas del tornillo.

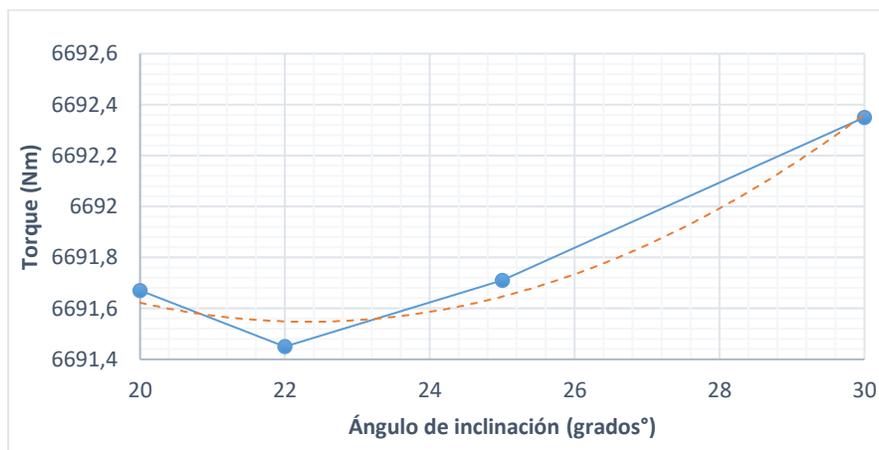


Gráfico 4.11 "Ángulo de inclinación v/s torque, Tornillo hidráulico "

Esto incide en el torque, el cual aumenta a medida que lo hace el ángulo de inclinación y altura significativa, como se demuestra en los resultados de la Tabla 4.7 y Gráfico 4.11, sin embargo, existe un punto de fluctuación en el cual el torque aumenta levemente, en cambio, el ángulo de inclinación no, este punto de fluctuación es de 20°, en donde se produce un peak de rendimiento de un 82%, debido también a una altura neta menor.

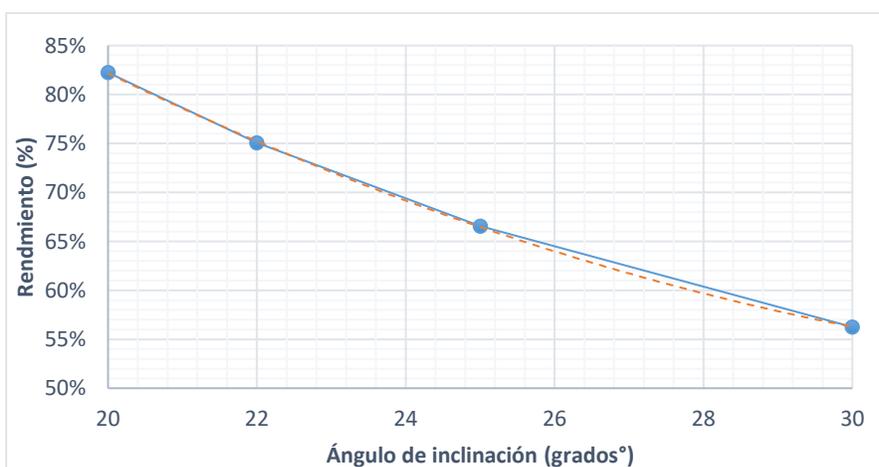


Gráfico 4.12 "Rendimiento v/s ángulo inclinación, Tornillo hidráulico "

Queda demostrado entonces que el ángulo óptimo para la instalación del dispositivo de tornillo hidráulico es de 20°, dentro del rango óptimo de ángulos de inclinación planteados en la sección 3.3.1.1, con el cual se logra un rendimiento máximo de un 82%.

4.1.5.4 Número de Aspas

4.1.5.4.1 Parámetros geométricos

| Variable | Parámetro | Valor |
|-------------------------|-----------|---------------------|
| Inclinación | θ | 20° |
| Ángulo de salida | β | 55° |
| Ángulo de ataque | α | 80° |
| Diámetro exterior | D_0 | 2 m |
| Diámetro interior | D_i | 0,8 m |
| Paso | S | 2,4 m |
| Número de Aspas | N | 1,2,3,4 |
| Número de revoluciones: | - | 3 |
| Largo de tornillo | L | 8 m |
| Área canal de entrada | - | 4,66 m ² |
| Ancho canal | - | 2,16 m |

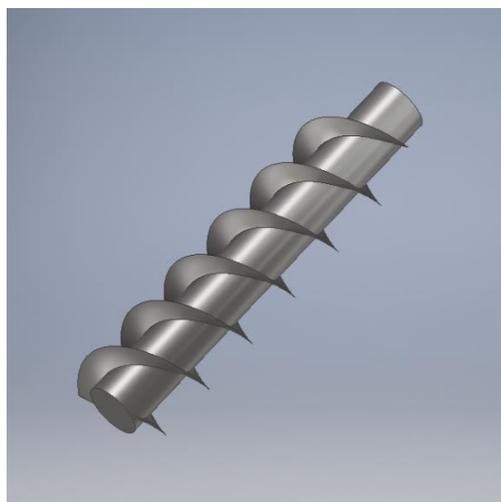


Tabla 4.8 "Parámetros geométricos, análisis número de aspas, Tornillo hidráulico "

Figura 4.8 "Modelo CAD 3D, $\theta=20^\circ$, $\alpha=80^\circ$, $\beta=55^\circ$, $\phi=2000$ mm, $N=2$ "

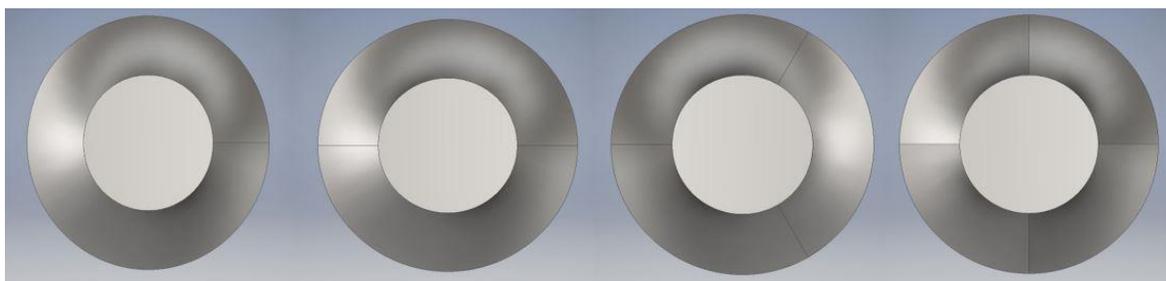


Figura 4.9 "Modelo CAD 3D "Front view", número de aspa (N1, N2, N3, N4), Tornillo hidráulico "

4.1.5.4.2 Resultados

Tabla 4.9 "Resultados análisis de sensibilidad número de aspas, Tornillo hidráulico "

| | Torque [Nm] | Reynolds | Energía Cinética (J/kg) | Presión dinámica [Pa] | Potencia Generada | Rendimiento (%) | Turbulence Intensity |
|-----------|-------------|----------|-------------------------|-----------------------|-------------------|-----------------|----------------------|
| N1 | 6691,45 | 28434,3 | 0,0580066 | 1566,150 | 22072,9007 | 75,0% | 19% |
| N2 | 7285,54 | 32871,1 | 0,0890038 | 2138,070 | 24032,6089 | 81,7% | 24% |
| N3 | 4718,39 | 42382,4 | 0,0990782 | 929,757 | 15564,4223 | 52,9% | 24% |
| N4 | 5139,64 | 32244,3 | 0,0809211 | 963,378 | 16953,988 | 57,6% | 21% |

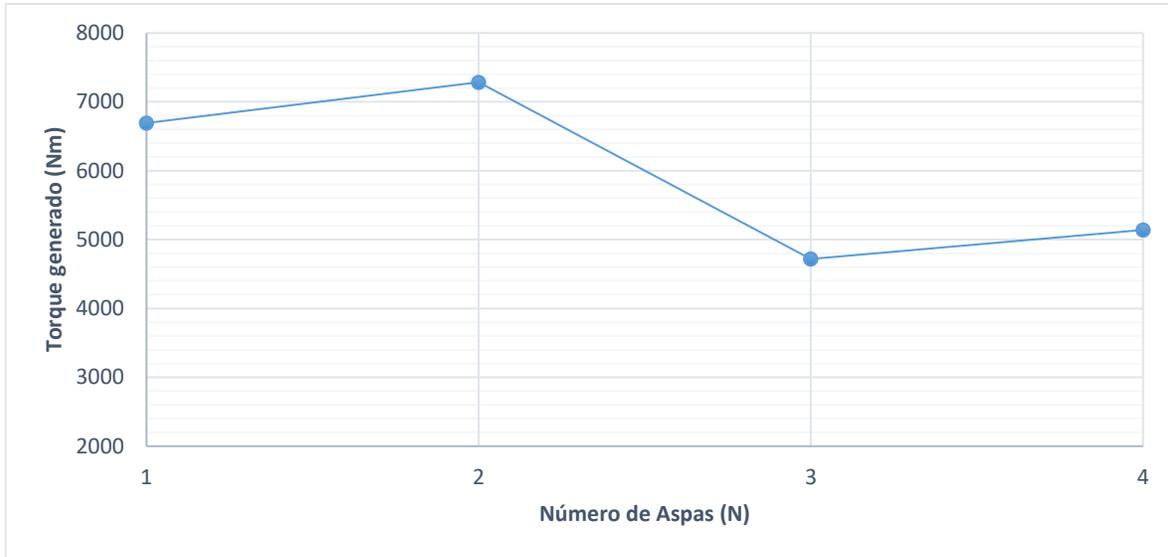


Gráfico 4.13 "Torque v/s Número de aspas, tornillo hidráulico"

Se observa en el Gráfico 4.13, que el número de aspas óptimo para las condiciones operacionales establecidas corresponde a dos, esto debido a que el torque aumenta producto del aumento del área de contacto del fluido con las aspas del tornillo, Sin embargo este crecimiento es detenido por el aumento abrupto del régimen turbulento de flujo del fluido, que se aprecia en el Gráfico 4.14 mostrado a continuación, en donde se observa un crecimiento abrupto del número de Reynolds. Posterior a este punto el Número de Reynolds disminuye debido a un volumen de fluido contenido entre aspas menor, sin embargo, el torque generado también sigue siendo menor que el punto óptimo N2.

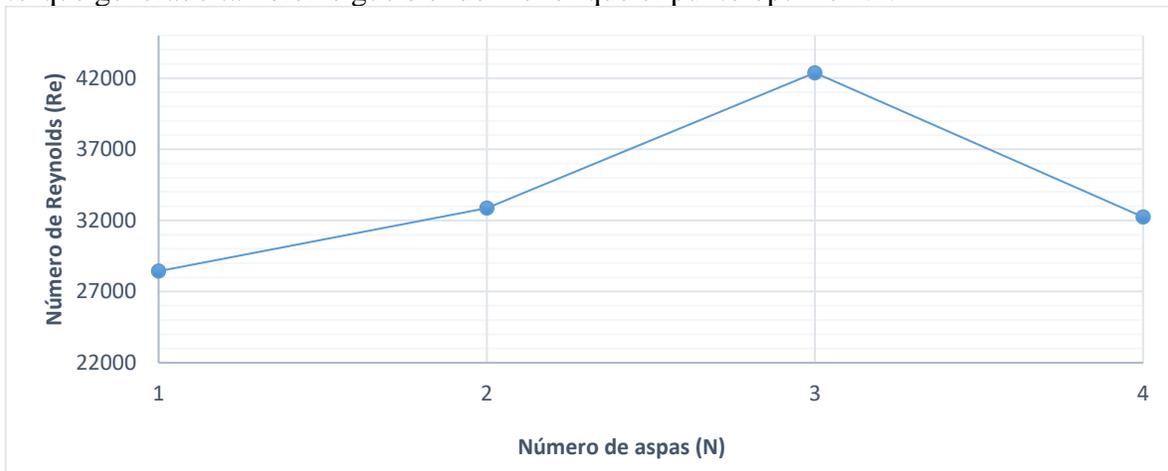


Gráfico 4.14 "Número de Reynolds v/s Número de aspas, Tornillo hidráulico"

La explicación anterior se corrobora, cuando se observan los datos de intensidad de turbulencia mostrados a continuación en el Gráfico 4.15, donde se observa que la intensidad de turbulencia se estabiliza desde N2 y hasta N3, disminuyendo también las fuerzas resistivas generadas por las turbulencias, sin embargo, posterior a este rango las turbulencias disminuye lo que explica el leve aumento del torque en N4.

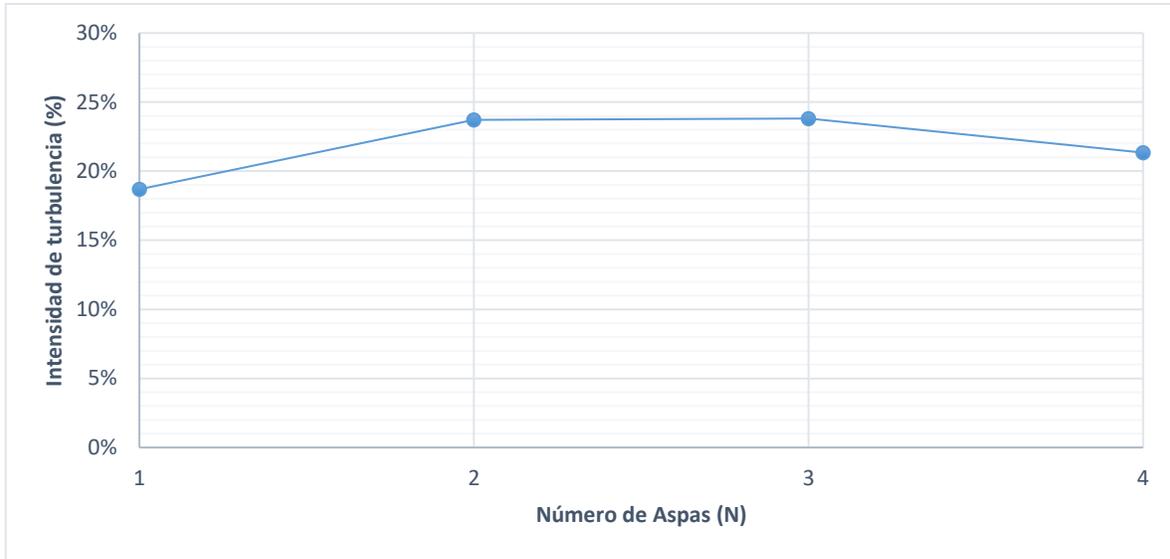


Gráfico 4.15 "Intensidad de Turbulencia v/s Número de aspas, Tornillo hidráulico"

Se puede observar, a continuación, la relación entre el rendimiento y el número de aspas del dispositivo, se observa, al comparar el Gráfico 4.16 con el Gráfico 4.14 de número de Reynolds una relación inversamente proporcional entre el número de Reynolds y el rendimiento del dispositivo, al aumentar la turbulencia el rendimiento disminuye.

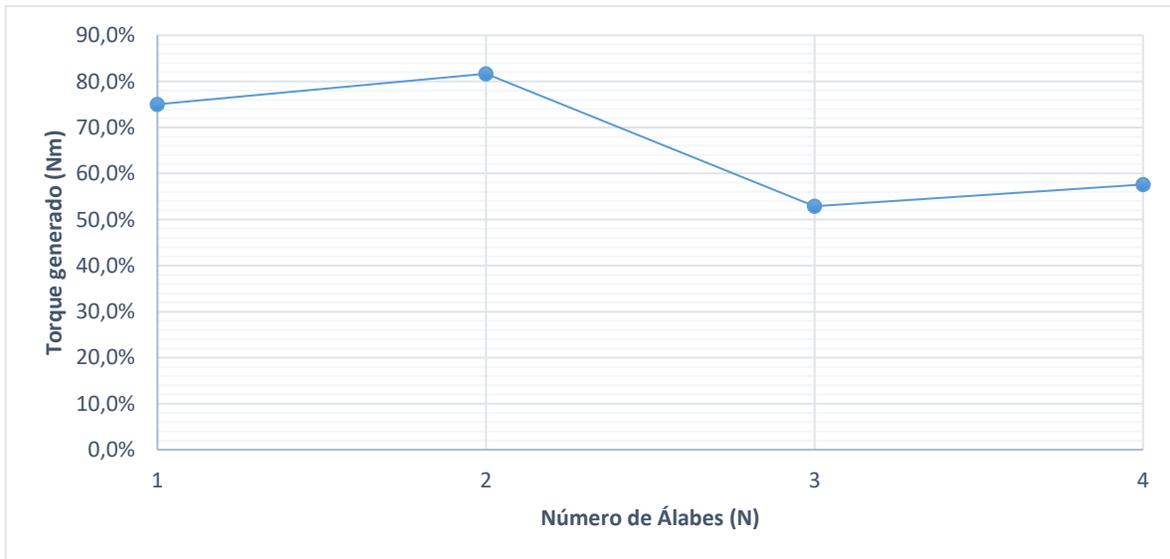
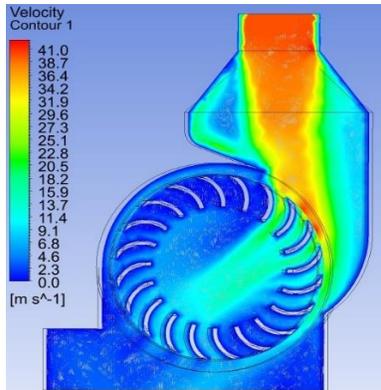


Gráfico 4.16 "Rendimiento v/s Número de Aspas, Tornillo hidráulico"

4.1.6 Turbina Banki

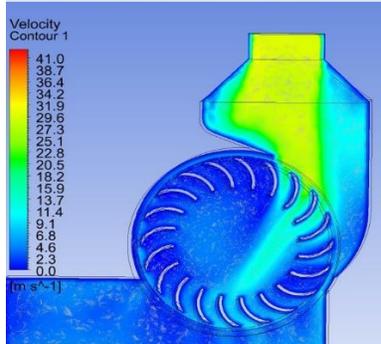
4.1.6.1 Diámetro de Turbina Banki

4.1.6.1.1 Parámetros Geométricos



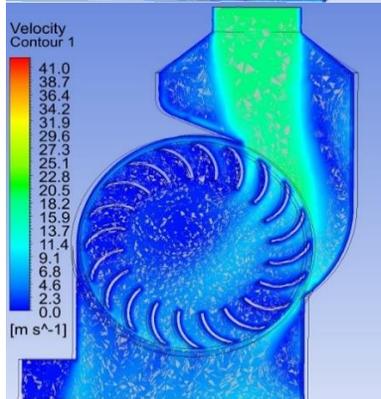
Diámetro (D_0): 150 milímetros

- Número de álabes: 20
- Velocidad óptima de giro: 1063 Rpm
- Área ducto entrada: $0,002827 \text{ m}^2$
- Caudal (Q): $0,15 \text{ m}^3/\text{s}$
- Velocidad de entrada del fluido: 53 m/s
- Momento de Inercia: $0,022547 \text{ kg m}^2$



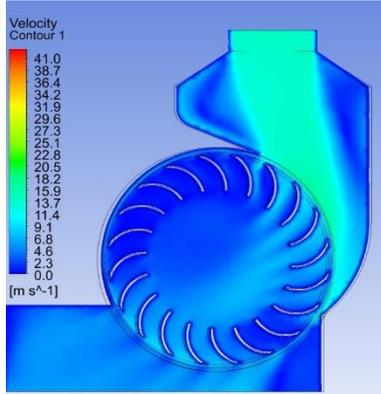
Diámetro (D_0): 200 milímetros

- Número de álabes: 20
- Velocidad óptima de giro: 797 Rpm
- Área ducto entrada: $0,005027 \text{ m}^2$
- Caudal (Q): $0,15 \text{ m}^3/\text{s}$
- Velocidad de entrada del fluido: 29,84 m/s
- Momento de Inercia: $0,049750 \text{ kg m}^2$



Diámetro (D_0): 250 milímetros

- Número de álabes: 20
- Velocidad óptima de giro: 638 Rpm
- Área ducto entrada: $0,007854 \text{ m}^2$
- Caudal (Q): $0,15 \text{ m}^3/\text{s}$
- Velocidad de entrada del fluido: 19 m/s
- Momento de Inercia: $0,066474 \text{ kg m}^2$



Diámetro (D_0): 300 milímetros

- Número de álabes: 20
- Velocidad óptima de giro: 531 Rpm
- Área ducto entrada: $0,01131 \text{ m}^2$
- Caudal (Q): $0,15 \text{ m}^3/\text{s}$
- Velocidad de entrada del fluido: 13,26 m/s
- Momento de Inercia: $0,102616 \text{ kg m}^2$

4.1.6.1.2 Resultados

Tabla 4.10 "Resultados análisis diámetro turbina Banki"

| Diámetro (mm) | Torque (Nm) | Rpm | Energía cinética (J/kg) | Presión dinámica (Pa) | Potencia Generada (W) | Potencia Teórica (W) | Rendimiento (%) | Número de Reynolds |
|---------------|-------------|------|-------------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------|-----------------|--------------------|
| 150 | 103,823 | 1063 | 1,45341 | 34868,3 | 11557,2752 | 23544 | 49,09% | 18131,1 |
| 200 | 158,011 | 797 | 1,5840 | 24889,5 | 13187,858 | 23544 | 56,01% | 25230,1 |
| 250 | 83,753 | 638 | 0,55668 | 26325,1 | 5595,65211 | 23544 | 23,77% | 17185,1 |
| 300 | 138,172 | 531 | 0,35831 | 25891 | 7683,21848 | 23544 | 32,63% | 12123,4 |

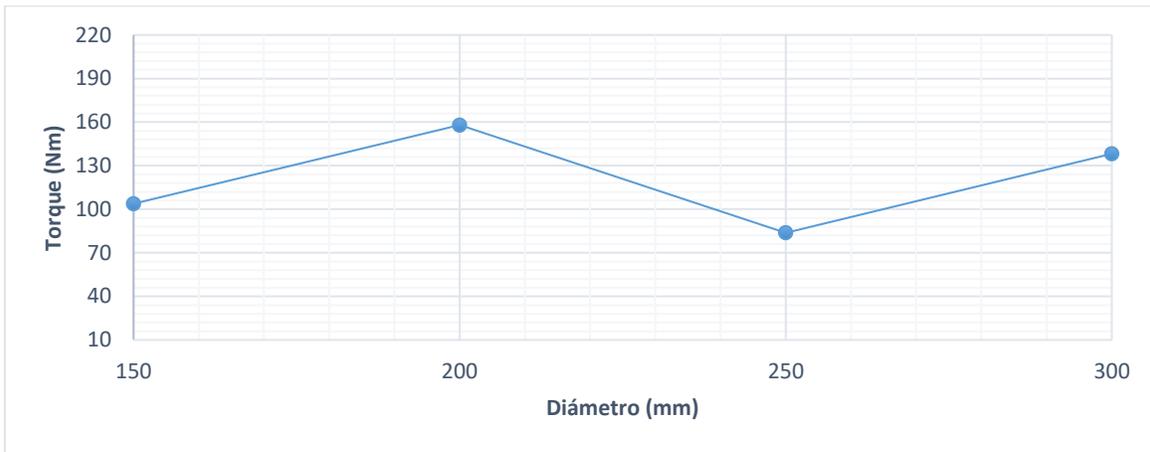


Gráfico 4.17 "Torque v/s diámetro, Turbina Banki"

Se observa un valor máximo del torque en el diámetro de 200 mm, posterior a ese valor el torque disminuye. El aumento del Torque ocurre producto de dos fenómenos, el primero es la disminución de las Rpm de la turbina producto del aumento del momento de inercia de cada una de ellas, lo que determina la velocidad máxima de giro, esta característica se observa en los parámetros geométricos de los diferentes diámetros mostrados anteriormente, lo que otorga un aumento de la velocidad relativa entre el fluido y el giro de la turbina, provocando un aumento del torque, el segundo fenómeno es el aumento del área de contacto del álabe con el fluido, que al estar sometido a la presión del fluido genera una fuerza mayor, que permite un aumento del torque.

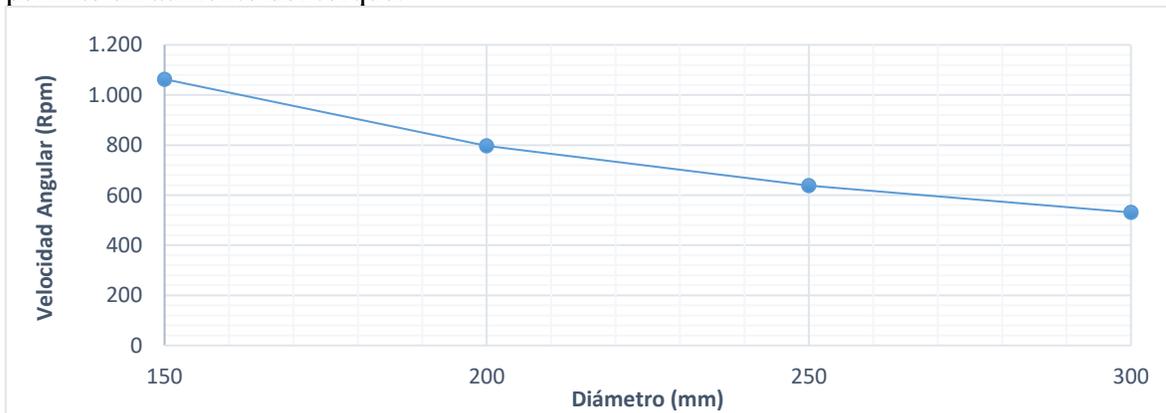


Gráfico 4.18 "Velocidad angular v/s diámetro, Turbina Banki"

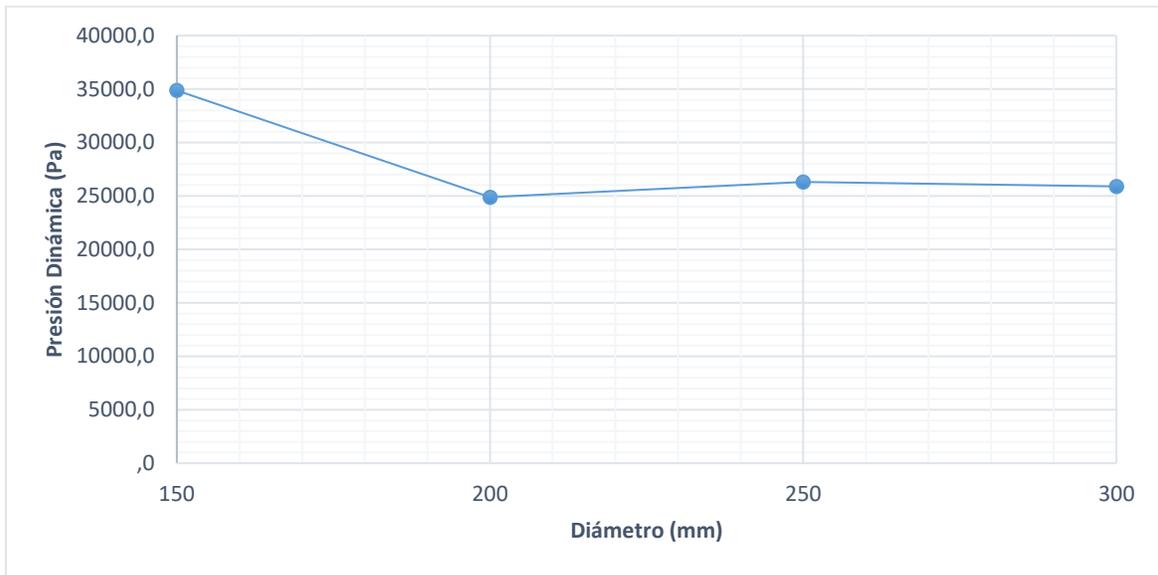


Gráfico 4.19 "Presión dinámica v/s diámetro. Turbina Banki"

Se observa que la presión dinámica del fluido se estabiliza a partir de los 200 mm y a medida que el diámetro aumenta, esto debido a que el conducto de entrada aumenta a medida que lo hace el diámetro de la turbina), lo que resulta en una disminución de la velocidad de entrada del fluido, y por lo tanto de la presión dinámica del mismo. Este fenómeno explica la caída del torque en los diámetros posteriores al punto de inflexión de 200 mm, en donde el equilibrio entre el área de contacto del álabe y la presión dinámica generan un valor máximo para el torque.

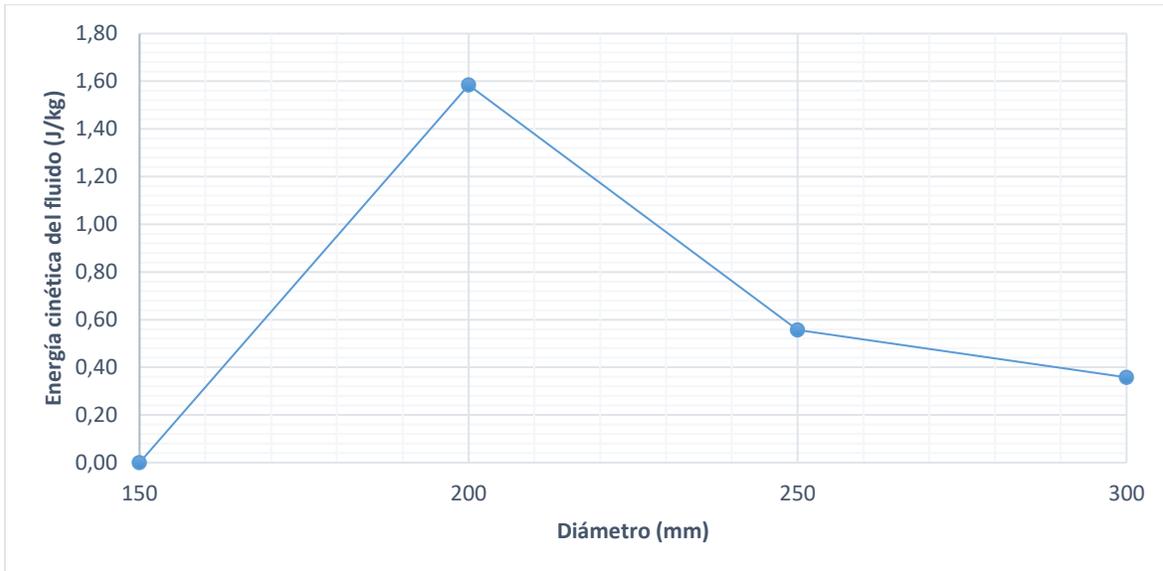


Gráfico 4.20 "Energía cinética del fluido v/s diámetro, Turbina Banki"

En el Gráfico 4.20 se observa que la energía cinética que entrega el fluido al rodete aumenta en el diámetro de 200 mm producto del fenómeno de aumento del área de contacto del álabe y la disminución de la velocidad del fluido, que origina la disminución de la energía por unidad de masa entregada en los diámetros posteriores a los 200 mm, a pesar del aumento del área de los álaves del rodete.

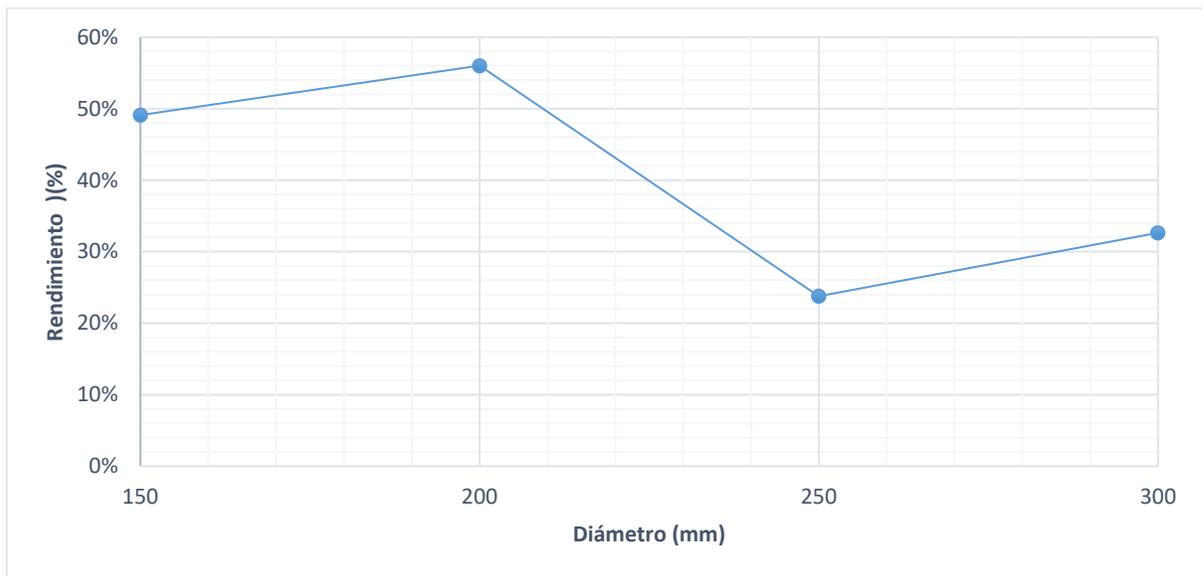


Gráfico 4.21 "Rendimiento v/s diámetro, Turbina Banki"

Como resultado final se observa en el Gráfico 4.21, que el máximo valor de rendimiento ocurre en el diámetro de 200 mm, sin embargo posterior a los 250 mm se observa un nuevo aumento del rendimiento, producto de un aumento repentino del torque, el cuál puede ser atribuido a la disminución del régimen turbulento, visible a través del número de Reynolds, sin embargo la velocidad de giro en los diámetros siguientes seguirá disminuyendo al igual que la velocidad de entrada del fluido por lo que se descartan los diámetros siguientes debido a que el torque debería aumentar de manera desproporcionada para lograr rendimientos mejores al logrado con el diámetro de 200 mm, esto se puede corroborar observando la tendencia a la baja de la energía cinética que entrega el fluido por unidad de masa visible en el Gráfico 4.21.

4.1.6.2 Número de álabes

La selección del Número de álabes se realizará con base en las condiciones de funcionamiento que se desean obtener en la turbina, es decir altura y caudal. Se deberá tener en cuenta que un reducido número de álabes provocará pulsaciones en la generación de potencia, y un número elevado producirá una aceleración del flujo con el consiguiente aumento de las pérdidas y el efecto de reja que causa el espesor de los álabes en la entrada. Según las investigaciones mostradas en la sección 3.2.3, se simulará turbinas con 20, 24 y 28 álabes, que se encuentran en el rango óptimo mostrado en las investigaciones mencionadas anteriormente.

4.1.6.2.1 Parámetros Geométricos

Tabla 4.11 "Parámetros geométricos análisis de sensibilidad, número de álabes, Turbina Banki"

| Variable | Parámetro | Valor |
|--|-----------|-------------------------|
| Diámetro | D_0 | 200 mm |
| Número de álabes | N | 20, 24, 28 |
| Velocidad óptima de giro | n | 797 rpm |
| Área ducto entrada | A_d | 0.005027 m ² |
| Velocidad de entrada del fluido | V_e | 29.84 m/s |

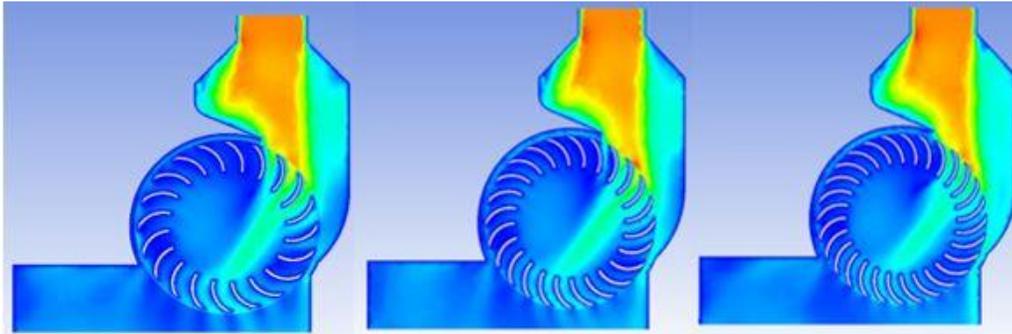


Figura 4.10 "Turbina Banki. Número de álabes (20, 24, 28, respectivamente)."

4.1.6.2.2 Resultados

Tabla 4.12 "Resultados análisis de Sensibilidad Número de álabes"

| | Torque (Nm) | Energía Cinética (J/kg) | Presión dinámica (Pa) | Potencia (W) | Mass Imbalance (kg/s) | Rendimiento (%) |
|-----------|-------------|-------------------------|-----------------------|--------------|-----------------------|-----------------|
| 20 | 158,011 | 1,58395 | 756862 | 13187,858 | 7,03E-08 | 59,75% |
| 24 | 179,717 | 1,35153 | 842373 | 14999,476 | 2,85E-08 | 67,96% |
| 28 | 172,721 | 1,29829 | 834007 | 14415,579 | 2,19E-07 | 65,31% |

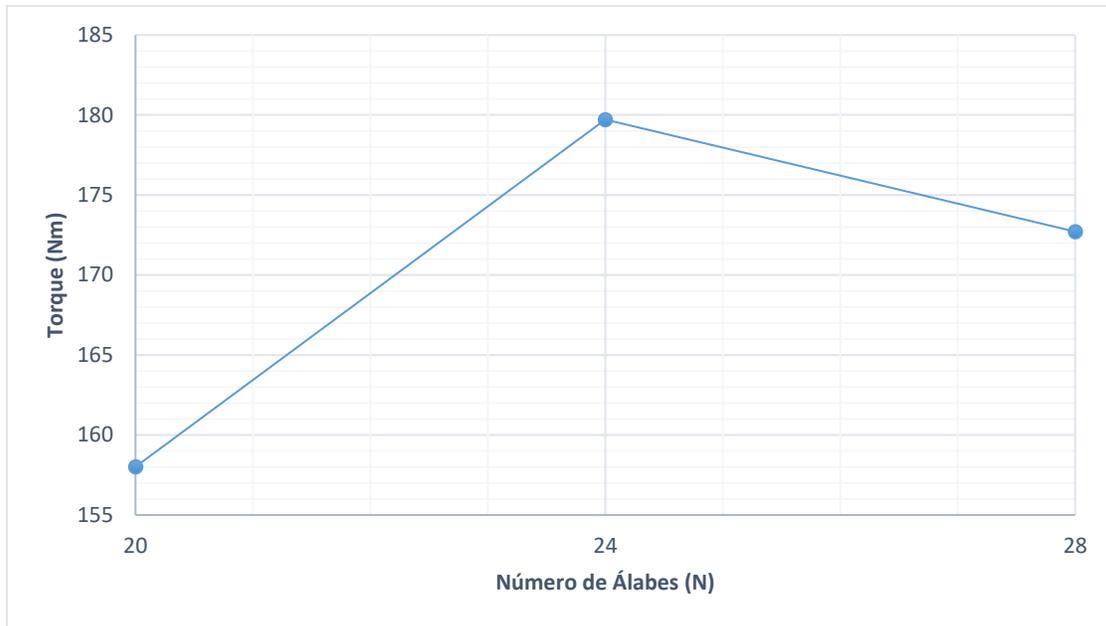


Gráfico 4.22 "Torque v/s Número de álabes, Turbina Banki "

Se observa en el Gráfico 4.22, un aumento del torque producido por el rodete compuesto por 24 álabes, producto de una relación inversamente proporcional con el desequilibrio de masas representado en el Gráfico 4.23, mostrado a continuación. Un menor desequilibrio de masas significa que un mayor flujo másico atraviesa el rodete, lo que provoca un aumento del Torque, y es precisamente cuando en el rodete se compone de 24 álabes, en el cuál este mínimo desequilibrio másico ocurre, debido a que luego en el rodete de 28 álabes el desequilibrio másico vuelve a aumentar, evidenciando el efecto de reja descrito en la descripción del análisis producto del espesor de los álabes.

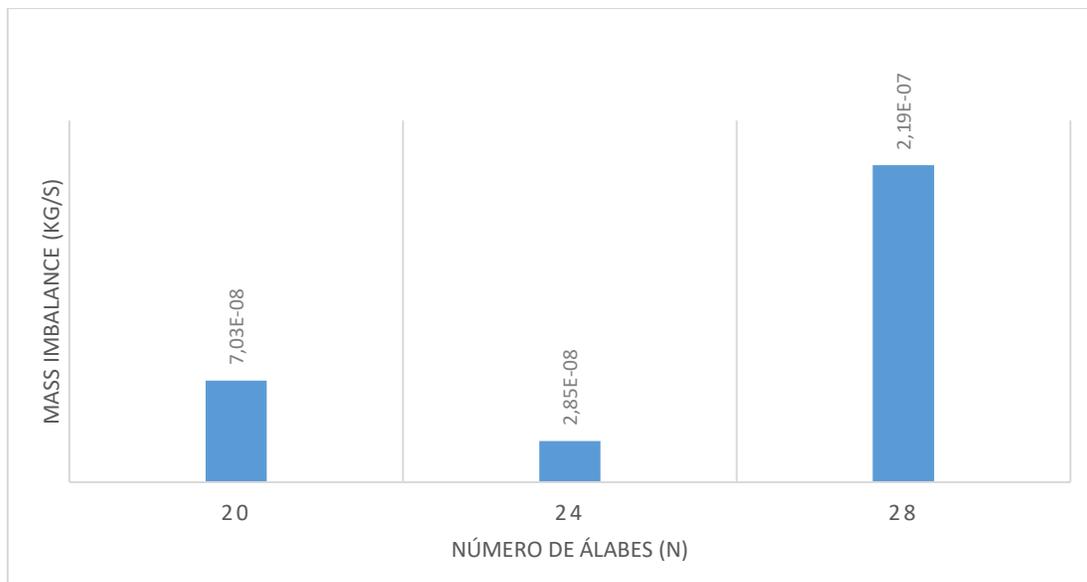


Gráfico 4.23" Desequilibrio de masas v/s Número de álabes"

4.2 Velocidad de Rotación

En esta sección se encontrarán las velocidades de giro de los dispositivos de acuerdo a las condiciones geométricas preestablecidas, para esto se hará uso del método Dynamic Mesh, que permite que el fluido sea el que produce la rotación del dispositivo. En el caso en que la velocidad de giro obtenida sea mayor a la velocidad óptima de rotación, se optará por seleccionar la velocidad óptima de rotación, debido a que, según la teoría, velocidades superiores a la óptima puede producir fuerzas resistivas que disminuyan el rendimiento de los dispositivos.

4.2.1 Tornillo hidráulico

4.2.1.1 Parámetros geométricos y Resultados

| Variable | Parámetro | Valor |
|-------------------------|-----------|-------------------------|
| Inclinación | θ | 20° |
| Ángulo de salida | β | 55° |
| Ángulo de ataque | α | 80° |
| Diámetro exterior | D_0 | 2 m |
| Diámetro interior | D_i | 0,8 m |
| Paso | S | 2,4 m |
| Número de Aspas | N | 2 |
| Número de revoluciones: | - | 3 |
| Largo de tornillo | L | 8 m |
| Área canal de entrada | - | 4.66 m ² |
| Ancho canal | - | 2,16 m |
| Momento de Inercia | I | 8,970 kg·m ² |

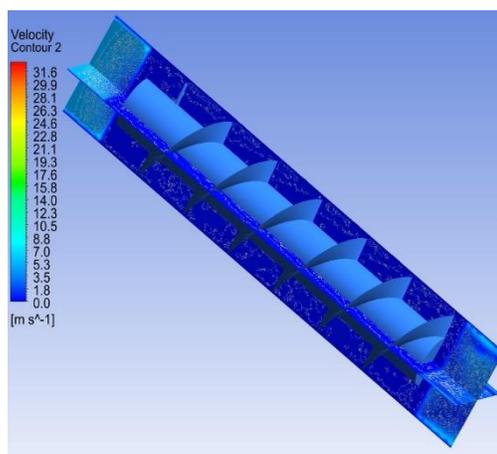


Tabla 4.13 "Parámetros geométricos, Tornillo Hidráulico, Dynamic Mesh"

Figura 4.11 "Determinación velocidad de giro, Tornillo Hidráulico, Dynamic Mesh, Contorno velocidad del fluido"

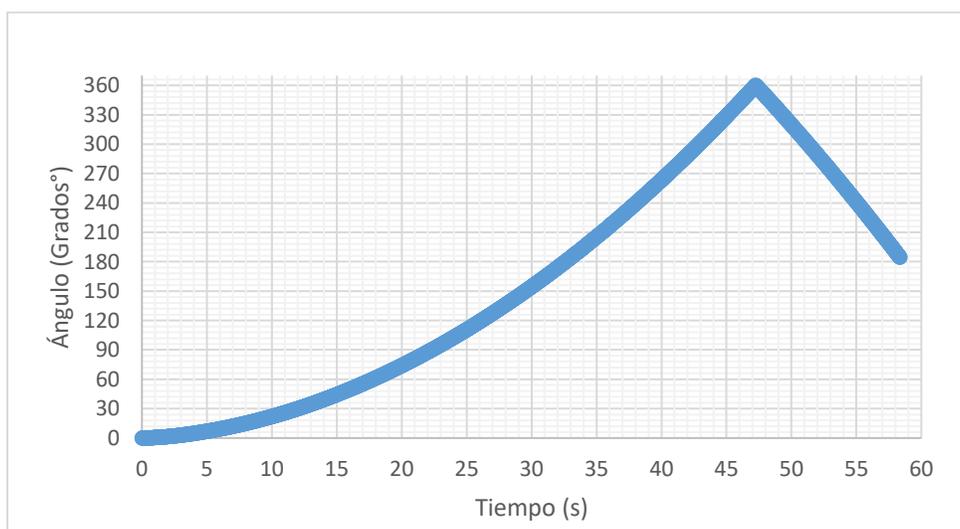


Gráfico 4.24 "Variación angular v/s tiempo, Dynamic Mesh, Tornillo hidráulico"

El Gráfico 4.24 muestra la variación del ángulo transcurrida la simulación, esta variación se obtiene con la opción “Motion history” del módulo Dynamic Mesh, que entrega la posición angular con respecto al tiempo; al graficarlo se obtiene el siguiente gráfico de posición, en el cual se observa que el dispositivo no alcanza a completar la segunda rotación completa, principalmente debido a su tamaño debido a que el momento de inercia es demasiado elevado, por lo que sacar el dispositivo del reposo lleva varios minutos que simulados en un computador común puede tomar varias semanas.

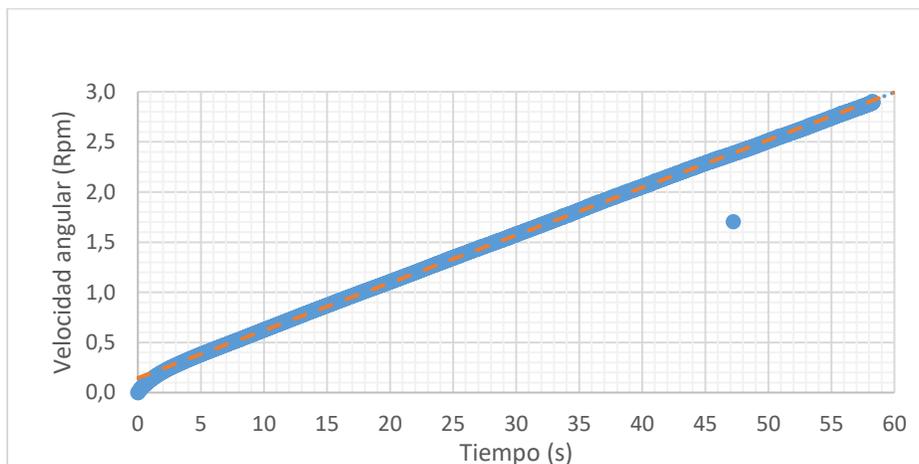


Gráfico 4.25 "Velocidad angular v/s tiempo, Dynamic Mesh, Tornillo Hidráulico"

Se observa en el gráfico que la velocidad del dispositivo aumenta de manera lineal, y no existe un rango en el que la curva se estabilice, por lo que es imposible determinar el valor máximo de velocidad de rotación del dispositivo, dentro del rango de tiempo simulado, esto, debido al fenómeno descrito anteriormente, producto de un momento de inercia demasiado elevado, lo que produce que el tiempo requerido para que el dispositivo alcance la máxima velocidad de giro aumente. Para lograr obtener la velocidad máxima de giro, se requiere simular un rango más amplio de tiempo, sin embargo, la capacidad de almacenamiento de los recursos computacionales ocupados, no es suficiente para esta tarea, como se muestra en la Figura 4.12, por lo que se opta por fijar la velocidad del dispositivo a la velocidad óptima de giro.

```

Error: Error encountered while writing to file.\nThere may not be enough space for the data file on this disk.\n
Error Object: #f

Error: Error writing "C:\Users\Alumno\Desktop\simulaciones\Tornillohidraulico\resultados-1945.cdat".
Error Object: #f
    
```

Figura 4.12 "Mensaje capacidad de almacenamiento superado, Simulación Dynamic Mesh, Tornillo Hidráulico"

4.2.2 Turbina Banki

4.2.2.1 Parámetros geométricos y resultados

| Variable | Parámetro | Valor |
|---------------------------------|-----------|---------------------------|
| Diámetro | D_0 | 200 mm |
| Número de álabes | N | 24 |
| Velocidad óptima de giro | n | 797 rpm |
| Área ducto entrada | A_d | 0,005027 m ² |
| Velocidad de entrada del fluido | V_e | 29,84 m/s |
| Momento de Inercia | M_z | 0,05180 kg·m ² |

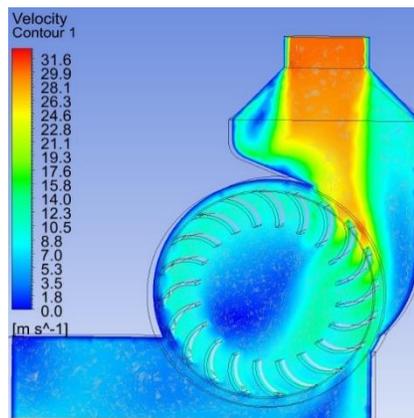


Tabla 4.14 Parámetros geométricos y de funcionamiento, Turbina Banki, Dynamic Mesh

Figura 4.13 "Determinación velocidad de giro, Turbina Banki, Dynamic Mesh, Contorno velocidad de fluido"

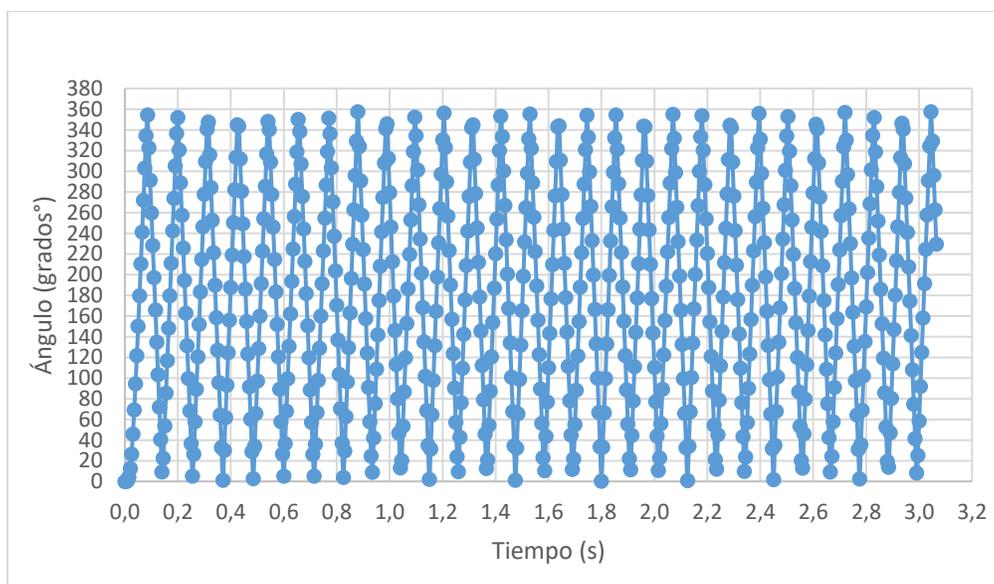


Gráfico 4.26 "Variación angular v/s tiempo, Dynamic Mesh, Turbina Banki"

El Gráfico 4.26 muestra la variación angular, en el intervalo del tiempo de simulación, esta variación se obtiene, al igual que en el caso anterior, con la opción "Motion History", y al graficar estos puntos se obtiene el gráfico anterior, que muestra 55 vueltas completas de la turbina, diferencia sustancial en relación a la simulación realizada en el caso del tornillo hidráulico, esto debido a un momento de inercia menor, y una velocidad de entrada del fluido mayor.

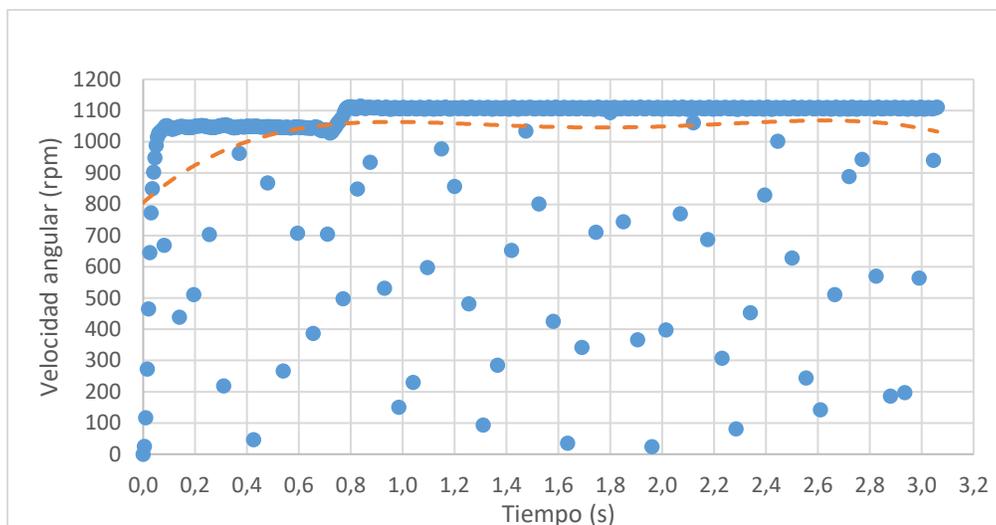


Gráfico 4.27 "Velocidad angular v/s tiempo, Dynamic Mesh, Turbina Banki"

Se observa en el Gráfico 4.27 que la velocidad angular de la turbina aumenta y se mantiene se estabiliza a partir del primer segundo de simulación. La velocidad a la que la turbina estabiliza su velocidad de giro es de 1100 Rpm, velocidad mayor a la óptima de giro recomendada teóricamente, de 797 Rpm, por lo que para el cálculo de potencia será utilizada la velocidad óptima de giro.

4.3 Análisis de Resultados

4.3.1 Tornillo hidráulico

La mejor configuración obtenida, para las condiciones operativas establecidas, corresponde al tornillo de diámetro 2000 mm, de 2 aspas, con ángulos de ataque de 80° y salida de 55°, que genera un torque máximo de 7285,54 Nm a 797 Rpm, que resulta en una potencia de 24 kW con una eficiencia de un 81,7 %.

4.3.2 Turbina Banki

La mejor configuración, para las condiciones operativas establecidas, corresponde a la turbina de diámetro 200 mm, con 24 álabes que genera un torque máximo de 179,717 Nm a 797 Rpm, que resulta en una potencia de 15 kW, con una eficiencia de un 67 %.

4.4 Estudio económico y evaluación financiera

La economía de una central hidroeléctrica está determinada principalmente por el rendimiento. Si la energía producida se alimentará a la red de energía se obtendría una compensación de 60\$/kWh, en promedio, para productores menores particulares o empresas pequeñas con potencias instaladas menores a 100 kW según la ley 20.571. Por otro lado, la energía producida también puede ser utilizada para mejorar la producción de auto energía (autoabastecimiento) y así minimizar los costos de consumo. Los costos de energía en Chile oscilan actualmente entre los 100\$/kWh y 190\$/kWh, pero se espera una reducción en los próximos años. Además, la energía hidroeléctrica mejora no solo el autoabastecimiento energético, sino también la huella de carbono del operador. Por lo tanto, en algunas oportunidades es, no solo económicamente viable producir energía, sino que también entrega externalidades positivas.

La industria en Chile se divide en tres grandes segmentos o negocios, generación, transmisión, y distribución. El sector de generación está integrado por empresas generadoras de electricidad que venden su producción a las empresas distribuidoras a precio nudo (Precio o tarifa que representa los costos reales de generación, transmisión y de distribución de electricidad asociados a una operación eficiente, marco regulatorio eléctrico, ley 20.018), a clientes no regulados a precios acordados por contrato y a otras empresas generadoras en que se valora la venta a costo marginal.

4.4.1 Inversión-Costos

Los costos asociados a mini centrales hidroeléctricas dependen en gran medida de la localización y las condiciones geográficas, características que influyen significativamente en el costo de las obras civiles y en consecuencia en la inversión inicial. Esta particularidad de las mini centrales hidroeléctricas reviste mucha importancia en nuestro país, ya que el recurso se encuentra ubicado en zonas cercanas a la cordillera de los Andes, y, por ende, lejos de las principales redes viales y de transmisión troncal.

En la tabla a continuación se muestra la estructura de costos estimada de una mini central hidráulica común. Cabe resaltar que esta estructura es solo una aproximación dado que dependiendo de las características geográficas algunos porcentajes pueden variar.

Tabla 4.15 "Estructura de costos en mini centrales hidráulicas"

| Ítem | Porcentaje Ítem |
|-----------------------------|-----------------|
| Obras civiles | 45,27% |
| Equipamiento | 33,56% |
| Ingeniería y administración | 4,73% |
| Conexión al SIC | 8,03% |
| Varios y contingencias | 8,41% |
| Total | 100% |

4.4.2 Costos unitarios operacionales y de inversión en mini centrales hidráulicas

Este análisis incluye el costo total aproximado de inversión de la implementación y costos operativos de la tecnología en mini centrales hidráulicas en relación a la potencia instalada. Estos costos fueron obtenidos de fabricantes, y cuyos precios incluyen las faenas de costos de obras civiles y costos de tecnologías [21].

4.4.2.1 Evaluación Económica costos de Inversión

| Potencia Instalada (kW) | Mini centrales hidráulicas | |
|-------------------------|----------------------------|--------------------------------|
| | USD/kW instalado | Costo estimado de Proyecto USD |
| 25 | 9.566,78 | 239.169,60 |
| 50 | 8.441,28 | 422.064,00 |
| 100 | 7.456,46 | 745.646,40 |
| 250 | 5.346,14 | 1.336.536,00 |
| 500 | 4.502,02 | 2.251.008,00 |
| 750 | 3.657,89 | 2.743.416,00 |
| 1000 | 2.813,76 | 2.813.760,00 |

Tabla 4.16 "Costos aproximados de inversión en mini centrales Hidráulicas" [21]

Para estimar valores de potencia intermedias entre los valores mostrados en la tabla anterior, se muestra el siguiente gráfico, que muestra los costos de inversión en relación con la potencia que se requiere instalar.

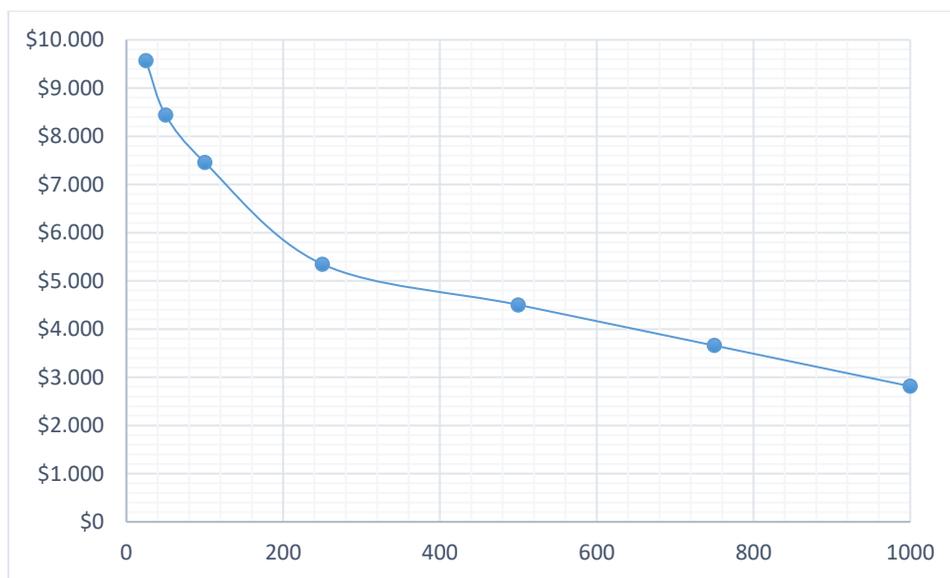


Gráfico 4.28 "Costos aproximados de inversión en mini centrales hidráulicas \$USD/kW"

4.4.2.2 Evaluación económica costos operacionales

El costo operativo de sistemas de generación hidroeléctricas depende de diversos factores, los principales son el tamaño del sistema, la altura neta disponible y el tipo de turbina. La tabla que se muestra a continuación presenta valores de referencia para estimar los costos operativos en relación a la potencia instalada.

| Potencia Instalada (kW) | Costos operacionales anuales en Mini centrales hidráulicas | |
|-------------------------|--|--------------------|
| | \$USD/kW instalado | \$CLP/kW instalado |
| 25 | \$3.096 | \$2.012.710 |
| 50 | \$5.629 | \$3.659.413 |
| 100 | \$8.866 | \$5.763.787 |
| 250 | \$15.481 | \$10.064.198 |
| 500 | \$35.190 | \$22.877.019 |
| 750 | \$38.054 | \$24.738.905 |
| 1000 | \$40.435 | \$26.286.794 |

Tabla 4.17 "Costos operacionales estimados en minicentrales hidroeléctricas, \$/kW instalado" [21]

Para estimar valores de potencia intermedias entre los valores mostrados en la Tabla 4.17, se muestra el siguiente gráfico, que muestra los costos operacionales en relación con la potencia que se requiere instalar.

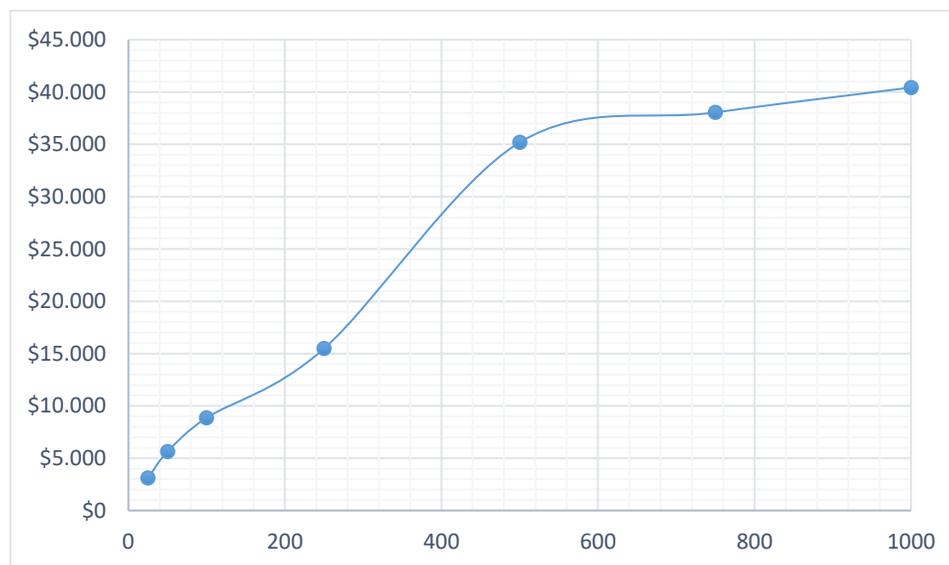


Gráfico 4.29 "Costos operacionales estimados de proyecto, \$USD/kW instalado"

4.4.3 Estudio económico de Tecnología

4.4.3.1 Valores Unitarios Turbinas según potencia instalada

El procedimiento que se detalla a continuación es el que entrega el Ministerio de Energía de Chile en su informe de estudio de la “caracterización del Mercado de tecnologías para micro generación hidroeléctrica”, para la evaluación de costos de los equipos electromecánicos en minicentrales hidráulicas, para las etapas de prefactibilidad [5].

Los costos de equipamiento electromecánico de las micro centrales son del orden de 850-2500 USD/kW, variando mucho de acuerdo con la procedencia y el tamaño, siendo este rango un valor de referencia. Con respecto a la distribución de componentes sobre el costo del proyecto, este fluctúa entre 3.500-6.000 USD/kW.

La distribución general de estos costos se presenta en la Tabla 4.15, sin embargo, los valores tabulados son muy variables debido a que la implementación de un sitio con baja altura y un caudal alto, aumenta significativamente el componente de costos de obras civiles. Idealmente es esperable que el costo de operación de una microturbina sea del orden del 2% del valor del proyecto por año; es decir si un proyecto de 250 kW significó una inversión de 5.000 USD/kW, entonces el valor de operación y mantenimiento será del orden de 25.000 USD anuales.

Una ecuación generalizada, permite calcular el costo de una turbina completa (Turbina, generador, control y válvulas accesorias), obtenidas de fabricantes como Alstom, Andritz, Gilbert Gilkes & Gordon ltd. And Voith Siemens, relaciona la potencia y la altura de carga neta de la forma siguiente.

$$C_{EM} = K * P^a * H^{-b} \left[\frac{USD}{kW} \right] \quad (4.2) \text{ "Costo de Equipamiento electro mecánico en USD/kW"}$$

C_{EM} : Costo Equipamiento, en US\$

K , a y b : Constantes que se deben definir

P : Potencia disponible en el eje de la turbina

H , altura neta disponible

Tomando precios referenciales de cotizaciones en Chile hechas por el ministerio de energía la expresión queda definida de la siguiente forma:

$$C_{EM} = 12000 * P^{0.56} * H^{-0.112} \left[\frac{USD}{kW} \right] \quad (4.3) \text{ "Costo de Equipamiento electro mecánico cotizados en Chile en USD/kW"}$$

Sin embargo, la ecuación anterior varía bastante dependiendo del tipo de turbina y del origen, por lo que para estimar precios en etapa de pre-factibilidad de proyectos en forma más generalizada y de forma que comprenda el universo de turbinas, (en base a cotizaciones reales catastradas), se estima el costo en función del caudal y altura de operación. En conclusión, para el cálculo de los costos de equipo electromecánico, manufacturados fuera del país se recomienda utilizar la siguiente fórmula.

$$C_{EM} = 40000 * P^{0.53} * H^{0.75} \left[\frac{USD}{kW} \right] \quad (4.4) \text{ "Costo de Equipamiento electro mecánico cotizados en Chile en USD/kW"}$$

De acuerdo a la información entregada por el informe de estudio de mercado, realizado por el ministerio de energía, se indica que las turbinas fabricadas en Brasil son un 20% inferior en costos que las fabricadas en Europa y en relación con otros países de Latinoamérica (Perú, Argentina), estos son alrededor de un 35% inferiores al costo en Europa. Respecto de productos manufacturados en China, los valores son un 50% inferiores a los resultados que entrega la fórmula.

4.4.3.2 Costos unitario obras civiles en instalaciones hidráulicas

Los costos unitarios de los proyectos de obras civiles se establecieron en base al análisis de la información entregada por la empresa GTD Ingeniería y cotizaciones de proyectos públicos realizados recientemente por distintos consultores.

En primer lugar, se realizó una comparación de los ítems asociados a las obras civiles disponibles en la base de datos de los consultores, los que se muestra en el anexo 6.8, Tabla 6.6, de costos unitarios de obras civiles.

Según lo indicado en la tabla señalada anteriormente, se aprecia que existe una gran cantidad de precios, que, dentro de un rango, se aprecian similares entre los diferentes consultores. Las principales diferencias se presentan en aquellos ítems en los cuales existe una mayor incertidumbre constructiva. Las excavaciones en lecho de río evaluadas en la primera columna se dan en un contexto de proyecto realizado, en tanto los valores del consultor se refieren a cotizaciones de empresas constructoras, que ante la incertidumbre en la realización castigan los costos [22].

4.4.3.2.1 Costo Bocatoma

El costo total del Bocatoma se obtuvo como un 11% de la inversión total en obras civiles, valor medio para los proyectos revisados por GTD. El diseño de la bocatoma es función del caudal de diseño.

4.4.3.2.2 Canal de Aducción y restitución

Para la determinación del costo unitario del canal, se utilizó la fórmula Rodolfo Bennewitz, en la cual, el parámetro principal de diseño es el caudal de diseño del proyecto.

$$C_{CA} = -0,13Q^2 + 36Q + 400 \left[\frac{USD}{m} \right] \quad (4.5) \text{ "Costo unitario de canal de aducción y restitución por metro USD/m"}$$

4.4.3.2.3 Canal de descarga

Para la determinación del costo, también se utilizó la fórmula de Rodolfo Bennewitz, en la cual, el parámetro principal de diseño es el caudal de diseño del proyecto.

$$C_{CA} = -0,053Q^2 + 24,9Q + 516 \left[\frac{USD}{m} \right] \quad (4.6) \text{ "Costo unitario de canal de descarga por metro USD/m"}$$

4.4.3.2.4 Compuerta de Aducción

Compuerta de entrada de canal de aducción para limitar el paso del fluido en caso de mantenimiento o seguridad. El presupuesto mostrado en la Tabla 4.18 fue obtenido de un estudio de implementación de una turbina de potencia similar a las de este informe. [23]

Tabla 4.18 "Costo de fabricación compuerta de entrada"

| N° | Partida | Unidad | Cantidad | Precio unitario | Total |
|--|-----------------------|--------|----------|-----------------|------------------|
| 1 | Confección Compuerta | GL | 1 | \$100.000 | \$100.000 |
| 2 | Instalación Compuerta | GL | 1 | \$80.000 | \$80.000 |
| Subtotal | | | | | \$180.000 |
| Utilidad + Gastos generales (20%) | | | | | \$36.000 |
| Total | | | | | \$216.000 |

4.4.4 Tasa de impuestos

Impuesto a la renta de primera categoría (artículo 20 Ley sobre impuesto a la renta- contenida en el artículo 1° del decreto de ley N°824), grava las rentas provenientes del capital, entre otras por empresas comerciales, industriales, mineras, servicios, etc.

“Establécese un impuesto del 24% que podrá ser imputado a los impuestos globales complementarios y adicionales de acuerdo con las normas de los artículos 56, N°3 y 6.” [24]

4.4.5 Cotización de turbinas

4.4.5.1 Tornillo hidráulico

La cotización de la turbina de Tornillo hidráulico, se realizó con la empresa inglesa HydroMew, que es uno de los mayores proveedores de turbinas de este tipo en Europa. La cotización y su detalle se muestran en la sección 6.9.1, y consisten principalmente en una turbina con una estructura de acero autoportante, que incluye el rotor, los rodamientos y soportes superiores e inferiores, la estructura de soporte, el freno, la caja de cambios, generador y ejes de potencia, estos dispositivos, componen la turbina, controles automáticos, cabina eléctrica y los costos de instalación y obras civiles. Dentro de la cotización no se incluyen costos de transporte, diseño y grúa de montaje.

4.4.5.2 Turbina Banki

La cotización de la turbina de tornillo hidráulico, se realizó con la empresa argentina GR ENERGÍA, ubicada en la provincia de Neuquén en San Martín de los Andes. La cotización incluye el costo de la turbina de 200 mm de diámetro de 24 álabes, costo de equipos eléctricos, tableros de control y válvulas de paso. La cotización no incluye costos de transporte, canalización y obras civiles.

4.4.6 Costo de transporte

4.4.6.1 Tornillo hidráulico

El costo de transporte del tornillo hidráulico se cotizó con la empresa e-Traders que presentó las tarifas de transporte que se muestran a continuación para el flete marítimo, calculada de manera que se distingue entre el peso real y volumétrico, el que se usará para determinar el costo de envío será el mayor. Así mismo para el despacho una vez llegado al puerto se otorga una tarifa por volumen ocupado.

Tabla 4.19 "Costo de transporte marítimo y despacho de tornillo hidráulico, e-Traders"

| Flete marítimo | USD | Tornillo hidráulico | |
|---|------------|--------------------------------|--------|
| A-.1/2 metro cúbico/500 kg | 125 | Masa (kg) | 57.718 |
| B-.1 Metro Cúbico/Tonelada | 250 | Volumen (m³) | 21,25 |
| (*) Por cada Metro cúbico adicional | 200 | | |
| (**) Por cada 1/4 MC Adicional | 75 | | |
| Servicio transporte (m³) | 32 | | |
| Precio Transporte | 14.430 | | |
| Precio Despacho | 680 | | |
| Cobro por manipulación (Scann fee) | 4 | | |
| Costo total de transporte + despacho | 15.114 | | |

4.4.6.2 Turbina Banki

El transporte de la turbina Banki se estimó según las tarifas establecidas para el tránsito internacional de mercancía de Fedex, por kilómetro recorrido, peso y volumen. El costo total de transporte se muestra a continuación. [25]

Tabla 4.20 "Costo de transporte Terrestre, Turbina Banki, Tarifas según base de datos Fedex"

| Flete terrestre | Pesos \$ | USD\$ | Turbina Banki | |
|---------------------------------|-----------------|--------------|--------------------------------|----|
| Tarifa Base | 293.832 | 487,7 | Masa (kg) | 20 |
| Fuera de área de entrega | 10.903 | 18,0963 | Volumen (m³) | 3 |
| Recargo por combustible | 25.140 | 41,7261 | | |
| Total | 329.875 | 547,51 | | |

4.4.7 Costos de internación

4.4.7.1 Arancel Aduanero

El arancel aduanero es un texto oficial en el cual se encuentra el universo de las mercancías, ordenadas en forma sistemática y progresiva, desde las simples hasta las manufacturas más complejas. Se dispone de acuerdo a su grado de elaboración, es decir del capítulo 1 al 83, de acuerdo a su materia constitutiva, partiendo de los tres reinos (animal, vegetal, mineral) y desde el capítulo 84 al 97 de acuerdo, principalmente a la función que cumplen.

En Chile el arancel general para todas las mercancías es de un 6% de derecho ad Valorem, calculado sobre el valor aduanero o CIF de las mismas (incluye valor de transporte y seguros), más el impuesto al valor agregado (IVA), que en la actualidad es de un 19% que se calcula sobre el valor aduanero más los derechos [26].

La situación antes descrita varía cuando las mercancías son originarias de países con los cuales Chile ha suscrito algún acuerdo de carácter comercial o un tratado de libre comercio, caso en el cual quedan afectas a los aranceles que en cada acuerdo se hayan pactado.

4.4.7.1.1 Acuerdo de Asociación Chile – Unión Europea

El tratado indicado en el subtítulo de esta sección, en sus artículos 60, 66 y 69, indica que Salvo que se disponga otra cosa en este tratado, cada parte eliminará progresivamente sus aranceles aduaneros de importación sobre las mercancías originarias, de acuerdo con lo establecido en el calendario de eliminación arancelaria establecida

A su vez el anexo II indica la eliminación arancelaria de las mercancías indicadas en la nomenclatura del sistema armonizado 2002, en el cual, en su código 8406.82.00 se refiere a “Turbinas de potencia inferior o igual a 40 MW”. [27]

En el caso de Argentina, no existe tratados de libre comercio vigentes, que permite la reducción arancelaria, en la categoría requerida, por lo que al precio de la Turbina se debe agregar un 25% de sobrecoste por concepto de IVA y derecho ad Valorem.

4.4.8 Costo grúa pluma

Para el posicionamiento del Tornillo hidráulico, se debe considerar el arriendo de un camión grúa telescópico, con una capacidad de levante al menos 57 ton., que permita posicionar el dispositivo en el lecho de hormigón.



Figura 4.14 "Camión grúa 70 Ton., Crane Service, equipo levante y posicionamiento de tornillo hidráulico"

Las cotizaciones otorgaron un valor promedio de arriendo de esta maquinaria de \$100.000 por hora de servicio, considerando el transporte del equipo y el tiempo de montaje. Para efectos de cálculo se considerará un tiempo de uso de 12 horas en montaje y traslado.

4.4.9 Costos Fijos

Corresponden a los costos que no varían según el nivel de productividad de una empresa, por lo que su coste es fijo a periodos determinados.

Tabla 4.21 "Costos activos Fijos calculados para un año de periodo"

| COSTOS FIJOS | | | | | | | |
|--------------------|--|---------|----------|-------------|-------------|-------------|----------|
| N° | Ítem | Tiempo | Cantidad | valor CLP\$ | valor USD\$ | año CLP | año USD |
| 1 | Mano de obra limpieza canal | Mensual | 1 | \$30.000 | \$46 | \$360.000 | \$554 |
| 2 | Servicio análisis de datos | año | 3 | \$300.000 | \$461 | \$900.000 | \$1.384 |
| 3 | Diagnóstico de posibles fallas (Análisis de vibraciones y pulsaciones) | año | 0,5 | \$500.000 | \$769 | \$250.000 | \$385 |
| 4 | Mantención y diagnóstico de transformador | año | 0,5 | \$480.000 | \$738 | \$240.000 | \$369 |
| Total costos fijos | | | | | | \$1.750.000 | \$ 2.692 |

4.4.10 Costo total de inversión

4.4.10.1 Tornillo hidráulico

El costo total de inversión del dispositivo de tornillo hidráulico, considera el valor de todos los equipos y categoría indicados en la sección 4.4.5.14.4.5 de cotización de los equipos, a estos valores se deben agregar los costos de transporte que no incluye la cotización y del arriendo de una grúa de montaje, además se deberá considerar que la importación del dispositivo está exenta de impuestos de acuerdo al acuerdo de asociación comercial indicado en la sección 4.4.7.1.1.

Tabla 4.22 "Tabla de costos totales de inversión por categorías, Tornillo hidráulico"

| Tornillo hidráulico | | |
|--|--------------------|---------------------|
| | Costo USD\$ | Costo CLP\$ |
| Obras civiles | | |
| <ul style="list-style-type: none"> •Canal de Aducción •Bocatoma •Canal de restitución •Canal de descarga | \$95.370 | \$62.000.037 |
| Equipamiento Electromecánico | | |
| <ul style="list-style-type: none"> •Turbina •Generador •Regulador de carga y Frecuencia. •Válvula Principal •Tablero de control | | |
| Accesorios | | |
| <i>Pantalla</i> | \$6.600 | \$4.290.660 |
| <i>sistema de control y conexión de Red</i> | \$26.400 | \$17.162.640 |
| Transporte | | |
| <i>Transporte Marítimo</i> | \$15.114 | \$9.825.611 |
| <i>Arriendo Camión grúa pluma (12 hrs.)</i> | \$1.846 | \$1.200.000 |
| Impuesto *Exento de impuestos AAC UE | | |
| <i>impuesto Ad Valorem (6%)</i> | \$5.722 | \$3.720.002 |
| <i>IVA (19%)</i> | \$18.120 | \$11.780.007 |
| Total Proyecto | \$145.330 | \$94.478.948 |

4.4.10.2 Turbina Banki

El costo total de inversión del dispositivo de turbina Banki, considera el valor de todos los equipos y categorías indicados en la sección 4.4.5.2 de cotización de los equipos, a estos valores se deben agregar los costos de obras civiles calculados a través de las ecuaciones de costos en etapa de prefactibilidad de obras civiles en la sección 4.4.3.2, costos de transporte e impuestos de internación.

Tabla 4.23 "Tabla de costos totales de inversión por categorías, Turbina Banki"

| Turbina Banki | | |
|--|--------------------|---------------------|
| | Costo USD\$ | Costo CLP\$ |
| Obras civiles | | |
| Canal de Aducción | \$8.108 | \$5.270.973 |
| Bocatoma | \$4.813 | \$3.128.712 |
| Canal de restitución | \$12.162 | \$7.906.459 |
| Canal de descarga | \$15.592 | \$10.136.368 |
| Equipamiento Electromecánico | | |
| <ul style="list-style-type: none"> •Turbina •Generador •Regulador de carga y Frecuencia. •Válvula Principal •Tablero de control | \$24.700 | \$16.057.470 |
| Accesorios | | |
| Pantalla | \$6.600 | \$ 4.290.660 |
| sistema de control y conexión de Red | \$26.400 | \$17.162.640 |
| Transporte | | |
| Transporte terrestre | \$548 | \$355.936 |
| Impuesto | | |
| impuesto Ad Valorem (6%) | \$1.482 | \$963.448 |
| IVA (19%) | \$4.693 | \$3.050.919 |
| Total Proyecto | \$105.097 | \$68.323.586 |

4.4.11 Parámetros económicos

Tabla 4.24 "Parámetros económicos, análisis económico y evaluación financiera"

| Unidad | Pesos \$CLP | Dólares USD\$ |
|---------------|--------------------|----------------------|
| USD\$ | 650,1 | 1 |
| UF | 27153,35 | 41,768 |
| EUR | 751,5156 | 1,156 |

4.4.12 Precio medio de mercado sistema eléctrico nacional

El precio medio de mercado (PMM) se determina con los precios medios en los contratos informados por las empresas generadoras a la comisión nacional de energía, correspondiente a una ventana de cuatro meses, que finaliza el tercer mes anterior a la fecha de publicación del precio medio de mercado. [28]

Tabla 4.25 "Precio medio de mercado sistema eléctrico nacional [PMM SEN]"

| Fecha de publicación de PMM | Ventana de 4 meses | PMM SEN [\$/kWh] |
|-----------------------------|---------------------------------|------------------|
| 05 de Diciembre de 2017 | Junio 2017- Septiembre 2017 | 62,185 |
| 04 de Enero de 2018 | Julio 2017- Octubre 2017 | 62,169 |
| 05 de Febrero de 2018 | Agosto 2017- Noviembre 2017 | 61,949 |
| 02 de Marzo de 2018 | Septiembre 2017- Diciembre 2017 | 62,266 |
| 03 de Abril de 2018 | Octubre 2017- Enero 2018 | 61,218 |
| 05 de Junio de 2018 | Diciembre 2017- Marzo 2018 | 59,618 |

4.4.13 Ingresos anuales

Los ingresos anuales del proyecto corresponden a las entradas de capital por conceptos de generación y venta de energía eléctrica al sistema eléctrico nacional, considerando la potencia máxima desarrollada por cada dispositivo, considerando un factor de ocupación de 74%, mostrada en la Tabla 2.1 y un precio de venta promedio de 62 \$/kWh de acuerdo a la Tabla 4.25.

4.4.13.1 Tornillo hidráulico

Tabla 4.26 "Ingresos anuales por concepto de venta de energía eléctrica al SIC, Tornillo hidráulico"

| Año (8760 hrs.) | Potencia (kW) | Factor de ocupación | Horas operativas (hrs.) | Energía (kWh) | \$/kWh | Ingresos (CLP\$) | Ingresos (USD\$) |
|-----------------|---------------|---------------------|-------------------------|---------------|--------|------------------|------------------|
| 1 | 24 | 0,74 | 6482,4 | 155577,6 | 60 | \$9.334.656 | \$14.359 |
| 2 | 24 | 0,74 | 6482,4 | 155577,6 | 60 | \$9.334.656 | \$14.359 |
| 3 | 24 | 0,74 | 6482,4 | 155577,6 | 60 | \$9.334.656 | \$14.359 |
| 4 | 24 | 0,74 | 6482,4 | 155577,6 | 60 | \$9.334.656 | \$14.359 |
| 5 | 24 | 0,74 | 6482,4 | 155577,6 | 60 | \$9.334.656 | \$14.359 |
| 6 | 24 | 0,74 | 6482,4 | 155577,6 | 60 | \$9.334.656 | \$14.359 |
| 7 | 24 | 0,74 | 6482,4 | 155577,6 | 60 | \$9.334.656 | \$14.359 |
| 8 | 24 | 0,74 | 6482,4 | 155577,6 | 60 | \$9.334.656 | \$14.359 |
| 9 | 24 | 0,74 | 6482,4 | 155577,6 | 60 | \$9.334.656 | \$14.359 |
| 10 | 24 | 0,74 | 6482,4 | 155577,6 | 60 | \$9.334.656 | \$14.359 |
| 11 | 24 | 0,74 | 6482,4 | 155577,6 | 60 | \$9.334.656 | \$14.359 |
| 12 | 24 | 0,74 | 6482,4 | 155577,6 | 60 | \$9.334.656 | \$14.359 |
| 13 | 24 | 0,74 | 6482,4 | 155577,6 | 60 | \$9.334.656 | \$14.359 |
| 14 | 24 | 0,74 | 6482,4 | 155577,6 | 60 | \$9.334.656 | \$14.359 |
| 15 | 24 | 0,74 | 6482,4 | 155577,6 | 60 | \$9.334.656 | \$14.359 |

4.4.13.2 Turbina Banki

Tabla 4.27 "Ingresos anuales por concepto de venta de energía eléctrica al SIC, Turbina Banki"

| Año (8760 horas) | Potencia (kW) | Factor de ocupación (%) | Horas operativas (hrs.) | Energía (kWh) | \$/kWh | Ingresos (CLP\$) | Ingresos (USD\$) |
|------------------|---------------|-------------------------|-------------------------|---------------|--------|------------------|------------------|
| 1 | 14 | 0,74 | 6482,4 | 90753,6 | 60 | \$5.445.216 | \$8.376 |
| 2 | 14 | 0,74 | 6482,4 | 90753,6 | 60 | \$5.445.216 | \$8.376 |
| 3 | 14 | 0,74 | 6482,4 | 90753,6 | 60 | \$5.445.216 | \$8.376 |
| 4 | 14 | 0,74 | 6482,4 | 90753,6 | 60 | \$5.445.216 | \$8.376 |
| 5 | 14 | 0,74 | 6482,4 | 90753,6 | 60 | \$5.445.216 | \$8.376 |
| 6 | 14 | 0,74 | 6482,4 | 90753,6 | 60 | \$5.445.216 | \$8.376 |
| 7 | 14 | 0,74 | 6482,4 | 90753,6 | 60 | \$5.445.216 | \$8.376 |
| 8 | 14 | 0,74 | 6482,4 | 90753,6 | 60 | \$5.445.216 | \$8.376 |
| 9 | 14 | 0,74 | 6482,4 | 90753,6 | 60 | \$5.445.216 | \$8.376 |
| 10 | 14 | 0,74 | 6482,4 | 90753,6 | 60 | \$5.445.216 | \$8.376 |
| 11 | 14 | 0,74 | 6482,4 | 90753,6 | 60 | \$5.445.216 | \$8.376 |
| 12 | 14 | 0,74 | 6482,4 | 90753,6 | 60 | \$5.445.216 | \$8.376 |
| 13 | 14 | 0,74 | 6482,4 | 90753,6 | 60 | \$5.445.216 | \$8.376 |
| 14 | 14 | 0,74 | 6482,4 | 90753,6 | 60 | \$5.445.216 | \$8.376 |
| 15 | 14 | 0,74 | 6482,4 | 90753,6 | 60 | \$5.445.216 | \$8.376 |

4.4.14 Depreciación anual

La depreciación es la reducción periódica del valor de un bien, a causa del desgaste y el paso del tiempo. Los principales bienes del proyecto que están afectos a este proceso son las maquinarias y equipos, los vehículos y las estructuras. Sin embargo, los terrenos no están afectos a la depreciación debido a que contrariamente a lo expuesto, aumentan su valor con el paso del tiempo.

La depreciación de un bien se calcula de la siguiente forma:

$$\text{depreciación} = \frac{\text{costo} - \text{valor residual}}{\text{vida útil}} \quad (4.7) \text{ "Depreciación de activos fijos"}$$

En nuestro país el servicio de impuesto internos (SII) es quien establece la vida útil de los bienes. Por otro lado, el valor residual de un activo es una estimación del valor que tendrá en el momento que ya no se utilice. Este valor solo se hace válido en el momento en que ya no se utilice. Este valor solo se hace válido en el momento de la venta del activo cuando se cabe el horizonte del proyecto. Para efectos de cálculo el valor residual de cada activo será igual a cero al final del período.

4.4.14.1 Depreciación instalación Tornillo hidráulico

El valor de la cotización mostrada en la sección 4.4.5.1 se dividió de acuerdo a los porcentajes de costo asignados a cada categoría de inversión en centrales hidráulicas de acuerdo a la Tabla 4.15, para obtener un valor de depreciación del equipamiento eléctrico y obras civiles en las instalaciones de tornillo hidráulico.

Tabla 4.28 "Depreciación de activos fijos, Tornillo hidráulico"

| Tornillo hidráulico | | | | |
|--|--------------------|--------------------|------------------|---------------------------------|
| | Costo USD\$ | Costo CLP\$ | Vida útil | Depreciación Anual USD\$ |
| Obras civiles | | | | |
| <ul style="list-style-type: none"> •Canal de Aducción •Bocatoma •Canal de restitución •Canal de descarga | \$40.601 | \$26.394.970 | 50 | \$812 |
| Equipamiento Electromecánico | | | | |
| <ul style="list-style-type: none"> •Turbina •Generador •Regulador de carga y Frecuencia. •Válvula Principal •Tablero de control | \$54.769 | \$35.605.067 | 20 | \$2.738 |
| Accesorios | | | | |
| Pantalla | \$6.600 | \$4.290.660 | 10 | \$660 |
| sistema de control y conexión de Red | \$26.400 | \$17.162.640 | 20 | \$1.320 |

4.4.14.2 Depreciación instalación Turbina Banki

Tabla 4.29 "Depreciación de activos fijos, Turbina Banki"

| Turbina Banki | | | | |
|---|--------------------|--------------------|------------------|---------------------------|
| | Costo \$USD | Costo CLP\$ | Vida útil | Depreciación Anual |
| Canal de Aducción | \$8.108 | \$4.885.035 | 50 | \$162 |
| Bocatoma | \$4.813 | \$2.899.629 | 50 | \$96 |
| Canal de restitución | \$12.162 | \$7.327.552 | 50 | \$243 |
| Canal de descarga | \$15.592 | \$9.394.189 | 50 | \$312 |
| Equipamiento Electromecánico | | | | |
| <ul style="list-style-type: none"> •Turbina •Generador •Regulador de carga o Frecuencia •Válvula principal •Tablero de control | \$29.337 | \$17.675.313 | 20 | \$1.467 |
| Accesorios | | | | |
| Pantalla | \$6.600 | \$3.976.500 | 10 | \$660 |
| sistema de control y conexión de Red | \$26.400 | \$15.906.000 | 20 | \$1.320 |

4.4.15 Flujo de caja del proyecto

Para el escenario propuesto se elaboró el flujo de caja con la finalidad de estimar posteriormente los indicadores de evaluación VAN y TIR. El período de evaluación de ambos proyectos fue evaluado en un plazo de 20 años, tiempo promedio, para el cuál se logra el retorno de la inversión en centrales hidráulicas de baja potencia instalada [29].

Por otro lado, se consideró capital de trabajo inicial, dado que se supone que no hay desfase entre el pago de costos y los flujos de ingresos. Sin este supuesto el capital inicial debería financiar las operaciones de producción y comercialización del producto, antes de percibir ingresos. Los flujos de caja de ambos proyectos se muestran en la sección

4.4.16 Valor actual neto (VAN)

Es un indicador que mide el aporte económico de un proyecto a los inversionistas luego de recuperar la inversión. La rentabilidad es mostrada en valores monetarios equivalentes en el momento donde se realiza la inversión, puesto que para obtenerlo se calcula el valor de todos los flujos de caja futuros proyectados a partir del primer periodo de operación y se le resta la inversión inicial. Si el VAN es mayor que cero, el proyecto produce ganancias, si es igual a cero no produce ganancias ni pérdidas y si es menor a cero el proyecto produce ganancias menores a las esperadas después de recuperar la inversión.

4.4.17 Tasa interna de retorno (TIR)

La tasa interna de retorno es un indicador de rentabilidad, correspondiente a la tasa de descuento máxima exigible al proyecto, por lo cual el VAN asociado alcanza el valor nulo. La regla de decisión consiste en aprobar proyectos cuyo TIR sea mayor que el costo de capital para activos del mismo nivel de riesgo [29].

Tabla 4.30 "Tasa interna de retorno promedio para centrales hidroeléctricas de baja potencia instalada "

| Máxima potencia instalada [kW] | TIR (Nuevas instalaciones) | TIR (sitios existentes, sin necesidad de obras civiles) |
|---------------------------------------|-----------------------------------|--|
| 25 kW | 2% | 6% |
| 50 kW | 4% | 9% |
| 100 kW | 6% | 11% |
| 250 kW | 8% | 14% |
| 500 kW | 11% | 18% |

La tasa interna de retorno fue calculada a 20 años, tomando en consideración que la vida útil de diseño de una central hidroeléctrica es de al menos 40 años.

4.4.18 Tasa de descuento

La tasa de descuento se utiliza para determinar el valor en moneda de hoy, del dinero pagado o recibido en algún momento futuro.

Este cálculo se utiliza en el análisis costo- beneficio a fin de poner todos los flujos económicos de un proyecto que se producen en distintos momentos, en la moneda de un solo momento, de manera que los costos y beneficios puedan ser comparables. [30]

La tasa de descuento para comercio se ha fijado en cifras de 3,4%, de acuerdo a los valores entregados por el Banco Central de Chile. [31]

5 Conclusiones

La disponibilidad de recursos acuíferos, de baja altura neta, presenta una oportunidad para Chile de ser pionero en el uso de tecnologías nuevas que presentan un bajo impacto en el entorno, y que sumado a la escasez eléctrica en zonas aisladas, donde las inversiones para centrales de generación convencionales son frenadas por el impacto en el entorno, y al problema de generación de transmisión de energía, permitirían la penetración de nuevas tecnologías, con un menor impacto en el medio ambiente, que cumplan las necesidades energéticas de pequeñas poblaciones.

De acuerdo al planteamiento de objetivos específicos, se obtuvieron las configuraciones geométricas óptimas de ambos dispositivos. En el caso del tornillo hidráulico, su configuración óptima consistió en un diámetro de 2000 mm, con ángulos de sinusoidales de ataque y salida de 80° y 55° respectivamente, que se componía de dos álabes con un paso de 2400 mm, permitiendo un número de 3 revoluciones, operando bajo condiciones de caudal de $1 \text{ m}^3/\text{s}$ y una altura neta del fluido de 3 metros. La velocidad de giro fue obtenida de manera teórica debido a limitaciones de licencia y recursos computacionales. La potencia obtenida de acuerdo a las condiciones planteadas anteriormente fue de 24 kW, con un rendimiento máximo de un 81,7%.

En el caso de la Turbina Banki, su configuración óptima consistió en un rotor de 200 mm compuesto de 24 álabes, que entregó una velocidad máxima de giro de 1100 Rpm, sin embargo, a través de la teoría se determinó que la velocidad óptima de giro es de 797 Rpm, por lo que los análisis se realizaron con esta velocidad, y operando bajo condiciones de caudal de $0,15 \text{ m}^3/\text{s}$ y 16 m de altura neta. La potencia entregada con esta configuración geométrica y operativa fue de 15 kW con un rendimiento de un 67%.

A través del análisis económico, se obtuvieron las tasas de retorno de la inversión, para un periodo fijo de 20 años. De acuerdo a los cálculos obtenidos, el único dispositivo que logró ser rentable en el plazo fijado, fue el dispositivo de tornillo hidráulico, que a pesar de poseer un mayor costo, generaba mayores utilidades, que amortizaban más rápido el costo de inversión, sin embargo la tasa interna de retorno obtenida, de un 1% es más baja que la tasa de descuento planteada (3,4%), lo que señala que la inversión producirá utilidades en el periodo señalado, sin embargo, si se compara con las rentabilidades obtenidas a través de entidades financieras, las obtenidas a través de la generación eléctrica serán menores.

En cambio, el dispositivo de turbina hidráulica, no amortizaba el costo de inversión del dispositivo en el periodo fijado, esto debido a que las cotizaciones entregadas no incluían los costos de obras civiles, encareciendo el proyecto, además del pago de los impuestos Ad Valorem e IVA que aumentan en un 25% el costo del proyecto. Una posible solución para mejorar los resultados económicos de ambos dispositivos, es replantear el periodo de recuperación de la inversión, o buscar nuevos proveedores que suministren estos equipos.

Finalmente, podemos concluir del análisis económico realizado que el sistema de Tornillo hidráulico, es sustentable económicamente, a pesar de no ser la opción mas rentable desde el punto de vista financiero. Estas inversiones se recomiendan principalmente de la mano de financiamiento gubernamental que considera externalidades, como el impacto en el medio ambiente o reducción de precios para las poblaciones circundantes, debido a que los periodos de recuperación de esta tecnología aún son altos y las tasas de retorno aún son bajas para el sector privado.

De acuerdo a los resultados obtenidos de ambos dispositivos, y comparándolos con los datos de rendimiento entregados por los fabricantes de los dispositivos, se observa la similitud de ambos. En el caso de la turbina Banki, proveedores indican rendimientos promedios que caen en un rango de entre un 70% a un 80%, señalando en la sección 2.2.2.1 que los rendimientos reales encontrados a través de distintas investigaciones lo situaban entre un 65% y 70%, datos que coinciden con los resultados obtenidos en este documento. En el caso de los tornillos Hidráulicos, los rendimientos entregados a través de los fabricantes rondan desde un 80% hasta llegar a 90% de rendimiento, por lo que los resultados obtenidos a través de los análisis de simulaciones CFD, se acercan a los entregados por los fabricantes, asegurando así la veracidad de los resultados y cálculos realizados.

6 Anexos

6.1 Caudales medios mensuales Estación río Queuco

Tabla 6.1 " Caudales medios mensuales (m3/s) medidos en Estación Río Queuco"

| Año | ene | feb | mar | abr | may | jun | jul | ago | sep | oct | nov | dic |
|------------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|-------|--------|--------|-------|-------|--------|
| 1938 | 28 | 20,5 | 23,5 | 21,5 | 33 | 67,5 | 103 | 58 | 78 | 108 | 117 | 81 |
| 1939 | 43 | 33 | 21 | 17,5 | 95 | 123 | 110 | 157 | 55 | 97 | 52 | 36 |
| 1940 | 30 | 27,5 | 23,5 | 45,5 | 180 | 220 | 180 | 89 | 50 | 112 | 79 | 72 |
| 1941 | 29 | 20 | 18 | 19 | 43,5 | 83 | 123 | 100 | 85 | 94 | 119 | 106 |
| 1942 | 47,5 | 27 | 20 | 18,5 | 58 | 49 | 42 | 73 | 96 | 104 | 83 | 42 |
| 1943 | 21 | 17 | 16 | 14,5 | 42,5 | 29 | 54 | 27 | 90 | 71 | 42 | 25,5 |
| 1944 | 17 | 15,5 | 13 | 12,5 | 28 | 121 | 120 | 116 | 75 | 140 | 105 | 72 |
| 1945 | 20 | 24,5 | 25,5 | 23 | 91 | 110 | 78 | 77 | 72 | 84 | 80 | 51 |
| 1946 | 31,5 | 25,5 | 16 | 15,5 | 50,5 | 36 | 135 | 57 | 91 | 57 | 79,5 | 46 |
| 1947 | 21 | 15 | 13 | 12 | 26,5 | 123 | 70 | 62 | 70,5 | 103 | 48,5 | 32,5 |
| 1948 | 18,5 | 14 | 11,5 | 60,5 | 51,5 | 37 | 112 | 57 | 131 | 162 | 84 | 76 |
| 1949 | 27,5 | 24 | 25 | 89 | 154 | 189 | 66 | 27,5 | 19 | 37 | 32,5 | 26 |
| 1950 | 20 | 15 | 14 | 24,5 | 108 | 117 | 51 | 134 | 74 | 65 | 94 | 68 |
| 1951 | 53 | 33 | 24 | 14,5 | 78 | 125 | 139 | 94 | 86 | 83 | 74,5 | 60 |
| 1952 | 30 | 22 | 35,5 | 19,5 | 55,5 | 51 | 57 | 29,5 | 37 | 54 | 31 | 21 |
| 1953 | 23,5 | 17,5 | 13,5 | 17,5 | 85 | 76 | 105 | 128 | 144 | 78,5 | 87 | 102 |
| 1954 | 76 | 33,5 | 32,5 | 48 | 64 | 89 | 76 | 124 | 71 | 88,5 | 78,5 | 74,5 |
| 1955 | 42,5 | 28 | 27 | 25,5 | 25 | 70,5 | 38 | 36,5 | 45 | 67 | 56 | 29 |
| 1956 | 54 | 22,5 | 35 | 39,5 | 68 | 47,5 | 91 | 62 | 41,5 | 68 | 58 | 29 |
| 1957 | 17,5 | 14,5 | 12,5 | 11 | 37 | 59,5 | 94 | 113 | 72 | 76 | 96 | 67 |
| 1958 | 31 | 20,5 | 16,5 | 16 | 55,5 | 129 | 159 | 80 | 57 | 74 | 67 | 34 |
| 1959 | 26,5 | 21 | 20 | 85 | 80,5 | 105 | 112 | 117 | 124 | 90 | 84,5 | 50 |
| 1960 | 34,5 | 20,5 | 17,2 | 21,5 | 23 | 122 | 87 | 57 | 63 | 136 | 88 | 47,5 |
| 1961 | 35 | 22 | 26,5 | 20,5 | 28,5 | 74 | 163 | 85 | 139 | 168 | 102 | 50 |
| 1962 | 27,5 | 18,4 | 15 | 13,6 | 17,4 | 45 | 34 | 106 | 63 | 57 | 38 | 20 |
| 1963 | 15 | 13,8 | 12 | 14,2 | 19,8 | 43,5 | 83 | 120 | 106 | 116 | 118 | 82 |
| 1964 | 41,5 | 25 | 17,2 | 15,4 | 39 | 36 | 38,5 | 55 | 98 | 97 | 77 | 85 |
| 1965 | 36,5 | 28 | 18,4 | 40,5 | 91 | 190 | 128 | 146 | 67 | 110 | 138 | 142 |
| 1966 | 43,5 | 25,5 | 18,6 | 23 | 43,6 | 61,3 | 147 | 69,6 | 74,5 | 91,8 | 101 | 146 |
| 1967 | 71,5 | 35,6 | 22,9 | 17,1 | 49,1 | 36,3 | 46,5 | 91,5 | 80 | 141 | 126 | 58 |
| 1968 | 25,1 | 22,3 | 17,5 | 15,7 | 19,2 | 31 | 35,8 | 45,8 | 53,1 | 48,3 | 56,9 | 43,4 |
| 1969 | 28,7 | 21,1 | 15,1 | 25 | 68,5 | 193 | 106 | 132 | 95,6 | 68 | 89,5 | 63,2 |
| 1970 | 30,6 | 18,5 | 15,2 | 20,2 | 29 | 91,2 | 80,5 | 79 | 67,1 | 90,8 | 83 | 77,4 |
| Prom. | 33,255 | 22,476 | 19,761 | 26,567 | 58,73 | 90,31 | 92,86 | 85,012 | 77,888 | 92,03 | 80,77 | 61,061 |
| Desv. Est. | 14,548 | 5,9525 | 6,4506 | 19,343 | 37,423 | 52,03 | 40,33 | 35,737 | 28,565 | 31,57 | 27,1 | 31,289 |

6.2 Calidad de malla

Tabla 6.2 "Resumen de calidad de malla, análisis de sensibilidad, Sliding Mesh"

| Tornillo Hidráulico | Skewness | | | Orthogonal Quality | | | Elementos (celda) | Calidad | |
|------------------------------|----------|----------|----------|--------------------|----------|---------|-------------------|-----------|----------------------|
| | Máximo | Promedio | Mínimo | Máximo | Promedio | Mínimo | | Número | Criterio 1 (Máx/Mín) |
| Diámetro | | | | | | | | | |
| 1000 | 0,9934 | 0,24307 | 8,E-08 | 0,99129 | 0,75478 | 0,00660 | 472930 | Mala | Aceptable |
| 1500 | 0,86878 | 0,23533 | 1,E-07 | 0,99388 | 0,76274 | 0,1312 | 407900 | Aceptable | Aceptable |
| 2000 | 0,86672 | 0,22525 | 3,E-08 | 0,99444 | 0,77283 | 0,1333 | 499771 | Aceptable | Aceptable |
| 3000 | 0,98877 | 0,23445 | 7,E-08 | 0,99592 | 0,76371 | 1,1E-02 | 460334 | Mala | Aceptable |
| Ángulo de inclinación | | | | | | | | | |
| 20 | 0,86672 | 0,22525 | 3,E-08 | 0,99444 | 0,77283 | 0,1333 | 499771 | Aceptable | Aceptable |
| 22 | 0,86672 | 0,22525 | 3,E-08 | 0,99444 | 0,77283 | 0,1333 | 499771 | Aceptable | Aceptable |
| 25 | 0,86672 | 0,22525 | 3,E-08 | 0,99444 | 0,77283 | 0,1333 | 499771 | Aceptable | Aceptable |
| 30 | 0,86672 | 0,22525 | 3,E-08 | 0,99444 | 0,77283 | 0,1333 | 499771 | Aceptable | Aceptable |
| Ángulo de Ataque | | | | | | | | | |
| 65 | 0,86135 | 0,22627 | 5,E-08 | 0,99617 | 0,77183 | 0,1387 | 496211 | Aceptable | Aceptable |
| 70 | 0,86135 | 0,22613 | 1,E-07 | 0,9945 | 0,772 | 0,1387 | 494327 | Aceptable | Aceptable |
| 80 | 0,86135 | 0,22647 | 8,E-09 | 0,99725 | 0,77163 | 0,1387 | 491231 | Aceptable | Aceptable |
| 85 | 0,86135 | 0,22677 | 4,E-08 | 0,99497 | 0,77134 | 0,1387 | 489242 | Aceptable | Aceptable |
| Ángulo de salida | | | | | | | | | |
| 50 | 0,86135 | 0,22677 | 3,E-08 | 0,99681 | 0,77133 | 0,1387 | 491468 | Aceptable | Aceptable |
| 55 | 0,86135 | 0,22613 | 1,E-07 | 0,9945 | 0,772 | 0,1387 | 494327 | Aceptable | Aceptable |
| 60 | 0,86135 | 0,22623 | 3,E-08 | 0,99463 | 0,77188 | 0,1387 | 496764 | Aceptable | Aceptable |
| 65 | 0,88686 | 0,22614 | 7,E-08 | 0,99529 | 0,77196 | 0,1131 | 498778 | Aceptable | Aceptable |
| Número de Álabes | | | | | | | | | |
| N1 | 0,86672 | 0,22525 | 3,E-08 | 0,99444 | 0,77283 | 0,1333 | 499771 | Aceptable | Aceptable |
| N2 | 0,87319 | 0,22709 | 5,E-08 | 0,99381 | 0,771 | 0,1268 | 500630 | Aceptable | Aceptable |
| N3 | 0,95704 | 0,22821 | 4,E-08 | 0,99526 | 0,76989 | 0,0430 | 498392 | mala | Aceptable |
| N4 | 0,91096 | 0,23699 | 4,E-08 | 0,99463 | 0,76108 | 0,0890 | 478660 | Aceptable | Aceptable |
| Turbina Banki | | | | | | | | | |
| diámetro | | | | | | | | | |
| 150 | 0,9936 | 0,25691 | 4,29E-07 | 0,99462 | 0,74099 | 6,4E-03 | 495775 | Mala | Aceptable |
| 200 | 0,96264 | 0,23781 | 4,62E-08 | 0,99406 | 0,76033 | 3,7E-02 | 497020 | Mala | Aceptable |
| 250 | 0,97567 | 0,24503 | 2,88E-09 | 0,99404 | 0,75318 | 2,4E-02 | 480147 | Mala | Aceptable |
| 300 | 0,9681 | 0,24826 | 6,72E-09 | 0,99235 | 0,74999 | 3,2E-02 | 489156 | Mala | Aceptable |
| Número de Álabes | | | | | | | | | |
| 20 | 0,96264 | 0,23781 | 4,62E-08 | 0,99406 | 0,76033 | 3,7E-02 | 497020 | Mala | Aceptable |
| 24 | 0,99524 | 0,2654 | 3,22E-07 | 0,99537 | 0,73253 | 4,8E-03 | 497697 | Mala | Aceptable |
| 28 | 0,99224 | 0,26691 | 5,77E-07 | 0,9919 | 0,73102 | 7,8E-03 | 500519 | Mala | Aceptable |

6.3 Condiciones de Borde

Tabla 6.3 "Condiciones de contorno, simulaciones análisis de sensibilidad, Sliding Mesh"

| Tornillo Hidráulico | | |
|------------------------------|-----------------------------------|--------------------------|
| Diámetro | Velocidad de Entrada (m/s) | Presión de Salida |
| 1000 | 0,926 | Atmosférica |
| 1500 | 0,381 | Atmosférica |
| 2000 | 0,215 | Atmosférica |
| 3000 | 0,103 | Atmosférica |
| Ángulo de inclinación | Velocidad de Entrada (m/s) | Presión de Salida |
| 20 | 0,215 | Atmosférica |
| 22 | 0,215 | Atmosférica |
| 25 | 0,215 | Atmosférica |
| 30 | 0,215 | Atmosférica |
| Ángulo de Ataque | Velocidad de Entrada (m/s) | Presión de Salida |
| 65 | 0,215 | Atmosférica |
| 70 | 0,215 | Atmosférica |
| 80 | 0,215 | Atmosférica |
| 85 | 0,215 | Atmosférica |
| Ángulo de salida | Velocidad de Entrada (m/s) | Presión de Salida |
| 50 | 0,215 | Atmosférica |
| 55 | 0,215 | Atmosférica |
| 60 | 0,215 | Atmosférica |
| 65 | 0,215 | Atmosférica |
| Número de Álabes | Velocidad de Entrada (m/s) | Presión de Salida |
| N1 | 0,215 | Atmosférica |
| N2 | 0,215 | Atmosférica |
| N3 | 0,215 | Atmosférica |
| N4 | 0,215 | Atmosférica |
| Turbina Banki | | |
| Diámetro | Velocidad de Entrada (m/s) | Presión de Salida |
| 150 | 53 | Atmosférica |
| 200 | 30 | Atmosférica |
| 250 | 19 | Atmosférica |
| 300 | 14 | Atmosférica |
| Número de Álabes | Velocidad de Entrada (m/s) | Presión de Salida |
| 20 | 30 | Atmosférica |
| 24 | 30 | Atmosférica |
| 28 | 30 | Atmosférica |

6.4 Geometría general Inyector

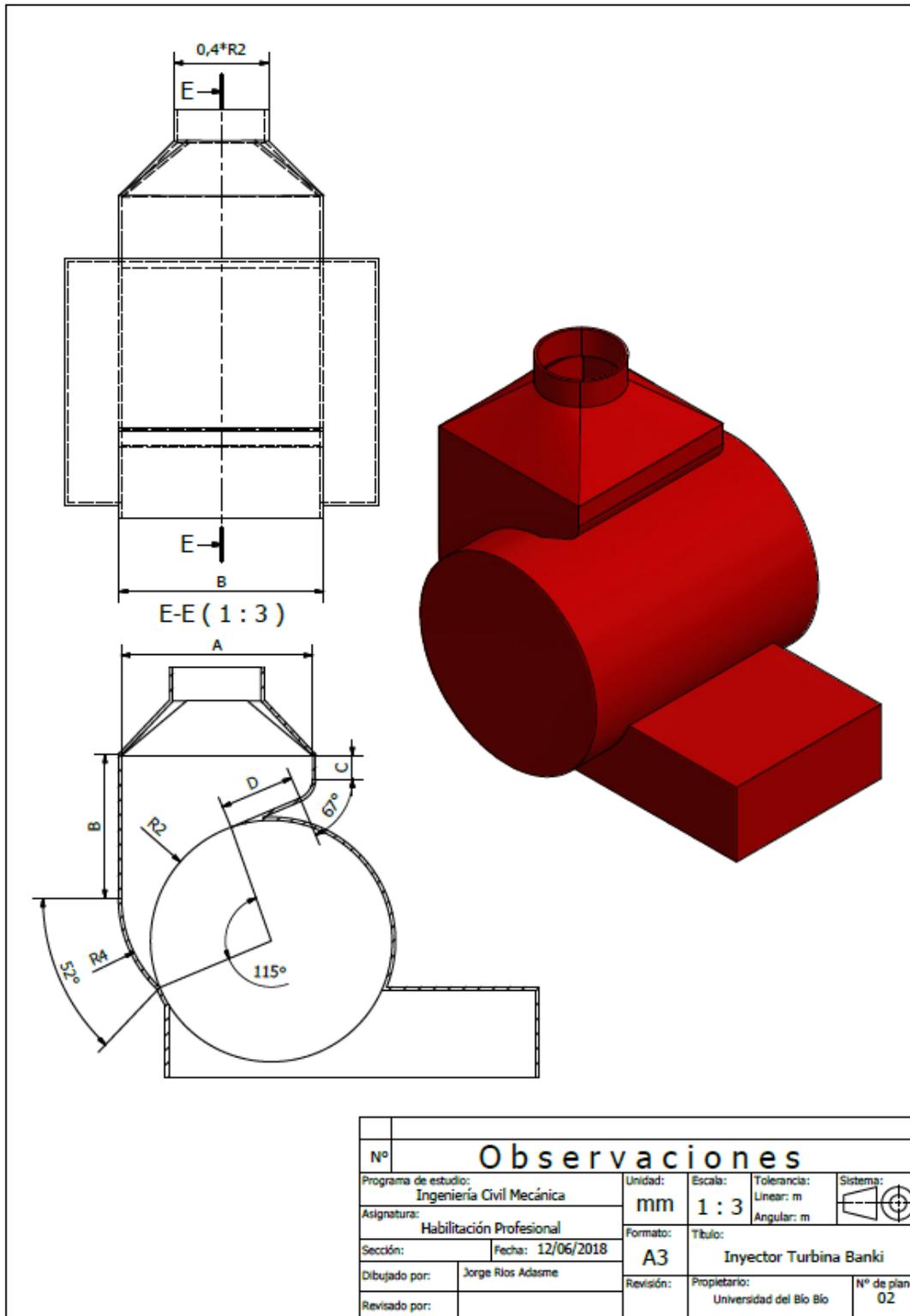


Figura 6.1 "Geometría general Inyector, Turbina Banki"

6.5 Dimensiones del perfil del inyector

Tabla 6.4 "Dimensiones estandarizadas, perfil Inyector"

| COTA (mm) | DIÁMETRO DE RODETE (mm) | | | | | | | | | | | | | |
|--------------|-------------------------|-------|-----|-------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|
| | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 | 1500 | 2000 |
| A | 87 | 130,5 | 174 | 217,5 | 261 | 348 | 435 | 522 | 609 | 696 | 783 | 870 | 1305 | 1740 |
| B | 65 | 97,5 | 130 | 162,5 | 195 | 260 | 325 | 390 | 455 | 520 | 585 | 650 | 975 | 1300 |
| C | 10 | 15 | 21 | 26 | 31 | 41 | 52 | 62 | 72 | 83 | 93 | 103 | 155 | 207 |
| D | 34 | 51 | 68 | 85 | 102 | 136 | 170 | 204 | 238 | 272 | 306 | 340 | 510 | 680 |
| R2 | 50 | 75 | 101 | 126 | 151 | 201 | 252 | 302 | 352 | 403 | 453 | 503 | 755 | 1007 |
| R3 | 9 | 14 | 19 | 23 | 28 | 37 | 47 | 56 | 65 | 75 | 84 | 93 | 140 | 187 |
| R4 | 56 | 84 | 112 | 140 | 168 | 224 | 280 | 336 | 392 | 448 | 504 | 560 | 840 | 1120 |

6.6 Dimensiones del perfil del Rodete

Tabla 6.5 "Dimensiones estandarizadas, perfil Rodete"

| COTA (mm) | DIÁMETRO DE RODETE (mm) | | | | | | | | | | | | | |
|--------------|-------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|
| | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 | 1500 | 2000 |
| Di | 66 | 99 | 132 | 165 | 198 | 264 | 330 | 396 | 462 | 528 | 594 | 660 | 990 | 1320 |
| Rc | 37 | 56 | 74 | 93 | 111 | 148 | 185 | 222 | 259 | 296 | 333 | 370 | 555 | 740 |
| r | 16 | 24 | 33 | 41 | 49 | 65 | 82 | 98 | 114 | 130 | 147 | 163 | 245 | 326 |

6.7 Geometría general Rodete

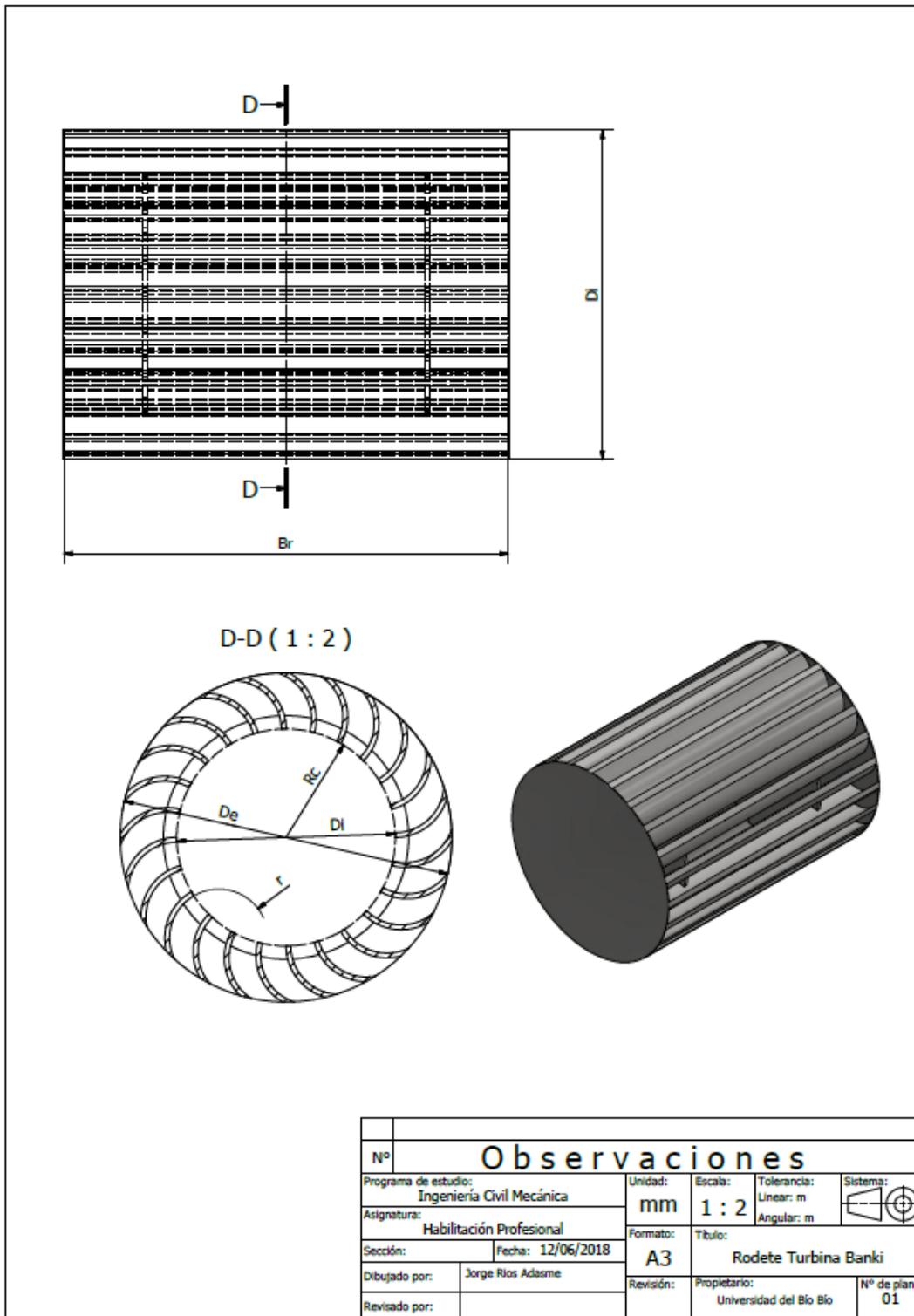


Figura 6.2 "Geometría perfil Rodete, Turbina Banki"

6.8 Costos unitarios de obras civiles en centrales hidráulicas

| Ítem | Descripción | Unidad | Precios unitarios locales USD\$ | Precio consultor 1 USD\$ | Precio consultor 2 USD\$ | Precio consultor 3 USD\$ | Precio consultor 4 USD\$ | Precio promedio USD\$ |
|--|-------------|----------------|---------------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|-----------------------|
| Obras superficiales (bocatoma, canales, tranque, tubería y casas de máquina) | | | | | | | | |
| Excavaciones | | | | | | | | |
| Local con agotamiento (en lecho de río, | | m ³ | 9,53 | 26,21 | 22,92 | 8,75 | 24,03 | 18,288 |
| Local en el suelo | | m ³ | 6,55 | 5,12 | 2,44 | 4,81 | 8,95 | 5,574 |
| Masivo en el suelo | | m ³ | 4,4 | 2,32 | 1,76 | 2,11 | 5,68 | 3,254 |
| Cubeta en el suelo | | m ³ | 4,84 | | | | | 4,84 |
| Masivo en roca | | m ³ | 36,18 | | | | | 36,18 |
| Cubeta en roca | | m ³ | 39,79 | | | | | 39,79 |
| Escarpe | | m ² | 2,32 | | | | | 2,32 |
| Rellenos | | | | | | | | |
| con material de excavación tamaño m | | m ³ | 17,75 | 12,74 | 18,97 | 27,72 | 9,6 | 17,356 |
| relleno estructural, tamaño máximo 3/4 | | m ³ | 20,8 | | | | | 20,8 |
| relleno compactado, tamaño máximo 3/ | | m ³ | 21,44 | 13,9 | 16,34 | 27,72 | 9,6 | 17,8 |
| Arena | | m ³ | 17,11 | | | | | 17,11 |
| Hormigones | | | | | | | | |
| Hormigón H30 | | m ³ | 184,79 | | | | | 184,79 |
| Hormigón armado H30 | | m ³ | 309,8 | | | | | 309,8 |
| Hormigón armado con moldaje H30 | | m ³ | 407,19 | | | | | 407,19 |
| Masivo H25 | | m ³ | 185,2 | | | | | 185,2 |
| Hormigón masivo H30 | | m ³ | 189,23 | 139,63 | 188,92 | 149,83 | 232,08 | 179,938 |
| Emplantillado | | m ³ | 139,3 | 105,04 | 150,79 | 165,86 | 172,98 | 146,794 |
| Hormigón proyectado | | m ³ | 230,44 | | | | | 230,44 |
| Hormigón proyectado con fibra de refuer | | m ³ | 326,1 | | | | | 326,1 |
| Revestimiento | | | | | | | | |
| Hormigón proyectado en taludes H:V=2: | | m ³ | 282,21 | | | | | 282,21 |
| Malla ACMA C139 | | m ² | 6,4 | | | | | 6,4 |
| Aceros | | | | | | | | |
| Enfierradura A63-42H | | kg | 2,93 | 1,23 | 1,44 | 1,35 | 1,36 | 1,662 |
| Baranda y Elementos menores | | kg | 6,55 | | | | | 6,55 |
| Estructura metálica A270-ES | | kg | 4,28 | | | | | 4,28 |
| Estructura metálica A345-ES | | kg | 4,29 | | | | | 4,29 |
| estructura metalica galvanizada A270-ES | | kg | 4,92 | | | | | 4,92 |
| estructura metalica galvanizada A345-ES | | kg | 4,81 | | | | | 4,81 |
| Compuertas de sector | | kg | 5,36 | | | | | 5,36 |
| Compuertas planas | | kg | 5,36 | | | | | 5,36 |
| Rejas | | kg | 10,59 | | | | | 10,59 |

Tabla 6.6 "Costos unitarios de obras civiles en centrales hidráulicas USD\$"

6.9 Cotizaciones

6.9.1 Cotización proyecto Tornillo hidráulico



Hello Jorge
e-mail jorios@alumnos.ubiobio.cl
phone 950717149

HEAD (m): 3

INSTALLED FLOW (m³/s): 1

Technology of installing turbines in the light of the weir:

The turbine is mounted on a steel frame which is mounted on the weir. There are two systems:

- system for turbine lifting in case of floods
- system for permanent mounting on the doorstep or at the gate of the weir

This price includes the cost of performing any of these systems.

The presented system is the cheapest way to install Archimedes water turbine.

DESCRIPTION OF TURBINES

The offered turbine is made in a frame of a self-supporting steel structure.

The turbine includes:

- rotor
- upper and lower bearing
- trough
- supporting steel frame
- truss supporting the frame
- shaft bossing
- brake
- gear
- generator

APPROXIMATE PRICE: 82500 EURO

The indicated price is approximate and not contractually obliged.

Figura 6.3 "Cotización empresa Hydromew, Tornillo hidráulico"

6.9.2 Cotización Turbina Banki

GR ENERGIA
PROYECTOS DE ENERGÍAS RENOVABLES



1. TURBINA HIDRÁULICA

Tipo de turbina hidráulica: Banki o de Flujo Cruzado
 Marca: GR Energía
 Altura neta: 16 m
 Caudal nominal: 150 litros/seg

2. GENERADOR ELÉCTRICO

- Equipo totalmente estándar DBT Cramaco de industria argentina modelo G2R160 montado sobre 2 rodamientos, apto turbina hidráulica.
- Parámetros principales: 220/380 VCA 50 Hz con neutro accesible, 1500 rpm.
- Tipo sincrónico autoexcitado con plato de diodos rotantes.
- Regulador de tensión AVR Basler integrado en generador.

3. TABLERO DE CONTROL

- Armado e integrado de gabinete principal de 600 x 600 mm equipado con llave termomagnética tetrapolar. Marcas previstas: Schneider Electric - ABB.
- Circuito de medición equipado con un multimetro digital de potencia activa y reactiva Schneider Electric PM1000. Parámetros de medición: potencia, tensión, frecuencia, RPM.
- Armado de un juego de barras de distribución en la entrada y salida de potencia.
- Montaje y conexión de protecciones para servicios auxiliares con tomas trifásicos y monofásicos tipo industrial sobre panel.

4. REGULADOR DE CARGA O FRECUENCIA

- Regulador electrónico de frecuencia 50 Hz ± 1 Hz marca Ingeniería Electrónica Integral compuesto por 3 placas de potencia en paralelo. Fabricación de alta confiabilidad probada.
- Resistencias de regulación de frecuencia refrigeradas en aire para potencia de 17 kW con refrigeración natural.

5. VÁLVULA PRINCIPAL

- Válvula de admisión tipo mariposa SIWO de industria argentina de 10", clapeta de fundición nodular y asiento de buna. Apertura manual mediante volante con caja de engranes (manual). Cuerpo de fundición nodular ASTM 536.
- Pernos para sujeción de brida de válvula a brida de tubería de admisión.

Precio total del suministro
 USD 24.700

Figura 6.4 "Cotización empresa GR ENERGÍA, Turbina Banki"

6.10 Flujo de caja

6.10.1 Flujo de caja Tornillo hidráulico

Tabla 6.7 "Flujo de caja proyecto de tornillo hidráulico, proyecto 100% financiado por capital propio"

| Periodo | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | |
|--|------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| Inversión Inicial | \$ 145.330 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Ingresos por venta | | \$14.837 | \$14.837 | \$14.837 | \$14.837 | \$14.837 | \$14.837 | \$14.837 | \$14.837 | \$14.837 | \$14.837 | \$14.837 | \$14.837 | \$14.837 | \$14.837 | \$14.837 | \$14.837 | \$14.837 | \$14.837 | \$14.837 | \$14.837 | \$14.837 |
| Costos Fijos | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Mano de obra limpieza canal | | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 |
| Servicio análisis de datos | | \$ 1.384 | \$ 1.384 | \$ 1.384 | \$ 1.384 | \$ 1.384 | \$ 1.384 | \$ 1.384 | \$ 1.384 | \$ 1.384 | \$ 1.384 | \$ 1.384 | \$ 1.384 | \$ 1.384 | \$ 1.384 | \$ 1.384 | \$ 1.384 | \$ 1.384 | \$ 1.384 | \$ 1.384 | \$ 1.384 | \$ 1.384 |
| Diagnóstico de posibles fallas (Análisis de vibraciones y pulsaciones) | | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 |
| Mantenimiento y diagnóstico de transformador | | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 |
| Utilidad operacional | | \$12.145 | \$12.145 | \$12.145 | \$12.145 | \$12.145 | \$12.145 | \$12.145 | \$12.145 | \$12.145 | \$12.145 | \$12.145 | \$12.145 | \$12.145 | \$12.145 | \$12.145 | \$12.145 | \$12.145 | \$12.145 | \$12.145 | \$12.145 | \$12.145 |
| Depreciación | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| •Canal de Aducción •Bocatoma •Canal de restitución •Canal de descarga | | \$ 812 | \$ 812 | \$ 812 | \$ 812 | \$ 812 | \$ 812 | \$ 812 | \$ 812 | \$ 812 | \$ 812 | \$ 812 | \$ 812 | \$ 812 | \$ 812 | \$ 812 | \$ 812 | \$ 812 | \$ 812 | \$ 812 | \$ 812 | \$ 812 |
| •Turbina •Generador •Regulador de carga y Frecuencia. •Válvula Principal •Tablero de control | | \$ 2.738 | \$ 2.738 | \$ 2.738 | \$ 2.738 | \$ 2.738 | \$ 2.738 | \$ 2.738 | \$ 2.738 | \$ 2.738 | \$ 2.738 | \$ 2.738 | \$ 2.738 | \$ 2.738 | \$ 2.738 | \$ 2.738 | \$ 2.738 | \$ 2.738 | \$ 2.738 | \$ 2.738 | \$ 2.738 | \$ 2.738 |
| Pantalla | | \$ 660 | \$ 660 | \$ 660 | \$ 660 | \$ 660 | \$ 660 | \$ 660 | \$ 660 | \$ 660 | \$ 660 | \$ - | \$ - | \$ - | \$ - | \$ - | \$ - | \$ - | \$ - | \$ - | \$ - | \$ - |
| Sistema de control y conexión de Red | | \$ 1.320 | \$ 1.320 | \$ 1.320 | \$ 1.320 | \$ 1.320 | \$ 1.320 | \$ 1.320 | \$ 1.320 | \$ 1.320 | \$ 1.320 | \$ 1.320 | \$ 1.320 | \$ 1.320 | \$ 1.320 | \$ 1.320 | \$ 1.320 | \$ 1.320 | \$ 1.320 | \$ 1.320 | \$ 1.320 | \$ 1.320 |
| Utilidad antes impuesto | | \$ 6.615 | \$ 6.615 | \$ 6.615 | \$ 6.615 | \$ 6.615 | \$ 6.615 | \$ 6.615 | \$ 6.615 | \$ 6.615 | \$ 6.615 | \$ 7.275 | \$ 7.275 | \$ 7.275 | \$ 7.275 | \$ 7.275 | \$ 7.275 | \$ 7.275 | \$ 7.275 | \$ 7.275 | \$ 7.275 | \$ 7.275 |
| Impuesto (24%) | | \$ 1.588 | \$ 1.588 | \$ 1.588 | \$ 1.588 | \$ 1.588 | \$ 1.588 | \$ 1.588 | \$ 1.588 | \$ 1.588 | \$ 1.588 | \$ 1.746 | \$ 1.746 | \$ 1.746 | \$ 1.746 | \$ 1.746 | \$ 1.746 | \$ 1.746 | \$ 1.746 | \$ 1.746 | \$ 1.746 | \$ 1.746 |
| Utilidad Bruta | \$-145.330 | \$10.557 | \$10.557 | \$10.557 | \$10.557 | \$10.557 | \$10.557 | \$10.557 | \$10.557 | \$10.557 | \$10.557 | \$10.399 | \$10.399 | \$10.399 | \$10.399 | \$10.399 | \$10.399 | \$10.399 | \$10.399 | \$10.399 | \$10.399 | \$10.399 |
| VAN | \$4.966,24 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Tasa de descuento | 3,40% | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| TIR | 1,03% | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

6.10.2 Flujo de caja Turbina Banki

Tabla 6.8 "Flujo de caja proyecto Turbina Banki, Proyecto 100% financiado con capital propio"

| Periodo | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | |
|---|------------|--------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Inversión Inicial | \$ 105.097 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Ingresos por venta | | \$8.655 | \$8.655 | \$8.655 | \$8.655 | \$8.655 | \$8.655 | \$8.655 | \$8.655 | \$8.655 | \$8.655 | \$8.655 | \$8.655 | \$8.655 | \$8.655 | \$8.655 | \$8.655 | \$8.655 | \$8.655 | \$8.655 | \$8.655 | \$8.655 |
| Costos Fijos | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Mano de obra limpieza canal | | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 | \$ 554 |
| Servicio análisis de datos | | \$1.384 | \$1.384 | \$1.384 | \$1.384 | \$1.384 | \$1.384 | \$1.384 | \$1.384 | \$1.384 | \$1.384 | \$1.384 | \$1.384 | \$1.384 | \$1.384 | \$1.384 | \$1.384 | \$1.384 | \$1.384 | \$1.384 | \$1.384 | \$1.384 |
| Diagnóstico de posibles fallas (Análisis de vibraciones y pulsaciones) | | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 | \$ 385 |
| Mantenimiento y diagnóstico de transformador | | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 | \$ 369 |
| Utilidad operacional | | \$5.963 | \$5.963 | \$5.963 | \$5.963 | \$5.963 | \$5.963 | \$5.963 | \$5.963 | \$5.963 | \$5.963 | \$5.963 | \$5.963 | \$5.963 | \$5.963 | \$5.963 | \$5.963 | \$5.963 | \$5.963 | \$5.963 | \$5.963 | \$5.963 |
| Depreciación | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Canal de Aducción | | \$ 162 | \$ 162 | \$ 162 | \$ 162 | \$ 162 | \$ 162 | \$ 162 | \$ 162 | \$ 162 | \$ 162 | \$ 162 | \$ 162 | \$ 162 | \$ 162 | \$ 162 | \$ 162 | \$ 162 | \$ 162 | \$ 162 | \$ 162 | \$ 162 |
| Bocatoma | | \$ 96 | \$ 96 | \$ 96 | \$ 96 | \$ 96 | \$ 96 | \$ 96 | \$ 96 | \$ 96 | \$ 96 | \$ 96 | \$ 96 | \$ 96 | \$ 96 | \$ 96 | \$ 96 | \$ 96 | \$ 96 | \$ 96 | \$ 96 | \$ 96 |
| Canal de restitución | | \$ 243 | \$ 243 | \$ 243 | \$ 243 | \$ 243 | \$ 243 | \$ 243 | \$ 243 | \$ 243 | \$ 243 | \$ 243 | \$ 243 | \$ 243 | \$ 243 | \$ 243 | \$ 243 | \$ 243 | \$ 243 | \$ 243 | \$ 243 | \$ 243 |
| Canal de descarga | | \$ 312 | \$ 312 | \$ 312 | \$ 312 | \$ 312 | \$ 312 | \$ 312 | \$ 312 | \$ 312 | \$ 312 | \$ 312 | \$ 312 | \$ 312 | \$ 312 | \$ 312 | \$ 312 | \$ 312 | \$ 312 | \$ 312 | \$ 312 | \$ 312 |
| •Turbina •Generador •Regulador de carga o Frecuencia •Válvula principal •Tablero de control | | \$1.467 | \$1.467 | \$1.467 | \$1.467 | \$1.467 | \$1.467 | \$1.467 | \$1.467 | \$1.467 | \$1.467 | \$1.467 | \$1.467 | \$1.467 | \$1.467 | \$1.467 | \$1.467 | \$1.467 | \$1.467 | \$1.467 | \$1.467 | \$1.467 |
| Pantalla | | \$ 660 | \$ 660 | \$ 660 | \$ 660 | \$ 660 | \$ 660 | \$ 660 | \$ 660 | \$ 660 | \$ 660 | \$ - | \$ - | \$ - | \$ - | \$ - | \$ - | \$ - | \$ - | \$ - | \$ - | \$ - |
| sistema de control y conexión de Red | | \$1.320 | \$1.320 | \$1.320 | \$1.320 | \$1.320 | \$1.320 | \$1.320 | \$1.320 | \$1.320 | \$1.320 | \$1.320 | \$1.320 | \$1.320 | \$1.320 | \$1.320 | \$1.320 | \$1.320 | \$1.320 | \$1.320 | \$1.320 | \$1.320 |
| Utilidad antes impuesto | | \$2.015 | \$2.015 | \$2.015 | \$2.015 | \$2.015 | \$2.015 | \$2.015 | \$2.015 | \$2.015 | \$2.015 | \$2.675 | \$2.675 | \$2.675 | \$2.675 | \$2.675 | \$2.675 | \$2.675 | \$2.675 | \$2.675 | \$2.675 | \$2.675 |
| Impuesto (24%) | | \$ 484 | \$ 484 | \$ 484 | \$ 484 | \$ 484 | \$ 484 | \$ 484 | \$ 484 | \$ 484 | \$ 484 | \$ 642 | \$ 642 | \$ 642 | \$ 642 | \$ 642 | \$ 642 | \$ 642 | \$ 642 | \$ 642 | \$ 642 | \$ 642 |
| Utilidad Bruta | | \$ -105.097 | \$5.479 | \$5.479 | \$5.479 | \$5.479 | \$5.479 | \$5.479 | \$5.479 | \$5.479 | \$5.479 | \$5.321 | \$5.321 | \$5.321 | \$5.321 | \$5.321 | \$5.321 | \$5.321 | \$5.321 | \$5.321 | \$5.321 | \$5.321 |
| VAN | | \$-26.556,97 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Tasa de descuento | | 3,4% | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| TIR | | 0,3% | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

7 Bibliografía

- [1] Ministerio de Energía, Deutsche Gesellschaft Für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH, «Energías Renovables en Chile El potencial eólico solar e hidroeléctrico de Arica a Chiloé,» Santiago de Chile, 2016.
- [2] CINK HYDRO ENERGY, «CINK HYDRO ENERGY,» [En línea]. Available: <http://cink-hydro-energy.com/es/turbinas-crossflow/>. [Último acceso: 17 Julio 2018].
- [3] Soluciones prácticas I T D G, «Ficha técnica Turbina Michell - Banki 2,» Lima, Perú.
- [4] M. C. Charisiadis, An introductory presentation to the "Archimedean Screw" as a low head Hydropower Generator, Hannover: WATENV, 2015.
- [5] Ministerio de Energía , «Caracterización del mercado de tecnologías para microgeneración hidroeléctrica,» 2016.
- [6] ESSS, [En línea]. Available: <https://www.esss.co/blog/es/dinamica-de-fluidos-computacional-que-es/>. [Último acceso: 2 Febrero 2018].
- [7] Enginyeris Industrials, «Mecánica de fluidos en ingeniería,» *UPCGRAU*, p. 36, 2012.
- [8] SharcNET, «SharcNET Pressure-Velocity Coupling,» 20 Septiembre 2006. [En línea]. Available: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.2/en-us/help/flu_th/flu_th_sec_uns_solve_pv.html#flu_th_sec_pbcs. [Último acceso: 13 Febrero 2018].
- [9] «NAVIERS XYZ,» [En línea]. Available: <https://naviers.xyz/dinamica-de-fluidos-computacional/modelos-de-turbulencia-en-cfd/>. [Último acceso: 07 febrero 2018].
- [10] ANSYS, Inc., «University of Connecticut,» 12 Marzo 2009. [En línea]. Available: <http://www.engr.uconn.edu/~barbertj/CFD%20Training/Fluent%2012/tut13.pdf>. [Último acceso: Febrero 7 2018].
- [11] SharkNET, «Dynamic Mesh Update Methods,» 2016. [En línea]. Available: <https://www.sharcnet.ca/my/front/>. [Último acceso: 3 Marzo 2018].
- [12] SharkNET, «ANSYS Fluent, Monitoring Residuals,» 20 Septiembre 2006. [En línea]. Available: <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/node1047.htm>. [Último acceso: 03 Febrero 2018].
- [13] SharcNET, «ANSYS FLuent Setting Under-Relaxation Factors,» 20 Septiembre 2006. [En línea]. Available: <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/node1022.htm>. [Último acceso: 13 Febrero 2018].
- [14] Gobierno de Chile, Ministerio de Obras Públicas, Dirección General de Aguas, «Caudal de reserva para abastecimiento de la población en la cuenca del Río Queuco, Región del Bío Bío,» Santiago, 2009.
- [15] «Manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas,» de *Diseño, estandarización y fabricación de turbinas Michelle-Banki*, pp. 15-27.
- [16] A. N. P. B. A. D. A. A. K. M. A. F. S. Erinofiaridi, «Experimental Study of screw turbine performance based on different angle of inclination,» 2016.

- [17] A. L. W. H. B. P. Michael Nuernbergk, «Betriebsarten von Wasserkraftschnecken,» de *WasserWirtschaft*, 2013.
- [18] M. C. Charisiadis, An introductory Presentation to the "Archimedean Screw" as a low Head Hydropower Generator, WATENV, 2015.
- [19] C. Rorres, «The turn of the Screw: Optimal design of an Archimedes Screw,» Journal of Hydraulic Engineering, 2000.
- [20] R. S. Arriagada, Mecánica de fluidos, Concepción.
- [21] Renewable FIRST, «The Hydro and Wind Company,» 2015. [En línea]. Available: <http://www.renewablesfirst.co.uk/hydropower/hydropower-learning-centre/how-much-does-a-hydropower-system-cost-to-operate/>. [Último acceso: 03 abril 2018].
- [22] GTD Ingenieros Consultores, «Estudio de Tarifificación del sistema mediano de Hornopirén,» Santiago, 2010.
- [23] G. A. Q. Pierart, «Estudio técnico-económico para la implementación de una microcentral hidroeléctrica de pasada en el río del sector Roa, Región del Bío Bío,» 2017.
- [24] Servicio de Impuestos Internos (SII), «LEY SOBRE IMPUESTO A LA RENTA,» Santiago, 1974.
- [25] FEDEX, «FedEx Express,» [En línea]. Available: www.fedex.com. [Último acceso: 26 Junio 2018].
- [26] Aduanas Chile, «Tratados y acuerdos de libre comercio,» [En línea]. Available: <https://www.aduana.cl/tratados-y-acuerdos-de-libre-comercio/aduana/2007-02-28/122217.html>. [Último acceso: 05 Abril 2018].
- [27] Aduanas Chile, «Tratados de libre comercio,» [En línea]. Available: <http://www.aduana.gob.cl/aduana/site/artic/20070302/pags/20070302155610.html>. [Último acceso: 26 Junio 2018].
- [28] Comisión Nacional de Energía, «Comisión Nacional de Energía,» [En línea]. Available: <https://www.cne.cl/es/precio-medio-de-mercado-2/>. [Último acceso: 28 Junio 2018].
- [29] Renewable FIRST, «<http://www.renewablesfirst.co.uk>,» [En línea]. Available: <http://www.renewablesfirst.co.uk/hydropower/hydropower-learning-centre/what-would-the-return-on-investment-be/>. [Último acceso: 4 Julio 2018].
- [30] Conservation Strategy, «Conservation Strategy,» [En línea]. Available: <https://www.conservation-strategy.org/es/hydrocalculator-help-article/tasa-de-descuento>. [Último acceso: 29 Junio 2018].
- [31] Banco Central de Chile, «Banco central de Chile,» [En línea]. Available: <http://www.bcentral.cl/web/guest/tasa-de-interes>. [Último acceso: 29 Junio 2018].
- [32] M. A. C. A. A. G. Hugh Rudnick V.D.W, «Estudio de tecnología de generación E.R.N.C,» Pontificia Universidad Católica de Chile, 2010. [En línea]. Available: <http://hrudnick.sitios.ing.uc.cl/alumno10/tecnologias/index.html>. [Último acceso: 03 Abril 2018].