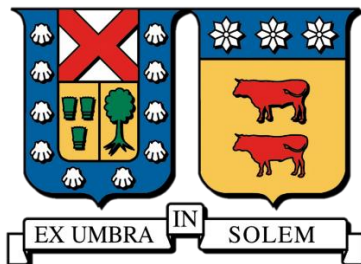


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

SANTIAGO – CHILE



DISEÑO AUTOMATIZADO DE RODETES DE TURBINA PELTON PARA MICRO GENERACIÓN ELÉCTRICA

NATALIA JOSÉ GARCÍA ARAYA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERA CIVIL MECÁNICO

PROFESOR PATROCINANTE (1): DR.-ING. MIRIAM ROTH KLIEM

PROFESOR PATROCINANTE (2): DR.-ING. JOAQUIN MURA MARDONES

Julio 2026

CONSTANCIA DE VALIDACIÓN Y CONFIDENCIALIDAD DE MONOGRAFÍA A REPOSITORIO ACADÉMICO

1.- IDENTIFICACIÓN DEL TRABAJO ACADÉMICO

Tipo de monografía (marcar una opción): ☒ Memoria o trabajo de título ☐ Tesis de Postgrado

Título del trabajo: Diseño automatizado de rodets de turbina Pelton para micro generación eléctrica

Nombre del candidato(a): Natalia José García Araya

Carrera / Grado: Ingeniería Civil Mecánica

Campus: Santiago San Joaquín

Departamento: Ingeniería Mecánica

2.- VALIDACIÓN DEL PROFESOR GUÍA/DIRECTOR DE TESIS

Yo, Miriam Roth Kliem, en mi calidad de profesor(a) guía/director(a) del trabajo académico mencionado anteriormente
DEJO CONSTANCIA que:

- He revisado esta versión del documento y corresponde a la versión final aprobada del trabajo.
- El trabajo cumple con los requisitos académicos y de formato establecidos por la institución.

3.- EVALUACIÓN DE CONFIDENCIALIDAD POR PROPIEDAD INDUSTRIAL (marcar una opción)

☒ El trabajo **NO contiene** información que amerite confidencialidad y puede ser publicado de inmediato en repositorio con acceso abierto.

☐ El trabajo **CONTIENE** información con potenciales implicancias de propiedad industrial o intelectual y requiere un periodo de confidencialidad (**embargo**) por (**marcar una opción**):

☐ 6 meses ☐ 12 meses ☐ 2 años ☐ 3 años ☐ 5 años ☐ 10 años

Fundamentación de la necesidad de confidencialidad (obligatorio si se solicita embargo):

4.- FIRMAS

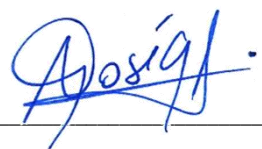
Profesor(a) guía o director(a) de memoria o tesis:

Fecha: 4 de septiembre de 2026

Firma: 

Estudiante o Candidato(a):

Fecha: 1 de septiembre de 2026

Firma: 

Agradecimientos

Deseo expresar mi más profundo agradecimiento a todas las personas que me acompañaron en este largo camino. En primer lugar, agradezco a mi profesora guía, Miriam Roth, por su orientación, sus conocimientos y por brindarme el apoyo necesario para dar forma a este trabajo final.

A mi familia, mi mamá, mi papá y mi hermana, les agradezco por ser mi motor constante. Gracias por motivarme siempre a seguir adelante y por apoyarme, cada uno a su manera, entregándome el cariño y la fuerza necesaria para no rendirme nunca.

A mi pololo, Jorge, quien fue un pilar fundamental en el desarrollo de esta memoria. Gracias por estar ahí día tras día, por insistir en que avanzara cuando el cansancio me ganaba y por convencerme de que lo lograría incluso en los momentos de mayor duda.

Un agradecimiento especial a mis maravillosos amigos, Diego y Paulina, ya que sin su compañía no habría logrado aguantar estos siete años de universidad. Gracias por estar siempre preocupados, por el apoyo constante para superar cada uno de esos ramos difíciles y por todas las distracciones necesarias entre clases que me devolvieron la alegría. Asimismo, agradezco a Daniel, Axel y María José por el excelente compañerismo en los trabajos grupales, por los momentos de relajación y por ser parte de mis mejores recuerdos universitarios.

Un lugar especial en este cierre es para mis perritas, Emy y Perla, quienes al volver a casa de la universidad siempre me esperaban en la puerta para entregarme su amor incondicional, dándome la paz necesaria tras las jornadas más intensas de estudio.

A todos aquellos que compartieron conmigo durante este proceso, les agradezco sinceramente por haber sido parte de este gran logro.

Resumen

El presente trabajo de memoria desarrolla un programa automatizado orientado al diseño optimizado de rodets para turbinas hidráulicas tipo Pelton destinadas a aplicaciones de micro generación eléctrica de hasta 100 [kW]. La investigación surge de la necesidad de disponer de soluciones tecnológicas eficientes y accesibles que contribuyan a disminuir las brechas de conectividad energética en zonas rurales aisladas de Chile, aprovechando el potencial hídrico disponible principalmente en la zona centro-sur del país. La metodología implementada se basa en una arquitectura de diseño integrado que interconecta Microsoft Excel para el procesamiento de variables hidráulicas y la herramienta iLogic de Autodesk Inventor Professional para la actualización paramétrica tridimensional en tiempo real, permitiendo automatizar completamente la geometría del rodete y generar de forma inmediata sus planos de fabricación detallados.

Adicionalmente, se evalúa la factibilidad técnica y estructural de fabricar los componentes mediante manufactura aditiva utilizando ácido poliláctico (PLA), como alternativa para reducir costos y tiempos de producción frente a métodos tradicionales de mecanizado y fundición. Mediante simulaciones numéricas por el método de elementos finitos (FEA), se determina que la fijación convencional mediante pernos produce concentraciones de esfuerzos inadmisibles para el material polimérico, por lo que se propone y valida un sistema de acoplamiento tipo macho-hembra capaz de distribuir de manera más uniforme las cargas mecánicas en la raíz de la cuchara. El análisis de integridad estructural y fatiga establece que el uso seguro del rodete fabricado en PLA queda limitado a alturas netas máximas de 35,6 [m] y potencias mecánicas de hasta 3,5 [kW]. Finalmente, se concluye que, si bien el uso de polímeros presenta restricciones operacionales a mayor escala, constituye una alternativa técnico-económica viable para validación geométrica, prototipado rápido y operación preliminar en sistemas de micro generación hídrica.

Palabras Clave:

Turbina Pelton, Automatización de diseño, iLogic, Manufactura aditiva, Micro generación eléctrica.

Índice general

Índice general.....	5
1 Introducción.....	14
1.1. Motivación.....	15
1.2. Objetivos	17
1.2.1. Objetivo general	17
1.2.2. Objetivos específicos.....	17
1.3. Metodología.....	17
2 Marco teórico.....	19
2.1 Recurso hídrico.....	19
2.2 Turbinas hidráulicas.....	22
2.3 Turbina Pelton.....	25
2.3.1 Fundamentos de la conversión de energía.....	27
2.3.2 Triángulo de velocidades.....	31
2.3.3 Parámetros para el diseño de rodete de turbina Pelton	33
2.3.4 Cucharas del rodete: parámetros y geometría.....	34
2.4 Materiales para sistemas de micro generación	37
3 Estado del arte	39
3.1 Micro generación.....	39
3.2 Diseño automatizado de componentes mecánicos.....	41
3.2.1 Metodologías y herramientas para el diseño automatizado.....	41

3.3	Simulación y optimización de rodets Pelton.....	42
3.3.1	Modelado y simulación hidrodinámica (CFD).....	43
3.3.2	Algoritmos y optimización de diseños	45
3.4	Fabricación aditiva (impresión 3D) para turbinas	48
3.5.	Hidrogeneradores en baja potencia	49
4	Especificaciones del diseño	51
4.1	Parámetros de diseño hidráulico	51
4.1.1	Altura neta	51
4.1.2	Caudal disponible	55
4.1.3	Potencia requerida	56
4.1.4	Eficiencia total de la central hidroeléctrica	56
4.2	Parámetros mecánicos de la turbina	58
4.2.1	Rodete y cuchara	58
4.2.2	Inyector.....	59
4.2.3	Velocidades y eje	60
4.3	Especificaciones del sistema automatizado	61
4.3.1	Parámetros de Interfaz (Inputs y Outputs).....	61
4.3.2	Coeficientes y rangos de validez para el diseño automatizado.....	62
4.3.3	Criterios de selección de generador.....	65
4.3.4	Especificaciones de software.....	68
5	Materiales de fabricación.....	70
5.1	Requerimientos técnicos del material	70
5.2	Alternativas de materiales.....	71
5.3	Análisis comparativo de alternativas	72
5.4	Material seleccionado para el proyecto	74
6	Automatización.....	75

6.1	Modelado paramétrico base	75
6.1.1.	Restricciones geométricas	77
6.2	Conexión de datos.....	79
6.3	Lógica de control	81
6.4	Manejo de errores y casos límite	85
6.4.1	Gestión de errores de sincronización.....	85
6.4.2	Latencia en la regeneración geométrica	86
6.4.3	Estabilidad en límites geométricos.....	86
6.2.	Resultados de la automatización paramétrica.....	87
6.2.1.	Validación del funcionamiento del sistema	87
6.2.2.	Ahorro de tiempo y eficiencia	91
7	Proceso de prototipado	92
7.1	Optimización para fabricación aditiva.....	92
7.1.1	Análisis comparativo de esfuerzos mediante elementos finitos	93
7.1.2	Análisis comparativo cuantitativo de las configuraciones de sujeción.	99
7.1.3	Análisis de la integridad estructural y fatiga del material de la configuración macho-hembra	100
7.2	Análisis del PLA ante diferentes condiciones hidráulicas	101
7.3	Preparación y resultados de la impresión 3D.....	104
7.3.1	Preparación del modelo CAD para fabricación.....	104
7.3.2	Características del prototipo del rodete	105
7.3.3	Resultados de la impresión 3D del rodete Pelton	105
7.3.4	Mejoras específicas para la fabricación del prototipo	106
7.3.5	Evaluación de la integridad estructural y defectos de impresión	107
7.4	Evaluación de factibilidad técnica	108
7.4.1	Factibilidad hidrodinámica y geométrica	108

7.4.2	Impacto de los parámetros de impresión en la eficiencia	109
7.4.3	Comportamiento mecánico y estructural.....	109
7.4.4	Análisis de costos y ventajas de la manufactura tradicional.....	110
7.5	Planos automatizados de rodets Pelton	111
7.5.1	Adaptación para prototipado	113
7.5.2	Variante de diseño para acople directo	115
8	Conclusiones.....	116
8.1	Conclusiones generales.....	116
8.2	Trabajos futuros	117
9	Bibliografía.....	119
ANEXO A / PARÁMETROS DEL MODELO GEOMÉTRICO		122
A.1.	Tabla de los parámetros de la cuchara definidos para la automatización	123
A.2.	Tabla de los parámetros del rodete sin cuchara definidos para la automatización	123
ANEXO B / CÓDIGO DE AUTOMATIZACIÓN DEL DISEÑO		124
B.1.	Código del calculador en VBA (Visual Basic for Applications)	125
B.2.	Regla de iLogic para actualización de la cuchara de turbina Pelton	132
B.3.	Regla de iLogic para actualización del rodete sin cucharas	133
B.4.	Regla de iLogic para el ensamblaje de la turbina Pelton.....	133
B.5.	Regla Maestra de iLogic para la gestión del diseño	134

Índice de figuras

Figura 1.1: Diagrama de la metodología de trabajo.	17
Figura 2.1: Se muestra cambio en cada sub-cuenca con colores que varían entre café (disminución de caudal) y verde (aumento de caudal) [9].	21
Figura 2.2: Imagen de una turbina de acción y de cómo es su funcionamiento [10]	22
Figura 2.3: Imagen de una turbina de reacción y de cómo es su funcionamiento [10].	22
Figura 2.4: Gráfico de Altura neta vs Caudal, donde se indica la turbina óptima dependiendo de sus características y de color amarillo se encuentra indicada la zona en la que se enfoca este trabajo. Modificado de [8].	23
Figura 2.5: Clasificación de turbinas hidráulicas en función del número de revoluciones y del triángulo de velocidades [10]	24
Figura 2.6: Eficiencia vs Variación de caudal de diseño.	24
Figura 2.7: Vista esquematizada de una turbina Pelton [11].	25
Figura 2.8: Representación de la fuerza de impulso en las cucharas del rodete. Modificado de [13].	28
Figura 2.9: Triángulo de velocidades para entrada y salida del flujo de agua. Fuente: elaboración propia.....	32
Figura 2.10: Geometría del rodete Pelton y parámetros dimensionales clave. Modificado de [13] .	33
Figura 2.11 : Geometría de la cuchara del rodete Pelton con parámetros fundamentales [14].	34
Figura 2.12: Formas de las escotaduras de la cuchara Pelton; a) y b) N.B.PP., Francia; c) Voith, Alemania; d) Escher Wyaa, Suiza; e) Riva, Italia; f) Bell et Cie, Suiza [4].	36
Figura 2.13: Rodete de turbina Pelton (a) rápido; (b) lento [15].	36
Figura 2.14: Ensayo de tracción. a) Esquema del ensayo de tracción de los filamentos, b) fotografía del dispositivo montado [17].	38

Figura 3.1: Relación de costos para pequeños proyectos hidroeléctricos [11].	40
Figura 3.2: Flujo secuencial de parámetros clave para el diseño del rodete de turbina Pelton [13].	42
Figura 3.3: Imagen de resultados de una simulación CFD de una turbina Pelton, donde se muestra la distribución de presión en la superficie exterior del rodete. Fuente: [20].	44
Figura 3.4: Curva de eficiencia de la turbina Pelton en función de la velocidad del rodete [21].	46
Figura 3.5: Influencia del número de cucharas en la eficiencia hidráulica.	47
Figura 3.6: Hidrogenerador sincrónico WEG de la línea GH30	49
Figura 3.7: Hidrogenerador sincrónico WEG de la línea GH11	50
Figura 3.8: HUB Motor y sus componentes [24].	50
Figura 4.1: Diagrama de Moody: Factor de fricción de Darcy en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa.	53
Figura 4.2: Parámetros de entrada y variables de salida del modelo de diseño.	62
Figura 4.3: Influencia de la relación de diámetros (m) en el rodete de turbina Pelton, donde se tiene un rodete con (a) bajo valor de m con mayor cercanía entre álabes, (b) alto valor de m con mayor diámetro característico. Fuente: elaboración propia.	64
Figura 4.4: Esquema de las etapas del proceso de diseño asistido.	69
Figura 6.1: Boceto principal de la cuchara del rodete con cotas esenciales. Fuente: elaboración propia.	75
Figura 6.2: Imagen del boceto principal (Sketch) con restricciones visibles e indicando algunos de ellos. Fuente: elaboración propia.	78
Figura 6.3: Definición de variables y ruta del archivo de control en iLogic.	79
Figura 6.4: Esquema conceptual del flujo de datos.	79
Figura 6.5: Calculadora avanzada de turbina Pelton para micro generación eléctrica creada en VBA. Fuente: elaboración propia.	80
Figura 6.6: Secuencia de las reglas de iLogic para obtener el rodete de turbina Pelton.	82
Figura 6.7: Cuchara del rodete de turbina Pelton donde se muestra la distancia entre brazos necesaria para la pieza del rodete sin cucharas. Fuente: elaboración propia.	82

Figura 6.8: Formulario de iLogic donde se tiene primero el botón para que se genere la regla de modificar la escala del ensamble, luego los datos que se pueden modificar en el cajetín y por último botón para que se exporte el PDF.	84
Figura 6.9: Resultados de la geometría de la cuchara automatizada (a) Caso límite inferior (b) Caso nominal (c) Caso límite superior. Fuente: elaboración propia.	88
Figura 6.10: Resultados de la geometría del rodete de turbina Pelton para diferentes velocidades del generador: (a) 750 rpm (b) 1000 rpm (c) 1500 rpm. Fuente: elaboración propia.	90
Figura 7.1: Diagrama de cuerpo libre del rodete Pelton y distribución de cargas tangenciales. Fuente: elaboración propia.	94
Figura 7.2: Vista isométrica frontal del análisis de Von Mises (a) Configuración apernada (b) Configuración macho-hembra. Fuente: elaboración propia.	95
Figura 7.3: Vista isométrica frontal del análisis de desplazamiento (a) Configuración apernada (b) Configuración macho-hembra. Fuente: elaboración propia.	97
Figura 7.4: Vista isométrica frontal del análisis de coeficiente de seguridad (a) Configuración apernada (b) Configuración macho-hembra. Fuente: elaboración propia.	98
Figura 7.5: Vista isométrica frontal del análisis de Von Mises (a) $Hn, bajo = 35\text{ m}$ y $Qmin = 0,01\text{ [m}^3/\text{s]}$ (b) $Hn, nom = 75\text{ m}$ y $Qnom = 0,15\text{ [m}^3/\text{s]}$. Fuente: elaboración propia.	102
Figura 7.6: Vista isométrica frontal del análisis de desplazamiento (a) $Hn, bajo = 35\text{ m}$ y $Qmin = 0,01\text{ [m}^3/\text{s]}$ (b) $Hn, nom = 75\text{ m}$ y $Qnom = 0,15\text{ [m}^3/\text{s]}$. Fuente: elaboración propia.	102
Figura 7.7: Vista isométrica frontal del análisis del coeficiente de seguridad (a) $Hn, bajo = 35\text{ m}$ y $Qmin = 0,01\text{ [m}^3/\text{s]}$ (b) $Hn, nom = 75\text{ m}$ y $Qnom = 0,15\text{ [m}^3/\text{s]}$. Fuente: elaboración propia.	103
Figura 7.8: Imágenes de la impresión 3D del disco central con la modificación de acople macho-hembra. Fuente: elaboración propia.	105
Figura 7.9: Imágenes de la impresión 3D una de las cucharas del rodete con la modificación de acople macho-hembra. Fuente: elaboración propia.	106
Figura 7.10: Fotografía del ensamblaje de las cucharas al disco central del rodete de la turbina Pelton. Fuente: elaboración propia.	106
Figura 7.13: Plano de fabricación de cuchara de turbina Pelton para micro generación	111

Figura 7.14: Plano de fabricación del rodete de turbina Pelton para micro generación.....	112
Figura 7.15 Plano de fabricación de cuchara de turbina Pelton para micro generación, adaptada para impresión 3D.....	114
Figura 7.16 Plano de fabricación del rodete de turbina Pelton para micro generación, adaptado para impresión 3D.....	114
Figura 7.17: Plano de fabricación del rodete de turbina Pelton para micro generación con acoplamiento a motor HUB, adaptado para impresión 3D.	115

Índice de tablas

Tabla 2.1: Ecuación de las dimensiones de la cuchara Pelton [14].	35
Tabla 4.1: Accesorios con su respectivo coeficiente de pérdida [26].	54
Tabla 4.2: Velocidad de sincronización del generador [14].	66
Tabla 5.1: Comparativa de propiedades de materiales para rodets Pelton. Fuente: elaboración propia con datos obtenidos de Beer et al, Mechanics of Materials (6th Edition) y material complementario de la Universitat Jaume I.	72
Tabla 6.1: Imagen de los parámetros del componente vinculados a la hoja de cálculo. Fuente: elaboración propia.	76
Tabla 6.2: Lógica del escalado dinámico para el plano técnico.	83
Tabla 6.3: Tabla de validación para micro generación de rodete de turbina Pelton.	88
Tabla 6.4: Parámetros de salida para el caso límite superior variando la velocidad del generador [rpm].	89
Tabla 7.1: Datos de entrada para el estudio de esfuerzos en configuraciones de unión.	95
Tabla 7.2: Resumen numérico comparativo de esfuerzos, desplazamientos y factores de seguridad en el escenario de diseño.	99
Tabla 7.3: Escenarios operativos para el análisis de sensibilidad de esfuerzos y torques en el rodete Pelton.	101
Tabla 7.4: Información clave del plano técnico de las cucharas del rodete.	112
Tabla 7.5: Información clave del plano técnico del rodete completo de una turbina Pelton.	113

1 Introducción

La energía eléctrica es un recurso fundamental para garantizar el desarrollo y bienestar de cualquier sociedad, ya que se encuentra involucrada en la producción de la mayoría de los bienes y servicios que se ofrecen en el mercado actual. El presente trabajo se enfoca en la energía hidráulica, la cual es considerada como una de las energías renovables con un gran potencial para sustituir el uso de combustibles fósiles en la generación de electricidad. Si bien su disponibilidad depende estrictamente de las condiciones hidrológicas regionales y estacionales, esta fuente destaca por su alta eficiencia en la conversión de energía.

Tradicionalmente, la hidroelectricidad a gran escala ha dependido de grandes represas que, pese a su capacidad, generan impactos significativos en los ecosistemas. Frente a esto, la micro generación y la autogeneración surgen como alternativas estratégicas, siendo consideradas entre las tecnologías con menor impacto ambiental por unidad de energía generada. A diferencia de los grandes embalses, estas instalaciones permiten aprovechar el recurso de forma distribuida sin consumo consuntivo del agua, minimizando la intervención del entorno y reduciendo las pérdidas por transmisión. Además, su operación contribuye a la mitigación del cambio climático al no producir gases de efecto invernadero durante la generación, limitando su impacto ambiental principalmente a las fases de construcción y mantenimiento [1].

Las micro centrales hidroeléctricas son instalaciones con una capacidad de generación de hasta 100 kW [2], que se destacan por su versatilidad para abastecer comunidades rurales, pequeñas industrias o proyectos de generación distribuida en lugares con acceso limitado a redes eléctricas convencionales. Este tipo de generación eléctrica tiene un amplio potencial de desarrollo en la zona centro-sur de Chile, donde los recursos hídricos disponibles pueden ser aprovechados para diversificar la matriz energética actual y avanzar hacia un sistema más eficiente y sustentable [3].

Dentro de este ámbito, las turbinas tipo Pelton se han consolidado como una tecnología clave debido a su capacidad para aprovechar eficientemente recursos hídricos en condiciones de alta caída y bajo

caudal. Este tipo de turbina hidráulica opera mediante el impacto de chorros de agua a alta velocidad sobre cucharas o álabes montados en un rodete, lo que convierte la energía cinética del agua en energía mecánica de rotación [4]. Gracias a su diseño y principios de funcionamiento, las turbinas Pelton son especialmente adecuadas para micro centrales que buscan maximizar el aprovechamiento de recursos limitados.

Sin embargo, el diseño de los rodetes, componente fundamental de estas turbinas, representa un desafío técnico, ya que requiere la optimización de múltiples parámetros para lograr un desempeño eficiente. Este proceso, a menudo complejo y costoso, puede dificultar la implementación de estas tecnologías en aplicaciones de pequeña escala.

El presente trabajo tiene como objetivo desarrollar una metodología automatizada que permita simplificar el diseño de rodetes para turbinas Pelton, integrando herramientas computacionales y teorías hidrodinámicas para optimizar su desempeño. A lo largo de este documento, se abordarán los fundamentos teóricos y el estado del arte relacionados con las turbinas Pelton y su diseño, así como las especificaciones técnicas necesarias para su desarrollo. Asimismo, se presentarán los resultados del proceso de automatización, simulación y prototipado, destacando los avances y beneficios que esta propuesta aporta al campo de la micro generación eléctrica. Con este trabajo, se busca no sólo fomentar el uso de fuentes renovables en comunidades y proyectos de pequeña escala, sino también contribuir al desarrollo de tecnologías accesibles y eficientes, promoviendo así un modelo energético más sostenible.

1.1. Motivación

La propuesta busca maximizar el aprovechamiento de los recursos hídricos disponibles a través del desarrollo de micro centrales hidroeléctricas, capaces de formar sistemas autónomos en áreas remotas sin acceso directo a redes de distribución. Este enfoque adquiere especial relevancia considerando los datos del Censo de población y vivienda 2024 revelan que existen 24.917 viviendas en el país no contaban con acceso a energía eléctrica. Si bien la cobertura nacional es elevada, persisten brechas críticas, particularmente en regiones como La Araucanía (5.264 viviendas), Valparaíso (2.780 viviendas), la Región Metropolitana (2.259 viviendas), Biobío (2.250 viviendas) y Los Lagos (2.162 viviendas) que concentran la mayor cantidad de hogares sin suministro [5].

Frente a esta situación, la ministra de Energía Susana Jiménez en el año 2019 destacó que, tras el diagnóstico se implementarán estrategias destinadas a "reducir esta brecha a un ritmo de al menos 2.500 hogares por año". Estas medidas apuntan especialmente a las familias que viven en zonas rurales de difícil acceso, donde la electrificación tradicional presenta mayores desafíos debido a la distancia y a la limitada cobertura de las empresas distribuidoras. En este contexto, Carlos Finat quien fue el director ejecutivo de la Asociación Chilena de Energías Renovables A.G. desde el año 2012 hasta 2021, señaló que muchas de estas viviendas "probablemente requerirán sistemas de generación eléctrica autónoma, como pequeñas centrales hidroeléctricas o sistemas de paneles solares, que hoy ofrecen una funcionalidad muy atractiva" [6].

Además, según Rafael Loyola (2024), quien es actualmente director ejecutivo de la Asociación de Pequeñas y Medianas Centrales Hidroeléctricas (Apemec) comentó que: “Aun así, en uno de los años más secos de la historia, la hidroelectricidad aportó cerca del 20% de la demanda total del sistema, tanto con generación de base, como con generación flexible, permitiendo complementar la generación renovable variable proveniente del sol y el viento, demostrando con ello su tremendo valor y potencial para alcanzar la carbono neutralidad” [7]. Esta capacidad de respaldo es especialmente relevante en las regiones como La Araucanía y Los Lagos, donde existe una sinergia climática natural: la abundancia de radiación solar en verano permitiendo un alto rendimiento de sistemas fotovoltaicos, mientras que el aumento del recurso hídrico durante el invierno asegura la generación hidroeléctrica.

La complementariedad estacional de estas regiones permite estabilizar la matriz energética, compensando la variabilidad de ambas fuentes y garantizando un suministro renovable constante durante todo el año. Es por ello que este proyecto de diseño automatizado de rodets para turbinas tipo Pelton contribuiría significativamente a reducir estas brechas de acceso a la electricidad en las 24.917 viviendas detectadas, facilitando la implementación de micro centrales hidroeléctricas de forma más eficiente, económica y accesible para las zonas más aisladas del país.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo general

Desarrollar un programa automatizado para el diseño de rodets de turbinas Pelton para micro generación eléctrica.

1.2.2. Objetivos específicos

- Establecer los parámetros de diseño clave para una turbina hidráulica tipo Pelton de micro generación.
- Desarrollar un algoritmo de optimización que ajuste los parámetros de diseño del rodete para maximizar la conversión del recurso hídrico en la turbina Pelton.
- Generar los planos de fabricación del rodete, asegurando que el diseño sea adecuado para el proceso de prototipado y fabricación.
- Analizar la factibilidad técnica de producir los componentes principales mediante impresión 3D.

1.3. Metodología

Para cumplir con los objetivos de este trabajo se plantea una metodología estructurada que abarca cuatro etapas principales, tal como se ilustra en la Figura 1.1: la definición de parámetros operativos, el desarrollo del modelo geométrico, la automatización del diseño y, finalmente, el prototipado del rodete de la turbina Pelton.

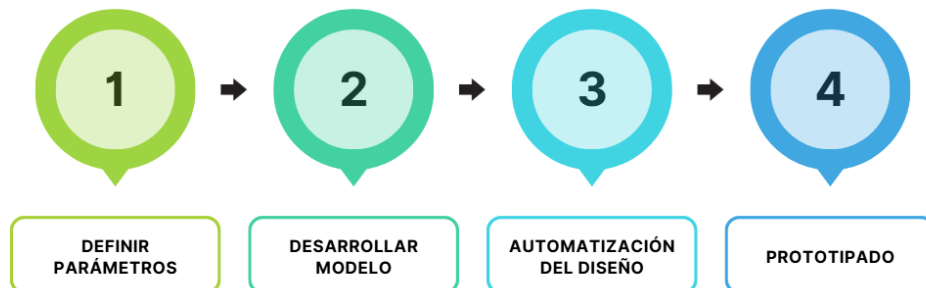


Figura 1.1: Diagrama de la metodología de trabajo.

El proceso comienza con la definición de las especificaciones de diseño y los parámetros operativos. En esta etapa inicial, se identifican las variables claves, las restricciones técnicas y de fabricación que condicionan el diseño del rodete. A partir de estas especificaciones, se desarrollará un modelo geométrico parametrizado del rodete en el software Autodesk Inventor, incorporando los elementos característicos de una turbina Pelton, como la forma y disposición de las cucharas y el diámetro del rodete. Este modelo permite realizar ajustes automáticos en función de las condiciones específicas de cada instalación, lo que permite sentar las bases para la automatización del diseño.

Posteriormente, se implementará un algoritmo utilizando herramientas de Excel para automatizar el diseño basado en el modelo parametrizado. Este sistema optimizará los parámetros de diseño con el fin de maximizar el desempeño del rodete en función de las condiciones operativas previamente definidas. Finalmente, se fabricará un prototipo del rodete diseñado y optimizado, que puede ser sometido a pruebas experimentales para verificar su desempeño en condiciones reales.

Esta metodología ofrece un enfoque integral y eficiente que no solo busca optimizar el diseño de los rodetes de turbinas Pelton, sino también garantizar su implementación en proyectos de micro generación eléctrica. De esta forma, se contribuirá al acceso a energía sostenible en comunidades rurales y aisladas, fortaleciendo la diversificación y resiliencia de la matriz energética.

2 Marco teórico

Este capítulo tiene como propósito establecer las bases iniciales para el desarrollo del diseño automatizado de rodets de turbina Pelton, un componente clave en aplicaciones de micro generación hidráulica. Este tipo de turbinas, ampliamente utilizadas en proyectos de pequeña escala, se destacan por su eficiencia en la conversión de energía hidráulica en energía mecánica, especialmente en condiciones de alto salto hidráulico y bajo caudal, así como por su simpleza de fabricación y mantenimiento.

2.1 Recurso hídrico

El recurso hídrico es un componente fundamental en el diseño e implementación de sistemas de micro generación hidráulica. La turbina Pelton aprovecha la energía potencial del agua para generar electricidad de manera limpia, renovable y local, lo que la convierte en una alternativa ideal para regiones con cursos de agua disponibles, como ríos, vertientes o caídas de agua. Además, al tratarse de una fuente renovable, su aprovechamiento contribuye a la sostenibilidad energética y a la reducción de emisiones de carbono.

En el caso de la micro generación hidráulica, es crucial considerar las características del recurso hídrico, como el caudal disponible y la altura de caída. Estas variables determinan la cantidad de energía que se puede extraer y son esenciales para el diseño óptimo de componentes como el rodete de la turbina Pelton y se definen de la siguiente manera:

Caudal (Q): Representa el volumen de agua que circula por una sección determinada en un periodo de tiempo. Se mide comúnmente en metros cúbicos por segundos. Esta se puede calcular como:

$$Q = \int \vec{V}_t \cdot \hat{n} d\vec{A}_t \quad (1)$$

Donde:

- V_t es la velocidad $[\frac{m}{s}]$.
- $\hat{n}$ es el vector unitario normal (perpendicular) a la superficie $d\vec{A}_t$.
- A_t es el área de la sección analizable $[m^2]$.

Altura de caída: Es la variable que determina la energía potencial máxima disponible. En este contexto, se deben distinguir dos conceptos clave:

- **Altura bruta (H_b):** Es la distancia vertical entre el espejo de agua del depósito de captación (punto de extracción) y el eje del chorro de agua justo antes de impactar las cucharas del rodete. Esta diferencia de altura representa la energía potencial bruta del sistema.
- **Altura neta (H_n):** Representa la altura efectiva que la turbina puede aprovechar, calculada como la altura bruta (H_b) menos las pérdidas de carga (H_{loss}), en las tuberías que conducen el agua hacia la turbina, así como las producidas en la tobera y otros accesorios como codos y válvulas. Como se muestra a continuación:

$$H_n = H_b - H_{loss} \quad (2)$$

Las propiedades más importantes son el caudal (Q) y la altura neta (H_n) [8]. Estos valores permiten calcular la potencia hidráulica que puede proporcionar cada recurso hídrico mediante la siguiente ecuación:

$$P_h = \rho g H_n Q \quad (3)$$

Donde:

- ρ es la densidad del agua medida en $[\frac{kg}{m^3}]$.
- g es la aceleración de gravedad medida en $[\frac{m}{s^2}]$.

Un diseño robusto requiere un conocimiento profundo no solo de los valores puntuales, sino de la dinámica del recurso. Es fundamental considerar:

1. Fluctuación y variaciones del caudal: Se deben evaluar las diferencias entre el caudal promedio y el instantáneo en intervalos estivales, anuales e incluso históricos. El conocimiento de la fluctuación estacionales crítico para asegurar que la micro central sea operativa durante los periodos de menor precipitación o deshielo.
2. Proyecciones y cambio climático en Chile: En la Figura 2, se muestra una reducción crítica de caudales de entre un 10% y 30% en las zonas centro y sur. Esta tendencia no solo afecta el volumen anual, sino que altera la estacionalidad necesaria para complementar la generación fotovoltaica, al disminuir el recurso hídrico se debilita la capacidad de los embalses para actuar como una “batería flexible” que almacene energía y compense la variabilidad solar. En contraste, el incremento de caudales previsto en el norte de la Patagonia ofrece un potencial de generación que podría mitigar parte de este déficit. Es por esto que, integrar estas proyecciones es vital para garantizar la viabilidad del proyecto, asegurando que la matriz eléctrica mantenga su equilibrio operativo a largo plazo frente a una hidrología cada vez más incierta [9].

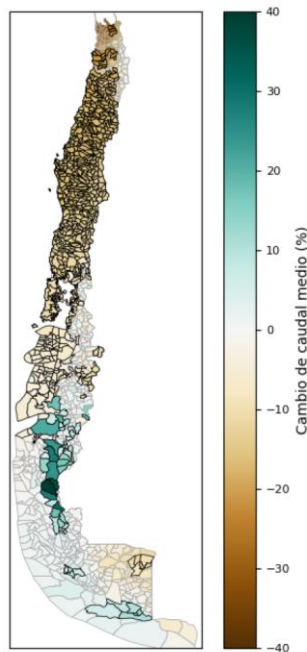


Figura 2.1: Se muestra cambio en cada sub-cuenca con colores que varían entre café (disminución de caudal) y verde (aumento de caudal) [9].

3. Calidad del agua: El recurso hídrico debe estar libre de sólidos o residuos que puedan erosionar componentes clave, como las boquillas y el rodete de la turbina.

En conclusión, el recurso hídrico no sólo es la base operativa de los sistemas de micro generación hidráulica, sino también un recurso que debe ser gestionado con cuidado para maximizar su potencial energético y garantizar la vida útil y el rendimiento óptimo de la máquina.

2.2 Turbinas hidráulicas

Las turbinas hidráulicas son dispositivos mecánicos diseñados para convertir la energía del agua mediante un eje puede ser transmitida a un generador para poder ser transformada en energía eléctrica. Se clasifican principalmente en dos tipos según el principio de funcionamiento:

- Turbinas de acción: Toda la energía potencial se convierte en energía cinética antes de impactar el rotor y solamente utilizan esta energía del agua a alta velocidad para generar movimiento. Ejemplo: turbina Pelton, ideal para altos saltos y bajos caudales.

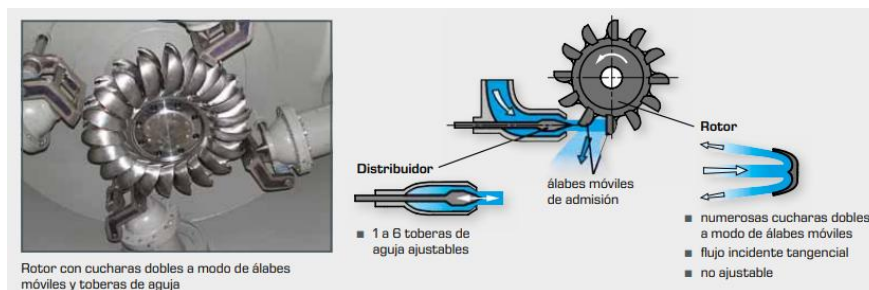


Figura 2.2: Imagen de una turbina de acción y de cómo es su funcionamiento [10]

- Turbinas de reacción: Operan bajo presión y aprovechan tanto la energía cinética como la potencial del agua. Ejemplo: turbinas Francis y Kaplan, adecuadas para caudales altos y bajos desniveles.

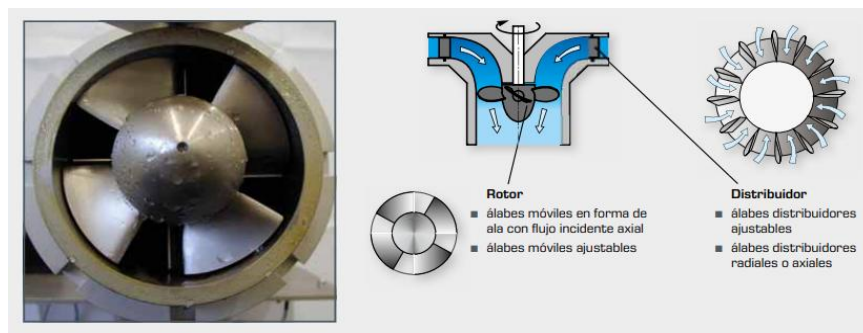


Figura 2.3: Imagen de una turbina de reacción y de cómo es su funcionamiento [10].

A continuación, se muestra una imagen con un gráfico de Altura neta (H_n) vs Caudal (Q), mostrando los diferentes tipos de turbinas. Al tener en cuenta que para una micro generación se trabaja entre 1 [kW] y 100 [kW], en la Figura 2.4 se observa que para trabajar con una turbina Pelton el caudal máximo puede ser de 0,4 [m³/s] y una altura neta de 120 [m].

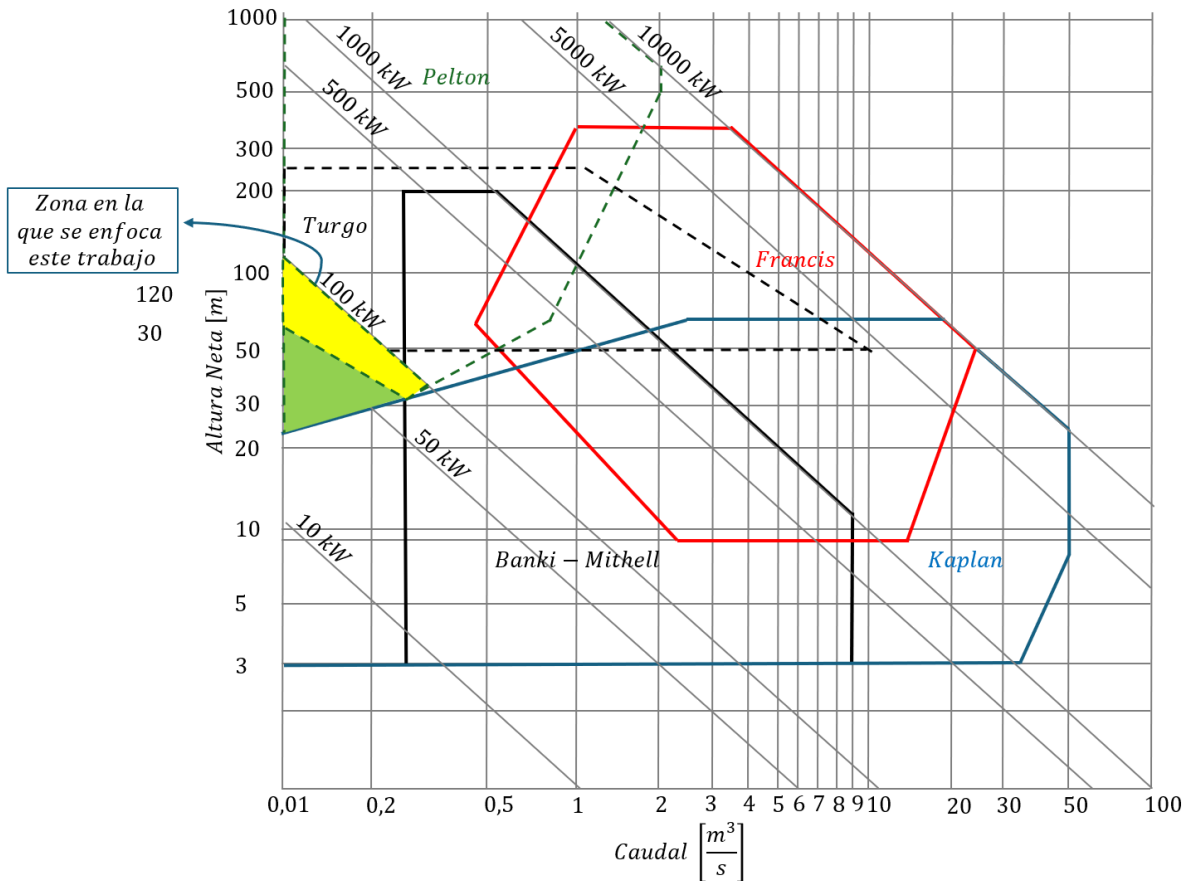


Figura 2.4: Gráfico de Altura neta vs Caudal, donde se indica la turbina óptima dependiendo de sus características y de color amarillo se encuentra indicada la zona en la que se enfoca este trabajo. Modificado de [8].

La clasificación de turbinas hidráulicas no solo depende de la altura neta de caída y del caudal disponible, sino también del número específico de revoluciones (n_q), que combina estos parámetros junto con la velocidad de giro. Este número característico de las turbomáquinas en general permite comparar turbinas de distinto tamaño y tipo bajo condiciones normalizadas, sirviendo como criterio para identificar la máquina más adecuada para un rango determinado de operación. Este se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{(3/4)}} \quad (4)$$

Donde,

- n son revoluciones en rpm.
- H es la altura en m.
- Q es el caudal en m^3/s .

Número de revoluciones	Triángulo de velocidades	Velocidades forma del rodete
$n_q = 10$		
$n_q = 30$		
$n_q = 90$		
$n_q = 200$		

Figura 2.5: Clasificación de turbinas hidráulicas en función del número de revoluciones y del triángulo de velocidades [10]

Al comparar la eficiencia de las turbinas Pelton con otros tipos, la Figura 2.6 muestra un desempeño superior ante variaciones del caudal. Para permitir esta comparación entre tecnologías de distintas escalas, el eje de abscisas representa el caudal adimensional ($x = Q/Q_{\text{diseño}}$), expresado como una proporción del caudal de diseño. Se observa que la turbina Pelton mantiene un rendimiento elevado incluso cuando el caudal disponible cae significativamente por debajo del nominal.

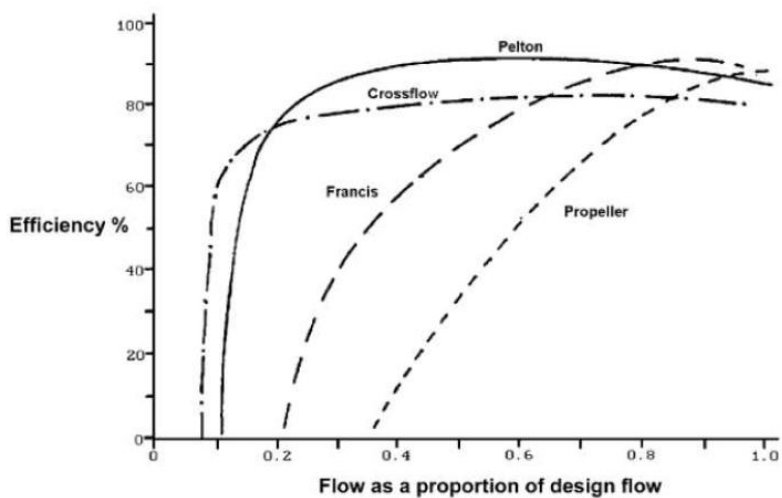


Figura 2.6: Eficiencia vs Variación de caudal de diseño.

2.3 Turbina Pelton

La turbina Pelton es un tipo de turbina hidráulica de acción diseñada para convertir la energía cinética de un chorro de agua a alta velocidad en energía mecánica. Es ideal para situaciones de alto salto hidráulico y bajo caudal, características comunes en sistemas de generación hidroeléctrica de montaña.

Su diseño consiste en un rotor con cucharas (o álabes) que están divididas en dos mitades para maximizar la captación de energía del chorro de agua. Este chorro impacta directamente en las cucharas, transmitiendo su energía al rotor sin que exista presión significativa en la cámara, lo que hace que funcione exclusivamente mediante la energía cinética del agua.

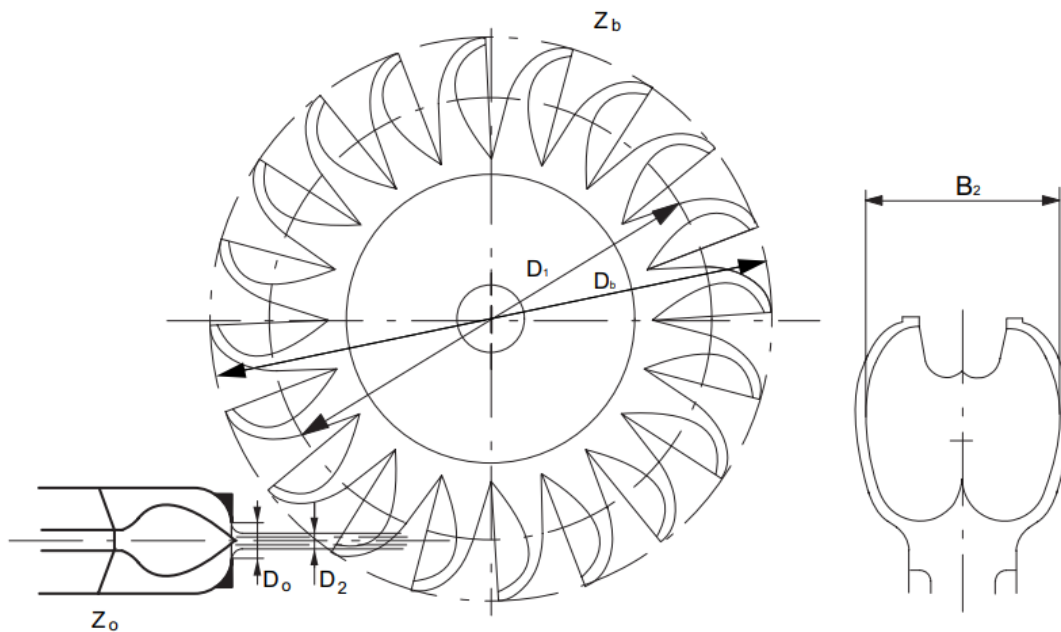


Figura 2.7: Vista esquematizada de una turbina Pelton [11].

La potencia entregada por las turbinas Pelton se regula modificando el caudal mediante la variación del diámetro del chorro; esto se logra con una aguja o lanza que abre o cierra la garganta de la tobera. No obstante, en sistemas que funcionan a velocidad variable cargando bancos de baterías, la regulación de caudal no es necesaria; en estos casos, el exceso de energía se gestiona mediante resistencias que la disipan en forma de calor.

En sistemas de micro generación que funcionan a velocidad variable, la regulación de caudal mediante aguja suele omitirse para reducir los costos de implementación, los cuales serían muy elevados si se buscara generar corriente alterna de forma directa. Este es el escenario más común en sistemas híbridos, donde la microturbina complementa a sistemas fotovoltaicos. Dado que estos sistemas ya cuentan con un banco de baterías e inversor, la energía de la turbina simplemente se rectifica a corriente continua para cargar las baterías. En estos casos cualquier exceso de energía se gestiona mediante resistencias de disipación.

El rango de las velocidades en el que se encuentran las turbinas Pelton con una tobera (micro centrales en general se utiliza una, máximo dos) es de $n_s = 4$ a 35 rpm y se define por la Ecuación (5):

$$n_s = 576 u_1 \left(\frac{d_0}{D} \right) \sqrt{c_0 \eta} \quad (5)$$

Donde,

- n_s es la velocidad específica medida en [-].
- u_1 es la velocidad tangencial del rodete medida en $\left[\frac{m}{s} \right]$.
- d_0 corresponde al diámetro del chorro medido en [m].
- D es el diámetro del círculo de paso medido en [m].
- c_0 coeficiente de velocidad medido en [-].
- η corresponde a la eficiencia hidráulica de la turbina medida en [-].

Fundamentado en el principio de conservación del momento angular, se establece que la máxima potencia entregada por la turbina se alcanza mediante un criterio de optimización. Al derivar la expresión de potencia respecto a la relación de velocidades (u/c) e igualar a cero, se obtiene que el rendimiento máximo ocurre cuando dicha relación sigue la proporción $u_1 = 0,95c_0$ [4]. El ingeniero checo Nechleba (1957) indica que, al sustentar los cálculos en este criterio de optimización y emplear un coeficiente de velocidad $c_0 = 0,97$ junto a un rendimiento hidráulico $\eta = 0,85$, la Ecuación (5) se simplifica para un cálculo aproximado de la siguiente forma:

$$n_s = 576 \cdot 0,45 \left(\frac{d_0}{D} \right) \sqrt{0,97 \cdot 0,85} \quad (6)$$

$$n_s \cong 235 \left(\frac{d_0}{D} \right) \quad (7)$$

De esto se deduce que las altas velocidades específicas (n_s) se logran mediante una relación elevada entre el diámetro del chorro (d_0) y el diámetro del rodete (D). Es importante considerar que el coeficiente de velocidad c_0 se encuentra físicamente limitado por la caída neta del agua, la cual determina la energía cinética máxima disponible en la boquilla. Sin embargo, el incremento de la velocidad específica (n_s) encuentra su límite en la resistencia estructural, ya que el rodete o las fijaciones de las paletas no siempre pueden dimensionarse para soportar los esfuerzos mecánicos asociados a estos rangos de operación [12].

2.3.1 Fundamentos de la conversión de energía

La conversión de energía en las turbinas tipo Pelton es un proceso continuo que se puede resumir en dos etapas clave:

1. Conversión de energía potencial a cinética: El agua almacenada en una presa o embalse a gran altura, donde su energía principal es la energía potencial. A medida que es conducida mediante tuberías de presión a la turbina Pelton es que esta energía potencial se transforma en presión estática. Al final de la tubería llega a las boquillas de la turbina, donde se transforma la presión en velocidad.
2. Conversión de energía cinética a mecánica: Este chorro impacta directamente en las cucharas del rotor, diseñadas para dividir y redirigir el flujo de agua de manera eficiente, minimizando las pérdidas de energía. Este impacto genera un torque que pone en movimiento el eje de la turbina, convirtiendo la energía cinética del agua en energía mecánica de rotación.

La fórmula de Torricelli para calcular la velocidad del chorro es:

$$C_0 = C_v \cdot \sqrt{2 g H_n} \quad (8)$$

Donde:

- C_0 es la velocidad del chorro en $\left[\frac{m}{s}\right]$.
- C_v es el coeficiente de velocidad de la tobera en [-].
- g es la aceleración de gravedad medida en $\left[\frac{m}{s^2}\right]$.

Para llevar a cabo el análisis de esta interacción, se asume que solo ocurre un movimiento de traslación. Por lo tanto, se considera que la fuerza de impulso es la única fuerza efectiva en acción, como se observa en la Figura 2.8.

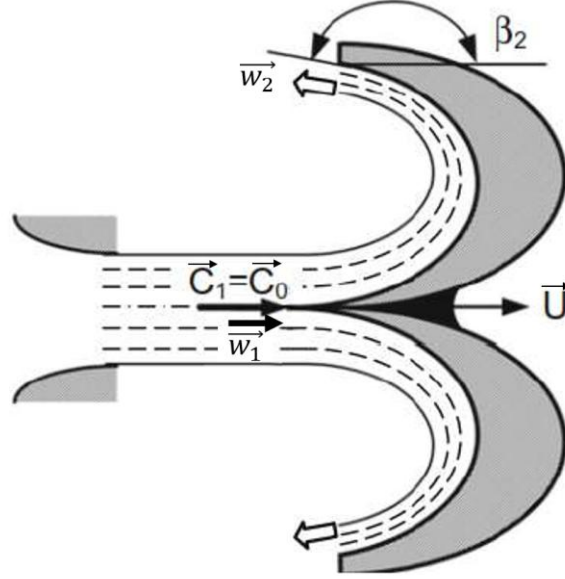


Figura 2.8: Representación de la fuerza de impulso en las cucharas del rodete. Modificado de [13].

Donde:

- $\vec{c}_0 \approx \vec{c}_1$ (suponiendo que el diámetro de la tobera es igual al diámetro del chorro) representan la velocidad del chorro en $\left[\frac{m}{s}\right]$.
- $\vec{c}_2$ es la velocidad de salida del flujo de la cuchara en $\left[\frac{m}{s}\right]$.
- $\vec{U}$ es la velocidad de traslación medida en $\left[\frac{m}{s}\right]$.
- β_2 representa el ángulo de salida de agua de la cuchara.

En la Figura 2.8, se observa que se obtiene la velocidad relativa a partir de la siguiente ecuación:

$$\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u} \quad (9)$$

Donde:

- $\vec{w}_1$ es la velocidad relativa del flujo a la entrada de la cuchara en $\left[\frac{m}{s}\right]$.

En una turbina Pelton, la ley de conservación del momento explica cómo el cambio en el momento lineal del agua, al impactar y redirigirse en las cucharas del rotor, genera la fuerza que impulsa su movimiento. Este principio asegura que el momento total se conserva, permitiendo transferir la energía cinética del agua al rotor con alta eficiencia, maximizando así la conversión de energía hidráulica en energía mecánica.

Aplicando conservación del momento angular a la entrada y salida de la cuchara se obtiene la siguiente expresión para tener el componente de la fuerza total en la dirección del movimiento de la cuchara:

$$F_{bucket} = \dot{m}_w (\vec{w}_1 - \vec{w}_2 \cos \beta_2) \quad (10)$$

Donde:

- $\dot{m}_w = \rho w A_{jet}$ es la masa total de flujo de agua en el movimiento de las cucharas en $\left[\frac{kg}{s}\right]$.

La masa total del chorro de agua transferida a las cucharas durante su paso se puede obtener mediante la siguiente fórmula:

$$\dot{m}_w = \frac{w_1}{c_0} \dot{m}_c \quad (11)$$

Donde:

- $\dot{m}_c = \rho c_0 A_{jet}$ es la masa total de agua emitida por la boquilla por unidad de tiempo $\left[\frac{kg}{s}\right]$.
- w_1 es la velocidad relativa total en $\left[\frac{m}{s}\right]$.

Con las definiciones anteriormente realizadas se tiene que la potencia recibida por las cucharas se puede expresar mediante la siguiente fórmula:

$$P = \dot{m}_c \frac{w^2}{c_0} (1 - \cos \beta_2) \cdot u \quad (12)$$

Conociendo la fórmula de la potencia, se tiene que la eficiencia hidráulica se define mediante la siguiente fórmula:

$$\eta_h = \frac{P}{P_{disp}} = \frac{\dot{m}_w (1 - \cos \beta_2) \cdot u}{\frac{1}{2} \dot{m}_w c_0^2} \quad (13)$$

Donde reemplazando $k = \frac{u}{c_0}$ que se define como radio de velocidad, se tiene:

$$\eta_h = 2k (1 - k) (1 - \cos \beta_2) \quad (14)$$

De lo anterior, se puede observar que la eficiencia hidráulica es máxima cuando se tiene $k = 0,5$ y $\beta_2 = 180^\circ$ [13].

A partir del análisis de la expresión general de la eficiencia hidráulica, se obtiene que el máximo rendimiento se alcanza cuando el parámetro cinemático toma el valor $k = 0.5$. Bajo esta condición, la eficiencia máxima queda únicamente en función del ángulo de salida β_2 , según la relación:

$$\eta_{h,m\acute{a}x} = 0,5 \cdot (1 - \cos \beta_2) \quad (15)$$

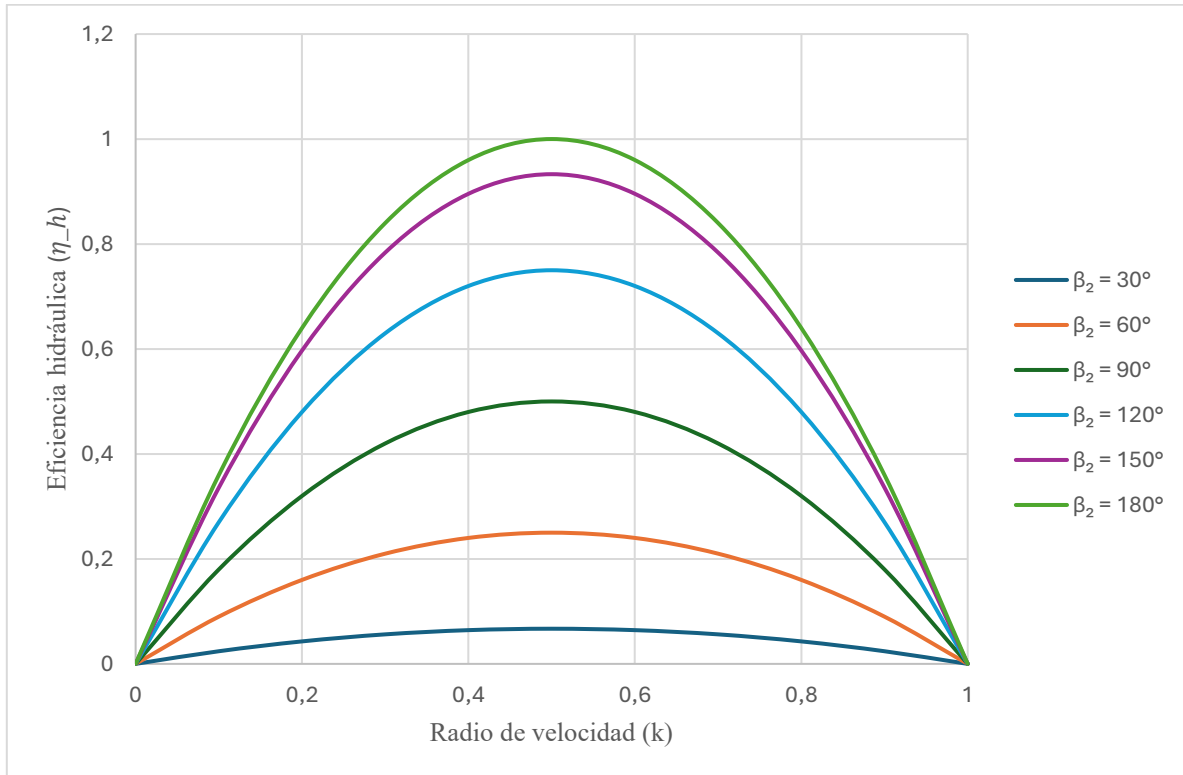


Gráfico 2.1: Variación de la eficiencia hidráulica con el parámetro k para distintos valores de β_2 . Fuente: elaboración propia.

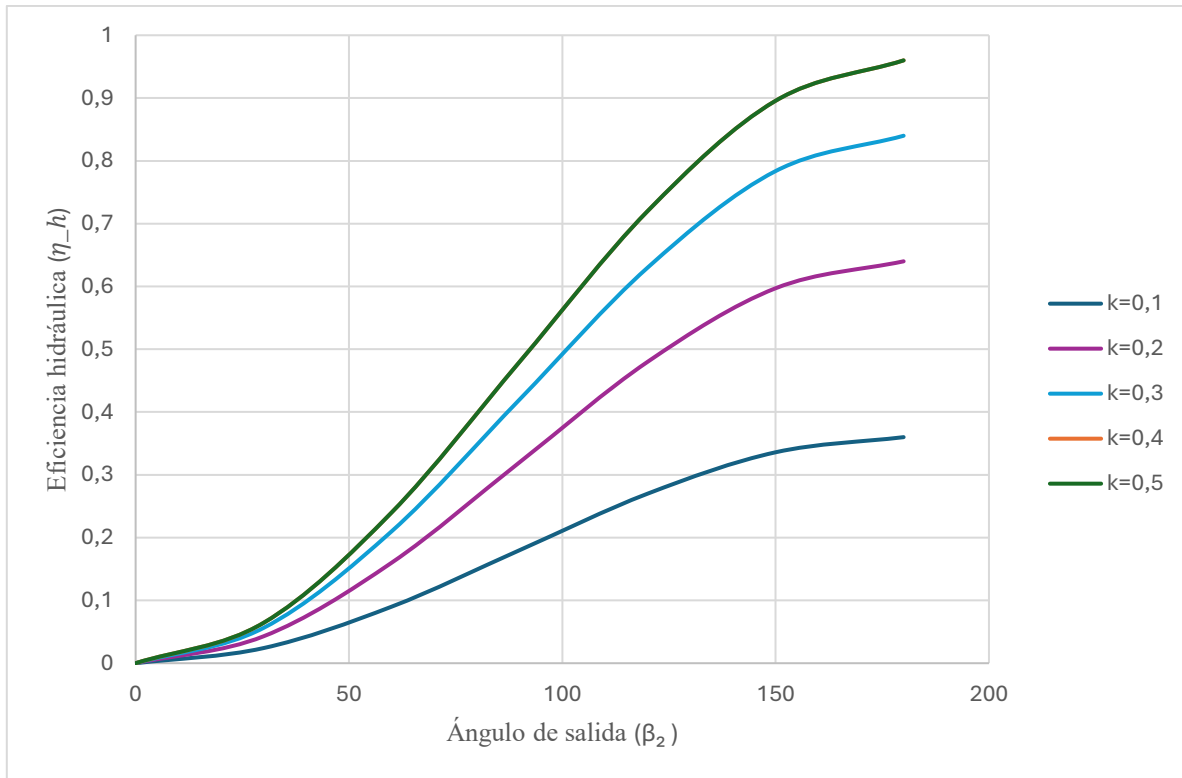


Gráfico 2.2: Variación de la eficiencia hidráulica con el ángulo β_2 para distintos valores de k . Fuente: elaboración propia.

El gráfico de eficiencia hidráulica (η_h) vs radio de velocidad (k) muestran que, para distintos valores de β_2 , todas las curvas presentan un máximo en $k = 0,5$ lo que valida el resultado analítico (Ver Gráfico 2.1). Asimismo, el gráfico de eficiencia hidráulica (η_h) vs ángulo de salida (β_2) indican que la eficiencia aumenta con el ángulo de salida, alcanzando su valor máximo para $\beta_2 \approx 180^\circ$, condición que representa una inversión casi total del chorro y una máxima transferencia de energía al rodete.

2.3.2 Triángulo de velocidades

En una turbina Pelton, el agua pasa por el rodete y lo abandona por el punto de salida. Para determinar los parámetros necesarios en el diseño de las cucharas y la boquilla, así como para calcular la potencia generada y la eficiencia de la turbina, se consideran las velocidades de entrada y salida de la rueda Pelton. En la Figura 2.9 se muestran los triángulos de velocidades correspondientes a estos puntos, los cuales representan las relaciones entre las velocidades involucradas en el flujo de agua al interactuar con las cucharas.

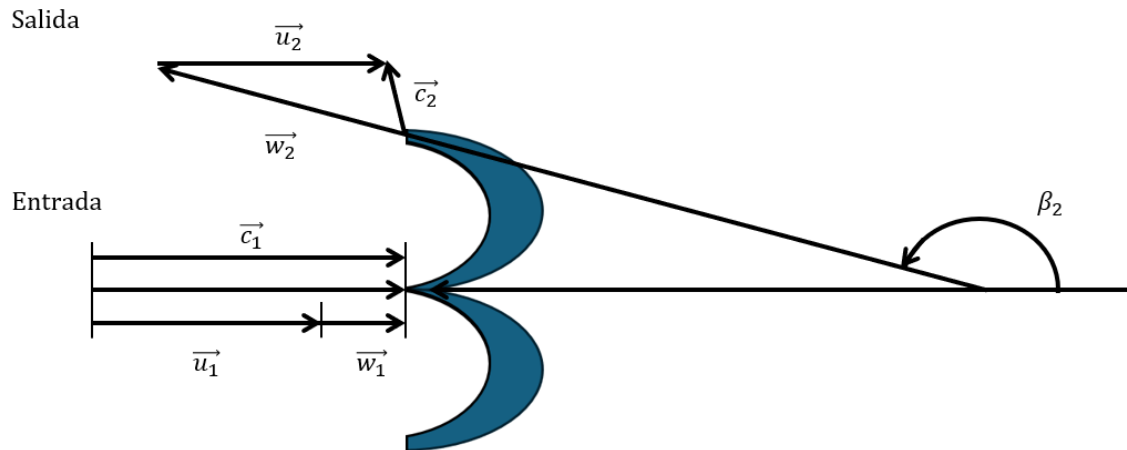


Figura 2.9: Triángulo de velocidades para entrada y salida del flujo de agua. Fuente: elaboración propia.

Donde,

- $\vec{u}_1$ es la velocidad tangencial (movimiento del rodete) en la entrada.
- $\vec{c}_1$ es la velocidad absoluta (movimiento del fluido con respecto a sistema referencial) en la entrada.
- $\vec{w}_1$ es la velocidad relativa (movimiento del fluido con respecto al rodete) en la entrada.
- $\vec{u}_2$ es la velocidad tangencial (movimiento del rodete) en la salida.
- $\vec{c}_2$ es la velocidad absoluta (movimiento del fluido con respecto a sistema referencial) en la salida.
- $\vec{w}_2$ es la velocidad relativa (movimiento del fluido con respecto al rodete) en la salida.

En una turbina Pelton, el análisis de los triángulos de velocidades es esencial para determinar la cantidad de energía que el chorro de agua transfiere al rodete. Estas representaciones gráficas permiten visualizar la relación entre la velocidad absoluta del agua, la velocidad relativa al rodete y la velocidad tangencial del mismo, tanto en la entrada como en la salida. A partir de ellas se puede evaluar la variación de la cantidad de movimiento, que es la base para calcular la fuerza ejercida sobre las cucharas, la potencia generada y la eficiencia hidráulica de la turbina.

Además, el ángulo de deflexión desempeña un papel clave, ya que su diseño busca maximizar la transferencia de energía hacia el rodete al reducir la velocidad absoluta residual del agua a su salida de las cucharas. Por ello, la correcta interpretación de estos triángulos es fundamental para optimizar la geometría de los álabes, la boquilla y la velocidad de giro, logrando así que el delta de energía cinética extraído sea el máximo posible y se minimicen las pérdidas por energía cinética remanente.

2.3.3 Parámetros para el diseño de rodete de turbina Pelton

Los parámetros para el diseño de rodete de turbina Pelton son de vital importancia, ya que cada uno de ellos influye directamente en la eficiencia y el rendimiento de la turbina. No se trata solamente de crear una forma, sino de optimizar una serie de parámetros interdependientes que rigen la interacción entre el chorro de agua y el rodete.

La correcta elección y optimización de estos parámetros es lo que permite que una turbina opere de manera eficiente bajo condiciones específicas de caudal y altura. La geometría de las cucharas, la relación entre el diámetro del chorro y el del rodete, y el número de álabes no son decisiones arbitrarias, sino que se basan en principios de la física y la dinámica de fluidos para asegurar la máxima transferencia de energía del agua al rodete.

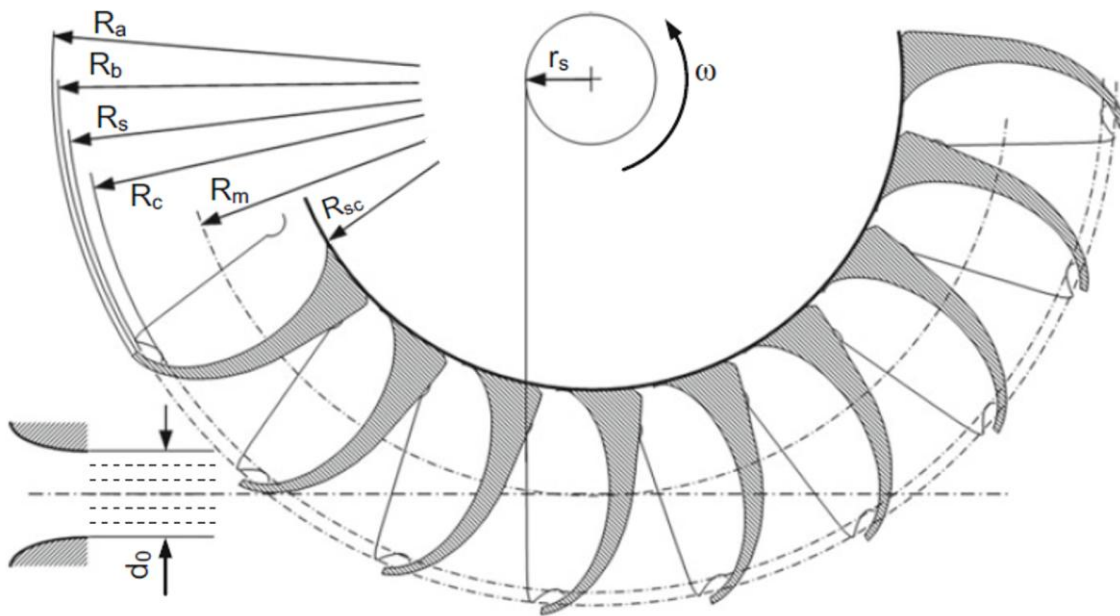


Figura 2.10: Geometría del rodete Pelton y parámetros dimensionales clave. Modificado de [13]

Observando la Figura 2.10, una rueda Pelton se configura principalmente mediante los siguientes parámetros:

- Diámetro del círculo del chorro (también llamado círculo de paso): $D_m = 2R_m$

Este es el punto donde ocurre el intercambio de energía principal, es decir, donde impacta el chorro de agua con la cuchara. Este dato es crucial para que exista una sincronización geométrica entre el chorro de agua y las cucharas.

- Diámetro interior de la cuchara de la rueda: $D_b = 2R_b$
- Diámetro de la rueda: $D_a = 2R_a$
- Diámetro del círculo de punta del divisor principal: $D_s = 2R_s$
- Diámetro del rodete sin cucharas: $D_{sc} = 2R_{sc}$

Representa el límite inferior de la cuchara, donde esta se une al cuerpo sólido del rodete, definiendo la resistencia estructural de la turbina. Este debe ser lo suficientemente robusto para soportar las fuerzas centrífugas y los impactos cíclicos de alta presión del chorro.

- Diámetro del círculo del borde del recorte de la cuchara: $D_c = 2R_c$
- Radio del círculo base del divisor principal: r_s

Este es el tamaño del árbol o eje que transmite el torque que debe transmitir. Si es demasiado pequeño, el eje podría torcerse o romperse; si es muy grande, añade peso y fricción innecesaria al sistema.

2.3.4 Cucharas del rodete: parámetros y geometría

El diseño de las cucharas de la turbina Pelton es la clave de su rendimiento, ya que es en esta superficie donde se produce la transferencia de energía más crucial. A diferencia de las formas simples, la geometría de estas cucharas es el resultado de un cuidadoso equilibrio de parámetros aerodinámicos e hidrodinámicos. Cada curva y cada ángulo están optimizados para recibir el chorro de agua, desviar su flujo de manera eficiente y maximizar el impulso que genera la rotación del rodete.

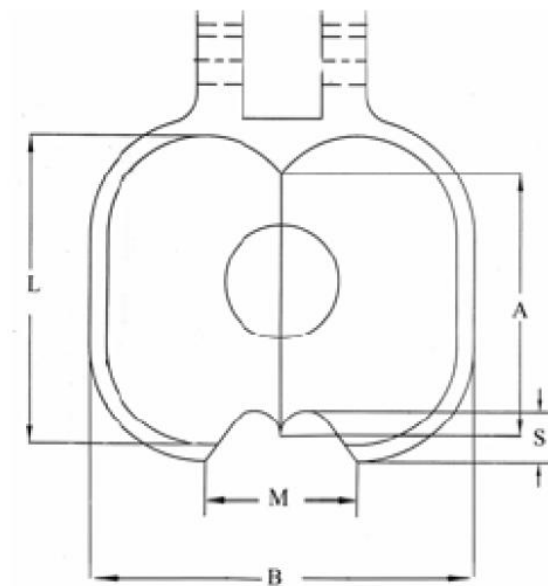


Figura 2.11 : Geometría de la cuchara del rodete Pelton con parámetros fundamentales [14].

Según un estudio realizado por Than Zaw Oo et al. (2019), las medidas más importantes a considerar de las cucharas son las que se muestran en la Figura 2.11 donde se muestran las siguientes dimensiones:

- L : La altura total de la cuchara.
- B : El ancho total.
- A : La altura de la parte cóncava superior.
- M : El ancho del deflector o muesca de corte en la parte inferior.
- S : La altura de la muesca de encaje en la base.

De las dimensiones recientemente mencionadas, según Than Zaw Oo et al. (2019) las medidas mínimas y máximas dependen del diámetro del chorro de agua (d_0) de cada una para que las cucharas puedan cumplir su función de transformar la energía cinética en energía mecánica. Estas se muestran a continuación:

Tabla 2.1: Ecuación de las dimensiones de la cuchara Pelton [14].

Dimensión	Valor mínimo	Valor máximo
L	$2,28 d_0$	$3,3 d_0$
B	$2,8 d_0$	$4 d_0$
S	$0,44 d_0$	$0,625 d_0$
M	$1,12 d_0$	$1,6 d_0$
A	$1,75 d_0$	$2,5 d_0$

Una cuchara de turbina Pelton debe tener el tamaño adecuado en relación con el chorro de agua para ser eficiente. Si es demasiado estrecho, el agua se dispersa creando turbulencia y desperdiciando energía. Si es demasiado ancho, el aumento de la fricción reduce la eficiencia. Por lo tanto, el tamaño ideal es un equilibrio que maximiza la transferencia de energía al evitar tanto la turbulencia como el exceso de fricción [14].

En general, la boca de la cuchara se determina experimentalmente. Esta puede tener diferentes formas como las que se muestran a continuación:

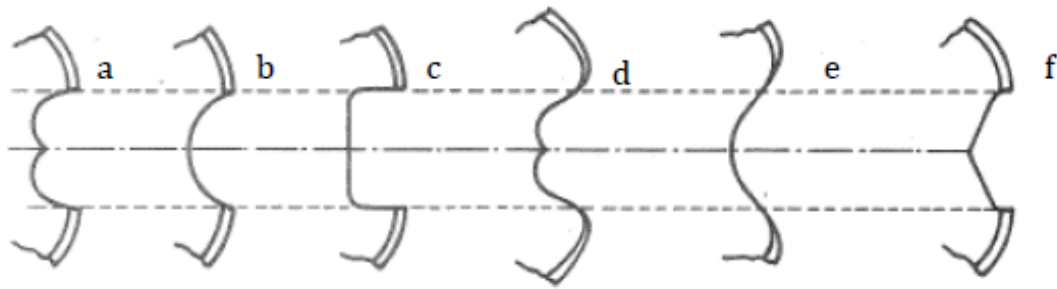


Figura 2.12: Formas de las escotaduras de la cuchara Pelton; a) y b) N.B.P.P., Francia; c) Voith, Alemania; d) Escher Wyaa, Suiza; e) Riva, Italia; f) Bell et Cie, Suiza [4].

Al igual que la forma de la cuchara, es fundamental tener claro que el tamaño y la cantidad de cucharas van a variar dependiendo de caudal y altura en la que se trabaje. En la Figura 2.13 se puede observar la diferencia morfológica entre dos tipos de rodets según su velocidad específica. El rodete Pelton rápido, caracterizado por un $n_s = 35$ (ver Figura 2.13a), está diseñado para operar con caudales relativamente grandes y alturas de salto más moderadas. Por el contrario, el rodete Pelton lento con un $n_s = 2,7$ (ver Figura 2.13b), es la opción óptima para instalaciones con caudales muy reducidos pero que cuentan con alturas de salto elevadas [15].

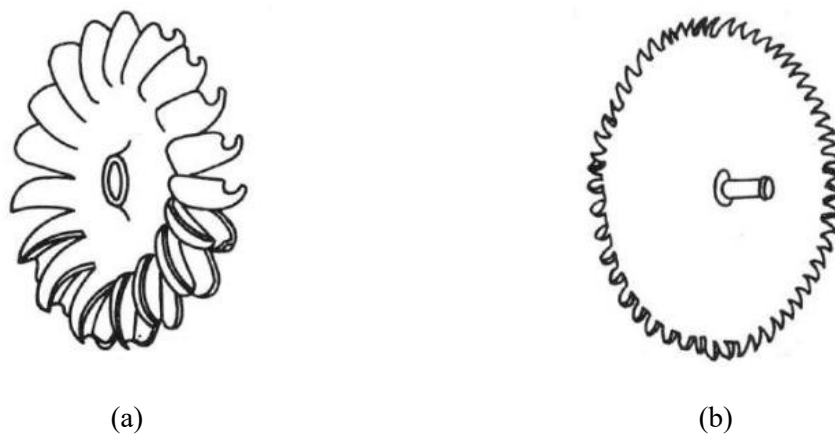


Figura 2.13: Rodete de turbina Pelton (a) rápido; (b) lento [15].

2.4 Materiales para sistemas de micro generación

La elección adecuada de los materiales constituye uno de los factores determinantes en el diseño y desempeño de los sistemas de micro generación hidroeléctrica por turbina. Dado que estos equipos operan de manera continua en ambiente hidráulicos agresivos y, en muchos casos con recursos limitados para mantenimiento, la selección del material influye directamente en la eficiencia, confiabilidad y vida útil del sistema. En este sentido, el análisis de materiales no sólo debe considerar sus propiedades mecánicas y resistencia a la corrosión, sino también su compatibilidad con los procesos de fabricación disponibles a nivel local y su impacto en los costos del proyecto.

La investigación de Flores et al. (2022) determina que los aceros inoxidable martensíticos son la opción más adecuada debido a su resistencia combinada a la erosión- corrosión y a la cavitación. Específicamente, se trabaja con el acero AISI 420, sometiéndolo a una caracterización completa que incluyó análisis metalográficos y ensayos de tracción y dureza Brinell. Los autores validan que, mediante tratamientos térmicos de temple y revenido este material alcanza una microestructura puramente martensítica, asegurando la tenacidad y dureza necesarias para operar en condiciones de flujo continuo. De hecho, estos tratamientos permiten alcanzar niveles de dureza que se traducen en una mayor resistencia al desgaste de los componentes superando a otras aleaciones utilizadas históricamente, como las de base cobre que presentan menores propiedades mecánicas, o el acero COR 13-4 que, aunque posee alta tenacidad suele tener costos asociados diferentes.

Respecto a la fabricación y resistencia, el estudio opta por el proceso de fundición en arena, vinculando la elección del material con la viabilidad técnica de producción. En esta etapa, se utilizan simulaciones computacionales con el software Flow 3D Cast para predecir y mitigar defectos críticos como los rechupes durante la solidificación.

Finalmente, la selección del material debe enfocarse en maximizar la vida útil frente a fenómenos como el impacto de partículas sólidas. Los análisis de resistencia mecánica demuestran que los componentes fabricados en acero inoxidable bajo esta metodología presentan factores de seguridad elevados, alcanzando hasta 17 en el distribuidor y valores superiores a 9 en secciones críticas del rotor. Esto garantiza la integridad estructural de los álabes frente a impactos accidentales de sólidos arrastrados por la corriente, consolidando al acero martensítico tratado térmicamente como un pilar fundamental en el estado del arte de la micro generación eléctrica local [16].

El estudio realizado por Orellana (2023), analiza la variabilidad de las propiedades mecánicas en piezas fabricadas mediante fabricación por filamento fundido (FFF), abordando la complejidad asociada a la gran cantidad de parámetros del proceso de impresión 3D. Para aislar el comportamiento propio del material, se propone el estudio de estructuras unidimensionales, concretamente filamentos 1D de PLA puro y compuestos PLA-Mg¹.

La caracterización de estos filamentos se realiza mediante técnicas complementarias como DSC, ensayos de tracción, FTIR, SEM y densitometría². En el ámbito de la modelización, se demuestra que el modelo logístico describe con mayor precisión la evolución de las propiedades mecánicas con el tiempo, mientras que el modelo de Voigt permite estimar la resistencia de la interfase PLA-Mg. Asimismo, se introduce por primera vez un método para cuantificar la tenacidad de fractura en filamentos de 300–400 μm mediante entallas.

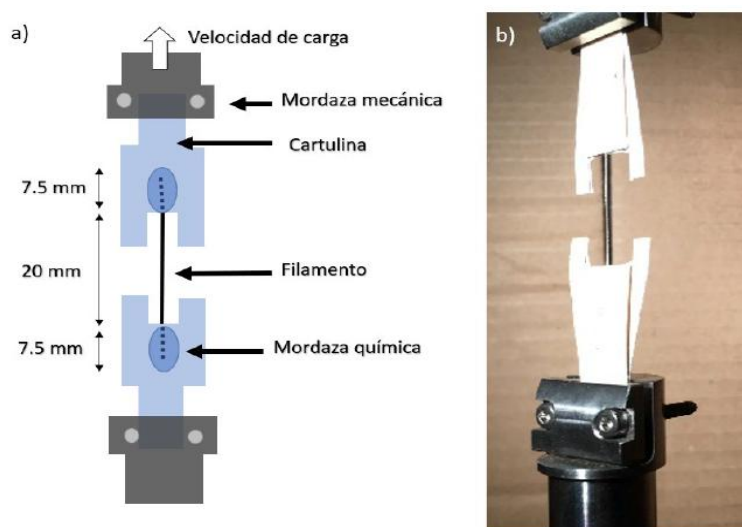


Figura 2.14: Ensayo de tracción. a) Esquema del ensayo de tracción de los filamentos, b) fotografía del dispositivo montado [17].

Los resultados evidencian que el envejecimiento del PLA es un fenómeno crítico: el material recién impreso es altamente inestable y puede tardar hasta tres meses en estabilizarse, con incrementos de hasta un 100 % en la resistencia a tracción. Se identifica además la aparición de una doble temperatura de transición vítrea y una pérdida progresiva de ductilidad. En consecuencia, se concluye que es imprescindible envejecer el PLA antes de su caracterización para obtener propiedades representativas de su comportamiento real en servicio.

¹ PLA: Ácido Poliláctico; Mg: Magnesio.

² DSC: Calorimetría diferencial de barrido; FTIR: Espectroscopia infrarroja por transformada de fourier; SEM: Microscopía electrónica de barrido.

3 Estado del arte

En el presente capítulo, se busca contextualizar el desarrollo del proyecto mediante una revisión de los avances más recientes en el diseño y automatización de rodets Pelton. Además, se identificarán las herramientas computacionales comúnmente empleadas en esta área, destacando aquellas que faciliten una integración fluida entre el cálculo técnico, la parametrización geométrica, la generación de modelos tridimensionales y su construcción.

El diseño automatizado propuesto en este trabajo estará soportado por la integración de Microsoft Excel para la parametrización de variables y cálculos técnicos, junto con Autodesk Inventor para la creación de modelos tridimensionales. Este enfoque permitirá desarrollar soluciones altamente personalizables y listas para fabricación mediante tecnologías de impresión 3D, contribuyendo al desarrollo de sistemas más accesibles y eficientes para micro generación.

3.1 Micro generación

Es fundamental ubicarse dentro del contexto del proyecto, el cual se enmarca en la micro generación, la cual se refiere a la producción de electricidad y calor a pequeña escala. Estos sistemas ofrecen alternativas sostenibles que contribuyen a combatir el cambio climático y proporcionan independencia energética a los usuarios. Además, descentralizan la producción de energía, lo que disminuye traslados y pérdidas, sirviendo incluso para estabilizar el voltaje de la red en sus extremos. Entre las principales aplicaciones tecnológicas de la micro generación destacan los paneles fotovoltaicos, que convierten directamente la luz solar en electricidad, mientras que las turbinas eólicas aprovechan la energía cinética del viento. Por su parte, las pequeñas hidroeléctricas generan electricidad mediante el intercambio de momento de un flujo de agua, y la digestión anaeróbica produce biogás a partir de materia orgánica para generación de calor o electricidad [18].

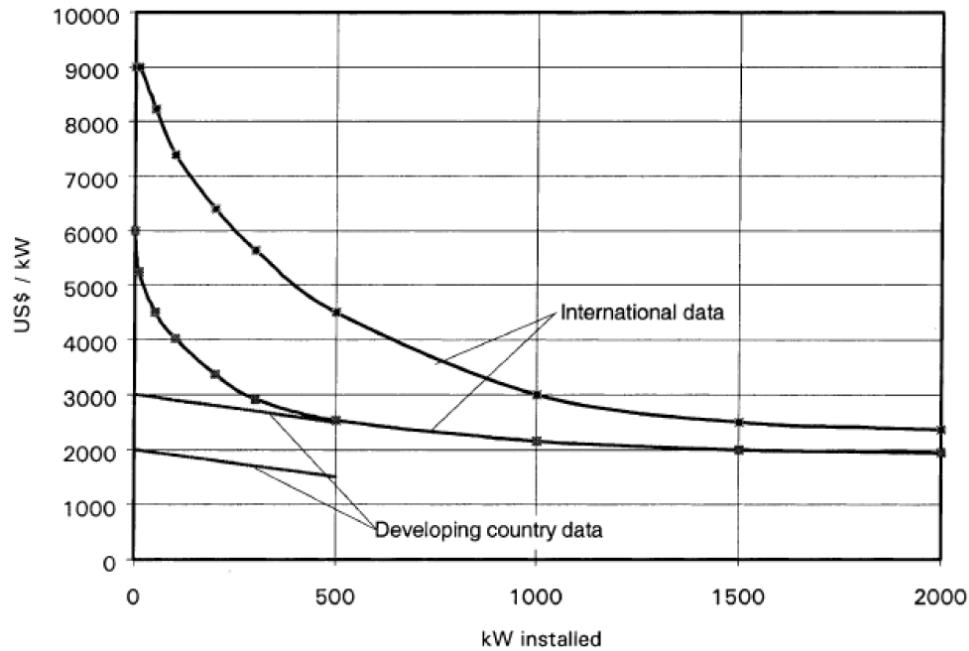


Figura 3.1: Relación de costos para pequeños proyectos hidroeléctricos [11].

En lo que respecta a los costos, las turbinas utilizadas en micro generación resultan más atractivas en escenarios cordilleranos, ya que operan eficientemente con caudales reducidos, lo que genera una relación costo-potencia favorable. Sin embargo, existe un desafío importante: alrededor del mundo hay muchas pequeñas caídas de agua que no se aprovechan debido a que, en términos económicos, no pueden competir con la generación mediante combustible diésel. La Figura 3.1 muestra un gráfico donde se observa la relación entre el costo en dólares y la capacidad de generación en kW.

Finalmente, la micro generación se presenta como una solución viable y sostenible, especialmente útil en comunidades rurales o zonas con acceso limitado a la red eléctrica. Aunque requiere una inversión inicial y mantenimiento periódico, sus beneficios a largo plazo incluyen independencia energética, reducción de emisiones de carbono y contribución a la sostenibilidad ambiental.

3.2 Diseño automatizado de componentes mecánicos

Diseño automatizado de componentes mecánicos es el proceso mediante el cual se emplean herramientas computacionales avanzadas, tales como software de Diseño Asistido por Computadora (CAD), Ingeniería Asistida por Computadora (CAE) y técnicas de optimización, para desarrollar piezas y sistemas mecánicos de manera eficiente y precisa. Este enfoque permite generar modelos digitales detallados, realizar análisis estructurales, térmicos y dinámicos, así como validar el desempeño del componente antes de su fabricación.

Además, el diseño automatizado facilita la integración de parámetros de ingeniería, criterios de manufactura y requerimientos funcionales desde las etapas iniciales, reduciendo tiempos de desarrollo, costos de prototipado y riesgos asociados a fallas. Su aplicación es fundamental en la ingeniería moderna, ya que combina modelado geométrico, simulación numérica y métodos de optimización para obtener soluciones robustas y de alto rendimiento.

Existen dos tipos de diseño, siendo el diseño paramétrico y el diseño generativo, los cuales representan dos enfoques complementarios que han transformado la manera de concebir y desarrollar proyectos de ingeniería, arquitectura y diseño industrial. El diseño paramétrico se basa en la definición de variables o parámetros que controlan la geometría del modelo, permitiendo que el software ajuste automáticamente la forma según los valores introducidos. Este método otorga al diseñador un alto grado de control sobre la estructura, ya que cualquier cambio en los parámetros se refleja de inmediato en el modelo, facilitando la exploración de múltiples variantes de manera rápida y precisa. Mientras que el diseño generativo es un proceso más avanzado que utiliza algoritmos y técnicas de optimización para crear formas complejas que muchas veces no podrían ser concebidas únicamente por la intuición del diseñador. Este enfoque no solo responde a las restricciones geométricas, sino también a criterios de desempeño, eficiencia estructural, sostenibilidad y funcionalidad, proponiendo soluciones que se ajustan a los requerimientos definidos. Así, mientras el diseño paramétrico ofrece un marco de control y modificación eficiente, el diseño generativo plantea un salto hacia la automatización creativa, generando múltiples opciones que pueden evaluarse y seleccionarse en función de su viabilidad técnica y desempeño [19].

3.2.1 Metodologías y herramientas para el diseño automatizado

El proceso de diseño de un rodete de turbina Pelton se fundamenta en una secuencia lógica de cálculos hidráulicos y geométricos. Para esta memoria, la arquitectura del flujo de datos se basa en la “Metodología de diseño para turbinas tipo Pelton, mediante un estudio paramétrico” propuesta por

Sarmiento, la cual establece un procedimiento sistemático para la determinación de los parámetros fundamentales del rodete a partir de las condiciones del sitio.

A partir de esta base metodológica, se ha desarrollado una metodología híbrida que evoluciona el flujo de cálculo tradicional hacia un entorno de diseño paramétrico y diseño generativo. Mientras que la metodología de Sarmiento proporciona las ecuaciones y relaciones empíricas para definir las dimensiones críticas (como el diámetro del chorro, número de cucharas y dimensiones de los álabes), la integración de herramientas CAD avanzadas permite automatizar la creación de geometrías de forma controlada.

Este enfoque permite no solo agilizar el proceso de cálculo, sino también explorar soluciones optimizadas que superan las limitaciones de los métodos manuales. La implementación de esta metodología busca reducir significativamente el tiempo de diseño y mejorar el rendimiento hidrodinámico y estructural del rodete, garantizando una solución robusta y eficiente. En esta sección, se detallan las herramientas de software y el flujo de trabajo que permiten transformar la metodología analítica de Sarmiento en un modelo digital dinámico y optimizado.



Figura 3.2: Flujo secuencial de parámetros clave para el diseño del rodete de turbina Pelton [13].

3.3 Simulación y optimización de rodetes Pelton

El diseño de rodetes para turbinas Pelton ha evolucionado de un proceso empírico a un enfoque que integra la simulación numérica. Esta sección aborda cómo las herramientas computacionales y los métodos de análisis de fluidos han transformado la forma en que los ingenieros optimizan estos sistemas. La simulación permite analizar el comportamiento del chorro de agua en su interacción con las cucharas, lo que facilita la toma de decisiones para maximizar la eficiencia y potencia de la turbina.

3.3.1 Modelado y simulación hidrodinámica (CFD)

El uso de la dinámica de fluido computacional (CFD) se ha convertido en una herramienta clave para el estudio y diseño de turbinas Pelton, debido a la complejidad de los fenómenos de flujo involucrados. Estas turbinas operan bajo condiciones de flujo multifásico, con interacciones dinámicas entre el chorro de agua y las cucharas en movimiento, así como turbulencias locales difíciles de medir experimentalmente.

Los estudios revisados de Sandmaier et al. (s.f.), muestran aplicaciones de simulaciones CFD tridimensionales y transitorias, orientadas principalmente a:

- Analizar la interacción chorro-cuchara durante todo el ciclo de impacto.
- Evaluar la formación del chorro y la distribución de presiones antes de llegar al rodete.
- Determinar pérdidas locales en el distribuidor y optimizar la forma de las cucharas para maximizar la eficiencia hidráulica.

El estudio se basa en un modelo geométrico a escala real de una turbina vertical de seis boquillas. La geometría del distribuidor final incorporó cambios en el diseño general y en las bifurcaciones en comparación con el diseño base. Para la simulación del rodete, el dominio se dividió en tres componentes principales: el rodete, la carcasa y las boquillas. Con el fin de reducir la complejidad, no se consideraron el distribuidor completo ni la carcasa real en la simulación del rodete, y se aprovechó el diseño simétrico de la turbina para simular sólo la mitad.

El punto de operación nominal se definió con una altura neta (H_n) de 383 metros, un caudal (Q) de $5,5 \text{ [m}^3/\text{s]}$ y una apertura de boquilla del 75%, a una velocidad de rotación de 600 rpm. Los parámetros geométricos del rodete sujetos a cambios incluyeron la longitud, el ancho y la profundidad del cangilón, así como detalles específicos en el divisor (splitter) y el borde de corte (cutout).

Las metodologías más empleadas incluyen modelos RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) con esquemas de turbulencia de dos ecuaciones de turbulencia ($k - \epsilon$ o $k - \omega$) y modelos bifásicos homogéneos para representar la interacción agua-aire, reduciendo así los tiempos de cálculo sin perder precisión significativa. Para disminuir el costo computacional, se emplean técnicas de mado avanzado y condiciones de simetría en la simulación del rodete.

En la Figura 3.3 se muestra que una zona de baja presión en la superficie exterior provoca el aumento del par en esta fase (véase la Figura 3.3, lado izquierdo). Sin embargo, debido a ángulos de borde de

salida inadecuados, la misma curva muestra una pérdida tras el paso de tiempo. Una zona de mayor presión en la superficie exterior indica el origen de pérdida (véase la Figura 3.3, lado derecho) [20].

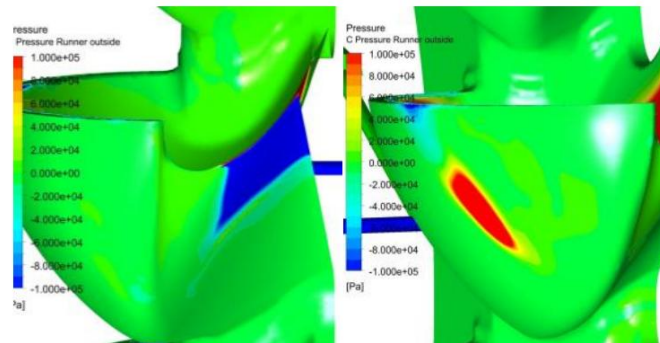


Figura 3.3: Imagen de resultados de una simulación CFD de una turbina Pelton, donde se muestra la distribución de presión en la superficie exterior del rodete. Fuente: [20].

Los resultados obtenidos en la literatura permiten mejorar el diseño geométrico de las cucharas y la calidad del chorro, además de reducir la necesidad de prototipos físicos y ensayos experimentales, lo que representa un ahorro de tiempo y recursos en etapas de desarrollo. También se menciona que pequeñas variaciones en la profundidad de la cuchara o del ángulo *cutout* impactan la eficiencia en un 1% o 2%.

El uso de CFD presenta desafíos importantes. Si bien el método CFD es una herramienta valiosa para analizar flujos complejos que son difíciles de medir experimentalmente, como las interacciones entre el chorro y las cucharas giratorias, su principal desafío es la validación. La falta de mediciones directas y accesibles del flujo dentro de las cucharas hace que sea muy difícil confirmar la fiabilidad de los resultados de las simulaciones numéricas. Además, las simulaciones se basan en el uso de modelos de turbulencia y en la representación de la superficie libre como un flujo bifásico, factores que pueden comprometer la precisión de los resultados computacionales.

Además de los desafíos de validación, las simulaciones CFD no siempre logran explicar la base física de los fenómenos de flujo. Por ejemplo, no pueden aclarar de manera satisfactoria cómo las fuerzas centrífugas y de Coriolis influyen en el flujo. Debido a esta limitación, cada vez que cambian los parámetros de operación o diseño, es necesario realizar una nueva simulación CFD, lo que resulta ser un proceso costoso y complejo [4].

3.3.2 Algoritmos y optimización de diseños

El diseño automatizado de rodets para turbinas Pelton combina métodos numéricos avanzados, validación experimental y algoritmos de optimización para maximizar la eficiencia hidráulica. El objetivo central consiste en determinar la configuración óptima de parámetros como la geometría de las cucharas, el diámetro del chorro, el número de cucharas y los ángulos de ataque, de modo que se reduzcan las pérdidas energéticas y se logre un desempeño superior.

En la actualidad, las simulaciones numéricas constituyen la herramienta principal para el desarrollo de turbinas de acción, permitiendo reducir significativamente tanto los costos como los tiempos de investigación y prototipado. Entre los métodos para modelar superficies libres más empleados se encuentran los Eulerianos, que ofrecen gran precisión para estudiar el flujo interno pero requieren alto costo computacional; los Lagrangianos, que disminuyen el tiempo de cálculo y son adecuados para etapas preliminares o turbinas de menor escala, aunque con menor capacidad para predecir fenómenos complejos; y los métodos híbridos Euler–Lagrange, que combinan las ventajas de ambos enfoques, destacando el uso del método SPH (Hidrodinámica de Partículas Suavizadas) para modelar interacciones entre flujo libre y superficies móviles.

Para un algoritmo de diseño automatizado en micro generación, la geometría debe definirse mediante un conjunto de reglas fijas que aseguren la viabilidad física del rodete. En el estudio de Alomar et al. (2022) se utiliza un rodete de 12 cangilones de doble copa hemisférica fabricados en aluminio, en la que las dimensiones específicas de la cuchara son el ancho axial (34,68 mm), la longitud radial (30,6 mm), la profundidad (12,24 mm) y un ángulo de deflexión de salida de 170° .

La optimización del diseño requiere identificar las variables de entrada que más afectan el rendimiento para que el algoritmo pueda iterar eficientemente. En este contexto, los parámetros críticos a automatizar son el diámetro del chorro de la boquilla (d_0), el caudal volumétrico (Q) y la altura neta (H_n). Para la optimización es fundamental parametrizar la “relación de velocidad” (U_R), que vincula la velocidad tangencial del rodete con la velocidad del chorro; el algoritmo debería buscar situar esta relación en el rango óptimo de 0,3 a 0,5 para maximizar la eficiencia en cualquier condición de operación.

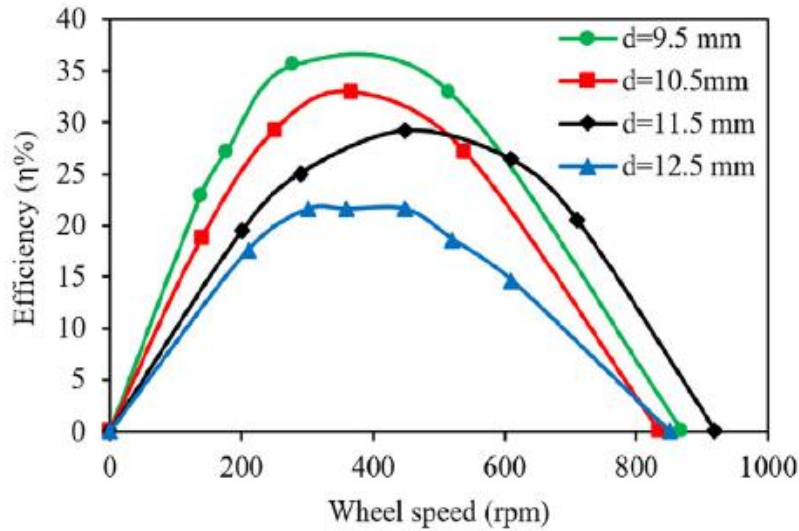


Figura 3.4: Curva de eficiencia de la turbina Pelton en función de la velocidad del rodete [21].

Los resultados experimentales proporcionan los límites de desempeño que el algoritmo de optimización debe intentar alcanzar o superar. Se determinó que existe una relación inversa entre el diámetro de la boquilla y la eficiencia, tal como se muestra en la Figura 3.4; mientras que un diámetro de 9,5 mm alcanzó una eficiencia máxima del 35,5%, un diámetro de 12,5 mm la redujo al 21,6% debido a la caída de presión asociada. Para un diseño automatizado, esto implica que el algoritmo no debe buscar simplemente el mayor caudal, sino el equilibrio óptimo entre un diámetro de chorro pequeño y un caudal alto para maximizar el torque. Además, el sistema de optimización debe considerar que el torque (T) disminuye linealmente con la velocidad de rotación, alcanzando su punto máximo cuando el rodete está casi estático, lo que define el comportamiento de la carga que el diseño automatizado debe ser capaz de soportar.

Del mismo modo, la determinación del número de cucharas es uno de los factores más críticos, ya que un valor inadecuado puede comprometer severamente la eficiencia de la turbina. Un estudio de Xiao et al. (2024) realizado en China, se realiza una investigación numérica exhaustiva sobre cómo el número de cucharas (Z) afecta el rendimiento de una turbina Pelton. En la práctica de ingeniería, se prefiere que Z sea un número impar para evitar resonancias mecánicas entre el rodete y los inyectores dispuestos regularmente.

La determinación de parámetros de diseño sigue basándose en fórmulas empíricas que permiten estimar valores iniciales antes de las simulaciones de refinamiento. Entre estas relaciones destacan la propuesta modificada por Zhang, que vincula el número de cucharas Z con el coeficiente de velocidad periférica k_{in} y la velocidad específica n_s :

$$Z = 15 + 1.3 n_s k_{in}$$

Asimismo, Atthanayake y Cheng sugieren una expresión basada en parámetros geométricos:

$$Z = 15 + \frac{D}{2 \cdot d_0} \quad (16)$$

El rendimiento hidráulico óptimo se alcanza cuando el número de cangilones permite una transferencia de energía completa sin interferencias excesivas. Los resultados muestran que la eficiencia aumenta con Z hasta alcanzar un máximo (determinado como 21 en el modelo estudiado) y luego disminuye, tal como se muestra en la Figura 3.5. Un número insuficiente de cucharas provoca que el chorro de agua golpee los bordes de la cuchara siguiente (fenómeno de “flujo de fuga”), generando un efecto que disminuye la fuerza de impacto y de manera significativa la eficiencia, con caídas de hasta 2,8%. Por el contrario, un número de cucharas excesivamente alto aumenta la interferencia entre las cucharas, lo que también reduce el rendimiento general.

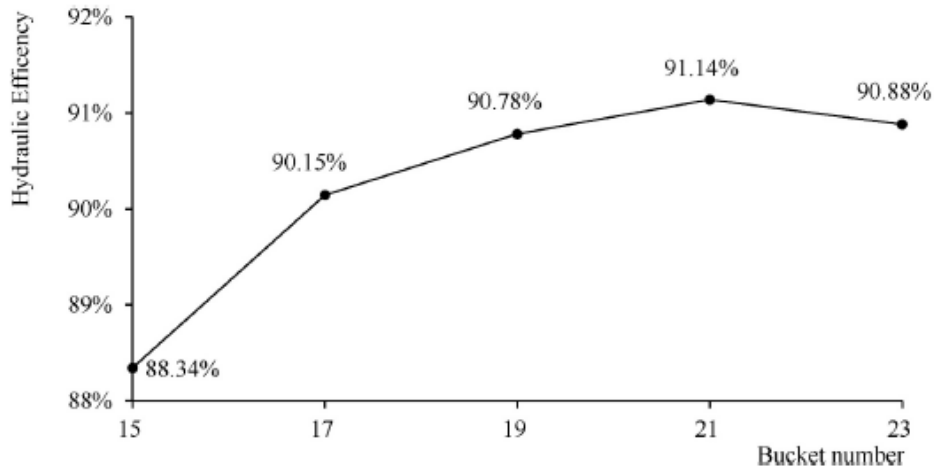


Figura 3.5: Influencia del número de cucharas en la eficiencia hidráulica.

La optimización actual no se limita a estos enfoques empíricos, sino que incorpora algoritmos evolutivos, optimización topológica y técnicas multifactoriales que consideran simultáneamente la eficiencia hidráulica, la resistencia estructural, la facilidad de fabricación y los costos. Esto convierte al diseño de rodets Pelton en un proceso híbrido que integra conocimiento empírico, simulación computacional y herramientas algorítmicas avanzadas para alcanzar configuraciones de máximo rendimiento [22].

3.4 Fabricación aditiva (impresión 3D) para turbinas

La fabricación aditiva (FA) o impresión 3D ha revolucionado la producción de componentes. En el sector de las turbinas, esta tecnología se ha consolidado como una herramienta transformadora para el diseño y la manufactura, especialmente en los ámbitos de la energía y la aeroespacial. La FA construye objetos capa por capa a partir de modelos digitales, a diferencia de los métodos sustractivos como el mecanizado CNC. Esta particularidad permite crear geometrías complejas, optimizadas para un rendimiento superior, que serían difíciles o imposibles de producir con técnicas convencionales.

Esta metodología ofrece varias ventajas clave para el diseño y la fabricación de componentes de turbinas que operan bajo condiciones extremas. En primer lugar, posibilita una optimización sin precedentes del peso y el rendimiento. A través de la creación de estructuras internas y celosías, la FA puede reducir significativamente el peso de un componente sin comprometer su resistencia, un factor crucial en turbinas aeroespaciales donde una menor masa se traduce en mayor eficiencia de combustible. Además, la capacidad de generar geometrías complejas y personalizadas es un cambio radical. Se pueden diseñar y fabricar álabes, rodets y otros componentes con geometrías de flujo internas optimizadas para maximizar la eficiencia o para incorporar sistemas de refrigeración complejos que mejoran el rendimiento y la vida útil de la pieza.

Otra ventaja notable es la reducción del tiempo de producción. La impresión directa de componentes funcionales a partir de un diseño digital reduce drásticamente los plazos de prototipado y de producción en lotes pequeños, lo que acelera el ciclo de investigación y desarrollo. Por último, la FA facilita el uso de materiales avanzados, como aleaciones de titanio, níquel y cobalto, ideales para resistir las altas temperaturas y las tensiones mecánicas a las que se ven sometidas las turbinas.

En la industria, la FA se ha aplicado principalmente en la producción de álabes de turbinas de gas y componentes de turbinas de vapor de alto rendimiento. Por ejemplo, empresas como General Electric han utilizado la impresión 3D para fabricar álabes, lo que les ha permitido reducir el peso y mejorar la eficiencia de la combustión. Si bien la impresión 3D no reemplazará por completo los métodos de fabricación tradicionales a gran escala, su papel se expandirá para la producción de componentes altamente optimizados y personalizados, así como para la reparación de piezas existentes. La integración de esta tecnología en el diseño automatizado de turbinas promete un futuro donde la optimización del rendimiento y la innovación no estén limitadas por las restricciones de la fabricación convencional [23].

3.5. Hidrogeneradores en baja potencia

La implementación de soluciones de generación en pequeña escala ha impulsado el desarrollo de hidrogeneradores de baja potencia optimizados para operar bajo condiciones de flujo y salto sumamente variables. En la actualidad, estas máquinas se caracterizan por una transición hacia diseños más compactos y eficientes, donde la flexibilidad electromagnética permite prescindir de sistemas de transmisión mecánica. Esta tendencia, liderada por fabricantes globales como WEG, se centra en la configuración de máquinas síncronas capaces de alcanzar velocidades de rotación reducidas mediante tecnología multipolo, garantizando una alta confiabilidad operativa y una integración simplificada con diversos tipos de turbinas, en esquemas de acoplamiento directo.

Los fabricantes líderes como WEG han desarrollado líneas específicamente para acoplarse a turbinas Pelton, como series GH30, GH11 y SH11. Estos hidrogeneradores están diseñados para cubrir un amplio rango de rotaciones, que van desde las 1200 hasta los 120 rpm, permitiendo configuraciones de hasta 36 polos en frecuencias de 50 Hz. Esta capacidad de operar a bajas velocidades es fundamental para proyectos de micro hidráulica, ya que permite que el generador se adapte a la velocidad específica de la turbina, integrando incluso el volante de inercia en el propio eje para mejorar la estabilidad y reducir el espacio físico de la instalación.

1. Línea GH30: Diseñada para acoplarse a turbinas Pelton, Francis y Kaplan, específicamente para centrales de baja potencia. El rango de potencia va desde 950 hasta 3000 kVA y tiene una configuración horizontal que facilita el acople directo con una Pelton de uno o dos inyectores.



Figura 3.6: Hidrogenerador síncrono WEG de la línea GH30

2. Línea GH11: Si la potencia fuera un poco menor a la GH30 o se buscara algo más estándar. La potencia va desde los 500 kVA. Al ser de eje horizontal, se adapta muy bien a la disposición típica de una Pelton de eje horizontal.

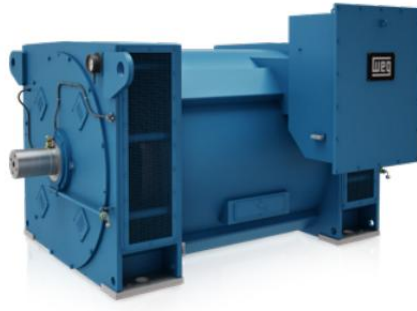


Figura 3.7: Hidrogenerador sincrónico WEG de la línea GH11

Dentro de las tecnologías emergentes para la hidrogenación de baja potencia, una económica opción sería la adaptación de motores de maza (hub motors) utilizados comúnmente en vehículos eléctricos ligeros, tales como bicicletas eléctricas. Técnicamente, estas máquinas consisten en motores síncronos de corriente continua sin escobillas (BLDC). De acuerdo con Joseph y Kammath (2020), la arquitectura de estos componentes presenta una configuración inversa, donde los devanados trifásicos se sitúan en un estator interno fijo y los imanes permanentes se disponen en una carcasa o rotor externo. Esta topología ofrece una elevada relación torque-peso y una mayor eficiencia en comparación con las máquinas con escobillas tradicionales al eliminar las pérdidas por fricción mecánica en el conmutador [24]. En el contexto de microgeneración con turbinas Pelton, esta disposición facilita el acople directo (direct-drive) del rodete sobre la maza giratoria externa, simplificando la manufactura.



Figura 3.8: HUB Motor y sus componentes [24].

4 Especificaciones del diseño

4.1 Parámetros de diseño hidráulico

Los datos de entrada fundamentales que determinan el tamaño y la forma de la turbina son la altura neta (H_n), el caudal disponible (Q). A partir de estos, se establece la potencia requerida (P) y se consideran las revoluciones del generador (n) para asegurar la compatibilidad del sistema. Finalmente, se debe integrar la eficiencia total de la central (η_{total}) para obtener un cálculo preciso de la energía final producida.

4.1.1 Altura neta

Para obtener la altura neta, es fundamental determinar inicialmente la altura bruta (H_b). Este valor se puede obtener mediante mediciones de precisión con GPS, calculando el diferencial de nivel entre el estanque de carga (toma de agua) y la boquilla de la turbina.

Una vez establecida la altura bruta (H_b), es necesario descontar las pérdidas de energía para obtener la altura útil o neta, tal como se indica en la Ecuación (2). A continuación, se detallan las pérdidas consideradas en el diseño y sus respectivos métodos de cálculo o medición.

4.1.1.1 Pérdidas de altura por fricción en tubería

Estas corresponden a las pérdidas debidas a la viscosidad del fluido y la rugosidad interna de la tubería de presión. A medida que el agua fluye, se genera fricción constante contra las paredes de la tubería. Estas pérdidas dependen de la longitud de la tubería, la velocidad del flujo, el diámetro y el material de la conducción.

Estas pérdidas por efectos viscosos pueden determinarse de dos maneras:

1. Analíticamente: Utilizando la ecuación de Darcy-Weisbach.
2. Experimentalmente: Mediante la instalación de un manómetro en la sección final de la tubería, justo antes de la boquilla. Este instrumento permite medir la presión estática

disponible, la cual, tras atravesar la boquilla, se transforma casi es su totalidad en presión dinámica (energía cinética), considerando las pérdidas propias del inyector y el hecho de que el chorro sale a presión atmosférica.

La fórmula utilizada para el cálculo analítico de las pérdidas por fricción es la siguiente:

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (17)$$

Donde,

- h_f son las pérdidas de carga por fricción en [m].
- f es el factor de fricción de Darcy-Weisbach [-].
- L es la longitud de la tubería en [m].
- D es el diámetro interno de la tubería en [m].
- $\bar{V}$ es la velocidad promedio del flujo de agua [m/s].
- g es la aceleración de la gravedad media en [m/s²].

El factor de fricción de Darcy-Weisbach se puede obtener del diagrama de Moody o mediante fórmulas explícitas. Para simplificar el cálculo e implementación en Excel, se utilizará la ecuación de Swamee-Jain [25].

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (18)$$

Donde,

- ε es la rugosidad absoluta del material en [m].
- D es el diámetro de la tubería en [m].
- Re es el número de Reynolds [-].

El número de Reynolds se obtiene con el diámetro de la tubería, la velocidad del fluido y la viscosidad cinemática del fluido, según la Ecuación (19). Este número define si el flujo que se estudia es laminar o turbulento, esto es importante ya que la ecuación de Swamee-Jain solamente entrega resultados exactos para flujos turbulentos ($Re > 4000$).

$$Re = \frac{D \cdot V}{\nu} \quad (19)$$

Donde,

- D es el diámetro interno de la tubería en [m].
- V es la velocidad media del fluido en $\left[\frac{m}{s}\right]$.
- ν es la viscosidad cinemática medida en $\left[\frac{m^2}{s}\right]$.

La ecuación de Swamee-Jain corresponde a la región de flujo turbulento y de flujo turbulento totalmente rugoso en el Diagrama de Moody (Ver Figura 4.1). Específicamente, abarca la condición de que pertenezca a un régimen turbulento, con un número de Reynolds en el rango de 5000 a los 10^8 .

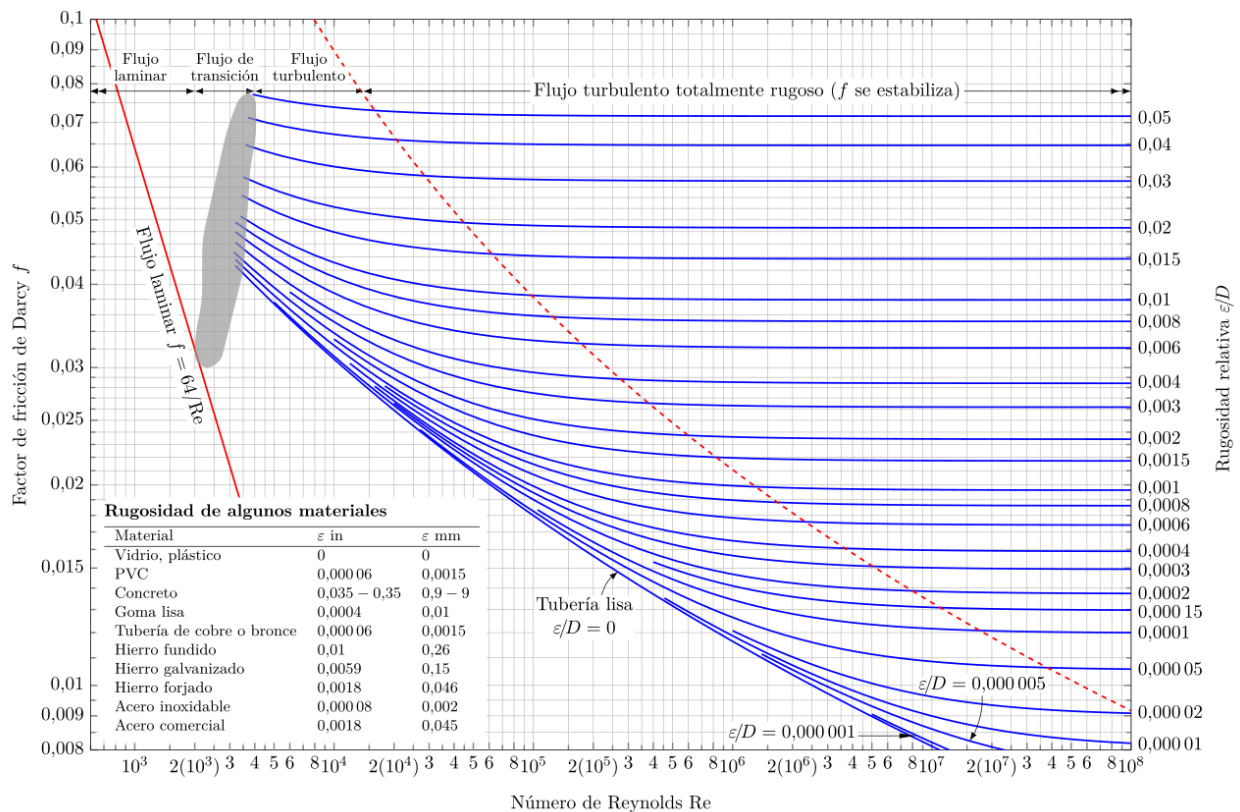


Figura 4.1: Diagrama de Moody: Factor de fricción de Darcy en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa.

4.1.1.2 Pérdida de altura por elementos

Corresponden a la disipación de energía útil que ocurre en puntos singulares de la tubería de presión. Estas se deben a la formación de torbellinos y turbulencia generados por cambios en la dirección o la sección transversal del flujo. Este fenómeno causa que parte de la energía mecánica se transforme en calor no útil debido a la fricción interna en codos, válvulas, tees, filtros, y en la entrada y salida de la conducción.

Para este cálculo se utiliza la siguiente tabla, donde se tiene el coeficiente de pérdida de cada uno de los accesorios que podrían incluirse en el sistema.

Tabla 4.1: Accesorios con su respectivo coeficiente de pérdida [26].

Accesorios	K
Ampliación gradual	0,3
Codo de 45°	0,4
Codo de 90° estándar	0,9
Codo de 90° radio largo	0,6
Codo de 180°	2,2
Entrada de borda	1,0
Entrada normal tanque tubo	0,5
Filtro en Y	0,0
Medidor de agua, disco	7,0
Medidor venturi	2,5
Reducción gradual	0,2
Te paso directo	0,6
Te salida bilateral	1,8
Te salida lateral	1,3
Válvula de ángulo abierta	5,0
Válvula de bola	0,0
Válvula de cheque de bisagra	2,5
Válvula de compuerta abierta	0,2
Válvula de compuerta 50% ap	5,6
Válvula de globo abierta	10,0
Válvula de pie	1,8

4.1.1.3 Pérdidas de altura de la boquilla

Estas pérdidas no son pérdidas de disipación de energía como las anteriores, sino que se refiere a cuando se está en presencia de un cambio brusco de caudal (aceleración o desaceleración) en la tubería, provocado por la acción de la aguja reguladora de la boquilla.

En este trabajo se optó por un diseño de flujo constante sin aguja reguladora, lo que elimina las pérdidas por transitorios de caudal, pero se consideran las pérdidas menores asociadas al coeficiente de descarga propio de la geometría de la boquilla. Debido a la ausencia de regulación de caudal hídrico, las variaciones en la demanda eléctrica generan inestabilidad en los parámetros de salida de la turbina. Por esta razón, el diseño contempla la integración de un sistema de almacenamiento en baterías, el cual actúa como regulador de carga para estabilizar el sistema y absorber los excedentes de generación.

Estas pérdidas menores asociadas al coeficiente de descarga propio de la geometría de la boquilla se obtienen por medio de la siguiente ecuación:

$$h_b = \left(\frac{1}{C_v^2} - 1 \right) \cdot \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (20)$$

Donde,

- $\bar{V}$ es la velocidad media del flujo a la salida de la boquilla en $\left[\frac{m}{s} \right]$.
- g es la aceleración de la gravedad en $\left[\frac{m}{s^2} \right]$.
- C_v es el coeficiente de velocidad de la tobera en [-].

A partir de las tres pérdidas de altura mencionadas con anterioridad al ser sumadas y conociendo la altura bruta del lugar donde se instalará el sistema, se puede tener la altura neta que se obtiene mediante la Ecuación (2).

4.1.2 Caudal disponible

El caudal disponible (Q), representa el volumen de fluido que atraviesa una sección transversal de la tubería por unidad de tiempo. Se mide en el punto de captación del agua y debe reflejar la disponibilidad real y sostenible del recurso a lo largo del tiempo. Se expresa comúnmente en metros cúbicos por segundo (m^3/s).

4.1.3 Potencia requerida

La potencia requerida se refiere a la potencia eléctrica neta que se busca generar. Es fundamental establecer este valor considerando la disponibilidad del recurso hídrico, ya que la fuente primaria de energía proviene de la energía potencial y el flujo másico del agua. Al definir este parámetro, se debe contemplar que no es posible utilizar la totalidad del caudal de la fuente natural debido a restricciones de caudal ecológico, además de considerar las fluctuaciones por estacionalidad y condiciones climáticas que afectan el caudal disponible a lo largo del año. Se expresa en vatios (W).

4.1.4 Eficiencia total de la central hidroeléctrica

La eficiencia total es el parámetro que cuantifica la relación entre la potencia eléctrica final obtenida por el generador y la potencia hidráulica disponible en el recurso hídrico. Es un valor adimensional que se expresa generalmente como un porcentaje. Una alta eficiencia es importante, ya que maximiza la producción de energía por cada unidad de caudal y altura.

$$\eta_{total} = \frac{\text{Potencia eléctrica salida } (P_e)}{\text{Potencia hidráulica disponible } (P_h)} \quad (21)$$

La eficiencia total cuantifica la relación entre la potencia eléctrica final y la potencia hidráulica disponible. Para el desarrollo del diseño, se estima primero la potencia hidráulica disponible en función del recurso hídrico; posteriormente, se calcula el requerimiento eléctrico adaptándolo a la capacidad real de producción de la fuente. Como la potencia eléctrica de salida es el resultado final del proceso, se calculan individualmente los componentes de la eficiencia que representan las pérdidas en cada etapa de conversión.

$$\eta_{total} = \eta_g \cdot \eta_{it} \quad (22)$$

- Eficiencia del generador (η_g): Mide las pérdidas eléctricas y magnéticas dentro del generador al convertir la potencia mecánica del eje en potencia eléctrica. Estas pérdidas incluyen el calentamiento de las bobinas (pérdidas Joule), las pérdidas en el núcleo magnético y las pérdidas por ventilación.

La eficiencia interna de la turbina (η_{it}) representa la capacidad de la máquina para convertir la energía hidráulica en energía mecánica en el eje, y se compone de la eficiencia hidráulica (η_h) y la eficiencia mecánica (η_m), como se detalla a continuación:

$$\eta_{it} = \eta_h \cdot \eta_m \quad (23)$$

- Eficiencia hidráulica (η_h): Mide las pérdidas de energía del agua desde la entrada de la tubería hasta la salida del inyector. Incluye las pérdidas por fricción y locales en la tubería, las pérdidas de impacto en la cuchara y las pérdidas por la velocidad residual del agua a la salida. En una Pelton para micro generación eléctrica, una η_h alta (cercana al 80%) se logra con un diseño óptimo de las cucharas y una correcta relación de diámetros (D/d_0).
- Eficiencia mecánica (η_m): Mide las pérdidas de energía mecánica en el sistema de transmisión entre el eje de la turbina y el generador. Incluye la fricción en los cojinetes, el sello del eje y la fricción del rodete con el aire o el agua residual en la carcasa.

Este tipo de turbina puede operar aprovechando saltos hidráulicos de hasta más de 1000 metros. Si bien en centrales de gran escala se alcanzan potencias de 130 MW con eficiencias totales de entre 80% y 90% [4], para sistemas de micro generación eléctrica es fundamental considerar rangos de eficiencia más conservadores. En estos proyectos menores, la eficiencia del generador (η_g) suele variar entre el 85% y 90% según la carga, mientras que la eficiencia mecánica (η_m) se sitúa generalmente entre el 90% y 95%. Por su parte, la eficiencia hidráulica (η_h) queda supeditada a la potencia hidráulica disponible (ver Gráfico 1), siendo este el componente más sensible a las variaciones de caudal y carga neta.

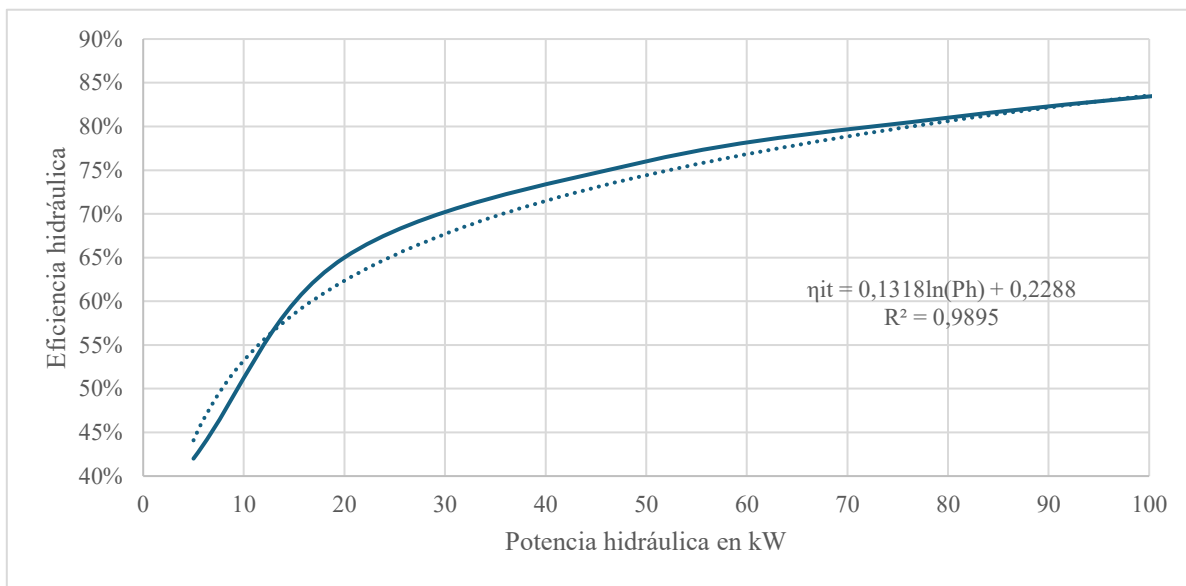


Gráfico 4.1: Eficiencia hidráulica en función de la potencia hidráulica en kW. Fuente: Adaptación de [27].

4.2 Parámetros mecánicos de la turbina

A continuación, se detallan las dimensiones y características específicas de los componentes principales, tales como:

4.2.1 Rodete y cuchara

1. Diámetro de círculo de paso (D_m): Corresponde al diámetro medido en el centro de las cucharas, hasta donde impacta el chorro de agua. Es fundamental para determinar la velocidad de rotación óptima de la turbina.

$$D_m = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot n} \quad (24)$$

Donde,

- U es la velocidad tangencial del chorro de agua en [m/s].
- n son las revoluciones de la turbina [rpm].

La velocidad tangencial del chorro de agua es obtenida mediante la siguiente ecuación:

$$U = C_1 \cdot k_u \quad (25)$$

Donde,

- C_1 es la velocidad del chorro en [m/s].
 - k_u es el coeficiente de velocidad tangencial del rodete, el valor típico de diseño para la máxima eficiencia es $k_u \approx 0,44$ a $0,48$.
2. Número de cucharas (Z): Es la cantidad de cucharas instaladas en la periferia del rodete. Se calcula para garantizar que un chorro impacte una cuchara antes de que la anterior haya salido de la zona de acción, asegurando un flujo de potencia constante. Este dato será calculado mediante la Ecuación (16), además de que es importante considerar que para turbinas Pelton para micro generación eléctrica, el número de cucharas varía entre 15 y 21 para asegurar un traspaso de potencia constante y evitar interferencias entre los chorros.

3. Dimensiones de las cucharas: Medidas de las cucharas, que se definen en función al diámetro del chorro (d_0). Estas dimensiones son cruciales para desviar el agua de forma eficiente y minimizar pérdidas por salpicaduras o torbellinos. Para más información ver sección 2.3.4.
4. Material del rodete/cucharas: La especificación del material se orienta a garantizar durabilidad frente a los fenómenos de erosión y corrosión típicos del entorno de operación. Se utiliza generalmente acero inoxidable por su capacidad de mantener la integridad superficial ante el impacto de partículas sólidas y la acción química del agua. Además, el material debe poseer una elevada resistencia mecánica para soportar el momento generado en la raíz de la cuchara producto del impacto del chorro, asegurando que la estructura soporte las tensiones cíclicas sin deformación o falla.

4.2.2 Inyector

1. Número de inyectores: Corresponde a la cantidad de boquillas que dirigen el chorro de agua tangencialmente hacia el rodete. En microcentrales, se suele utilizar un único inyector para simplificar el diseño, la fabricación y el sistema de control. No obstante, en casos donde se dispone de un caudal suficiente a disposición, es posible emplear inyectores múltiples. Esto permite incrementar la potencia hidráulica (P_{hid}) aprovechada sin necesidad de aumentar el diámetro del rodete, lo que se traduce directamente en un aumento de la potencia eléctrica (P_{elec}) generada. Por los motivos anteriormente expuestos, y buscando la simplicidad constructiva del prototipo, para este trabajo de diseño se considera solamente un inyector.
2. Diámetro del chorro (d_0): Corresponde al diámetro del chorro de agua a la salida de la boquilla. Este valor define las dimensiones geométricas del rodete. La fórmula es la siguiente:

$$d_0 \approx \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot C_1}} \quad (26)$$

Donde,

- Q es el caudal en $[m^3/s]$
- C_1 es la velocidad del chorro en $[m/s]$.

3. Mecanismo de regulación: Es el sistema encargado de controlar el caudal de agua, y, por lo tanto, la potencia y la velocidad de la turbina. Lo más común es un sistema de aguja y deflector, pero como se menciona en la sección 4.1.1.3, para este trabajo no se utilizará un mecanismo de regulación.

4.2.3 Velocidades y eje

1. Velocidad angular (ω): Corresponde a la magnitud cinemática que describe la rapidez de rotación del rodete en radianes por segundo (rad/s). Se determina a partir de la frecuencia de giro mediante la relación:

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60} \quad (27)$$

Donde n representa las revoluciones por minuto a las que gira la turbina. Esta variable es esencial para el cálculo de la velocidad tangencial de las cucharas y para la determinación de la eficiencia hidráulica del sistema.

2. Velocidad de rotación nominal (n): Medida en revoluciones por minuto (rpm), define la frecuencia de giro del conjunto. La velocidad nominal es aquella donde se obtiene la máxima eficiencia hidráulica. En sistemas interconectados, este valor debe coincidir con la velocidad de sincronismo del generador, calculada en función de la frecuencia de red y el número de pares de polos.

En el caso de centrales conectadas a la red eléctrica, la velocidad de rotación (n) no puede variar libremente, sino que debe ajustarse a la velocidad de sincronismo del generador. Esta condición es necesaria para asegurar que la frecuencia de la energía generada coincida con la frecuencia de la red ($f = 50 \text{ Hz}$ en Chile), relacionándose mediante la siguiente ecuación:

$$n = \frac{60 \cdot f}{p} \quad (28)$$

Donde,

- f es la frecuencia eléctrica de la red en [Hz].
- p es el número de pares de polos del generador en [-]

Donde p es el número de pares de polos del generador. Este equipo se encarga de ajustar el caudal de agua para mantener la velocidad nominal estable, incluso cuando existen variaciones en la carga solicitada al generador.

3. Características del eje: Especificación del material y el diámetro del componente que transmite la potencia mecánica del rodete al generador. Se dimensiona para resistir los esfuerzos de torsión y flexión con un margen de seguridad.

El eje es el componente mecánico encargado de transmitir la potencia desde el rodete hacia el generador. Su diseño se define por su capacidad de transmitir el torque resultante de la operación sin exceder los límites de fatiga del material y por mantener una rigidez torsional que asegure la estabilidad de la velocidad angular (ω) definida anteriormente. Para este proyecto, el diámetro y material del eje se dimensionan para soportar el momento flector y torsor generado por el impacto del chorro sobre las cucharas.

4.3 Especificaciones del sistema automatizado

A continuación, se detallan los requisitos funcionales y no funcionales que rigen el desarrollo del software de diseño. El objetivo de esta herramienta es traducir los principios teóricos y las ecuaciones hidráulicas de la turbina Pelton en un proceso de cálculo rápido, preciso y replicable.

Estas especificaciones aseguran que el sistema no sólo ejecute las fórmulas de la mecánica de fluidos, sino que también aplique los criterios empíricos y los rangos de diseño óptimos de manera consistente.

4.3.1 Parámetros de Interfaz (Inputs y Outputs)

A continuación, se detallan los parámetros esenciales que el sistema recibe del usuario (Inputs) y los resultados críticos que entrega para la fabricación y operación (Outputs).

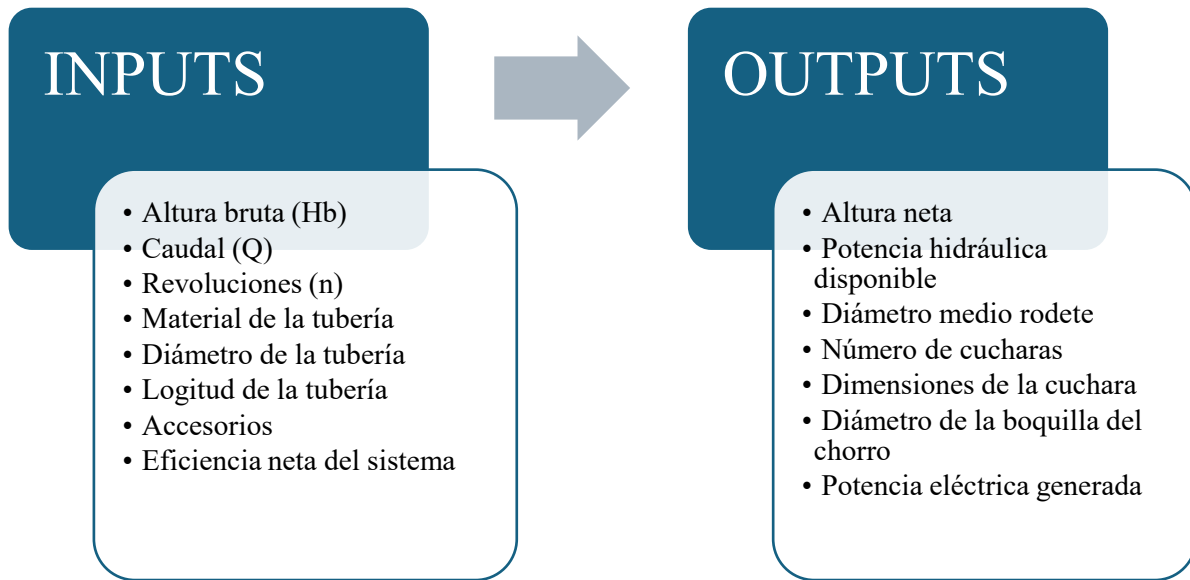


Figura 4.2: Parámetros de entrada y variables de salida del modelo de diseño.

4.3.2 Coeficientes y rangos de validez para el diseño automatizado

Coeficiente de velocidad tangencial (k_u)

Este coeficiente asegura que las cucharas se muevan a la velocidad óptima para capturar la energía del chorro de agua. Este se define con la siguiente fórmula.

$$k_u = \frac{U}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} \quad (29)$$

Donde,

- U es la velocidad tangencial del chorro de agua en [m/s].
- g es la aceleración de la gravedad siendo aproximadamente de 9,8 [m/s²].
- H_n es la altura neta del sistema en [m].

El rango óptimo en una turbina Pelton del coeficiente de velocidad tangencial según Sarmiento (2020) es:

$$0,45 \leq k_u \leq 0,48$$

Si bien este rango es aplicable de manera general, para este proyecto de micro generación se ha seleccionado un valor de $k_u = 0,45$. Esta elección responde a un criterio conservador que considera las mayores pérdidas proporcionales por fricción mecánica y resistencia aerodinámica presentes en

rodetes de pequeña escala, asegurando así un funcionamiento estable fuera de condiciones de laboratorio.

Coefficiente de velocidad de la tobera (C_v)

Este coeficiente representa las pérdidas por fricción y contracción dentro de la tobera. Este relaciona la velocidad real del chorro con la velocidad teórica, como se muestra a continuación:

$$C_v = \frac{C_1}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} \quad (30)$$

El rango típico en el que se encuentran los valores del coeficiente de velocidad de la tobera es:

$$0,97 \leq C_v \leq 0,99$$

En el Excel se debe utilizar un valor representativo para calcular con precisión el diámetro del chorro y la potencia disponible, por lo que se fija el coeficiente con un valor de 0,98. Este valor es un estándar de consenso ya que es lo suficientemente alto para demostrar una tobera eficiente, pero deja un margen de error razonable para las pérdidas físicas inevitables.

Ángulo de desviación (β_2)

De acuerdo con Ferrada (2012), el ángulo de desviación del chorro en la cuchara debe ser lo más cercano posible a 180° , pero físicamente no es posible ya que el agua chocará con el rodete y, además, se debe permitir la salida del agua sin interferir con la siguiente cuchara. Por ello, el ángulo de salida debe ser pequeño para que el chorro salga casi en dirección opuesta al movimiento de la cuchara, pero no tan pequeño que el agua golpee la siguiente cuchara estando entre $0,5^\circ$ y 20° , lo que resulta en una desviación neta del chorro de entre 160° y $179,5^\circ$.

Para el desarrollo del programa de automatización de este trabajo, se ha seleccionado un ángulo de salida de 12° . Este valor se utiliza como una constante de diseño que garantiza un equilibrio óptimo, ya que es lo suficientemente pequeño para maximizar la transferencia de momentum, pero proporciona la apertura necesaria para asegurar que el fluido evacuado no impacte contra el dorso de la siguiente cuchara ni genere torbellinos que frenen el rodete. Al fijar este parámetro en 12° , el modelo esqueleto en Inventor logra una geometría de cuchara eficiente y funcional para diversas escalas de micro generación.

Relación de diámetros (m)

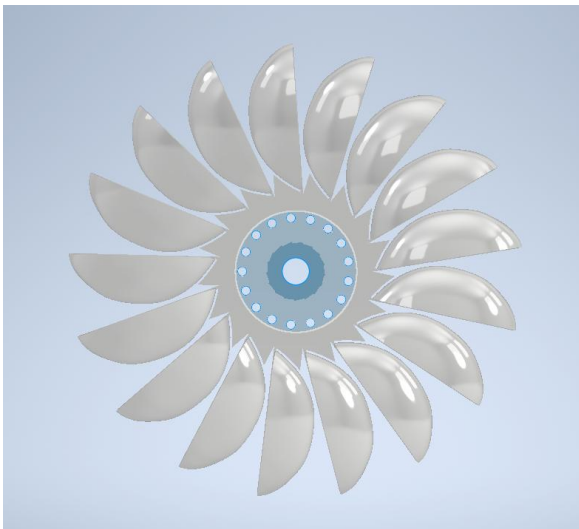
La relación de diámetros es un parámetro fundamental que define la geometría y el rendimiento de la máquina. Para una turbina Pelton, el valor de la relación de diámetros (m) debe estar, en el rango de 10 a 20 [28] y se define con la siguiente fórmula:

$$m = \frac{D}{d_0} \quad (31)$$

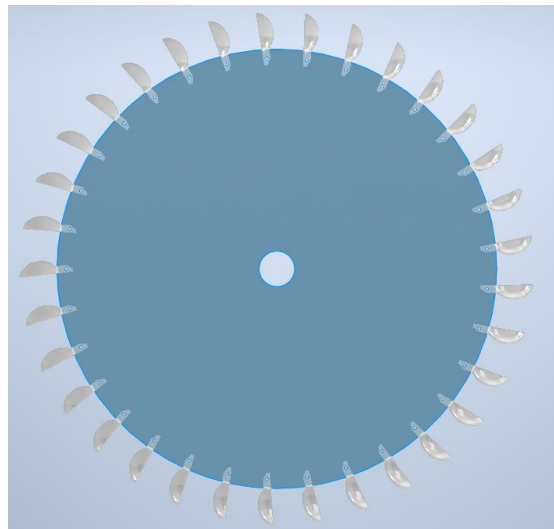
Donde,

- D es el diámetro característico del rodete en [m].
- d_0 es el diámetro del chorro en [m].

Para una máxima eficiencia hidráulica, la relación de diámetros (m) se sitúa entre 11 y 15. Un valor menor de m da como resultado un espaciado demasiado cercano de las cucharas o muy pocas cucharas para que se utilice todo el chorro. Un valor mayor de m resulta en una instalación más voluminosa [14].



(a)



(b)

Figura 4.3: Influencia de la relación de diámetros (m) en el rodete de turbina Pelton, donde se tiene un rodete con (a) bajo valor de m con mayor cercanía entre álabes, (b) alto valor de m con mayor diámetro característico. Fuente: elaboración propia.

4.3.3 Criterios de selección de generador

A continuación, se definen las especificaciones mecánicas que el generador debe cumplir para que logre funcionar correctamente con la turbina Pelton diseñada.

- Potencia nominal (kW): Definida por la capacidad máxima de generación del sitio bajo condiciones de caudal máximo aprovechable. El generador se selecciona para cubrir este límite superior, asegurando que el sistema sea capaz de gestionar peaks de energía por encima del punto de eficiencia óptima (BEP) sin comprometer la integridad de los componentes eléctricos.
- Velocidad Nominal (rpm): Es la velocidad de operación bajo la cual el generador alcanza su mejor rendimiento. Dado que la turbina Pelton posee una velocidad fija para su máxima eficiencia (determinada por el diámetro del rodete y la velocidad del chorro), se debe asegurar que el generador elegido trabaje dentro de su rango de generación eficiente para este régimen específico, evitando pérdidas por desajuste electromecánico.

Con el propósito de fundamentar la elección del generador óptimo para este sistema de micro generación, resulta indispensable evaluar su compatibilidad técnica y su capacidad de suministro eléctrico autónomo (off-grid). Dado que el proyecto está destinado a la electrificación de comunidades aisladas sin acceso a la red principal, el análisis se centra en garantizar la estabilidad de voltaje y frecuencia de forma independiente.

- Tipología del generador y modo de operación: Para cumplir con los requerimientos de un sistema aislado, se selecciona un generador síncrono. Esta máquina permite establecer la referencia de voltaje y frecuencia de manera autónoma, siendo la opción más robusta para garantizar la calidad del suministro sin dependencia de una red externa.
- Voltaje y frecuencia: El sistema operará bajo el estándar nacional de 50 Hz, con un voltaje de salida nominal de 220 V. Estos parámetros definen el régimen de operación eléctrica y son la base para el cálculo de la configuración de los polos del generador.
- Número de polos: Este parámetro está directamente relacionado con la velocidad de operación y la frecuencia. Se calcula mediante la siguiente fórmula.

$$P_0 = \frac{120 f}{N} \quad (32)$$

Donde,

- P_0 es el número de polos.
- f es la frecuencia, ya sea 50 Hz o 60 Hz.
- N es la velocidad de operación medida en rpm.

Selección de la velocidad de sincronismo: A partir de la velocidad óptima calculada para el rodete Pelton, se identifica el número de polos que permite una operación síncrona lo más próxima posible a dicho valor. La Tabla 4.2 presenta las velocidades de sincronismo estándar; esta se utiliza como herramienta de selección para encontrar el generador comercial que minimice la desviación respecto al punto de máxima eficiencia hidráulica.

Tabla 4.2: Velocidad de sincronización del generador [14].

Número de polos (P_0)	Frecuencia		Número de polos (P_0)	Frecuencia	
	50Hz	60Hz		50Hz	60Hz
2	3000	3600	16	375	450
4	1500	1800	18	333	400
6	1000	1200	20	300	360
8	750	900	22	272	327
10	600	720	24	250	300
12	500	600	26	231	277
14	428	540	28	214	257

Las consideraciones comerciales y técnicas que deben tenerse en cuenta para la selección de un generador en un proyecto real son:

- La eficiencia del generador: este es un factor clave, ya que el objetivo es maximizar la eficiencia total del sistema, la cual es el producto de la eficiencia de la turbina y la eficiencia del generador.
- Disponibilidad, costo y durabilidad: La selección del generador en proyectos de micro generación debe priorizar la disponibilidad comercial y la relación costo-beneficio,

asegurando que el equipo cumpla con la potencia y velocidad de diseño. Sin embargo, en sistemas aislados (off-grid), el criterio de mantenibilidad adquiere una relevancia crítica. Dado que estos sistemas suelen ubicarse en zonas de difícil acceso y alejadas de centros urbanos, es imperativo seleccionar máquinas cuya robustez y simplicidad permitan reparaciones en el propio emplazamiento con herramientas convencionales.

En este sentido, factores como la clase de aislamiento y el factor de servicio no solo garantizan una larga vida útil, sino que también actúan como un margen de seguridad ante variaciones de carga térmicas o eléctricas, reduciendo la frecuencia de fallas graves que requerirían servicios técnicos especializados externos.

La selección de la velocidad de sincronismo de 750 rpm (8 polos) actúa como la restricción principal para el dimensionamiento del rodete. Durante el proceso iterativo, se descartan configuraciones con relaciones de diámetros elevadas (ej. $m = 70$) que, aunque ofrecen un volante de inercia natural superior para la estabilidad de frecuencia, resultaban en diámetros de rodete poco prácticos ($> 1\text{m}$). En su lugar, se adopta un criterio de diseño más equilibrado con $m = 15$, logrando una solución compacta que optimiza el uso de materiales y se alinea con las ofertas comerciales de fabricantes como WEG para hidro generadores de baja potencia.

Como alternativa tecnológica orientada a optimizar aún más la compacidad y reducir los costos de implementación en contextos de microgeneración rural, este trabajo incorpora como criterio de diseño la evaluación de motores de maza (hub motors) de corriente continua sin escobillas (BLDC), utilizados habitualmente en la movilidad eléctrica ligera.

La justificación técnica para considerar esta tipología de máquina dentro de las especificaciones del sistema es:

- Configuración mecánica de rotor externo: A diferencia de las máquinas síncronas convencionales evaluadas, los motores de maza presentan una topología inversa [24], donde los devanados trifásicos se sitúan en un estator interno fijo y la carcasa exterior (que contiene los imanes permanentes) ejecuta el movimiento rotacional. Esta característica es altamente favorable, ya que la zona central del rodete paramétrico puede ser especificada geométricamente para ser perñada o encajada concéntricamente de manera directa sobre la carcasa giratoria del motor.

- Operación directa a bajas revoluciones: Al observar la Tabla 4.2, se aprecia que para alcanzar frecuencias estándar con pocos polos se requieren velocidades elevadas, o bien, máquinas de gran volumen y costo. Los motores de maza de bicicleta están diseñados electromagnéticamente con un elevado número de polos en la periferia para entregar un alto torque a bajas revoluciones (típicamente entre 200 y 600 rpm). Esto permite prescindir de cajas multiplicadoras o sistemas de poleas que inducen pérdidas mecánicas, permitiendo que las RPM óptimas calculadas por el sistema automatizado se acoplen de forma directa al régimen eficiente del generador.
- Modificación del esquema eléctrico para sistemas aislados: Es imperativo precisar que, al operar de forma inversa como generador síncrono de imanes permanentes, la máquina inducirá una fuerza electromotriz en forma de corriente alterna (CA) trifásica de frecuencia y voltaje variables, dependientes de la velocidad del rodete. Por lo tanto, a diferencia del generador síncrono convencional de 50 Hz directos, esta alternativa añade la especificación de diseño de un sistema de acondicionamiento de potencia externo. Este consistirá en un puente rectificador trifásico para convertir la señal a corriente continua (CC) y un regulador de carga, asegurando así una transferencia de energía estable y apta para bancos de baterías en sistemas off-grid.

4.3.4 Especificaciones de software

Esta sección detalla el entorno tecnológico empleado para el diseño automático del rodete de la turbina Pelton, abarcando la plataforma de desarrollo, la interfaz de usuario y los requisitos de hardware necesarios para la ejecución del sistema.

La plataforma de desarrollo se articula en torno a la integración robusta de dos herramientas principales: Autodesk Inventor Professional y Microsoft Excel. Inventor opera como el software fundamental de diseño asistido por computador CAD, alojando el modelo paramétrico 3D del rodete. La lógica de automatización se implementa mediante iLogic, un entorno de programación embebido en Inventor que utiliza el lenguaje Visual Basic (VB.NET). iLogic es crucial para establecer las relaciones geométricas, definir las restricciones de diseño y, fundamentalmente, para gestionar el enlace de parámetros con fuentes de datos externas. Por su parte, Microsoft Excel cumple la función de interfaz de control, sirviendo como una base de datos externa que alimenta las variables críticas de diseño. La comunicación directa entre iLogic y el archivo de Excel permite que los cambios en la

hoja de cálculo se traduzcan instantáneamente en modificaciones del modelo CAD, cerrando así el circuito de automatización.

El diseño de la interfaz y experiencia de usuario (UI/UX) se concreta principalmente en una hoja de cálculo de Microsoft Excel específicamente formateada para el usuario de ingeniería, donde el flujo de trabajo sigue el siguiente proceso secuencial:

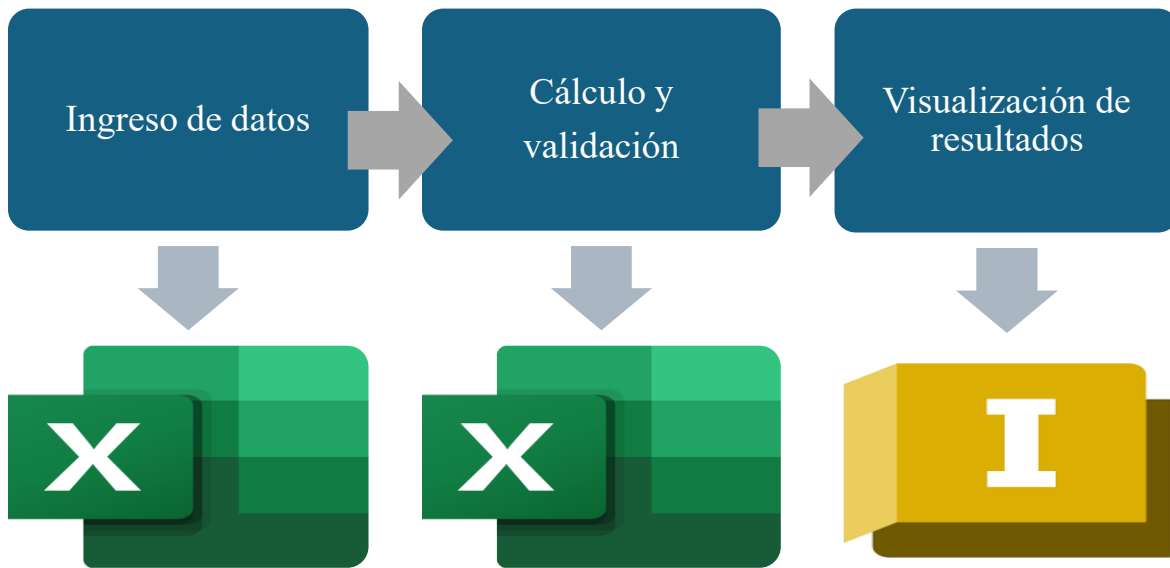


Figura 4.4: Esquema de las etapas del proceso de diseño asistido.

En la etapa de ingreso, el usuario introduce parámetros operativos esenciales como la altura bruta (H_b) y el caudal (Q) en celdas designadas. Los parámetros calculados en Excel se leen por iLogic, se asignan a las variables del modelo 3D y se produce la visualización de resultados mediante la regeneración automática de la geometría del rodete en Autodesk Inventor.

5 Materiales de fabricación

En esta sección se definen los criterios y materiales seleccionados para la construcción del rodete Pelton, considerando que el diseño debe ser apto tanto para la micro generación eficiente como para la fabricación mediante tecnologías accesibles.

5.1 Requerimientos técnicos del material

El material seleccionado para el rodete debe ser capaz de soportar condiciones operativas exigentes sin comprometer la integridad estructural, esto para asegurar la vida útil y la eficiencia del rodete diseñado. Los principales factores que considerar son:

1. Resistencia a la fatiga cíclica: El rodete Pelton opera bajo un régimen de carga pulsante. Cada vez que una cuchara entra y sale del chorro, recibe un impacto de fuerza (carga y descarga) recibiendo impactos cíclicos del chorro de agua a alta velocidad.
Es importante considerar esto ya que al escoger un material con baja resistencia a la fatiga generará micro fisuras en la base de la cuchara (la zona de mayor esfuerzo), lo que eventualmente causaría la ruptura de una pieza en pleno funcionamiento.
2. Tenacidad al impacto: Dado que el agua impacta las cucharas a velocidades que pueden superar los 50 [m/s], se generan fuerzas dinámicas de impacto que pueden alcanzar magnitudes significativas (por ejemplo, 3500 [N] para un caudal de 0,035 [m³/s]). Por ello, el material debe poseer una alta tenacidad para absorber esta energía sin fracturarse. Es fundamental considerar que el chorro puede transportar sólidos en suspensión, como piedras o ramas, que actúan como proyectiles accidentales. En materiales impresos en 3D, la resistencia a estos esfuerzos depende estrictamente de la cohesión entre capas y la densidad de relleno.

3. Resistencia a la erosión y cavitación: La erosión se produce por la acción abrasiva de partículas sólidas suspendidas en el flujo que impactan de forma reiterada sobre la superficie. Por su parte, la cavitación es consecuencia de cambios bruscos de presión que provocan la formación y posterior colapso de burbujas de vapor, lo que genera micro picaduras en el material. Debido a esto, es imperativo que el material presente una dureza superficial elevada para mitigar este desgaste, el cual tiende a ser más severo en el divisor (splitter) de la cuchara, ya que al ser esta la zona donde el chorro se bifurca, está sujeta a una mayor turbulencia y esfuerzos de impacto constantes.

No obstante, en turbinas de tipo Pelton la cavitación no representa un fenómeno predominante, dado que el rodete opera a presión atmosférica (descarga libre). De manifestarse, el riesgo suele localizarse en la boquilla del inyector, siendo un factor de impacto marginal en sistemas de baja potencia.

4. Resistencia a la corrosión: La turbina Pelton al encontrarse en contacto permanente con agua (a veces con pH ácido o presencia de minerales), el material no debe oxidarse. La corrosión no sólo debilita la estructura, sino que aumenta la rugosidad superficial, lo que incrementa las pérdidas por fricción y baja la eficiencia de la turbina.
5. Estabilidad dimensional y rugosidad: Para que el diseño hidráulico sea efectivo, el material debe permitir un acabado superficial liso que evite la formación de turbulencias o inestabilidades en el chorro al entrar en contacto con la cuchara. Asimismo, una baja rugosidad reduce el roce viscoso, minimizando las pérdidas energéticas por fricción. Por otro lado, es deseable que el material sea ligero, ya que esto reduce la inercia rotacional del rodete, facilitando el arranque y la respuesta del sistema en condiciones de bajo caudal.

5.2 Alternativas de materiales

Para la fabricación del rodete Pelton, se han evaluado tres grupos principales de materiales, analizando su viabilidad técnica, costo y compatibilidad con procesos de fabricación automatizados.

1. Aceros inoxidables martensíticos: Es el estándar industrial por su excelente resistencia a la corrosión y erosión. Sin embargo, su fabricación requiere procesos de fundición y mecanizado complejos que dificultan la "democratización" de la tecnología buscada en este trabajo, ya que su costo es elevado y no es apto para prototipado rápido.

Es el material por excelencia en la industria hidroeléctrica, siendo el ASTM A743 Grado CA6NM (acero inoxidable con 13% Cromo y 4% Níquel) el más utilizado.

2. Aleaciones de aluminio: Este material se utiliza frecuentemente en microturbinas y prototipos de laboratorio. Tiene una excelente relación de resistencia-peso y buena conductividad térmica, además de ser más fácil de mecanizar que el acero inoxidable.

La desventaja de este material es que es muy susceptible a la corrosión galvánica y tiene una resistencia a la fatiga significativamente menor que el acero, lo que limita su uso en instalaciones permanentes de alta caída

3. Polímeros técnicos (fabricación aditiva): Dada la naturaleza de este proyecto enfocado en la automatización del diseño, los polímeros procesados mediante FDM (modelado por deposición fundida) o SLA (estereolitografía) representan una alternativa innovadora.

Los materiales como el PLA reforzado, ABS o Nylon permiten el uso de impresión 3D para prototipado rápido y fabricación de bajo costo.

5.3 Análisis comparativo de alternativas

A continuación, se presenta una comparativa técnica en la Tabla 5.1, donde se contrastan las propiedades mecánicas y logísticas de los materiales evaluados frente a las exigencias de un rodete Pelton.

Tabla 5.1: Comparativa de propiedades de materiales para rodetes Pelton. Fuente: elaboración propia con datos obtenidos de Beer et al, Mechanics of Materials (6th Edition) y material complementario de la Universitat Jaume I.

Propiedad	Acero Inoxidable	Aluminio	PLA
Densidad (ρ) [kg/m^3]	7860	2710	1240
Módulo elástico (E) [GPa]	200	70	3,3 – 3,6
Resistencia a la tracción (σ_u) [MPa]	760	315	47 – 70
Costo y procesamiento	Muy alto Fundición	Medio Mecanizado	Bajo Aditivo

La densidad del PLA (1240 kg/m^3) es aproximadamente un 84% menor que la del acero inoxidable (7860 kg/m^3), lo que reduce significativamente la masa del rodete y a su vez, su momento de inercia. Desde el punto de vista del diseño, esta disminución resulta especialmente beneficiosa en microturbinas destinadas a operar en condiciones de bajo caudal, ya que una menor inercia permite que el torque de arranque sea superado con mayor facilidad por la fuerza ejercida por el chorro. Como consecuencia, el sistema requiere una presión hidrostática menor para iniciar el movimiento, favoreciendo la puesta en marcha de la turbina en aplicaciones de micro generación.

Por otro lado, la rugosidad superficial influye directamente en las pérdidas por fricción durante la interacción entre el chorro y la cuchara, afectando el coeficiente de velocidad del flujo y la eficiencia hidráulica de la turbina. Aunque las superficies obtenidas mediante impresión 3D presentan una rugosidad mayor que las superficies metálicas mecanizadas, el PLA permite fabricar geometrías complejas con resoluciones de impresión de hasta $0,1 \text{ [mm]}$ por capa, suficientes para validar experimentalmente la morfología hidráulica del rodete en aplicaciones de micro generación. Bajo estas condiciones, es posible alcanzar eficiencias hidráulicas del orden del 70 – 80%, dependiendo también de factores geométricos y operacionales del sistema.

Desde el punto de vista económico, el PLA presenta una ventaja significativa frente a materiales metálicos como el aluminio y el acero inoxidable en aplicaciones de prototipado y micro generación. La fabricación de rodetes metálicos generalmente requiere procesos de fundición, mecanizado CNC y acabado superficial, incrementando los costos de manufactura. En contraste, la impresión 3D permite fabricar directamente el componente desde el modelo CAD, reduciendo tiempos de producción y costos operacionales. Diversas referencias comerciales muestran que pequeñas turbinas Pelton metálicas pueden alcanzar costos del orden de \$750.000 a \$2.800.000 CLP, mientras que un prototipo equivalente fabricado en PLA posee costos considerablemente menores, limitados principalmente al consumo de filamento y tiempo de impresión. Esto convierte al PLA en una alternativa viable para etapas de validación experimental y desarrollo de prototipos funcionales.

Finalmente, debido a que el rodete se encuentra sometido a cargas pulsantes de alta frecuencia durante la operación, la resistencia a la tracción del PLA ($45 - 65 \text{ [MPa]}$) constituye un parámetro crítico dentro del diseño estructural. En particular, el análisis se concentra en la raíz de la cuchara, donde se generan concentraciones de esfuerzo y potenciales fenómenos de fatiga. A diferencia de materiales metálicos como el acero inoxidable o el aluminio, el PLA presenta una menor resistencia mecánica y una mayor sensibilidad a defectos asociados al proceso de impresión 3D, por lo que resulta necesario incorporar factores de seguridad adecuados para garantizar la integridad estructural del rodete.

5.4 Material seleccionado para el proyecto

Considerando que uno de los objetivos específicos es analizar la factibilidad técnica de producir componentes mediante impresión 3D, se selecciona el uso de PLA como material base. Esta elección se fundamenta en criterios de manufactura, propiedades mecánicas y reducción de costos asociados al desarrollo experimental. En términos económicos, el PLA presenta un costo considerablemente menor que materiales metálicos tradicionales utilizados en turbinas hidráulicas, además de permitir fabricar componentes complejos sin requerir procesos de mecanizado o fundición.

El objetivo principal de este trabajo es la automatización del diseño del rodete. En este contexto, el uso de PLA permite una integración directa entre el software de diseño paramétrico y la fabricación mediante impresión 3D por FFF, lo que posibilita validar la morfología de la cuchara y del rodete en un plazo de horas. Comparativamente, procesos convencionales como fundición y mecanizado pueden requerir varios días de fabricación, además de moldes, herramientas y operaciones secundarias. Esta reducción en los tiempos de iteración facilita la validación geométrica y funcional de distintas configuraciones de cuchara durante el desarrollo experimental.

Desde el punto de vista mecánico, el PLA presenta propiedades adecuadas para aplicaciones de laboratorio y prototipado hidráulico a pequeña escala. Su densidad promedio de aproximadamente ($1240 \text{ [kg/m}^3\text{]})$ es significativamente menor que la del acero inoxidable ($7860 \text{ [kg/m}^3\text{]})$ reduciendo el momento de inercia del rodete y facilitando el arranque de la turbina bajo condiciones de baja potencia hidráulica. Además, el material posee un módulo elástico cercano a 3 [GPa] y una resistencia a la tracción en el rango de $47 - 70 \text{ [MPa]}$, valores suficientes para soportar los esfuerzos generados en microturbinas. Bajo estas condiciones, las tensiones calculadas permanecen dentro del régimen elástico del material, evitando deformaciones permanentes que puedan modificar la geometría hidráulica de la cuchara.

Finalmente, desde una perspectiva ambiental y de accesibilidad tecnológica, el PLA corresponde a un polímero biodegradable derivado de recursos renovables como el almidón de maíz o la caña de azúcar, lo que resulta coherente con el enfoque sostenible asociado a sistemas de micro hidroelectricidad social. Adicionalmente, la combinación entre manufactura aditiva y materiales de bajo costo permite desarrollar prototipos funcionales accesibles para comunidades rurales, instituciones educativas y proyectos de investigación con recursos limitados.

6 Automatización

La metodología paramétrica se enfoca en el desarrollo de la estrategia de automatización que permite la generación rápida y eficiente de la geometría del rodete. A continuación, se detalla la integración del modelo paramétrico base construido en Autodesk Inventor con una hoja de cálculo, donde su vinculación permite controlar los parámetros de diseño críticos mediante un entorno programable.

6.1 Modelado paramétrico base

El proceso de modelado comenzó con la definición de una geometría robusta basada en un modelo esqueleto. Utilizando como referencia el tutorial especializado [29] para la morfología de la cuchara, se procedió a la parametrización total de la pieza. Esto se logró mediante la asignación de nombres específicos a todas las dimensiones en la fase de bocetado, permitiendo una comunicación bidireccional entre el modelo CAD y Excel, lo que constituye la base del sistema automatizado propuesto.

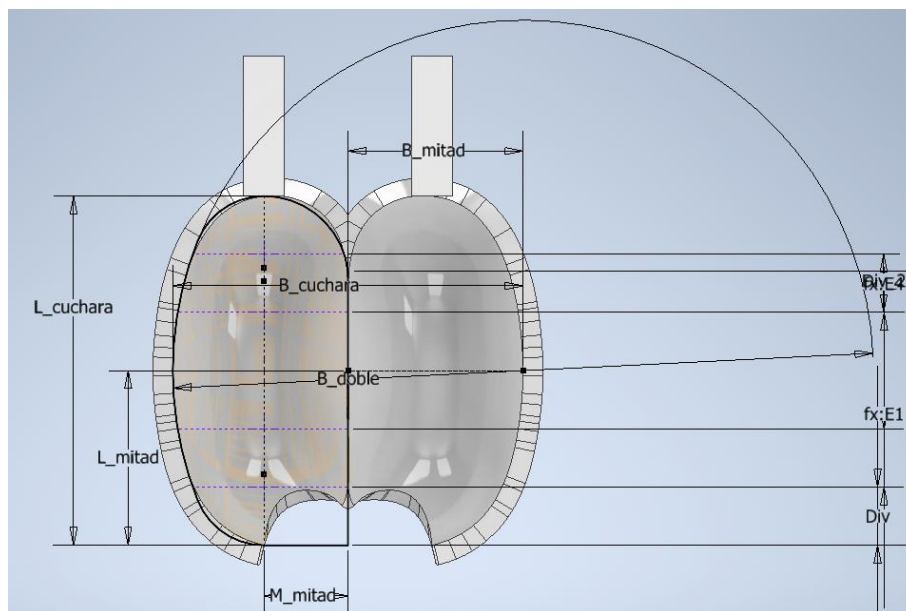


Figura 6.1: Boceto principal de la cuchara del rodete con cotas esenciales. Fuente: elaboración propia.

Los parámetros claves que controlan la geometría del rodete y sus álabes son identificados y definidos. Estos incluyen el diámetro característico del rodete (D), el número de cucharas (Z) y el parámetro particularmente crítico el diámetro del chorro (d_0), ya que, según Than Zaw Oo et al. (2019) este valor determina la mayoría de las dimensiones de la cuchara (como la anchura “B” y la altura “L”), asegurando las proporciones hidráulicas correctas. Estos parámetros son las variables principales que son modificadas por el sistema de optimización posterior, algunas de estas se muestran en la Tabla 6.1 donde en la columna de “Regla de directriz” se indica que está vinculada a la hoja de cálculo.

A continuación, se muestra la Tabla 6.1 la cual fue obtenida del programa Inventor donde se muestran algunos de los parámetros clave. Para observar con mayor detalle cada uno de los parámetros definidos en el diseño ver [Anexo A](#).

Tabla 6.1: Imagen de los parámetros del componente vinculados a la hoja de cálculo. Fuente: elaboración propia.

Nombre de parámetro	Consumido por	Unidad/Tipo	Ecuación	Valor nominal	Regla de directriz
Parámetros del modelo					
M_mitad	OtraMitad, B...	mm	12,31384008122 mm	12,313840	Regla_Actualizar_Cuchara
L_cuchara	Boceto2	mm	51,1244253372082 mm	51,124425	Regla_Actualizar_Cuchara
B_mitad	Boceto2	mm	25,6538335025417 mm	25,653834	Regla_Actualizar_Cuchara
B_cuchara	Boceto2	mm	51,3076670050835 mm	51,307667	Regla_Actualizar_Cuchara
B_doble	Boceto2	mm	102,615334010167 mm	102,615334	Regla_Actualizar_Cuchara
Div	E4, E1, Boc...	mm	8,52073755620136 mm	8,520738	Regla_Actualizar_Cuchara

Los valores presentados en la tabla de parámetros de Autodesk Inventor (Tabla 6.1) muestran una alta precisión decimal debido al cálculo automático derivado de las ecuaciones de diseño vinculadas a la planilla Excel. Sin embargo, para efectos de manufactura y producción, estos valores se consideran únicamente hasta su segunda cifra decimal, ya que, dado que el método de fabricación seleccionado es la impresión 3D, la resolución física está limitada por el diámetro de la boquilla y la precisión de los motores paso a paso de la impresora, por lo que los decimales excedentes no tienen impacto en la geometría final del prototipo real.

6.1.1. Restricciones geométricas

Las restricciones geométricas en Autodesk Inventor son condiciones que se aplican a los elementos de un croquis para controlar su forma y relación entre ellos. Estas restricciones definen cómo deben comportarse líneas, arcos y puntos entre sí de modo que el diseño mantenga su intención geométrica al modificarse. Su uso es fundamental para lograr modelos paramétricos estables, precisos y fáciles de editar, ya que reduce la ambigüedad del croquis y evita deformaciones no deseadas.

Las restricciones geométricas más utilizadas para realizar el modelo de la cuchara de la turbina Pelton, fueron las siguientes:

1. Simetría: Se estableció un plano de simetría central coincidente con el eje del divisor (*splitter*). Esta restricción asegura que las dos cuencas de la cuchara sean idénticas, lo cual es crítico para equilibrar las fuerzas hidrodinámicas durante el impacto del chorro y evitar vibraciones o desequilibrios en el rodete.
2. Tangencia: Se aplicó de manera sistemática entre los arcos y *splines* que conforman el perfil interno de las cucharas. El objetivo es eliminar aristas vivas que podrían generar pérdidas hidráulicas por desprendimiento de flujo, permitiendo que el flujo de agua se deslice sin transiciones bruscas.
3. Coincidencia: Se utilizó para vincular los puntos finales de los arcos del perfil con la cresta central y los bordes de salida. Esta restricción asegura que el boceto sea un perfil cerrado y estanco, condición necesaria para realizar operaciones de modelado sólido y garantizar que no existan discontinuidades en la geometría que afecten la fabricación mediante impresión 3D.
4. Horizontalidad y verticalidad: Se utilizaron restricciones verticales y horizontales en los ejes de los centros de los círculos y en la cresta central para mantener la ortogonalidad del diseño respecto al eje del rodete.
5. Perpendicularidad: Esta relación geométrica se utilizó como criterio constructivo durante la fase de bocetado para asegurar que la cuchara guarde una posición ortogonal respecto al radio del rodete. El uso de esta restricción en el diseño garantiza que la geometría sea simétrica y

coherente con el modelo esqueleto, facilitando la fabricación aditiva y asegurando que, al montar el rodete, las cucharas queden alineadas para recibir el impacto del chorro.

6. Restricciones dimensionales: Las cotas del modelo en Inventor no son valores fijos, sino parámetros vinculados. Se construyó bajo un esquema paramétrico donde el diámetro del chorro (d_0) actúa como variable maestra. Todas las dimensiones (ancho B , largo L , etc.) se definieron mediante restricciones dimensionales vinculadas a ecuaciones (ej. $B = 3d_0$), permitiendo la escalabilidad del diseño ante cambios en las condiciones de operación.

Durante el proceso de modelado, se establecieron ciertas restricciones geométricas fijas para asegurar la coherencia del diseño con metodologías validadas. Una de estas es el ángulo de salida de la cuchara que debe oscilar entre 10° y 20° según lo validado por simulaciones de terceros [20]. Para este modelo se fijó en 12° , decisión basada en el procedimiento técnico de modelado de referencia [29], donde dicho valor ha demostrado ser efectivo para el correcto desprendimiento del flujo de agua en rodets de estas características.

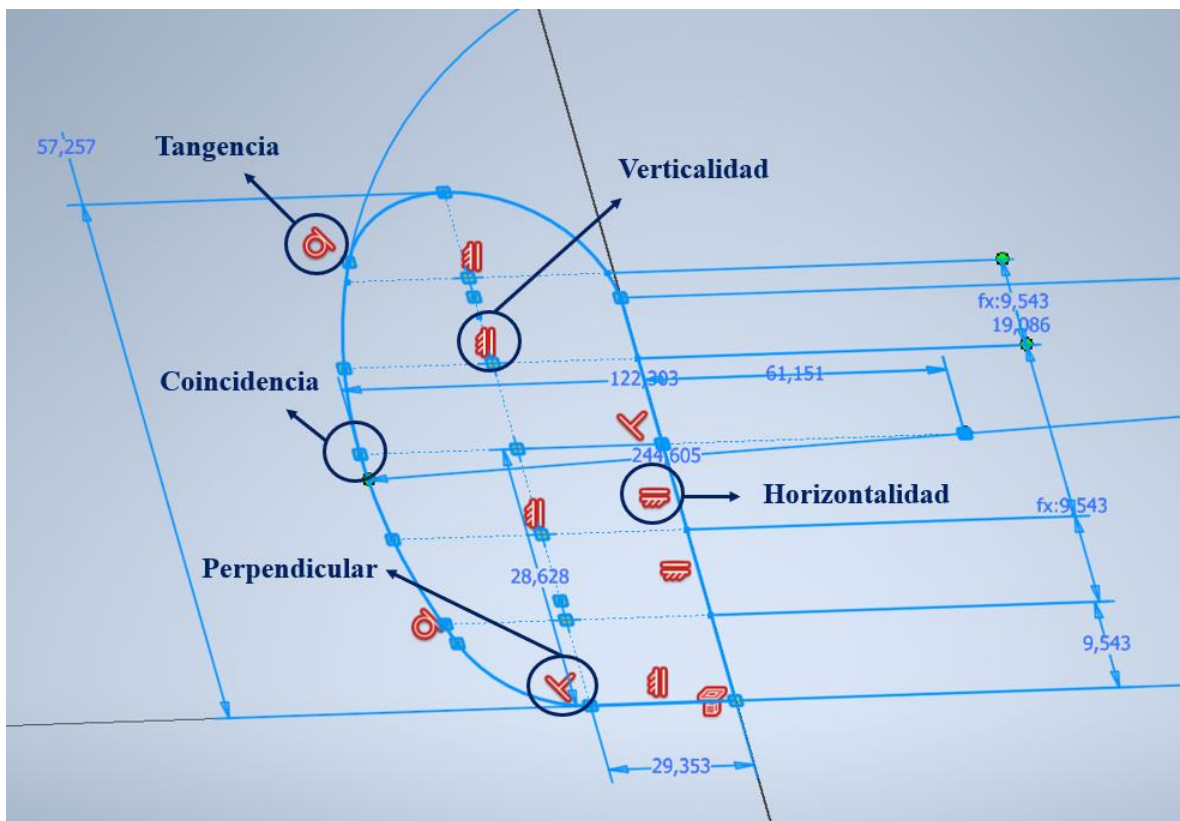


Figura 6.2: Imagen del boceto principal (Sketch) con restricciones visibles e indicando algunos de ellos. Fuente: elaboración propia.

6.2 Conexión de datos

La automatización de la generación geométrica del rodete se fundamenta en un mecanismo de comunicación bidireccional entre la hoja de cálculo de Microsoft Excel y el modelo CAD de Autodesk Inventor, gestionado por la herramienta iLogic.

El enlace entre el entorno de programación de iLogic y la hoja de cálculo se establece mediante la función específica “GoExcel”. Esta funcionalidad permite a Inventor leer datos de celdas definidas en el archivo de Excel y utilizando el método “GoExcel.CellValue” que permite leer el contenido de una celda específica sin necesidad de mantener el archivo de Excel abierto. La regla de iLogic se inicia definiendo la ruta completa del archivo de Excel (excelFile) y el nombre de la hoja (sheetName) donde residen los parámetros de control, como se muestra a continuación [30].

```
Dim excelFile As String = "C:\Users\natal\OneDrive\Escritorio\Memoria\Diseño Pelton (última versión).xlsx"  
Dim sheetName As String = "Vinculo Inventor"
```

Figura 6.3: Definición de variables y ruta del archivo de control en iLogic.

Luego de llamar a la hoja de Excel, la regla lee secuencialmente el valor de cada celda de salida y lo asigna a una variable temporal dentro de iLogic. Por ejemplo, la dimensión L de la cuchara se obtiene de la celda “B1” y se asigna a la variable “L_cuchara” mediante la sintaxis: “L_cuchara = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, “B1”)”.

La ejecución de la lectura está protegida por una estructura de control “Try... Catch”, la cual garantiza que el programa maneje cualquier error como una ruta de archivo incorrecta o un nombre de hoja inexistente, informando al usuario y evitando la detención abrupta del proceso. Finalmente, la línea “InventorVb.DocumentUpdate” es la instrucción que fuerza al software CAD a actualizar y reconstruir el modelo 3D utilizando los nuevos valores de los parámetros.

El archivo se divide en pestañas que reflejan las etapas de diseño y cumplen las tres funciones lógicas definidas para la automatización:

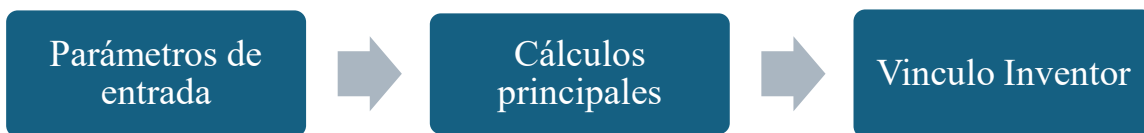


Figura 6.4: Esquema conceptual del flujo de datos.

1. Parámetros de entrada: Corresponden a la pestaña “Parámetros de entrada” en el documento de Excel. Son los valores que el usuario o el proceso de optimización define inicialmente, tales como la altura bruta (H_b) y el caudal (Q) como campos obligatorios, mientras que también puede definir la eficiencia neta (η_t), temperatura del agua (T), velocidad del generador (N), longitud de la tubería (L), diámetro de la tubería ($D_{tubería}$), material de la tubería y los accesorios en la tubería.

Con el objetivo de ofrecer una interfaz más amigable y funcional, se desarrolló un formulario mediante VBA (Visual Basic for Applications). De este modo al abrir el archivo, el usuario puede ingresar los datos necesarios y visualizar los resultados en la misma pantalla, evitando la manipulación directa de las hojas de cálculo, tal como se muestra en la Figura 6.5.



UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO - CHILE

CALCULADORA AVANZADA DE TURBINA PELTON PARA MICRO GENERACIÓN ELÉCTRICA

* Campos obligatorios

Altura bruta * m

Caudal * m³/s

Eficiencia neta del sistema %
Rango operativo: 40% – 80%.

Temperatura del agua °C
Rango admisible: 0°C – 60°C.

Velocidad del generador RPM
Rango de diseño: 200 RPM – 3,600 RPM.

Longitud de la tubería m

Material de la tubería

Accesorios en tubería

	Cantidad
Ampliación gradual	
Codo de 45°	
Codo de 90° estandar	
Codo de 90° radio largo	
Codo de 180°	
Entrada de borda	

Resultados

Altura neta:

Diámetro del chorro:

Diámetro círculo de paso:

Potencia eléctrica:

Característica de la tubería:

Costo estimado hidromecánico:
(Incluye: tubería, accesorios y rodete)

Figura 6.5: Calculadora avanzada de turbina Pelton para micro generación eléctrica creada en VBA. Fuente: elaboración propia.

2. Cálculos Intermedios: Esta función es cubierta principalmente por las pestañas nombradas como “Cálculos principales”, “Cuchara” y “Triángulo de velocidades”. Contienen las ecuaciones teóricas y empíricas de diseño de turbinas que transforman los parámetros de entrada en las dimensiones principales del rodete (D, d_0, Z). Para realizar estos cálculos de los diferentes parámetros necesarios para la automatización del rodete, la lógica de cálculo integrada se basa en la metodología de Sarmiento (2020).

Complementando lo anterior, y con el fin de optimizar la experiencia del usuario a través de VBA (Visual Basic for Applications), se implementaron validaciones lógicas que gestionan la entrada de información. Estas restricciones impiden el ingreso de caracteres no numéricos o valores fuera de los rangos operativos permitidos, evitando así errores de ejecución. Asimismo, el sistema verifica que la relación entre el caudal y la altura de caída ingresados sea consistente con los parámetros de diseño para una turbina Pelton de micro generación eléctrica. Finalmente, en caso de que el usuario omita algún dato opcional, el formulario asigna automáticamente el valor predeterminado más frecuente según las referencias técnicas consultadas. El detalle de esta lógica de programación se encuentra disponible en el [Anexo B.1](#).

3. Parámetros de salida a Inventor: Esta zona crítica es representada por la pestaña “Vínculo Inventor”, que contiene los valores finales de las variables geométricas que controlan el modelo CAD. La regla iLogic se dirige únicamente a las celdas de esta hoja (columna B) para garantizar la transferencia precisa de los resultados de diseño al modelo 3D, cerrando el ciclo de la automatización.

6.3 Lógica de control

En esta sección se describe el conjunto de reglas de programación iLogic que constituyen el núcleo de la automatización, gestionando la secuencia lógica y el flujo de datos para garantizar la correcta regeneración del modelo tridimensional.

La lógica se implementa mediante un sistema de reglas encadenadas que operan jerárquicamente, asegurando la integridad del modelo.

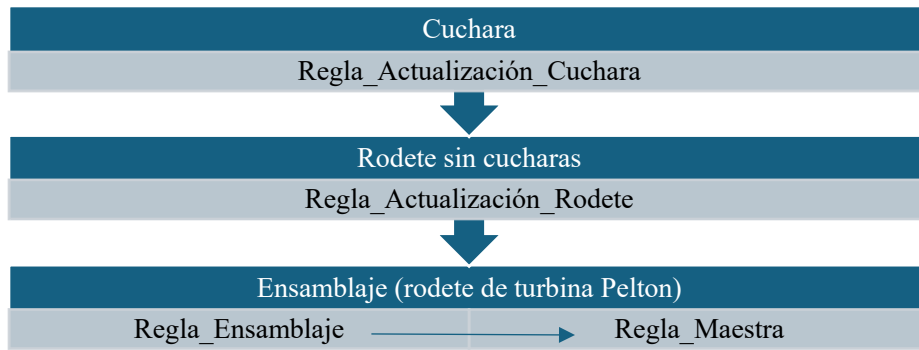


Figura 6.6: Secuencia de las reglas de iLogic para obtener el rodete de turbina Pelton.

1. **Regla_Actualizar_Cuchara:** Esta regla inicia el ciclo de diseño en la pieza individual. Su función es leer los valores de entrada desde la hoja Excel (“Vinculo Inventor”) y asignar a los parámetros de la cuchara. Asegura que la forma del álabe responda a los cálculos hidráulicos previos antes de cualquier interacción con el conjunto superior. Para observar el código de esta regla ver [Anexo B.2.](#)
2. **Vinculo de parámetro entre piezas:** Una vez definida la geometría de la cuchara, automáticamente se vincula al rodete sin cuchara la “distancia entre brazos” (ver Figura 6.7). Esto es vital para la integridad del diseño, ya que permite que la pieza del rodete sin cucharas reciba este dato y ajuste su ancho de montaje de manera automática, garantizando un ajuste mecánico preciso entre ambos componentes.

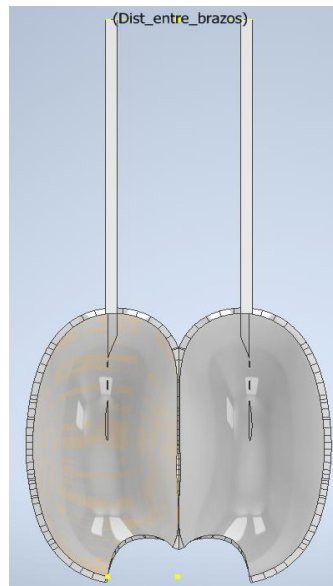


Figura 6.7: Cuchara del rodete de turbina Pelton donde se muestra la distancia entre brazos necesaria para la pieza del rodete sin cucharas. Fuente: elaboración propia.

3. Regla_Actualizar_Rodete: Situada en el archivo de pieza del rodete sin las cucharas, esta regla se activa para leer los datos actualizados por la cuchara en el Excel. Actualiza los parámetros del rodete (diámetro y espesor) basándose en el dato exportado en el paso anterior, logrando una coherencia dimensional en todo el sistema. Para observar el código de esta regla ver [Anexo B.3.](#)
4. Regla_Ensamblaje: A nivel de ensamblaje superior, esta regla gestiona el patrón circular. Lee el parámetro del número de álabes calculado y del ángulo de separación entre cucharas, para actualizar el rodete de turbina Pelton. Para observar el código de esta regla ver [Anexo B.4.](#)
5. Regla_Maestra: Actúa como el orquestador principal del sistema. Su función es invocar de manera secuencial y ordenada las reglas mencionadas anteriormente (ver Figura 6.6). Esta regla centraliza el control, permitiendo que con una sola ejecución el usuario obtenga el diseño completo y actualizado de la turbina Pelton, mitigando errores de omisión en el proceso manual. Para observar el código de esta regla ver [Anexo B.5.](#)

Para el plano de la turbina Pelton:

6. Modificación escala: el sistema utiliza el diámetro del rodete como parámetro de entrada para determinar, a través de una estructura condicional, la escala adecuada para el modelo. La lógica aplicada se resume en la siguiente tabla:

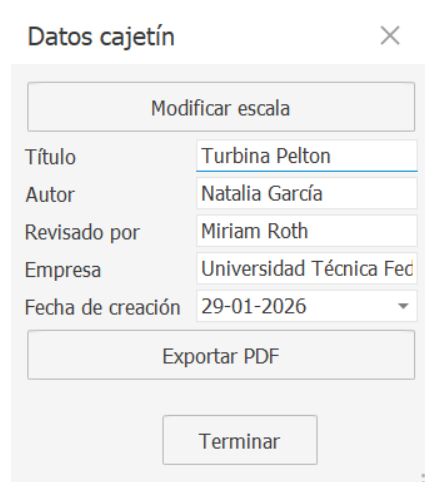
Tabla 6.2: Lógica del escalado dinámico para el plano técnico.

Diámetro [mm]	Escala resultante	Relación
Menor o igual a 400	0,25	1:4
Entre 400 y 800	0,125	1:8
Mayor a 800	0,0625	1:16

Mediante una rutina de automatización, el sistema localiza las referencias de las vistas frontal, lateral e isométrica. Una vez identificadas, el algoritmo asigna el nuevo valor de escala correspondiente, modificando en tiempo real la disposición y proporción de las vistas en la hoja de dibujo.

7. Exportar PDF: para lograr exportar el PDF del plano, lo primero que esta regla realiza es buscar el nombre del título del plano para darle este nombre al documento, en caso de que este campo se encuentre vacío, se envía un aviso para que se agregue. Además, el código detecta automáticamente dónde está guardado el plano técnico, por lo que decide guardar el PDF en la misma carpeta. Por último, activa el motor interno de exportación de PDF de Inventor.

Para facilitar la edición del plano, se implementó un formulario de iLogic que permite al usuario ejecutar las reglas anteriores de manera intuitiva. Además, esta interfaz centraliza la modificación de los datos del cajetín, agilizando significativamente el proceso de actualización del documento. Tal como se muestra en la Figura 6.8.



Datos cajetín	
Modificar escala	
Título	Turbina Pelton
Autor	Natalia García
Revisado por	Miriam Roth
Empresa	Universidad Técnica Fed
Fecha de creación	29-01-2026
Exportar PDF	
Terminar	

Figura 6.8: Formulario de iLogic donde se tiene primero el botón para que se genere la regla de modificar la escala del ensamble, luego los datos que se pueden modificar en el cajetín y por último botón para que se exporte el PDF.

6.4 Manejo de errores y casos límite

Durante el desarrollo de la automatización del rodete Pelton, se identificaron desafíos técnicos críticos relacionados con la persistencia de datos y la comunicación entre Autodesk Inventor y Microsoft Excel.

6.4.1 Gestión de errores de sincronización

- Sincronización de datos (Excel - Inventor)

Uno de los retos iniciales fue garantizar la sincronización bidireccional entre el motor de cálculo en Excel y el CAD de Autodesk Inventor. Al principio, se presentaba que los cambios dimensionales en la hoja de cálculo no se reflejaban de manera consistente en el modelo 3D, generando errores de referencia y fallos en la geometría. Para resolver esto, se implementó una Master Rule en iLogic que actúa como el núcleo lógico del sistema. Esta regla asegura que, antes de cualquier modificación física, todos los parámetros globales se sincronicen permitiendo que el rodete se adapte automáticamente a los requerimientos hidráulicos de cada proyecto sin intervención manual.

- Geometría compleja de la cuchara

En cuanto al modelado de la geometría de la cuchara, la complejidad hidrodinámica representó un obstáculo significativo, especialmente al intentar automatizar el agujero de la cuchara y el ángulo de salida. Estos elementos, críticos para la eficiencia, generaban errores de regeneración en las operaciones de sólido de Inventor ante variaciones considerables del diámetro del chorro (d_0). La solución consistió en optimizar el modelo paramétrico mediante bocetos definidos por ecuaciones matemáticas robustas. Al establecer relaciones geométricas fijas y restricciones inteligentes, se logra que la cuchara mantenga su integridad y eficiencia operativa independientemente de la escala del chorro, garantizando un diseño robusto para micro generación.

- Automatización del patrón circular

La automatización del patrón circular del rodete presentaba dificultades lógicas al modificar el número total de cucharas. El sistema a veces fallaba al intentar añadir o eliminar instancias en el ensamblaje, lo que desfasaba las restricciones de posición. Para superar esto, se desarrolló un script específico en iLogic que gestiona el Component Pattern de forma dinámica. Este código no solo actualiza la cantidad de elementos según el cálculo del paso circular, sino que también redefine

automáticamente las restricciones de ensamblaje, asegurando que cada componente esté perfectamente alineado con el disco del rodete en cada iteración de diseño.

- Optimización de planos

La generación de planos solía ser un proceso tedioso y propenso a errores humanos de escala. Cada vez que se ajustaba el diseño, los planos de fabricación quedaban obsoletos y requerían ajustes manuales en las vistas y cuadros de rotulación. Mediante la automatización de la creación de vistas y el escalado inteligente en Inventor, se logra que la documentación técnica sea un subproducto inmediato del diseño. Ahora, al finalizar el ajuste del modelo 3D, los planos se actualizan de forma autónoma con las escalas y cotas correctas, optimizando los tiempos de entrega y asegurando la precisión necesaria para la fabricación del prototipo.

6.4.2 Latencia en la regeneración geométrica

Se observó un fenómeno de "falso positivo", donde las reglas de iLogic reportaban una ejecución exitosa pero la geometría del rodete no reflejaba los cambios. Esto pasa porque el software prioriza el rendimiento y utiliza versiones en caché de la geometría si el cambio paramétrico no fuerza una invalidación total de la malla.

Para garantizar la precisión del modelo, se estableció un protocolo de actualización forzada mediante el comando de reconstrucción profunda (Rebuild), asegurando que cada componente re-evalúe su árbol de operaciones tras la inyección de nuevos datos.

6.4.3 Estabilidad en límites geométricos

Se identificó un caso límite crítico en la relación de diámetros (m), fijando el valor operativo predeterminado en $m = 15$ para garantizar la estabilidad del ensamblaje automatizado, especialmente cuando el usuario no define una velocidad de rotación específica. Desde la perspectiva de la automatización, valores fuera de este rango genera errores de "unsolved constraints" (restricciones no resueltas) en Inventor, debido a que la densidad de las cucharas en el disco provocaba colisiones geométricas que el motor de resolución no logra procesar.

Por lo tanto, la fijación de este parámetro y la implementación de alertas de rango en el formulario actúan como una salvaguarda de software para evitar el colapso del árbol de operaciones. Además, durante las pruebas de estrés de la automatización, se identificaron casos donde el sistema generaba

geometrías con dimensiones fuera de escala, clasificadas como “errores silenciosos” al no disparar excepciones inmediatas en el código de iLogic. Con la restricción paramétrica y el recálculo automático de la relación de diámetros (m) ante la entrada de la velocidad del generador, se logra estabilizar la generación de la geometría y asegurar que el diseño final sea siempre constructivamente viable.

6.2. Resultados de la automatización paramétrica

Tras la implementación del modelo de automatización, se presentan a continuación los resultados obtenidos del diseño paramétrico de la cuchara Pelton. Esta sección detalla cómo el sistema traduce las variables hidráulicas de entrada en una geometría tridimensional precisa, eliminando el error humano y reduciendo significativamente los tiempos de modelado. Los datos expuestos demuestran la capacidad del algoritmo para generar soluciones consistentes que cumplen con los criterios técnicos de diseño establecidos previamente.

6.2.1. Validación del funcionamiento del sistema

Con el objetivo de verificar la estabilidad y adaptabilidad del sistema automatizado, se presentan tres casos de estudio basados en la variación de los parámetros hidráulicos de entrada (altura neta y caudal). Estos escenarios han sido seleccionados estratégicamente considerando los límites operativos donde se sitúa la zona de trabajo del proyecto (Figura 2.4). De esta manera, se evalúa el comportamiento del algoritmo en los extremos del espectro de diseño, garantizando que la geometría del rodete mantenga su integridad y funcionalidad técnica ante las condiciones más exigentes de la zona de estudio.

- Caso nominal: Representa un diseño estándar basado en condiciones de operación intermedias.
- Límite inferior (diseño pequeño): Corresponde al escenario donde la combinación de parámetros de entrada resulta en las dimensiones geométricas mínimas funcionales de la cuchara.
- Límite superior (diseño grande): Representa el escenario de dimensiones máximas permitidas por el modelo de automatización.

De esta manera, se demuestra que la herramienta cubre satisfactoriamente todo el rango de diseño esperado, ajustando las dimensiones de salida de forma coherente. En la Tabla 6.3 se muestran estos casos y sus respectivos resultados.

Tabla 6.3: Tabla de validación para micro generación de rodete de turbina Pelton.

Caso de prueba	Parámetros de entrada		Parámetros de salida			
	Altura bruta (H_b) [m]	Caudal (Q) [$\frac{m^3}{s}$]	Largo de la cuchara (L) [mm]	Profundidad (P) [mm]	Diámetro círculo de paso (D) [m]	Número de álabes (Z)
Límite inferior	35	0,25	312,80	100,90	1,68	21
Caso nominal	75	0,15	200,52	64,68	1,08	21
Límite superior	110	0,02	67,75	21,85	0,36	21

La respuesta del modelo paramétrico ante las distintas condiciones hidráulicas de diseño se visualiza en las siguientes representaciones:

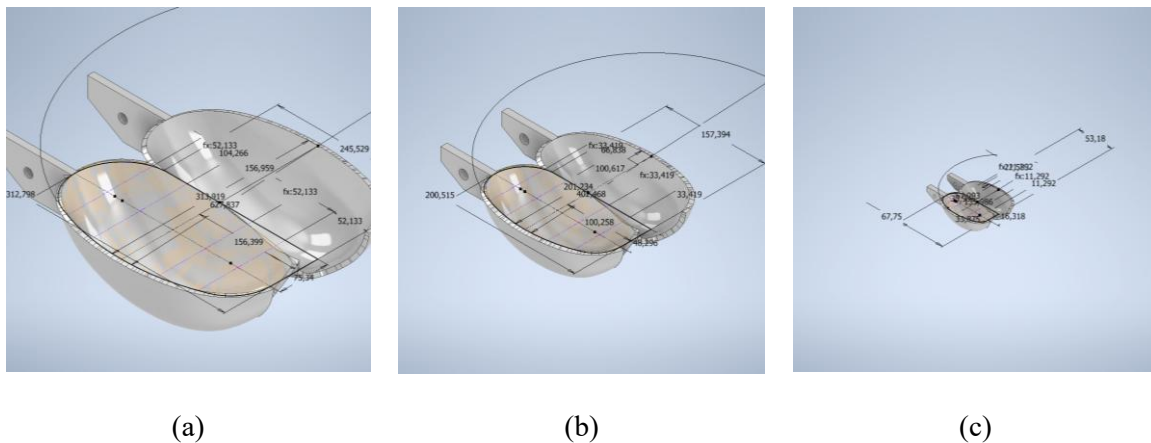


Figura 6.9: Resultados de la geometría de la cuchara automatizada (a) Caso límite inferior (b) Caso nominal (c) Caso límite superior. Fuente: elaboración propia.

Estas figuras permiten visualizar la morfología de la cuchara Pelton y cómo el algoritmo ajusta proporcionalmente cada característica geométrica en respuesta a las variaciones del caudal y la altura bruta. La comparación visual entre el caso nominal, el límite inferior y el límite superior confirma la integridad del modelo CAD y su capacidad de adaptación sin presentar errores de reconstrucción geométrica.

Para los tres casos de validación presentados, el número de álabes se ha estandarizado en $Z = 21$. Esta decisión técnica se fundamenta con el estudio de Xiao et al. (2024), la cual establece que para una relación de diámetro $m = 15$ se tiene un número de cucharas óptimo ($Z = 21$) para minimizar las pérdidas por fricción y evitar la interferencia entre chorros se sitúa en dicho valor. Este parámetro se asume por defecto mediante VBA en caso de que el usuario no especifique la velocidad del generador. El objetivo de optimizar la compacidad del rodete y garantizar una transición suave entre los límites operativos.

No obstante, si el usuario ingresa una velocidad específica, el sistema recalcula el valor de m para adaptarse a dicha condición. En este escenario, se han implementado restricciones de eficiencia: si el valor resultante de m se encuentra fuera del rango óptimo (menor a 10 o mayor a 20), el programa informará al usuario que el diseño no es viable debido a su baja eficiencia. Si el valor se encuentra dentro de los límites, el sistema realizará un recálculo automático para asegurar la proporcionalidad geométrica adecuada. A continuación, se muestra la diferencia de los parámetros de salida del caso límite superior al momento de añadir diferentes velocidades del generador.

Tabla 6.4: Parámetros de salida para el caso límite superior variando la velocidad del generador [rpm].

Velocidad del generador [rpm]	Parámetros de salida		
	Relación de diámetros (m)	Diámetro círculo de paso (D) [mm]	Número de álabes (Z)
750	17,88	456,75	23
1000	13,40	342,56	21
1500	8,94	228,38	19

En la Figura 6.10 se presenta la traducción geométrica de los parámetros calculados en la tabla anterior, evidenciando la variación del diámetro de paso y la densidad de álabes para cada caso de estudio.

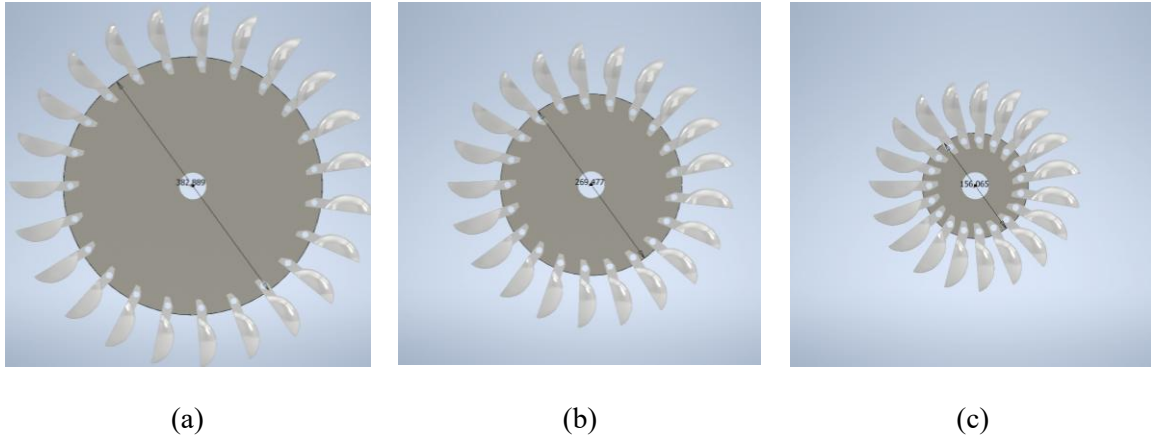


Figura 6.10: Resultados de la geometría del rodete de turbina Pelton para diferentes velocidades del generador: (a) 750 rpm (b) 1000 rpm (c) 1500 rpm. Fuente: elaboración propia.

La validación de la interfaz de comunicación entre Excel e iLogic confirma que el uso de GoExcel.CellValue es clave para la robustez del sistema, ya que permite leer los parámetros de diseño sin necesidad de mantener el archivo de Excel abierto, reduciendo la carga computacional y el riesgo de fallos. En paralelo, el análisis de la geometría validada demuestra que la estrategia de modelo esqueleto funciona de forma coherente, estableciendo el diámetro del chorro (d_0) como parámetro maestro que gobierna el resto de las dimensiones mediante relaciones geométricas consistentes.

Asimismo, las restricciones de simetría aseguran una división equitativa del chorro, condición esencial para el equilibrio dinámico y la eficiencia del rodete. Finalmente, la regla maestra confirma su eficacia como mecanismo de control global, porque al ejecutar secuencialmente las reglas de la cuchara, el rodete y el ensamblaje, minimiza el error humano y garantiza que las actualizaciones geométricas se realicen en el orden correcto, preservando la integridad topológica del modelo 3D.

6.2.2. Ahorro de tiempo y eficiencia

La implementación de la automatización paramétrica a través de iLogic y Excel no sólo garantiza la coherencia geométrica, sino que se justifica principalmente por el incremento en la eficiencia del proceso de diseño desde una perspectiva de ingeniería. El desarrollo manual de un nuevo diseño de rodete, incluyendo el bocetado de las curvas de la cuchara, la asignación de cotas, la aplicación de restricciones y la creación del patrón circular del ensamblaje, se estima que requiere aproximadamente 4 horas de trabajo especializado. Este tiempo aumenta considerablemente si se encuentra un error de reconstrucción que requiera la revisión del modelo esquelético.

El sistema automatizado reduce drásticamente esta carga de trabajo. La regeneración completa de un nuevo rodete, desde la entrada de nuevos parámetros hidráulico en la hoja de cálculo hasta la actualización final del ensamblaje 3D en Inventor, toma un tiempo promedio de 5 minutos por iteración. Por lo que esta diferencia de tiempo permite que el proceso de diseño se enfoque en la exploración del espacio de diseño en lugar del modelado repetitivo.

La automatización hace posible la generación de 12 nuevos diseños completamente dimensionados por hora. Este margen es vital, ya que facilita la rápida creación de una superficie de diseño robusta y amplia. La capacidad de generar y evaluar múltiples geometrías con agilidad es un prerequisite fundamental para la siguiente fase del proyecto: la Simulación Hidrodinámica (CFD), garantizando que el diseño final seleccionado sea el que maximice el rendimiento dentro de las restricciones de la micro generación.

7 Proceso de prototipado

Si bien el algoritmo de automatización genera una geometría optimizada para el rendimiento hidráulico, donde originalmente se genera una fijación mediante elementos de sujeción (pernos), el modelo de prototipado fue adaptado para asegurar la viabilidad técnica mediante fabricación aditiva. Debido a la naturaleza anisótropa del PLA y la fragilidad de la unión entre capas, se sustituyó el sistema apernado por una unión mecánica de encaje macho-hembra. Esta modificación permite una distribución de esfuerzos más uniforme en toda la superficie de contacto, mejorando la resistencia de las cucharas ante las cargas cíclicas del chorro de agua y evitando que la integridad estructural dependa exclusivamente de la adhesión entre capas de impresión, lo cual reduciría el riesgo de falla por delaminación.

7.1 Optimización para fabricación aditiva

En esta etapa, el diseño automatizado se somete a una serie de modificaciones geométricas necesarias para garantizar el éxito de la impresión en PLA.

- Consideración de tolerancias de ajuste

Para asegurar que las cucharas encajen correctamente en el rodete tras la impresión, se aplicaron tolerancias dimensionales. Debido a la expansión térmica, se define una holgura de 0.15 mm entre la sección macho (cuchara) y la hembra (rodete sin cucharas), permitiendo un ensamblaje manual sin necesidad de un post-procesado excesivo, asegurando la concentricidad del conjunto.

- Preparación para cargas cíclicas

Considerando que la turbina operará bajo un flujo constante, la geometría del encaje se diseñó para resistir la fatiga. Se evitaron las esquinas vivas en las muescas del rodete, aplicando radios (*fillets*)

para minimizar los concentradores de esfuerzos en el plástico, prolongando la vida útil del prototipo durante las pruebas experimentales.

- Reingeniería de la unión

La modificación más significativa es la transición de una unión apernada a un sistema de anclaje macho-hembra. Los motivos técnicos para este cambio son que, a diferencia de los pernos que concentran el esfuerzo en perforaciones circulares pequeñas, el encaje macho-hembra distribuye la carga del chorro de agua en una superficie de contacto mucho mayor reduciendo el riesgo de fractura en la base de la cuchara. Además, dado que las piezas de PLA son más débiles en la unión entre capas, es decir, el material impreso es anisótropo, el diseño de encaje permite que las fuerzas se transmitan por contacto directo entre las paredes sólidas del rodete y la cuchara, y no solo a través de la adherencia del material.

7.1.1 Análisis comparativo de esfuerzos mediante elementos finitos

A continuación, se muestran imágenes de la turbina Pelton presentadas anteriormente con la configuración apernada y macho-hembra en las que se les realiza un análisis de tensión de tipo Von Mises, desplazamiento y del coeficiente de seguridad.

Con el fin de obtener estos resultados, se modeló el impacto del chorro de agua como una presión distribuida en la zona cóncava de los álabes. Esta carga se calculó basándose en la ecuación (10) cuya expresión simplificada se presenta a continuación:

$$F_{bucket} = \rho \cdot Q \cdot (C_0 - U) \cdot (1 - \cos(\beta)) \quad (33)$$

Donde,

- ρ es la densidad del agua y se utiliza el valor de 1000 [kg/m³].
- Q representa el caudal que pasa por la boquilla en [m³/s].
- C_0 es la velocidad del chorro en [m/s].
- U velocidad tangencial del rodete en [m/s].
- β es el ángulo de giro total flujo de agua, se define como $180 - \beta_2$ y para este trabajo se fijó β_2 con el valor de 12°. Por lo tanto β es igual a 168°.

Asimismo, se consideró el torque resultante sobre el rodete a partir de la fuerza de impacto y el diámetro del círculo de paso, mediante la siguiente ecuación:

$$T = F_{bucket} \cdot R_m \quad (34)$$

Donde,

- F_{bucket} es la fuerza en la cuchara del rodete en [N].
- R_m corresponde al radio del círculo de paso calculado como $R_m = \frac{D_m}{2}$ [m].

En la Figura 7.1 se muestra cómo se ubican la fuerza en la cuchara (F_{bucket}) y el torque por el generador (T_{gen}) determinado por la demanda eléctrica en el rodete de turbina Pelton para realizar los análisis de tensión en el software Autodesk Inventor.

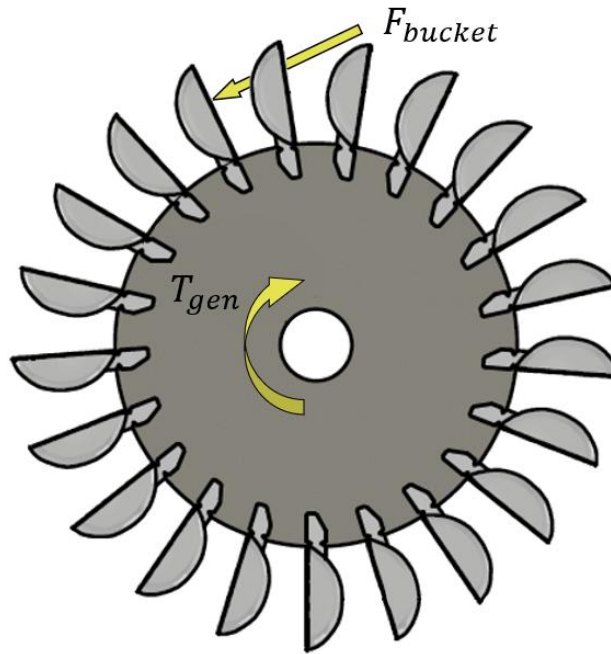


Figura 7.1: Diagrama de cuerpo libre del rodete Pelton y distribución de cargas tangenciales. Fuente: elaboración propia.

Las restricciones de movimiento se aplicaron en los pernos de sujeción (configuración apertada) y en las caras de contacto del ajuste macho-hembra, permitiendo evaluar la transferencia de carga entre componentes.

El análisis de esfuerzos para las configuraciones de unión se fundamenta en las sollicitudes mecánicas derivadas de la operación hidráulica: la fuerza de impacto sobre las cucharas y el momento torsor en

el disco transmitido hacia el generador. Estas cargas, originadas por la altura neta y el caudal del sistema, definen el estado tensional de los componentes. Las condiciones hidráulicas que representan cada uno de los diseños del rodete se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 7.1: Datos de entrada para el estudio de esfuerzos en configuraciones de unión.

Parámetro	Caso nominal
Altura neta H_n [m]	35
Caudal Q [m ³ /s]	0,01
Velocidad del chorro C_0 [m/s]	35,56
Velocidad tangencial U [m/s]	11,50
Fuerza de impacto F_{bucket} [N]	278
Diámetro de círculo de paso D_m [m]	0,33
Torque resultante T [Nm]	8

El esfuerzo equivalente de Von Mises es un parámetro fundamental para identificar las zonas críticas de concentración de tensiones, especialmente en la raíz de la rosca de los pernos y en las raíces del encaje macho-hembra, determinando si las cargas hidráulicas aplicadas inducen deformaciones plásticas o si el diseño opera dentro de un margen de seguridad adecuado según el criterio de la máxima energía de distorsión.

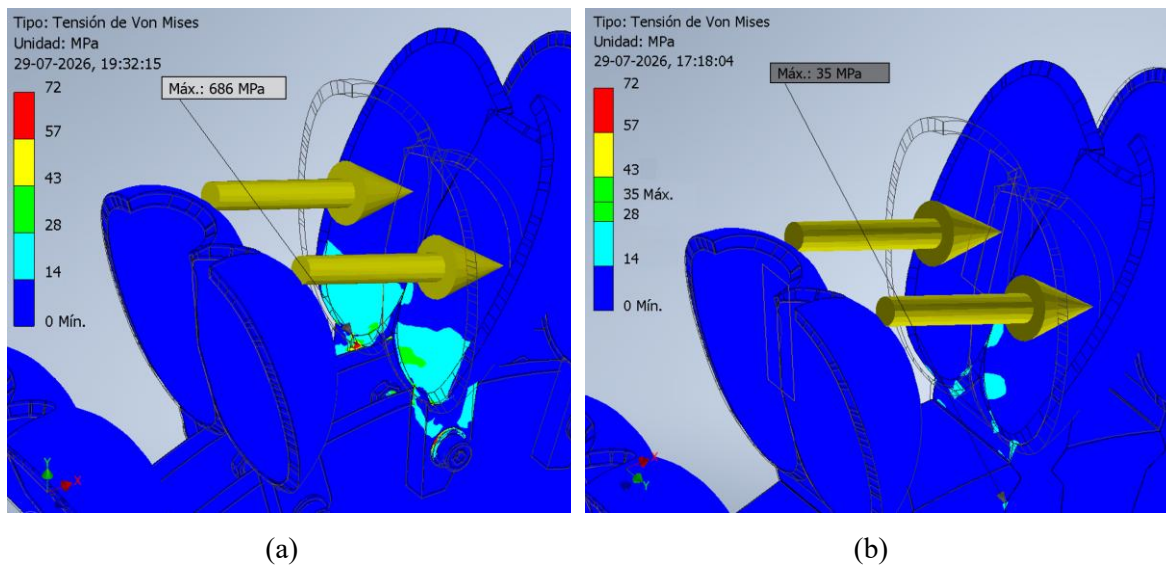


Figura 7.2: Vista isométrica frontal del análisis de Von Mises (a) Configuración apernada (b) Configuración macho-hembra. Fuente: elaboración propia.

El PLA estándar posee un límite de tracción de 72 [MPa]. Al **analizar la tensión de Von Mises** (Figura 7.2) bajo la carga nominal de 278 [N], representadas por los vectores amarillos. Ambas configuraciones comparten una escala visual estandarizada que va desde 0 [MPa] (azul) hasta 72 [MPa] (rojo). Sin embargo, los resultados muestran una diferencia sustancial en la magnitud y en la forma en que se distribuyen las tensiones a lo largo de la geometría.

En la configuración apernada (a), se registra una tensión máxima de 686 [MPa] valor que supera drásticamente el límite superior de la escala gráfica. Esta elevación se concentra de manera crítica en la base del soporte y en los contornos de los agujeros de fijación del perno, manifestándose con gradientes de color cian y verde. Este comportamiento es característico de las uniones apernadas, donde la restricción geométrica y la transferencia puntual de cargas suelen generar severas concentraciones de tensión o singularidades numéricas en el modelo de elementos finitos.

Por el contrario, la configuración macho-hembra (b) muestra un comportamiento mecánico sumamente eficiente, con un esfuerzo máximo de tan solo 35 [MPa]. La mayor parte del componente se mantiene en la zona azul de la escala, por debajo de los 14 [MPa], lo que confirma que las fuerzas se transmiten de manera homogénea a lo largo del área de encaje en lugar de concentrarse en un único punto de sujeción.

En términos cuantitativos, el cambio al diseño macho-hembra logra una reducción del pico de tensión de aproximadamente un 95% en comparación con el sistema apernado. Al eliminar la necesidad de pernos directos en esa sección y distribuir la carga sobre una superficie de contacto continua, la configuración (b) suprime los concentradores de esfuerzo críticos, garantizando que el componente trabaje dentro de un rango estructuralmente seguro.

Continuando con el **análisis de desplazamiento**, este permite cuantificar la rigidez y estabilidad dimensional del componente bajo las fuerzas de operación, identificando qué tanto se aleja la geometría de su forma original. En un rodete Pelton, este estudio es fundamental para garantizar que la cuchara mantenga su posición frente al chorro de agua, ya que deformaciones excesivas no solo sugieren una falla mecánica inminente, sino que alteran el ángulo de incidencia del fluido reduciendo la eficiencia en la transferencia de energía

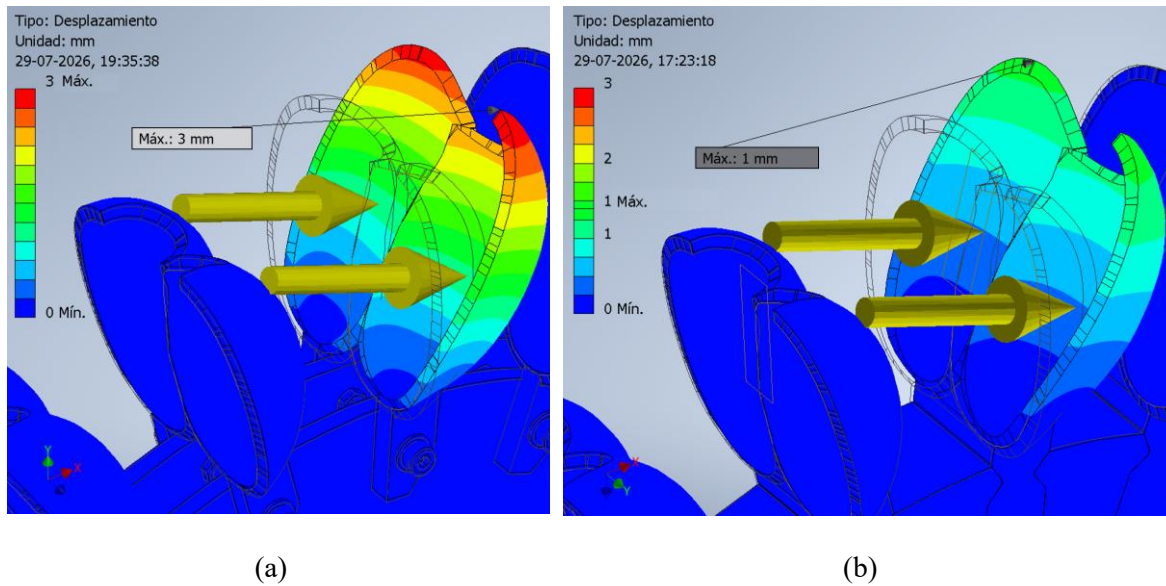


Figura 7.3: Vista isométrica frontal del análisis de desplazamiento (a) Configuración apernada (b) Configuración macho-hembra. Fuente: elaboración propia.

El análisis comparativo de desplazamientos presentado en la Figura 7.3 permite cuantificar la rigidez estructural de ambas soluciones. En la configuración apernada (a) se observa un desplazamiento máximo de 3 [mm]. Esta elevación en el desplazamiento se concentra de manera crítica en la parte superior y en el contorno del componente, manifestándose con gradientes de color naranja y rojo. Este comportamiento indica una menor rigidez en la estructura, lo que provoca que los bordes se deformen más bajo la carga.

Por el contrario, la configuración macho-hembra (b), muestra un comportamiento estructural sumamente eficiente, con un desplazamiento máximo de tan solo 1 [mm]. La mayor parte del componente se mantiene en la zona azul, por debajo de 1 [mm], lo que confirma una mayor rigidez y una mejor distribución de las cargas. Las zonas de mayor desplazamiento se limitan a pequeñas áreas verdes en la parte superior, lo que indica que el diseño es más estable y capaz de soportar las fuerzas aplicadas con una deformación mínima.

El cambio a la segunda configuración logra una reducción del desplazamiento máximo de aproximadamente un 67% en comparación con la primera. Al optimizar el diseño para distribuir la carga de manera más homogénea y mejorar la rigidez estructural, la segunda configuración suprime las deformaciones críticas, garantizando que el componente trabaje dentro de un rango estructuralmente seguro y reduciendo el riesgo de fallo o inestabilidad.

El **análisis del factor de seguridad (FDS)** consiste en evaluar el margen de reserva que posee un diseño frente a una carga específica para prevenir una falla imprevista. En términos de ingeniería mecánica, este indicador mide la relación entre la capacidad máxima del material y el estrés real al que está siendo sometido durante su operación.

La fórmula para calcular el factor de seguridad es la siguiente:

$$FDS = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{max}} \quad (35)$$

Donde,

- σ_{adm} (esfuerzo admisible): es la resistencia máxima del material antes de fallar. En el caso del PLA se ha definido utilizar el límite elástico de 72 [MPa].
- σ_{max} (esfuerzo máximo calculado): es el valor de tensión de Von Mises máxima que se obtiene en la simulación.

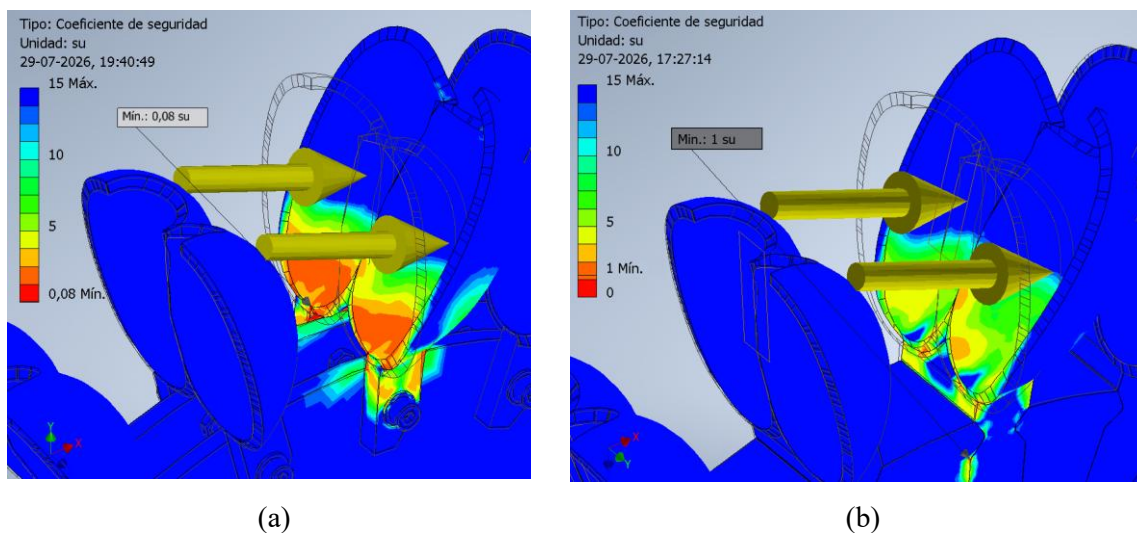


Figura 7.4: Vista isométrica frontal del análisis de coeficiente de seguridad (a) Configuración apernada (b) Configuración macho-hembra. Fuente: elaboración propia.

El análisis comparativo del Coeficiente de Seguridad (FDS) en la Figura 7.4 permite cuantificar la brecha de confiabilidad entre ambos diseños bajo la carga nominal de 278 [N]. En la configuración apernada (a), el coeficiente de seguridad mínimo registrado cae a un valor crítico de 0,08. Esta zona de falla inminente se refleja claramente en color naranja y rojo en la base y alrededor de las uniones de fijación, extendiéndose de forma amplia por el área expuesta a la carga. Un factor significativamente menor a 1 evidencia que la concentración de tensiones generada por la presencia de pernos supera por mucho la resistencia límite del material, lo que se traduciría en una falla estructural prematura bajo estas condiciones de trabajo.

En contraste, la configuración macho-hembra (b) alcanza un coeficiente de seguridad mínimo de 1, cumpliendo justo en su punto más exigido con el límite de fluencia del material. Gráficamente, se aprecia una transición mucho más suave: el color azul predominante en la estructura indica zonas con factores holgadamente superiores a 15, mientras que las áreas más solicitadas se mantienen en tonos amarillos y verdosos, sin llegar a los niveles rojos de plastificación observados en el primer caso.

La comparación entre ambas propuestas demuestra la clara superioridad del diseño macho-hembra para la transmisión de cargas. Al eliminar las concentraciones de esfuerzo puntuales de la fijación apernada, la configuración (b) incrementa el coeficiente de seguridad mínimo en más de un 1150% (pasando de 0,08 a 1), transformando una estructura conceptualmente inviable en un componente mecánicamente estable y resistente.

7.1.2 Análisis comparativo cuantitativo de las configuraciones de sujeción.

Tabla 7.2: Resumen numérico comparativo de esfuerzos, desplazamientos y factores de seguridad en el escenario de diseño.

Parámetro	Unión Apernada	Unión macho- hembra	Porcentaje de mejora
Esfuerzo máximo localizado [MPa]	686	35	95%
Desplazamiento máximo [mm]	3	1	67%
Factor de seguridad mínimo	0,08	1	+ 0,92 de incremento

El análisis cuantitativo consolidado en la Tabla 7.2 demuestra de manera concluyente la inviabilidad operativa de la unión apernada frente a la superioridad mecánica de la unión macho-hembra. El esfuerzo máximo localizado se reduce drásticamente de 686 [MPa] en la unión apernada a tan solo 35 [MPa] en la unión macho-hembra. Esta disminución tan drástica representa un 95% de mejora en la atenuación de las concentraciones de tensión crítica dentro de la estructura.

En cuanto a la deformación, el desplazamiento máximo pasa de 3 [mm] en el sistema apernado a 1 [mm] en el diseño macho-hembra. Esto equivale a un 67% de mejora en la rigidez global del componente, limitando significativamente la flexión bajo carga.

Por último, el factor de seguridad mínimo experimenta un incremento substancial, pasando de un valor inviable de 0,08 en la configuración apernada a un valor de 1 en la unión macho-hembra. Esta diferencia se refleja como un incremento absoluto de +0,92 en el coeficiente de seguridad, garantizando que el diseño optimizado no falle por fluencia.

7.1.3 Análisis de la integridad estructural y fatiga del material de la configuración macho-hembra

Al evaluar el comportamiento mecánico del rodete Pelton diseñado en PLA bajo la configuración macho-hembra, es imperativo distinguir entre la resistencia estática y la resistencia a la fatiga del material. Para las condiciones de operación definidas por una altura neta de 35 [m] y un caudal de 0,01 [m³/s], los análisis de esfuerzos de Von Mises en el encaje revelan un valor máximo de 35 [MPa] localizado en la raíz de la unión. Al comparar esta tensión con el límite elástico y de tracción del PLA (72 [MPa]), se confirma que bajo carga estática el componente trabaja holgadamente dentro de su régimen elástico, alcanzando un factor de seguridad mínimo de 1 en el punto más solicitado y manteniendo el resto de la estructura muy por debajo de los límites de fluencia.

Sin embargo, al analizar el comportamiento a la fatiga, el escenario exige mayor precaución debido a que una turbina Pelton opera bajo cargas cíclicas constantes producidas por el impacto continuo del chorro sobre los álabes. Para el PLA, el límite de fatiga se sitúa en un rango de entre 22,2 y 27,7 [MPa] para 10⁶ o más ciclos de operación. Dado que el esfuerzo pico de 35 [MPa] supera levemente dicho umbral de fatiga en un 59%, por lo que se identifica un riesgo potencial de degradación progresiva y micro agrietamiento en la raíz del encaje tras un uso prolongado bajo estas condiciones hidráulicas.

Además, para una interpretación correcta de los resultados, es imperativo considerar el fenómeno de envejecimiento del PLA descrito en el estudio de Orellana (2023). Según dicha investigación, las propiedades mecánicas del polímero experimentan una estabilización molecular que incrementa su resistencia a la tracción en hasta un 100% tras tres meses de servicio, elevando el límite elástico nominal de diseño desde 72 [MPa] hasta un valor de aproximadamente 144 [MPa]. Al contrastar este material maduro con la simulación, el esfuerzo máximo de 35 [MPa] resulta ampliamente admisible.

Como conclusión de viabilidad, se determina que bajo la configuración geométrica actual y manteniendo el PLA como material de fabricación, la operación a 35 [m] de altura puede ser técnicamente viable a largo plazo. Para que su utilización sea segura, como futuros desarrollos se establecen dos vías de solución principales: la primera consiste en la reducción de la carga de diseño,

ajustando la altura de caída para que los esfuerzos se sitúen dentro de un rango seguro. La segunda vía es la optimización geométrica, mediante la implementación de radios (*fillets*) de mayor magnitud en la base del álabe y la mejora del perfil del encaje, con el fin de redistribuir las tensiones y permitir la operación en rangos de altura superiores.

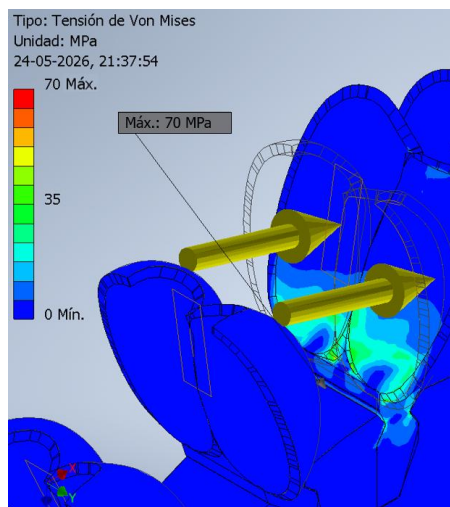
7.2 Análisis del PLA ante diferentes condiciones hidráulicas

Para evaluar la robustez del diseño propuesto bajo distintas condiciones operativas, se estableció una matriz de escenarios basada en la variación de la altura neta (H_n) y el caudal de diseño (Q). Esta matriz de sensibilidad permite identificar la respuesta del rodete ante diversos regímenes de carga, expresados a través de la fuerza de impacto del chorro y el torque resultante sobre el eje. Los valores obtenidos, detallados en la Tabla 7.3, constituyen la base para las simulaciones de elementos finitos (FEA) orientadas a determinar los límites de falla elástica del material.

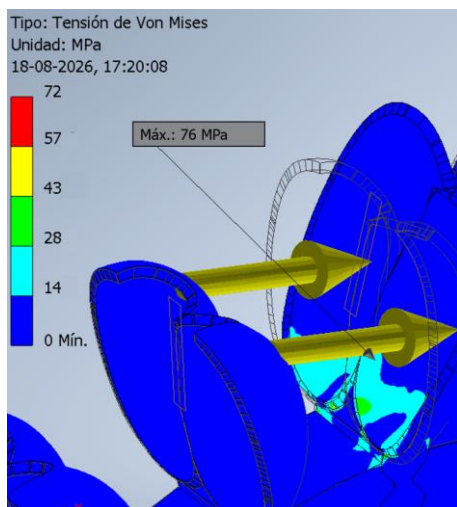
Tabla 7.3: Escenarios operativos para el análisis de sensibilidad de esfuerzos y torques en el rodete Pelton.

Altura neta	Variables \ Caudal [m ³ /s]	Bajo (Q_{min}): 0,01	Nominal (Q_{nom}): 0,05	Alto (Q_{max}): 0,10
35 [m]	Fuerza de impacto [N]	281	1413	2804
	Torque [Nm]	8	126	411
	Potencia hidráulica [kW]	3	17	35

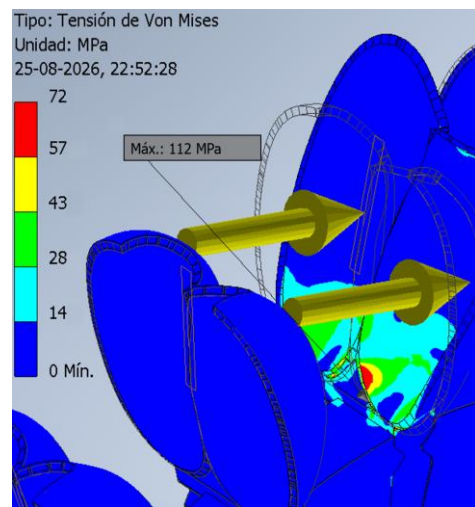
A continuación, se presentan los análisis de esfuerzos obtenidos del software Autodesk Inventor a partir de los escenarios operativos presentados en la Tabla 7.3, considerando una altura neta constante de 35 [m] para las tres condiciones evaluadas mediante la variación del caudal en 0,01 [m³/s] (bajo), 0,05 [m³/s] (nominal) y 0,10 [m³/s] (alto).



(a)

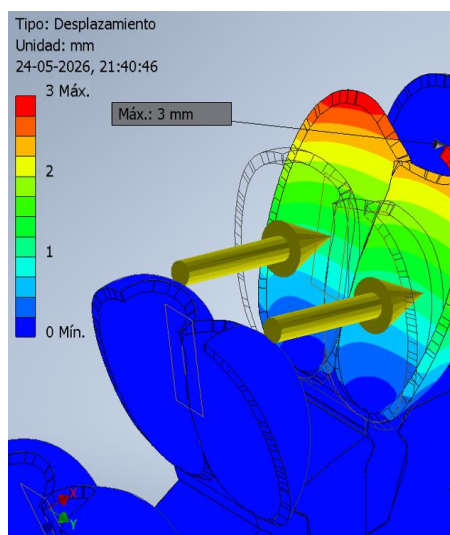


(b)

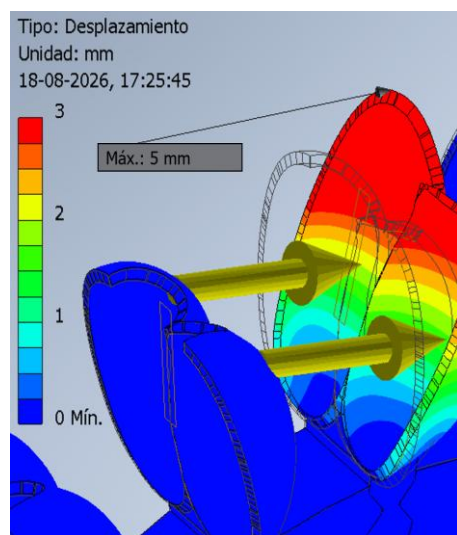


(c)

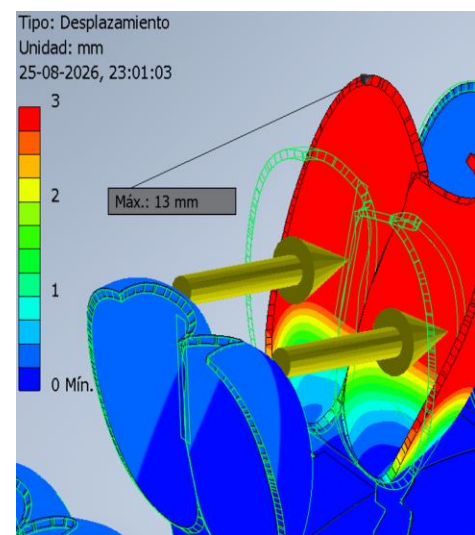
Figura 7.5: Vista isométrica frontal del análisis de Von Mises para configuraciones con $H_n = 35$ [m] y (a) $Q_{bajo} = 0,01$ [m^3/s] (b) $Q_{nominal} = 0,05$ [m^3/s] (c) $Q_{alto} = 0,10$ [m^3/s]. Fuente: elaboración propia.



(a)



(b)



(c)

Figura 7.6: Vista isométrica frontal del análisis de desplazamiento para configuraciones con $H_n = 35$ [m] y (a) $Q_{bajo} = 0,01$ [m^3/s] (b) $Q_{nominal} = 0,05$ [m^3/s] (c) $Q_{alto} = 0,10$ [m^3/s]. Fuente: elaboración propia.

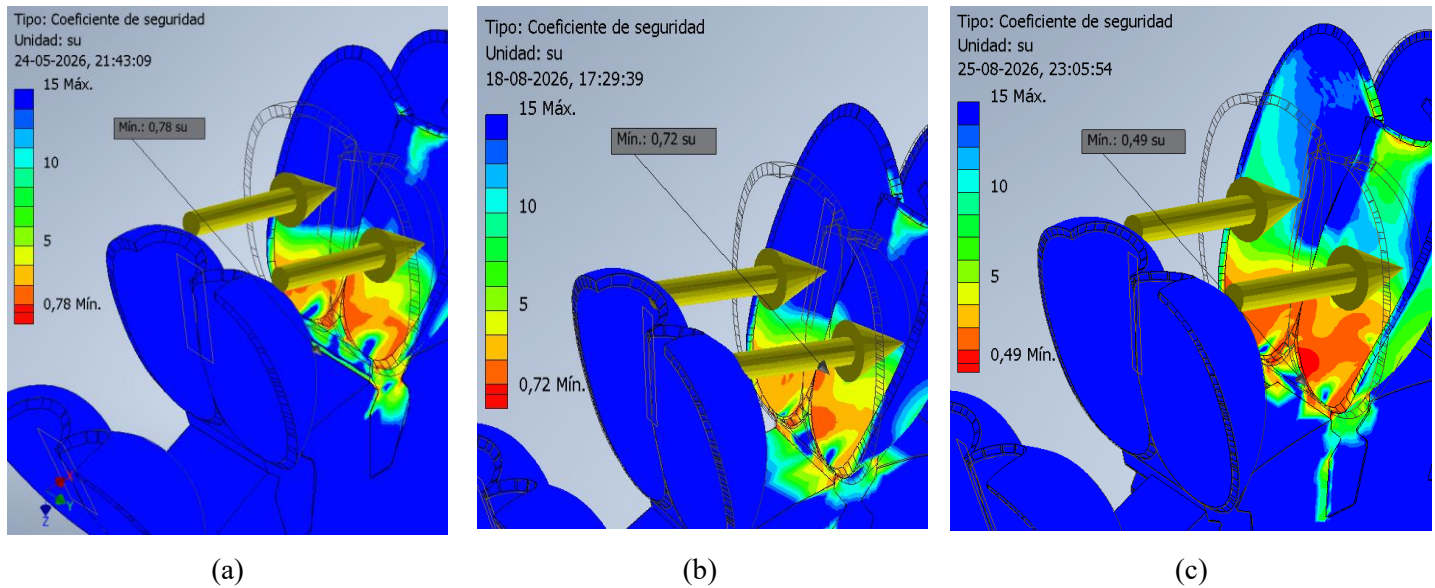


Figura 7.7: Vista isométrica frontal del análisis del coeficiente de seguridad para configuraciones con $H_n = 35$ [m] y (a) $Q_{bajo} = 0,01$ [m³/s] (b) $Q_{nominal} = 0,05$ [m³/s] (c) $Q_{alto} = 0,10$ [m³/s]. Fuente: elaboración propia.

Tabla 4: Resumen del análisis FEA para los tres escenarios operativos ($H_n = 35$ [m]).

Escenario de Caudal Q [m³/s]	Tensión Máx. Von Mises [MPa]	Desplazamiento Máx. [mm]	Coeficiente de Seguridad Mín.
Bajo (0,01)	70	3	0,78
Nominal (0,05)	76	5	0,72
Alto (0,10)	112	13	0,49

De acuerdo con la Figura 7.5, las concentraciones de esfuerzo se ubican en la cara posterior de la cuchara y en la raíz del acople macho-hembra. Al pasar del régimen de caudal bajo 70 [MPa] al régimen nominal 76 [MPa], se registra un incremento moderado del 8% en la tensión máxima de Von Mises. Sin embargo, al pasar de la condición nominal a la condición de caudal alto 112 [MPa], el esfuerzo se eleva un 47% adicional, acumulando un incremento total del 60% respecto al escenario inicial. Este salto cuantitativo responde directamente al aumento no lineal de las fuerzas hidrodinámicas ejercidas por el chorro.

Los resultados del análisis de deformación de la Figura 7.6 muestran que los mayores desplazamientos se concentran en las crestas y bordes exteriores de la cuchara. Al incrementar el caudal de 0,01 a 0,05 [m³/s], la flexión máxima aumenta de 3 [mm] a 5 [mm], lo que equivale a un incremento del 67%. En el escenario extremo 0,10 [m³/s], la deformación alcanza los 13 [mm],

representando un aumento del 160% respecto a la condición nominal y una variación acumulada del 333% en comparación con el régimen bajo, evidenciando una pérdida de rigidez relativa significativa ante caudales máximos.

Como se ilustra en la Figura 7.7, el coeficiente de seguridad decrece de forma inversamente proporcional al aumento del caudal. En el régimen nominal 0,72, el factor de seguridad disminuye un 7,7% respecto al valor inicial 0,78. Al operar bajo el caudal máximo de 0,10 [m³/s], el coeficiente cae a 0,49, reduciéndose un 32% adicional respecto a la condición nominal y marcando una caída total del 37% frente a la condición mínima. La presencia de valores por debajo de la unidad ($CS < 1,0$) en todos los casos confirma que la raíz del acople experimenta sobreesfuerzos severos. Cuantitativamente, la reducción del factor de seguridad en casi un 40% en el escenario alto fundamenta la necesidad de engrosar la base del acople o redefinir el radio de empalme para distribuir de manera más eficiente las líneas de flujo de tensiones.

7.3 Preparación y resultados de la impresión 3D

7.3.1 Preparación del modelo CAD para fabricación

Con el propósito de ejecutar el proceso de manufactura aditiva de manera óptima, el modelo digital desarrollado en el entorno CAD debe someterse a una secuencia rigurosa de preparación técnica, la cual se detalla a continuación:

1. Conversión a formato de malla: Se exportaron los sólidos a un formato en el que se representa la geometría mediante malla de triángulos (formato STL) con una alta densidad de polígonos para evitar facetado³ en las superficies curvas de las cucharas.
2. Análisis de voladizos (*Overhangs*): Se identificaron las zonas críticas de la cuchara que requieren material de soporte para evitar colapsos durante la impresión.
3. Definición de parámetros de impresión:
 - Altura de capa: Configurada para minimizar el "efecto escalera" en el perfil del *splitter*.
 - Densidad de relleno (*Infill*): Ajustada a un 30% pero solamente para este prototipado, ya que debe ser superior al 70% para soportar las fuerzas de impacto del chorro de agua durante las pruebas funcionales.

³ Efecto visual generado cuando una superficie curva se representa mediante caras planas debido a una baja resolución de la malla.

- Orientación de impresión: Es necesario que las capas no queden perpendiculares a la fuerza del chorro, o el álabe se separará entre capas.

7.3.2 Características del prototipo del rodete

El prototipo del rodete evaluado corresponde a un diseño escalado geométricamente en una relación 3:4, lo que define un diámetro de círculo de paso de 206,15 [mm] y un total de 21 cucharas. Este modelo fue dimensionado para operar bajo condiciones hidráulicas de 75 [m] de altura neta y un caudal de 0,01 [m³/s], entregando una potencia eléctrica de 2,77 kW. La selección de este escenario operativo específico se justifica debido a que permite obtener el menor tamaño compacto del rodete, optimizando la geometría física de los componentes para aplicaciones de micro generación eléctrica, garantizando así la viabilidad técnica.

7.3.3 Resultados de la impresión 3D del rodete Pelton

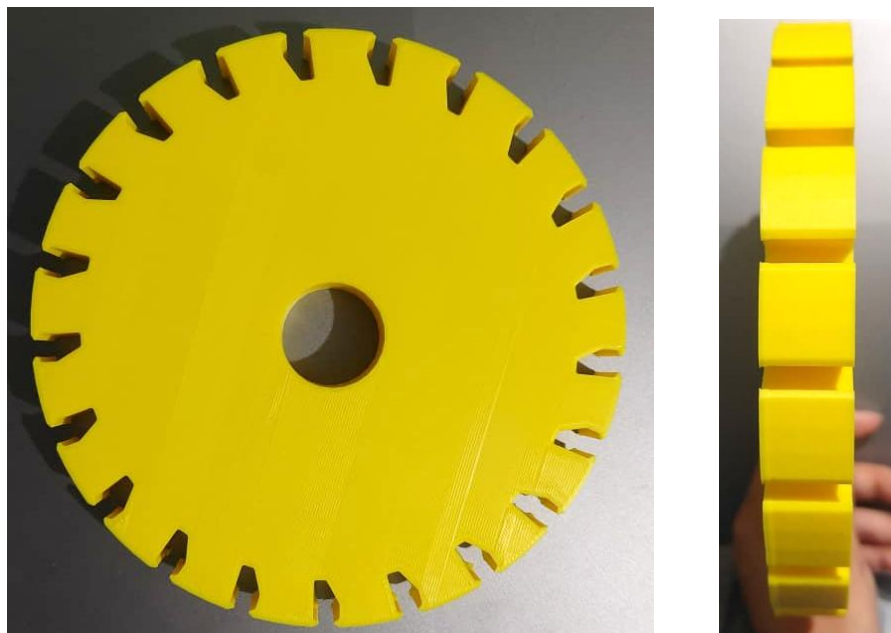


Figura 7.8: Imágenes de la impresión 3D del disco central con la modificación de acople macho-hembra. Fuente: elaboración propia.

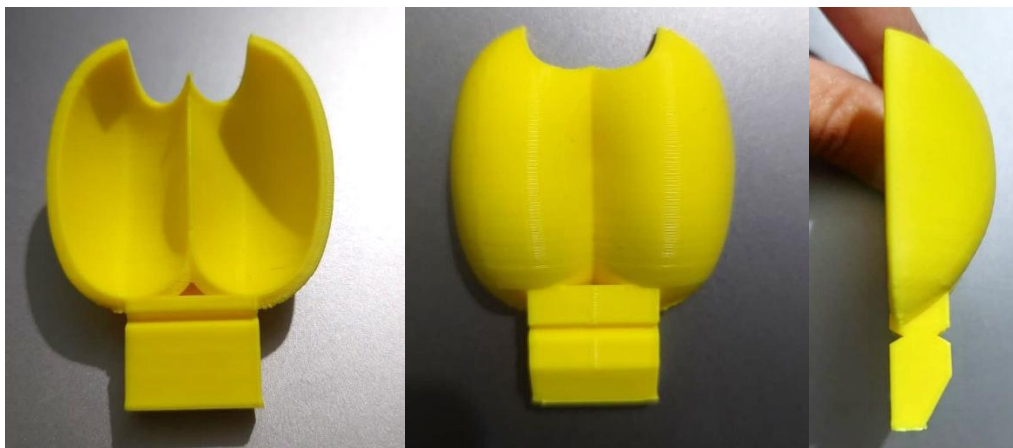


Figura 7.9: Imágenes de la impresión 3D una de las cucharas del rodete con la modificación de acople macho-hembra. Fuente: elaboración propia.



Figura 7.10: Fotografía del ensamblaje de las cucharas al disco central del rodete de la turbina Pelton. Fuente: elaboración propia.

7.3.4 Mejoras específicas para la fabricación del prototipo

La optimización del diseño comienza con la implementación de redondeos (*fillets*) en la base, un ajuste crítico para la integridad de la cuchara. En las simulaciones, la tensión máxima suele

concentrarse en la unión de 90° entre el álabe y la raíz que se inserta en el disco, ya que las esquinas vivas actúan como concentradores de tensiones. Al aplicar un redondeo con el mayor radio posible en esa transición, se suaviza la trayectoria de las líneas de flujo de esfuerzo, lo que se traduce en una reducción significativa de la tensión equivalente de Von Mises en esa zona.

Para mejorar la resistencia, es conveniente aumentar el área de contacto, diseñando una raíz más ancha o profunda, según la relación inversa entre presión y área para una fuerza dada ($P = F/A$). Asimismo, es fundamental evitar ángulos rectos en las ranuras del disco, incorporando radios de curvatura en el fondo para prevenir fallas por fatiga a largo plazo.

Por otro lado, el refuerzo del divisor (*splitter*) es esencial, ya que es el primer punto de impacto del chorro. Una estrategia eficaz consiste en adoptar un perfil de espesor variable, más robusto en la base y progresivamente más delgado hacia la punta, lo que permite reducir la deformación y aumentar la rigidez estructural. Además, se debe optimizar la curvatura de salida para asegurar una evacuación suave del flujo, evitando separaciones que generen fuerzas de retroceso indeseadas.

Finalmente, una adecuada distribución de masa permite identificar zonas con bajos niveles de tensión que no contribuyen significativamente a la resistencia estructural. Mediante un vaciado estratégico en estas regiones, es posible reducir la masa del conjunto y disminuir los esfuerzos centrífugos. Este material puede redistribuirse hacia las zonas críticas, optimizando tanto el uso del material como el desempeño estructural del rodete.

7.3.5 Evaluación de la integridad estructural y defectos de impresión

Durante la fase de fabricación de los prototipos, se identificaron desafíos técnicos derivados tanto de las condiciones ambientales como de los parámetros de impresión configurados. En primera instancia, debido al uso de una impresora de cámara abierta, la pieza experimentó gradientes térmicos pronunciados que derivaron en un fenómeno de deformación térmica. Esta falta de control en la temperatura ambiente provocó que una sección de la impresión perdiera adherencia y se elevara respecto a la plataforma, evidenciando la sensibilidad del material y la necesidad de un entorno cerrado para garantizar la estabilidad dimensional en piezas de esta envergadura.

Asimismo, la integración mecánica de los componentes reveló la necesidad de ajustar las tolerancias de diseño. En la iteración inicial, se aplicó una tolerancia nominal igual a 0,2 [mm], pero esta no fue suficiente ya que las piezas de impresión 3D no salen perfectamente lisas, sino que tienen una textura rugosa, dificultando el ensamblaje de las cucharas. Ante esto, se realizó un ajuste en el modelo

paramétrico para incrementar el huelgo a 0,5 [mm], permitiendo un acople preciso entre las piezas sin comprometer la rigidez del conjunto.

Finalmente, se evaluó la integridad estructural del rodete en relación con la densidad de relleno. Con el objetivo inicial de optimizar el uso de material, se utilizó una densidad de *infill* del 30%; no obstante, esta configuración resultó en una resistencia mecánica deficiente, provocando la fractura de algunas cucharas durante los esfuerzos aplicados durante el ensamblaje.

Con el fin de garantizar la repetibilidad y la calidad en futuras fabricaciones del rodete, se establecen tres medidas correctivas fundamentales. En primer lugar, es imperativo el uso de sistemas de manufactura con cámara calefactada o ambientes controlados, lo cual anularía la deformación térmica al mantener una temperatura constante durante el proceso de deposición. En segundo lugar, se recomienda la estandarización de un huelgo de diseño de 0,5 [mm] para componentes con ajuste mecánico, compensando así las variaciones dimensionales de la manufactura aditiva. Finalmente, se debe priorizar la integridad estructural sobre la optimización de material, estableciendo una densidad de relleno mínima del 70%. Estas directrices no solo previenen fallas catastróficas durante el ensamblaje, sino que aseguran que el prototipo sea capaz de resistir las sollicitaciones mecánicas reales durante las pruebas de generación hidráulica.

7.4 Evaluación de factibilidad técnica

El análisis de factibilidad técnica integra el comportamiento hidrodinámico de la geometría del álabe con la respuesta estructural del PLA, determinando la viabilidad del uso de impresión 3D como una alternativa eficiente frente a los métodos de fabricación convencionales.

7.4.1 Factibilidad hidrodinámica y geométrica

La geometría y simetría de los cangilones representan un pilar fundamental para la factibilidad hidrodinámica del rodete. El diseño automatizado garantiza que la divisoria central o *splitter* posea un filo agudo capaz de dividir el chorro de agua exactamente a la mitad, una característica crítica para anular las fuerzas axiales en el eje. Complementariamente, las cucharas se han diseñado con un ángulo de salida de 168°, configuración que evita que el agua golpee la parte trasera del álabe subsiguiente, preservando así la eficiencia del ciclo hidráulico.

Por otro lado, la alineación y los triángulos de velocidad determinan el éxito de la micro generación, basándose en que la velocidad tangencial del rodete (u) sea aproximadamente la mitad de la velocidad del chorro (c_1). Mediante la sincronización del diseño automatizado, se ajusta el diámetro de círculo de paso (D_p) para asegurar que el chorro impacte de forma tangencial en el centro de las cucharas. Esta precisión geométrica permite optimizar la velocidad relativa de salida (w_2), asegurando un valor lo suficientemente moderado para minimizar las pérdidas por fricción superficial características de la rugosidad del material PLA, pero adecuado para evacuar el agua con rapidez y evitar el estancamiento o el frenado del rodete.

7.4.2 Impacto de los parámetros de impresión en la eficiencia

En cuanto al análisis de materiales y estructura, es crucial considerar la naturaleza anisotrópica y laminar de la impresión 3D, a diferencia de los rodets tradicionales de acero fundido. La resistencia estructural se fundamenta en orientar los mayores esfuerzos de tracción en el cuello del álabe de forma paralela a las capas de impresión, aprovechando la máxima resistencia del filamento en lugar de depender de la unión entre capas. Además, el uso de PLA facilita una alta fidelidad en los radios de curvatura internos de la cuchara, factor esencial para evitar el desprendimiento del flujo de agua.

La resolución y el acabado superficial de la impresión impactan directamente en el rendimiento hidráulico. Una resolución de capa de 0,2 [mm] o menor reduce significativamente la rugosidad en las cucharas, lo cual es vital para no engrosar la capa límite del agua y mantener la eficiencia. Esta alta resolución también es determinante en la precisión de encaje de la base del álabe, garantizando que la unión macho-hembra posea un ajuste de apriete ligero y sin holguras. Esto elimina por completo cualquier juego milimétrico, evitando vibraciones mecánicas durante los giros a alta velocidad.

7.4.3 Comportamiento mecánico y estructural

El comportamiento mecánico del rodete impreso en 3D está condicionado por las propiedades anisotrópicas del PLA y la resistencia de la unión entre capas. Las simulaciones por elementos finitos (FEA) determinaron que una fijación tradicional apernada es inviable al generar concentraciones de tensión destructivas de 686 [MPa] y un factor de seguridad nulo; por esta razón, el diseño se optimizó estructuralmente hacia una unión mecánica de encaje macho-hembra. Este acople distribuye los esfuerzos por contacto directo entre paredes sólidas, permitiendo mitigar los picos de sobretensión en la raíz del álabe y contribuyendo a la estabilidad térmica al minimizar la fricción localizada frente al

uso de pernos, manteniendo la temperatura operativa por debajo del rango de transición vítrea (52-60 °C) para evitar el ablandamiento del material.

Para evaluar la viabilidad estructural ante variaciones hidrodinámicas, se analizaron tres escenarios operativos manteniendo una altura neta constante de $H_n = 35$ [m]. Bajo la condición de caudal bajo (0,01 [m³/s]), la tensión máxima de Von Mises se sitúa en 70 [MPa] con un desplazamiento máximo de 3 [mm] y un coeficiente de seguridad mínimo de 0,78. Al operar en régimen nominal (0,05 [m³/s]), las tensiones aumentan un 8% alcanzando los 76 [MPa] con un desplazamiento de 5 [mm] (67%) y un factor de seguridad de 0,72.

No obstante, al elevar el caudal al escenario alto (0,10 [m³/s]), el incremento de las fuerzas dinámicas de flexión eleva la tensión máxima a 112 [MPa] (un incremento del 60% respecto al caso bajo) y amplifica la deformación en la cresta de la cuchara hasta un máximo de 13 [mm] (300%). En esta condición crítica, el coeficiente de seguridad cae a 0,49, acumulando una reducción del 37% respecto al régimen inicial. Debido a que en todos los casos estudiados el factor de seguridad en la raíz del acople se mantiene por debajo de la unidad ($CS < 1,0$), la operación continua bajo estas condiciones de carga supera la resistencia a la fatiga del material. Por lo tanto, la viabilidad técnica del rodete de PLA queda estrictamente acotada a regímenes de baja carga e imposibilita operar en caudales elevados sin antes realizar un rediseño geométrico del empalme macho-hembra.

7.4.4 Análisis de costos y ventajas de la manufactura tradicional

La adopción de la manufactura aditiva (AM) en comparación con los métodos tradicionales, como la fundición en arena o el mecanizado CNC, presenta ventajas específicamente para la escala de micro generación. Una de las más relevantes es la drástica reducción de costos de entrada, ya que la fabricación convencional exige la creación de moldes costosos o el uso de bloques de acero inoxidable con tiempos de mecanizado prolongados. En contraste, la impresión 3D en PLA permite producir un rodete funcional con una fracción del costo de material, aproximadamente de \$10.000 CLP por kilogramo. Este método a diferencia del mecanizado tradicional, donde cada curva eleva el tiempo y el costo, en la impresión 3D la sofisticación del diseño paramétrico mediante iLogic no añade gastos adicionales al proceso de fabricación.

7.5 Planos automatizados de rodetes Pelton

Una vez finalizado el modelo 3D, el proceso continúa con la generación automatizada de los planos de fabricación detallados mediante el uso de plantillas y scripts de iLogic. Estos documentos actúan como el nexo entre el diseño teórico y la producción, estableciendo de forma programática las dimensiones críticas para el rendimiento de la turbina. Es importante notar que, si bien el algoritmo genera planos configurados para una unión industrial mediante pernos, estos sirven como la base geométrica fundamental sobre la cual se realizaron las adaptaciones posteriores para el prototipado en manufactura aditiva.

Plano de la cuchara unión apernada

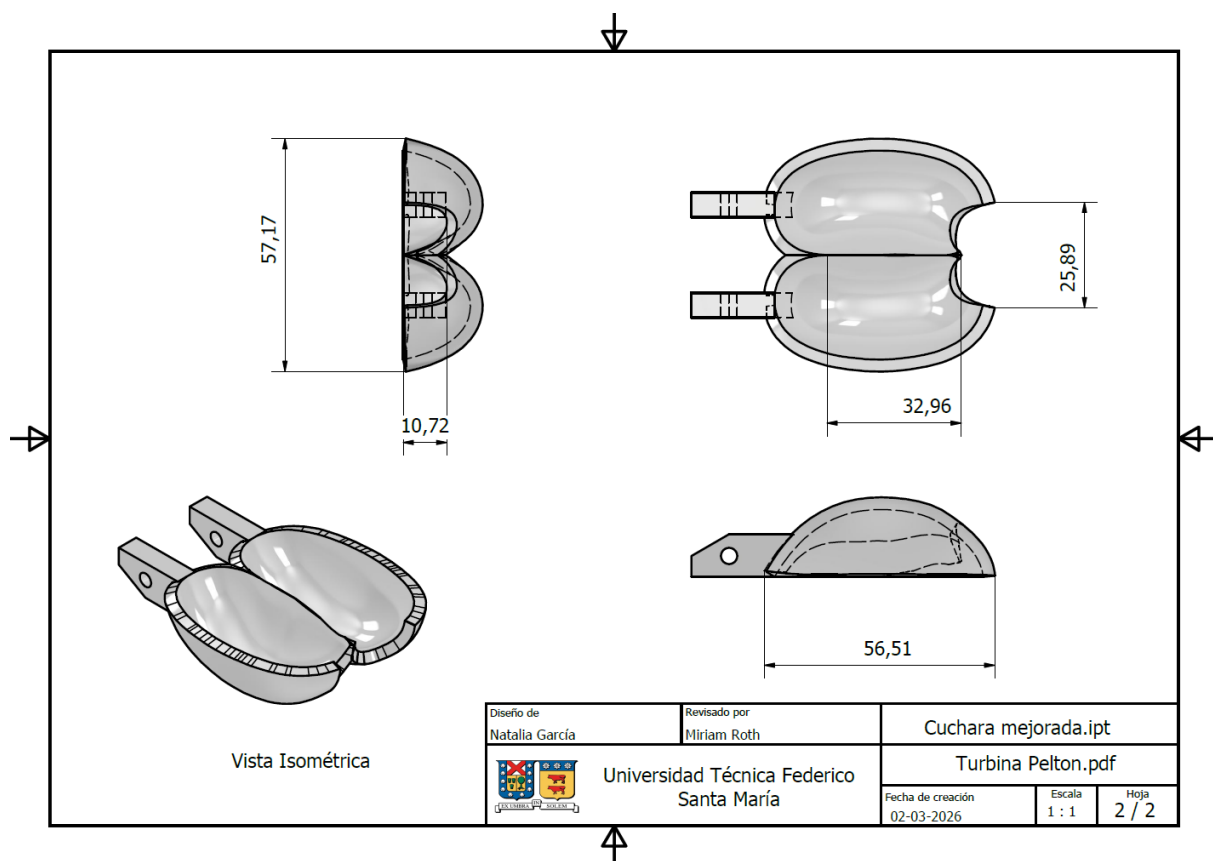


Figura 7.11: Plano de fabricación de cuchara de turbina Pelton para micro generación

Tabla 7.5: Información clave del plano técnico de las cucharas del rodete.

Parámetro Crítico	Valor Nominal (Diseño)	Importancia
Longitud de la cuchara	56,51 [mm]	Determina si el rodete es capaz de procesar todo el caudal disponible.
Ancho de la cuchara	57,17 [mm]	Garantizar que el agua recorra toda la superficie interna y logre el cambio de dirección necesario.
Profundidad del cuenco	10,72 [mm]	Evita el "choque" de salida. Una profundidad mal calculada puede hacer que el agua golpee la parte trasera de la cuchara siguiente.

Plano del rodete completo de unión apernada

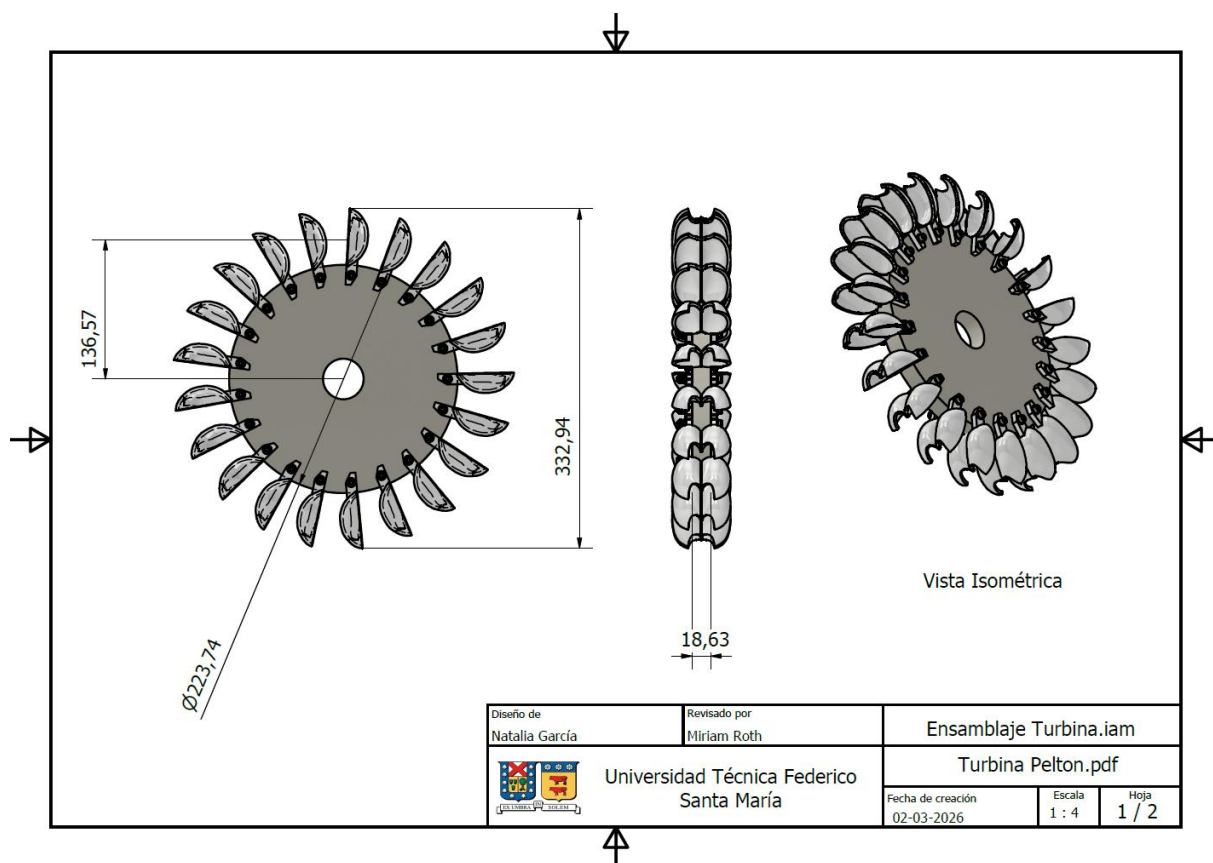


Figura 7.12: Plano de fabricación del rodete de turbina Pelton para micro generación

Tabla 7.6: Información clave del plano técnico del rodete completo de una turbina Pelton.

Parámetro Crítico	Valor Nominal (Diseño)	Importancia
Diámetro exterior total	332,94 [mm]	Define el volumen de impresión requerido.
Diámetro rodete sin cucharas	223,74 [mm]	Parámetro principal para determinar el tamaño físico del rodete.
Ancho del rodete	18,63 [mm]	Asegura la alineación con la boquilla inyectora.

7.5.1 Adaptación para prototipado

En la sección 7.5 se presentan los planos generados automáticamente por la herramienta desarrollada. Cabe destacar que estos archivos (ver Figura 7.12) contemplan una unión mediante pernos, diseñada para una manufactura industrial en materiales metálicos. No obstante, para efectos de la fabricación del prototipo funcional en PLA, se procedió a una adaptación geométrica de los archivos, sustituyendo la perforación para pernos por una unión de encaje macho-hembra, optimizando así la pieza para las capacidades de la impresión 3D.

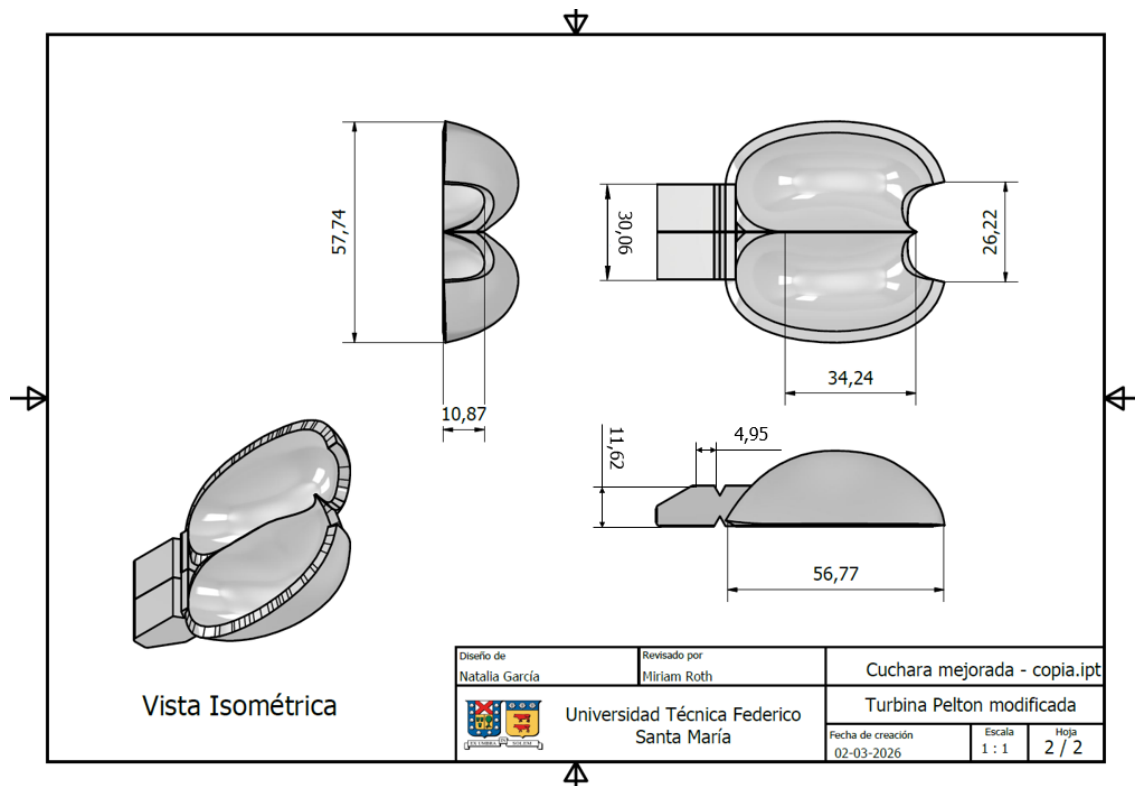


Figura 7.13 Plano de fabricación de cuchara de turbina Pelton para micro generación, adaptada para impresión 3D.

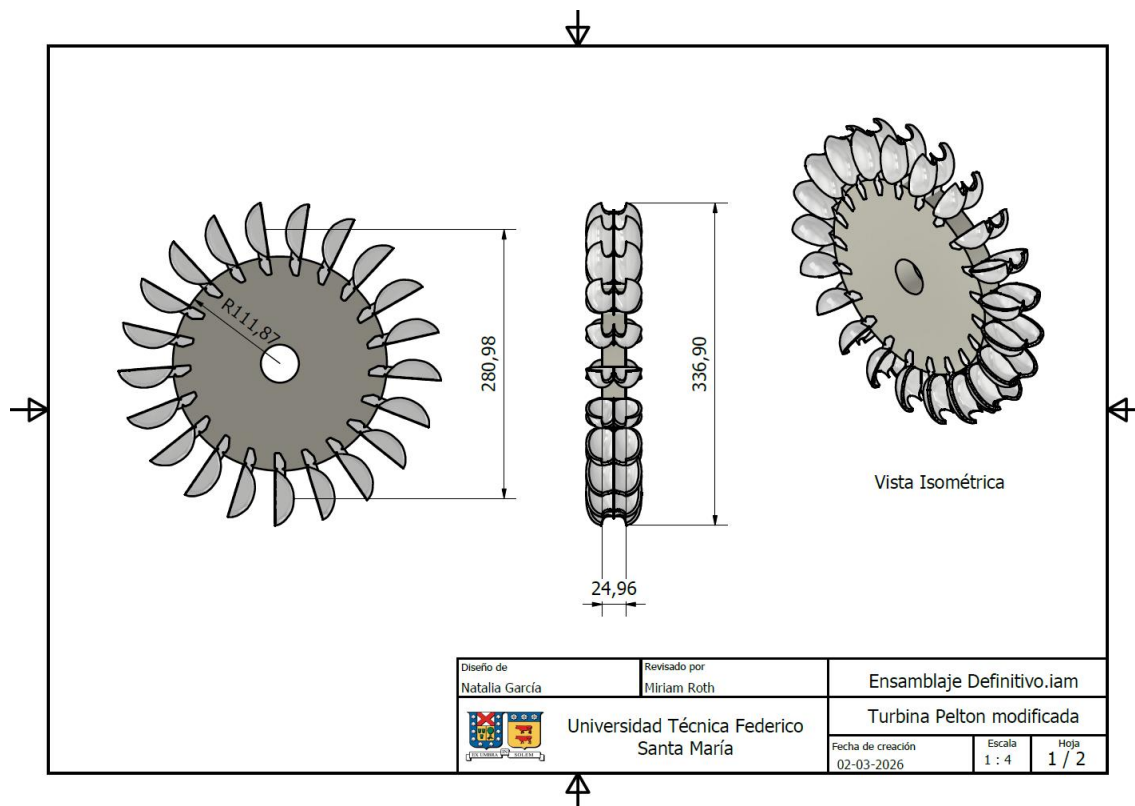


Figura 7.14 Plano de fabricación del rodete de turbina Pelton para micro generación, adaptada para impresión 3D.

7.5.2 Variante de diseño para acople directo

Con el propósito de evaluar la versatilidad del rodete Pelton obtenido mediante el sistema de automatización paramétrica, se desarrolló una variante de diseño orientada a su integración con componentes comerciales de bajo costo. La Figura 7.15 presenta el plano de ensamble de una configuración alternativa que contempla un acople directo sobre la carcasa de un motor de maza síncrono (rotor externo) de bicicleta eléctrica. En esta configuración, mientras que la geometría de las cucharas y el perfil del disco base son generados y optimizados por el algoritmo automatizado, la sección del núcleo o manzana del rodete se adaptó mediante diseño asistido tradicional para ajustarse concéntricamente y ser pernada a la maza del motor.

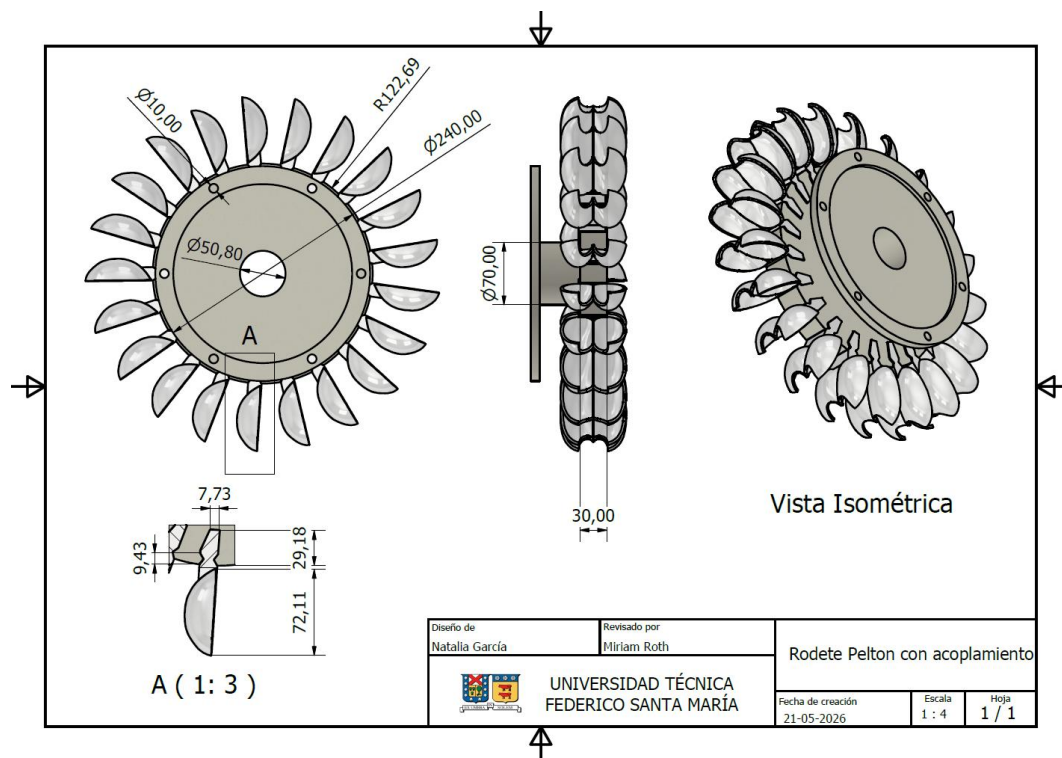


Figura 7.15: Plano de fabricación del rodete de turbina Pelton para micro generación con acoplamiento a motor HUB, adaptado para impresión 3D.

8 Conclusiones

8.1 Conclusiones generales

El desarrollo de la presente memoria de título permitió validar la implementación de un sistema de diseño automatizado para rodetes de turbina Pelton, demostrando que la integración de herramientas de cálculo técnico con software de modelado paramétrico es una solución eficaz para enfrentar los desafíos de la micro generación eléctrica. A través del trabajo realizado, se concluye que la metodología propuesta logra cumplir con el objetivo de reducir los tiempos de ingeniería en un 98%, lo que se traduce directamente en una disminución proporcional de los costos de desarrollo e ingeniería, permitiendo que el diseño del rodete se adapte de forma precisa a las condiciones hidrodinámicas particulares de cada emplazamiento sin requerir una intervención manual exhaustiva en el modelado 3D.

Desde el punto de vista técnico y de optimización, la utilización de iLogic en Autodesk Inventor, en conjunto con una estructura de datos en Microsoft Excel y programación en VBA, resultó ser una configuración robusta para la gestión de parámetros críticos como el número de cucharas (Z), el diámetro del chorro (d_0) y el diámetro de paso (D_m). Esta automatización garantiza la coherencia geométrica del conjunto, asegurando que las relaciones dimensionales óptimas para el rendimiento hidráulico se mantengan constantes independientemente de las variaciones operativas. Al centralizar los parámetros en una planilla de cálculo, se cumple el objetivo de minimizar el error humano, logrando que el modelo 3D responda dinámicamente y genere planos de fabricación precisos que respetan estrictamente las recomendaciones de la literatura técnica especializada.

Asimismo, desde la perspectiva de la manufactura, el estudio de los materiales y métodos de fabricación subraya la viabilidad de la fabricación aditiva como un pilar para la descentralización de la tecnología. La posibilidad de utilizar polímeros técnicos mediante impresión 3D representa una alternativa de bajo costo y alta accesibilidad, lo cual es fundamental para el éxito de proyectos en comunidades rurales o aisladas. No obstante, el análisis de factibilidad técnica determinó que la viabilidad mecánica de estos componentes depende del diseño del sistema de acople entre las cucharas y el disco central, demostrando que con tipo macho-hembra es significativamente más eficiente que

las uniones mecánicas tradicionales. Este enfoque permite una mejor distribución de esfuerzos y compensa el comportamiento estructural de materiales como el PLA ante cargas hidrodinámicas y factores de envejecimiento, estableciendo que esta tecnología no solo es apta para el prototipado, sino que constituye una solución real para la manufactura de componentes de microturbinas de pasada, reduciendo el tiempo de fabricación en un 80% al emplear PLA en comparación con los procesos de fundición.

Finalmente, este trabajo reafirma el potencial de la micro generación hidráulica en el contexto nacional chileno y su alineación con los objetivos de sostenibilidad de la Universidad Técnica Federico Santa María. Al no contar con regulación de caudal, este desarrollo se concibe como un sistema complementario a las instalaciones fotovoltaicas (PV) con baterías. Gracias a su elevado factor de planta, la turbina es capaz de generar energía de manera continua durante las 24 horas del día con alta eficiencia, permitiendo operar con potencias nominales significativamente menores a las de un sistema PV equivalente. De esta forma, la capacidad de fabricar repuestos de manera local y bajo demanda facilita la implementación de sistemas autónomos y económicos en zonas rezagadas, transformando el mantenimiento en un proceso ágil sin dependencia de proveedores externos. En conclusión, el sistema desarrollado cumple satisfactoriamente con los objetivos generales y específicos de diseño, eficiencia y factibilidad técnica, sentando una base sólida para el desarrollo tecnológico nacional.

8.2 Trabajos futuros

A partir de los resultados obtenidos y la robustez demostrada por el sistema de automatización, se identifican diversas líneas de desarrollo que permitirán extender las capacidades de este diseño en futuras investigaciones:

- Validación experimental en banco de ensayos

Se propone la validación experimental en un banco de ensayos hidráulicos con el objetivo de correlacionar los parámetros de diseño automatizados con el rendimiento operativo real del rodete. Esta fase permitirá someter a los prototipos fabricados en PLA a sollicitaciones mecánicas y de impacto reales, evaluando la integridad estructural de la manufactura aditiva frente a la carga pulsante del chorro. A través de la medición de variables críticas como torque, velocidad angular y caudal, se busca validar la eficiencia de la morfología generada por el algoritmo, verificando que las

optimizaciones geométricas aseguren una transferencia de energía efectiva y demuestren la viabilidad técnica del modelo paramétrico en un entorno de micro generación real.

- Optimización mediante CFD (Computational Fluid Dynamics)

Se plantea la optimización mediante CFD (Computational Fluid Dynamics) para realizar un análisis detallado del comportamiento del flujo bidimensional y tridimensional en el interior de la cuchara. Esta herramienta permitirá evaluar con precisión la distribución de presiones y las líneas de corriente, validando que el diseño generado automáticamente por el algoritmo minimice las pérdidas por turbulencia y desprendimiento de capa límite. Asimismo, el análisis CFD facilitará el refinamiento de parámetros críticos, como la curvatura interna y el ángulo de salida, permitiendo predecir la eficiencia hidráulica del rodete bajo distintos escenarios de operación antes de su validación física, optimizando así los ciclos de iteración del diseño paramétrico.

- Análisis de ciclo de vida (LCA)

Se propone realizar un análisis de ciclo de vida (LCA) detallado para cuantificar la huella ambiental del rodete, desde la extracción de la materia prima y el proceso de manufactura aditiva hasta el fin de su vida útil. Este estudio permitiría comparar la sostenibilidad de diferentes polímeros técnicos y evaluar si la implementación de estas microturbinas presenta una ventaja ecológica neta frente a otras soluciones energéticas. Asimismo, el análisis facilitaría la identificación de puntos críticos en la cadena de producción donde sea posible reducir el consumo energético o las emisiones de carbono, alineando el diseño técnico con criterios de economía circular y desarrollo sustentable.

9 Bibliografía

- [1] A. Daniel and H. C. Castillo, “Estudio de la Micro Generación Hidráulica de Energía (MGH), como fuente no convencional de generación distribuida,” 2021.
- [2] Javier Ignacio Alfonso Larios Lagos, “Diseño, montaje y pruebas de un prototipo de microcentral hidroeléctrica con turbina Pelton,” Universidad de Chile, Santiago de Chile, 2007.
- [3] Juan Carlos Arís Valdés, “Diseño, construcción y pruebas de turbina Pelton para microgeneración hidráulica,” Universidad de Chile, Santiago de Chile, 2014.
- [4] Z. Zhang, “Pelton Turbines.”
- [5] Instituto nacional de estadísticas - Chile, “Censo de población y vivienda,” 2024.
- [6] Eva Luna Chekh and Carlos Zamorano, “Y en pleno siglo 21: detectan que casi 30 mil hogares en Chile carecen de acceso permanente a electricidad,” *La Tercera*, May 28, 2019.
- [7] Electricidad: La revista energética de Chile, “Hidroelectricidad: rol clave en resiliencia y flexibilidad,” 2022. [Online]. Available: www.twitter.com/r_electricidad
- [8] Juan Carlos Arís Valdés, “Diseño, construcción y pruebas de turbina Pelton para micro generación hidráulica.,” Universidad de Chile, Santiago de Chile, 2014.
- [9] Ministerio de Energía, “Análisis de la información disponible de recursos renovables para generación utilizada en procesos de optimización del sistema eléctrico,” Santiago de Chile, Aug. 2020. [Online]. Available: www.minenergia.cl
- [10] GUNT Hamburg, “Conocimientos básicos: Turbinas hidráulicas.”

- [11] A. Perrig, “Hydrodynamics of the free surface flow in Pelton Turbine buckets,” École polytechnique fédérale de lausanne, 2007.
- [12] Miroslav Nechleba, *Hydraulic Turbines*. 1957.
- [13] J. A. Sarmiento Rojas, “Metodología de diseño para turbinas tipo Pelton, mediante un estudio paramétrico,” Quito, Feb. 2020.
- [14] T. Zaw Oo, N. Nyi, and C. C. Khaing, “Design Calculation of Pelton Turbine for 220 kW,” *International Journal of Scientific and Research Publications (IJSRP)*, vol. 9, no. 7, p. p9131, Jul. 2019, doi: 10.29322/ijsrp.9.07.2019.p9131.
- [15] Claudio. Mataix, *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. Harper & Row Latinoamericana, 1982.
- [16] R. Flores, I. Medero, and M. Vacca, “Diseño y fabricación de rotor para turbina de micro-generación eléctrica,” Universidad de la república, Montevideo, 2022.
- [17] J. Orellana Barrasa, “Influence of time on the microstructure, thermal and mechanical properties of 1D PLA and PLA-Mg filaments after Fused Filament Fabrication.”
- [18] Western Power Distribution, “Connecting Microgeneration and other new technology”.
- [19] P. Hernández, “Diseño Paramétrico y Diseño Generativo”.
- [20] L. Sandmaier, H. Benigni, and P. Meusburger, “TRANSIENT 3D CFD SIMULATION OF A PELTON TURBINE-A STATE-OF-THE-ART APPROACH FOR PELTON DEVELOPMENT AND OPTIMISATION.”
- [21] O. Alomar, H. Abd, M. Mahamed, and F. Ali, “Performance analysis of Pelton turbine under different operating conditions: An experimental study,” 2022.
- [22] Y. Xiao *et al.*, “The interaction between bucket number and performance of a Pelton turbine,” 2024.
- [23] I. Gibson, D. Rosen, and B. Stucker, “Additive Manufacturing Technologies: 3D Printing, Rapid Prototyping, and Direct Digital Manufacturing. ,” 2010.

- [24] George Joseph and Vishnu R.Kammath, “Study on Hub Motor & Design of Uni-Wheel Bike,” *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 2020.
- [25] B. Towler and U. Amherst, “Swamee-Jain Friction Factor,” Dec. 2012.
- [26] SerchJiménez, “Pérdidas de carga localizadas o en accesorios,” Jul. 2017.
- [27] Miguel Angel Zamora-Juárez, Carlos Roberto Fonseca Ortiz, Víctor Hugo Guerra Cobián, Daury García-Pulido, and Iván Gallego Alarcón, “EFICIENCIA DE MICRO CENTRAL HIDROELÉCTRICA OPERANDO A PARTIR DE UN SISTEMA DE COSECHA DE LLUVIA,” *XXIX CONGRESO LATINOAMERICANO DE HIDRÁULICA*, Acapulco, Apr. 2021.
- [28] E. X. Ríos Toro, ““METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA UNA MINICENTRAL HIDROELÉCTRICA EN EL SECTOR DE ‘SAN LUCAS,’” 2004.
- [29] GarZe, *Creación de un cangilon de turbina pelton en Inventor (archivo, link en la descripción)*, (2022).
- [30] Astrid Diaz, *ILOGIC BASIC (PARTE 4) | VINCULO DATOS EN EXCEL | AUTODESK INVENTOR*, (2024).

ANEXO A / PARÁMETROS DEL MODELO GEOMÉTRICO

A.1. Tabla de los parámetros de la cuchara definidos para la automatización

Parámetros	Nombre en Inventor	Unidad
Largo	L_cuchara	mm
Ancho	B_cuchara	mm
Mitad del ancho	B_mitad	mm
Largo del agujero	S_cuchara	mm
Mitad del ancho del agujero	M_mitad	mm
Profundidad	Profundidad	mm
Parámetro para darle forma a la profundidad	parteB_prof	mm
Parámetro para darle forma a la profundidad	parteC_prof	mm
Parámetro para darle forma a la profundidad	parteD_prof	mm
Mitad del largo	L_mitad	mm
Parámetro para dar forma a la cuchara	Div	mm
Doble del ancho	B_doble	mm
Parámetro para dar forma a la cuchara	Div_2	mm
Distancia del <i>splitter</i> + agujero	Largo_cS	mm
Parámetro necesario para el agujero	Agujero	mm
Grosor de la cuchara	Anchura	mm
Diámetro de agujero para el tornillo	Tornillo	mm
Largo del brazo	Brazo	mm
Parámetro para darle forma al brazo	Parte_brazo	mm
Parámetro para darle forma al brazo	Parte2_brazo	mm
Ancho del brazo para afirmar cuchara	Brazo_ancho	mm

A.2. Tabla de los parámetros del rodete sin cuchara definidos para la automatización

Parámetros	Nombre en Inventor	Unidad
Diámetro del rodete	Diam_dibujo	mm
Diámetro agujero para los tornillos	Tornillo	mm
Número de las cucharas	NumCucharas	mm

ANEXO B / CÓDIGO DE AUTOMATIZACIÓN DEL DISEÑO

B.1. Código del calculador en VBA (Visual Basic for Applications)

```
Private Sub CommandButton1_Click()
Dim EditandoPorCodigo As Boolean
Set wsEntrada = Sheets("Parámetros de entrada") ' Cambia al nombre de tu
hoja de datos
    ' 1. LIMPIAR DATOS ANTERIORES
    wsEntrada.Range("B1:B" & wsEntrada.Rows.Count).ClearContents
'VALIDACIÓN DE CAMPOS OBLIGATORIOS
    ' Validamos los TextBox (Altura y Caudal)
    If Trim(Me.AlturaBruta.Value) = "" Or _
        Trim(Me.Caudal.Value) = "" Then '
        MsgBox "Error: Altura Bruta y Caudal son campos obligatorios.",
vbCritical, "Campos Incompletos"
        Exit Sub
    End If
    Dim ws As Worksheet
    Dim wsListas As Worksheet
    Dim wsOrigen As Worksheet
    Dim wsPerdidas As Worksheet
    Dim wsCalculos As Worksheet
    Dim wsCostos As Worksheet
    Set wsListas = ThisWorkbook.Sheets("Parámetros de entrada")
    Set wsOrigen = ThisWorkbook.Sheets("Cálculos principales")
    Set wsPerdidas = ThisWorkbook.Sheets("Pérdidas")
    Set wsCostos = ThisWorkbook.Sheets("Costos")
    ' Referenciamos la hoja de destino
    Set ws = ThisWorkbook.Sheets("Parámetros de entrada")
    Set wsCalculos = Sheets("Cálculos Principales") ' Donde Excel hace la
magia
    ' Insertamos los datos de los controles en el rango B1:B7
    ws.Range("B1").Value = Me.AlturaBruta.Value        ' Corresponde a B1
    ws.Range("B2").Value = Me.Caudal.Value              ' Corresponde a B2
    ' Validación especial para Eficiencia (B3)
```

```

If Me.EficienciaNeta.Text = "" Then
    ws.Range("B3").Value = Me.EficienciaNeta
Else
    ' Doble verificación por seguridad antes de escribir en la celda
    Dim ef As Double
    ef = CDb1(Me.EficienciaNeta.Text)
    If ef >= 40 And ef <= 80 Then
        ws.Range("B3").Value = ef
    Else
        MsgBox "Corrija la eficiencia antes de guardar.", vbCritical
        Exit Sub
    End If
End If

If Me.TempAgua.Text = "" Then
    ws.Range("B4").Value = 25
Else
    ' Doble verificación por seguridad antes de escribir en la celda
    Dim temp As Double
    temp = CDb1(Me.TempAgua.Text)
    If temp <= 60 Then
        ws.Range("B4").Value = temp
    Else
        MsgBox "Corrija la temperatura del agua antes de guardar.",
vbCritical
        Exit Sub
    End If
End If

Dim wsAnexo As Worksheet
Dim wsParametro As Worksheet
Dim fila As Long
Dim ultimaFila As Long
' Asignamos las hojas a las variables
Set wsAnexo = ThisWorkbook.Worksheets("Anexos")
Set wsParametro = ThisWorkbook.Worksheets("Parámetros de entrada")
If Not usuarioIngresoMaterial Then
    ultimaFila = wsAnexo.Cells(wsAnexo.Rows.Count, "Y").End(xlUp).Row

```

```

        For fila = 1 To ultimaFila
            If wsAnexo.Cells(fila, "Y").Value <> "" Then
                Me.MaterialTubería.Value = wsAnexo.Cells(fila, "Y").Value
                wsParametro.Range("B8").Value = Me.MaterialTubería.Value
                Exit For
            End If
        Next fila
    Else
        wsParametro.Range("B8").Value = Me.MaterialTubería.Value
    End If
    'Longitud de tubería
    Dim hojaDestino As Worksheet
    Set hojaDestino = ThisWorkbook.Worksheets("Pérdidas")
    If Trim(Me.Longitud.Value) = "" Then
        hojaDestino.Range("B4").FormulaLocal = "=RAIZ(2*('Cálculos principales'!B1^2))"
    Else
        hojaDestino.Range("B4").FormulaLocal = "='Parámetros de entrada'!B6"
    End If
    'Velocidad del rotor
    If Me.Velocidad.Text = "" Then
        ws.Range("B5").Value = wsOrigen.Range("H12").Value
    Else
        Dim vel As Double
        vel = CDbl(Me.Velocidad.Text)
        If vel >= 200 And vel <= 3600 Then
            ws.Range("B5").Value = vel
        Else
            MsgBox "Corrija la velocidad del rotor antes de guardar.",
vbCritical
            Exit Sub
        End If
    End If
    If Trim(Me.Velocidad.Value) = "" Then
        wsOrigen.Range("E24").FormulaLocal = "=B22*B26"
    End If

```

```

Else
    wsOrigen.Range("E24").FormulaLocal = "=(60*B18)/(PI()*E12)"
End If
ws.Range("B6").Value = Me.Longitud.Value
Calculate
EditandoPorCodigo = True
If Me.TempAgua.Value = "" Then
    Me.TempAgua.Value = wsOrigen.Range("B27").Value
End If
Dim usuarioIngresoVelocidad As Boolean
usuarioIngresoVelocidad = (Trim(Me.Velocidad.Value) <> "")
If Not usuarioIngresoVelocidad Then
    Me.Velocidad.Value = wsOrigen.Range("H12").Value
End If
Dim usuarioIngresoLongitud As Boolean
usuarioIngresoLongitud = (Trim(Me.Longitud.Value) <> "")
If Not usuarioIngresoLongitud Then
    Me.Longitud.Value = wsOrigen.Range("B29").Value
End If
Calculate
' VALIDACIÓN DE LA RELACIÓN DE DIÁMETRO
Dim relacionDiametro As Double

If usuarioIngresoVelocidad Then
    ' Si el usuario SÍ escribió, tomamos el cálculo con velocidad (H26)
    relacionDiametro = wsOrigen.Range("H26").Value
Else
    ' Si el usuario NO escribió (estaba vacío al inicio), tomamos B26
    relacionDiametro = wsOrigen.Range("B26").Value
End If

' Validación del rango
If relacionDiametro < 10 Or relacionDiametro > 20 Then
    MsgBox "El diseño de la turbina no será eficiente, ya que la
relación de diámetro es " & Format(relacionDiametro, "0.00") & ".",
vbExclamation, "Aviso de Eficiencia"
End If

```

```

' VALIDACIÓN DE RANGOS ESPECÍFICOS
alt = CDb1(Me.AlturaBruta.Value)
cau = CDb1(Me.Caudal.Value)
potenciaBruta = alt * cau * 9.81
If alt < 25 Or alt > 120 Then
    MsgBox "La Altura Bruta debe estar entre 30 y 120 metros.",
vbCritical, "Rango Excedido"
    Call LimpiarTodo
    Me.AlturaBruta.SetFocus
    Exit Sub
End If
' Validar Caudal (Mayor a 0 y hasta 0.35 m3/s)
If cau <= 0 Or cau > 0.35 Then
    MsgBox "El Caudal debe ser mayor a 0 y máximo 0,35 m" & Chr(179) &
"/s.", vbCritical, "Rango Excedido"
    Call LimpiarTodo
    Me.Caudal.SetFocus
    Exit Sub
End If
' Validar Potencia Bruta ( $H * Q * 9.81 < 100$ )
If potenciaBruta >= 130 Then
    MsgBox "El cálculo de la potencia hidráulica arroja " &
Format(potenciaBruta, "0.00") & _
        ". Este valor debe ser menor a 130 para esta
configuración.", vbCritical, "Límite de Potencia"
    Call LimpiarTodo
    Exit Sub
End If
' SI PASA TODAS LAS PRUEBAS, PROCEDER A GUARDAR
wsEntrada.Range("B1").Value = alt
wsEntrada.Range("B2").Value = cau
Dim nombreBuscado As String
Dim controlActual As Control
Set hoja = ThisWorkbook.Sheets("Pérdidas")
For fila = 6 To 27
    nombreBuscado = "txtCant_" & fila

```

```

        On Error Resume Next
        Set controlActual = Me.Acctubo.Controls(nombreBuscado)
        On Error GoTo 0
        If Not controlActual Is Nothing Then
            hoja.Cells(fila, 9).Value = Val(controlActual.Text)
        End If
    Next fila

    Dim materialSeleccionado As String
    Dim diametroBuscado As Double
    Dim materialesValidos As String
    Dim esValido As Boolean
    Dim j As Integer
    materialSeleccionado = Me.MaterialTubería.Value
    diametroBuscado = Sheets("Anexos").Range("X1").Value
    materialesValidos = Sheets("Anexos").Range("X9").Value
    esValido = False
    For j = 3 To 8
        If Sheets("Anexos").Cells(j, "X").Value = materialSeleccionado Then
            esValido = True
            Exit For
        End If
    Next j
    If Not esValido Then
        MsgBox "ERROR DE COMPATIBILIDAD" & vbCrLf & vbCrLf & _
            "El material '" & materialSeleccionado & "' no cuenta con  

            diámetro de " & diametroBuscado & " mm." & vbCrLf & _
            "Por favor, elija uno de los siguientes materiales: " & _
            materialesValidos, _
            vbCritical, "Diámetro No Encontrado"
        Exit Sub
    End If
    Me.lblResultado1.Caption = "Diámetro del chorro: " & _
    Format(wsCalculos.Range("E22").Value, "0.00") & " mm"
    Dim estabaVacio As Boolean
    Dim valorFinal As Double

```

```

    If Trim(Me.EficienciaNeta.Text) = "" Then
        estabaVacio = True
        Me.EficienciaNeta.Value = wsCalculos.Range("E6").Value ' Tu valor
por defecto
    Else
        estabaVacio = False
    End If
    If estabaVacio Then
        ' Si originalmente no puso nada, usamos la celda de respaldo
        valorFinal = wsCalculos.Range("F4").Value
    Else
        ' Si el usuario SÍ escribió algo, usamos la celda principal
        valorFinal = wsCalculos.Range("I4").Value
    End If
    Me.lblResultado3.Caption = "Diámetro círculo de paso: " &
Format(wsOrigen.Range("H24").Value, "0.00") & " mm"
    Me.lblResultado4.Caption = "Potencia eléctrica: " & Format(valorFinal,
"0.00") & " kW"
    Me.lblResultado5.Caption = "Característica de la tubería: " &
wsPerdidas.Range("B14") & " Ø" & wsPerdidas.Range("B3") & " mm"
    Me.lblResultado2.Caption = "Altura neta: " &
Format(wsCalculos.Range("B2").Value, "0.00") & " m"
    Me.Costo.Caption = "Costo estimado hidromecánico: $ " &
Format(Int(wsCostos.Range("G1").Value), "#,##0")
    ThisWorkbook.Save
    ' Mensaje de confirmación
    MsgBox "Los datos técnicos han sido registrados en la hoja 'Parámetros
de entrada'.", vbInformation, "Registro Exitoso"
End Sub

```

B.2. Regla de iLogic para actualización de la cuchara de turbina Pelton

```
Dim excelFile As String =  
_ "C:\Users\natal\OneDrive\Escritorio\Memoria\Diseño Pelton _ NG.xlsx"  
Dim sheetName As String = "Vinculo Inventor"  
Try  
    L_cuchara = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B3")  
    B_cuchara = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B4")  
    B_mitad = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B5")  
    S_cuchara = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B6")  
    M_mitad = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B9")  
    Profundidad = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B10")  
    parteB_prof = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B11")  
    parteC_prof = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B12")  
    parteD_prof = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B13")  
    L_mitad = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B14")  
    Div = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B15")  
    B_doble = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B16")  
    Div_2 = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B17")  
    Largo_cS = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B18")  
    Agujero = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B19")  
    Anchura = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B20")  
    Tornillo = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B21")  
    Brazo = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B22")  
    Parte_brazo = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B23")  
    Parte2_brazo = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B24")  
    Brazo_ancho = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "B25")  
Catch ex As Exception  
    MessageBox.Show("Error al leer el archivo de Excel. Verifique la ruta y  
    las celdas.", "Error de iLogic")  
    Exit Sub  
End Try  
InventorVb.DocumentUpdate()
```

B.3. Regla de iLogic para actualización del rodete sin cucharas

```
Dim excelFile As String =  
_ "C:\Users\natal\OneDrive\Escritorio\Memoria\Diseño Pelton _ NG.xlsx"  
Dim sheetName As String = "Vinculo Inventor" '  
Try  
Diametro_dibujo = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "F3")  
Tornillo = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "F4")  
Numcucharas = GoExcel.CellValue(excelFile, sheetName, "F5")  
Catch ex As Exception  
    MessageBox.Show("Error al leer el archivo de Excel. Verifique la ruta y  
    las celdas.", "Error de iLogic")  
    Exit Sub ' Salir si hay un error en Excel  
End Try  
InventorVb.DocumentUpdate()
```

B.4. Regla de iLogic para el ensamblaje de la turbina Pelton

```
RutaExcel = "C:\Users\natal\OneDrive\Escritorio\Memoria\Diseño Pelton _  
NG.xlsx"  
HojaExcel = "Cálculos principales"  
GoExcel.Open(RutaExcel, HojaExcel)  
nCucharas = GoExcel.CellValue(RutaExcel, HojaExcel, "B22")  
AnguloPatron = GoExcel.CellValue(RutaExcel, HojaExcel, "B23")  
GoExcel.Close()  
  
Dim circPattern = Patterns.AddCircular("CircPatternName", "Cuchara  
mejorada:1", nCucharas, AnguloPatron, Nothing, "Z Axis",  
axisNaturalDirection := True, lockRotation := False)  
ThisDoc.Document.Update2(True)
```

B.5. Regla Maestra de iLogic para la gestión del diseño

```
iLogicVb.RunRule("Cuchara mejorada:1", "Regla_Actualizar_Cuchara")  
iLogicVb.RunRule("Rodete sin cucharas:1", "Regla_Actualizar_Rodete")  
iLogicVb.RunExternalRule("Regla_Ensamblaje")  
RuleParametersOutput()  
InventorVb.DocumentUpdate()
```