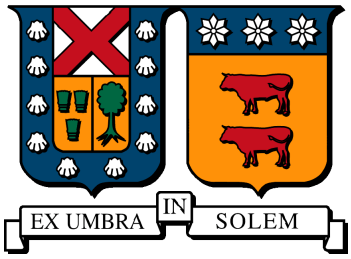
UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO-CHILE



DISEÑO DE TURBINA HIDRÁULICA PARA MICRO GENERACIÓN ELÉCTRICA ACOPLABLE A SISTEMA FOTOVOLTAICO

THOMAS AGUSTÍN LABBÉ SILVA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA : PROFESOR MAURICIO OSSES
PROFESORA CORREFERENTE : PROFESORA MIRIAM ROTH

mayo 2023

Resumen

Los conceptos de generación hidráulica son explorados y materializados en el presente trabajo, especificamente bajo el concepto de turbinado hidráulico de flujo axial con columnas de agua de baja altura. Así, se define una estructura de diseño, la cual se implementa a través de un software, compuesto por planillas Excel, y una matriz de proyección 3D hecha en Autosdesk Inventor 2022. Esta estructura de diseño permite la automatización de la proyección 3D del rodete y estator de una turbina hidráulica de flujo axial.

Tras la ejecución del sistema de diseño, se pudo observar la estructura geométrica de distintos rodetes y estatores, adaptados a valores definidos en un rango de operación de 2 a 8 $[m]$ de columna de agua, entre 800 y 2000 $[rpm]$ como velocidad de rotación, y 118 a 190 $[mm]$ de diámetro transversal, siendo en este caso el caudal la variable calculada, dándole la cualidad de 'requerimiento' a este. De aquí se observa una variación geométrica poco significativa, dada principalmente por las diferencias en los caudales de requerimiento.

Además se planteó el diseño mecánico del conjunto generador hidráulico, utilizando la herramienta de proyección automatizada, el cual se estimó para una producción neta de aproximadamente 800 $[W]$. Según las dimensiones del equipo proyectado, lo que se realiza es una adaptación, en cuanto la producción energética, en el rango operativo de los paneles FV del mercado para este tipo de consumo.

La manufactura del conjunto mecánico se basa en componentes de fácil adquisición. Puntualmente, el sistema fue modelado para operar con un alternador de 24 $[V]$ para la transformación eléctrica, tuberías y fitting PVC comercial, elementos impresos en 3D, piezas de acero comercial, y equipos electrónicos simples y de alta disponibilidad. Todo esto caracteriza al sistema, como uno que permiten la democratización de este tipo de tecnologías.

Índice general

1. Introducción **1**

1.1. Objetivos 3

1.1.1. Objetivo principal 3

1.1.2. Objetivos secundarios 3

1.2. Metodología 3

2. Estado del arte **5**

2.1. Generación eléctrica 6

2.1.1. Generación fotovoltaica 6

2.1.2. Generación hidráulica 9

2.2. Microgeneración hidráulica 21

2.2.1. Microgeneración hidráulica en Chile 22

2.2.2. Microgeneración hidráulica en el mundo 25

2.3. Programas de diseño 34

2.3.1. Programas de dimensionado 35

2.3.2. Programas de diseño de turbinas 37

2.3.3. Programas CAD 39

3. Teoría de diseño **41**

3.1. Análisis energético 41

3.1.1. Energía eléctrica requerida 42

3.1.2. Energía hidráulica 43

3.2. Diseño y selección de componentes 49

3.2.1. Diseño de Rodete 49

3.2.2. Diseño de Estator 54

3.2.3. Diseño de Eje 55

3.3. Tubería 61
3.4. Sistema eléctrico 62
3.5. Accesorios 65

4. Programa de diseño **68**
4.1. PDT1 69
4.2. PDT2: 73
4.3. PDT3: 73
4.4. Funcionamiento conjunto 78

5. Diseño aplicado **80**
5.1. Casos formulados 80
5.1.1. Análisis de casos formulados 84
5.2. Caso de estudio 86
5.2.1. Análisis del caso de estudio 95

6. Conclusión **99**
6.1. Recomendaciones 101

A. Análisis bibliográfico de eficiencia interna **106**

B. Planos del sistema mecánico **111**

Índice de figuras

1.1. Estructura de la metodología. 4

2.1. Esquema funcional de un sistema de autoconsumo fotovoltaico tipo on-grid. 7
2.2. Esquema funcional de un sistema de autoconsumo fotovoltaico tipo off-grid. 8
2.3. Esquema de transmisión energética en una central hidroeléctrica. [24] . 9
2.4. Esquema de central hidroélectrica de embalse. [24] 11
2.5. Esquema de central hidroélectrica de pasada, con acumulación de embalse. [24] 12
2.6. Esquema de central hidroeléctrica de pasada, con derivación de cause de río. [24] 13
2.7. Sistema de turbinado dentro de un canal de riego. [3] 13
2.8. Esquema de una central hidroeléctrica dentro de un canal de regadío. [24] 14
2.9. Esquema de central hidroélectrica integrada en el suministro de agua potable. [3] 14
2.10. Esquema de partes de una turbina hidráulica. 15
2.11. Turbina Pelton. [28] 16
2.12. Turbina Turgo. [27] 16
2.13. Turbina Banki. [27] 17
2.14. Turbina Francis. [29] 17
2.15. Turbina Axial. [27] 18
2.16. Rangos de operación ideales de cada tipo de turbina. 18
2.17. Máquina síncrona de baja potencia. Devanado inducido en el rotor. [14] 19
2.18. Máquina síncrona de alta potencia. Devanado inducido en el estátor. [14] 19
2.19. Curva característica de máquina síncrona. 20

2.20. Esquema de distribución eléctrica on-grid y off-grid. [7] 21
2.21. Distribución de micro centrales por regiones en Chile. [22] 23
2.22. Esquema 3D de micro centra hidroeléctrica de la empresa Turbulent. [30] 24
2.23. Instalación de Turbulent realizada en Doñihue. [6] 25
2.24. Ensamble de turbina desarrollada por la Unidad de Desarrollo Tecnológico de la Universidad de Wariwick. [35] 28
2.25. Ensamble de turbina diseñada por Singh y Nestmann. [35] 29
2.26. Modelo de turbina PLT, de PowerSpout para altas presiones. [18] 30
2.27. Modelo de turbina LH, de PowerSpout para bajas alturas de columna de agua. [18] 31
2.28. Gráfico operacional de turbinas PS. [18] 31
2.29. Turbina hidráulica de baja potencia de tipo axial china. Extraído de Alibaba.com 32
2.30. Turbina hidráulica de baja potencia de tipo tubular china. Extraído de MadeinChina.com 32
2.31. Esquema CAD de la turbina diseñada en la Universidad de Córdoba. [27] 33
2.32. Montaje de turbina hidráulica tubular en la Universidad de Córdoba. [27] 33
2.33. Rodete de turbina hidráulica impreso en 3D. [27] 34
2.34. Interfaz de programa de cálculo de turbinas LH de la empresa Powerspout. [18] 35
2.35. Interfaz de cálculo rápido de turbinas Turbulent disponible en su página web. [30] 36
2.36. Planilla de solicitud a Turbulent. [30] 36
2.37. Interfaz principal de la planilla de cálculo y diseño de turbinas hecho por la organización Pico Hydro UK. [31] 38

3.1. Sistema hidráulico. 44
3.2. Diagrama de Moody. [32] 44
3.3. Triángulo de velocidades (elaboración propia). 46
3.4. Esquema referencial del análisis unidimensionalde Euler. [11] 47
3.5. Parámetros de diseño según Simpson y Williams [20] 50
3.6. Aplicación de la teoría unidimensional al seccionado de un álabe. [11] . 51
3.7. Tipos de restricción de las condiciones de salida 52
3.8. Partes del perfil aerodinámico [2]. 52
3.9. Perfil alar con triángulos de velocidades (elaboración propia). 53

3.10. Proyección del perfil de línea de camber en arco. [16] 54
3.11. Triángulos de velocidades en los 4 puntos de interés de diseño. 55
3.12. Configuración del dcl del eje según inclinación. 56
3.13. Gráficos de concentradores de esfuerzos. 58
3.14. Gráficos de coeficientes de muesca. 59
3.15. Esquema del sistema eléctrico hidro-FV. 64
3.16. Rodamiento de bolas. 66
3.17. Rodamiento de doble contacto angular SKF. 66
3.18. Sello mecánico. 67

4.1. Diagrama de flujo sistema de cálculo PDT1. 70
4.2. Interfaz principal PDT1. 70
4.3. Planilla de diseño de álabes rotor y estator. 71
4.4. Triángulos de velocidades (secciones 1 y 5) proyectadas por PDT1. . . . 72
4.5. Valores dimensionales definidos en PDT2. 74
4.6. Proyección radial de las secciones de trabajo. 75
4.7. Pasos previos a la proyección del rodete. 75
4.8. Proyección de álabe 2D de perfil alar. 76
4.9. width=12cm 77
4.10. Construcción 3D del álabe. 77
4.11. Forma final del álabe. 78
4.12. Forma final rodete. 78
4.13. Barra de herramientas de Inventor 2022. 79
4.14. Ventana de actualización de parámetro de Inventor 2022. 79

5.1. Caudal vs altura bruta. 81
5.2. Velocidad específica vs altura bruta. 81
5.3. Caudal vs potencia mecánica en eje. 82
5.4. Velocidad específica vs potencia mecánica en eje. 82
5.5. Proyecciones 3D de los distintos casos. 84
5.6. Curva de potencia de alternador de referencia. [21] 87
5.7. Esquema de escalonado de eje de referencia. 89
5.8. Ensamble en reservorio de agua. 91
5.9. Ensamble mecánico. 91
5.10. Ensamble mecánico funcional. 92

5.11. Explosionado. 92
5.12. Componentes eléctricos. 93
5.13. DCL simplificado del álabe 96

A.1. Eficiencias medidas en turbinas de pico generación. [34] 107
A.2. Parámetros de diseño de turbina de hélice Nishi (2022) [33]. 108
A.3. Eficiencias obtenidas tras estudio en CFD con turbinas de pico generación. [12] 108
A.4. η_{hid} vs N_q de turbina, Ramos 2012 [10]. 109
A.5. η_{hid} vs n [rpm] de turbina, Muis 2014 [1]. 109

B.1. Plano de rodete del caso de estudio. 112
B.2. Plano de estator del caso de estudio. 113
B.3. Plano de eje del caso de estudio. 114
B.4. Explosionado del montaje mecánico. 115

Índice de tablas

2.1. Aplicaciones de la generación hidroeléctrica a distintas escalas. [9] . . . 10
2.2. Valores de operación de turbinas Turbulent. [30] 24
2.3. Especificaciones de central hidroeléctrica propuesta en el manual de diseño. [7] 26

3.1. Coeficientes para el cálculo de k_a [19]. 59
3.2. Coeficientes de temperatura de los aceros [19]. 60
3.3. Listado de diámetro de tubería de PVC comercial. [15] 62
3.4. Voltajes de operación para diseño [18]. 64
3.5. Corriente admisible según sección del cable [5]. 65

5.1. Datos de diseño de la turbina propuesta para el caso de estudio. 88
5.2. Diámetros mínimos y seleccionados para cada sección del eje 90
5.3. Resumen de los valores energéticos principales 94
5.4. Tabla comparativa materiales para rodete. 97
5.5. Pesos ponderados de los distintos criterios. 97

Capítulo 1

Introducción

En este trabajo se confecciona un sistema de diseño de turbinas hidráulicas de tipo hélice, para bajas potencias, y capaz de funcionar bajo el efecto de caídas de agua menores a los 5 metros. El objetivo de estas turbinas es el de abastecer la demanda energética domiciliaria, principalmente en el caso de viviendas que no cuentan con una conexión a la red eléctrica, y que lleven a cabo su abastecimiento eléctrico por medio de un sistema de generación aislado, idealmente de tipo fotovoltaico.

Debido al contexto tecnológico en el que la sociedad se encuentra, es de suma importancia poder contar con un recurso eléctrico capaz de energizar los distintos aparatos domésticos. Sin embargo, en Chile y el mundo siguen existiendo localidades y domicilios sin la disponibilidad de dicho recurso.

Para dimensionar esta brecha de vulnerabilidad energética, el gobierno de Chile dió comienzo a una iniciativa de censado energético, regulación eléctrica, e implementación tecnológica; llamado ”Plan de electrificación rural”[8]. Este plan partió en 1994, donde se indicaba (en base al censo de 1992), que un 53 % de la población rural no contaba con electricidad, equivalente a unas 240.000 casas. En la actualidad el plan continúa vigente, y ha logrado cerrar la brecha de déficit hasta contar con 25.000 viviendas sin recurso eléctrico (más otras 5.000 con disponibilidad parcial) para el 2019. Esto fue logrado por medio de tres iniciativas principales: extendiendo la red eléctrica central, normalizando y regularizando sistemas de autoconsumo eléctrico comunitarios ya existentes, e implementando o financiando proyectos de autoconsumo eléctrico.

El mencionado autoconsumo eléctrico se basa en el sustento energético por parte del mismo consumidor, y puede ser llevado a cabo en un formato on-grid, u off-grid, o dicho de otro modo, con una conexión a la red eléctrica o aislado de ella, respectiva-

mente.

La principal diferencia técnica de estas dos modalidades es el método de respaldo o autonomía con el que cuentan. Por un lado, el sistema conectado a la red cuenta con el respaldo energético de un sistema de distribución eléctrico centralizado, mientras que los sistemas aislados requieren de un sistema de almacenamiento de energía que garantice la autonomía ante un déficit de generación. Esta ausencia de conexión a la red es una de las principales ventajas competititvas de este tipo de sistemas, debido a que deja de existir la necesidad de un sistema de distribución eléctrica de alta tensión. Esto representa un by-pass en la cadena de energía convencional, lo que permite una reducción en costos de instalación y mantenimiento.

Producto del atractivo económico que representa actualmente, y a la ausencia de disponibilidad de electricidad; el mercado eléctrico domiciliario chileno ya cuenta con un 7 % de participación de sistemas de autoconsumo en base a energía solar fotovoltaica, un 5 % basado en sistemas concentrados de grupos electrógenos, y un 2 % que se compone de sistemas de autoconsumo en base a diversas energías renovables.

Así, producto de esta implementación de sistemas de autoconsumo basados en energía solar fotovoltaica a lo largo del país, a raíz del plan de electrificación rural, y debido a la gran disponibilidad del recurso hidráulico en zonas donde el recurso solar escasea, nace el interés de implementar puntos de generación hidroeléctrica, que aumenten la capacidad de planta de un sistema de autoconsumo eléctrico fotovoltaico aislado de cualquier red eléctrica centralizada.

La energía hidráulica hace ya décadas que ocupa un papel primordial en la generación eléctrica internacional, debido a su capacidad de generar energía libre de emisiones y con eficiencias superiores incluso al 90 %, por lo que resulta sumamente rentable para la generación a gran escala. Sin embargo, este trabajo se enfoca en el diseño de turbinas para centrales hidroeléctricas de escala micro o menor, equivalente a una potencia menor a 100 $[kW]$. Esta escala se asocia principalmente al consumo domiciliario y comunitario, y son plantas que reducen ampliamente el impacto ambiental asociado a obras civiles, pero se prevee una pérdida en la eficiencia de la misma con respecto a centrales de mayor escala y potencia. Así, el diseño de turbinas se enfoca en definiri una potencia nominal del equipo, dentro de la escala de generación del sistema de autoconsumo fotovoltaico que se desee hibridar.

El diseño se centra en simplificar la ejecución técnica de la implementación de una de estas turbinas de microgeneración hidráulica, buscando la reducción de costos, y la democratización de este tipo de tecnología. Esto se logra a través de un programa que,

a partir de ciertos parámetros simplificados de operación, logra proyectar el modelo tridimensional de rodete y estator de la turbina. Además, se plantea una metodología de diseño y selección de compontentes, para toda la estructura funcional mecánica y eléctrica de la turbina. Esto último, se ejecuta considerando distintas alternativas de componentes y recursos disponibles en el mercado ferretero y manufacturero, con el fin de entregar una herramienta útil para propietarios en distintos contextos.

1.1. Objetivos

1.1.1. Objetivo principal

Diseñar una turbina hidráulica para microgeneración eléctrica capaz de acoplarse a un arreglo fotovoltaico.

1.1.2. Objetivos secundarios

- Definir los criterios de diseño de una turbina hidráulica de baja potencia.
- Crear un programa que genere las especificaciones de diseño de la turbina mediante ciertos parámetros de entrada.
- Diseñar un sistema de microgeneración hidráulica acoplable a un arreglo fotovoltaico existente.
- Generar los planos de fabricación de la turbina.

1.2. Metodología

El trabajo cuenta en primer lugar con un estado del arte de esta tecnología, con el fin de dar un contorno y estructura más clara al diseño de la turbina.

Luego, como segundo capítulo se tiene un marco teórico, denominado ”Teoría del diseño”, donde se establece la estructura de prediseño de la turbina hidráulica, basada en el cumplimiento de las leyes de conservación de energía, un modelo de correlación para variables de operación, y la teoría unidimensional de Euler.

A continuación, en el capítulo 3 se detalla la estructura de un programa de diseño confeccionado con el objetivo de proyectar cuerpos digitales tridimensionales del ro-

dete y estator resultante para cada condición de operación, el cual se compone de tres partes: la familia de archivos PDT1, PDT2, y PDT3. De estos, PDT1 y PDT2 son planillas excel automatizadas, y PDT3 es la matriz de proyección 3D de las piezas hecho en Autodesk Inventor.

El cuarto capítulo se basa en una primera parte, en la puesta en marcha de la estructura de diseño, evaluando cuantitativamente el comportamiento del programa de cálculo y modelo de correlación de variables de operación, y cualitativamente las estructuras 3D obtenidas para cada caso. Luego, en segundo lugar se lleva a cabo un caso de estudio, aplicando la herramienta y estructura de diseño propuesta previamente, para implementar una turbina de baja potencia capaz de aportar electricidad a un sistema de autoconsumo solar fotovoltaico de tipo off-grid.

Finalmente se hizo un quinto capítulo de conclusiones y recomendaciones relacionadas al trabajo.

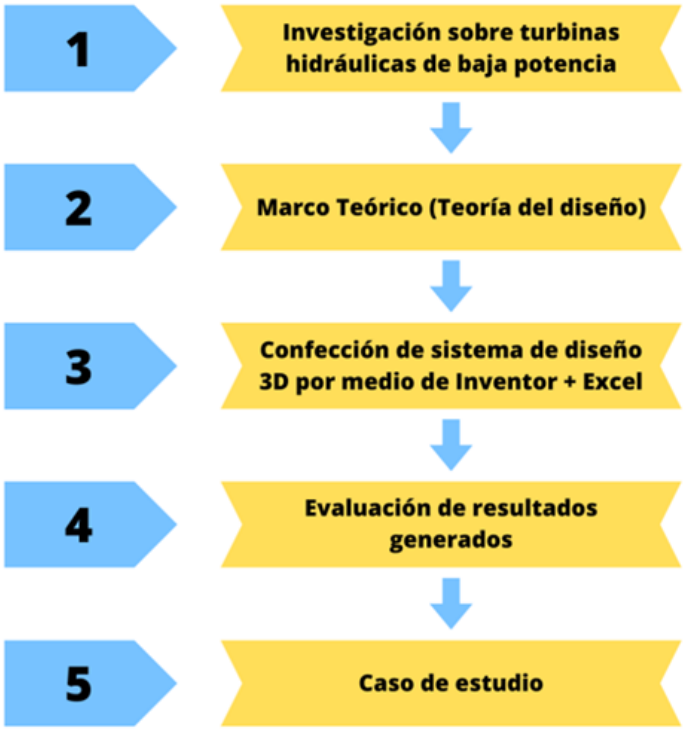


Figura 1.1: Estructura de la metodología.

Capítulo 2

Estado del arte

Este capítulo tiene el fin de establecer el punto de partida para el trabajo de diseño, y aportar en gran medida a la contextualización del trabajo y los distintos parámetros que lo regirán.

Así, a partir de lo recabado, se definió que la turbina diseñada será de tipo axial para microgeneración hidráulica, con una instalación tubular, utilizando un rodete y estator tipo hélice. Además, rodete y generador eléctrico se acoplarán directamente a través de un eje, y utilizando un alternador como generador. Este equipo debe ser capaz de conectarse a la red eléctrica de un sistema fotovoltaico tipo off-grid, considerando las condiciones de operación del mismo, como el voltaje de carga, o capacidad de carga. El diseño debe contar con el desarrollo de un programa de diseño estructurado a través de Excel e Inventor, donde el primero se encargará de las tareas de cálculo y diseño, mientras que el segundo llevará a cabo funciones tipo CAD, para lograr generar rodetes y estatores tridimensionales e imprimibles. Este sistema debe funcionar a partir de información de entrada simplificada, y con la capacidad de adaptar el diseño fácilmente. La captación de agua deseada es realizada por un vertedero, que mantendrá una altura constante de agua, en ragos de altura de caída menores a los 5 $[m]$. En general el diseño se debe basar en el cumplimiento de leyes físicas fundamentales, como la conservación de la energía, de la masa, o del momentum angular, y conceptos de resistencia de materiales y elementos de máquinas. Por lo demás, la ejecución técnica contará con un alto porcentaje de piezas comerciales, siendo un aspecto deseable del diseño, su adaptabilidad técnica a esta oferta del mercado ferretero e industrial.

Así, se definieron una serie de tópicos principales que permiten entender el estado técnico/tecnológico actual de la tecnología estudiada, y las implicancias de la misma.

Estos tópicos son: la generación fotovoltaica e hidráulica, la micro generación hidráulica, y herramientas de cálculo y diseño CAD.

2.1. Generación eléctrica

La generación eléctrica es la transformación de energía proveniente de un recurso determinado, en energía eléctrica. En esta sección se exploran tecnologías capaces de generar electricidad de forma efectiva a través del aprovechamiento de energías renovables, en particular se da un enfoque a la tecnología solar fotovoltaica de uso domiciliario, y la energía hidráulica, especialmente en centrales de baja potencia.

2.1.1. Generación fotovoltaica

Una planta de generación FV consiste en un arreglo de paneles de material fotovoltaico, con dimensiones entre 0,8 y 2 $[m^2]$ cada uno, que dispuestos en grupo en una locación irradiada con una cierta cantidad de energía solar, logra generar electricidad.

El esquema técnico de un sistema solar fotovoltaico utilizado en viviendas, o grupo de viviendas, se puede dar bajo dos modalidades: sistema conectado o aislado de la red, o bien, sistema on-grid u off-grid, respectivamente.

A continuación se describe y detalla cada una de las estructuras funcionales.

Sistema fotovoltaico on-grid

Este tipo de configuración permite abastecer la demanda energética del domicilio a partir de una generación de corriente continua por medio de los paneles solares, la que es transformada por un inversor en corriente alterna. Así, la electricidad puede ser ingresada al sistema eléctrico de la vivienda por medio del panel eléctrico, debido a que el consumo ejercido por aparatos domésticos es de corriente alterna. Luego, por medio de un medidor bidireccional se establece una conexión con la red eléctrica, desde la que se puede consumir electricidad como método de respaldo energético, o también se puede hacer ingreso de la energía autogenerada hacia la red, pudiendo venderla bajo un esquema denominado ”netbilling”. Sin embargo, este medidor bidireccional es una opción al medidor unidireccional más simple, que es únicamente capaz de consumir energía de la red, sin la posibilidad de entregársela.

Esta estructura funcional se detalla en la figura 2.1, donde se indican los flujos energéticos de energía autogenerada, o sea, energía obtenida a partir del sistema de autoconsumo eléctrico, representada con color celeste, y la energía de la red, con color amarillo.

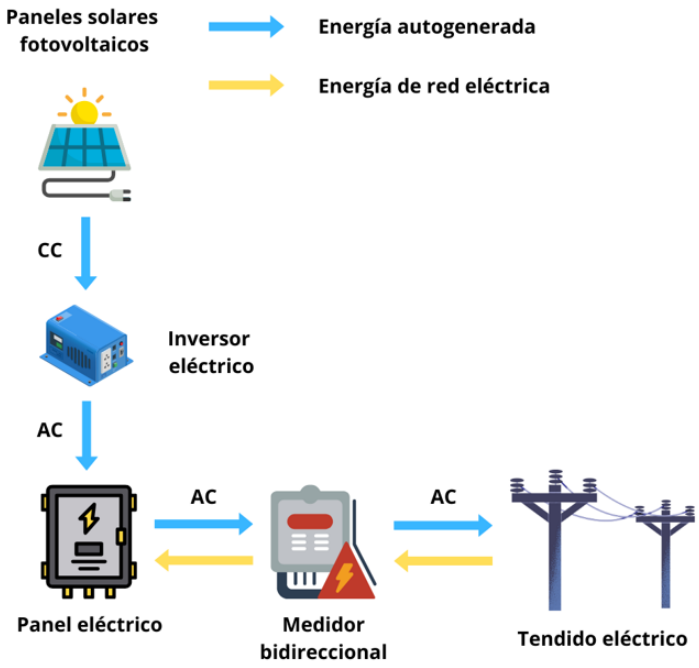


Figura 2.1: Esquema funcional de un sistema de autoconsumo fotovoltaico tipo on-grid.

Estos sistemas son utilizados generalmente como método de inversión en temática de energía. La posibilidad de reducir el gasto de luz (consumo eléctrico de red de distribución) a cero es algo sumamente atractivo en lo económico. Además, por medio del uso de medidores bidireccionales se saca el máximo provecho, pudiendo generar ingresos a partir de la venta de energía eléctrica.

Sistema fotovoltaico off-grid

En este caso no existe una conexión a la red de distribución eléctrica, por lo que a pesar de contar con una generación eléctrica de corriente continua llevada a cabo por paneles fotovoltaicos, estos sistemas plantean una estructura funcional algo diferente a su contraparte con conexión a la red.

Como se puede observar en la figura 2.2, el sistema cuenta con un arreglo o banco de baterías que proporcionan al sistema un nivel de autonomía, ya que al no contar

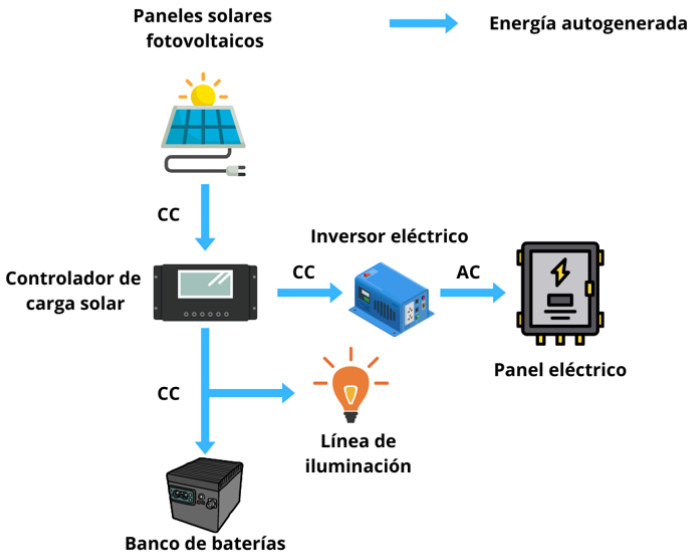


Figura 2.2: Esquema funcional de un sistema de autoconsumo fotovoltaico tipo off-grid.

con respaldo de la red, se debe almacenar la energía durante el día, que cumpla con el abastecimiento nocturno. Esto vuelve inherente el uso de baterías (o algún método de almacenamiento) en sistemas fotovoltaicos aislados de la red.

Además, el sistema es capaz de inyectar energía directamente a la vivienda en forma de corriente alterna, utilizando igualmente un inversor, tal como se muestra en el esquema. Para esta división de flujos de energía se utiliza un regulador o controlador de carga, que además de funcionar como punto de distribución, se encarga de mantener al máximo el desempeño de cada panel solar.

Este esquema de producción eléctrica describe dos variables de diseño fundamentales e independientes entre si: la capacidad de generación, y la capacidad de almacenamiento; definidas por la cantidad de paneles y de baterías del sistema, respectivamente. Esto permite la escalabilidad de un sistema fotovoltaico (en una función de valor entero, entre la cantidad de paneles/baterías versus capacidad energética del sistema) debido al aporte que genera la incorporación de cada unidad de panel o batería, y obviamente considerando un control e instrupentación apropiado al nivel de generación.

Así, la cantidad de paneles instalados se define por la velocidad de carga deseada de baterías, y el dimensionado de baterías se depende del periodo de autonomía requerido, considerando el perfil de demanda eléctrica, y tasas de eficiencia y de profundidad de

carga con las que cuenta el sistema.

La mejor opción para hibridar un sistema de este tipo es producir electricidad en CC, para así poder aprovechar la capacidad de almacenamiento de las baterías. Esto se haría conectando el nuevo sistema en la línea que conectan el regulador y las baterías.

2.1.2. Generación hidráulica

El aprovechamiento de la energía hidráulica es una de las tecnologías más antiguas y estudiadas en el área de la generación eléctrica, y por ese motivo la industria hidroeléctrica posee una gran madurez, con tecnologías de aprovechamiento de alta eficiencia, superiores incluso al 90 %. Además, este recurso representa un rol importante en el mercado eléctrico, alcanzando en el año 2016, un aporte del 16,4 % del total de energía eléctrica generada en el mundo, y un 71 % en el universo de energías renovables [4].

Las plantas que generan energía eléctrica a partir del recurso hidráulico hídrico se denominan 'centrales hidroeléctricas', y cumplen un flujo energético como el mostrado en la figura 2.3. Para su ejecución, utilizan turbinas hidráulicas: equipos que aprovechan la energía cinética y potencial almacenada en corrientes de agua, que fluyen naturalemnte debido a la presencia de una diferencia de altura geográfica. En términos simples, la energía sufre dos transformaciones, pasando de ser hidráulica, a mecánica, y luego a eléctrica.

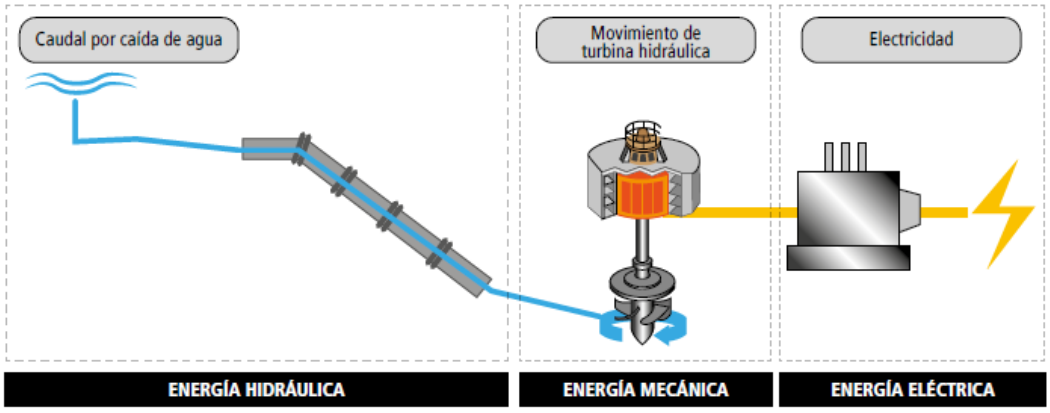


Figura 2.3: Esquema de transmisión energética en una central hidroeléctrica. [24]

Al igual que otros tipos de generación eléctrica a partir de ERNC's, las plantas de generación hidroeléctrica se pueden aplicar a distintas escalas, adaptándose a la necesidad y disponibilidad de recurso de cada caso.

Tabla 2.1: Aplicaciones de la generación hidroeléctrica a distintas escalas. [9]

Tamaño/potencia	Aplicaciones
Nano/pico-hidro: menos de 5 kW	Uso familiar y aplicaciones mecánicas
Micro-hidro: de 5 a 100 kW	Alimentación de una red eléctrica comunal (sistema aislado)
Mini-hidro: de 100 a 1000 kW	Sustento a varias comunidades dentro de un radio de 10 a 40 km, y/o para conexión a la red nacional.
Central pequeña: de 1 a 15 MW	Abastecimiento a una pequeña ciudad y comunidades aledañas de conexión a la red.
Central mediana: de 15 a 100 MW	Abastecimiento de grandes ciudades y comunidades aledañas de conexión a la red.
Gran central: $>$ a 100 MW	Abastecimiento de grupo de ciudades y aporte principal de la red.

Como se observa en la tabla 2.1, las centrales utilizadas en instalaciones de tipo off-grid son las de escala micro y nano/pico, debido principalmente al principio de funcionamiento autónomo y localizado, característico de un sistema de autoconsumo eléctrico. En particular, al buscar satisfacer una demanda domiciliaria, se puede observar que el rango que mejor se ajusta es el de picogeneración.

La cantidad de energía generada por una central hidroeléctrica dependerá directamente de la diferencia de altura entre reservorios, y del caudal de descarga de la turbina. Se detalla la teoría de este principio de funcionamiento en el siguiente capítulo 'Teoría de diseño'.

Las distintas formas de aprovechamiento hidráulico hídrico son las siguientes:

- **Embalse:** Se acumula agua en una gran depósito, o embalse, utilizando una barrera física denominada 'represa', desde la cual se le da el paso a la caída de agua, controlando así la cantidad de energía a generar por medio de la regulación de caudal y tiempos de apertura. Estos depósitos de agua en ocasiones se ocupan con propósitos añadidos al de la sola generación eléctrica, como lo puede ser por ejemplo, el consumo o utilización hídrica por parte de comunidades.

  Este tipo de plantas permite la regulación de energía generada según la cantidad de recurso hídrico disponible y la demanda de electricidad existente. Además, da cabida a la utilización del agua como método de almacenamiento de energía exedente, por medio de la implementación de centrales de bombeo reversibles.

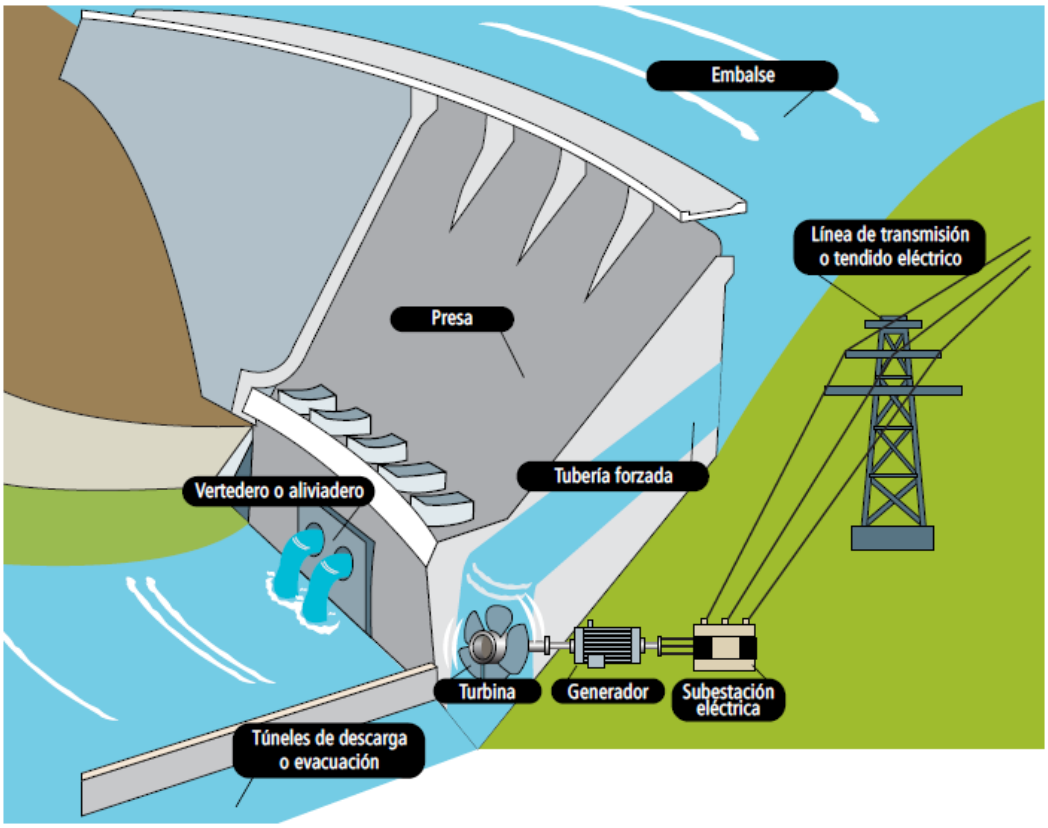


Figura 2.4: Esquema de central hidroélectrica de embalse. [24]

- **Central de pasada:** También llamadas 'centrales de agua fluyente', se caracterizan por capturar parte del caudal de alguna corriente fluvial, en un punto geográficamente elevado, y transportarla hacia la turbina hiráulica por medio de una tubería de alta presión. Allí, luego de ser turbinada, el agua pasa a una tubería de descarga, donde se evacúa nuevamente hacia el cause del río. La principal forma de garantizar el caudal de operación en el sistema, es captando el agua por medio de un embalsamiento, como se muestra en la figura 2.5. En el caso en que la captación se lleva a cabo derivando el caudal ecológico de un río, como se muestra en la figura 2.6, es que no se puede asegurar que el caudal mínimo técnico del conjunto turbina-generador se cumpla todo el tiempo, y por lo tanto, existen periodos en los que, a pesar de haber un caudal atravesando el sistema, el sistema no genera energía eléctrica.

- **Centrales integradas en canales de riego:** Con una filosofía similar a la de las centrales de pasada, busca capturar parte del caudal de un río artificial, particular-

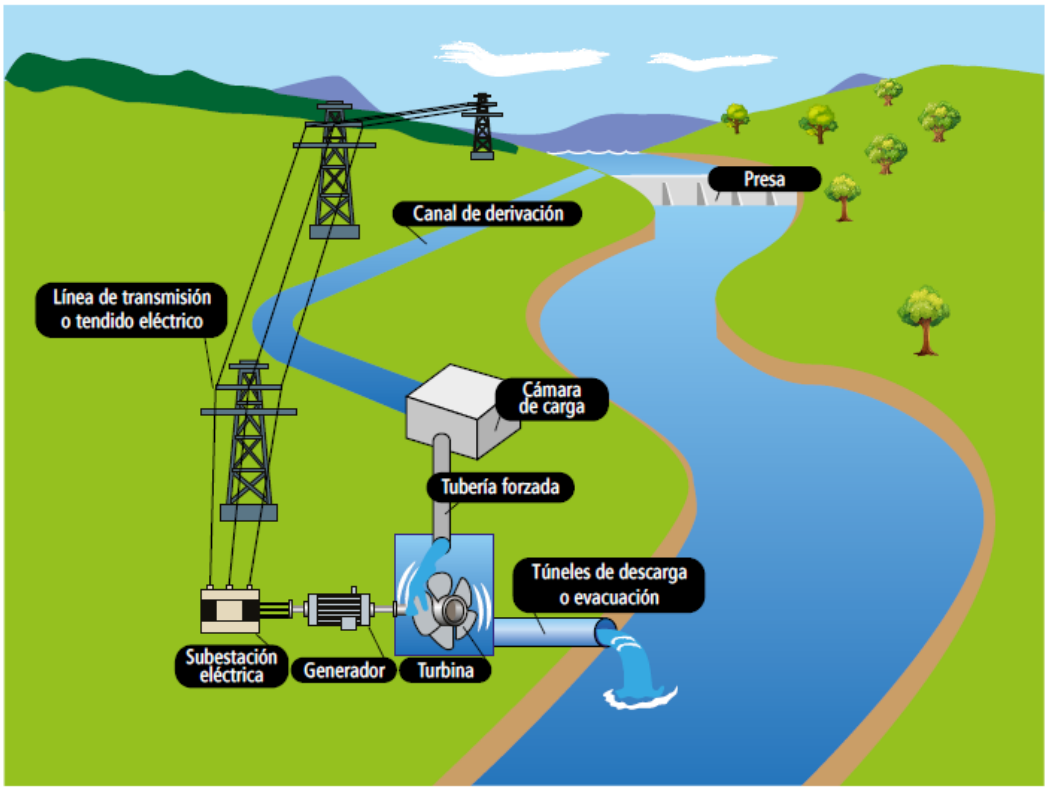


Figura 2.5: Esquema de central hidroélectrica de pasada, con acumulación de embalse. [24]

mente un canal de regadío, para accionar una turbina hidráulica, y luego devolver el agua a su corriente original. Esta recuperación de caudal se puede aplicar de forma aledaña o paralela al mismo canal, o a través de un bypass que separe corrientes.

- **Centrales integradas en suministro de agua potable:** Es un sistema que permite turbinar el agua que proviene de un reservorio en altura, y que se taslada por medio de tuberías de presión, con el fin de aprovechar la energía del agua que se perderá luego de ser evacuada por el sistema de agua potable.

Si bien se describen 4 tipos de centrales diferentes, las técnicas principales son dos: tipo embalse y tipo de pasada. Esto ocurre porque el 3er y 4to caso descrito, son aplicaciones de un sistema de pasada, en contextos específicos. Considerando esto, se define que el método más viable para implementar un sistema de generación hidroeléctrico a baja escala (o baja potencia), es por medio de una central de pasada. Considerando un embalsamiento de agua previo al turbinado, utilizando un vertedero, con el fin de

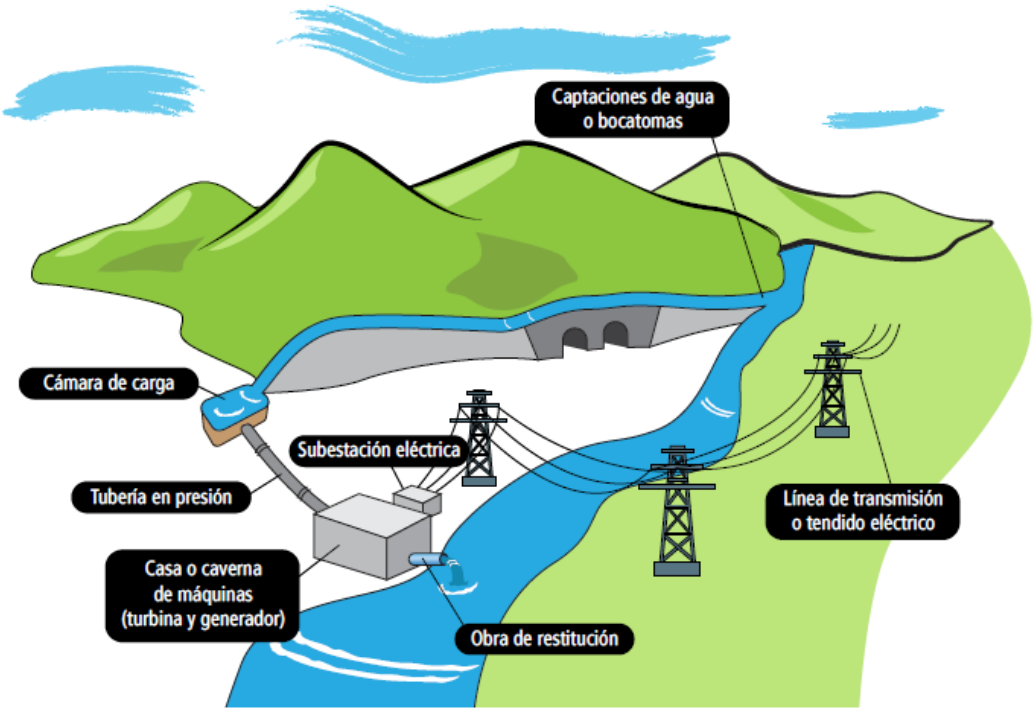


Figura 2.6: Esquema de central hidroeléctrica de pasada, con derivación de cause de río. [24]

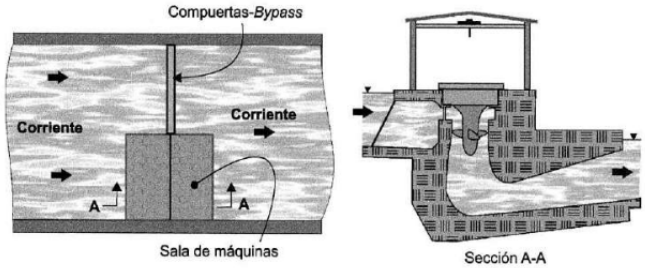


Figura 8.18. Central en propio canal de riego, aprovechando un desnivel.

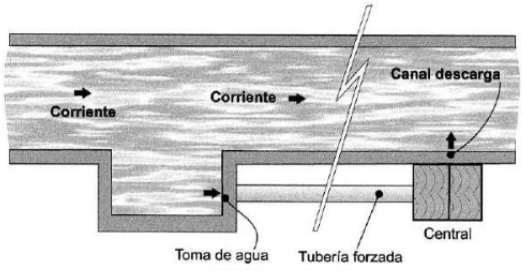


Figura 2.7: Sistema de turbinado dentro de un canal de riego. [3]

garantizar una diferencia de altura hidráulica constante durante la operación.

A continuación se detallan los distintos tipos de turbinas hidráulicas, y se estuda

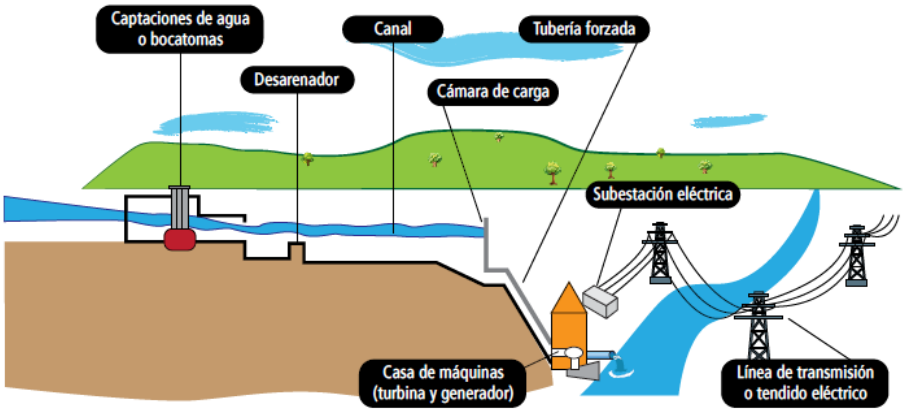


Figura 2.8: Esquema de una central hidroeléctrica dentro de un canal de regadío. [24]

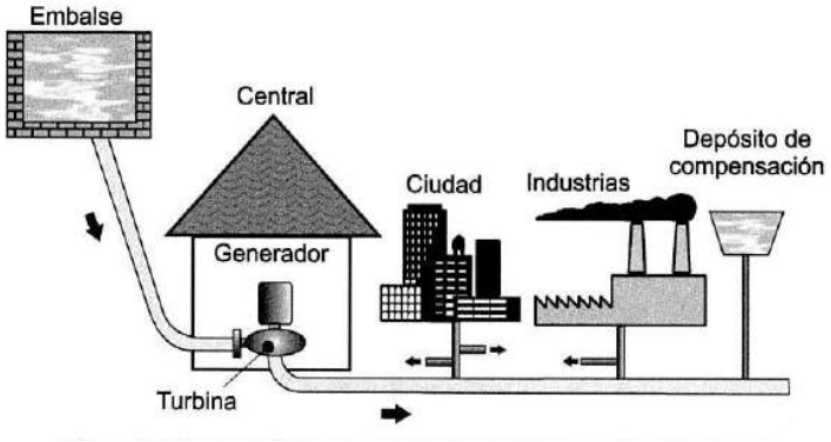


Figura 2.9: Esquema de central hidroélectrica integrada en el suministro de agua potable. [3]

la filosofía de funcionamiento de equipos generadores eléctricos para producciones de baja potencia.

Turbinas hidráulicas

Como se mencionó, una turbina hidráulica es una turbomáquinas capaz de transformar energía hidráulica en energía mecánica rotacional. Las partes que componen el conjunto mecánico primario de una turbina hidráulica, son las siguientes:

- Rodete: También conocido como rotor, es la parte funcional de la turbina, encargada de transformar la energía del caudal de agua en energía rotatoria.

- Estator: En el caso de las turbinas, se ubica previo a que el flujo pase por el rodete. La función del estator es la transformar la energía del agua según se requiera, y direccionarlo de forma apropiada.
- Eje: Es el elemento mecánico encargado de transmitir la energía rotatoria desde la turbina al generador eléctrico.
- Generador eléctrico: Encargado de transformar la energía mecánica rotatoria en energía eléctrica.
- Rodamientos y descansos: Permiten el movimiento de piezas dinámicas apoyadas sobre otras piezas estáticas.
- Sellos: Componentes utilizados para evitar las filtraciones de agua desde zonas húmedas hacia zonas secas dentro del mismo equipo.

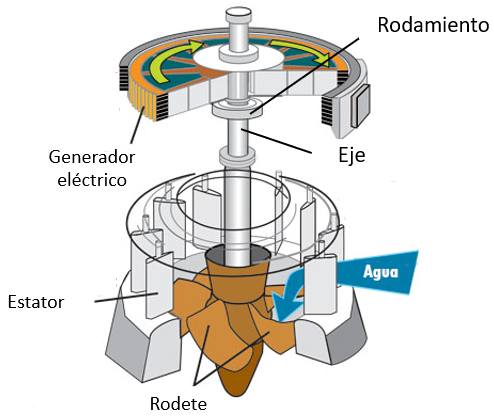


Figura 2.10: Esquema de partes de una turbina hidráulica.

Existen dos clasificaciones principales para turbinas hidráulicas: acción y reacción. Las turbinas de acción son equipos donde se transforma la energía de presión del flujo hidráulico, en energía cinética por medio de una tobera, haciendo que un chorro de agua a alta velocidad intercambie energía por traspaso de momentum lineal en el álabe del rodete. Son ejemplos conocidos de turbinas de acción las tipo: Pelton, Banki, Turgo. Por otro lado, las turbinas a reacción llevan a cabo una caída de presión durante su paso por el rodete. Turbinas de tipo reacción son la Francis, y tipo hélice.

A continuación se expone una descripción de cada tipo de turbina hidráulica previamente mencionada:

- Pelton: Su rodete se compone de palas con forma de tipo cuchara ubicadas en la periferia de la rueda, y que cuentan con una arista meridional, que es donde incide el chorro de agua generado por los inyectores, que pueden ser uno o más para un mismo rodete.

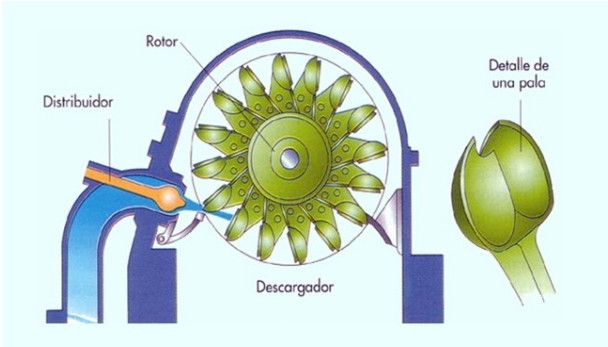


Figura 2.11: Turbina Pelton. [28]

- Turgo: Es similar a la turbina Pelton, sobretodo en cuanto a la filosofía de funcionamiento, con la diferencia de que las cucharas del rodete poseen una única glándula, como si se cortara a la mitad un rodete Pelton, en un plano radial. Así, el chorro de agua incide sobre la cuchara desde el exterior, en vez del centro.

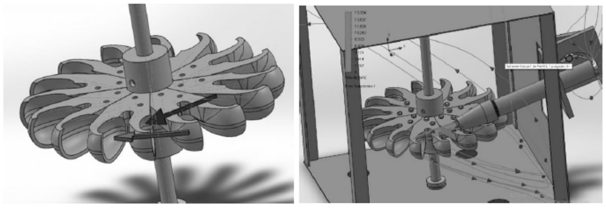


Figura 2.12: Turbina Turgo. [27]

- Banki: El rotor de una estructura central con volumen similar al de un tambor y que funciona como eje del mismo, que ubica en su periferia una serie de palas de igual largo a la longitud de la estructura central. La inyección se logra por una única tobera que puede contar con una apertura total o parcial, ocupando toda o parte de la longitud del rotor.

- Francis: Su rodete es un conjunto de álabes de espesor constante, que forman canales por los que se conduce el agua en su proceso de expansión o caída de presión. Estas turbinas cuentan con una voluta que genera el arremolinamiento

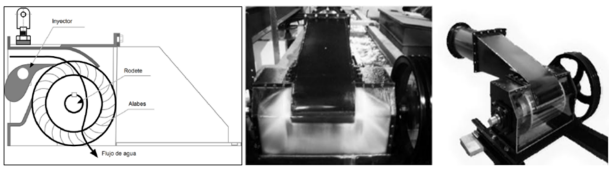


Figura 2.13: Turbina Banki. [27]

del agua previo a su paso por el rodete, generando que el ingreso del ocurra con una dirección radial al eje de rotación del rodete, y la descarga se realice por el centro de este último, con una dirección axial al eje de rotación.

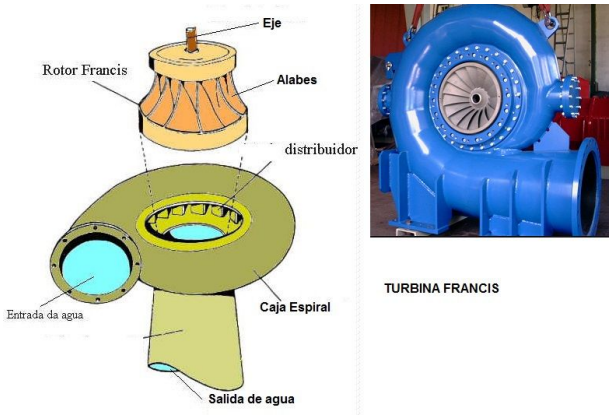


Figura 2.14: Turbina Francis. [29]

- Hélice: A través de rodetes de este tipo el agua circula de forma totalmente axial al eje de rotación, utilizando una corona directriz encargada de otorgar el arremolinamiento necesario de operación. La forma de los álabes cuentan con una envolvente, que le da forma de propulsor o hélice al rodete, y en ciertos casos, se utiliza la variable tipo Kaplan, donde dichos álabes son capaces de cambiar su inclinación de ataque para optimizar el rendimiento ante cambios en las condiciones de operación.

En este trabajo el interés de diseño son los equipos de baja potencia, capaces de operar con bajas alturas de caída, que según el gráfico 2.16, corresponden principalmente a turbinas de tipo hélice.

Cabe mencionar que el motivo de preferenciar equipos que operen con bajas caídas, es la de diseñar un sistema de aprovechamiento hidráulico que dependa poco de las condiciones geográficas, requiriendo como máximo 5 metros, y un mínimo de hasta 1

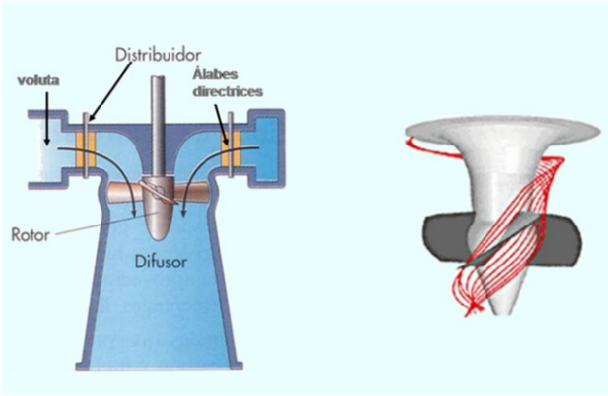


Figura 2.15: Turbina Axial. [27]

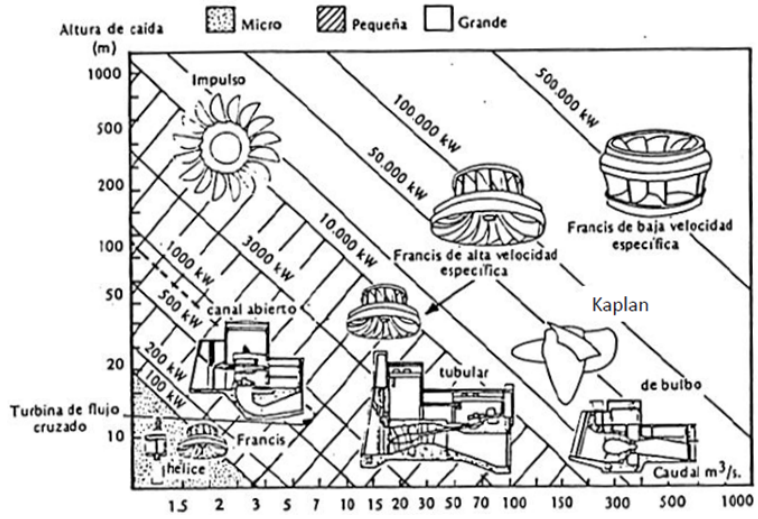


Figura 2.16: Rangos de operación ideales de cada tipo de turbina.

o 2 metros. Además, el enfoque de baja potencia permite por consecuencia, evitar el requerimiento de elevados caudales, que sobrepasen el metro cúbico por segundo.

Generador eléctrico

Un generador eléctrico es una máquina eléctrica síncrona que se utiliza principalmente para convertir energía mecánica en corriente alterna. Luego, por medio de un proceso de rectificado, realiza la conversión de corriente AC a CC. A diferencia del generaor asíncrono, esta máquina opera sin un 'deslizamiento' entre a velocidad de rotación del campo magnético y la del rotor, por lo que se dice que opera en 'sincronismo', ya que la velocidad de rotación mecánica y la de rotación de la red eléctrica es igual, o está sincronizada.

Este tipo de máquinas es la que se utiliza en mayor medida para transformar energía mecánica en eléctrica (sobre el 90 % de presencia a nivel industrial), siendo por ejemplo, el tipo de generadores utilizados en plantas hidroeléctricas a gran escala.

La disposición del sistema eléctrico del equipo se compone de un devanado inductor, que impone un cambo magnético rotatorio sobre otro devanado inducido, que generará corriente producto de la existencia de una variación en el campo magnético, operación que se basa en lo que indica la ley de Faraday. En particular, cuando las potencias desarrolladas son menores a 10 $[kVA]$ se suele ubicar el devanado inductor en el estátor, y el devanado inducido en el rotor, y caso opuesto es cuando los rangos de operación son superiores al mencionado límite. Así mismo, cada configuración presenta una disposición constructiva específica, como ilustran las figuras 2.17 y 2.18.

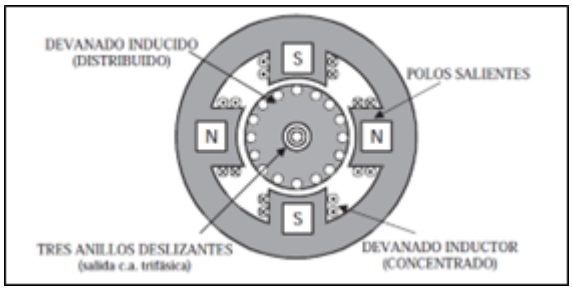


Figura 2.17: Máquina síncrona de baja potencia. Devanado inducido en el rotor. [14]

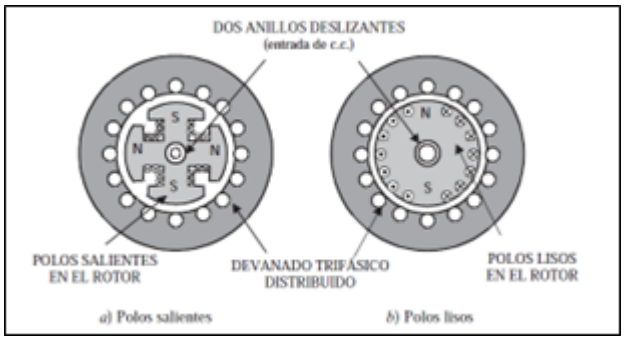


Figura 2.18: Máquina síncrona de alta potencia. Devanado inducido en el estátor. [14]

Así, cada generador establece un punto de operación nominal en función de la velocidad de rotación, con una corriente y potencia asociada a dicho punto, como se ilustra en la figura 2.19. Generadores de este tipo que son ampliamente utilizados en generación de baja potencia, son los denominados alternadores, los que incorporan un sistema de rectificación de corriente de AC a CC, con una posterior regulación de voltaje, y son principalmente utilizados para cargar baterías.

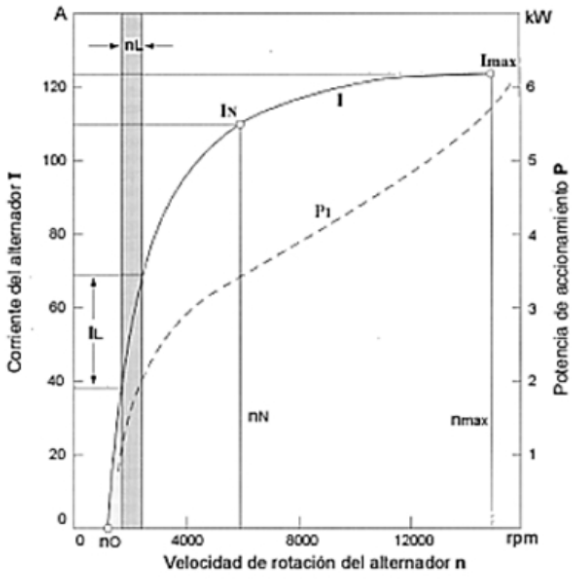


Figura 2.19: Curva característica de máquina síncrona.

- n_o**:** velocidad rotacional a la que el alternador alcanza la tensión nominal mínima, sin entregar corriente aún. Generalmente ronda las 1000 $[rpm]$.
- n_L**:** velocidad rotacional a la que el motor de combustión interna alcanza el ralenti. Esto considerando que un alternador es un equipo utilizado en automóviles, y que bajo este régimen el alternador ya debe suministrar un mínimo de corriente. Suele definirse en un rango de entre 1500 y 1800 $[rpm]$.
- I_L**:** valor de corriente en el rango de velocidad ralentí.
- n_N**:** velocidad rotacional en la condición de operación nominal, aproximadamente a 6000 $[rpm]$.
- I_N**:** valor de corriente en la condición de operación nominal.
- n_{max}**:** velocidad rotacional máxima del equipo, definido por limitantes mecánicas principalmente. Esta cifra oscila entre 8.000 y 20.000 $[rpm]$.
- I_{max}**:** valor de corriente máxima del equipo.

Aspecto que lo diferencia también con las máquinas asincrónicas es su capacidad de autoexitación, característica necesaria para operar como una máquina generadora

eléctrica en sistemas aislados de la red. Además, al ser un equipo compacto, diseñado para funcionar dentro de automóviles, cuentan con gran confiabilidad y durabilidad.

2.2. Microgeneración hidráulica

La microgeneración hidráulica es la producción de energía eléctrica de baja potencia (menor a 100 $[kW]$), como se indica en la tabla 2.1, y se caracteriza por ocurrir en las cercanías del punto de consumo [26]. Estas cualidades abren la posibilidad de implementar centrales en lugares con menor disponibilidad de energía hidráulica, y de hibridar sistemas de autoconsumo eléctrico.

Como ya se mencionó, la cualidad de este tipo de generación es que carece de la necesidad de un sistema de distribución eléctrico de alta tensión, como ilustra la figura 2.20, y que permiten el aprovechamiento de energías renovables a bajas escalas, debido a la reducida demanda eléctrica de una vivienda en comparación a un extenso grupo humano o el ámbito industrial.

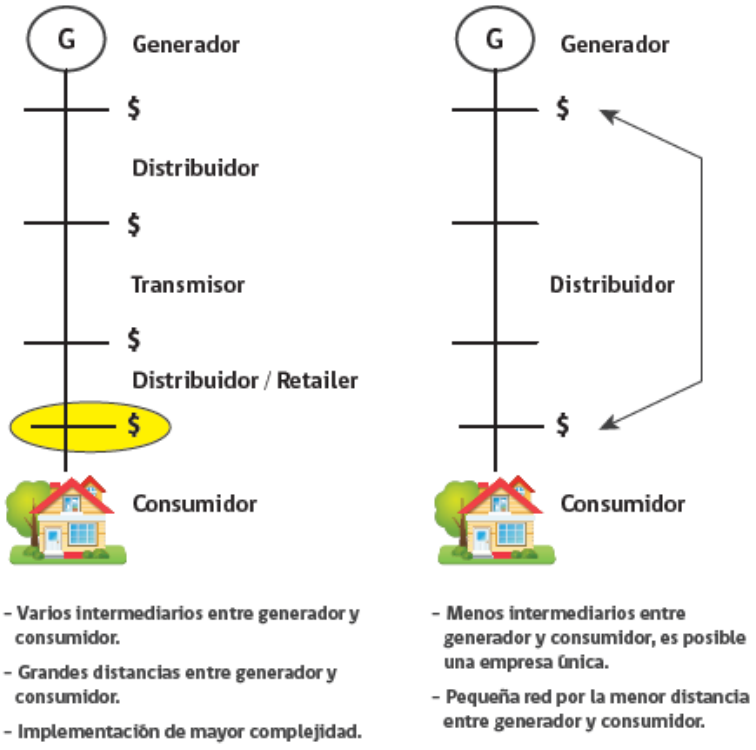


Figura 2.20: Esquema de distribución eléctrica on-grid y off-grid. [7]

De lo estudiado, se destacan los siguientes aspectos en cuanto al desarrollo técnico

de centrales y turbinas hidráulicas para micro y pico generación:

- Existe un impacto dramático de la geometría de los álabes sobre la eficiencia hidráulica. En particular, lo que marca la diferencia para un buen desempeño, es que los álabes canalicen de la mejor manera el flujo, y que su geometría permita el mayor traspaso de momentum angular posible. Esto, en conjunto con la necesidad de un correcto acondicionamiento de flujo hacia el rodete, establecen el requerimiento de un diseño de álabes bien estructurado, y la necesidad de que sea fácilmente ajustable o adaptable al momento de proyectar los cuerpos 3D de ambas piezas. Sumado a eso, se necesita una ejecución de buena calidad superficial en piezas como rodete o estator.

- Las velocidades de operación se ubican entre 600 y 2000 $[rpm]$, alturas entre 1,5 y 5 $[m]$, y caudales inferiores a 100 $[L/s]$, para producciones entre 200 y 5000 $[W]$. La eficiencia muestra un gran espectro de valores, definidos entre 20 % y 73,9 %.

- Simpson y Williams, en su trabajo presentan una de las bases de diseño más confiables y validadas en el ámbito de pico generación hidráulica, por lo que el modelo de correlación de variables operacionales, y el grueso de la estructura de diseño de álabes, propuestos por dichos autores, será utilizado en el presente trabajo.

- Considerando que el objetivo es diseñar un sistema de generación hidráulico para aprovechamientos de baja altura de caída (menores a 3 $[m]$). Se optará por el diseño de una turbina de tipo hélice para flujo axial, la cuál se montará dentro de una tubería (formato tubular). Además, por temas de eficiencia, no se considerará el uso de un sistema de conversión de velocidades rotacionales, por lo que la velocidad de rotación de la turbina hidráulica será igual a la velocidad de rotación del alternador. En cuanto al caudal requerido por estas turbinas, será reducido debido al desarrollo de bajas potencias.

2.2.1. Microgeneración hidráulica en Chile

- **Catastro microgeneración hidráulica chilena:** En cuanto a la microgeneración hidráulica a nivel nacional, cabe destacar el estudio presentado por la empresa

Javier Gho: Energías Renovables [22], donde se hace un levantamiento de información sobre centrales de micro generación hidráulica (MCH's) en Chile. En dicho trabajo se agrupan centrales con producciones acotadas entre los 1 y 250 $[kW]$, donde solamente 4 casos corresponden a turbinas de tipo Kaplan o flujo axial, y en todos estos casos, son centrales con producción de 250 $[kW]$ (no se entregan otros detalles operativos como caudal o altura de caída). Además, como se muestra en la figura 2.21, se observa que las regiones con mayor presencia de mini o micro centrales (potencia igual o menor a 250 $[kW]$), son las regiones del Biobio, Los Lagos, y Aysén. Esto sugiere una elevada factibilidad técnica de instalaciones de turbinado hidráulico, principalmente en el contexto de canales de regadío.

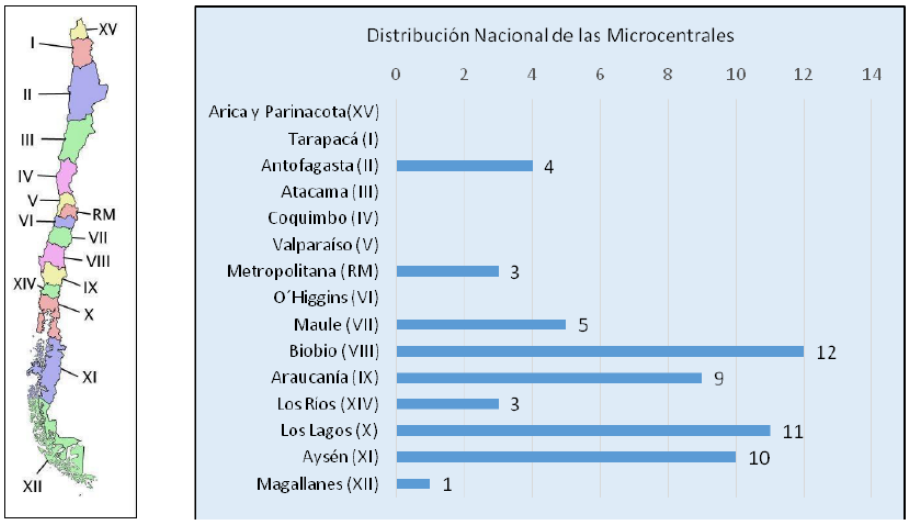


Figura 2.21: Distribución de micro centrales por regiones en Chile. [22]

- **Turbulent:** En cuanto a centrales implementadas comercialmente, y que utilizan tecnología de turbinas de flujo axial, se tiene el caso de la empresa Belga 'Turbulent', que el año 2015 llevó a cabo la implementación de un proyecto de microgeneración hidráulica en la localidad de Doñihue [6]. Esta turbina se compone de (ver figuras 2.22 y 2.23) una hélice contenida en el fondo de una estructura de hormigón, que canaliza el agua y actúa como estator, proporcionando un movimiento rotatorio al agua, previo al paso de ésta por la turbina. Así, con una altura bruta de 1 a 1,5 metros, y un caudal de 0,7 a 4 $[m^3/s]$, el fabricante asegura generar una potencia eléctrica de entre 15 y 70 $[kW]$ [30].

  En particular, la implementación llevada a cabo en Doñihue es un aprovecha-

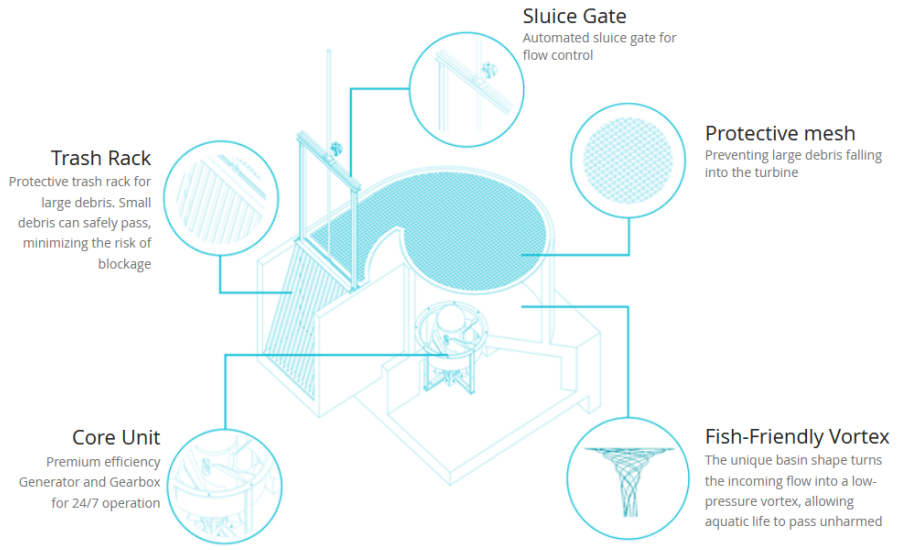


Figura 2.22: Esquema 3D de micro centra hidroeléctrica de la empresa Turbulent. [30]

Tabla 2.2: Valores de operación de turbinas Turbulent. [30]

Turbinas Vortex modelos de 5 a 70 kW	**Valor**	**Aplicaciones**
Flujo mínimo	0,7	$[m^3/s]$
Flujo máximo	4	$[m^3/s]$
Presión mínima	1	$[m]$
Presión máxima	4,4	$[m]$
Velocidad mínima	80	$[rpm]$
Rango de inclinación de álabes	-14 a 14	grados

miento que utiliza un caudal de 1,9 $[m^3/s]$ de agua, con una diferencia de altura bruta de 1,7 $[m]$, que provee una potencia de 15 $[kW]$ durante las 24 horas del día.

- **Manual de diseño de proyectos microhidroeléctricos en obras de riego [7]:** El ministerio de energía, a través de la comisión nacional de riego publicó este manual, en donde se plantea una metodología de diseño para el aprovechamiento energético de corrientes de agua artificiales dispuestas para el abastecimiento a terrenos agrícolas.

  Allí se estudia el diseño del sistema de aprovechamiento hidráulico por medio de un enfoque metodológico de 7 fases, que van desde una precalificación del proyecto, hasta la operación de dicho sistema.

  Dentro del mismo se exploran diversos temas asociados al estudio de factibi-



Figura 2.23: Instalación de Turbulent realizada en Doñihue. [6]

lidad, diseño, implementación, mantención y operación de una micro planta hidroeléctrica, proponiendo un procedimiento para el dimensionado de los distintos elementos de la misma.

Uno de los aspectos más interesantes y concluyentes de dicho manual, es la selección de turbina hidráulica que realiza para una aplicación de microgeneración en un sistema aislado de la red de distribución.

Así, como se muestra en la tabla 2.3, se llevó a cabo la selección de una turbina de flujo cruzado, también conocida como turbina Banki, que con un caudal (máximo) de 240 $[L/s]$, y una altura bruta de 25 $[m.c.a]$, es capaz de generar una potencia de 52 $[kW]$.

En general, todos estos estudios muestran gran factibilidad en el uso de turbinas hidráulicas para la implementación de centrales hidroeléctricas de baja potencia y pequeñas alturas de caída de agua. Sin embargo, también se evidencia cierta falta de oferta de estos equipos para consumo eléctrico domiciliario, competente a la escala de generación pico-hidro.

2.2.2. Microgeneración hidráulica en el mundo

- **Tésis B. Patrick - Diseño de turbina picogeneración [35]:** En su trabajo, B. Patrick lleva a cabo un estudio sobre la implementación de un sistema de electrificación rural en Camerún. Allí se presenta gran cantidad de información interesante

Tabla 2.3: Especificaciones de central hidroeléctrica propuesta en el manual de diseño. [7]

Turbina seleccionada	Flujo cruzado
Potencia estimada	52 $[kW]$ (65 $[kVA]$)
Caudal de diseño	240 $[L/s]$
Altura bruta	25 $[m.c.a.]$
Longitud de tubería	150 $[m]$
Pérdida de carga	0,5 $[m.c.a.]$
Altura neta	24,5 $[m.c.a]$
Eficiencia máxima	80 %
Diámetro de la tubería	0,42 $[m]$
Material de la tubería	Acero
Rugosidad de material	0,016 $[mm]$

sobre la implementación de tecnología de generación hidráulica de baja potencia, particularme para plantas micro y pico hidráulicas. Así, se destaca la descripción de distintos proyectos de generación hidroeléctrica implementados, de los que se detallan los diseños de turbinas para generación a partir de columnas de baja altura.

- Date y Akbarzadeh en el año 2009 diseñaron una turbina de reacción dentro de una tubería de PVC, para operar con columnas de entre 2 y 5 $[m]$, y con caudales de entre 10 y 28 $[L/s]$. Como resultado se obtuvo una potencia eléctrica que oscila entre 100 y 500 $[W]$, con eficiencias que rondan el 52 % y 56 %.
- Rijssenbeek, tras instalación de diversos equipos de pico generación hidráulica en China, Vietnam e Indonesia, indicó la existencia de bajos costos, sin detallar en cifras, mientras que por contraparte, los equipos cuentan con la negativa de poseer una baja confiabilidad y eficiencia. Bajo dicho contexto, se destaca una gran popularidad de este tipo de sistemas en el sudeste asiático, como indica Smith el año 2010, que estimó una cantidad cercana a 60.000 equipos de generación pico hidráulica en Laos, y casi 130.000 en Vietnam.
- Asian Phoenix Resources Ltd. (según fuentes del año 2008) llevó a cabo la instalación de una serie de centrales de pico generación hidráulica. En particular, para sus diseños de turbinas tipo hélice, se obtuvo una capacidad

de generación de entre 200 y 1000 $[W]$, con eficiencias de entre el 38,8 % y 52,3 %.

- Williams indica que en el año 2000, el Departamento de Ingeniería Civil del Insituto de Ciencia India en Bangalor, llevó a cabo la implementación de una turbina tipo hélice con una potencia de generación de 5 $[kW]$, operando con una caída de agua de 5 $[m]$ y una velocidad de rotación de 850 $[rpm]$, logrando una eficiencia promedio del 67 %. En este estudio se destaca la desventaja de operar turbinas de este tipo a bajas velocidades y las dificultades asociadas a la manufactura de un rodete tipo axial y su geometría. Estas dificultades se asocian principalmente a la compleja geometría del cuerpo de los álabes de rodete y estator, debido a la existencia de una envolvente o torcimiento a lo largo de la altura de cada álabe.
- Ranatunga e Indrus, en un estudio en el año 1991 describieron la fabricación de una turbina tipo hélice de 8 álabes por medio de mecanizado CNC, llevado a cabo por el departamento de ingeniería de la Universidad de Tecnología de Papua, Nueva Guinea, la cual produce una potencia de 200 $[W]$, operando bajo una altura de 1,5 $[m]$, 200 $[rpm]$, y 60 $[L/s]$, utilizando una caja reductora para conectar el generador eléctrico.
- El departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Canterbury desarrolló una turbina tipo hélice, según un documento redactado por Parker, Faulkner, y Giddens en el año 1993, la cual opera con una columna de 2,8 $[m]$, un caudal de 400 $[L/s]$, y una velocidad de 612 $[rpm]$; capaz de generar 3,7 $[kW]$ con una eficiencia del 37 %. Esta fue fabricada con un acero con bajo porcentaje de carbono, también denominado acero dulce.
- Heitz y la Universidad de Nottingham Trent, en el año 1993 diseñaron y construyeron una turbina equipada con 5 álabes guía y 4 álabes de rodete de espesor constante, fabricadas con acero. La turbina fue capaz de generar 1 $[kW]$, a 2100 $[rpm]$, columna de 2,9 $[m]$, y un caudal de 60 $[L/s]$. Luego este diseño fue adaptado por Williams y Holmes en 1995, e instalado en Londres, Inglaterra, donde se hizo funcionar a una velocidad de 650 $[rpm]$, conectado a un generador eléctrico asíncrono por medio de un sistema de transmisión de correa. En este último caso la turbina alcanzó una eficiencia del 24 %. Finalmente la turbina se rediseñó en el año 2000, con 6 álabes en vez de 4, mostrando una mejoría en el rendimiento.

- La Unidad de Desarrollo Tecnológico de la Universidad de Wariwick desarrolló en el año 2010 una turbina tipo hélice de baja altura ”fácil de hacer”, destinada a generar 200 $[W]$, operando con una columna de 2,5 $[m]$ y un caudal de 40 $[L/s]$, con una eficiencia del 20 % promedio. Como se ve en la figura 2.24, la turbina fabricada presenta una estructura artesanal, donde el eje es un ensamble de tuercas atornilladas en una varilla roscada, montada sobre un tubo de acero. El rodete está hecho de una serie de tuercas con placas de acero planas soldadas a ellas. El diseño se basa en materiales estándar, y su confiabilidad depende dramáticamente de la buena soldadura de las placas sobre las tuercas, que puede ser contraproducente al estar sometida condiciones dinámicas y de humedad. El autor no incluyó más información sobre la estructura del rotor.

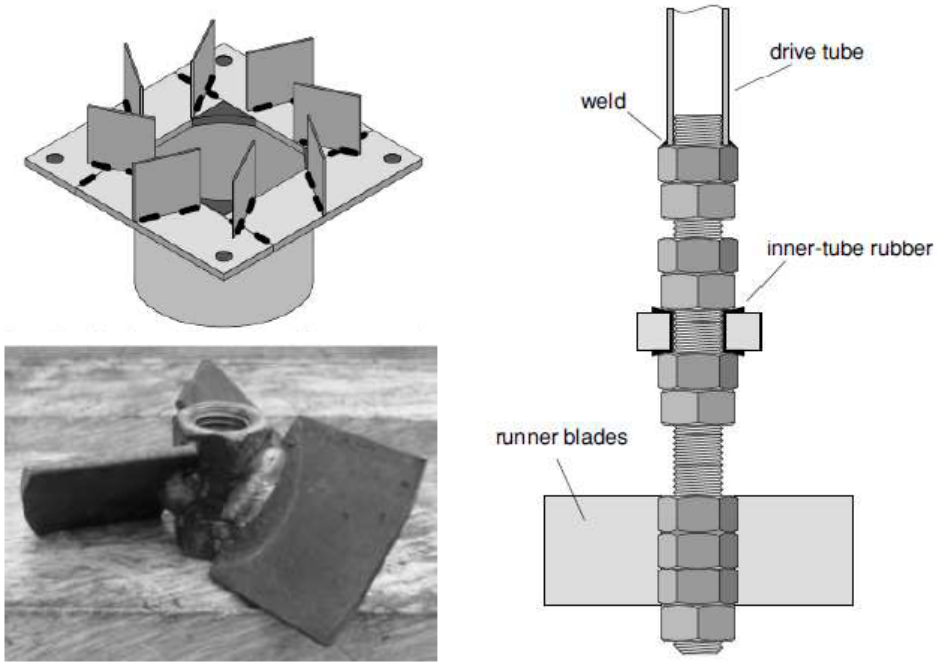


Figura 2.24: Ensamble de turbina desarrollada por la Unidad de Desarrollo Tecnológico de la Universidad de Wariwick. [35]

- Alexander desarrolló en el año 2009, una turbina de baja altura de operación, especificamente entre 4 y 12 $[m]$ de columna, con eficiencias por sobre el 68 %. En este estudio se diseñaron rodetes de turbinas de tipo axial, radial y diagonal. En cuanto a las de tipo axial, se utilizaron álabes planos para el rodete.

- Singh y Nestmann llevaron a cabo, el año 2009, un diseño y testeo de una turbina tipo hélice de 5 álabes, que produjo 810 $[W]$, a una eficiencia hidráulica del 73,9 %, con una velocidad de 900 $[rpm]$, una columna de 1,75 $[m]$, y un caudal de 64 $[L/s]$. Este diseño fue optimizado probando distintos ángulos de inclinación de álabe a la entrada y salida del rodete, y el impacto del largo del álabe y el número de álabes, en el desempeño del equipo. Esto último se explica de mejor manera en la teoría del diseño.

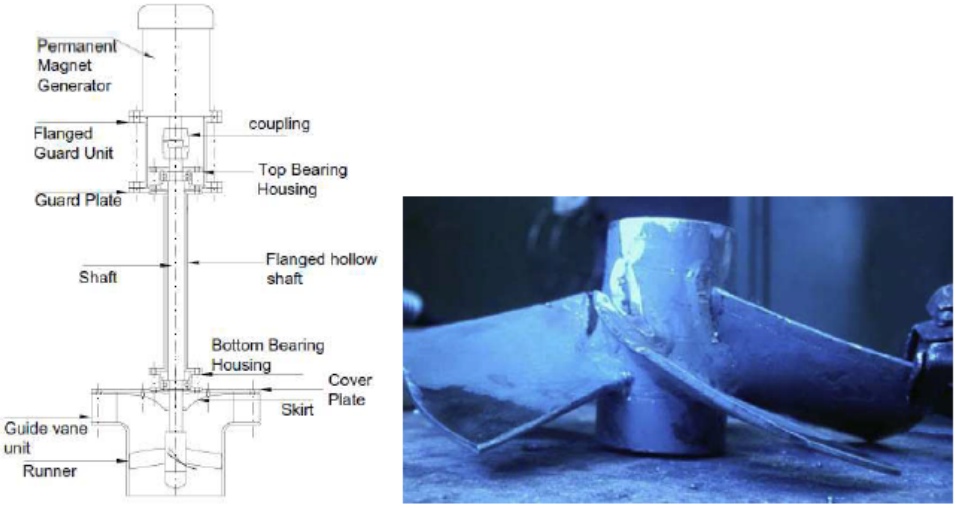


Figura 2.25: Ensamble de turbina diseñada por Singh y Nestmann. [35]

- Demetriades, en 1997, desarrolló una turbina tipo hélice en la Universidad de Nottinghaam Trent capaz de generar 1 $[kW]$. La turbina consiste en un estator compuesto por una carcasa espiral y álabes directrices, guiando el flujo hacia el rodete, que se encuentra conectado directamente a un generador con eje en voladizo. Luego, se llevó a cabo una optimización por medio de un análisis numérico, hecho por Upadhyay en el año 2004. Una versión realizada el año 2006, de 5 $[kW]$, y una eficiencia del 65 % de promedio, fue instalada en Perú, con una carcasa en espiral cerrada y 6 álabes directrices, y un rodete de 4 álabes, construidos con placas de acero dobladas y torcidas. Este autor menciona a Simpson y Williams [20] en cuanto al diseño de turbinas.
- Por último, se cita a William y su trabajo el año 2000, que lleva a cabo un análisis al equipamiento de hidroeléctricas de bajas alturas, incluyendo gran cantidad de información sobre diseño de hélices. En este se conclu-

ye que las turbinas tipo hélice son compatibles con plantas de baja alturas de columna de agua de pico generación, principalmente operando a altas velocidades y conectado directamente al eje del generador eléctrico. Esto resulta en diseños compactos con eficiencia mejorada y buena esperanza de vida, con costos de mantenimiento reducidos.

- **PowerSpout [18]:** Es una empresa neozelandesa dedicada a la implementación de sistemas de autoconsumo eléctrico en el mundo, con centrales hidroeléctricas de baja potencia o sistemas solares fotovoltaicos como método de generación. En su oferta, PowerSpout cuenta con una gama de turbinas hidráulicas de distinto tipo, entre las que se tiene un modelo tipo Pelton (modelo PLT), modelo Turgo (modelo TRG) y modelos para bajas altura de caída (modelo LH). En particular, para el caso de las turbinas de baja altura LH, se utiliza un rodete de flujo axial tipo hélice.

  Dentro de la página web de la empresa se disponde de distintas herramientas de fuente abierta para el diseño de micro o pico centrales. Entre estas herramientas, se tiene una base de datos con manuales enfocados en el dimensionado e instalación de dichos sistemas. También cuentan con calculadoras, donde los usuarios pueden determinar el o los equipos que requieren para cumplir una determinada producción eléctrica, además de otros datos técnicos relevantes del sistema.



Figura 2.26: Modelo de turbina PLT, de PowerSpout para altas presiones. [18]

Los rangos operacionales de las turbinas ofrecidas por PS se definen a partir de la figura 2.28, donde las zonas de color azul representan el rango operativo para turbinas tipo LH, que en términos prácticos, son turbinas hidráulicas axiales de baja potencia y para bajas caídas de agua.

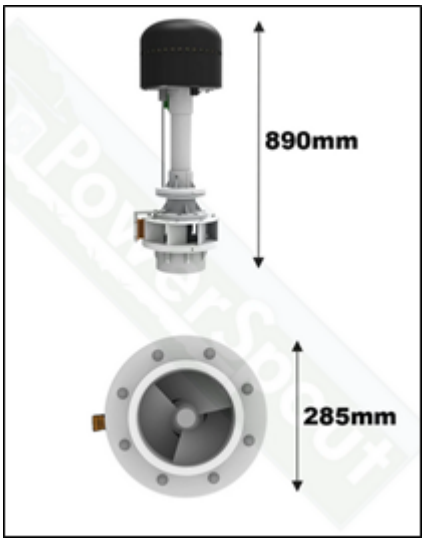


Figura 2.27: Modelo de turbina LH, de PowerSpout para bajas alturas de columna de agua. [18]

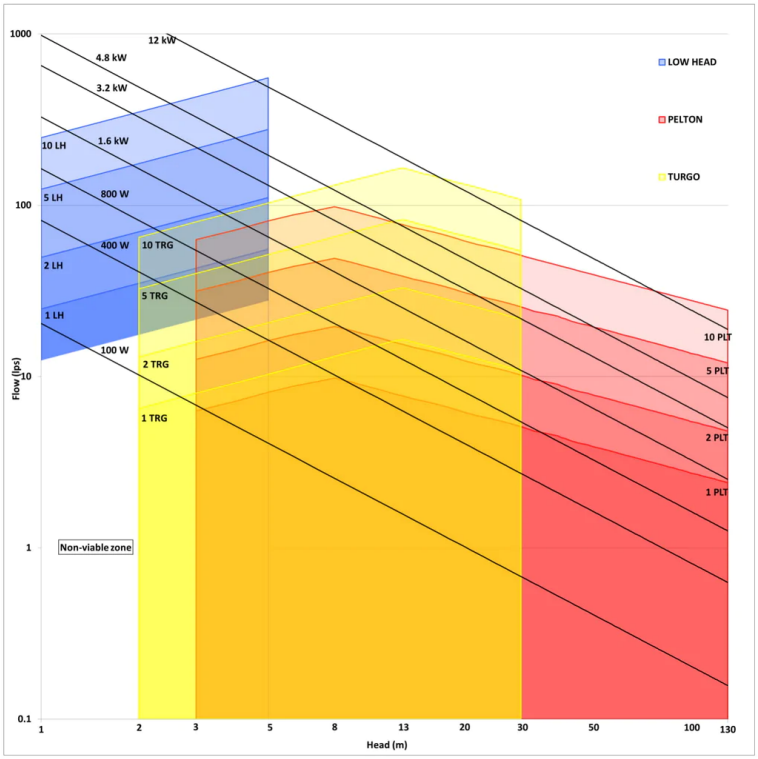


Figura 2.28: Gráfico operacional de turbinas PS. [18]

- **Proveedores Chinos:** Existen diversas plataformas, e incluso empresas importadoras Chilenas, que comercializan turbinas hidráulicas de baja potencia de origen

chino. Estas turbinas están hechas de acero fundido, y para el caso de las de tipo axial, existe la oferta de instalación tipo turbina axial convencional, o tipo tubular, como se muestran en las figuras 2.29 y 2.30, respectivamente. El rango de operación es bastante amplio, con potencias desde los 0,3 $[kW]$ hasta los 15 $[kW]$, permitiendo la generación eléctrica con baja altura de caída, con rangos de 1,5 $[m]$ a 18 $[m]$.



Figura 2.29: Turbina hidráulica de baja potencia de tipo axial china. Extraído de Alibaba.com



Figura 2.30: Turbina hidráulica de baja potencia de tipo tubular china. Extraído de MadeinChina.com

- **Turbina axial de microgeneración eduacional [27]:** En Argentina, en la Universidad Nacional de Córdoba, se llevó a cabo la implementación de una turbina de tipo axial (ver figuras 2.31 y 2.32), con una instalación tubular, diseñada para

operar con una altura neta de columna de 5 $[m]$, un caudal de 0,1 $[m^3/s]$, y que con una eficiencia estimada del 60 %, sería capaz de generar casi 3 $[kW]$. Se destaca de este estudio lo simplificado de la instalación técnica, incluyendo por ejemplo la manufactura del rodete a través de impresión 3D (ver figura 2.33), y que realiza gran incapié en el análisis de interacción entre agua y álabes, definiéndolo como uno de los factores clave en el logro de rendimiento. Se destaca la gran cantidad de material visual generado, aportando gran explicación a su desarrollo. Por último, queda mencionar que no se detallan datos de desempeño resultante sobre el sistema instalado.

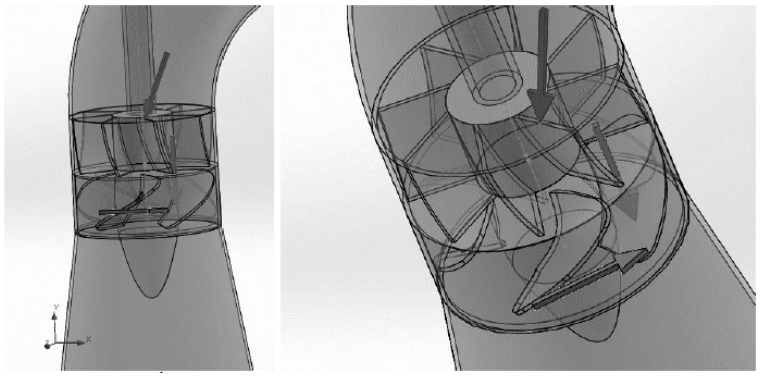


Figura 2.31: Esquema CAD de la turbina diseñada en la Universidad de Córdoba. [27]



Figura 2.32: Montaje de turbina hidráulica tubular en la Universidad de Córdoba. [27]

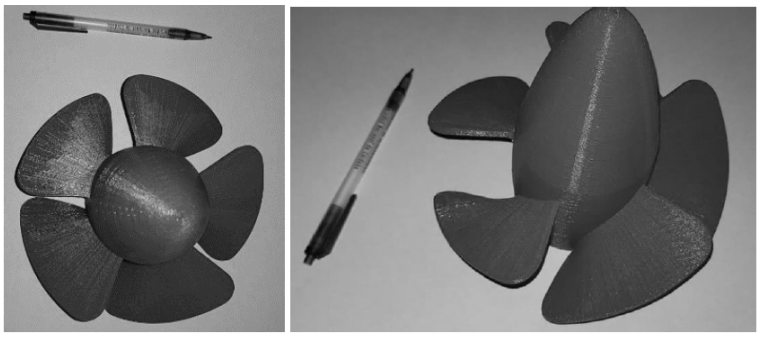


Figura 2.33: Rodete de turbina hidráulica impreso en 3D. [27]

2.3. Programas de diseño

En esta seción se estudian programas útiles para el diseño o dimensionado de rodetes y estatores tipo hélice, para turbinas hidráulicas de baja potencia. Entre estos programas se pueden identificar tres categorías:

1 Programas de dimensionado comercial, donde el usuario indica ciertos parámetros de entrada en una planilla o calculadora, y recibe como información de salida los parámetros de operación energética que se tendrán en función de una determinada solución técnica, implementada por dicha empresa en base a su oferta.

2 Programas de diseño de turbinas, orientados principalmente en la proyección de un cuerpo, o las dimensiones del mismo, a través de una metodología y software de cálculo.

3 Programas de dibujo, donde se reconocen los software de dibujo CAD, capaces de proyectar piezas tridimensionales en formato de archivo digital.

Se define el uso de Excel para todo procedimiento de cálculo, tomando como ejemplo la planilla hecha por picohydro.org.uk. Sin embargo, se buscará un mayor nivel de automatización, principalmente en cuanto al uso de modelos de correlación, con el fin de que haya solo un proceso inicial de ingreso de datos durante el diseño. Además, permite la interopoerabilidad con algún programa de diseño CAD.

Siguiendo esta misma línea, se selecciona el software Autosdek Inventor como software de diseño 3D, por temas de disponibilidad de licencia.

En cuanto a Ansys, se determina que éste cumple un rol de post diseño, con el que se puedan simular los comportamientos dinámicos de los cuerpos tridimensionales proyectos previamente. Sin embargo, en este trabajo no se llevarán a cabo trabajos con

este software, ya que funciona como herramienta de mejora, lo cual se escapa de los alcances del presente trabajo.

2.3.1. Programas de dimensionado

En este caso se destacan 2 programas, que corresponden a calculadoras hechas por las dos empresas ya mencionadas, Turbulent y PowerSpout.

- **Programa de cálculo de PowerSpout [18]**: Esta empresa dispone de una interfaz dentro de su página web denominada 'calculadora avanzada', donde se le consulta al usuario por determinados valores de entrada, como caudal o altura de caída bruta, que retornan datos técnicos de la central hidroeléctrica proyectada, como potencia eléctrica a generar o la cantidad de turbinas, todo en base a la oferta de productos de los que dispone la empresa. La estructura de la planilla es la mostrada en la figura 2.34.

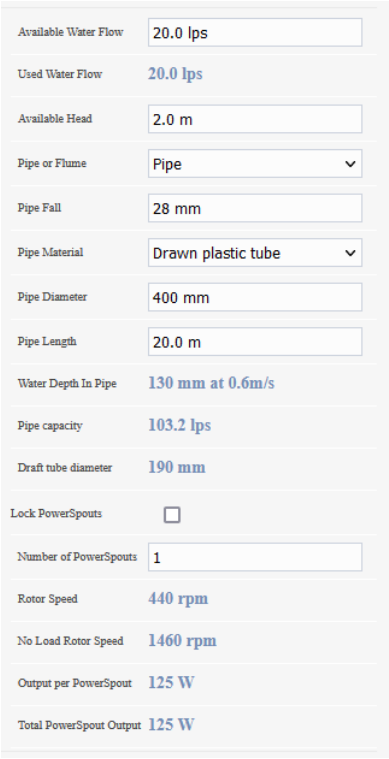


Figura 2.34: Interfaz de programa de cálculo de turbinas LH de la empresa Powerspout. [18]

- **Programa de cálculo de Turbulent [30]**: Esta empresa propone un sistema similar al de PowerSpout, propuesto bajo dos sistemas distintos. El primero es una plataforma de dimensionado disponible en la página web de la empresa, que proyecta la generación electrica aproximada a partir del ingreso del caudal disponible y la altura de caída, como se puede ver en la figura 2.35.

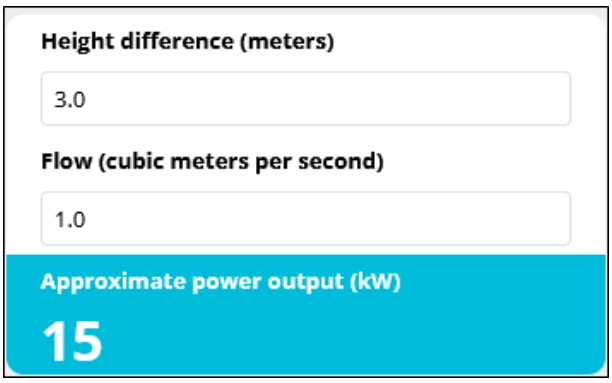


Figura 2.35: Interfaz de cálculo rápido de turbinas Turbulent disponible en su página web. [30]

Por otra parte, la empresa facilita una planilla en la cuál el cliente debe ingresar datos más detallados sobre el lugar donde desea hacer la instalación, entre lo que se solicita información asociada a la disponibilidad del recurso hídrico y a las necesidades del cliente, como se puede observar en la figura 2.36.

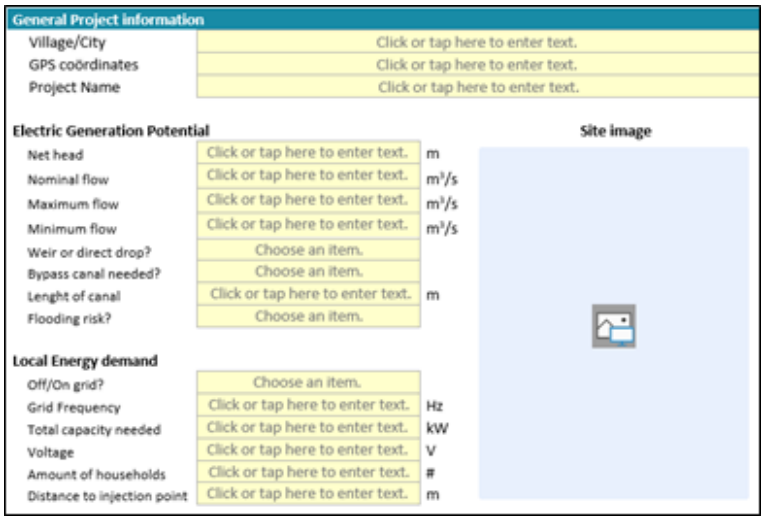


Figura 2.36: Planilla de solicitud a Turbulent. [30]

Si bien, la información solicitada es bastante técnica y permite un diseño de sis-

tema hidroeléctrico, cabe mencionar que este formato no es automatizado, ya que requiere ser llenado, como un formulario, para que sea estudiado por uno o más especialistas.

Lo que se rescata principalmente de estas herramientas de cálculo y dimensionado, es la noción sobre los inputs principales al momento de confeccionar una central hidroeléctrica, y en especial una turbina hidráulica. Aquí se puede observar que las variables clave que se correlacionan en el diseño son: la altura de caída, el caudal de operación, la velocidad de rotación del equipo, el diámetro del rotor y de la tubería de presión, y la potencia asociada al sistema. Todas estas variables serán estudiadas en el capítulo siguiente.

2.3.2. Programas de diseño de turbinas

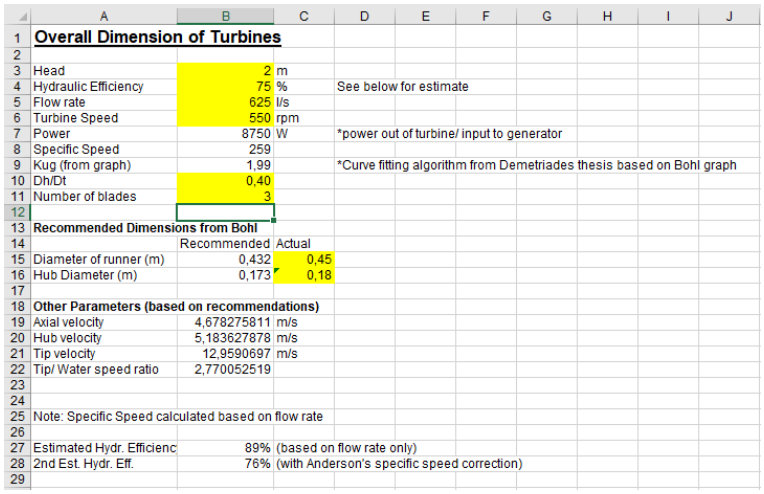
En esta categoría se consideran dos programas que cumplen las tareas de diseño a nivel de cálculo, destacando en uno de ellos su utilidad potencial como software de diseño, como también un caso existente en el que dicho software fue utilizado para estas funciones.

- **Ansys:** Ansys en su versión académica entrega un paquete de programas orientados al diseño de turbomáquinas, basado principalmente en el análisis de elementos finitos en la hidrodinámica de sólidos. Este programa realmente cumple un rol de diseño y proyección 3D, por lo que aplica para ambos grupos de programas.

  En particular, la extensión TurboGrid cumple un rol de diseño, solicitando el ingreso de variables técnicas que permiten la proyección posterior del cuerpo del rodete.

- **Excel:** Este programa es por excelencia un software de amplio acceso, y que cuenta con los recursos necesarios para programar un proceso de cálculo determinado. Así, es que a través de su estructura como planilla, y el contar con herramientas de programación, como es el caso de VBA, Excel es capaz de soportar metodologías o estructuras de cálculo de gran complejidad a través de una interfaz de fácil manejo. Sin embargo, la capacidad iterativa de VBA es limitada en comparación a otras herramientas de programación, pero su estructura de planilla permite llevar a cabo una evaluación rápida y precisa de los resultados, además de contar con otras herramientas útiles para el enriquecimiento de la estructura de diseño planteada.

- **Excel Pico Hydro UK:** En cuanto al uso de Excel como herramienta para el cálculo dimensional de turbinas hidráulicas, se tiene como ejemplo el set de planillas confeccionadas por la agrupación Pico Hydro UK [31]. Estas planillas se asocian a una metodología de diseño, donde el usuario debe modificar ciertos parámetros de funcionamiento básicos, y algunos otros de mayor complejidad. Para esto, la planilla cuenta con varias hojas, donde presenta el sistema de cálculo y gráficos asociados a la teoría que sustenta el modelo. Se puede ver en la imagen 2.37 la interfaz principal de dicha planilla de cálculo confeccionada en Excel.



	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1	**Overall Dimension of Turbines**									
2										
3	Head	2	m							
4	Hydraulic Efficiency	75	%	See below for estimate						
5	Flow rate	625	l/s							
6	Turbine Speed	550	rpm							
7	Power	8750	W	*power out of turbine/ input to generator						
8	Specific Speed	259								
9	Kug (from graph)	1,99		*Curve fitting algorithm from Demetriades thesis based on Bohl graph						
10	Dh/Dt	0,40								
11	Number of blades	3								
12										
13	**Recommended Dimensions from Bohl**									
14		Recommended	Actual							
15	Diameter of runner (m)	0,432	0,45							
16	Hub Diameter (m)	0,173	0,18							
17										
18	**Other Parameters (based on recommendations)**									
19	Axial velocity	4,678275811	m/s							
20	Hub velocity	5,183627878	m/s							
21	Tip velocity	12,9590697	m/s							
22	Tip/ Water speed ratio	2,770052519								
23										
24										
25	Note: Specific Speed calculated based on flow rate									
26										
27	Estimated Hydr. Efficienc	89%	(based on flow rate only)							
28	2nd Est. Hydr. Eff.	76%	(with Anderson's specific speed correction)							
29										

Figura 2.37: Interfaz principal de la planilla de cálculo y diseño de turbinas hecho por la organización Pico Hydro UK. [31]

  En la misma plataforma los autores dispucieron de un manual para el correcto uso y comprensión del sistema de cálculo, además de una serie de documentos relacionados al ámbito de la pico generación hidráulica. Cabe mencionar que, en este trabajo el modelo de correlación para las variables de operación fue tomado a partir de esta agrupación, detras de un documento que figura dentro de la misma plataforma web como 'Propeller turbine design guide'.

Estas herramientas cumplen funciones muy importantes para tareas de diseño de turbinas. Por un lado ansys al contar con una estructura definida y detallada, que por medio de parámetros técnicos específicos, es capaz de proyectar rápidamente y bajo la misma plataforma, la geometría del rodete. Por otra parte, Excel cuenta con las cualidades funcionales necesarias para poder implementar una metodología de cálculo que sea

capaz de calcular y diseñar una turbina hidráulica, de forma rápida y sencilla, lo que en complemento con programas de tipo CAD, permite obtener la proyección del cuerpo a partir de dicha estructura de cálculo o diseño. Sin embargo, se considera que para que el programa tenga un mayor valor agregado, debe contar con un funcionamiento automatizado y basado en el ingreso de datos simples, a diferencia de lo propuesto por la estructura de diseño de Pico Hydro UK.

2.3.3. Programas CAD

- **Austodesk Inventor/Solidworks:** Estos programas se orientan en el diseño de elementos mecánicos bi o tridimensionales, a través del dibujo asistido que brinda el mismo programa. Así, además de permitir el diseño y proyección de elementos, el programa soporta ensambles con movilidad, con el fin de modelar sistemas con sus respectivos comportamientos cinemáticos.

  La principal diferencia entre ambos softwares es que Inventor no cuenta con la posibilidad de simular un sólido dentro de un flujo, mientras que Solidworks sí cuenta con dicha herramienta.

  Ambos programas cuentan con la posibilidad de parametrizar diseños, estableciendo una geometría definida, y asignando variables concretas a los valores de cada operación de dibujo utilizada en la proyección original. Esto se lleva a cabo relacionando una planilla Excel al archivo donde se encuentra el cuerpo parametrizado, por lo que actualizando los valores de la planilla, las dimensiones del cuerpo proyectado se ajustarán a estos nuevos valores.

  Estas herramientas cuentan con la posibilidad de mostrar piezas o ensambles bajo distintos formatos, como son: planos, explosionados, o archivos stl, con el fin de generar una información estandarizada y formal del elemento diseñado, y de permitir la impresión 3D del cuerpo.

- **Ansys:** Como se mencionó previamente, las extensiones de la versión académica de este software permiten el diseño 3D de turbomáquinas, en conjunto con una posterior evluación/simulación.

  Para este caso particular, Ansys cuenta con la extensión Fluent, que respeta una estructura muy similar a la de Inventor y Solidworks, donde se establece un entorno CAD. Desde este entorno se puede trabajar con la extensión Turbulent, para

llevar a cabo el análisis del cuerpo 3D proyectado a partir de la etapa de diseño, para luego, permitir simular el comportamiento hidrodinámico del mismo.

Todos estos programas vienen a cumplir funciones bastante similares, cumpliendo funciones de dibujo asistido. Aún así, la extensión de Ansys no cuenta con la posibilidad de trabajar utilizando Excel, por lo que se pierde interés en su uso para el presente trabajo. En cuanto a Inventor o Solidworks, si bien este último presenta un mejor desempeño en las funciones de dibujo CAD, esta comparativa considera criterios bastante específicos, siendo practicamente equivalentes en funcionalidad general. Así, se preferencia Inventor, del cual se cuenta con una licencia educativa.

Capítulo 3

Teoría de diseño

En este capítulo se establece la teoría bajo la que se estructurará el pograma de diseño, y bajo la que se regirá el diseño completo de la turbina. Para dicha labor, se establece un análisis energético, y posteriormente, los lineamientos y estructuras para el diseño y selección de los distintos componentes de una turbina.

El análisis energético se establece bajo la necesidad de relacionar una necesidad, dada por el requerimiento de electricidad, con el concepto de energía hidráulica, que da sentido al funcionamiento de una turbina hidráulica. Luego, las secciones de diseño y selección permiten utilizar las herramientas y recursos disponibles y establecidos, para la confección de una turbina hidráulica eficaz.

Todo esto busca justificar y proponer una base de diseño para una turbina hidráulica de flujo axial, tipo hélice y tubular, sin el uso de sistemas de transmisión o de cambios de velocidad para acoplar el generador eléctrico. Además, el contexto de funcionamiento previsto para el equipo, es la de generar energía con bajas alturas de columna de agua, con caudales reducidos, y por ende, de baja potencia, con el fin de inyectar corriente eléctrica dentro del sistema eléctrico de un sistema de autoconsumo de tipo fotovoltaico.

3.1. Análisis energético

La turbina diseñada generará un aporte eléctrico sobre un sistema fotovoltaico, por lo que las condiciones mecánicas con las que esta opere deben ser concordantes con las condiciones eléctricas del sistema que se desea hibridar.

Por esto, se inicia con una sección que define las variables energéticas desde una

perspectiva de requerimiento eléctrico, para luego hacerlo bajo un análisis mecánico.

3.1.1. Energía eléctrica requerida

Cuando se instala un sistema off-grid, se establece un perfil de consumo elétrico del usuario del sistema, con el que se determina la capacidad de almacenamiento requerida, según el tiempo de autonomía que se desee. Esto también permite dimensionar la generación del arreglo de paneles solares, pero en cuestión de requerimiento eléctrico del sistema, las baterías tienen un mayor peso, debido a su mayor delicadeza y costo.

En cuanto al consumo eléctrico domiciliario chileno, se tiene por ejemplo el resumen ejecutivo de usos de la energía en hogares, hecho el año 2018, donde se midió un consumo anual domiciliario de 50.763 $[GWh]$, que con un universo de 6,28 millones de viviendas (un 96,6 % del total de viviendas registradas por el INE el año 2017), dan un promedio de 8,083 $[kWh/año]$ de consumo energético domiciliario. De aquí, se define un 25,7 % como segmento de consumo eléctrico, dando finalmente un promedio de consumo eléctrico domiciliario de 2,077 $[kWeh/año]$.

Este requerimiento eléctrico, considerando una determinada autonomía, define la capacidad de almacenamiento, en términos de energía, de las baterías del sistema fotovoltaico off-grid.

Además, es relevante conocer el voltaje de carga de las baterías, que dependerá del voltaje de carga de cada una de estas, y de la disposición del arreglo. Generalmente estos voltajes son de 12, 24 y 48 $[V]$, y definen cuál debe ser el voltaje al que los equipos de generación eléctrica deben suministrar la electricidad generada.

Así, para definir la cantidad de energía almacenada por las baterías, se utiliza la capacidad de carga de cada una de estas, dadas en amperes hora $[Ah]$, que multiplicada por el voltaje de carga, entregan el valor de energía total almacenable por el banco de baterías, como indica la ecuación 3.1. Además, existe una potencia de carga máxima, lo que se relaciona directamente en la intensidad de corriente suministrado a las baterías, y como indica la expresión 3.1, la potencia eléctrica es el producto entre esta intensidad y el voltaje de carga.

$$E_{bat} = V_{carga} \cdot Q_{bat} \cdot n_{bat} \tag{3.1}$$

Donde E_{bat} es la energía almacenable por el arreglo de baterías en $[Wh]$, V_{carga} es el voltaje de carga del arreglo de baterías en $[V]$, Q_{bat} es la capacida de carga de cada

batería en $[Ah]$, y n_{bat} es la cantidad de baterías del arreglo.

$$P_{eli} = V_{carga} \cdot I_{max} \tag{3.2}$$

Donde $P_{eli,max}$ es la máxima potencia eléctrica con la que se pueden cargar las baterías en $[W]$, e I_{max} es el valor máximo de intensidad de corriente con el que se pueden cargar las baterías en $[A]$.

A esto, se debe incluir la profundidad de carga y descarga, y es que las baterías de litio (que son generalmente utilizadas en sistemas de este tipo), suelen operarse en un rango de carga menor al real, debido a que así se protege la vida útil del equipo. Generalmente este rango equivale a un 80 % del rango real. Por otro lado existen pérdidas producto del mismo funcionamiento de las baterías, en el despliegue y absorción de energía, y pérdidas por componentes del sistema eléctrico, como puede ser el inversor. Estas pérdidas se consideran como una eficiencia dentro de la ecuación 3.1.

3.1.2. Energía hidráulica

Para analizar la energía hidráulica, se comienza por estudiar la conservación de energía dentro de un sistema hidráulico. Según indica la expresión 3.3, se debe definir un circuito hidráulico simple (ver figura 3.1), donde se identifiquen dos puntos (puntos "1" y "2") que se encuentren a presión atmosférica. Considerando estos dos puntos, se debe cuantificar la energía de presión, potencial, y cinética; que existen en cada uno de los puntos, además de incluir un valor "h_{perd}" correspondiente a las pérdidas de energía hidráulica del sistema (rozamiento entre fluido y superficies sólidas o restricciones), y que se calcula por medio de la expresión 3.4. La teoría sobre esto, es que la turbina lleva a cabo el aprovechamiento de la energía hidráulica disponible entre los puntos "1" y "2", materializada por medio de los tres tipos de energía previamente mencionados.

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + z_1 + \frac{1}{2g} c_1^2 = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + z_2 + \frac{1}{2g} c_2^2 + h_{perd} \tag{3.3}$$

Donde p es la presión en $[Pa]$, z es la altura con respecto al punto de referencia en $[m]$, c es la velocidad en $[m/s]$, ρ es la densidad del agua, g es la aceleración de gravedad, y h_{perd} es la pérdida de carga por rozamiento hidráulico en $[m]$.

$$h_{perd} = f \left(\frac{L_{tub}}{D_{int}} + Z \right) \frac{\vec{c}^2}{2g} \tag{3.4}$$

Donde f es el factor de fricción de Darcy (valor adimensional) que se obtiene por medio del gráfico de Moody (figura 3.2), L_{tub} es el largo del ducto hidráulico en $[m]$, D_{int} es el diámetro interno de la tubería en $[m]$, Z es el factor de pérdida por singularidades (valor adimensional), y $\bar{c}^2$ es la velocidad promedio en tubería en $[m/s]$.

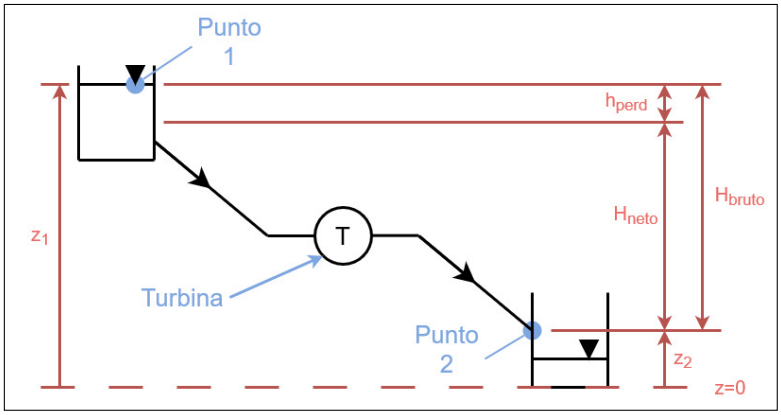


Figura 3.1: Sistema hidráulico.

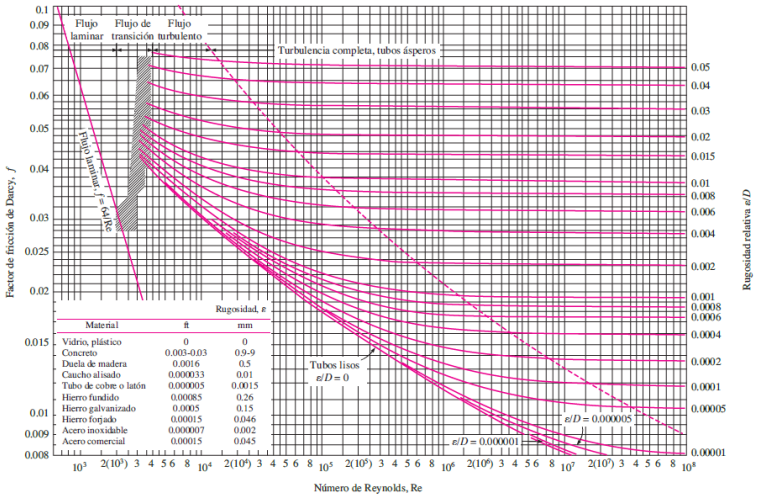


Figura 3.2: Diagrama de Moody. [32]

El diagrama de Moody permite definir un factor de fricción de Darcy, en función de un rango de rugosidad de superficie y Reynolds. Además, se tienen ecuaciones que parametrizan las curvas del gráfico de Moody, por lado la expresión 3.5 para flujos laminares, y la ecuación de Colebrook 3.6 para flujos turbulentos.

$$f = \frac{64}{Re} \tag{3.5}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2log_{10}\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}}\right) \tag{3.6}$$

Además, en la figura 3.1 se pueden ver tres términos interesantes: altura bruta (H_{bruto}), altura neta (H_{neto}) y altura de pérdida (h_{perd}). La altura bruta corresponde a $z_1 - z_2$, mientras que la altura neta corresponde a la energía potencial real aprovechable, o sea, corresponde a la diferencia de altura bruta, pero descontando la energía cinética y de pérdidas hidráulicas, como indica la expresión 3.7.

$$H_{neto} = z_1 - z_2 - h_{perd} - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \tag{3.7}$$

Con esto definido, se debe calcular la potencia hidráulica a través de la expresión 3.8. Este valor representa la mayor cantidad de energía aprovechable por una turbina dispuesta dentro de un sistema hidráulico como el propuesto en la figura 3.1.

$$P_{hid} = Q \cdot H_{neto} \cdot \rho \cdot g \tag{3.8}$$

Sin embargo, en la práctica la energía aprovechable por el sistema mecánico es siempre menor al disponible hidráulicamente, por lo que se deben contemplar una serie de factores de pérdida, implicadas en la operación misma de la turbina. En primer lugar se tiene la eficiencia interna de la turbomáquina "η_i", que implica pérdidas por rozamiento hidráulico con los distintos componentes de la turbina, principalmente rodete y estator; y otras pérdidas por choque o torbellinos. Luego, se tiene la eficiencia mecánica "η_{mec}", que contempla pérdidas por rozamiento mecánico, como el generado en rodamientos y sellos. Como indica la ecuación 3.9, la potencia mecánica entregada por el eje "P_{eje}çorresponde a la potencia ingresada hidráulicamente, luego del efecto de las pérdidas internas y mecánicas.

$$P_{eje} = P_{hid} \cdot \eta_i \cdot \eta_{mec} \tag{3.9}$$

Finalmente, esta potencia mecánica se aplica sobre el generador eléctrico a través del eje, para que este último genere una potencia eléctrica $P_{gen,eli}$ que se calcula de la forma mostrada en la expresión 3.10, donde se contempla una eficiencia eléctrica η_{eli}, asociada a la tasa de transformación de energía eléctrica en función de la energía mecánica.

$$P_{gen,eli} = P_{eje} \cdot \eta_{eli} \tag{3.10}$$

En cuanto a las eficiencias, son valores que deben ser estimados, ya que dependen de la experimentación. Para esta tarea se hizo un análisis, que se adjunta en el anexo, y permite tener una idea de los valores de eficiencia con los que esta tecnología cuenta.

Traspaso de momentum

Para que exista la transformación de energía hidráulica a mecánica, ocurre un traspaso de momentum angular entre el fluido y los álabes del rodete. Este traspaso de energía es descrito por la teoría unidimensional de Euler, que se plasma matemáticamente por la ecuación 3.11, que relaciona la potencia interna, o sea la potencia transmitida efectivamente de agua a rodete, con el intercambio de momentum.

$$P_{hid} \cdot \eta_i = Q \cdot \rho \cdot U(C_{u,1} - C_{u,2}) \tag{3.11}$$

Las variables a la derecha de la expresión 3.11 corresponden a la magnitud de los vectores del triángulo de velocidades de las turbomáquinas, ilustrado en la figura 3.3, y los subíndices ”1z ”2çorresponden a los valores a la entrada y salida del flujo en su paso por el rodete, respectivamente, como indica la figura 3.4.

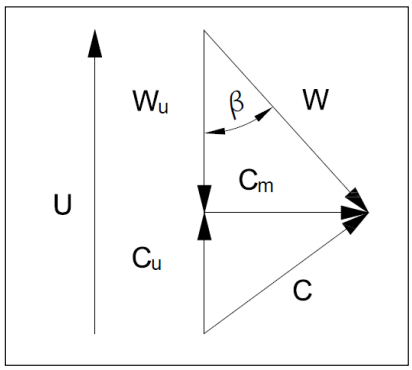


Figura 3.3: Triángulo de velocidades (elaboración propia).

Los vectores y ángulos mostrados en la figura 3.3 se detallan a continuación:

- U**:** Velocidad tangencial, que describe el movimento del álabe. En el caso de los rodetes axiales, esta velocidad es igual a la entrada y salida, debido a que el

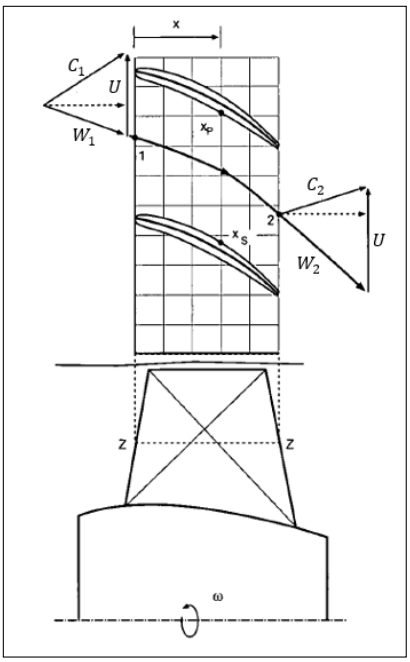


Figura 3.4: Esquema referencial del análisis unidimensionalde Euler. [11]

diámetro es igual en ambos puntos.

$$U = \omega \cdot R = \frac{n \cdot \pi \cdot R}{30} \tag{3.12}$$

- C**:** Velocidad aboluta, que representa el movimiento de las partículas de agua.
- C_u**:** Velocidad absoluta tangencial, que representa la componente de la velocidad absoluta, paralela a la dirección de la velocidad tangencial.
- C_m**:** Velocidad meridional, que es la componente de la velocidad absoluta, paralela a la dirección del eje del rodete.

$$C_m = \frac{4 \cdot Q}{\pi(D_{rod}^2 - D_{base}^2)} \tag{3.13}$$

- W**:** Velocidad relativa, que describe el movimiento relativo entre álabe y partícula de agua, y que bajo la teoría unidimensional, es igual a la dirección de la pared del álabe.
- β**:** Ángulo de flujo, definido por los vectores U y W.

Sin embargo, esta teoría sostiene algunas consideraciones y simplificaciones:

- No existe rozamiento viscoso.
- Existen infinitos álabes con espesor infinitesimal, lo que proporciona al flujo una conducción perfecta.
- El fluido es incompresible.
- El sistema es adiabático.
- No existe movimiento de partículas de fluido en dirección radial.

Cavitación

Un fenómeno ligado a la energía hidráulica es la cavitación, que ocurre cuando ingresa o se generan burbujas de aire en flujos hidráulicos, y por efectos de la presión del agua, colapsan o implosionan, que a su vez libera energía sobre las superficies. Esto generado de forma sostenida genera ”pitting”, y deterioro de las distintas partes de la turbina.

Para verificar que durante la operación de la turbina no exista un punto de cavitación, se debe llevar a cabo un análisis energético, determinando la presión estática a la salida de la turbina y verificando que esta sea mayor a la presión de vaporización. Así, se utiliza la expresión 3.14, y se compara con la presión de vapor del agua (ver expresión 3.16).

$$P_{out} = P_{atm} - (z_{out} - z_2)\rho \cdot g - \frac{c_{out}^2 \cdot \rho}{2} - h_f \cdot \rho \cdot g \tag{3.14}$$

Donde el sub índice *out* indica el punto de salida del flujo tras su paso por la turbina, a la salida del rodete.

En cuanto al valor de c_{out}, este corresponderá a la velocidad dada en la punta del álabe $U = \omega \cdot D_{rod}/2$ debido a que por condición de no deslizamiento del fluido, las partículas de agua en dicho punto se moverán a esta misma velocidad, siendo esto una condición local de baja presión, que su vez puede generar la vaporización del agua en la punta del álabe.

Para determinar la presión ambiental local, se utiliza el modelo de Atmósfera Estándar Internacional (ISA por sus siglas en inglés) [13], que está parametrizado de la forma mostrada en la expresión en 3.15.

$$p_{atm} = 1013,25 \cdot (1 - 0,0000225577 \cdot H)^{5,2559} \tag{3.15}$$

Donde H es la altura sobre el nivel del mar en m, y p_{atm} es la presión atmosférica a dicha altura en $[hPa]$.

De la misma manera, la presión de vapor corresponde al punto de presión estática donde el agua comienza a realizar un cambio de fase, por lo que se le asocia a la presión de saturación a la temperatura del fluido, como se muestra en 3.16.

$$P_{vapor} = P_{saturacion}(T_{agua}) \tag{3.16}$$

Para verificar que no exista cavitación se debe cumplir la siguiente inecuación.

$$P_{out} > P_{vapor} \tag{3.17}$$

Cabe mencionar que toda este análisis está hecho sobre la estructura del sistema propuesta en la sección 1.1.1. de altura neta, y que para determinar el valor real del NPSH requerido por el equipo, se requiere de ensayo. Sin embargo, el valor aquí propuesto representa el mínimo valor posible de esta variable, por lo que se estima razonable dar un margen de 0,5 $[m]$ de seguridad, con respecto al valor obtenido con el previo análisis.

3.2. Diseño y selección de componentes

En la primera parte del capítulo se hace una recopilación de la información teórica hidráulica principalmente, que permita contextualizar al tipo de tecnología a desarrollar. En esta segunda parte del capítulo se detalla la metodología utilizada para el diseño y selección de los distintos componentes de la turbina hidráulica, entre los que se tienen: rodete, estator, eje, tubería, sistema eléctrico, y accesorios. Estos elementos son proyectados con el fin de ofrecer un montaje electro-mecánico que sea capaz de implementarse en diversos escenarios.

3.2.1. Diseño de Rodete

El primer paso para dimensionar el rodete es determinar cuatro parámetros principales de operación de la turbina, que son: altura neta "H_{neto}", diámetro del rodete "D_{rod}", velocidad rotacional "n", y caudal "Q". Para esta tarea se utilizan modelos de correlación, que por medio de ciertos valores adimensionales, permiten relacionar estos cuatro parámetros de forma que, el diseño sea el de una turbina eficiente.

En el presente trabajo se utiliza como modelo de correlación, el propuesto por Simpsons y Williams (”SyW”) [20] en su artículo, mostrado en la figura 3.5. Este gráfico recopila un trabajo experimental hecho por ”SyW”, donde se relacionan una serie de valores con respecto a la velocidad específica ”n_q”, que es definido en la expresión 3.18. Los valores relacionados son el coeficiente ”k_{ug}”(expresión 3.19), la relación entre diámetro de eje o base y diámetro de rodete o punta ”D_{base}/D_{rod}”, y la cantidad de álabes.

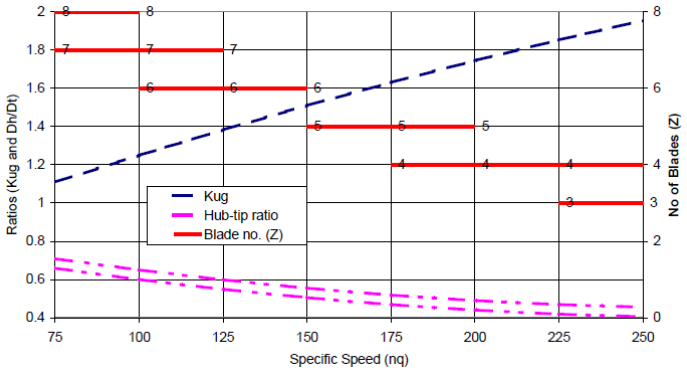


Figura 3.5: Parámetros de diseño según Simpson y Williams [20]

$$n_q = n_{rpm} \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H_n^{0,75}} \tag{3.18}$$

$$k_{ug} = \frac{R_{punta} \times \omega}{\sqrt{2gH_n}} \tag{3.19}$$

En este estudio se considera que el dato de salida debe ser el caudal de requerimiento de la turbina, esto porque el diámetro se define por el diámetro interno de la tubería, la velocidad es establecida por el generador eléctrico, y la altura neta se basa en la altura bruta de la central hidroeléctrica.

La obtención de estos cuatro parámetros permiten calcular todos los parámetros energéticos presentados en la primera parte del capítulo, y aplicar la teoría unidimensional de Euler.

Así, el rodete, y en particular sus álabes, son diseñados en función de lo que dictamina la teoría unidimensional, como sustento técnico para una correcta transformación de energía hidráulica. Por ende, para que el cuerpo del álabe completo sea diseñado de forma apropiada, se debe aplicar un análisis bajo la teoría unidimensional en las distintas secciones de los álabes del rodete, como ilustra la figura 3.6.

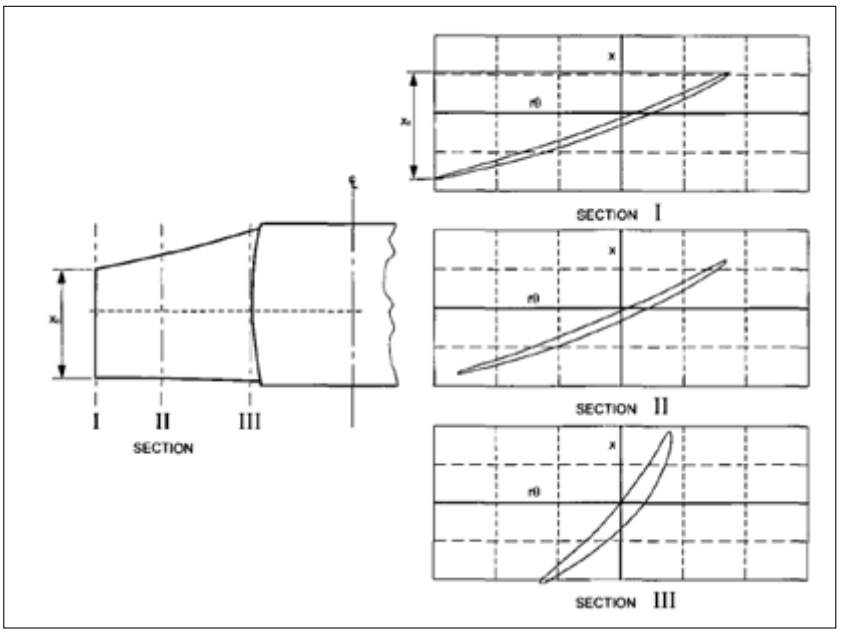
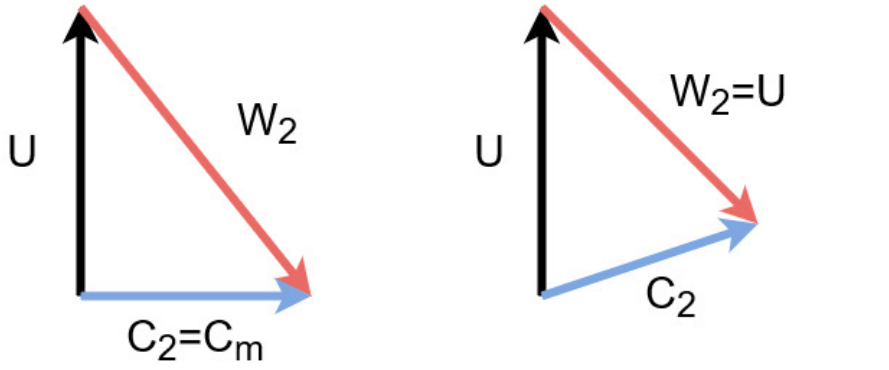


Figura 3.6: Aplicación de la teoría unidimensional al seccionado de un álabe. [11]

En este análisis se considera una restricción a la condición del flujo de salida del rodete, definiendo un ángulo de flujo "β_2"tal que la velocidad tangencial de salida $C_{u,2} = 0$. Esto se basa en el análisis de la ecuación de Euler 3.11, que establece que la potencia se relaciona a la diferencia entre las velocidades tangenciales del fluido "C_u", por lo que una condición de nula velocidad tangencial a la salida del rodete, se relaciona con una entrega total de energía por parte del flujo hidráulico. Sin embargo, existen otras sugerencias para esta restricción, como la propuesta por el autor SyW [20], donde se define que $W_2 = U$ en términos de magnitud, dando como resultado un triángulo de velocidades a la salida del rodete con geometría isoseles, y así, una velocidad de tangencial de particula $C_{u,2} \neq 0$. La figura 3.7 esquematiza ambos casos.

Con esto, se comienza la construcción del perfil aerodinámico que da forma a una sección de álabe, representado por la figura 3.8, donde se destacan dos variables geométricas constructivas, como son la línea de cuerda 'c', que es la recta que una la cabeza y cola del álabe, y la línea de cámber (camber line), que es la cuerda centralizada a la geometría del álabe, y cuyo inicio y final son los mismos de la línea de cuerda. Además, en la figura 3.9 se puede ver que la inclinación de la línea de cuerda corresponde al ángulo $\bar{\beta}$, definido por la expresión 3.20 y que la inclinación de la línea de cuerda a la entrada y salida, se ajusta a la dirección dada por los vectores W_1 y W_2.



a) Condición de nula velocidad tangencial de partícula.

b) Condición de velocidad relativa igual a la velocidad tangencial del álabe.

Figura 3.7: Tipos de restricción de las condiciones de salida

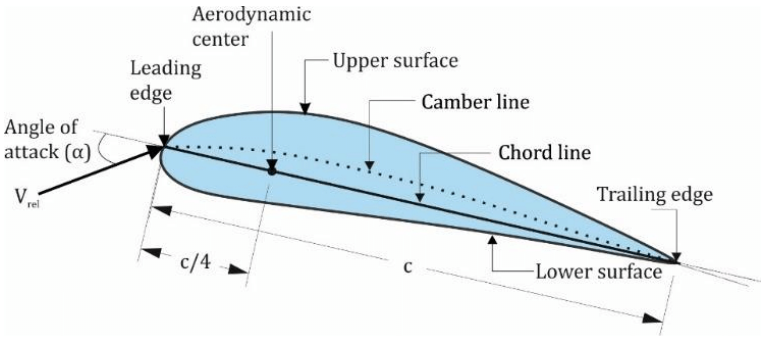


Figura 3.8: Partes del perfil aerodinámico [2].

$$\bar{\beta} = \beta_\infty + \alpha = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} + \alpha \tag{3.20}$$

En cuanto a la determinación del largo de cuerda del álabe, existen tres opciones consideradas, definidas en función de las variables mostradas en la figura 3.9:

- **Sección completa:** Esta opción implica que la sombra generada por los álabes en la sección transversal, con respecto al avance del caudal, cubre el 100 % de la sección. Para calcular el largo axial "Lz largo de cuerda ç"según esta consideración, se tienen las expresiones 3.21 y 3.2.1.

$$L = tan(\bar{\beta}) \cdot \frac{\pi \cdot D}{z} \tag{3.21}$$

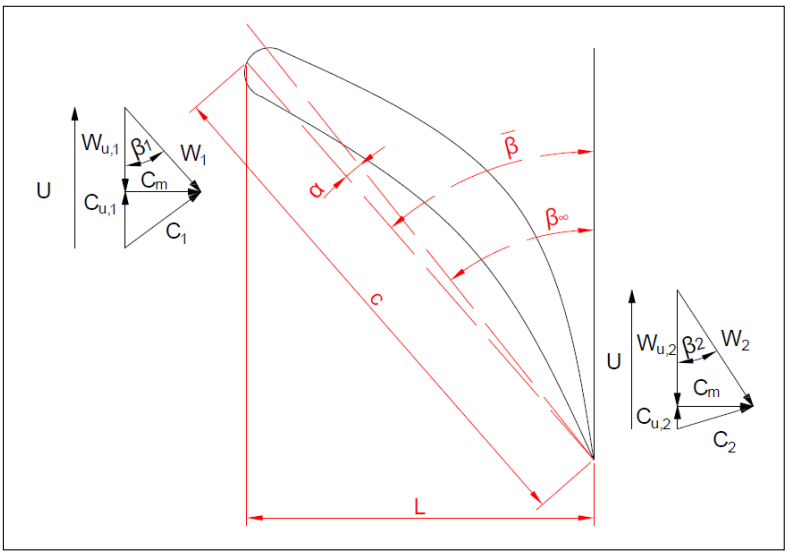


Figura 3.9: Perfil alar con triángulos de velocidades (elaboración propia).

$$c = \frac{L}{seno(\bar{\beta})}$$

- **Modelo de Zweiffel:** Este modelo es propuesto por Zeiffel [11] establece una determinada relación (expresión 3.22) entre el largo axial del álabe "L", el espaciado entre álabes "s"(expresión 3.23), ángulos de flujo "$\beta_1 \tau$ "β_2", y el coeficiente de Zweiffel "ψ_T"; donde este último debe ser igual a 0,8 para generar una buena relación canalización, sin generar grandes pérdidas por roce.

$$L = 2\frac{s}{\psi_T} sin^2(cot(\beta_2) - cot(\beta_1)) \tag{3.22}$$

$$s = \frac{\pi \cdot D}{z} \tag{3.23}$$

- **Solidez de álabe:** Se define como la relación $s/c = solidez$ para cada sección del álabe, según la expresión 3.24.

$$L = s\frac{tan(\bar{\beta}) \cdot cos(\bar{\beta})}{solidez} \tag{3.24}$$

Luego, el procedimiento de diseño de los álabes del rodete, es aplicar el análisis energético, la teoría unidimensional, y modelo de correlación previamente explicados, a cinco capas o secciones de un álabe (considerando que la totalidad de álabes es idénti-

ca), equidistantes entre sí, y que recorren desde la base hasta la punta del álabe. Esto debido a la estructura de la ecuación de Euler, que posibilita aplicar el análisis unidimensional en una cantidad discreta de secciones, y por medio del uso de polilíneas tridimensionales, disponibles en programas de diseño CAD 3D, con lo que se puede llevar a cabo una construcción del esqueleto del álabe.

Finalmente, en cuanto a la forma de la línea de camber, se definió la forma de arco, ya que permite una conducción suave y progresiva desde β_1 hacia β_2 para el flujo. Esto según lo que indica la figura 3.10, y cuya línea de camber con forma de arco es generada a partir de la herramienta de dibujo de arcos tangentes del programa de dibujo 3D CAD. Sobre esta curva, se proyecta un perfil con forma aerodinámica, cuya estructura es detallada en el siguiente capítulo.

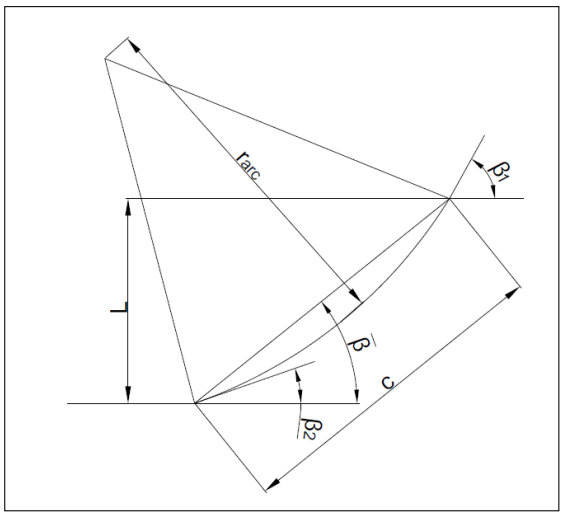


Figura 3.10: Proyección del perfil de línea de camber en arco. [16]

3.2.2. Diseño de Estator

El análisis utilizado en este trabajo para el diseño del estator es un símil al del rodete, como indica la figura 3.11. Sin embargo, en este caso existen condicionantes importante, como el hecho de que son álabes fijos, haciendo que $\vec{C}_3 = \vec{W}_3$ y $\vec{C}_4 = \vec{W}_4$, donde los subíndices"3" y "4" indican la entrada y salida del estator respectivamente. Además, considerando que el flujo que sale del estator es el mismo que entra al rodete $\vec{C}_4 = \vec{C}_1$, lo que implica que $C_{u,4} = C_{u,1}$ queda por definir una restricción para el flujo de entrada. Para esto, se considera una condición de rotación nula del flujo que ingresa al estator, tal que $\vec{C}_3 = \vec{C}_m = \vec{W}_3$.

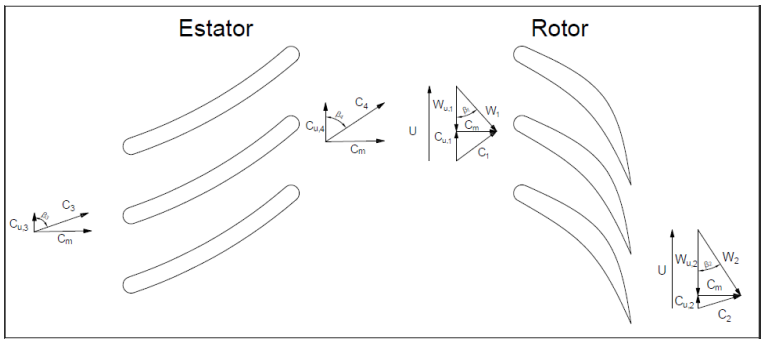


Figura 3.11: Triángulos de velocidades en los 4 puntos de interés de diseño.

En cuanto al resto del método de diseño de los álabes del estator, se proyectan las inclinaciones del álabe a la entrada y salida del estator en las mismas cinco secciones que el rodete, dando forma a cada sección transversal, de la misma manera a la hecha con el rodete. Por ende, las variables de diseño del estator son las mismas que las del rodete, incorporando en este caso, el subíndice ”est” cuando corresponda.

Por último, una diferencia existente en la estructura de diseño de estator y rodete definidas en este trabajo, es la distribución de espesores del álabe, ya que en el caso del estator conforma un ala de espesor constante, a diferencia de la forma de ala aerodinámica dada a los álabes del rodete. La estructura del diseño tridimensional del estator se detallan en el capítulo siguiente.

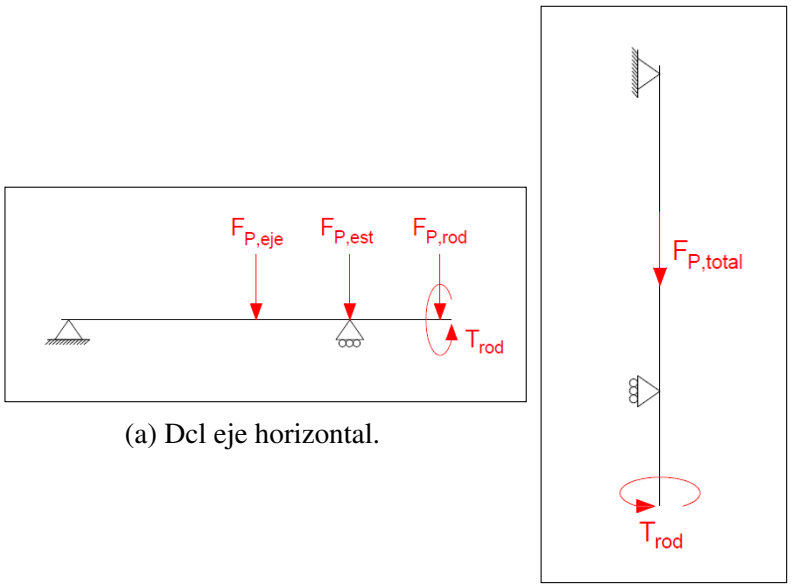
3.2.3. Diseño de Eje

Para el diseño del eje se tiene en consideración un eje de sección circular con distribución de diámetros escalonados. A este cuerpo se le debe aplicar un análisis de esfuerzos combinados, considerando dos puntos de apoyo con libertad de giro, como se muestra en la figura 3.12.

Por las características de operación de un eje, se tienen en consideración 4 tipos de cargas distintas: cargas tensoras/compresoras (axiales al eje), esfuerzos flectores, esfuerzos cortantes, y esfuerzos torsionales. El análisis correcto para este tipo de piezas es la teoría que considere los esfuerzos por transmisión de torque, cargas estáticas soportadas por el eje, y los efectos por fatiga.

El dcl asociado al eje es el de la figura 3.12, donde se puede ver la cantidad y ubicación de cargas flectoras y torsoras. Allí se deslgosa lo siguiente:

- $F_{P,eje}$ es la fuerza peso de la barra eje, en $[N]$.



(a) Dcl eje horizontal.

(b) Dcl eje vertical.

Figura 3.12: Configuración del dcl del eje según inclinación.

- $F_{P,est}$ es la fuerza peso del estator, en $[N]$.
- $F_{P,rod}$ es la fuerza peso del rodete, en $[N]$.
- $F_{P,total}$ es la fuerza peso del conjunto eje, estator y rodete, en $[N]$. Esta nace ya que, para el caso del eje vertical, ninguna fuerza ejerce momento sobre el eje, lo que implica que se pueden superponer estas en cualquier punto de la barra de forma equivalente. Así, se ubica esta fuerza en el centro de gravedad de la barra.
- T_{rod} es la torsión aplicada por el rodete, en $[N \cdot m]$. Esta torsión es la misma que se presenta en le ecuación 3.25, y es la que el rodete transfiere sobre el eje.

$$T_{rod} = P_{hid} \cdot \eta_i \tag{3.25}$$

En el caso de los ejes, los esfuerzos por fatiga se generan a partir de cargas alternantes sobre el cuerpo, que se generan producto de la rotación y el momento flector estático sobre la viga. Por otra parte, las cargas medias se dan por efecto del torque aplicado por el rodete. Así, se aplica la *'Teoría del esfuerzo cortante máximo para pronosticar el esfuerzo de daño, y la línea de Goodman modificada para predecir la resistencia a la fatiga' (libro J. E. Shigley [19])*, cuya formulación para estimar el diámetro del eje es la mostrada en la expresión 3.26.

$$d_{eje} \geq \left(\frac{16 \cdot n_s}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f \cdot M_a)^2 + 3(K_{fs} \cdot T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f \cdot M_m)^2 + 3(K_{fs} \cdot T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad (3.26)$$

Donde n_s es el factor de seguridad de diseño, K_f y K_{fs} son los valores reducidos de los coeficientes de concentración de esfuerzos de tracción y corte K_t y K_{ts} respectivamente, S_e es el límite de resistencia a la fatiga en [Pa], M es el momento flector en [N·m], T el momento torsor en [N·m], y S_{ut} es el esfuerzo último a la tensión en [Pa]. Además, se debe indicar que el sub índice 'a' está asociado al comportamiento de un esfuerzo alternante, mientras que el sub índice 'm' a un esfuerzo promedio.

Para dispositivos de transmisión de potencia, se suele utilizar valores de 1,8 y 2 para el factor de seguridad n_s. Los factores de concentración de esfuerzos utilizados dependerá del punto del eje estudiado, y su valor se encontrará utilizando alguna de las figuras mostradas en la figura 3.13.

Una vez determinados estos coeficientes de concentración de esfuerzos, se procede a determimar los valores de los coeficientes reducidos a través de la expresión 3.28.

$$K_f = 1 + q(k_t - q) \quad (3.27)$$

$$K_{fs} = 1 - q_{cortante}(K_{ts} - 1) \quad (3.28)$$

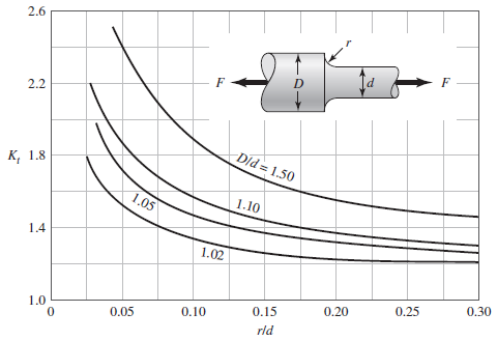
Los cuales se determinados gráficamente por medio de las figuras mostradas en 3.14, que relacionan la resistencia última de esfuerzo del material, con el radio de la muesca (o achaflanado) que se tiene en el punto de concentración de esfuerzos.

En cuanto al límite de resistencia a la fatiga S_e, se detalla a continuación el método de obtención. Para comenzar, se define a este valor como el propucto de una serie de factores, como se ve en le expresión 3.29.

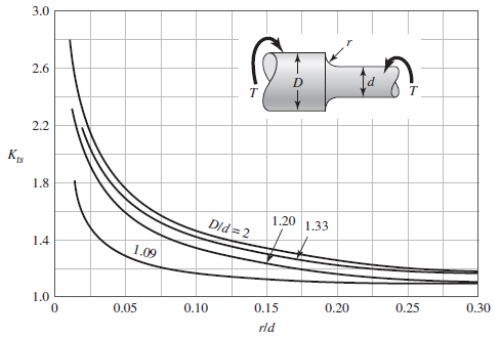
$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot S'_e. \quad (3.29)$$

Sobre los factores de la expresión 3.29, se define lo siguiente:

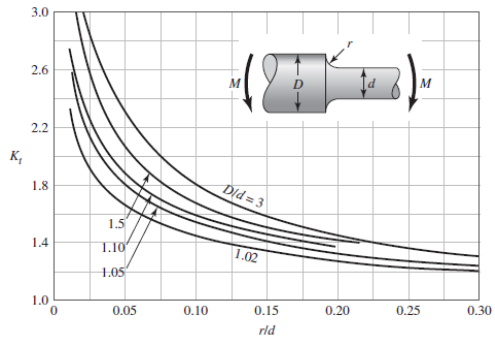
- $\mathbf{k_a}$: Es el factor de superficie, la cual se relaciona principalmente con alteraciones producto de la calidad del acabado de la píeza y a su resistencia a la tensión. La



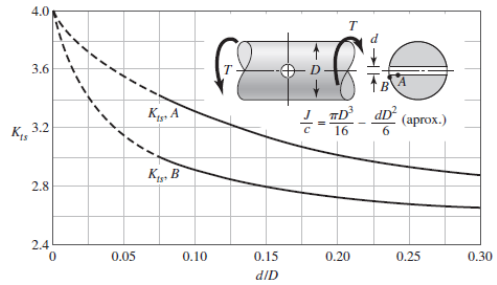
(a) Eje redondo con filete en el hombro en tensión. $\sigma_0 = F/A$, donde $A = \pi d^2/4$.. [19]



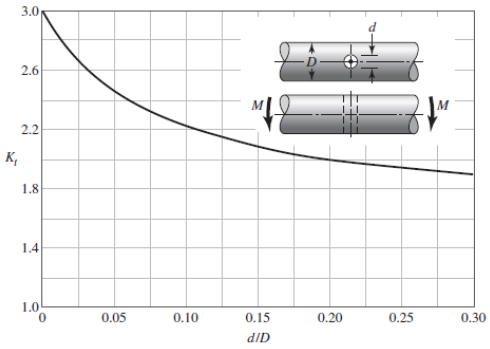
(b) Eje redondo con filete en el hombro en torsión. $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = pd^4/32$. [19]



(c) Eje redondo con filete en el hombro en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ e $I = \pi d^4/64$. [19]



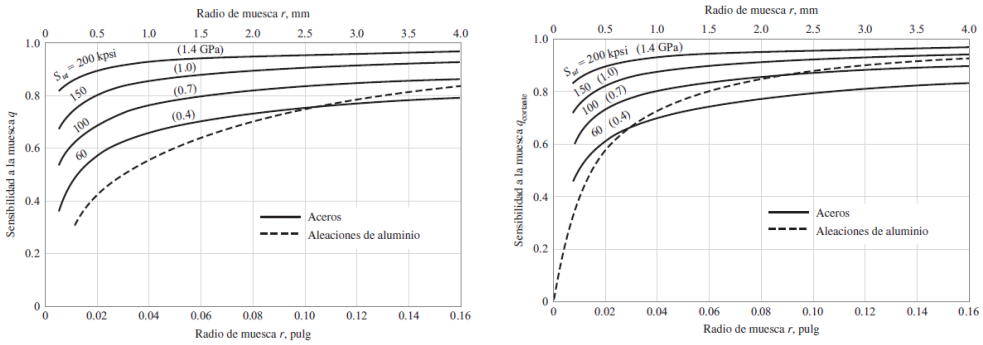
(d) Eje redondo en torsión con agujero transversal. [19]



(e) Eje redondo en flexión con un agujero transversal. $\sigma_0 = M/((\pi D^3/32) - (dD^2/6))$, aproximadamente. [19]

Figura 3.13: Gráficos de concentradores de esfuerzos.

manera de calcular este coeficiente es la de la ecuación 3.30, cuyos coeficientes



(a) Sensibilidad de la muesca de materiales sometidos a flexión inversa.

(b) Sensibilidad de la muesca de materiales sometidos a torsión inversa.

Figura 3.14: Gráficos de coeficientes de muesca.

a y b son definidos a partir del tipo de manufacturado del cuerpo (ver tabla 3.1).

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \tag{3.30}$$

Tabla 3.1: Coeficientes para el cálculo de k_a [19].

	a [MPA]	b [-]
Esmerilado (rectificado)	1,58	-0,085
Maquinado o estirado en frío	4,51	-0,265
Laminado en calinte	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

- **k_b** : Es el factor de tamaño, que basa su comportamiento en base al tipo de sección transversal del eje, principalmente en las dimensiones de este. Cuando se trata de cargas axiales, el factor k_b es igual a 1. En cambio, cuando este se somete a flexión y torsión, se utiliza la expresión 3.31, que es aplicable cuando $2,79 \leq d \leq 51$[mm], y cuando $d > 51$[mm] se define $k_b = 0,75$.

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} \tag{3.31}$$

- **k_c** : Facor de carga, que se basa principalmente con el tipo de carga al que se

somete al eje, y su valor se define por lo mostrado en la expresión 3.31

$$k_c = \begin{cases} 0,923 & \text{carga axial} & S_{ut} \leq 1520[MPa] \\ 1 & \text{carga axial} & S_{ut} > 1520[MPa] \\ 1 & \text{flexión} & \\ 0,577 & \text{torsión y cortante} & \end{cases} \tag{3.32}$$

- $\mathbf{k_d}$: Es el coeficiente de temperatura, asociado a las deformaciones producto de variaciones de temperatura de operación. En particular, se determina estimadno la razón entre la resistencia a la tensión a la temperatura de operación $'S'_T$ y la resistencia a la tensión a la temperatura del punto de trabajo $'S'_{RT}$. Para los aceros, se pueden ver en la tabla 3.33 dichos coeficientes según la temperatura de operación.

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \tag{3.33}$$

Tabla 3.2: Coeficientes de temperatura de los aceros [19].

T [°C]	S_T/S_{RT}
20	1
50	1,01
100	1,02
150	1,025

- $\mathbf{S'_e}$: Es el límite de resistencia a la fatiga para una probeta giratoria, expuesta a cargas de tipo alternante. Para este caso, se utiliza el modelo propuesto por Mishchke [19], el cual define lo mostrado en la expresión 3.2.3.

$$S'_e = \begin{cases} 0,504 \cdot S_{ut} & S_{ut} \leq 1400[MPa] \\ 100[kpsi] & S_{ut} > 200[kpsi] \\ 700[MPa] & S_{ut} > 1400[MPa] \end{cases} \tag{3.34}$$

Ya habiendo definido el valor mínimo admisible para el diámetro del eje, queda por definir la metodología para dimensionar el eje y agujeros. Este segundo, considera la estructura eje del rotor y estator, que deben permitir el correcto alojamiento de los rodamientos y la sujeción del eje.

3.3. Tubería

El rol de la tubería es la de canalizar el flujo de agua, y de contener la turbina diseñada, por lo que es escencial que el diámetro interno de esta, tenga cierto margen con respecto al de la turbina.

Considerando que este elemento será obtenido por medio de proveedores, se asume que no existirá una flexibilidad en cuanto a la disponibilidad de tuberías con diámetros con una distribución de medidas contínua, sino que cuentan con una gama discreta de opciones. Es por esto que el diámetro del rodete y estator quedarán definidos a partir del diámetro de la tubería, considerando un espacio para evitar contacto entre rotor y tubería. Por el contrario, sí existe contacto entre la tubería y estator. De aquí se desprende lo descrito por la ecuación 3.35.

$$D_{rod} = D_{tub} - E \tag{3.35}$$

Donde E es el margen libre entre el borde interno de la tubería y la punta de álabe del rodete, en $[m]$. Es ideal que este margen E no supere el $2\,\%$ del valor de D_{tub}, sobretodo cuando los diámetros son mayores, debido a que las filtraciones pueden crecer mucho, y reducir el desempeño del equipo.

Sobre la selección de la tubería, es relevante escoger una que resista los esfuerzos producto de la presurización llevada a cabo por la columna de agua. Una estimación de la presión máxima de operación del sistema se puede definir de la manera mostrada en la ecuación

$$p_{op} = H_g \cdot \rho_{agua} \cdot g \tag{3.36}$$

En la práctica, lo que la expresión 3.36 quiere decir es que por cada $10\,m$ de columna de agua que se tengan, se va a desarrollar una presión estática de 1 bar (14,5 psi).

Otra característica relevante que se debe conocer sobre la tubería utilizada, es su materialidad, en particular el valor de rugosidad absoluta que esta posee. Este dato corresponde a la altura de los picos producidas por irregularidades de la superficie del material, y se suele denominar con la variable ε. Este dato en escencia es necesario para determinar la caída de presión por efectos viscosos.

Así, considerando las características de generación a baja escala del equipo, y que la presión de operación prevista no superará los 2 $[bar]$, es que se decide optar por la opción de tubería de PVC. En particular se contempla la utilización de la línea de

Tabla 3.3: Listado de diámetro de tubería de PVC comercial. [15]

Diámetro nominal [mm]	Espesor medio [mm]	Peso [kg/tira 6m]
90	3,1	7
110	3	8,4
125	3,4	11
140	3,8	13,7
160	4,4	18
180	4,8	22,1
200	5,4	27,6
250	6,7	42,9

tuberías PN 6, que están diseñadas para operar a una presión nominal de 6 [*bar*], y cuya disponibilidad dimensional se presenta en la tabla 3.3.

Estas opciones serán el universo de posibilidades utilizado para el posterior dimensionamiento de casos, recogiendo algunas de estas medidas que puedan generar un análisis representativo del comportamiento del diseño planteado.

Difusor

La utilidad del difusor es la de recupera parte de la energía cinética del flujo en la salida del estator y reducir las pérdidas producto de flujos no uniformes en el flujo de salida [20].

Sobre la construcción de este, Simpson y Williams [20] sugiere que el largo del difusor sea de 4 a 10 veces el diámetro del rodete, y su diámetro sea 1,8 a 2,5 veces el diámetro del rodete.

Esta recuperación de energía es fundamental en cuanto a la prevención de cavitación, ya que al reducir la velocidad producto del ensanchamiento de la sección de avance del flujo (debido del principio de continuidad), se incrementa la presión estática local de las partículas de agua, alejándolas de una condición de vaporización.

3.4. Sistema eléctrico

En este capítulo se presenta la información de diseño referida al área eléctrica de la turbina, que comprende desde el equipo convertidor de energía, hasta el método de

distribución y acoplamiento al sistema fotovoltaico.

En cuanto a la generación eléctrica, es importante decir que el tipo de aprovechamiento establecido en este trabajo, condiciona en gran medida el tipo de conversión electromecánica que se debe dar, la cual es de tipo rotatoria. Afortunadamente la industria ha proveído de una solución muy eficaz a esta necesidad, que son los generadores eléctricos síncronos ya presentados en el estado del arte, los cuales, a costa de un par rotatorio, logran generar corriente eléctrica alterna, que generalmente es transformada a corriente continua luego de una etapa de rectificado o regulado.

Así, la velocidad de rotación de la turbina $'n'$ queda definida directamente por la velocidad nominal del generador eléctrico, y los hipotéticos sistemas de conversión de velocidad utilizados.

En cuanto a la instalación eléctrica, en función de lo recabado durante la investigación asociada a este tópico del funcionamiento del equipo, se presenta aquí una solución técnica para una correcta implementación del sistema de producción hidráulico, en paralelo al de producción solar fotovoltaica.

Como se presenta en la figura 3.15, el circuito eléctrico de ejemplo al que se debe incluír la turbina, cuenta con: paneles, regulador de carga fotovoltaico, inversor, y baterías. Así, para la conexión del equipo se incorporan un bus DC, donde convergen las líneas de transmisión provenientes de ambas fuentes de generación. Además, se incluye un monitor de voltaje de baterías (BMV, por sus siglas en inglés), que lleva a cabo un control de carga de batería por medio de una derivación en la conexión negativa de la misma. Con esto, el sistema controla la apertura y cerrado de un relé en estado sólido, que se incorpora entre el generador eléctrico o regulador de carga (dependiendo de la arquitectura del generador eléctrico).

Debido a la ausencia de un sistema de cierre automático en el sistema hidráulico, la turbina se encontrará funcionando en su punto nominal de operación el 100 % del tiempo, a menos que se corte el paso de manera manual, por lo que a su vez, la transmisión de energía se dará de manera contínua. Para esto, se implementa el relé en estado sólido, en conjunto con un par de fusibles, que deriva el paso de electricidad hacia una zona de consumo en corriente continua una vez este es activado tras la detección del llenado de carga en la batería. Este sistema es un método de seguridad y protección de equipos, tanto para la turbina, como para las baterías.

Aspecto clave para la incorporación de la turbina al circuito del sistema FV, es el voltaje de carga del arreglo de baterías, por lo que es requerido un regulador de carga AC/DC que ajuste el voltaje.

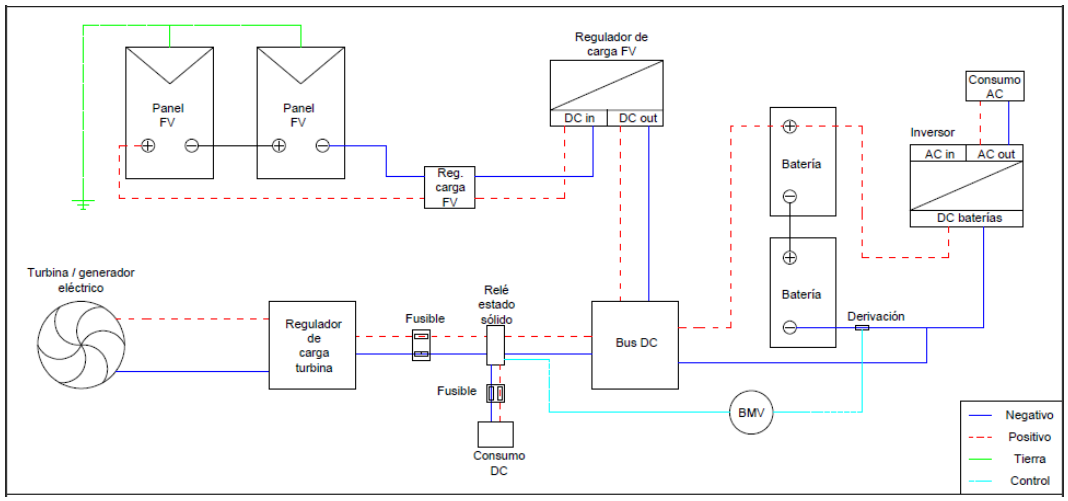


Figura 3.15: Esquema del sistema eléctrico hidro-FV.

Se muestran en la tabla 3.4 los voltajes de carga de batería para distintos casos. En particular, los casos que utilizan un regulador de carga de tipo MPPT, pueden cargar arreglos de baterías de 12, 24 y 48 V. En el caso de los arreglos de 48V, solamente puede ser con un voltaje de operación de 80 V.

Tabla 3.4: Voltajes de operación para diseño [18].

	Off-grid					**On-grid**	
Voltaje de operación	14	28	40	56	80	170	200
Largo	50	150	250	500	1000	1000	1000
Voltaje circuito abierto máximo	38	75	120	150	220	450	550
Regulador/ Inversor	PWM	PWM	MPPT	PWM	MPPT	A la red	A la red

Por último, se debe determinar el espesor del cableado a utilizar. Para esto se calcula la corriente de operación del cableado a través de la expresión 3.37.

$$I_{op} = \frac{P_{eli}}{V_{carga}} \tag{3.37}$$

Donde I_{op} corresponde a la corriente de operación en [A], que por temas de seguridad, debe estar asociada a la mayor corriente existente sobre la línea, $P_{electrica}$ es la potencia de carga definida para el sistema, y $V_{bateria}$ es el voltaje al que las baterías se

encuentran en [V]. En estos casos, las baterías son capaces de almacenar una determinada cantidad de carga eléctrica, medida en [Ah], la cual dependiendo del voltaje de carga, determinará cual es la tasa de potencia a la que el generador eléctrico deba abastecer a las baterías para cargarlas por completo en un determinado periodo de tiempo.

Una vez determinada la corriente de operación del cableado, se debe determinar el espesor del mismo con alguna tabla como la mostrada en 3.5.

Tabla 3.5: Corriente admisible según sección del cable [5].

Corriente máxima	**Sección**
6 A	0,5 mm^2
9 A	0,75 mm^2
11 A	1mm^2
14 A	1,5 mm^2
16 A	2 mm^2
20 A	2,5 mm^2
28 A	4 mm^2
37 A	6 mm^2
48 A	8 mm^2
53 A	10 mm^2
75 A	16 mm^2
100 A	25 mm^2
125 A	35 mm^2
160 A	50 mm^2

3.5. Accesorios

En esta sección se destacan dos tipos de accesorios principales: rodamientos y sellos. En particular, ambos se basan en insumos fácilmente adquiribles, y que se pueden encontrar en el comercio ferretero local.

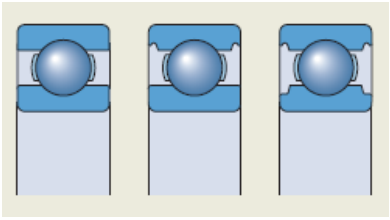
Debido a que existe la posibilidad de montar el sistema con su eje tanto horizontal como vertical, las distintas cargas puntuales pueden actuar de forma axial o radial al eje. Así, se definió que los rodamientos ideales para satisfacer las necesidades del montaje de este equipo son los rodamientos de bolas (para soportar cargas radiales, figura), y rodamientos de doble contacto angular (para cargas axiales y radiales conjuntas).

Estos rodamientos se encuentran en una serie de dimensiones estandarizadas, según el catálogo de SKF [25]. Esto principalmente debido a que los efectos de cargas radiales serán despreciables en comparación a las cargas axiales, y en segundo lugar, las escalas de potencia previstas sugieren una solicitación de baja carga.

Se determina que un rodamiento irá ubicado en el estator, siendo el eje del estator el agujero donde el rodamiento se alojará. El segundo rodamiento irá ubicado cercano al punto de conexión del eje del rotor, con el eje del generador eléctrico, alojado en la estructura soportante. Estos dos corresponderían a los dos puntos de apoyo mencionados previamente, cuya función es permitir movimiento angular en dirección del eje.

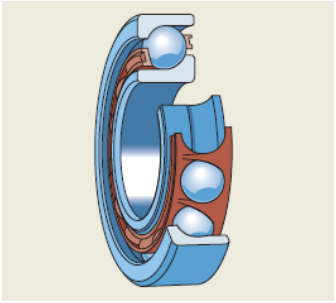


(a) Ilustración rodamiento de bolas SKF. [25]

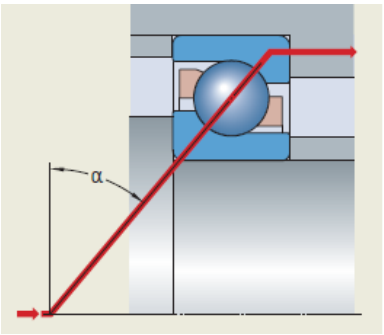


(b) Estructura interna del rodamiento de bolas abiertos SKF. [25]

Figura 3.16: Rodamiento de bolas.



(a) Ilustración rodamiento de doble contacto angular SKF. [25]



(b) Estructura interna del rodamiento de bolas abiertos SKF. [25]

Figura 3.17: Rodamiento de doble contacto angular SKF.

El detalle sobre las formas del eje rotor y estator, definidas para la realización del montaje serán expuestas en el de Diseño Aplicado, donde se lleva a cabo la aplicación del diseño propuesto a través de un caso de estudio.

En cuanto a lo que respecta al sello hidráulico, se definió el uso de un sello mecánico (ver figura 3.18), principalmente porque su uso no pone en riesgo la integridad y estructura de las piezas de la turbina subre las que irá montado, que serán rodete y estator. En particular esto se debe a que la carga requerida en el muelle, para lograr un sello efectivo, es permisible en cuanto a la resistencia mecánica estructural del rodete, estator, y otros componentes. Además, su gran disponibilidad se alinea correctamente con el criterio de diseño establecido, enfocado en la simplificación de montaje.

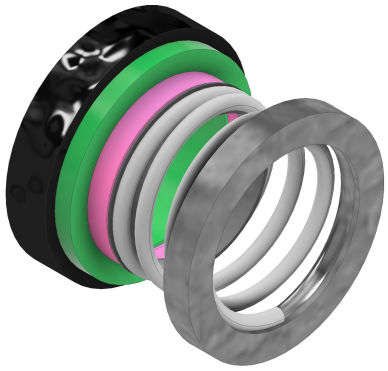


Figura 3.18: Sello mecánico.

Capítulo 4

Programa de diseño

En el capítulo anterior se determinaron las bases de diseño de la turbina, dando el contexto energético en primera instancia, y luego, definiendo los lineamientos de diseño y selección de los componentes del equipo.

En este capítulo se describe el procedimiento de diseño de un programa capaz de calcular y dimensionar al rodete y estator de la turbina de forma automática. Para esto, es necesario en primera medida proveer de un sistema de cálculo que permita al programa realizar las funciones requeridas, y luego de una matriz de estructura 3D que se adapte a la información de salida del programa de cálculo.

Así, se confecciona el software PDT, compuesto por 3 archivos:

- **PDT1:** Planilla Excel habilitada para macros, donde se encuentra una interfaz que opera una estructura de cálculo, basada en la teoría expuesta en el capítulo anterior. Dicho sistema de cálculo se programó con la extensión VBA para Excel.

- **PDT2:** Planilla Excel que recopila parámetros de diseño, y se actualiza en función de los cambios efectuados en la planilla PDT1.

- **PDT3:** Archivo Cad tridimensional Autodesk Inventor, con la proyección 3D de la estructura de rodete/estator predefinido, y que tras actualizarse manualmente, modifica distintas dimensiones de su estructura en base a los parámetros definidos en la planilla PDT2.

A continuación se detalla la estructura funcional de cada uno.

4.1. PDT1

El cálculo de los parámetros geométricos de diseño, necesarios para dar la forma deseada al rodete y estator, es llevado a cabo por una sub rutina de VBA - Excel, cuyo código se puede encontrar en el nativo Excel. En esta sección se describen las partes que componen el programa, para luego dar contexto al funcionamiento entre las partes.

La lógica de funcionamiento de PDT1 se describe en el diagrama de flujo de la figura 4.1. El detalle de los datos de entrada y salida del programa, se puede observar en la figura 4.2, que muestra una captura de la interfaz principal de PDT1, desde donde se ejecuta la mencionada estructura de cálculo. Allí se puede observar que como información de entrada, se definieron las siguientes variables de diseño:

- **Diámetro:** Definida a partir del diámetro interno de la tubería en la que se quiera montar el equipo, considerando que esta cumple el rol de perimetro y canalización.

- **Velocidad de rotación:** Definido a partir de los requerimientos de velocidad rotacional del equipo generador eléctrico. Este requerimiento se relaciona directamente con la intensidad de electriciad generada, de la forma descrita por su curva característica, por lo que existe gran relación entre la velocidad rotacional de dicho equipo, con la potencia eléctrica generada.

- **Altura bruta:** Producto de que esta variable está determinada por las características de la instalación, lo que se presupuesta como valor fijo, se define como condicionante el mantener una altura bruta, y por ende, altura neta constante durante un funcionamiento estacionario.

A modo de explicación del diagrama de la figura 4.1 se tiene que, luego de ser ingresados los datos de entrada, en primera instancia el programa corrobora que la altura bruta ingresada sea factible para aplicar el modelo de correlación de SyW. Una vez verificada y corregida dicha condicionante, se realiza una estimación del caudal Q de requerimiento, considerando que en la primera iteración $i = 1$ se establece que $H_{neto} = H_{bruto}$. Esto ocurre porque el caudal se calcula por medio del modelo de SyW, que requiere del valor de altura neta; y esta última a su vez, para ser calculada requiere del caudal, que permite obtener la pérdida de carga.

Entonces, una vez determinado el caudal de requerimiento, se calcula la pérdida de carga H_{perd}, y posteriormente la altura neta H_{neto}. Así, se comienza un proceso iterativo

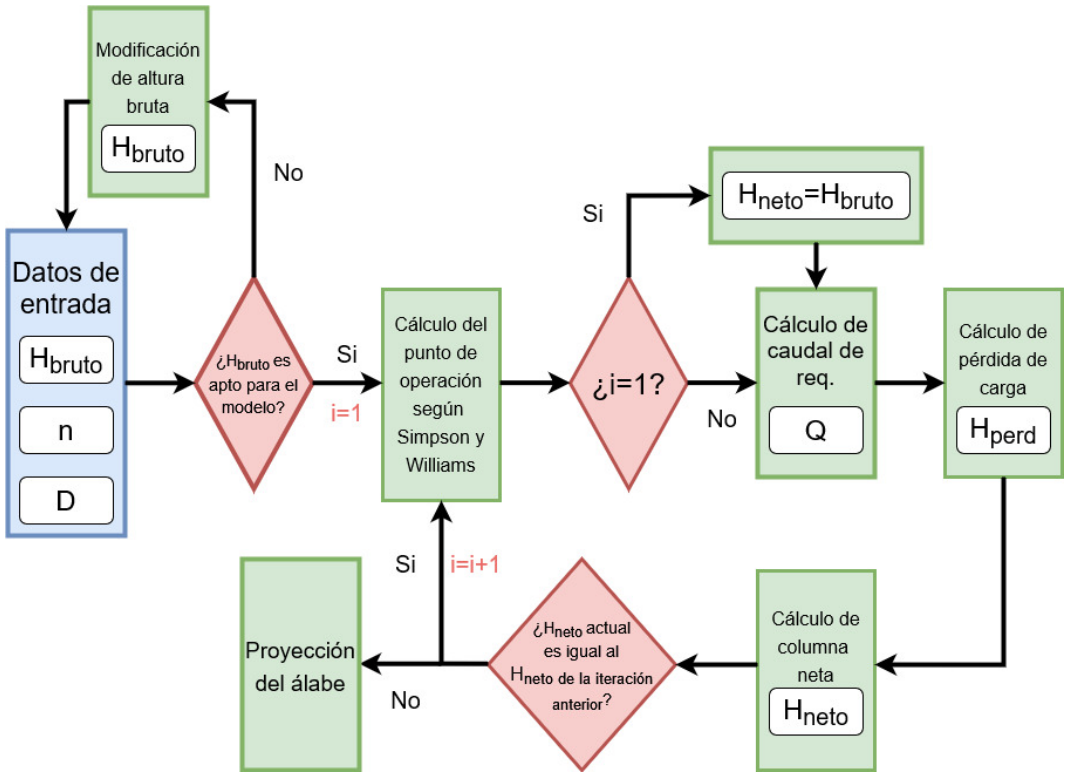


Figura 4.1: Diagrama de flujo sistema de cálculo PDT1.

Datos de entrada		
Altura bruta	3	m
Velocidad rotacional	1800	rpm
Diametro tubería	125	mm
Modelo de correlación		
Simpson y Williams		
Largo tubería	4	m
Pérdidas singulares	10	-
Material tubería	Plástico	-
Especificación tub.	PN6	-
Altura estator	3	m
Eficiencia interna	60%	-
Eficiencia mecánica	90%	-
Temperatura agua	10	°C
Elevación	800	m.s.n.m.
Acel. Gravedad	9,81	m/s2

Calcular Q requerido

Datos de salida		
Altura bruta final	3	m
Altura neta	2,78	m
Caudal requerido	27,9	L/s
Potencia eje	411	W
Diám. interno tub.	118,2	mm
Diametro rodete	114,2	mm
n_q	139	-
k_ug	1,5	-
Rugosidad absoluta	0	mm
Densidad de agua	999,7	kg/m3

Figura 4.2: Interfaz principal PDT1.

que finaliza cuando $H_{neto,i} - H_{neto,i-1} \approx 0$. Esta condición indica que el cálculo llegó a un punto de convergencia estable, y que los valores de: altura neta H_{neto}, caudal Q, y altura bruta H_{bruto}; donde en este último caso, se modifica el valor original, producto de la infactibilidad de su uso en el modelo de SyW.

En resumen, esta primera estructura de cálculo permite determinar los valores principales, y necesarios para calcular la potencia mecánica que el equipo será capaz de generar. Además, entrega las variables de entrada para aplicar la teoría unidimensional de Euler, lo que abre paso a la sección parametrización de la geometría de álabes.

En esta segunda etapa, el programa lleva a cabo el cálculo de los perfiles del álabe, basado en la teoría expuesta en el capítulo anterior. Así, se calculan los distintos vectores de los triángulos de velocidades en la entrada y salida, de rodete y estator; para cinco secciones, que son definidas como 5 capas cilíndricas de diámetros equidistantes el uno del otro, recorriendo toda la altura del álabe. En la figura 4.3 se ve la planilla de valores que genera el sistema de cálculo. Además, estos valores son utilizados para proyectar los triángulos de velocidades del rodete, bajo la misma lógica de entrada-salida, en cinco secciones diferentes, como se puede observar en la figura 4.4.

RODETE	R1	R2	R3	R4	R5
	28,55	35,69	42,83	49,96	57,10
U [m/s]	5,38	6,73	8,07	9,42	10,76
c_m [m/s]	3,18	3,18	3,18	3,18	3,18
beta_2 [°]	30,54	25,27	21,47	18,63	16,44
w_u,2 [m/s]	5,38	6,73	8,07	9,42	10,76
c_u,2 [m/s]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
c_u,1 [m/s]	3,05	2,44	2,03	1,74	1,52
c_2 [m/s]	3,18	3,18	3,18	3,18	3,18
c_1 [m/s]	4,40	4,00	3,77	3,62	3,52
w_u,1 [m/s]	2,34	4,29	6,04	7,68	9,24
w_2 [m/s]	6,25	7,44	8,67	9,94	11,22
w_1 [m/s]	3,94	5,34	6,83	8,31	9,77
beta_1 [°]	53,66	36,51	27,72	22,47	18,96
z	4	4	4	4	4
beta_inf [°]	42,10	30,89	24,60	20,55	17,70
alpha [°]	0	0	0	0	0
beta [°]	42,10	30,89	24,60	20,55	17,70
s [mm]	44,85	56,06	67,27	78,48	89,69
L [mm]	41	34	31	29	29
L_def [mm]	41	34	31	29	29
c [mm]	60,44	65,32	73,98	83,81	94,15

ESTATOR	R1	R2	R3	R4	R5
	28,55	35,69	42,83	49,96	57,10
c_m	3,18	3,18	3,18	3,18	3,18
c_u,3	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
beta_3	90	90	90	90	90
c_4 (= c_1)	4,40	4,00	3,77	3,62	3,52
beta_4	46,19	52,50	57,40	61,27	64,38
z	6	6	6	6	6
s	29,90	37,37	44,85	52,32	59,79
beta	68,10	71,25	73,70	75,64	77,19
L	40,52	33,53	30,80	29,42	28,63
L_def	40,52	40,52	40,52	40,52	40,52
c	43,68	42,80	42,22	41,83	41,56

Relación de diámetros	0,50	<- Ingrese el ratio Dh/Dt
Ángulo de ataque	0	<- Ingrese ángulo de ataque, en grados.
Condición de salida rodete		
Swirl de salida	0	<- Ingrese el ángulo de Swirl, en grados
Cantidad de álabes	4	<- Ingrese la cantidad de álabes
Largo de álabe rotor		
Sección completa		
Largo álabe estator		
% c/r al rodete	100	<- Ingrese % de largo axial del estator con respecto al del rodete
Tipo de largo álabe rotor		
Independiente		
Tipo de largo álabe estator		
Homogéneo		
Condición de ingreso a estator		
Swirl de entrada	0	<- Indique el ángulo de swirl de entrada, en grados
Cantidad de álabes estator	6	<- Ingrese cantidad de álabes

	R1	R2	R3	R4	R5
Diámetro de cabeza rodete [mm]	4	4	4	4	4

	R1	R2	R3	R4	R5
Diámetro de centro rodete [mm]	9	9	9	9	9

	R1	R2	R3	R4	R5
Diámetro de cabeza estator [mm]	6	6	6	6	6

	R1	R2	R3	R4	R5
Diámetro de centro estator [mm]	9	9	9	9	9

Figura 4.3: Planilla de diseño de álabes rotor y estator.

Por último, queda mencionar que la planilla de diseño de álabes, posee la capacidad de efectuar modificaciones de la estructura de estos componentes a través de ciertos criterios de diseño, detalladas a continuación:

- **Relación de diámetro:** Aquí se define la razón D_{eje}/D_{rod} del rodete y estator de forma manual.
- **Ángulo de ataque:** Corresponde al ángulo α del álabe del rodete, y se mide de la forma mostrada en la figura 3.9.

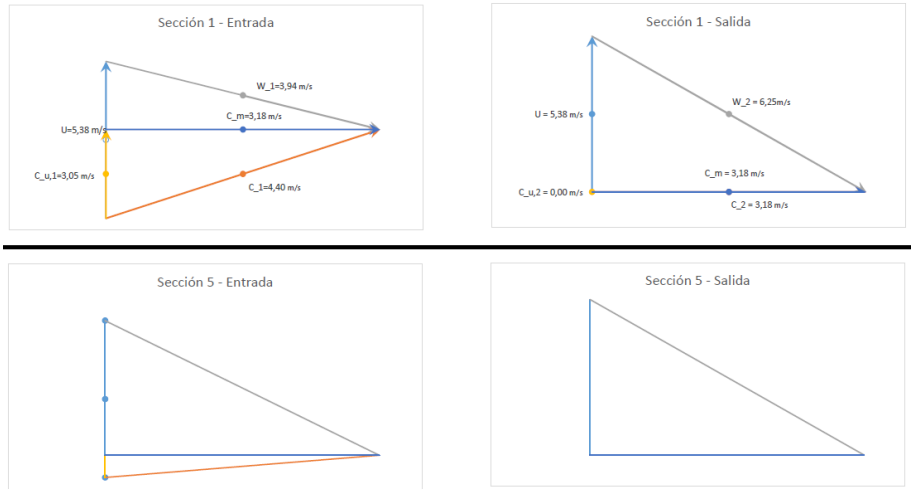


Figura 4.4: Triángulos de velocidades (secciones 1 y 5) proyectadas por PDT1.

- **Diseño álabe rotor:** Establece el criterio de restricción en el perfil a la salida del álabe rotor.
  - Swirl de salida: Define una inclinación al vector C_2, con respecto al vector C_m, siendo positivo en sentido antihorario .
  - Simpson y Williams: Se establece que $W_2 = U$ en magnitud.
- **Cantidad de álabes:** Se define la cantidad de álabes del rodete.
- **Largo de álabe rotor:** Establece el método para el cálculo del largo axial L del rodete.
- **Tipo de largo álabe rotor:** Con este criterio se define si el largo axial del álabe es homogéneo en todas sus secciones, respetando el largo L de la sección más larga, o a través del modelado independiente, donde el largo del álabe en cada sección es determinado de manera independiente en función de lo calculado en el punto anterior.
- **Tipo de largo álabe estator:** Se define con este criterio el cómo se calculará el largo axial L_{est} de cada sección de álabe estator. Para este caso se proponen cuatro opciones, entre las cuales se encuentran los mismos métodos utilizados para determinar el largo del álabe de rotor (sección completa, Zweifel, y solidez), a las que se añade la posibilidad de definir el largo del álabe del estator en función del largo del álabe del rodete, estableciendo un factor, cuociente de L_{est}/L.

- **Tipo de álabe estator:** De igual manera que con el rotor, los álabes pueden ser definidos con un largo homogéneo o independiente.
- **Diseño álabe estator:** Aquí se determina la condición para dar forma al perfil de ataque a la entrada del álabe estator. Para esto se propone definir una inclinación ('swirl') del vector C_3 con respecto al vector C_m, con valor positivo en sentido horario, o bien, darle magnitud al vector $C_{u,3}$, directamente.
- **Cantidad de álabes estator:** Refiere a la cantidad de álabes con las que contará el estator, y puede ser definida de forma manual, o a través de un factor resultado de la división z_{est}/z.
- **Diámetro de cabeza (estator o rotor):** Se define en estas casillas el diámetro de la circunferencia utilizada en la cabeza del álabe, según la estructura del diseño de PDT3, que se detallará a continuación.
- **Diámetro de centro:** Aquí se definen, de forma similar, los diámetros del centro de álabe de perfil alar, según la estructura de PDT3.

4.2. PDT2:

Este corresponde a una planilla Excel que funciona como enlace entre PDT1 y PDT3, debido a que por necesidades de formato, PDT3 requiere de una planilla de única hoja y estructura de datos definidas para poder actualizar sus parámetros. Así, tal como se presenta en la figura 4.5, la planilla PDT2 es una recopilación de una serie de valores, correspondientes a parámetros dimensionales utilizados en el dibujo CAD de PDT3, y que son obtenidos a desde PDT1.

4.3. PDT3:

Este programa hace referecia al boceto o matriz hecha en Autodek Inventor, el cual se encuentra modelado y dispuesto para ser adaptable a la variación de los parámetros geométricos calculados por medio del programa Excel.

En esta sección se describe la estructura bajo la cual se da forma al rodete y estator, considerando que la lógica de diseño es similar para ambos componentes.

R_1_rod	28,55	mm
R_2_rod	35,69	mm
R_3_rod	42,83	mm
R_4_rod	49,96	mm
R_5_rod	57,10	mm
L	49	mm
beta_1	42,10	gr
beta_1_1	53,66	gr
d_cabeza_1	4	mm
d_centro_1	9	mm
c_1	60,44	mm
beta_2	30,89	gr
beta_1_2	36,51	gr
d_cabeza_2	4	mm
d_centro_2	9	mm
c_2	65,32	mm
beta_3	24,60	gr
beta_1_3	27,72	gr
d_cabeza_3	4	mm
d_centro_3	9	mm
c_3	73,98	mm
beta_4	20,55	gr
beta_1_4	22,47	gr
d_cabeza_4	4	mm
d_centro_4	9	mm
c_4	83,81	mm
beta_5	17,70	gr
beta_1_5	18,96	gr
d_cabeza_5	4	mm
d_centro_5	9	mm
c_5	94,15	mm
z	4	su
R_1_est	28,55	mm
R_2_est	35,69	mm
R_3_est	42,83	mm
R_4_est	49,96	mm
R_5_est	57,10	mm

L_est	53,00	mm
beta_1_est	68,10	gr
beta_3_1_est	90	gr
d_cabeza_1_est	6	mm
d_centro_1_est	9	mm
c_1_est	43,68	mm
beta_2_est	71,25	gr
beta_3_2_est	90	gr
d_cabeza_2_est	6	mm
d_centro_2_est	9	mm
c_2_est	42,80	mm
beta_3_est	73,70	gr
beta_3_3_est	90	gr
d_cabeza_3_est	6	mm
d_centro_3_est	9	mm
c_3_est	42,22	mm
beta_4_est	75,64	gr
beta_3_4_est	90	gr
d_cabeza_4_est	6	mm
d_centro_4_est	9	mm
c_4_est	41,83	mm
beta_5_est	77,19	gr
beta_3_5_est	90	gr
d_cabeza_5_est	6	mm
d_centro_5_est	9	mm
c_5_est	41,56	mm
z_est	6	su
dist_centro_1	12,1	mm
dist_centro_est_1	8,7	mm
dist_centro_2	13,1	mm
dist_centro_est_2	8,6	mm
dist_centro_3	14,8	mm
dist_centro_est_3	8,4	mm
dist_centro_4	16,8	mm
dist_centro_est_4	8,4	mm
dist_centro_5	18,8	mm
dist_centro_est_5	8,3	mm

Figura 4.5: Valores dimensionales definidos en PDT2.

Primeramente se hace un seccionado circunferencial con 5 radios diferentes (ver figura 4.6), que corresponden a R_1, R_2, R_3, R_4 y R_5. Sobre cada una de estas secciones se posiciona un plano para dibujo 2D, como se ve en la figura 4.7a.

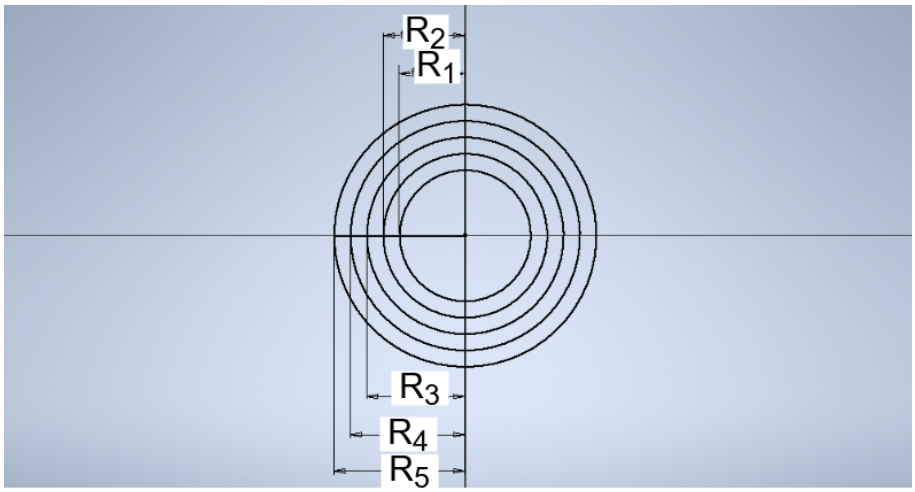
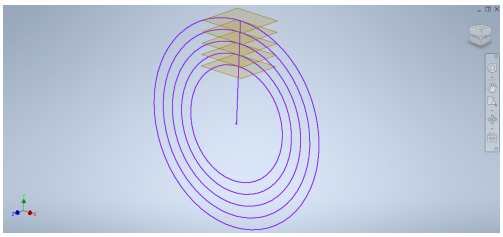
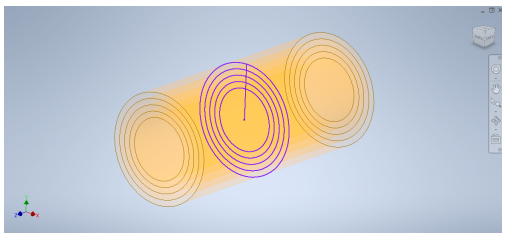


Figura 4.6: Proyección radial de las secciones de trabajo.

Además, sobre las mismas secciones circulares se proyectan planos de trabajo de forma cilíndrica, como se observa en la figura 4.7b.



(a) Ubicación de los planos de trabajo para proyección de perfiles 2D



(b) Superficies cilíndricas para la proyección de perfiles 3D.

Figura 4.7: Pasos previos a la proyección del rodete.

En cuanto a la geometría de los álabes, se proponen dos opciones. La primera es la estructura con forma alar mostrada en la figura 4.8, y la segunda es el perfil de espesor constante que se observa en la figura 4.9.

El perfil alar basa su estructura en un arco (línea de camber) con una secante (línea de cuerda), de inclinación $\bar{\beta}$ con respecto al vector rotacional (la vertical de la figura). Este arco es tangente en la entrada y salida del álabe a los ángulos β_1 y β_2 respectivamente. Dicha tangencia se logra definiendo una recta en el extremo de la cabeza con una inclinación igual a β_1.

Por otro lado, el perfil de espesor constante define de igual manera la línea de cuerda y línea camber, pero dibuja su contorno utilizando dos circunferencias de igual diámetro en las extremos de dichas líneas, y uniéndolas por dos arcos de igual curvatura que la ”línea de camber”.

Cabe mencionar que la forma mostrada en la figura 4.8 está asociada a una sección de álabe del rodete, mientras que la figura 4.9 es una sección de álabe del estator. Es pór esta razón que presentan una configuración opuesta, ya que se orientan del modo mostrado en la figura 3.11.

En cuanto a las letras mostradas en las figuras 4.8 y 4.9.

A: β_1/β_3

B: Diámetro de cabeza.

C: $\bar{\beta}$.

D: Diámetro de centro.

E: Distancia origen a centro de álabe.

F: Largo de cuerda del álabe.

Para modificar la forma del álabe, se varía el ángulo de la línea ubicada en la cabeza con ángulo β_1, la inclinación de la cuerda con el ángulo $\bar{\beta}$, el largo de la cuerda c, los diámetros de las circunferencias de cabeza y centro del álabe, y la distancia del centro del álabe con el centro del sistema de referencia.

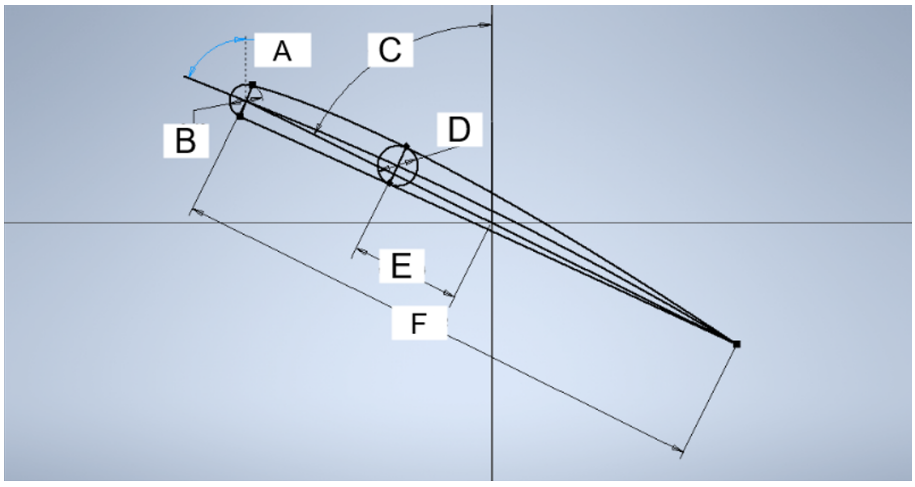


Figura 4.8: Proyección de álabe 2D de perfil alar.

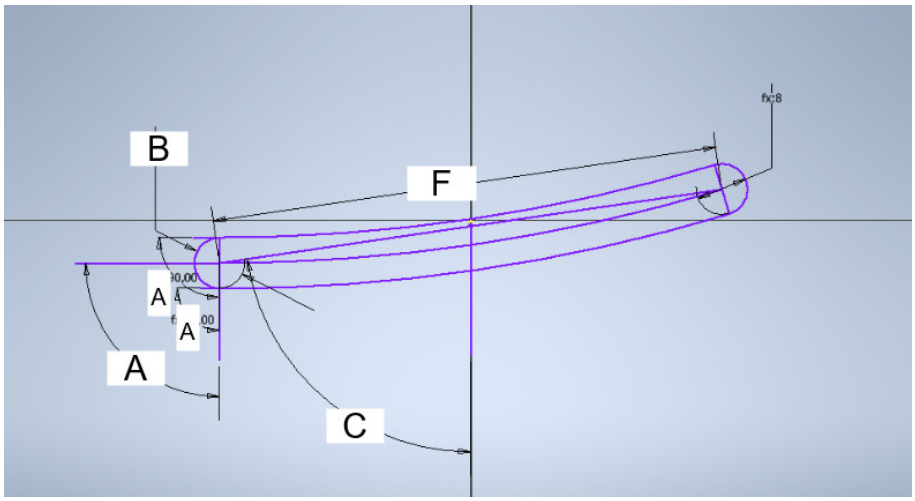
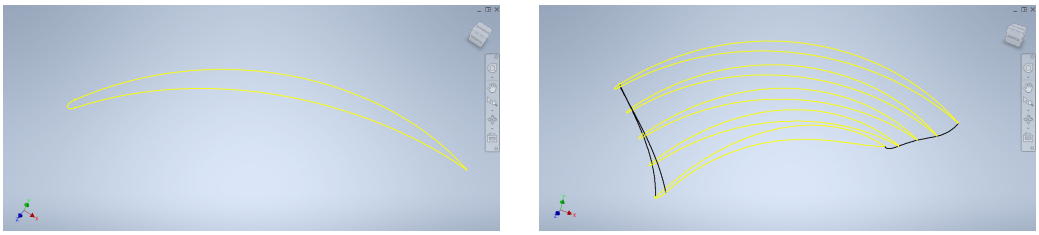


Figura 4.9: Proyección de álabe 2D de espesor constante.

Con los perfiles 2D definidos, se plasma su forma sobre las superficies cilíndricas dispuestas para cada caso, generando así la proyección del perfil en 3D, obteniendo con esto la forma real de cada sección del álabe como se muestra en la figura 4.10a. Estos bocetos 3D se conectan por medio de líneas rieles, como se puede ver en la figura 4.10b.



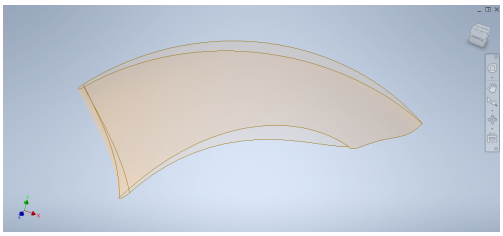
(a) Perfil de álabe 3D.

(b) Conjunto de perfiles 3D.

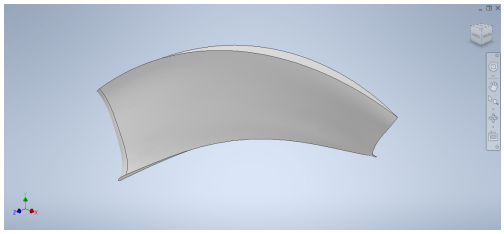
Figura 4.10: Construcción 3D del álabe.

Luego, por medio de la función de ”solevación”, se da forma a una supercicie delimitada por los distintos perfiles 3D generados (figura 4.11a), que darán forma al álabe. Así, ”cosiendo” y cerrando todas las caras de dicha superficie, se obtiene el álabe como cuerpo sólido dentro del programa inventor, como se observa en la figura 4.11b.

Finalmente, se proyecta el eje del rodete, donde irá montado el álabe, y se aplica un patrón circular utilizando al primero como eje para aplicar la función. Este patrón se aplica para la generación de ’z’ álabes, con lo que se obtiene finalmente



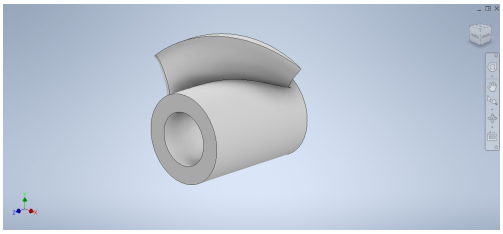
(a) Superficie del álabe.



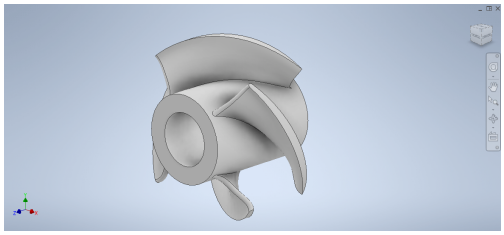
(b) Cuerpo de álabe sólido.

Figura 4.11: Forma final del álabe.

la estructura del rodete, como se puede observar en la figura 4.12.



(a) Álabe acoplado al eje del rodete.



(b) Rodete conformado con todos sus álabes.

Figura 4.12: Forma final rodete.

En cuanto al diseño del eje, se detallará cuando se haga la aplicación del diseño, una vez que sea necesario llevar a cabo el montaje de estos dos elementos en conjunto con el eje y rodamientos. En conjunto a esto se generará un detalle del conjunto y montaje de las distintas partes, además del método de conexión y transmisión de torque entre el eje y rodete.

4.4. Funcionamiento conjunto

En esta última parte del capítulo se describe el método de operación conjunto que poseen los programas PDT1, PDT2 y PDT3; y es que es necesario llevar a cabo una serie de pasos secuenciales para que el proceso de diseño se realice correctamente.

En primer lugar, en la hoja 'Interfaz' de la planilla PDT1, se deben definir los parámetros de operación de la turbina, que corresponden a la altura de la columna

bruta de agua, la temperatura del agua y la velocida de rotación. Además, se pueden modificar ciertos parámetros, como los mostrados en la figura 4.2.

Con todos los parámetros de entrada definidos, se debe presionar el ícono de cálculo, que calculará el caudal de requerimiento, y definirá así el punto de operación del equipo. Esto conllevará a un cálculo de los perfiles del álabe, que actualizará consecuentemente los valores de la planilla PDT2.

Una vez lista la información, se debe guardar el archivo PDT2 (no es necesario cerrar), y se deben actualizar los valores parámetro dentro de PDT3. Para esto, se debe presionar en el botón 'fx' marcado en la figura 4.13, que se encuentra en la interfaz del software Inventor. Luego, se debe presionar la casilla 'Actualizar', que se destaca en la figura 4.14. Esta actualización es la que finalmente ejecuta la modificación del rodete o estator (dependiendo del elemento en cuestión) a la forma definida por el diseño previo.

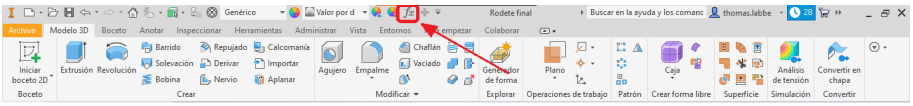


Figura 4.13: Barra de herramientas de Inventor 2022.

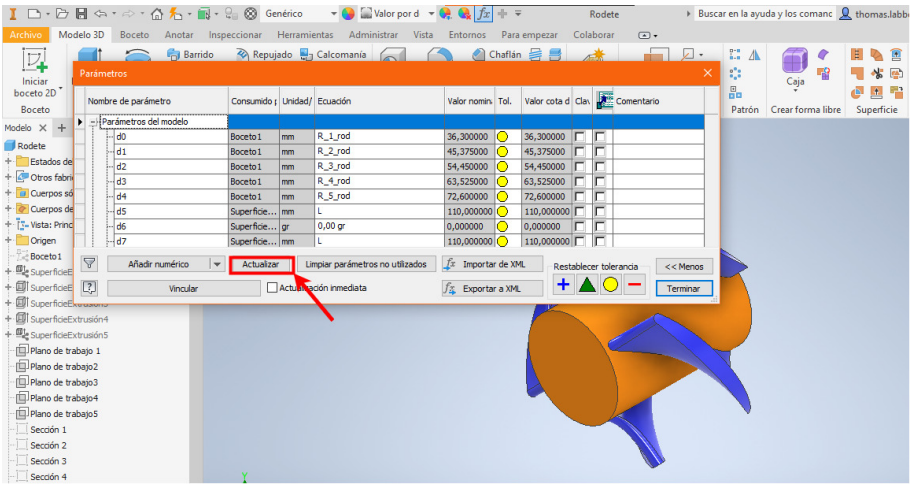


Figura 4.14: Ventana de actualización de parámetro de Inventor 2022.

Capítulo 5

Diseño aplicado

En los capitulos anteriores se describió la teoría del diseño de una turbina de tipo axial, y se detalló la estructura de un programa de diseño PDT que se sustenta en dicha teoría.

En este capítulo se aplicará el diseño de turbinas, en una primera parte analizando de forma cuantitativa y cualitativa el comportamiento de los resultados generados por el software confeccionado, y en una segunda parte aplicando toda la teoría establecida para confeccionar una turbina que se ajuste a los requerimientos establecidos en un caso de estudio.

En ambos casos se comienza por definir los criterios bajos los cuales se llevará a cabo la aplicación del diseño, para luego realizar un análisis acorde a los resultados.

5.1. Casos formulados

Se definió una estructura de casos, donde se estudian los valores de caudal de requerimiento en función de la altura bruta impuesta. Así, se evalúan los límites máximo y mínimo de altura bruta, para los que el modelo de correlación de "SyW"puede ser aplicado, considerando una velocidad y diámetro constante.

De esto, se estudian los siguientes comportamientos: H_{bruto} vs Q, H_{bruto} vs n_q, P_{eje}vs Q, y P_{eje} vs n_q. Esto se hace fijando velocidades rotacionales constantes, e iguales diámetros. Queda mencionar que cada punto de cada gráfico representa

un diseño y geometría, de rodete y estator diferente, y que la agrupación de datos es utilizada para comprender el modelo de correlación utilizado.

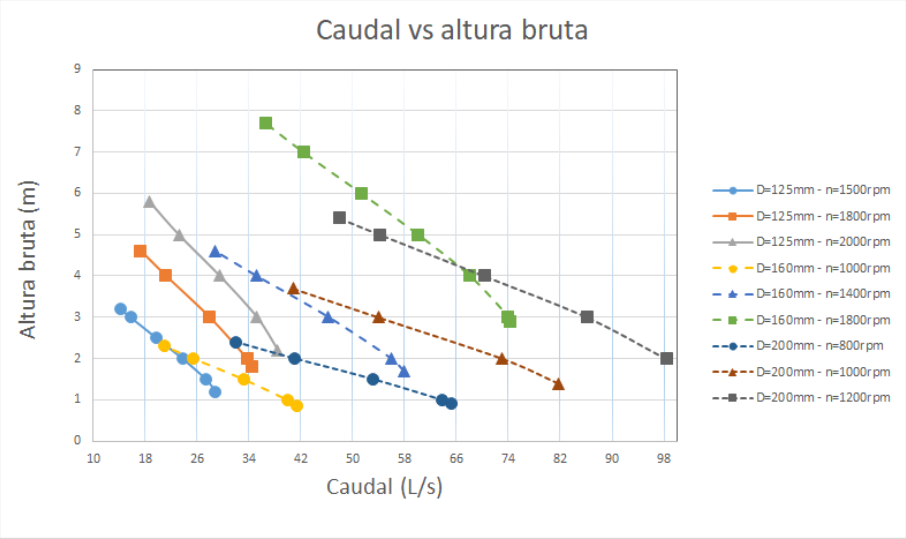


Figura 5.1: Caudal vs altura bruta.

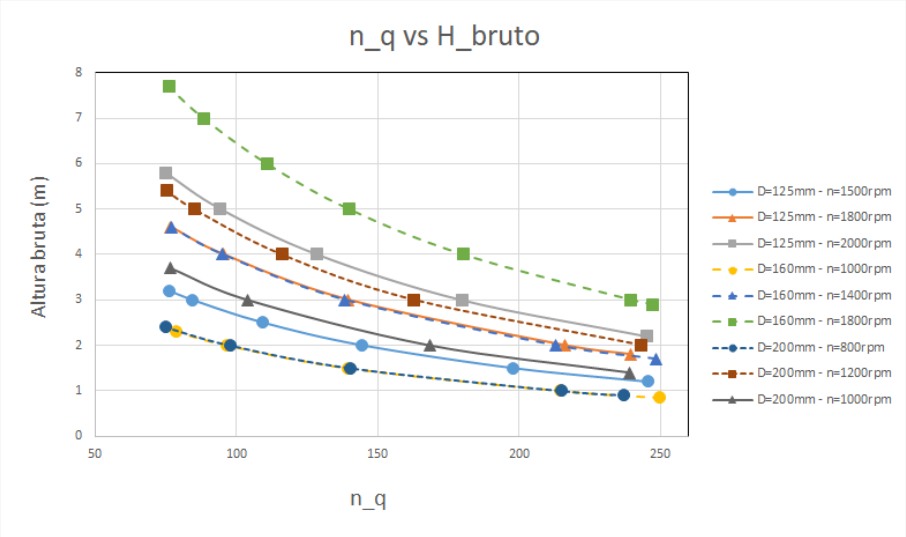


Figura 5.2: Velocidad específica vs altura bruta.

Con esto establecido, se definen las siguientes condiciones para la aplicación del programa de diseño:

- Los diámetros de tubería utilizados serán tres: 125, 160 y 200 [mm], lo que corresponde a diámetros de rodete de 118,2, 151,2 y 189,2 [mm] respectivamente.

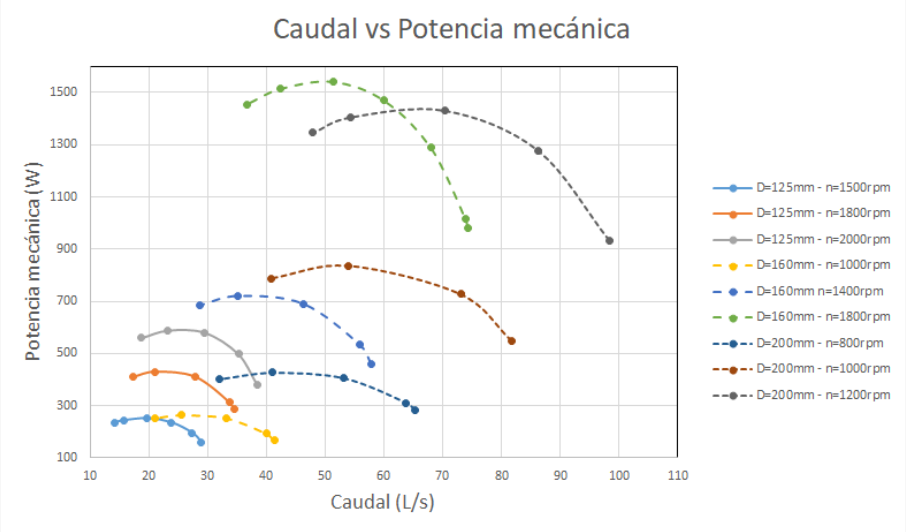


Figura 5.3: Caudal vs potencia mecánica en eje.

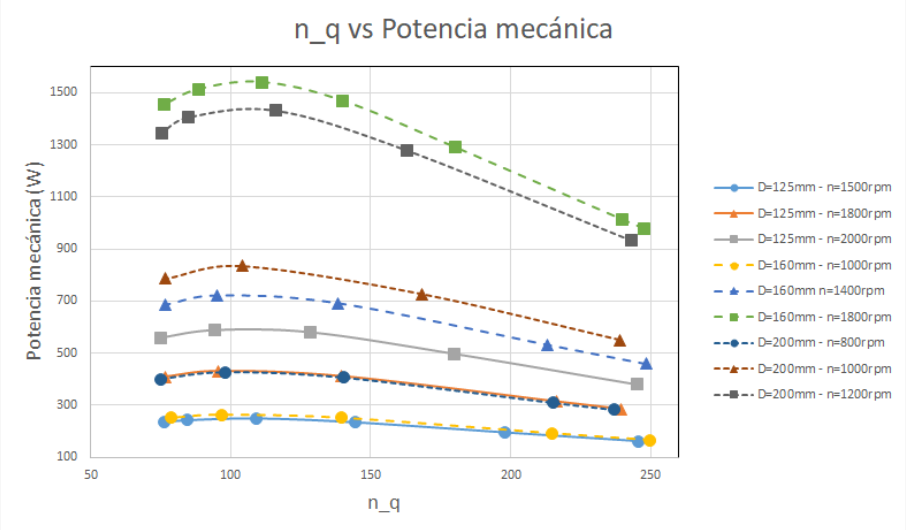


Figura 5.4: Velocidad específica vs potencia mecánica en eje.

- Las velocidades a las que se evalúa cada diámetro serán tres diferentes para cada caso. Así, el rodete de 118 [mm] será evaluado con el set de velocidades más altas: 1500, 1800 y 2000 [rpm]. Luego, el rodete de 151 [mm] se valuará con velocidades de 1000, 1400 y 1800 [rpm]. Por último el rodete de 189 [mm] será estudiado con velocidades de 800, 1000 y 1200 [rpm].

- Como ya se mencionó, las alturas brutas con las que se evaluará cada caso, dependerán de las dos condiciones anteriores, estableciendo sus límites en

los valores en los que el punto de operación se sale del rango de operación establecido para un equipo de turbinado axial.

- El largo de tubería utilizado para cada caso corresponde a 3 [m] más que el valor de la altura bruta evaluada.
- La eficiencia hidráulica utilizada será igual a un 60 %, y la eficiencia mecánica de un 90 %.

Se muestran en las figuras 5.1, 5.2, 5.3 y 5.4; los gráficos asociados al estudio del comportamiento del modelo de correlación, parametrizando de 4 formas diferentes el punto de operación.

Se seleccionaron también algunos de estos puntos para aplicar el diseño 3D de estator y rodete a través de PDT3, con el fin de visualizar las diferencias en las estructuras de estos, y que son mostradas en la figura 5.5.

Para la aplicación del programa de diseño PDT3 se definieron los siguientes criterios de diseño:

- Tubería con diámetro nominal $D_{tub} = 125[mm]$.
- Velocidad rotacional de $n = 1500[rpm]$.
- Relación de diámetro D_{eje}/D_{rod} igual a 0,5.
- Sin presencia de ángulo de ataque para no alterar la forma original de los álabes.
- Se considera que la salida del rodete, el agua no cuenta con velocidad en su componente tangencial.
- Se define el uso de 4 álabes en el rodete, y 6 en el estator.
- El largo de rodete quedará ajustado a la condición de sección completa. El largo del estator es igual al largo del rodete.
- El tipo de largo de álabe del rodete será independiente y homogéneo para el estator.
- Se considera que el flujo de entrada al estator no cuenta con velocidad tangencial.
- El diámetro de cabeza y centro de álabe serán definidos respectivamente en 4 y 9 $[mm]$, para rodete y estator.

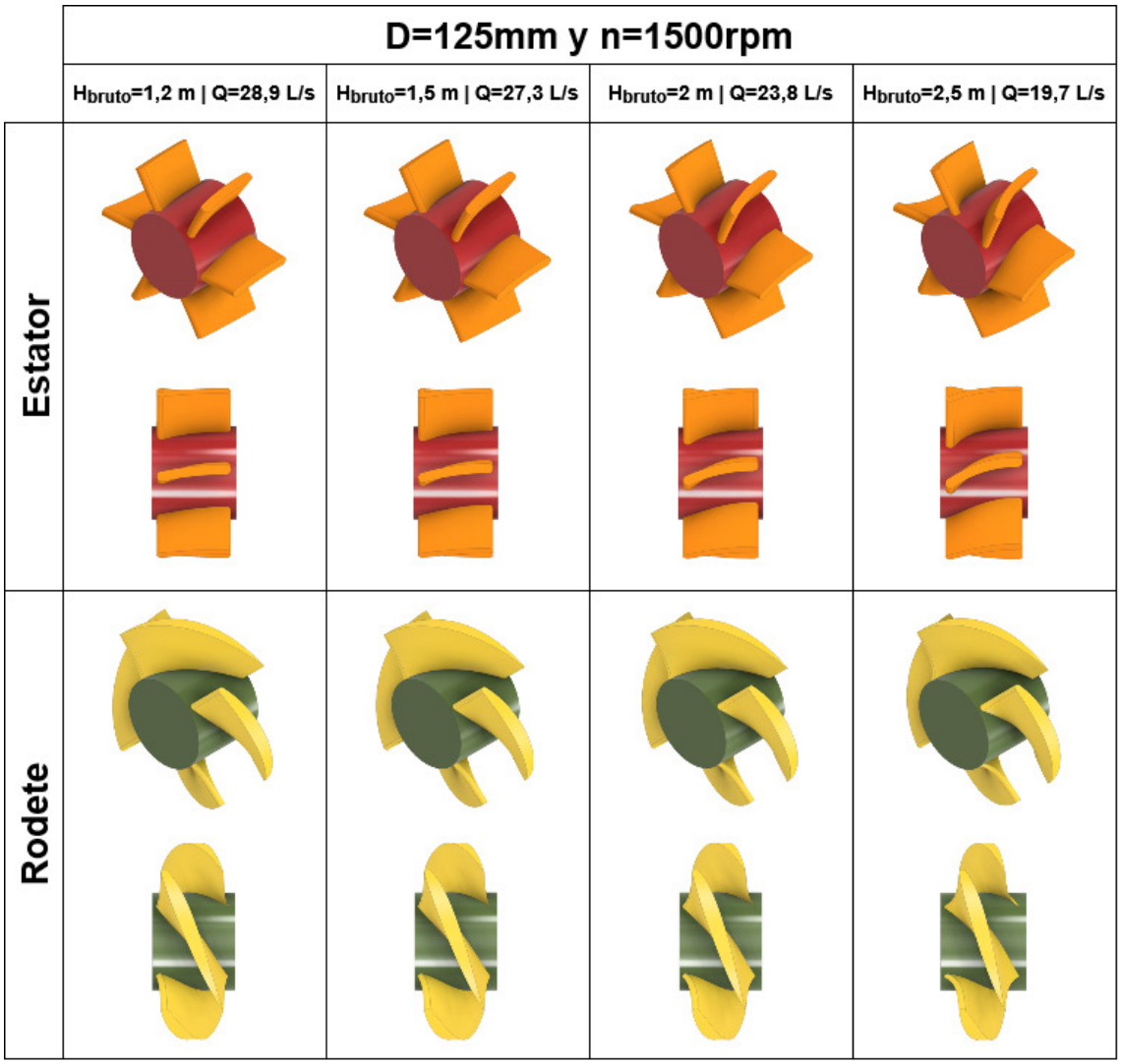


Figura 5.5: Proyecciones 3D de los distintos casos.

Estos modelos son generados con el fin de llevar a cabo una comparación cualitativa en cuanto a la forma de los álabes, y su dependencia de los valores operacionales.

5.1.1. Análisis de casos formulados

Del gráfico de caudal Q vs altura bruta H_{bruto} 5.1 se puede observar que ambas variables se relacionan de forma inversamente proporcional. Esto presenta una relación interesante con el gráfico que compara caudal Q, o velocidad específica n_q, versus la potencia mecánica en eje P_{eje}, 5.3 y 5.4; que muestran una tendencia

de esta última variable a permanecer constante en función de la variación de las primeras.

Este comportamiento de la altura H_{bruto} se reitera cuando se compara con la velocidad específica n_q, en el gráfico 5.2. Esto se debe principalmente a la estructura del modelo de correlación, que matemáticamente establece esta tendencia de relación entre variables.

Este comportamiento sugiere una tendencia del modelo de SyW en volver constante el valor de potencia generada, en base a un mismo tamaño de sección y velocidad. El motivo de esto es que se busca asociar una condicion de diseño, con el punto de mayor eficiencia.

En cuanto a esto, egún indica el gráfico 5.3 es posible encontrar los puntos de mayor potencia, para cada velocidad y diámetro dado, en el punto intermedio de cada intervalo, donde la potencia alcanza su mayor valor.

Por último, se puede observar en el gráfico 5.1, que al aumentar la velocidad de rotación, los puntos se desplazan hacia arriba, mientras que al aumentar el diámetro, se genera un 'aplanamiento' de la curva Q vs H_{bruto}.

Luego, por el lado de las proyecciones 3D generadas, y mostradas en la figura 5.5, se observan diferencias en el "torsimiento"del álabe, presentando mayor de este efecto cuando la altura es mayor, y por ende el caudal es menor. Esto se relaciona con los largos de rodete, siendo más largos cuando el caudal es mayor, y por ende, tiene una envolvente con un mayor paso.

Esto se relaciona con el comportamiento dinámico de la máquina, ya que cuando existe un mayor caudal, el perfil de conducción del álabe tiende a permitir un paso más libremente, dando cabida a un mayor flujo. En general, esto y las geometrías 3D logradas a través de la aplicación de la estructura de diseño, demuestran una coherencia en la teoría definida para el diseño de los componentes, y su utilidad en el diseño de rodetes y estatores.

Sin embargo, visualmente no se perciben grandes cambios de geometría entre uno y otro caso, lo que abre la necesidad de estudiar y comprobar el efecto de estos cambios, y si es que cada geometría logra una eficiencia significativa en función de su punto de operación.

5.2. Caso de estudio

En esta sección se formula un escenario frente al cual existe la necesidad de implementar una turbina de generación hidráulica. Para esto se ofrece un análisis de requerimientos, y el detalle para la implementación de dicha turbina, cuyo fin es cumplir los requerimientos de dicho caso.

Se propone como escenario de estudio un domicilio de tipo rural, sin conexión a la red eléctrica, y cuenta con un sistema FV off-grid.

Para evaluar el caso, se considera un consumo de 5,7 $[kWh/dia]$ según el patrón de consumo domiciliario estimado previamente. Como sistema de almacenamiento se considera la disposición de baterías de litio de 12 $[V]$ y capacidad de 220 $[Ah]$ de carga. Además, según valores típicos de uso, se considera una eficiencia química 'η_{qca}' de las baterías del 90 %, junto con una eficiencia del 80 % asociada a la profundida de carga 'η_{pc}' de las mismas baterías, y la eficiencia del inversor η_{inv}, que suele rondar el 95 %. Finalmente, se considera el almacenamiento equivalente a 2 días de consumo 'd'.

Con esto, se estima que la cantidad de baterías 'n_{bat}' sea igual a 6.

$$n_{bat} = \frac{d \cdot 5,700[kWh]}{12[V] \cdot 220[Ah] \cdot \eta_{qca} \cdot \eta_{pc} \cdot \eta_{inv}} = 4 \text{ baterías} \tag{5.1}$$

Las baterías están dispuestas en series de 2 unidades, siendo 2 pares en paralelo, lo que se traduce en un sistema de 24 $[V]$ y 880 $[Ah]$ de carga máxima, y 602 $[Ah]$ de carga útil.

Para la generación eléctrica se utiliza un alternador con regulación a 24 $[V]$, conectado a las baterías, cuya curva de potencia se muestra en la figura 5.6. Debido a que estos equipos están diseñados para operar en amplios rangos de velocidad, desde los 700-800 $[rpm]$ (asociados al ralenti de los vechículos), hasta velocidades contínuas de unos 10.000 $[rpm]$, es que se decide por establecer como límite inferior de velocidad de operación los 1500 $[rpm]$, ya que es sobre la barrera de los 1000-1500 $[rpm]$ donde estos equipos comienzan a producir un voltaje apropiado para una correcta producción eléctrica.

Por último, se establece que por las condiciones geográficas y técnicas, la instalación no puede tener una diferencia geográfica de agua (o altura de columna de

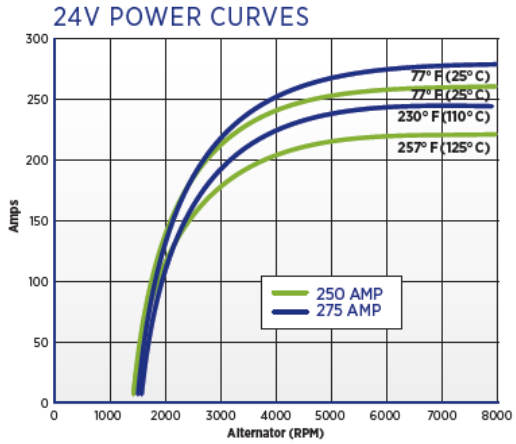


Figura 5.6: Curva de potencia de alternador de referencia. [21]

agua bruta) mayor a los 3 $[m]$, y debe ser implementado con una tubería de 160 $[mm]$ como diámetro nominal producto de disponibilidad de insumos.

Aspecto importante a considerar es que la potencia entregada al eje por parte de la turbina hidráulica sea igual a la potencia eléctrica generada por el alternador, en una condición de igual velocidad de rotación. Esto último es debido a que una diferencia entre el torque aplicado por la turbina, y el resistido por el alternador, pueden provocar un freno o embalamiento del equipo, sacándolo del punto de diseño, principalmente en cuestión de velocidad, haciéndo perder eficiencia global de generación.

Ante la inviabilidad de fijar la carga eléctrica de forma precisa, es que se selecciona como valor de potencia objetivo, los 720 $[W]$ correspondientes a las 1500 $[rpm]$ del equipo descrito en la figura 5.6. Frente a esto, se define como diseño de turbina coincidente, con una velocidad de 1500 $[rpm]$, montada dentro de una tubería de 160 $[mm]$, y con una altura bruta de 3 $[m]$. Se presentan en la tabla 5.1 los valores de operación de la turbina en función del programa de cálculo.

Se determina la utilidad de este diseño ya que ofrece la suficiente cercanía en cuanto a valores de torque y revoluciones con respecto al alternador, siendo mayor en el caso de la turbina. Esto último permite asegurar que la velocidad de rotación será siempre mayor o igual a la velocidad nominal, producto de que a 1500 $[rpm]$ el torque de la turbina será superior. Esto implica que la potencia eléctrica generada finalmente será siempre mayor o igual a 720 $[W]$, considerando la curva de operación del equipo seleccionado.

Tabla 5.1: Datos de diseño de la turbina propuesta para el caso de estudio.

Variable de diseño	Valor	Unidad
H_{bruto}	3	$[m]$
H_{neto}	2,82	$[m]$
Caudal	59,6	$[L/s]$
Pot_{eje}	890	$[W]$
n_q	168,07	-

Luego, aplicando el programa de diseño se proyectan el set rodete-estator asociado a las condiciones de operación definidas previamente, para luego diseñar un montaje apropiado para la operación del sistema. Esto último contempla el diseño de un eje, la selección de rodamientos y sellos, y el dimensionamiento de la instalación.

Se muestran las dimensiones de estator, rodete, y eje, en los planos adjuntos en el anexo.

Para el diseño del eje es necesario conocer los momentos flectores y torsiones, medios y alternantes. Considerando un montaje de eje vertical, la componente de momento flector desaparece, tanto en su forma media como alternante, quedando así simplemente la torsión, donde su valor alternante también es nulo, debido a que se considera una operación a velocidad constante, o con variaciones suaves de velocidad.

Así, se estima el valor de la torsión media aplicada sobre el eje.

$$T_m = \frac{P_{eje}}{n \cdot \pi/30} = 5,7[N \cdot m]$$

Este valor representa el torque máximo aplicado bajo las condiciones de diseño, ya que ante la oposición de un torque menor por parte del alternador, la velocidad de rotación aumentará, reduciendo así el torque aplicado sobre el eje de la turbina. Con esto definido, queda por determinar los valores del coeficiente de concentración de esfuerzos, la resistencia última a la fatiga del material, y el factor de seguridad de diseño.

En cuanto al material, este debe contar con una alta resistencia a la tracción para soportar cargar estáticas, alta resistencia a cargas dinámicas o fatigantes, bajo

coeficiente de fricción, y buena factibilidad en cuanto a manufactura. Estas características son cumplidas por el acero al carbono, sin necesidad de un tratamiento de calor o presencia de aleaciones para aumentar su dureza. Luego de este primer filtro, se prioriza por una opción con buena presencia comercial, lo que daría paso a la consideración de los aceros al carbono de especificación SAE 1020 o 1045, cuyos valores de resistencia última a la tracción son de 345 y 621 [MPa] respectivamente [23].

Sin embargo, se evaluó el uso de una barra de Technyl tipo PA6, la cual cuenta con un costo reducido, bastante similar al de una barra de iguales dimensiones de SAE 1020 (del orden de los USD$15), pero que a su vez presenta gran resistencia a la corrosión. En cuanto a la resistencia mecánica, este material alcanza los 50 $[MPa]$, lo que le permite (y tras verificación según el modelo de diseño) su resistencia en función de las cargas involucradas.

Considerando que la estructura del eje seguirá un patrón escalonado, tal como se representa en el diagrama de la figura 5.7, se revisan los diámetros en cada hombro del eje, donde ocurren los puntos de concentración de esfuerzos. Luego, queda definir la razón entre ambos diámetros (d_{i+1}/d_i) y el radio de empalde o de muesca del hombro referido, con el fin de poder dar uso a los diagramas mostrados en las figuras 3.13b y 3.14b, y obtener el coeficiente de concentración de esfuerzos. Con todo esto, y en conocimiento del valor de la resistencia última al esfuerzo del material, se estima el diámetro mínimo del eje para cada sección, según la expresión 3.26, considerando un factor de seguridad $n_s = 2$.

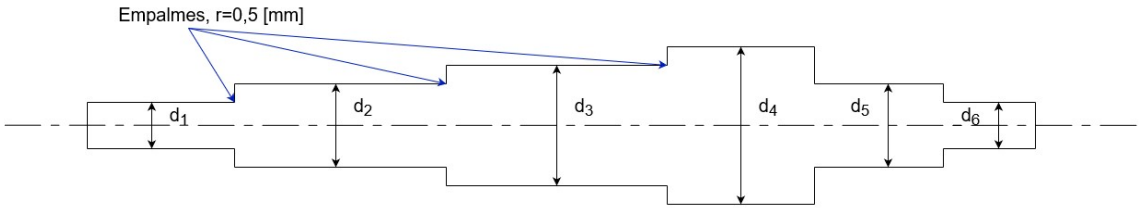


Figura 5.7: Esquema de escalonado de eje de referencia.

Luego de un análisis en base a lo mostrado en la sección 1.4., se define la especificación SAE 1020 como la indicada para la manufactura del componente. En la tabla 5.2 se presentan los diámetros mínimos de cada sección, y los seleccionados para el diseño.

Los resultados de diámetro mínimo dados en la tabla son evidencia de las ba-

Tabla 5.2: Diámetros mínimos y seleccionados para cada sección del eje

Sección	d_{min} **[mm]**	d_{real} **[mm]**
1	0,0049	20
2	0,003	25
3	0,0036	35
4	0,0052	44
5	0,0065	25
5	0,0063	8,6

jas cargas a la que se expone dicha pieza, sugiriendo la posibilidad de utilizar materiales de menor resitencia mecánica.

Para el caso del Technyl, e aplica un modelo simplificado propuesto por la misma referencia [19], donde no se consideran los factores de concentración de esfuerzos (que demostraron generar poco impacto), y que considerando un mismo factor de seguridad $n_s = 2$, solicita un diámetro mínimo de $d_{eje} = 0,4[mm]$; lo que es un valor bastante menor al de diseño final.

En cuanto a esta estructura del eje, se seleccionan los rodamientos con especificación SKF 6005-2RSH (rodamiento de bolas), y 7206BE-2RZP (rodamiento de doble contacto angular).

Para la protección del rodamiento inferior frente a la humedad, se monta un sello mecánico dinámico, montado entre estator y rodete, y por sobre el estator una pieza estática que aisle al eje de la zona húmeda.

Se presentan a continuación una serie de imagenes representativas del montaje del equipo, considerando una piscina o estancamiento de agua, como se muestra en la figura 5.8. Además, se presentan imágenes del grupo funcional, considerando distintos componentes en las figuras 5.9, y 5.10, y un explosionado del montaje en la figura 5.11.

En el anexo se presenta un plano del explosionado del montaje, considerando el detalle de las partes. Además, se incorporan en el mismo, planos de las piezas relevantes diseñadas para el caso de estudio.

Se verifica también la condición teórica de cavitación de la turbina, cuyo valor puede condicionar la instalación de la turbina en cuanto a la altura en la que el equipo se ubica.

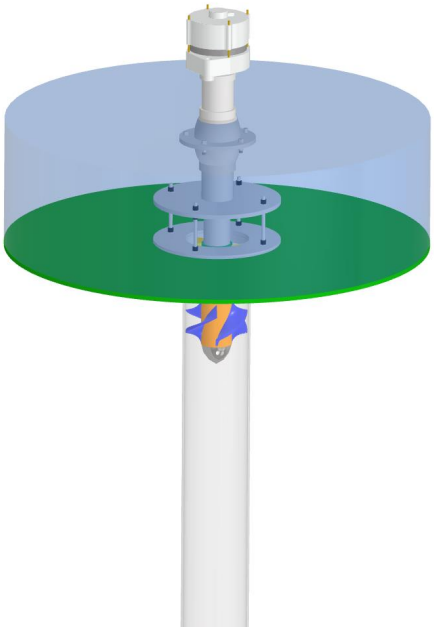


Figura 5.8: Ensamble en reservorio de agua.



Figura 5.9: Ensamble mecánico.

En cuanto a la instalación eléctrica, se utilizará un cableado de mínimo 16 [mm^2] (figura 5.12a), con un sistema de seguridad y regulación compuesto por un monitor de carga de batería (ver figura 5.12b), y un sistema de relé sólido (ver figura



Figura 5.10: Ensamble mecánico funcional.

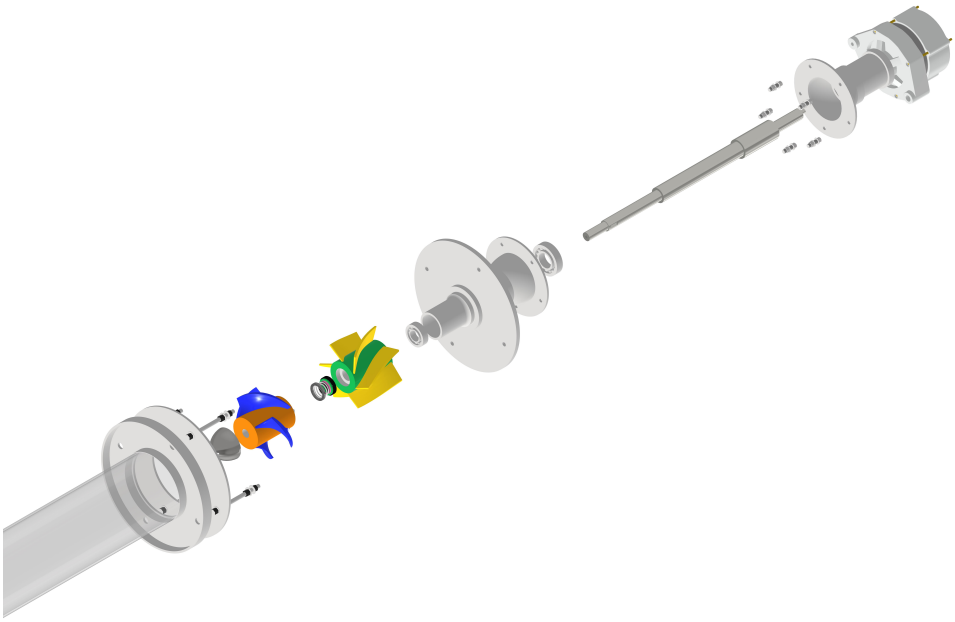


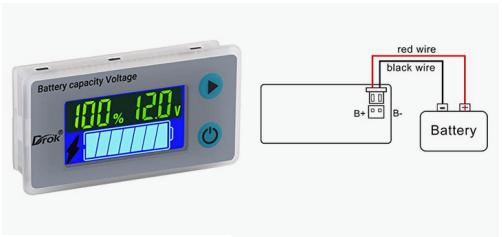
Figura 5.11: Explosionado.

5.12c), cuya función es proteger las baterías, y regular la carga eléctrica aplicada sobre el alternador. Esto se ejecuta utilizando un consumo eléctrico donde se

pueda liberar la energía no utilizada, a través de un resistor eléctrico regulable, que en este caso será el de un termotanque, con el fin de calentar o precalentar agua sanitaria.



(a) Referencia del espesor de cable seleccionado.



(b) Monitor de voltaje de batería.



(c) Relé de estado sólido ssr.



(d) Resistor eléctrico de termotanque regulable.

Figura 5.12: Componentes eléctricos.

Los planos asociados al sistema mecánico propuesto se encuentran en el anexo.

El montaje propuesto establece un empaquetado de rodete, sello y estator, utilizando al eje y la trompa como elementos empaquetantes, donde esta última con su tornillo, genera el apriete y presión sobre el sello mecánico ubicado entre rotor y estator, funcionando estos dos como asiento para el sello dinámico y estático respectivamente. A continuación dentro del mismo eje del estator se ubica el rodamiento inferior, el cual contempla un sellado por seguridad, ya que la zona en la que trabaja está diseñada para no permitir el ingreso de agua. Todo este paquete es sostenido por una estructura, la cual es una composición de partes, que pueden ser manufacturadas por impresión/mecanizado, y/o fitting de distintas especificaciones (en el caso del modelo propuesto, de los grupos de 75 y 90 $[mm]$), el cual se junta por medio de un flange a un conjunto fabricado en base a las mismas condiciones que la parte inferior. Esta parte es la encargada de sostener el alternador. Finalmente, en cuanto al eje, además de la estructura escalonada que se presentó previamente, se incorporó un agujero roscado en el extremo d_1,

y se mecanizó el extremo opuesto, de tal forma de que el eje funcione como una conexión tipo macho, que permita transmitir fuerza al eje del alternador.

Con todo establecido, se estima que la generación real de esta turbina, en base a la existencia de un caudal de diseño constante, es de 800 $[W]$. Esto implica que, con un factor de planta del 100 %, la unidad de turbinado permitiría generar 19,2 $[kWh]$ diarios aproximadamente. Esto implica que la unidad generadora es capaz, en un día, de cargar el banco de baterías, por sí sola, en un 121 % de su carga nominal máxima, y generando un 337 % de la energía requerida en un día. Se muestra en la tabla 5.3 un resumen de la información principal de los valores energéticos del sistema eléctrico y de almacenamiento.

Tabla 5.3: Resumen de los valores energéticos principales

Voltaje de carga del sistema	24 $[V]$
Capacidad de carga por batería	220 $[Ah]$
Cantidad de baterías	6 unidades
Profundidad de carga	80 %
Autonomía del sistema de almacenamiento	1,9 días
Eficiencia química baterías	90 %
Eficiencia del inversor	95 %
Capacidad de carga máxima	1320 $[Ah]$
Capacidad de carga útil	902 $[Ah]$
Requerimiento diario	5,7 $[kWh]$
Generación diaria de unidad hidráulica	19,2 $[kWh]$

5.2.1. Análisis del caso de estudio

La condiciones de operación establecidas convergen en un valor de valocidad específica n_q de rango bajo, considerándose así una máquina 'lenta' bajo estos términos. Al aplicar el diseño, considerando un torque entregado por la turbina mayor al resistido por el alternador para una velocidad determinada, se presume que el valor de generación eléctrica se encontrará entre el valor de potencia en eje, y el de generación del alternador, ambos en sus condiciones nominales, por lo que el rango de potencia esperado para el diseño propuesto es de 720 a 890 $[W]$.

En cuanto a la elección del diámetro de tubería, se definió la especificación de 160 $[mm]$ debido a que es una especificación de tamaño medio, por lo que cuenta con opciones más pequeñas y más grandes que esta, lo que facilita la implementación de reducciones y aumento de sección, y principalmente la posibilidad de implementar un difusor utilizando tuberías de mayor diámetro.

Para el montaje, se esteblece una estructura de empaquetado de piezas superior e inferior. Estos dos empaquetados permiten la modularidad del equipo, y además la posibilidad de que el equipo sea autosoportante y desplazable de su posición de funcionamiento, presentando una estructura sólida y versátil al momento de llevar a cabo un mantenimiento.

La estructura de componentes muestra además una composición simple de partes, siendo preciso en la selección y dimensionamiento de partes, con el fin de que sea un diseño y montaje lo más eficiente posible.

En cuanto a la resistencia mecánica del estator y rodete, se tiene que considerar el momento flector que recae sobre las palas, cuyo valor puede ser obtenido por medio de un análisis de elementos finitos, o bien, estimado por medio del cálculo de esfuerzo generado por el torque hidráulico sobre el área de la base del álabe. Esto se hace simplificando la geometría del álabe a través del formato de un prisma rectangular con igual área base. Luego, se aplica una sumatoria de momento en torno al eje de simetría de la base (denominado como 'eje 0' en la figura 5.13), con el fin de estimar la fuerza de tracción generada como reacción a dicho torque.

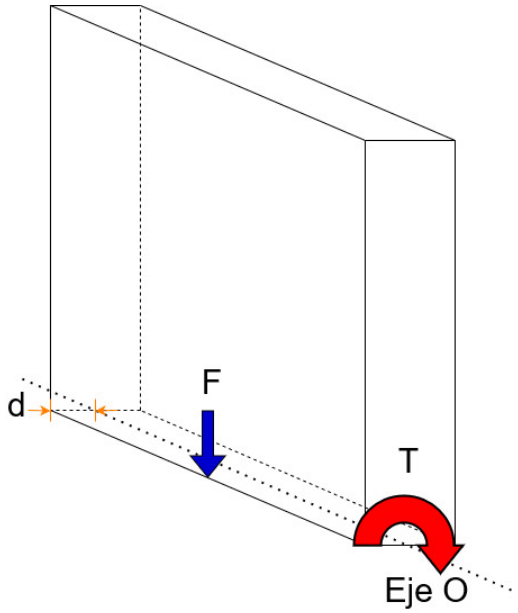


Figura 5.13: DCL simplificado del álabe

$$\sum M_0 = F \cdot d - (T/z) = 0 \tag{5.2}$$

$$\Rightarrow F = \frac{T}{d \cdot z} \Rightarrow \sigma = \frac{T}{d \cdot A \cdot z} \tag{5.3}$$

Con $A = 665,1\ [mm^2]$ y $d = 2\ [mm]$, se tiene que el esfuerzo de tensión al que se somete la base del álabe es de $\sigma = 1,06\ [MPa]$. Esta cifra es bastante reducida, lo que indica que abre la posibilidad a la utilización de materiales con menor resistencia mecánica, pasando a ser el criterio más relevante, la reactividad del material frente a su interacción con agua, esto quiere decir que, se debe priorizar por materiales con resistencia a la corrosión, e idealmente, resistencia a la cavitación.

Dicho esto, se propone la utilización de ciertos polímeros de alta resistencia química, como lo son el ABS, el PETG, o algún material de la familia Technil. Por otra parte, dentro de la familia de los metales, la industria marítima ha demostrado la alta confiabilidad de las aleaciones de aluminio con acero inoxidable, que responden de buena manera frente a la presencia de agentes corrosivos y erosionantes. En la tabla 5.4 se muestra una comparación de los distintos materiales considerados para la manufactura del rodete y estator.

Tabla 5.4: Tabla comparativa materiales para rodete.

Material	Método de manufactura	Costo	Resistencia Química	Resistencia Mecánica	Dificultad de Manufactura	Calidad superficial	Peso	Nota
PLA	Inyección de filamento	1	1	2	5	2	5	2,45
PETG	Inyección de filamento	2	2	3	4	3	5	3,05
Technyl	Mecanizado	4	5	4	3	5	4	4,2
ABS	Inyección de filamento	2	2	3	4	4	5	3,15
Aleación Aluminio/ Acero inox.	Mecanizado	5	4	5	2	5	1	3,7

Tabla 5.5: Pesos ponderados de los distintos criterios.

Criterio	Peso Ponderado
Costo	25 %
Resistencia Química	20 %
Resistencia Mecánica	15 %
Dificultad Manufactrura	10 %
Calidad superficial	10 %
Peso	20 %

Como se observa en la tabla comparativa 5.4, el material con mejor evaluación es el Technyl, principalmente por sus propiedades de desempeño, no así por costo. Sin embargo el ABS y PETG preentan una evaluación media aceptable, mostrando presentar una buena confiabilidad frente a un bajo costo. Si bien la aleación tiene una nota relativamente positiva, se debe considerar que su gran peso lo vuelve una opción poco atractiva. Por otra parte, el PLA presenta la peor evaluación, y es que su factor de poca resistencia química y alta degradación con el agua, hacen que sea una opción descartada en cuanto a la implementación final del equipo.

Finalmente, un aspecto a considerar con respecto al funcionamiento del alternador, es el punto de la curva de operación en el que este funciona (o se define en el punto de diseño). Esto es debido a que la pendiente de dicha curva es variable

a lo largo del rango de operación, particularmente en el punto definido para este diseño, cuenta con una pendiente elevada, lo que favorece la mantención del punto de operación, debido a que en dicha zona de la curva, pequeñas variaciones en la velocidad de rotación se traducen en altas variaciones de corriente, y por ende, de potencia eléctrica. Esto último implica que para un consumo estable (donde no existan grandes variaciones de carga eléctrica), la variación de velocidad sería mínima.

Capítulo 6

Conclusión

Luego de todo el trabajo presentado, queda concluir sobre los objetivos propuestos y los resultados obtenidos.

Primeramente, se establecieron satisfactoriamente los criterios para el diseño de una turbina de micro-generación hidráulica. Estos nacen a partir de: un estudio de antecedentes relacionado a la tecnología trabajada, un análisis energético basado en el traspaso de momentum angular, y una propuesta de criterio de diseño y selección de componentes. Así, se definió el diseño de una turbina tipo hélice que será montada al interior de una tubería comercial, con orientación de flujo por medio de un estator, que es igualmente de tipo hélice y va ubicado al interior de la misma tubería; el eje acopla al rodete y el generador eléctrico directamente, siendo este último un alternador de origen comercial. Este equipo está dimensionado para operar bajo el efecto de columnas de agua menores a los 5 metros de altura, generando potencias acordes al consumo domiciliario, dentro de la escala micro-hidro, y más precisamente dentro de la escala pico-hidro.

Luego, gracias a toda la estructura de diseño propuesta, se confeccionó un programa de diseño denominado PDT, el cual define las especificaciones de diseño del equipo, y se compone de tres partes. PDT1 encargado de realizar los cálculos a partir de información operacional simplificada, PDT2 que funciona como enlace entre los resultados calculados, y el programa de dibujo tridimensional CAD, y PDT3 siendo concretamente el boceto CAD establecido en Autodesak Inventor, que actualiza sus parámetros en función de valores entregados por PDT2. Además, se propone una metodología sistematizada que estructura el dimensio-

namiento y selección del resto de componentes, como lo son el eje, alternador, o rodamientos.

Tras el requerimiento dado por un caso de estudio, se diseñó un sistema de microgeneración hidráulica capaz de acoplarse a un sistema de generación fotovoltaico tipo off-grid. Esto permitiría la hibridación en los recursos de generación eléctrica de un sistema de autoconsumo eléctrico, que fue inicialmente construido para aprovechar únicamente energía solar. Así, se modeló tridimensionalmente una turbina capaz de generar 800 $[W]$, en base a una columna bruta de agua de 3 metros, un caudal de 59 L/s y una velocidad rotacional cercana a las 1800 $[rpm]$. La turbina sería montada dentro de una tubería PVC PN6 DN160mm. El eje será fabricado de Technyl PA6. Los rodamientos serán de doble contacto angular marca SKF, considerando un montaje vertical, y un sello mecánico de muelle para el sellado. Como generador eléctrico se utiliza un alternador de automovil, acompañado de un sistema eléctrico compuesto por un regulador de carga, un monitor de carga de baterías, y un set de fusibles. Por último, la canalización se puede lograr con un vertedero de tipo cajón, desde el que se derive agua por medio de la tubería de PVC para el proceso de turbinado.

Con lo anterior, se generaron los planos de fabricación de la turbina propuesta para el caso de estudio, además de los archivos ".stl"de rodete y estator. En el caso del eje, se genera el detalle de diseño, para producir la pieza en base a mecanizado. Finalmente, se genera el detalle de piezas requeridas para montar el sisema, cuyos accesorios no funcionales, pueden ser fabricados en base a elementos de fitting o piezas manufacturadas de bajo costo.

En general todas las herramientas y métodos de análisis convergieron en resultados razonables en cuanto a aspectos de diseño de turbina, además de presentar concordancia con conceptos y criterios de diseño vistos en estudios de este tipo de tecnología. Esto permitió confeccionar de forma efectiva una metodología referencial y funcional para el diseño automatizado de turbinas hidráulicas de baja potencia y bajo costo, que abre camino a la democratización de este tipo de tecnologías de generación eléctrica.

Como conclusión de mejora, se establece que el concepto correcto asociado a la tecnología aquí estudiada, es pico-generación hidráulica, debido a dos motivos principales: la potencia de generación se ajusta a dicha escala, y los autores que proponen estudios del tipo de este estudio, lo hacen bajo concepto de turbinas de

pico-generación.

6.1. Recomendaciones

Finalmente, se detallan una serie de recomendaciones, enfocadas en apoyar estudios del mismo tema, o ampliaciones del mismo.

En primer lugar, en cuanto al desarrollo de la tecnología, se considera que sería efectivo enfrentarla por dos frentes. Por un lado sería de gran aporte fabricar un banco de ensayos donde se puedan ensayar distintos rodetes, estatores, conjuntos mecánicos, y condiciones de operación. Luego, por otro lado, se debe llevar a cabo simulación CFD en paralelo, que permita optimizar la convergencia a un diseño de turbinas más eficientes.

En cuanto al ensayo de turbinas, se sugiere el uso de PLA para la manufactura de rodete, estator, y otros componentes de sacrificio, debido a que las bajas potencias desarrolladas permiten un periodo de vida bastante aceptable a elemetos fabricados por impresión 3D utilizando filamento de dicho material.

A modo de estandarizar la información obtenida en la investigación, se recomienda confeccionar modelos de correlación, basados en los mismos factores adimensionales ya propuestos. De hecho, esta tarea sería fundamental en el proceso de diseño iterativo, ya que según la lógica propuesta, es necesario definir las cuatro variables principales de la turbina incondicionalmente.

Resulta interesante el estudio de los flujos de succión, dígase el punto donde el flujo ingresa a la tubería de PVC que contiene a estator y rodete. El efecto es un arremolinamiento del flujo al momento de ingresar a la tubería, por efectos de la aceleración de coriolis de la tierra. Sin embargo este efecto puede ser evitado alejando el estator, una distancia aproximada de 2 veces el diámetro de la tubería, del punto de bocatoma.

Por otro lado, sería gran aporte el estudiar el comportamiento del flujo por efecto de cambios de dirección o presencia de singularidades, debido a la gran incidencia de este efecto en instalaciones con distintas inclinaciones del eje.

Bibliografía

[1] P. Sutikno A. Muis. “Design and Simulation of Very Low Head Axial Hydraulic Turbine with Variation of Swirl Velocity Criterion”. En: (2014). DOI: http://dx.doi.org/10.5293/IJFMS.2014.7.2.068.

[2] M. Eşit A. Muratoglu M.İ. Yüce. “Foil Generation Inspiring from Nature”. En: (2016).

[3] J. A. Carta. *Centrales de energías renovables: generación eléctrica con energías renovables*. Pearson Educación., 2013.

[4] Generadoras de Chile. *Energía hidroeléctrica*. URL: http://generadoras.cl/.

[5] Coelectrix. *Dimensionamiento y selección de los cables*. URL: https://coelectrix.com/dimensionamiento-y-seleccion-de-los-cables.

[6] la revista energética de Chile Electricidad. *Se inauguró la primera micro turbina hidroeléctrica de Chile. Chile. 2015*. URL: http://www.revistaei.cl/2018/01/10/llega-la-primera-turbina-micro-hidroelectrica-a-chile/#.

[7] Ministerio de Energía. *Manual de diseño de proyectos microhidroeléctricos en obras de riego. Chile.* URL: https://www.cnr.gob.cl/wp-content/uploads/2020/04/Manual-de-Disen%5C%CC%5C%83o-de-Proyectos-Microhidroele%5C%CC%5C%81ctricos-en-Obras-de-Riego.pdf..

[8] Ministerio de Energía - Gobierno de Chile. *Ruta de la luz*. URL: https://energia.gob.cl/mini-sitio/ruta-de-la-luz.

[9] Hidráulica a pequeña escala. *Manuales sobre energía renovable. 2002. Costa Rica*. URL: https://cidoc.marn.gob.sv/documentos/manuales-sobre-energia-renovable-hidraulica-a-pequena-escala/..

[10] K. Kenov H. Ramos M. Simao. "Low-Head Energy Conversion: A Conceptual Design and Laboratory Investigation of a Microtubular Hydro Propeller". En: (2012). DOI: 10.5402/2012/846206.

[11] R. Hothersall. *Hydrodynamic design guide for small Francis and propeller turbines*. international electrotechnical commission, 2004.

[12] C. Münch-Alligné I. Samora V. Hasmatuchi. "Experimental characterization of a five blade tubular propeller turbine for pipe inline installation". En: (2016).

[13] Herramientas de Ingeniería. *Calculadora Altitud-Presión*. URL: https://www.herramientasingenieria.com/onlinecalc/spa/altitud/altitud.html.

[14] F. Mora. *Máquinas eléctricas.* McGRAW-HILL/INTERAMERICANA DE ESPAÑA, S. A. U., 2008.

[15] Petroflex. *Manual Técnico Tuberías PVC*. URL: https://www.petroflex.cl/wp-content/uploads/2017/04/CT-PVC.pdf.

[16] Carl Pfleiderer. *Bombas Centrífugas y Turbocompresores*. Labor S.A., 1960.

[17] Y. A. Plata. "Diseño y desarrollo de un pico-generador hidroeléctrico para producción preindustrial". En: (2012).

[18] PowerSpout. *PowerSpout Resources*. URL: https://www.powerspout.com/pages/resources.

[19] J. K. Nisbett R. G. Budynas. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley - Novena edición*. Mc Graw Hill, 2012.

[20] A. Williams R. Simpson. "Design of propeller turbines for pico hydro". En: (2011).

[21] Delco Remy. *55SI Heavy Duty Brushless Alternator - Alternatgor Brochure*. URL: https://www.delcoremy.com/support/download-literature.

[22] Javier Gho - Energías Renovables. *Caracterización del mercado de tecnologías para microgeneración hidroeléctrica*. URL: https://autoconsumo.minenergia.cl/?page_id=74.

[23] Kupfer Hermanos S.A. *Página web Kupfer Hermanos S.A.* URL: https://www.kupfer.cl.

[24] SEIA. *GUÍA PARA LA DESCRIPCIÓN DE CENTRALES DE GENERACIÓN DE ENERGÍA HIDROELÉCTRICA DE POTENCIA MENOR A 20 MW EN EL SEIA*. Gobierno de Chile - Servicio de Evaluación Ambiental, 2021.

[25] SKF. *Rodamientos - SKF*. URL: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwjIj6nviuf6AhV6JLkGHT_CDi0QFnoECD0QAQ&url=https%3A%2F%2Fwww.skf.com%2Fbinaries%2Fpub201%2FImages%2F0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf&usg=AOvVaw2m9nLVXFnSDfoX2FH7E7Wb.

[26] Sustainability y Renewable Energy Sources. *Energy Act. (2004) - Reino Unido*. URL: https://www.legislation.gov.uk/ukpga/2004/20/section/82.

[27] B. Irazusta T. Reyna M. Lábaque. "MICROTURBINAS HIDRÁULICAS. DISEÑO, ADAPTACIONES PARA ENSEÑANZA DE MICROGENERACIÓN". En: (2018).

[28] Universidad Nacional Experimental del Táchira. *Fenómenos de transporte - Turbomáquinas*. URL: http://www.unet.edu.ve/~fenomeno/F_DE_T-164.htm.

[29] Área tecnología. *Turbinas hidráulicas*. URL: https://www.areatecnologia.com/mecanismos/turbinas-hidraulicas.html.

[30] Turbulent. *15 to 70 kW Tech Sheet*. URL: https://0a35d52e-880d-4147-a4e4-f16ad754db6c.filesusr.com/ugd/20e303_d7ee62c65ebf4d7a9dabf0ffpdf.

[31] Pico hydro UK. *Pico hydro org. UK*. URL: https://www.picohydro.org.uk/index.html.

[32] A. J. Ghajar Y. A. Cengel. *Transferencia de calor y masa - Fundamentos y aplicaciones - Cuarta edición*. Mc Graw Hill, 2011.

[33] N. Yamada Y. Nishi N. Mori. “Study on the design method for axial flow runner that combines design of experiments, response surface method, and optimization method to one-dimensional design method”. En: (2022).

[34] T. Inagaki Y. Nishi Y. Kobayashi. “The Design Method of Axial Flow Runners Focusing on Axial Flow Velocity Uniformization and Its Application to an Ultra-Small Axial Flow Hydraulic Turbine”. En: (2016).

[35] B. Patrick Ho-Yan. “Design of a Low Head Pico Hydro Turbine for Rural Electrification in Cameroon”. En: (2012).

Anexo A

Análisis bibliográfico de eficiencia interna

La eficiencia interna 'η_i' representa la razón entre la energía disponible en un flujo de agua, y la transformada en trabajo rotatorio, como la definición de potencia en eje 3.9 indica. Esta eficiencia existe debido a las pérdidas generadas por la interacción del flujo hidráulico con el rodete y estator sólido (o cualquier componente sólido que genere pérdidas), manifestada en torbellinos, choque, y desorden de flujo; lo que rompe la idealidad de los supuestos detrás de la aplicación de la teoría unidimensional de Euler. Así, como factor correctivo, se contempla la eficiencia interna η_i, y por lo explicado en la teoría de análisis energético hidráulico, el diseño de la turbina queda sujeta a esta eficiencia tan compleja de parametrizar.

En la práctica, la forma más eficiente de encontrar el valor de la eficiencia hidráulica de una turbomáquina es experimentalmente, que sumado a un desarrollo iterativo, permite un diseño aún más optimizado. Esto contempla el uso de CFD para simular la interacción hidráulica-mecánica, lo que requiere sin embargo, de la existencia de información experimental como información de entrada.

Si bien una gran turbomáquina hidráulica, operando bajo las condiciones de diseño de la misma, es capaz de alcanzar eficiencias elevadas, superiores incluso al 90 %; se da un efecto relacionado a la escala de generación de baja potencia, que impacta fuertemente en la cantidad de pérdidas generadas. Esto se debe principalmente a la disminución en el tamaño del equipo, lo que provoca un aumento

en la proporción total de fluido que tiene interacción con superficies sólidas, que por efectos viscosos, se tranduce en una mayor pérdida por rozamiento. Además, por el tamaño reducido de las turbinas de baja potencia, el impacto de los vórtices generados es mayor para todo el flujo.

Ante la inexistencia de valores de eficiencia experimentales para la tecnología diseñada, se define un valor estimado del 60 %, basado principalmente en argumentos bibliográficos que se detallarán a continuación.

Como fuente experimental de referencia para dicha estimación, distintos autores llevaron a cabo mediciones con prototipos y simulaciones, en turbinas hidráulicas de picogeneración; escala para la que se enfoca el diseño presentado en el presente trabajo trabajo. Dentro de sus estudios, los autores indican lo siguiente:

- En Nishi (2016) [34] se diseña una turbina considerando 1,5 $[m]$ de columan bruta de agua, un diámetro de 70 $[mm]$, y una velocidad de rotación de 2460 $[rpm]$, para generar 75 $[W]$. La eficiencia hidráulica de diseño de la turbina es del 65 %. Finalmente, en el mismo documento se concluye que para estas condiciones de diseño ocurre que la potencia generada alcanza los 120 $[W]$, con un caudal de 7,8 $[L/s]$, y con una eficiencia de casi 70 %.

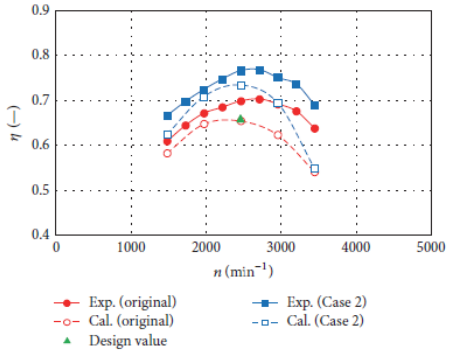
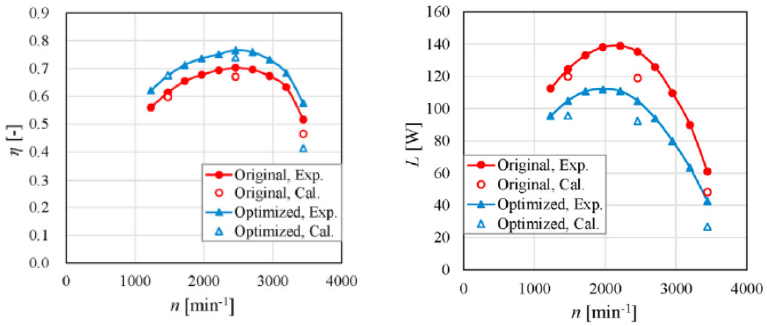


Figura A.1: Eficiencias medidas en turbinas de pico generación. [34]

- Nishi (2022) [33] continúa la optimización de la turbina de hélice propuesta en el primer estudio [34], con un grado mayor de refinamiento, y añadiendo proyecciones de eficiencia y un análisis de sensibilidades entre las distintas variables de diseño. Como se ve en la figura A.2a, a las condiciones de diseño del equipo, de $n = 2400[rpm]$ se alcanza una eficiencia aproximada del 70 %, con una potencia asociada de 110 $[W]$.



(a) η_{hid} vs n [rpm] Nishi (2022) [33].

(b) Potencia [W] vs n [rpm] Nishi (2022) [33].

Figura A.2: Parámetros de diseño de turbina de hélice Nishi (2022) [33].

- En [12] se modela y experimenta por CFD una turbina de tipo hélice con un diámetro de 100 $[mm]$. Las curvas características obtenidas en función del caudal para esta turbina muestran que para un caudal de 8 $[l/s]$ se alcanza la mayor eficiencia, rozando el 100 %, y con una producción de 100 $[W]$. Por otra parte, la máxima potencia generada que muestra el estudio es de 370 $[W]$, con una caudal de 13,8 $[l/s]$, y una eficiencia de 70 %.

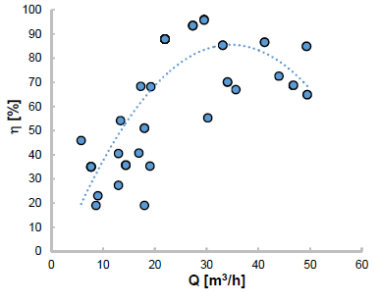


Figura A.3: Eficiencias obtenidas tras estudio en CFD con turbinas de pico generación. [12]

- Ramos [10] relata en su artículo la medición real y por simulación de una turbina de hélice, la cuál presenta un comportamiento en cuanto a su eficiencia como la que ilustra la figura A.4, la cual alcanza un peak cercano al 90 %.
- En su artículo, Muis presenta los valores de eficiencia mostrados en la figura A.5, donde se puede observar que estas cifras oscilan entre el 40 % y 90 %.

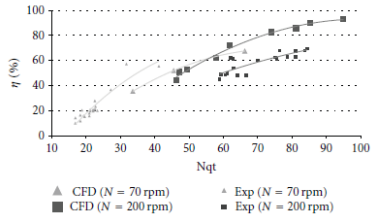


Figura A.4: η_{hid} vs N_q de turbina, Ramos 2012 [10].

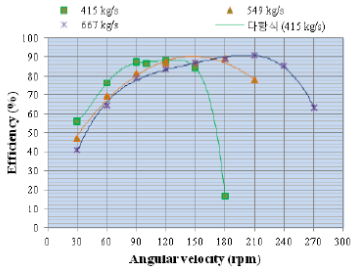


Figura A.5: η_{hid} vs n [rpm] de turbina, Muis 2014 [1].

- Por último, Yerlin Plata [17] quien llevó a cabo el diseño y fabricación de una turbina de tipo axial para pico generación hidráulica, considera una eficiencia de diseño hidráulica del 86 %, considerando una potencia hidráulica de 73 [W] con una velocidad de 1000 [rpm].

Así, en función de lo mostrado por los autores, un correcto y óptimo diseño permitiría alcanzar fácilmente una eficiencia hidráulica del 70 %, e incluso llegar a valores del orden del 90 %, con un buen proceso de optimización. Sin embargo, esta eficiencia estará sujeta a la variación e interacción de diversas variables de diseño, por lo que se estima razonable considerar una eficiencia del 60 % de diseño, que permita dar un factor de seguridad ante ineficiencias del sistema, y que sea lo suficientemente cercano al valor de eficiencia real, para permitir un proceso iterativo de diseño con rápida convergencia.

Por otra parte, Simpson y Williams [20] propone un método de cálculo basado en los principales parámetros de diseño, (ver ecuaciones A.1 y A.2). Estos parámetros son en específico el caudal, altura neta y velocidad de rotación, y aplica en el mismo rango de valores de n_q en la que aplica modelo para el punto de operación del mismo autor.

$$\eta' = 0,95 - (0,0132 \cdot Q)^{0,32} \tag{A.1}$$

$$\eta = \eta' + 0,04 - 0,29 \cdot (0,32 - log_{10}(n_q \cdot 0,047))^2 \tag{A.2}$$

Con esto, se define un método para calcular un valor fijo de eficiencia esperada, siendo aplicable posterior a la determinación del caudal de operación del equipo.

Anexo B

Planos del sistema mecánico

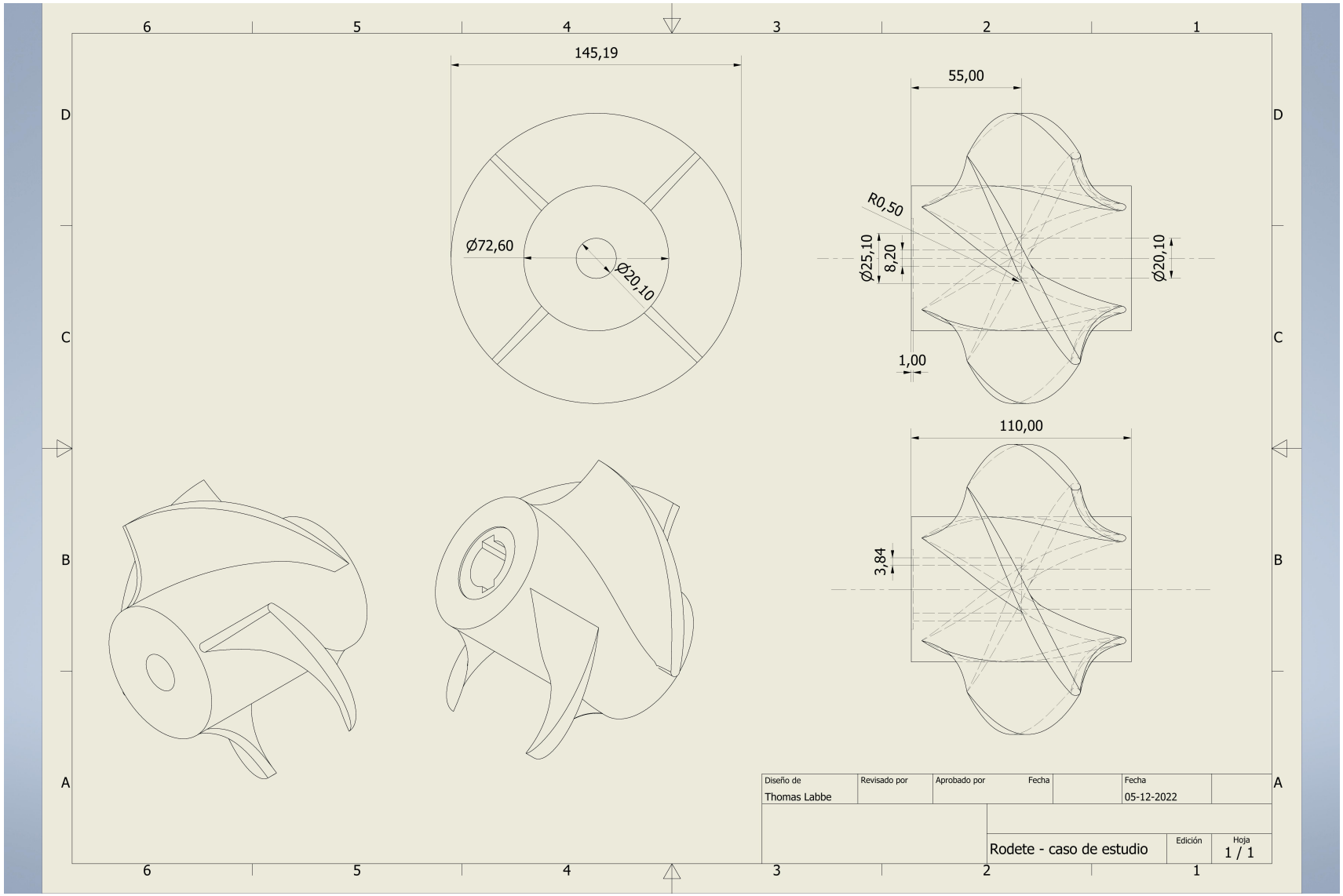


Figura B.1: Plano de rodete del caso de estudio.

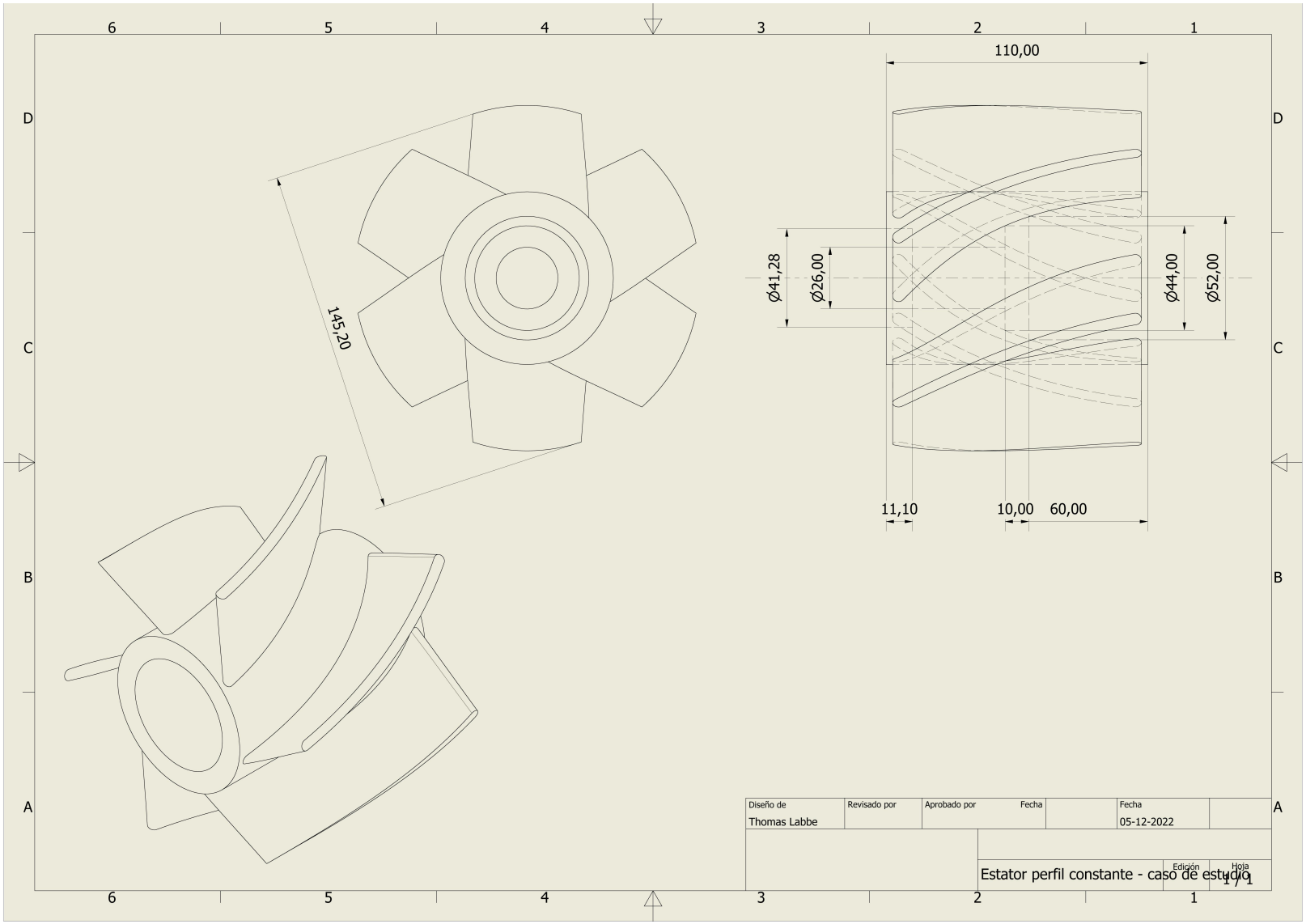


Figura B.2: Plano de estator del caso de estudio.

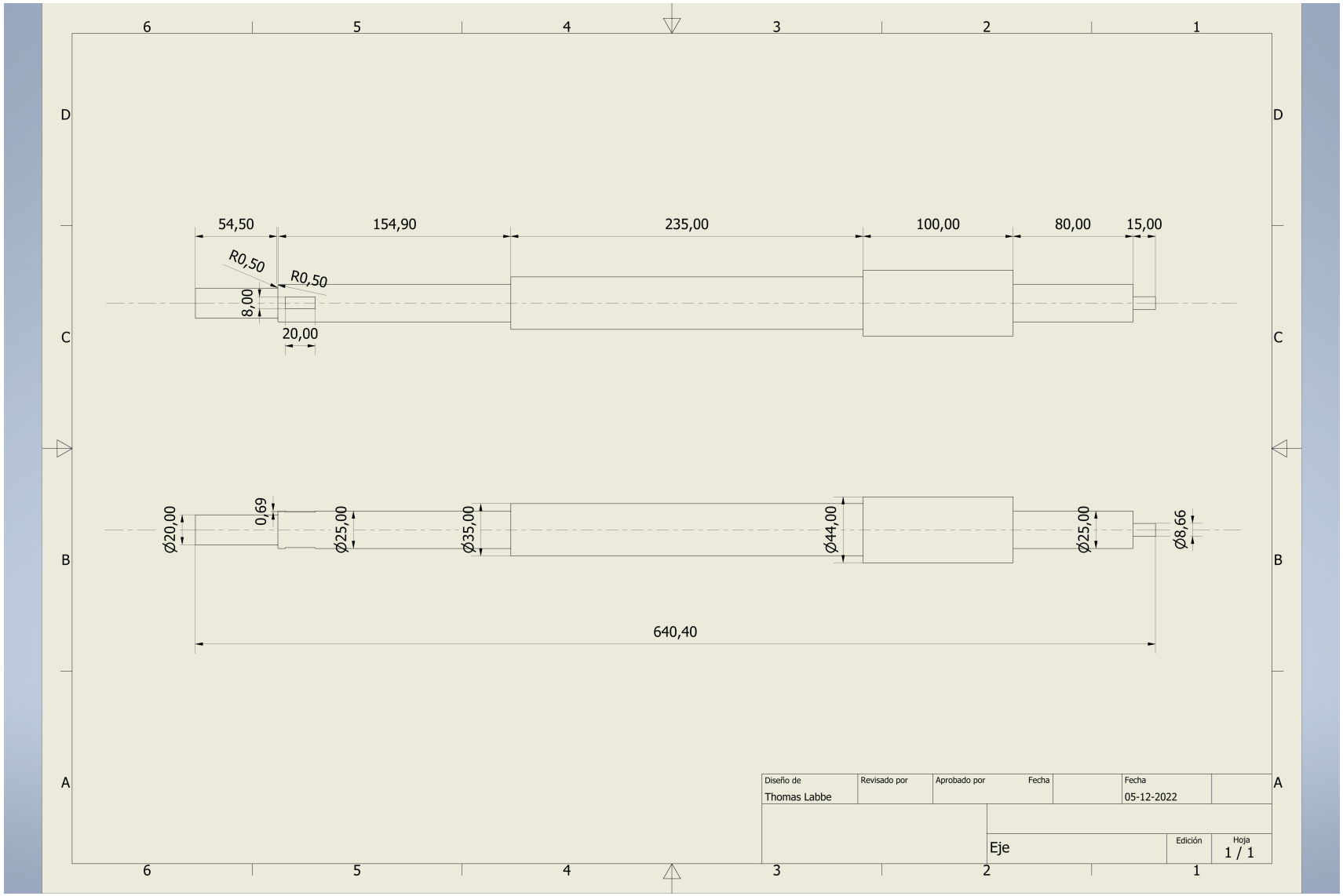


Figura B.3: Plano de eje del caso de estudio.

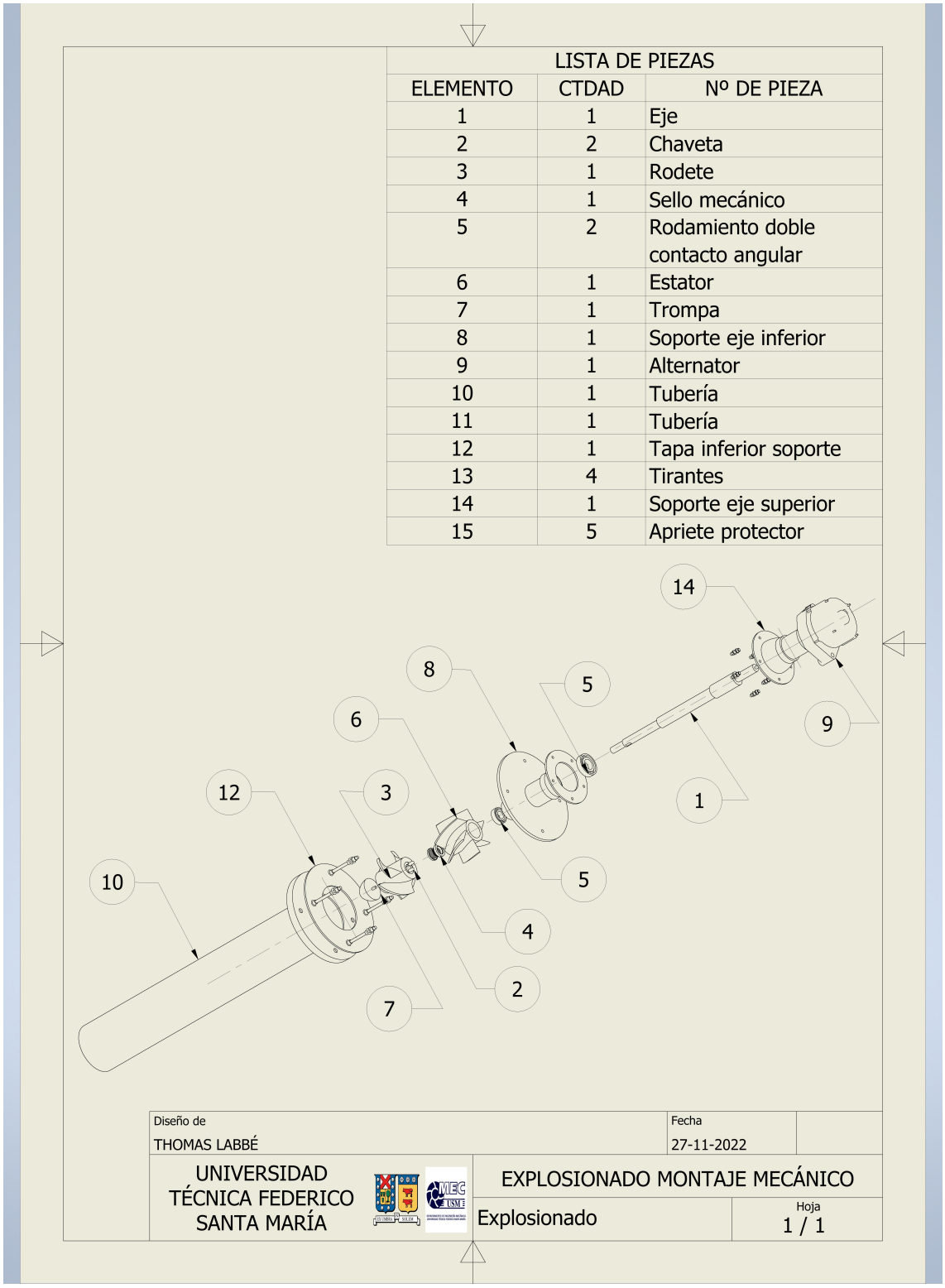


Figura B.4: Explosionado del montaje mecánico.