



FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA CIVIL MECÁNICA

**DISEÑO DE RUEDA HIDRÁULICA PARA USO EN
CANAL DE REGADÍO**

**MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

PROF. GUÍA: AMBROSIO OLIVOS

RICARDO HERNÁNDEZ MORALES

**CURICÓ - CHILE
2021**

CONSTANCIA

La Dirección del Sistema de Bibliotecas a través de su encargado Biblioteca Campus Curicó certifica que el autor del siguiente trabajo de titulación ha firmado su autorización para la reproducción en forma total o parcial e ilimitada del mismo.



Two circular official stamps and handwritten signatures in blue ink. The left stamp is from the 'DIRECCIÓN SISTEMA DE BIBLIOTECAS UNIVERSIDAD DE TALCA' and the right stamp is from the 'SISTEMA DE BIBLIOTECAS CAMPUS CURICO'.

Curicó, 2022

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, agradezco a Dios que me ha ayudado a lo largo de mi carrera universitaria y ha sido un refugio en los momentos de ansiedad y soledad.

De la misma manera, agradecer a mis padres, hermanos y mascotas por ser un pilar fundamental y un apoyo emocional cuando pensaba que no lograría completar este camino; que me dieron animo aún en mis mayores fracasos y dieron todo lo posible para que pudiera salir adelante. Todo lo que soy y seré como persona se lo debo a ellos.

Agradecer también y en forma muy especial a mi profesor guía Ambrosio Olivos, por la disposición que tuvo al acogerme para realizar mi memoria, por sus consejos, dedicación y experiencia que me brindó en momentos clave del desarrollo de mi trabajo, y tanto o más importante, por hacer de este proceso una experiencia agradable, en el cual el peso que significa estar en la culminación de la carrera desapareció para dar lugar a un espacio de confianza y tranquilidad.

En cuarto lugar, agradecer al profesor Diego Gormaz por las herramientas y comentarios que han culminado en el desarrollo de este trabajo científico, y por el apoyo incondicional que ha proporcionado en el módulo y motivándome a seguir especializándome en el campo de la ingeniería.

Agradecer a los profesores Fernando Cataldo, Diógenes Hernández, Gonzalo Salinas y Fernando Tapia, quienes me dieron la oportunidad de trabajar como ayudante en sus respectivos módulos y laboratorios; quienes me entregaron experiencias únicas y también aportaron con sus conocimientos en la elaboración de esta memoria y sus consejos me acompañarán donde sea que mi camino me lleve.

Agradecer a Diego Casanova, Chibuy He, Rodrigo Retamal y Daniel Romero; amigos que hice en la universidad, con los cuales pude trabajar y compartir en casi la totalidad de mi carrera, dándonos animo mutuamente, compartiendo y riendo, a pesar de las dificultades de la vida universitaria. Les debo mucho.

A mi círculo más cercano, a Daniel Hormazábal, los hermanos Joaquín y Javier Valdés, a Matías López y Katín Gutiérrez; mis mejores amigos, que han estado conmigo por casi 10 años, pero han parecido pocos días, que me hicieron reír cuando sólo quería llorar, me sacaron de las puertas de la depresión, no me dejaron solo aun cuando deseaba estarlo; parte de mi camino se lo debo a ellos.

Finalmente, agradecer a todo el plantel de profesores de la facultad de ingeniería de la UTAL, con quienes tuve el placer de compartir, que siempre tuvieron la mejor disposición para enseñar y ayudar.

DEDICATORIA

“A mis abuelas y abuelo Inés Pérez, Sonia Medina, Pedro Morales que ya no se encuentran conmigo.

A mi abuelo Ceferino Hernández que aún me acompaña y apoya en cuanto emprendo.

A mis padres Sebastiana y Ricardo

A mis hermanos Bastián y Fernanda

Que me han ayudado a seguir adelante y poder llegar hasta donde me encuentro hoy”

RESUMEN

La problemática que se desea abordar es como aprovechar los pequeños cauces de agua, arroyos o canales para generar electricidad que pueda ser aprovechada en zonas agrícolas y/o aisladas del país, en medio de un período donde se asienta una crisis energética a nivel global, el incremento de la demanda eléctrica debido asociado al avance tecnológico y demandas continuas por parte de la comunidad internacional por la transición a una matriz energética sustentable y carbono neutral.

El presente trabajo propone el diseño de una rueda hidráulica como micro central hidroeléctrica de fácil instalación en base a modelos matemáticos y estudios realizados sobre estos equipos a nivel internacional, puede ser utilizado en canales de riego para solventar algunas de las necesidades energéticas de la población rural que tenga acceso a estos cuerpos de agua. Lo que se busca es sentar una base para el desarrollo de esta tecnología a nivel nacional para ayudar a mejorar la calidad de vida de las personas que no cuentan con acceso al suministro eléctrico o que este tiene un carácter intermitente.

Se entrega un diseño con sus dimensiones, rangos de operación y trabajo, y un presupuesto estimado necesario para el desarrollo de un equipo basado en las condiciones de un canal en particular. La rueda hidráulica no fue diseñada y los valores entregados aquí son de carácter teórico, sustentados por los modelos y estudios realizados en otros países, por lo que este trabajo puede ser optimizado realizando un prototipo experimental con el cual poder obtener resultados empíricos que sustenten y complementen los datos presentados aquí, junto con una proyección a otros cursos de agua.

ABSTRACT

The problem to be addressed is how to take advantage of small waterways, streams, or canals to generate electricity that can be used in agricultural and/or isolated areas of the country, in the middle of a period where an energy crisis is settling on a global level, the increase in electricity demand due to technological progress and continuous demands from the international community for the transition to a sustainable and carbon-neutral energy matrix.

The present work proposes the design of a hydraulic wheel as a micro-hydroelectric power station that is easy to install based on mathematical models and studies carried out on this equipment at an international level, it can be used in irrigation canals to solve some of the energy needs of the rural population. have access to these bodies of water. What is sought is to lay a foundation for the development of this technology at the national level to help improve the quality of life of people who do not have access to electricity or who have an intermittent nature.

A design is delivered with its dimensions, operating and work ranges, and an estimated budget necessary for the development of a team based on the conditions of a particular channel. The hydraulic wheel was not designed, and the values given here are theoretical, supported by models and studies carried out in other countries, so this work can be optimized by carrying out an experimental prototype with which to obtain empirical results that support and complement the data listed here, along with a projection to other waterways.

ÍNDICE GENERAL

AGRADECIMIENTOS.....	ii
DEDICATORIA.....	iv
RESUMEN.....	v
ABSTRACT.....	vi
ÍNDICE GENERAL.....	vii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiii
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	xv
ÍNDICE DE TABLAS.....	xvi
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. ANTECEDENTES.....	2
1.2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	3
1.3. SOLUCIÓN PROPUESTA.....	4
1.4. OBJETIVOS.....	4
1.4.1. Objetivo general.....	4
1.4.2. Objetivos específicos.....	4
1.5. METODOLOGÍA Y HERRAMIENTAS.....	5
1.6. RESULTADOS ESPERADOS.....	9
CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO.....	11
2.1. ENERGÍA HIDROELECTRICA.....	12
2.2. CENTRALES HIDROELÉCTRICAS.....	13
2.2.1. Tipos de central hidroeléctrica.....	13
2.2.1.1. Centrales de embalse.....	13
2.2.1.2. Centrales de pasada.....	14
2.2.1.3. Centrales de bombeo.....	14

2.2.2.	Centrales según potencia generada.....	15
2.3.	RUEDA HIDRÁULICA	16
2.3.1.	Antecedentes históricos	16
2.3.2.	Tipos de rueda hidráulica	17
2.3.2.1.	Rueda hidráulica de admisión superior (Overshot)	18
2.3.2.2.	Rueda hidráulica de alimentación lateral (Breastshot)	18
2.3.2.3.	Rueda hidráulica de alimentación inferior (Undershot).....	19
2.4.	FLUJO SOBRE CANALES ABIERTOS	21
2.4.1.	Número de Reynolds para flujo en canales abiertos	21
2.4.2.	Número de Froude	21
2.4.3.	Profundidad hidráulica	22
2.4.4.	Velocidad promedio	22
2.4.5.	Radio hidráulico	23
2.4.6.	Flujo volumétrico o descarga	25
2.5.	TEORÍA DE LAS TURBOMÁQUINAS	25
2.5.1.	Teorema de impulso hidráulico	25
2.5.2.	Ecuación de Euler	29
2.6.	DISEÑO DE LA RUEDA HIDRÁULICA	31
2.6.1.	Ancho de la pala	31
2.6.2.	Longitud de la pala	31
2.6.3.	Ángulo de ataque de la pala.....	31
2.6.4.	Fuerza sobre los álabes.....	32
2.6.5.	Potencia de una rueda hidráulica de paso.....	33
2.6.5.1.	Potencia optima de una rueda hidráulica de paso	34
2.6.5.2.	Rendimiento de una rueda hidráulica	34

2.7.	ELEMENTOS MECÁNICOS PARA LA RUEDA HIDRÁULICA	35
2.7.1.	Diámetro de eje.....	35
2.7.1.1.	Eje sólido	35
2.7.1.2.	Eje hueco.....	36
2.7.2.	Falla por fatiga.....	36
2.7.2.1.	Límite de resistencia a la fatiga	36
2.7.2.2.	Límite de resistencia a la fatiga corregido (Ecuación de Marin)	37
2.7.2.3.	Factor de modificación de la condición superficial	38
2.7.2.4.	Factor de modificación de tamaño.....	38
2.7.2.5.	Factor de modificación de carga.....	39
2.7.2.6.	Factor de modificación de temperatura	39
2.7.2.7.	Factor de confiabilidad	40
2.7.2.8.	Factor de modificación de efectos varios	41
2.7.2.9.	Vida del eje	43
2.7.2.10.	Resistencia a la fatiga.....	43
2.7.3.	Selección de Rodamientos.....	44
CAPÍTULO 3.	DESARROLLO DE LA SOLUCIÓN A LA PROBLEMÁTICA	45
3.1.	METODOLOGÍA DE DISEÑO.....	46
3.1.1.	Variables libres y parámetros conocidos	46
3.1.2.	Geometría de los álabes	47
3.1.3.	Diseño 3D de la rueda hidráulica y plataforma	48
3.1.3.1.	Propuesta de diseño rueda hidráulica.....	48
3.1.3.1.1.	Rueda hidráulica de palas planas	48
3.1.3.1.2.	Rueda hidráulica de palas curvas	49
3.1.3.2.	Plataforma de montaje	50

3.1.3.3.	Rampa de cauce	51
3.2.	DISEÑO HIDRÁULICO.....	51
3.2.1.	Fuerza ejercida sobre los álabes	51
3.2.2.	Potencia máxima teórica de la máquina	52
3.2.3.	Potencia hidráulica teórica.....	53
3.2.4.	Rendimiento de la máquina	54
3.3.	DISEÑO MECÁNICO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA RUEDA HIDRÁULICA.	55
3.3.1.	Material de construcción	55
3.3.2.	Espesor de los álabes	56
3.3.2.1.	Malla.	56
3.3.2.2.	Condiciones de borde.....	56
3.3.2.3.	Resumen de la simulación	58
3.3.3.	Diseño del eje	59
3.3.4.	Selección de rodamientos	60
CAPÍTULO 4.	ANÁLISIS DE RESULTADOS	62
4.1.	Generación eléctrica	63
4.1.1.	Selección del generador eléctrico.....	64
4.1.2.	Capacidad de alimentación de electrodomésticos	65
4.2.	diseño final del equipo.....	67
4.2.1.	Álabes de la rueda hidráulica.....	67
4.2.2.	Rueda de paletas o corona	68
4.2.3.	Plataforma de montaje la rueda hidráulica	69
4.2.4.	Rampa de cauce	72
4.2.5.	Eje de transmisión	73

4.2.6.	Ensamblaje del conjunto.....	73
4.2.7.	Bocetos de fabricación.....	74
4.2.7.1.	Plataforma (2 piezas)	74
4.2.7.2.	Corona.....	75
4.2.7.3.	Álabes de la rueda.....	76
4.2.7.4.	Eje de transmisión.....	76
4.2.7.5.	Rampa de cauce	77
4.2.7.6.	Boceto del conjunto.	77
4.2.7.7.	Esquema de pintura.....	78
4.2.8.	Sistema de levante	79
4.3.	Curvas de trabajo	80
4.3.1.	Rangos de potencia en función del caudal del canal.	80
4.3.2.	Curva de fuerza hidráulica ejercida sobre la rueda.....	81
4.3.2.1.	Curva potencia vs velocidad de la rueda hidráulica.....	82
4.3.3.	Curva de rendimiento.	82
4.4.	Cotizaciones	84
4.4.1.	Costos de importación del generador eléctrico.....	84
4.4.2.	Materiales de fabricación.....	85
4.4.3.	Elementos mecánicos	86
4.4.4.	Servicios de fabricación.....	87
4.4.5.	Presupuesto necesario.....	87
CONCLUSIONES.....		88
REFERENCIAS		93
ANEXO 1: MARCO PARTIDOR DEL CANAL LA FLORIDA.		96
ANEXO 2: MEMORIA DE CÁLCULO.		97

ANEXO 3: DESARROLLO MATEMÁTICO DE LAS ECUACIONES.	102
ANEXO 4: BOCETOS DE FABRICACIÓN.	103
ANEXO 5: SELECCIÓN DE RODAMIENTO SKF.	111
ANEXO 6: COTIZACIÓN COMPONENTES Y MATERIALES.	112
ANEXO 7: COTIZACIÓN SERVICIO DE FABRICACIÓN EN MAESTRANZA.	114

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1: hidroeléctrica de embalse angostura [7].	13
Figura 2-2: Central de pasada San Clemente [8].	14
Figura 2-3: Ruedas de agua de 32 kW en el Canavese canal, Turín. Italia [1].	17
Figura 2-4: Rueda hidráulica gravitatoria pura [10].	18
Figura 2-5: Rueda hidráulica de alimentación lateral [10].	19
Figura 2-6: Rueda hidráulica de impulsión inferior [10].	20
Figura 2-7: Rueda hidráulica de paso [10].	20
Figura 2-8: Geometrías típicas para canales abiertos y alcantarillas [12].	24
Figura 2-9: Impulso sobre un sistema en ejes coordenados [14].	27
Figura 2-10: Intercambio de momentum entre un chorro de fluido y un álabe [13].	28
Figura 2-11: Rodete de una bomba centrifuga: (a) corte meridional, (b) corte transversal (con dibujo de los triángulos de velocidad a la entrada y a la salida) [13].	29
Figura 2-12: representación gráfica el triángulo de velocidades.	29
Figura 2-13: Ángulo de ataque del álabe de una rueda hidráulica [15].	32
Figura 2-14: Sensibilidad a la muesca para el caso de aceros y aleaciones de aluminio [21].	42
Figura 2-15: eje redondo con filete en el hombro en flexión [21].	43
Figura 3-1: Boceto de álabes planos con el ángulo de ataque requerido.	47
Figura 3-2: Boceto de álabe hidrodinámico con el ángulo de ataque requerido.	47
Figura 3-3: Diseño de rueda hidráulica de palas planas.	48
Figura 3-4: Rueda de agua de alabes curvos (Rueda de Poncelet).	49
Figura 3-5: Opción de plataforma de montaje cuadrada.	50
Figura 3-6: plataforma triangular con apoyo sobre el lecho y ganchos para anclaje de tensor.	50
Figura 3-7: Rampa de cauce.	51
Figura 3-8: Refinamiento de la malla del álabe.	56
Figura 3-9: Condiciones de borde del álabe de una rueda hidráulica.	57
Figura 3-10: Esfuerzos sobre el álabe de la rueda hidráulica.	58
Figura 3-11: Geometría del soporte de pie SKF UCP 209-28 [26].	61
Figura 4-1: Alternador Horizontal de energía de agua con imán permanente.	64
Figura 4-2: alabes de la rueda hidráulica tipo Poncelet.	67

Figura 4-3: Vista de la corona y el ensamble de la rueda hidráulica.....	68
Figura 4-4: cuerpo principal de la plataforma de montaje de la rueda hidráulica.	69
Figura 4-5: Plataforma pivotante de la rueda hidráulica.	70
Figura 4-6: Diagrama de cuerpo libre del equipo ensamblado.....	70
Figura 4-8: Esfuerzos sobre la oreja donde se ejerce la tensión del tecele.	71
Figura 4-9: oreja de anclaje para levante. a) sobre el marco pivotante donde descansa la rueda. b) bajo el marco de la estructura principal donde reposa el peso de la estructura.....	72
Figura 4-10: Diseño final de la rampa de cauce de la rueda hidráulica.....	72
Figura 4-11: eje de transmisión diseñado para el equipo en Norma ASME B106.1.....	73
Figura 4-12: Diseño final de rueda hidráulica de Poncelet con plataforma, mecanismo de levante y rampa de cauce de agua.	73
Figura 4-13: Boceto del marco principal de montaje de la rueda hidráulica.....	74
Figura 4-14: boceto de la plataforma pivotante.....	75
Figura 4-15: Boceto de la corona o rueda de paletas.....	75
Figura 4-16: Boceto de los álabes de la rueda.	76
Figura 4-17: Boceto eje de transmisión.....	76
Figura 4-18: Boceto de la rampa de cauce.	77
Figura 4-19: Boceto del conjunto y listado de piezas de la rueda hidráulica.	77
Figura 4-20: Tecele manual de cadena, capacidad de levante 2,5 metros/ 500 kg	79

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 3-1: Curva fuerza vs velocidad de giro de la rueda hidráulica. (Rojo: Rueda de palas planas. Azul: Rueda de Poncelet).....	52
Gráfico 3-2: Curva Potencia vs velocidad de giro de la rueda hidráulica. (Rojo: Rueda de palas planas. Azul: Rueda de Poncelet).....	53
Gráfico 3-3: Curva rendimiento vs velocidad de giro de la rueda hidráulica. (Rojo: Rueda de palas planas. Azul: Rueda de Poncelet).....	54
Gráfico 4-1: rangos de potencia teórica en función del caudal circulante en el canal La Florida.	80
Gráfico 4-2: Curva Fuerza vs Velocidad de la rueda hidráulica.	81
Gráfico 4-3: Curva potencia vs velocidad tangencial particular del equipo.....	82
Gráfico 4-4: curva rendimiento vs velocidad tangencial particular del equipo.....	83

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1: Escalas de potencia y su denominación internacional [2].....	15
Tabla 2-2: Valores del coeficiente n de Manning [12].....	23
Tabla 2-3: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin [14].	38
Tabla 2-4: efecto de la temperatura de operación en la resistencia del acero [21].....	40
Tabla 2-5: Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga [21].....	41
Tabla 3-1: Resumen de parametros conocidos y variables libres para cálculo y diseño.....	46
Tabla 3-2: especificaciones geométricas preliminares de diseño de la rueda hidráulica.	49
Tabla 3-3: condiciones y potencia de la rueda hidráulica.	53
Tabla 3-4: Propiedades mecánicas de acero ASTM A36 [24].	55
Tabla 3-5: relación entre el espesor y el esfuerzo máximo ejercido sobre el álabe.	59
Tabla 3-6: Número de iteraciones en cálculo de diámetro del eje.....	60
Tabla 3-7: Condiciones de trabajo para la selección de rodamientos.....	60
Tabla 4-1: especificaciones técnicas del generador eléctrico [27].	64
Tabla 4-2: consumo artefactos eléctricos en el hogar [28].....	65
Tabla 4-3: elementos seleccionados para balance de consumo eléctrico	66
Tabla 4-4: reacciones sobre el sistema en equilibrio	71
Tabla 4-5: superficie total que requiere protección anticorrosiva.	78
Tabla 4-6: Costos asociados a compra e importación del generador eléctrico.....	84
Tabla 4-7: costos asociados a materiales de fabricación de la rueda hidráulica, plataforma y rampa de cauce (fecha cotización: 14 de octubre de 2021).....	85
Tabla 4-8: Costo de los elementos mecánicos necesarios para el equipo	86
Tabla 4-9: Valor servicio de fabricación de equipo.	87
Tabla 4-10: Costos del proyecto y presupuesto total necesario.....	87

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1. ANTECEDENTES

La rueda hidráulica es una máquina que permite convertir la energía de una corriente o caída de agua por medio de un conjunto de paletas alrededor de una rueda de madera o metal. El agua en movimiento ejerce fuerza sobre las palas permitiendo la rotación de la rueda, la que se transmite a través del eje hacia una máquina. Las ruedas hidráulicas necesitan de un curso de agua para su funcionamiento, este curso puede tener o no una gran pendiente y las configuraciones posibles para estas máquinas son: Caída de agua sobre el lateral de la rueda, sobre la cima de la rueda o rueda de paso sobre el curso de agua.

Si bien en Chile, para la generación de energía eléctrica existen grandes instalaciones hidráulicas que utilizan turbomáquinas más refinadas y con una mayor eficiencia, a nivel internacional, sobre todo en Europa, el concepto de rueda hidráulica ha ido tomando mucha fuerza en los últimos años, a tal punto que existen varios conceptos de ruedas hidráulicas en países como Francia o Rusia, he incluso se han desarrollado prototipos funcionales como las ruedas hidráulicas de Canavese Canal, en Turín, Italia [1].

En Chile, existen canales de riego, en los cuales se puede implementar este tipo de tecnologías. sin embargo, se ha puesto más énfasis en proyectos asociados a las tecnologías hidráulicas convencionales, que muchas veces no son viables en zonas alejadas o aisladas del país. Por esta razón se plantea el desarrollo de una rueda hidráulica de baja potencia¹ que pueda ser instalada en estos canales como nueva forma de generación de energía.

Para el desarrollo de la rueda hidráulica se realizará un diseño genérico tomando como zona de estudio el canal la Florida; un canal de regadío ubicado en Cordillerilla, en la comuna de Curicó. Dicho canal posee un caudal nominal de 569 l/s; cuenta con un marco de hormigón en la zona de interés que abarca unos 7 metros de longitud hasta la salida y no posee inclinación según el marco partidador del canal (Anexo 1). la estructura provee al canal un ancho uniforme de 1,50 metros, una profundidad aproximada de entre 30 y 60 cm y se encuentra a una altura orográfica² de 428.4 msnm.

¹ Baja potencia: energía generada por debajo de los 100 kW. (Uso de energías renovables en obras de riego. CNR. 2018.)

² Orografía: elevación existente en una zona en particular (región, país, cuenca, etc.)

1.2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Dentro del marco nacional, existe un desaprovechamiento de las fuentes de energía de los pequeños cauces de agua, arroyos o canales, en zonas agrícolas, rurales y/o aisladas del país como zonas cordilleranas, fronterizas, en donde no llega el suministro eléctrico por las condiciones orográficas, o el suministro en estos sectores es deficiente y por ende la vida de estas zonas es más precaria donde, además, muchas veces no es factible incurrir en costos asociados a obras civiles como estructuras guía de los cauces (marcos de Hormigón, loza, entre otros).

Si bien soluciones comerciales existen (minicentrales Pelton, semi Kaplan, tornillo de Arquímedes, bomba hidro cinética, etc.) y algunos organismos estatales han estado trabajando en ellas [2], muchas de ellas son complejas, requieren una intervención directa sobre el cauce y/o el lecho del río, como desviar de manera parcial o total el cauce de agua producto de las obras que requieren entradas y salidas específicas para su funcionamiento, la disminución de la sección transversal del canal para focalizar la presión, o implementar redes de tuberías de presión a grandes distancias y altura entre la fuente y el generador para poder funcionar, lo cual hace que los proyectos sean más costosos y menos accesibles para sectores que no presenten grandes caídas de agua, o cuyo curso no presenta inclinaciones, por lo que se estima una pendiente de 0,5% [3].

Otro punto es que existen estudios y ejemplos de uso de ruedas hidráulicas en Europa y Oriente Medio, donde las condiciones hidráulicas son precarias para el uso de centrales convencionales, por lo que el desarrollo de estas ruedas es un tema de interés y bien documentado. No obstante, en Chile, que también posee condiciones hidráulicas en las que puede ser interesante la implementación y desarrollo de esta tecnología, a la fecha no se han encontrado estudios de estos equipos como generadores eléctricos y el uso de estas ruedas hidráulicas se limita únicamente al bombeo de agua para el riego. Muchas de estas ruedas son demasiado antiguas, de inicios del siglo XX como las ruedas de Larmahue [4] en Pichidegua, región de O'Higgins y su confección fue exclusivamente artesanal, además, están protegidas como patrimonio histórico.

1.3. SOLUCIÓN PROPUESTA

Se propone diseñar un micro generador hidroeléctrico de paso, de baja potencia, del tipo rueda hidráulica (*waterwheel*) que sea de fácil instalación y que no interrumpa de manera significativa el curso de agua, que funcione bajo condiciones de poco caudal, que sea factible con o sin la presencia de obras civiles (loza de hormigón como guía del cauce de agua, embalse, entre otros) y que el sector de consumo eléctrico esté cerca de la fuente de generación (un huerto, pequeña parcela, casas aledañas al canal, etc.).

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. Objetivo general

Diseñar una rueda hidráulica de baja potencia, tomando como referencia los parámetros de entrada conocidos (Caudal y sección transversal) del canal la Florida, en la comuna de Curicó.

1.4.2. Objetivos específicos

- Construir el estado del arte de las ruedas hidráulicas a nivel nacional e internacional.
- Calcular las variables asociadas a la generación hidráulica y parámetros de diseño de la rueda hidráulica, en base a los datos de la zona elegida para hacer el estudio.
- Realizar diseño 3D de los distintos componentes de la rueda hidráulica.
- Realizar dimensionamiento de elementos/accesorios mecánicos para el funcionamiento de la rueda hidráulica.
- Desarrollar los bocetos de fabricación y selección de los componentes la rueda hidráulica.
- Construir una curva (potencia/caudal, Potencia/velocidad) que resuma los rangos de operación obtenida de la máquina según los parámetros calculados para el diseño, variando las condiciones del canal, determinando rangos de operación.

1.4.3. METODOLOGÍA Y HERRAMIENTAS

En este apartado se presentan los pasos a seguir en el desarrollo de esta memoria junto con las herramientas necesarias para llevar a cabo cada uno de los procesos que involucran.

Construir el estado del arte de las ruedas hidráulicas a nivel nacional e internacional

Actividades:

- Estudio de las centrales hidroeléctricas.
- Estudio del uso de la rueda hidráulica.
- Búsqueda bibliográfica de los fenómenos asociados al diseño de máquinas hidráulicas y transformación de energía hidráulica.
- Búsqueda bibliográfica de diseño de ruedas hidráulicas y estudios asociados.
- Búsqueda bibliográfica asociada a diseño de elementos mecánicos.

Recursos y tiempo:

- Computador, Word, artículos de ingeniería, tesis, libros de mecánica de fluidos, máquinas hidráulicas y diseño de elementos de máquinas.
- Tiempo estimado: 2 a 3 meses.

Resultados esperados:

- Marco de trabajo asociadas al diseño y demanda de rueda hidráulica.
- Rangos de operación de una rueda hidráulica como central eléctrica

Calcular las variables asociadas a la generación hidráulica y parámetros de diseño de la rueda hidráulica, en base a los datos de la zona elegida para hacer el estudio

Actividades:

- Obtener y Ordenar los parámetros conocidos del canal (geometría y dimensiones, caudal) y estimar las dimensiones del diseño.

Capítulo 1. Introducción

- Calcular la geometría de los álabes.
- Calcular las velocidades teóricas de entrada y salida del fluido.
- Calcular la potencia teoría y estimada extraíble del canal por medio del generador.

Recursos y tiempo:

- Computador, Smath, Autodesk Inventor, Word.
- Tiempo estimado: 3 semanas a 1,5 meses.

Resultados esperados

- Tabla resumen de los parámetros del canal de la zona de estudio
- Geometría parcial de álabes planos y curvos para diseño del equipo
- Fuerzas que actúan sobre los álabes de la rueda hidráulica en el canal
- Potencia máxima teórica, potencia óptima y rendimiento de la rueda hidráulica de ambos tipos de álabe

Realizar diseño 3D de los distintos componentes de la rueda hidráulica

Actividades

- Seleccionar material para el diseño de los componentes de la rueda hidráulica dentro del abanico de materiales comerciales de manera local
- Realizar simulación computacional sobre el álabe
- Desarrollar bocetos 2D y 3D de los componentes de la rueda hidráulica
- Desarrollar bocetos 2D y 3D de la plataforma donde se montará la rueda hidráulica
- Desarrollar bocetos 2D y 3D de la rampa de cauce

Recursos y tiempo

- Computador, Autodesk Inventor, ANSYS Workbench 2021 R1, Word
- Tiempo estimado: 3 semanas a 1 mes

Capítulo 1. Introducción

Resultados esperados

- Material que entregue las prestaciones requeridas por el equipo y al menor precio
- Espesor mínimo del álabe comercialmente disponible para fabricación.
- Dimensiones y diseño de bocetos 3D de ruedas hidráulicas
- Dimensiones y diseño 3D de propuesta de base
- Dimensiones y diseño 3D de rampa de dirección del canal

Realizar dimensionamiento de elementos/accesorios mecánicos para el funcionamiento de la rueda hidráulica

Actividades

- Estimar las fuerzas y momentos resultantes a los que estará sometido el eje de transmisión de la rueda hidráulica.
- Calcular parámetros asociados a falla por fatiga de elementos sometidos a cargas cíclicas.
- Estimar el diámetro del eje requerido para la transmisión de potencia.
- Calcular la carga dinámica de los rodamientos que sostienen el eje
- Seleccionar rodamientos según catálogo de fabricante y lo disponible en el mercado

Recursos y tiempo

- Computador, Autodesk Inventor, Word, Smath
- Tiempo estimado 2 a 3 semanas

Resultados esperados:

- Cargas resultantes, momentos flector y torsor que transmiten a través del canal y la rueda al eje.
- Resistencia a la fatiga del material del eje sometido a las cargas y condiciones de operación del equipo.
- Eje de transmisión específico para soportar las cargas de operación de la rueda hidráulica

Capítulo 1. Introducción

- Carga de catalogo necesaria para la selección de rodamientos a través de catálogo
- Rodamiento óptimo para el funcionamiento del equipo según el tiempo estimado para mantenimiento

Desarrollar los bocetos de fabricación y selección de los componentes la rueda hidráulica.

Actividades

- Revisar y corregir las dimensiones del modelo 3D de los componentes de la rueda hidráulica
- Solicitar cotización de rodamientos y pernos para instalación
- Selección de generador eléctrico
- Revisar costos de los materiales y componentes
- Solicitar cotización de fabricación del equipo

Recursos y tiempo

- Computador, Catalogo de rodamientos SKF, Google, catálogos Dartel/Gobantes.
- Tiempo estimado: de 2 a 4 semanas

Resultados esperados

- Modelo 3D del equipo generador Rueda hidráulica optimizado y corregido en función de los datos
- Listado de precios de rodamientos y pernos
- Generador eléctrico necesario para el funcionamiento del equipo como central
- Materiales de fabricación de la rueda, rampa y base
- Costos asociados a la fabricación del equipo

Capítulo 1. Introducción

Construir una curva (potencia/caudal, potencia/velocidad, rendimiento/caudal, rendimiento/velocidad) que resuma los rangos de operación obtenida de la máquina según los parámetros calculados para el diseño, variando las condiciones del canal, determinando rangos de operación

Actividades

- Construcción de curvas Potencia/ caudal y rendimiento caudal
- Redactar tabla resumen con las características de la rueda hidráulica

Recursos y tiempo

- Computador, Word, Excel, Scilab, Smath
- Tiempo estimado: 1 a 2 semanas

Resultados esperados

- Curvas de operación y rendimiento del equipo
- Resumen de dimensionamiento y costo el equipo

1.5. RESULTADOS ESPERADOS

Lo que se espera con este trabajo, es obtener primeramente un marco de trabajo que permita encausar el estudio de la rueda hidráulica como fuente de energía alternativa, determinando si es una tecnología de uso regular en otras zonas del mundo y si en Chile hay estudios asociados al desarrollo este tipo de equipos además del uso tradicional de la noria para bombear agua. Además de esto, se busca estudiar los modelos teóricos que comparten este tipo de equipo con otras turbinas del tipo acción, categoría donde encaja la rueda hidráulica por ser un equipo parcialmente sumergido en el fluido de trabajo, y así obtener los resultados teóricos que permitan determinar su eficiencia y la potencia que se puede extraer del canal de riego con las condiciones de la zona seleccionada para este estudio.

Del mismo modo, se desea realizar un diseño que se logre adecuar a las condiciones del canal y que sirva de marco para cursos de agua que compartan las mismas o similares condiciones,

Capítulo 1. Introducción

(ancho de canal, presencia de obra civil, caudal de paso, profundidad, etc.) a través de las distintas herramientas computacionales disponibles para modelamiento 3D y simulación computacional de los elementos más críticos del diseño, con la finalidad de buscar el dispositivo más optimizado con materiales fácilmente encontrados comercialmente de manera local, evitando costos por sobredimensionamiento excesivo, además de prever el comportamiento de las fallas de los componentes del mismo.

Finalmente, se desea desarrollar un gráfico que represente los rangos de operación de la rueda hidráulica, donde se pueda observar el comportamiento del equipo a medida que varían parámetros como velocidad o caudal, a fin de establecer un rango de operaciones posibles con los cuales contar y determinar la potencia de salida del dispositivo, junto con una sumatoria de costos asociados a la fabricación.

CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO

2.1. ENERGÍA HIDROELECTRICA

Energía hidráulica, energía hídrica o hidroenergía es aquella que se obtiene del aprovechamiento de las energías cinéticas y potenciales de la corriente del agua, saltos de agua o mareas. La energía hidroeléctrica se basa en el principio de conservación de la energía, aprovechando la energía potencial del agua cuando se encuentra a una altura superior respecto a un punto de descarga. La hidroelectricidad, al provenir del agua, es una fuente limpia, por lo cual no emite contaminantes a diferencia de otras fuentes que queman combustibles. Adicionalmente la energía hidroeléctrica es una fuente de energía local, evitando la dependencia de fuentes de energía importada.

La energía hidráulica se obtiene a partir de la energía potencial y cinética de las masas de agua que transportan los ríos, provenientes de la lluvia y del deshielo. En su caída entre dos niveles del cauce, se hace pasar el agua por una turbina hidráulica, la cual transmite la energía a un alternador que la convierte en energía eléctrica.

Otro sistema que se emplea es conducir el agua de un arroyo con gran desnivel, por una tubería cerrada, en cuya base hay una turbina. El agua se recoge en una presa pequeña y la diferencia de altura proporciona la energía potencial necesaria. Otro más consiste en hacer en el río una presa pequeña y desviar parte del caudal por un canal con menor pendiente que el río, de modo que unos kilómetros más adelante habrán ganado una cierta diferencia de nivel con el cauce y se hace caer el agua a él por una tubería, con una turbina especial [5].

Se puede transformar a diferentes escalas. Existen, desde hace siglos, pequeñas explotaciones en las que la corriente de un río, con una pequeña represa, mueve una rueda de palas y genera un movimiento aplicado generalmente a molinos o batanes.

La hidroelectricidad es la fuente de energía renovable más utilizada en el mundo, totalizando un 71% de la generación de energía renovable durante el 2016. A ese año contaba con una capacidad instalada de 1.064 GW, generando un 16,4% del total de electricidad en el mundo [6].

En el apartado siguiente se expone lo que es una central hidroeléctrica y su clasificación correspondiente según potencia generada u obra civil

2.2. CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

Una central hidroeléctrica es una instalación que utiliza energía hidráulica para la generación de energía eléctrica. Son el resultado actual de la evolución de los antiguos molinos hidráulicos que aprovechaban la corriente de los ríos para generar energía.

En general, estas centrales aprovechan la energía potencial gravitatoria que posee la masa de agua de un cauce natural en virtud de un desnivel, también conocido como «salto geodésico». En su caída entre dos niveles del cauce, se hace pasar el agua por una turbina hidráulica que transmite energía a un generador eléctrico donde se transformará en energía eléctrica.

A continuación, se describe los tipos de centrales hidroeléctricas existentes y cómo se catalogan según su arquitectura y generación de eléctrica, en los que se puede catalogar casi todo tipo de generadores hidroeléctricos.

2.2.1. Tipos de central hidroeléctrica

2.2.1.1. Centrales de embalse

Instalación que utiliza un embalse para almacenar el agua y luego liberarla para producir electricidad según requerimientos del sistema [6]. Este tipo de central hidroeléctrica puede generar electricidad para satisfacer demanda de energía base, así como también apagarse o prenderse para ajustarse a variaciones en la demanda.



Figura 2-1: hidroeléctrica de embalse angostura [7].

2.2.1.2. Centrales de pasada

Instalación que utiliza el flujo del agua a través de un río o canal. Este tipo de centrales proporcionan un suministro continuo de electricidad para demanda de energía base y no puede almacenar reservas para ajustar generación a la demanda [4]. El agua captada en la bocatoma es conducida a la casa de máquinas a través de una tubería forzada o de un conjunto canal – tubería forzada, donde se genera la energía eléctrica. Posteriormente el agua es devuelta al río, quedando disponible para todo tipo de usos, ya que no se realizan modificaciones químicas ni físicas.



Figura 2-2: Central de pasada San Clemente [8].

2.2.1.3. Centrales de bombeo

Instalación que además de producir energía eléctrica a partir de la energía potencial, puede realizarlo de manera inversa. Cuando la demanda es alta el agua es liberada y se genera electricidad, mientras que cuando la demanda es baja el agua se bombea a un compartimiento superior para luego liberarla de acuerdo a requerimientos de la demanda [6].

La rueda hidráulica puede ser considerada como una micro central de pasada, ya que utiliza el flujo de agua que circula por un canal o río de manera natural y no requiere elementos de embalse.

2.2.2. Centrales según potencia generada

Las centrales se clasifican en cuatro grupos según la potencia que son capaces de entregar a la red de suministro eléctrico. Los límites de potencia que se indican a continuación son convencionales en Chile [2].

- a. Micro centrales: Potencia bajo los 99 kW.
- b. Centrales de pequeña potencia: Potencia entre 100 a 999 kW.
- c. Centrales de potencia media: Potencia entre 1 a 9,99 MW.
- d. Centrales de gran potencia: Potencias superiores a 10 MW.

Sin embargo, a nivel internacional estas denominaciones cambian, como se observa en la tabla 2-1.

Tabla 2-1: Escalas de potencia y su denominación internacional [2].

Escala	Denominación internacional
$\leq 20\text{MW}$	Gran Hidroeléctrica (Large Hydropower)
$\geq 10\text{MW}$	
1 – 10MW	Mediana hidroeléctrica (Medium Hydropower)
$\leq 1\text{MW}$	Pequeña hidroeléctrica (small Hydropower)
$\leq 1\text{kW}$	Micro hidroeléctrica (micro Hydropower)

A continuación, se presenta la documentación recopilada en relación a la rueda hidráulica: su origen y evolución histórica, sus principales características, los distintos diseños de rueda hidráulica clasificados según la caída de agua sobre ellas.

2.3. RUEDA HIDRÁULICA

2.3.1. Antecedentes históricos

La rueda hidráulica es una de las primeras máquinas que permitió convertir la energía de una corriente o caída de agua por medio de un conjunto de paletas alrededor de una rueda de madera o metal. El agua en movimiento ejerce fuerza sobre las palas permitiendo la rotación de la rueda que se transmite a través del eje hacia una máquina.

Los registros de la rueda hidráulica datan del siglo III antes de Cristo, donde los romanos ataban cangilones³ a los extremos de la rueda en reemplazo de los cajones o palas, para transportar agua de manera vertical. Estas ruedas hidráulicas eran en lo práctico, intuitivas, no conllevaban un cálculo exhaustivo y en la mayoría de los casos se usaban como componente de molinos para triturar grano.

La edad media significó el auge del uso de la rueda hidráulica, siendo utilizada en aserraderos, molinos harineros, como componente de martillos y bombas de accionamiento, batanadura de lana e incluso en la industria minera de la época.

Entre el siglo XIX, el concepto fue llevado al transporte marítimo, donde el concepto de extraer la energía del agua fue reemplazado por el intercambio de energía a través de ella para el desplazamiento, permitiendo la aparición del barco de vapor de ruedas.

y para el año 1848 comenzaron a aparecer las modificaciones más considerables en este mecanismo. En esta época aparecieron las turbinas las cuales llevaron el concepto de la rueda hidráulica a diseños más optimizados. Con estos diseños, el concepto de rueda hidráulica para a tener el nombre de rodete, conservando en algunos casos la esencia original del mecanismo.

Estos nuevos tipos de turbina son:

- Turbina Pelton: los cajones/paletas de la rueda hidráulica son reemplazadas por cucharas en donde incide un chorro de agua a presión para generar la rotación. Además, la rueda no se encuentra sumergida parcial ni totalmente en el agua, sino que se encuentra suspendida en el aire.

³ Recipiente de barro o arcilla utilizado para el transporte de agua como complemento de un elemento motriz. También se denomina así a piezas de carga vertical de material a granel.

Fuente: https://scielo.conicyt.cl/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0717-73562002000200006

Capítulo 2. Marco teórico

Además, con el descubrimiento de la inducción electromagnética, comenzaron a usarse en la generación de electricidad hasta hoy. Con la aparición de esta y otras tecnologías, la rueda hidráulica como tal, se limitó a su uso ancestral dentro de la industria agrícola, en donde sirvió para el riego de plantíos a través del bombeo de agua desde canales de regadío, por medio de bombas de agua autónomas que no necesitan otro suministro energético que la misma fuerza del curso de agua en la que están instaladas. Este sistema se conoce actualmente como “*Bomba Barsha*”.

Algunas ruedas hidráulicas antiguas han quedado como decoración característica de algunas viviendas del siglo XIX. Sin embargo, esta tecnología también ha encontrado utilidad para la matriz energética, siendo tema de investigación en países europeos en los cuales las condiciones orográficas no permiten grandes caídas de agua, aunque los cuerpos fluviales llevan grandes cantidades de fluido o escurren a gran velocidad, como en Francia, Italia o Reino Unido. Algunas de estas instalaciones llevan asociadas varias ruedas hidráulicas sobre un mismo cauce.



Figura 2-3: Ruedas de agua de 32 kW en el Canavese canal, Turín. Italia [1].

2.3.2. Tipos de rueda hidráulica

Las ruedas hidráulicas pueden ser clasificadas según el elemento para recibir energía del agua (rueda de palas o cajones), como también por la manera que el agua incide sobre la misma. De esta manera, existen 3 posibles configuraciones [9] las cuales se presentan a continuación:

2.3.2.1. Rueda hidráulica de admisión superior (Overshot)

La rueda hidráulica está compuesta por tres elementos: la alimentación superior, la rueda hidráulica de cajones y el canal de desagüe. Los cajones se encuentran ubicado en la periferia de la rueda de modo que puedan almacenar el agua de manera que el peso adicional sobre los cajones genere una rotación del sistema. Producto de esto el agua va transfiriendo energía a la rueda a medida que escurre por el cajón hasta que es depositada en el canal de desagüe [10].

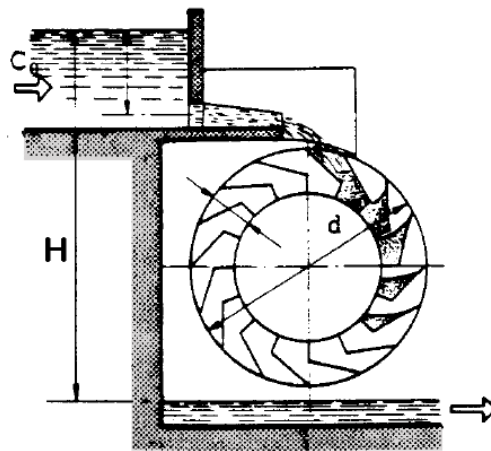


Figura 2-4: Rueda hidráulica gravitatoria pura [10]

El diámetro de la rueda suele depender de la altura del salto de agua disponible. Es indispensable para este tipo de sistemas conseguir un flujo uniforme a fin de que el agua alcance una cierta velocidad de salida, mientras que en la parte inferior hay que dejar una altura de 10 a 20 centímetros, para impedir pérdidas de energía por la diferencia entre las direcciones del movimiento de la rueda y el flujo de agua en la descarga, siendo considerada más como una turbina Pelton que una rueda hidráulica propiamente como tal.

2.3.2.2. Rueda hidráulica de alimentación lateral (Breastshot)

La rueda de flujo lateral es alimentada (como su nombre indica) por el costado de la rueda a una altura H de manera que esta es mayor o igual al radio r de la rueda, pero menor al diámetro total de la misma, de manera que se cumple la relación:

$$H \in [r, d[, \text{ tal que, } r \leq H < d \quad (1)$$

La característica de esta configuración es que la rueda se encuentra parcialmente sumergida en el fluido, de manera que el fluido transmite movimiento a lo largo de un arco que abarca 90° respecto al ingreso y descarga del flujo [9] [10].

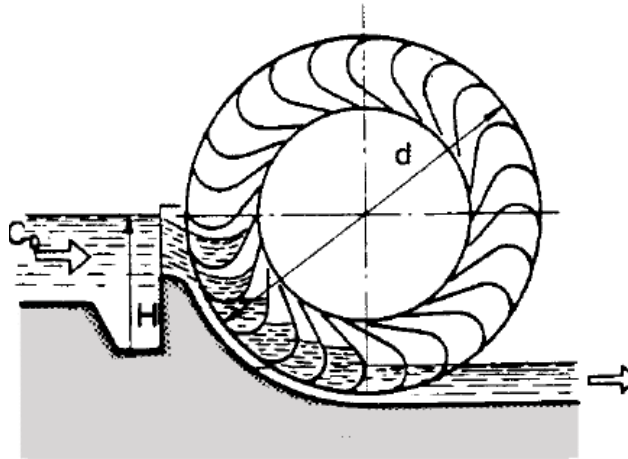


Figura 2-5: Rueda hidráulica de alimentación lateral [10].

Otro aspecto es que, como la rueda se encuentra parcialmente sumergida en la parte inferior, se presenta una resistencia viscosa considerable sobre las palas, resistencia que se debe vencer por lo que hay pérdida de energía en el sistema. Esto se puede reducir a través de la geometría de las palas o cajones de la rueda.

2.3.2.3. Rueda hidráulica de alimentación inferior (Undershot)

La rueda hidráulica de alimentación inferior se puede clasificar en dos subtipos:

Impulsión inferior: el curso de agua que fluye hacia la rueda con una profundidad H se encuentra con una compuerta hidráulica que restringe la sección transversal del canal, lo que hace que, de acuerdo con la ecuación de continuidad (o conservación de caudal), la velocidad de salida del fluido aumente antes de chocar con las palas (o álabes) de la rueda, aumentando la

Capítulo 2. Marco teórico

transferencia de energía mecánica hacia el sistema. En este caso la compuerta hidráulica haría la función de “inyector” sobre la rueda [9] [10] [11].

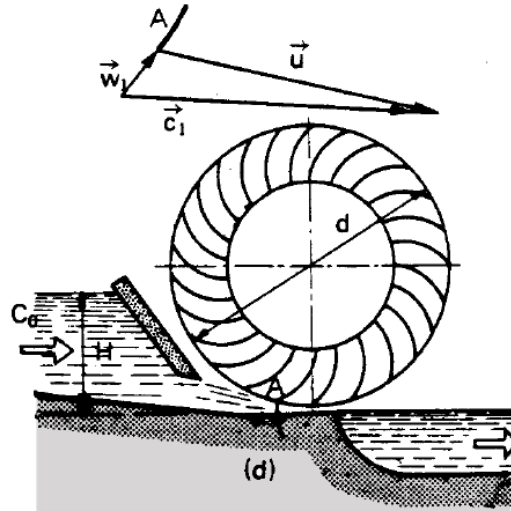


Figura 2-6: Rueda hidráulica de impulsión inferior [10].

De paso: el curso de agua fluye de manera natural hacia los álabes de la rueda generando momento desde la parte inferior. La fuerza del agua es la que mueve el sistema [9] [10] [11].

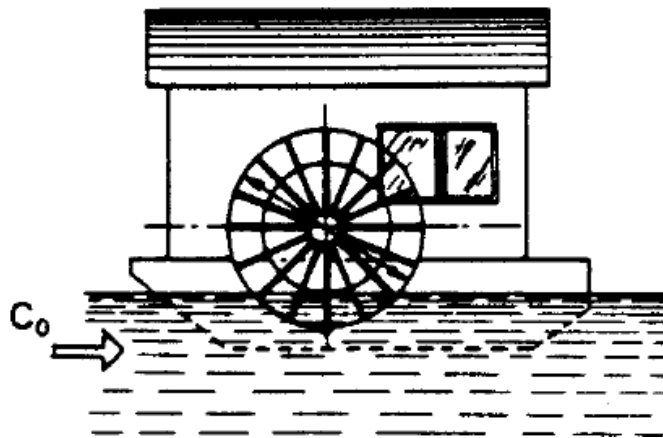


Figura 2-7: Rueda hidráulica de paso [10].

2.4. FLUJO SOBRE CANALES ABIERTOS

En este apartado se expone toda la información relacionada al cálculo de las condiciones de los fluidos en canales abiertos, dentro de los cuales se catalogan los canales de regadío, tuberías parcialmente llenas, líneas de drenaje, etc.

2.4.1. Número de Reynolds para flujo en canales abiertos

La distribución de velocidades en lo alto del flujo del canal depende si el flujo es prismático (Laminar) o turbulento, lo que se determina mediante el número de Reynolds para flujo en canales abiertos [12] [13].

$$N_R = \frac{\bar{v}R_h}{\nu} \quad (2)$$

Cuando $N_R < 500$, el flujo se considera laminar. Por lo general, los flujos laminares se caracterizan por llevar una velocidad relativamente baja

Cuando $N_R > 2000$, el flujo se considera turbulento.

2.4.2. Número de Froude

A diferencia de los fluidos completamente confinados, en los cuales solo se tiene en cuenta la relación entre inercia y viscosidad, en los flujos de canal abierto y tuberías parcialmente llenas, es necesario tener en consideración la relación entre las fuerzas inerciales y gravitatoria. Esta relación está dada por el número de Froude N_F el cual se define como el cociente entre interacciones inerciales y gravitatorias de la forma [12] [13]:

$$N_F = \frac{v}{\sqrt{gy_h}} \quad (3)$$

Donde:

v : velocidad media del fluido.

g : aceleración gravitatoria terrestre.

y_h : profundidad hidráulica.

2.4.3. Profundidad hidráulica

La profundidad hidráulica está dada por [12]:

$$y_h = \frac{A}{T} \quad (4)$$

Donde:

A: área de sección transversal del fluido.

T: Ancho de la superficie libre del fluido.

2.4.4. Velocidad promedio

La velocidad media de un fluido en canales abiertos viene dada por la ecuación de Manning [12] [13]

$$\bar{v} = \frac{C}{n} R_h^{2/3} S^{1/2} \quad (5)$$

Donde:

C: constante que depende del sistema de unidades

$$C = \begin{cases} 1,00 & \text{para el SI} \\ 1,49 & \text{para el Sistema inglés} \end{cases}$$

R_h : Radio hidráulico.

S es la pendiente del canal que está definida como

$$S = h/L \quad (6)$$

h : cambio de altura del canal

L : Longitud del canal en que ocurre el cambio de altura h

El coeficiente n es un factor de resistencia del fluido que depende de la condición superficial del canal denominado *n de Manning*. En la figura 2-6 se presenta una tabla con los valores de diseño típicos de n para materiales de uso común en canales artificiales y cauces naturales [12].

Tabla 2-2: Valores del coeficiente n de Manning [12].

Descripción del canal	n
Vidrio. Cobre, plástico u otras superficies lisas	0.010
Acero liso sin pintura, madera cepillada	0.012
Acero pintado o hierro fundido recubierto	0.013
Asfalto liso, baldosas de drenaje de arcilla común, concreto acabado con llana, ladrillo vidriado	0.013
Hierro fundido sin revestimiento, tubería de hierro negro forjado, baldosas de drenaje de arcilla vitrificada	0.014
Ladrillo con mortero de cemento, concreto acabado con flota tubería de concreto	0.015
Formato, concreto sin acabado, tubería de acero en espiral	0.017
Tierra lisa	0.018
Tierra excavada limpia	0.022
Colector de aguas pluviales de metal corrugado	0.024
Canal natural con piedras y maleza	0.030
Canal natural con vegetación ligera	0.050
Canal natural con hierbas altas y juncos	0.060
Canal natural con vegetación densa	0.100

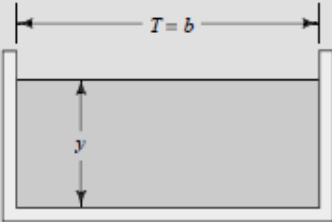
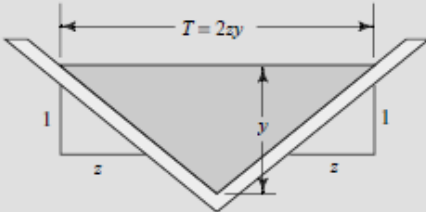
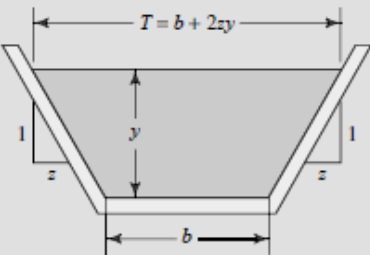
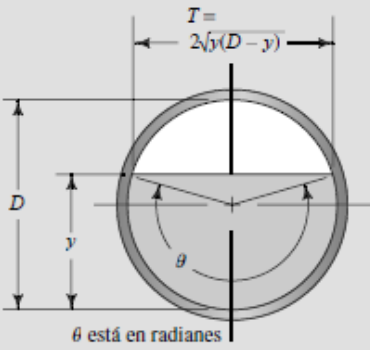
2.4.5. Radio hidráulico

El rozamiento en un conducto cerrado o abierto depende de la superficie mojada, y por tanto no depende solo de la sección transversal, sino también de la forma de esta, que hará que la superficie en contacto con el líquido sea mayor o menor. Se llama radio hidráulico R_h al cociente del área transversal ocupada por la corriente por el perímetro mojado de la sección [12]

$$R_h = \frac{\text{Área transversal}}{\text{Perímetro mojado de la sección transversal}} \quad (7)$$

Capítulo 2. Marco teórico

Donde la geometría típica de los canales abiertos se presenta en la figura 2-8 [12]:

Sección	Área A	Perímetro mojado WP	Radio hidráulico R
<p>Rectángulo</p> 	by	$b + 2y$	$\frac{by}{b + 2y}$
<p>Triángulo</p> 	zy^2	$2y\sqrt{1 + z^2}$	$\frac{zy}{2\sqrt{1 + z^2}}$
<p>Trapezoide</p> 	$(b + zy)y$	$b + 2y\sqrt{1 + z^2}$	$\frac{(b + zy)y}{b + 2y\sqrt{1 + z^2}}$
<p>Círculo</p>  <p>θ está en radianes</p>	$\frac{(\theta - \text{sen } \theta) D^2}{8}$	$\theta D/2$	$\left[\frac{(\theta - \text{sen } \theta)}{\theta} \right] \frac{D}{4}$

Nota: θ debe estar en radianes.
 Para $y < D/2$, $\theta = \pi - 2 \text{sen}^{-1}[1 - (2y/D)]$
 Para $y > D/2$, $\theta = \pi + 2 \text{sen}^{-1}[(2y/D) - 1]$

Figura 2-8: Geometrías típicas para canales abiertos y alcantarillas [12].

2.4.6. Flujo volumétrico o descarga

La Descarga del canal puede obtenerse mediante la ecuación 8, que relaciona la geometría de la sección del canal por el que circula el fluido, con las condiciones de flujo (caudal y pendiente) [12]

$$AR_h^{2/3} = \frac{nQ}{S^{1/2}} \quad (8)$$

Donde:

Q : Descarga de agua (u otro fluido) del canal

Una vez establecido el modelo matemático del canal de regadío, se procede a discutir la teoría fundamental de las máquinas hidráulicas, estableciendo modelos matemáticos para el intercambio de energía entre los elementos y el rendimiento de cada uno.

2.5. TEORÍA DE LAS TURBOMÁQUINAS

Aquí se presenta la teoría fundamental de las turbomáquinas, en las que se catalogan las bombas de impulsión de fluido, turbinas y ventilaciones a bajas presiones de funcionamiento. Toda bomba o turbina encuentra su fundamento en las ecuaciones y análisis que se expone a continuación.

2.5.1. Teorema de impulso hidráulico

El teorema de impulso hidráulico es uno de los principios fundamentales del estudio de la mecánica de fluidos. Este teorema se deriva del planteamiento original de la segunda ley de Newton, que relaciona la intervención de fuerzas externas (fuerzas de corte, interacciones gravitatorias a pequeña escala, presiones, etc.) con la variación de la *Momenta*⁴ del sistema, según la expresión [13]

$$\sum \vec{F} = \frac{d\vec{P}}{dt} \quad o \quad \sum \vec{F} = \frac{d(m \cdot \vec{v})}{dt} \quad (9)$$

⁴ Nombre original que se daba al actual Momento lineal o Momentum

Capítulo 2. Marco teórico

Donde:

\vec{P} : *Momentum lineal* ($m \cdot \vec{v}$).

m : Masa del sistema.

\vec{v} : velocidad del centro de masa del sistema.

$\sum \vec{F}$: fuerzas externas que actúan sobre el sistema.

Donde el impulso se plantea separando los términos diferenciales, quedando la ecuación 2 como [13] [14]

$$\begin{aligned} \sum \vec{F} dt &= d(m \cdot \vec{v}) \\ \int_{t_1}^{t_2} \vec{F} dt &= d(m \cdot \vec{v}) \end{aligned} \quad (10)$$

Donde:

$\int_{t_1}^{t_2} \vec{F} dt = \sum \vec{F} dt$: Impulso generado por la fuerza \vec{F} , variando en un intervalo $t_2 - t_1$

La expresión de la segunda ley de Newton expresada originalmente como se presenta en la ecuación 2 (forma diferencial), denota la existencia de la variación, tanto de masa como la velocidad de una partícula de fluido, dado que esta expresión puede descomponerse siguiendo las reglas del cálculo diferencial [15] de manera que

$$\frac{d(m \cdot \vec{v})}{dt} = \left(\frac{dm}{dt} \cdot \vec{v} \right) + \left(m \cdot \frac{d\vec{v}}{dt} \right) \quad (11)$$

Si las fuerzas que actúan sobre el sistema producen un momento de torsión neto T , el impulso del momento de torsión ocasiona un cambio en el *momentum angular* o el *momento del momentum*, de acuerdo con la segunda ley de Newton, en la forma [13] [14]

$$T = \sum (\vec{r} \times \vec{F}) = \frac{d}{dt} (\vec{r} \times m\vec{v}) \quad (12)$$

Donde:

Capítulo 2. Marco teórico

\vec{r} : Radio vector desde el origen O de un sistema fijo de coordenadas hasta el punto de aplicación de la fuerza o centro de masa.

El producto vectorial cruzado de la ecuación 4 se puede visualizar en flujos planos a través de la figura 2-5

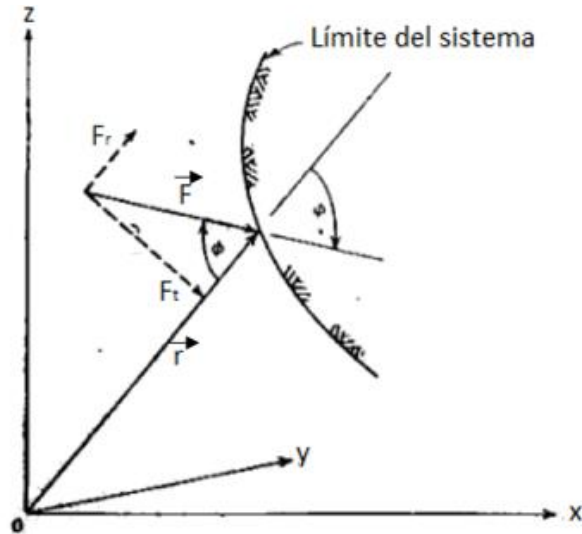


Figura 2-9: Impulso sobre un sistema en ejes coordenados [14].

De esta forma, el valor escalar del momento torsor viene dado por

$$T_y = |\vec{r}| |\vec{F}| \sin \phi \quad (13)$$
$$T_y = r F_t$$

Donde:

T_y : Momento torsor sobre el eje coordenado y

ϕ : ángulo formado entre el radio \vec{r} y la fuerza \vec{F} , con valor positivo medido desde el radio a la fuerza.

F_t : componente tangencial de la fuerza \vec{F} , perpendicular al radio r

Cuando por medio de la superficie de un álabe se desvía un chorro libre, ocurre un cambio de momentum y se ejerce una fuerza sobre el álabe. Si se permite este se mueva, esta fuerza actuará a través de una distancia, y, a partir de ese álabe en movimiento se podrá derivar potencia; este es el principio básico de las turbinas de impulso [13] [14]

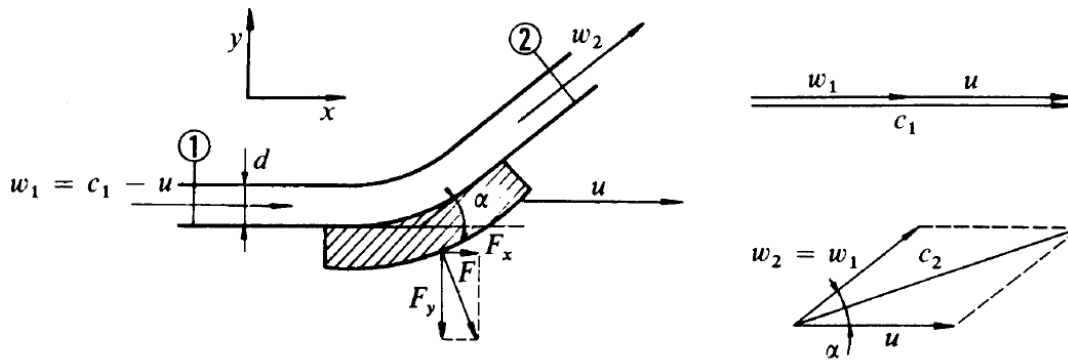


Figura 2-10: Intercambio de momentum entre un chorro de fluido y un álabe [13].

El álabe se mueve con movimiento de traslación y velocidad u en la misma dirección que la velocidad del chorro antes del álabe c_1 . Si se desprecia el rozamiento, la velocidad relativa del agua con respecto al álabe en la salida w_2 será igual a la velocidad relativa del agua a la entrada w_1 , pero formará un ángulo de α con u . [13] [14]

$$\begin{aligned} \sum F_x = -F_x &= \rho Q(c_1 - u)(1 - \cos \alpha) \\ \sum F_y = F_y &= \rho Q(c_1 - u) \sin \alpha \end{aligned} \quad (14)$$

Como el álabe no se desplaza en el eje y , la fuerza F_y no realiza trabajo. La potencia teórica de la máquina se obtiene al multiplicar la fuerza F_x por la velocidad tangencial del álabe u . [13] [14] [16]

$$P = \rho Q(c_1 - u)(1 - \cos \alpha)u \quad (15)$$

Donde:

P : Potencia teórica de la máquina.

u : Velocidad del fluido tangencial al rodete.

c_1 : Velocidad absoluta del fluido a la entrada al rodete.

Q : Flujo volumétrico

2.5.2. Ecuación de Euler

Como toda máquina hidráulica, la rueda hidráulica responde al triángulo de velocidades de Euler, el cual modela vectorialmente las velocidades de entrada y salida en el rodete o pala.

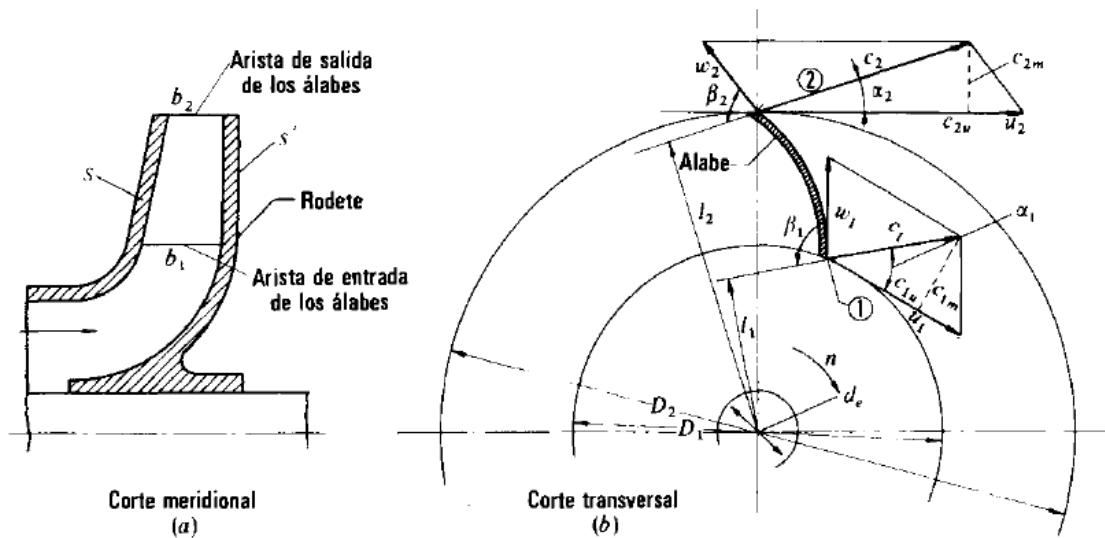


Figura 2-11: Rodete de una bomba centrífuga: (a) corte meridional, (b) corte transversal (con dibujo de los triángulos de velocidad a la entrada y a la salida) [13].

Estas velocidades se pueden ver más claramente en la figura 2-9

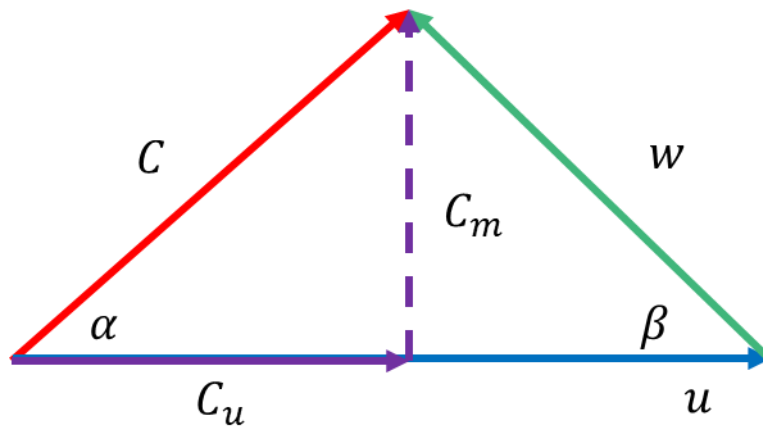


Figura 2-12: representación gráfica el triángulo de velocidades.

Donde el vector C corresponde a la velocidad absoluta del fluido, el cual se puede descomponer vectorialmente en una componente tangencial C_u y una componente radial C_m . Además, tanto

Capítulo 2. Marco teórico

en la entrada como en la salida del álabe/pala, se engendra una velocidad absoluta tangencial u a este y una velocidad relativa w del fluido con respecto al álabe.

Luego, con estas componentes se puede escribir la primera forma de la ecuación de Euler: [13] [14]:

$$H_e = \pm \frac{u_1 C_{u1} - u_2 C_{u2}}{g} \quad (16)$$

Donde:

H_e : Altura de Euler.

u_1 : Velocidad del fluido tangencial al rodete a la entrada.

C_{u1} : Componente tangencial de la velocidad absoluta a la entrada de la pala.

u_2 : Velocidad del fluido tangencial al rodete a la salida.

C_{u2} : Componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida de la pala.

g : aceleración de gravedad.

La segunda forma de la ecuación de Euler tiene la forma [13] [14]

$$H_e = \pm \frac{1}{g} \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} \right) \quad (17)$$

Donde:

w_1 : Velocidad del fluido relativa a la pala a la entrada.

w_2 : Velocidad del fluido relativa a la pala a la salida.

La potencia teórica extraída del fluido por medio de la turbomáquina se puede obtener por la ecuación 18. [13] [14]

$$P_e = \rho g Q H_e \quad (18)$$

Donde:

P_e : Potencia teórica o potencia e Euler.

ρ : Densidad del fluido.

Q : Flujo volumétrico.

2.6. DISEÑO DE LA RUEDA HIDRÁULICA

El diseño de una rueda hidráulica comprende dos variables que dependen de las condiciones del cauce donde se instalará; estas variables son: el diámetro total de la rueda D , y la altura bruta de caída de agua H , con la restricción que $D \geq 2H$ [17] [18]. Ya que H viene dado por el canal, el diámetro se considera una variable de diseño “libre”.

2.6.1. Ancho de la pala

El ancho de la pala de la rueda viene dado por: [17] [19]

$$B = \frac{Q}{u_1 k \delta} \quad (19)$$

Donde:

B : Ancho y profundidad de la pala de la rueda hidráulica.

Q : Flujo volumétrico o descarga.

u_1 : Velocidad del agua tangencial a la rueda hidráulica.

2.6.2. Longitud de la pala

La longitud L de la pala viene dada por: [17]

$$L = \sqrt{B^2 + C^2} \quad (20)$$

2.6.3. Ángulo de ataque de la pala

El ángulo de ataque del álabe o pala de la rueda hidráulica α' puede ser determinado a través de la ecuación 22. [17]

$$\alpha' = 180^\circ - \sin^{-1} \left(\frac{D - 2l}{D} \right) \quad (21)$$

α : ángulo formado entre el nivel del fluido y la pala.

El ángulo α es el parámetro principal de la rueda hidráulica. El valor de este ángulo debe elegirse de tal manera que la fuerza del agua actual en la hoja sea máxima cuando la pala está entrando

en el agua y el mínimo al salir de ella [17]. Este ángulo sirve para las distintas disposiciones de los álabes de una rueda hidráulica de cualquier tipo como las expresadas en el punto 2.3.2.

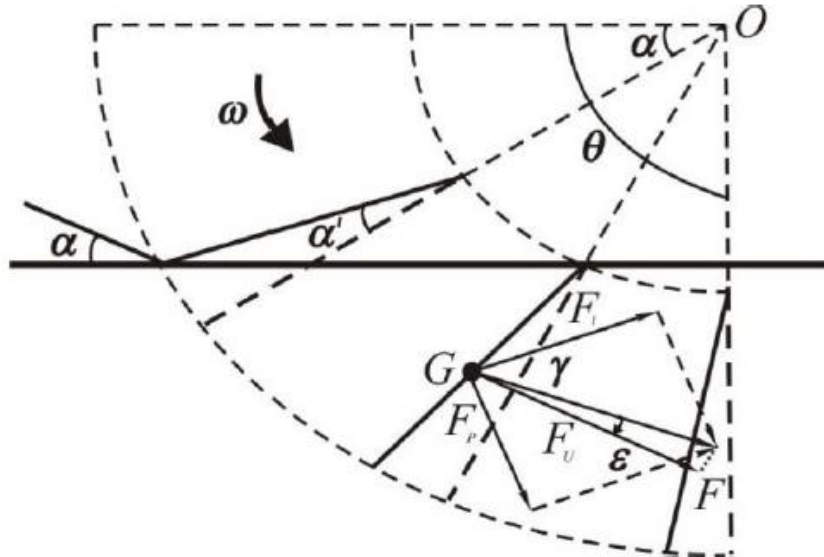


Figura 2-13: Ángulo de ataque del álabe de una rueda hidráulica [15].

2.6.4. Fuerza sobre los álabes

La fuerza ejercida sobre los álabes de una rueda hidráulica de palas planas se obtiene a través de la ecuación 9, en la que la velocidad del centro de gravedad \vec{v} se define como: [16]

$$\vec{v} = v - v' \quad (22)$$

Donde

v : Velocidad del fluido del canal antes del choque con el álabe.

v' : Velocidad tangencial de la rueda hidráulica.

La velocidad v' a su vez está definida como: [16]

$$v' = \omega R = cv \quad (23)$$

Con $0 < c < 1$

Capítulo 2. Marco teórico

La fuerza que el fluido ejerce sobre las palas planas de la rueda viene dada por la ecuación 9, considerando que la velocidad del fluido a lo largo del canal es constante y que la expresión del flujo másico adopta la forma: [16]

$$\frac{dm}{dt} = \rho A(v - v') \quad (24)$$

Donde

ρ : densidad del fluido.

A : Área de la pala.

$(v - v')$: velocidad del fluido después del choque.

Esto debido a que no hay intercambio de masa durante la interacción entre la pala y el fluido del canal, sino un intercambio de energía que se ve reflejado en el giro de la rueda.

Finalmente, reemplazando las ecuaciones 23 y 24 en la ecuación 9 de impulso hidráulico, y factorizando los términos, se obtiene que la fuerza que ejerce el fluido sobre las palas rectas de la rueda hidráulica se expresa como: [16] [17]

$$F = \rho A v^2 (1 - c)^2 \quad (25)$$

Si las palas no son planas, sino que tienen una forma curva de manquera que el fluido se aloja en ella, de modo que la velocidad del fluido al final del recorrido por la pala es $v' = 0$, la ecuación 22 se reduce a $\vec{v} = v$, por lo que, realizando el trabajo matemático correspondiente, se obtiene que la ecuación 25 adopta la forma: [16]

$$F = \rho A v^2 (1 - c) \quad (26)$$

2.6.5. Potencia de una rueda hidráulica de paso

Pala una rueda hidráulica de palas planas, la potencia hidráulica viene dada por el producto entre la fuerza ejercida sobre sus palas y la velocidad tangencial de la rueda sobre el centro de gravedad las mismas, dando como resultado la ecuación: [16] [17]

$$N_T = \rho A v^3 c (1 - c)^2 \quad (27)$$

De la misma manera, si la rueda hidráulica posee álabes que cumplen con la condición expuesta en el apartado 2.6.4, la fuerza sobre los álabes viene dada por la ecuación 26 y, por lo tanto, la potencia hidráulica de la rueda (que se obtiene a través del mismo producto que la rueda anterior) se expresa de la forma: [16]

$$N_T = \rho A v^3 c(1 - c) \quad (28)$$

2.6.5.1. Potencia óptima de una rueda hidráulica de paso

La potencia teórica óptima del equipo se alcanza cuando el fluido intercambia la mitad de su energía cinética con la rueda hidráulica. Esto se logra cuando: [16]

$$dE = \frac{1}{2} \rho A v^2 dx \quad (29)$$

Por lo que cuando $\frac{dx}{dt} = v$, se tiene que $\frac{dE}{dt} = N_{op}$ es la potencia óptima, que toma la forma:
[16]

$$N_{op} = \frac{\rho A v^3}{2} \quad (30)$$

2.6.5.2. Rendimiento de una rueda hidráulica

cuando se compara la potencia extraíble de la rueda hidráulica de paso con la potencia óptima del sistema, es posible establecer el rendimiento de estos dispositivos, de manera que, para una rueda hidráulica de palas planas, el rendimiento viene dado por

$$\eta = \frac{N_T}{N_{op}} = 2c(1 - c)^2 \quad (31)$$

Mientras que para una rueda de alabes hidrodinámicos, o rueda de Poncelet, el rendimiento de la máquina adopta la forma

$$\eta = \frac{N_T}{N_{op}} = 2c(1 - c) \quad (32)$$

2.7. ELEMENTOS MECÁNICOS PARA LA RUEDA HIDRÁULICA

Para el funcionamiento de la rueda hidráulica, son necesarios algunos elementos como el eje, rodamientos, pernos para anclarlo a la estructura, entre otros; cada uno de estos elementos están sometidos a distintos tipos de cargas y condiciones que hacen necesario un análisis de falla de ellos, con el fin de conservar la integridad del equipo durante su funcionamiento. Algunos elementos se diseñan para que fallen en lugar de un componente más complejo, cuyo desperfecto podría complicar la reparación y funcionamiento futuro del equipo; otros elementos como ejes son vitales para una máquina, por lo que se diseñan para que no presenten falla o que fallen a muy largo plazo. En esta sección se expone la teoría de falla de los ejes de transmisión mecánica y su diseño según las normas internacionales vigentes que regulan estos elementos; junto con el cálculo y criterio de selección de rodamientos

2.7.1. Diámetro de eje

El cálculo del diámetro del eje para la rueda hidráulica está normado según la Norma ANSI/ASME B106.1M, el cual regula el diseño de los ejes de transmisión. Según el tipo de eje a diseñar, se puede utilizar la ecuación 23 o 24 [20]:

2.7.1.1. Eje sólido

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{32FS}{\pi}\right) \sqrt{\left(\frac{M}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{T}{S_y}\right)^2}} \quad (33)$$

Donde:

d : Diámetro del eje.

FS : Factor de seguridad.

M : Momento flector

S_f : Límite de fatiga corregido del eje en flexión o resistencia a la fatiga.

T : Par torsional sobre el eje.

S_y : Resistencia a la tensión.

2.7.1.2. Eje hueco

$$d = \left(\frac{1}{\sqrt[3]{1 - K^4}} \right)^3 \sqrt[3]{ \left(\frac{32FS}{\pi} \right) \sqrt{ \left(\frac{M}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 } } \quad (34)$$

Donde:

d : Diámetro del eje.

FS : Factor de seguridad.

M : Momento flector.

S_f : Límite de fatiga corregido del eje en flexión o resistencia a la fatiga.

T : Par torsional sobre el eje.

S_y : Resistencia a la tensión.

K : relación de ahuecado.

2.7.2. Falla por fatiga

Existe una condición en la cual los esfuerzos varían o fluctúan entre ciertos niveles los cuales se llaman esfuerzos variables, repetidos, alternantes o fluctuantes. El análisis revela que los esfuerzos máximos reales estuvieron por debajo de la resistencia última del material y a veces por debajo de la resistencia a la fluencia. La característica principal de estas fallas consiste en que los esfuerzos se repitieron un gran número de veces. Por lo tanto, a la falla se le llama falla por fatiga [21].

2.7.2.1. Límite de resistencia a la fatiga

Para determinar el límite a la fatiga se necesitan muchos ensayos. Generalmente se utiliza una correlación entre el límite de fatiga y la resistencia a la tensión, siendo el límite de fatiga aproximadamente entre un 40 y un 60% de la resistencia a la tracción. Dicho valor se compensa mediante el uso de factores de diseño. Para los aceros el límite de resistencia a la fatiga se estima según lo expresado en la ecuación 25 [21].

$$S'_e = \begin{cases} 0,5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (35)$$

Donde:

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga.

S_{ut} : Resistencia a la tensión.

2.7.2.2. Límite de resistencia a la fatiga corregido (Ecuación de Marin)

Se ha visto que la muestra para el ensayo en máquina rotativa en el laboratorio para determinar los límites de resistencia a la fatiga se preparan con mucho cuidado y se ensaya bajo condiciones muy controladas. No es posible esperar que el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico o estructural iguale los valores que se obtuvieron en el laboratorio. Marin identificó factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño. La carga, la temperatura y varios otros puntos. Por lo tanto, la ecuación de Marin se escribe [21].

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (36)$$

Donde:

S_e : límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

k_a : factor de modificación de la condición superficial

k_b : factor de modificación del tamaño

k_c : factor de modificación de la carga

k_d : factor de modificación de la temperatura

k_e : factor de confiabilidad

k_f : factor de modificación de efectos varios

2.7.2.3. Factor de modificación de la condición superficial

El factor de modificación por condición superficial del elemento/máquina se puede obtener utilizando la ecuación [21]:

$$k_a = (a S_{ut})^b \quad (37)$$

Donde los factores a y b se encuentran en la tabla adjunta.

Tabla 2-3: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin [14].

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frío	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Como sale de la forja	39,9	272	-0,995

2.7.2.4. Factor de modificación de tamaño.

El factor de tamaño se evaluó en 133 conjuntos de puntos de datos. Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como [21]:

$$k_b = \begin{cases} 0,879 d^{-0,107} & 0,11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0,91 d^{-0,157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ 1,24 d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51 d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (38)$$

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo cual

$$k_b = 1 \quad (39)$$

2.7.2.5. Factor de modificación de carga

Cando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial (empujar y jalar) y de torsión, los límites de resistencia a la fatiga difieren con S_{ut} . Dependiendo del tipo de carga que actúe sobre el elemento se debe realizar la siguiente corrección [21]:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{Flexión} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torsión} \end{cases} \quad (40)$$

2.7.2.6. Factor de modificación de temperatura

Cuando las temperaturas de operación son menores que la temperatura ambiente, la fractura frágil es una posibilidad fuerte, por lo que se necesita investigar primero. Cuando las temperaturas de operación son mayores que la temperatura ambiente, primero se debe investigar la fluencia porque la resistencia a ésta disminuye con rapidez con la temperatura. Cualquier esfuerzo inducirá flujo plástico en un material que opera a temperaturas elevadas, por lo que también se sugiere considerar este factor. Por último, puede ser cierto que no existe límite a la fatiga en el caso de materiales que operan a temperaturas elevadas [21]. El factor de corrección de temperatura se obtiene como

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (41)$$

Donde:

S_T : Resistencia a la tensión a la temperatura de operación

S_{RT} : Resistencia a la tensión a temperatura ambiente

La tabla 2-4 entrega distintos valores de k_d para distintas temperaturas:

Tabla 2-4: efecto de la temperatura de operación en la resistencia del acero [21].

Temperatura, °C	$k_d = S_T/S_{RT}$	Temperatura, °F	$k_d = S_T/S_{RT}$
20	1,000	70	1,000
50	1,010	100	1,008
100	1,020	200	1,020
150	1,025	300	1,024
200	1,020	400	1,018
250	1,000	500	0,995
300	0,975	600	0,963
350	0,943	700	0,927
400	0,900	800	0,872
450	0,843	900	0,797
500	0,768	1000	0,698
550	0,672	1100	0,567
600	0,549		

2.7.2.7. Factor de confiabilidad

El factor de confiabilidad se desarrolla por medio de un análisis estadístico de distintos valores de límite de resistencia a la fatiga, donde el límite medio de resistencia a la fatiga es $S_e/S_{ut} = 0,5$. La mayoría de los datos de resistencia a la fatiga se reportan como valores medios. Los datos que presentaron Haugen y Wirching muestran desviaciones estándar de la resistencia a la fatiga de menos de 8%. Por lo tanto, el factor de modificación de la confiabilidad aplicable para esto puede escribirse como [21]:

$$k_e = 1 - 0,008z_\alpha \quad (42)$$

Donde z_α es un estadístico de prueba para las pruebas Z que mide la diferencia entre un estadístico observado y su parámetro hipotético de población en unidades de la desviación estándar [22] [23]. z se encuentra normalmente distribuida, con una media de cero y una desviación estándar y variancia iguales a la unidad. Los valores de cualquier confiabilidad se pueden obtener a partir de la tabla encontrada en el Anexo X [22] [23]. En la tabla 2-5 se proporcionan los factores de confiabilidad de algunas confiabilidades estándar especificadas.

Tabla 2-5: Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga [21].

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_α	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

2.7.2.8. Factor de modificación de efectos varios

Aunque el factor k_f tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros efectos, en verdad significa un recordatorio que estos efectos se deben tomar en cuenta, porque los valores reales de k_f no siempre están disponibles [20] [21].

El valor de k_f , viene dado por:

$$k_f = \frac{1}{1 + q(K_t - 1)} \quad (43)$$

Donde:

Capítulo 2. Marco teórico

q : sensibilidad a la muesca

K_t : factor de concentración de esfuerzos por fatiga

El valor de q para aceros y aleaciones de aluminio se puede obtener a través del ábaco de la imagen 2-14.

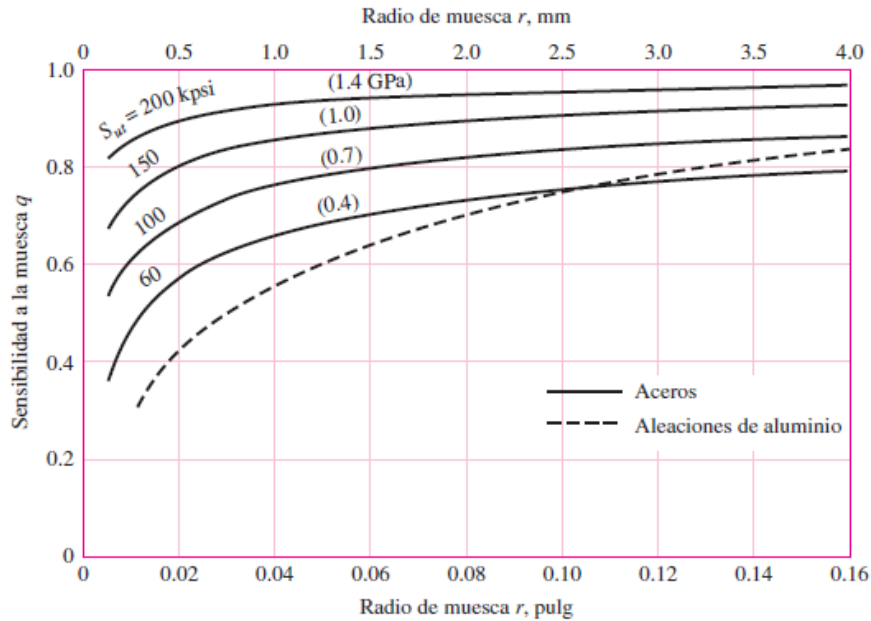


Figura 2-14: Sensibilidad a la muesca para el caso de aceros y aleaciones de aluminio [21].

El factor de sensibilidad de la muesca q , también puede calcularse mediante la expresión [21]:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (44)$$

Donde \sqrt{a} se denomina *constante de Neuber* y es una constante del material. Para el caso de los aceros, con S_{ut} expresado en kpsi, esta constante puede aproximarse mediante un ajuste de datos a un polinomio de tercer orden, de la siguiente forma [21]:

$$\sqrt{a} = 0,245\,799 - 0,307\,794(10^{-2})S_{ut} + 0,150\,874(10^{-4})(S_{ut})^2 - 0,266\,978(10^{-7})(S_{ut})^3 \quad (45)$$

Capítulo 2. Marco teórico

El valor de K_t para ejes cilíndricos sometidos a flexión, como el caso del eje que sostendrá el peso de la rueda, viene dado según gráfico expuesto en la imagen 2-15.

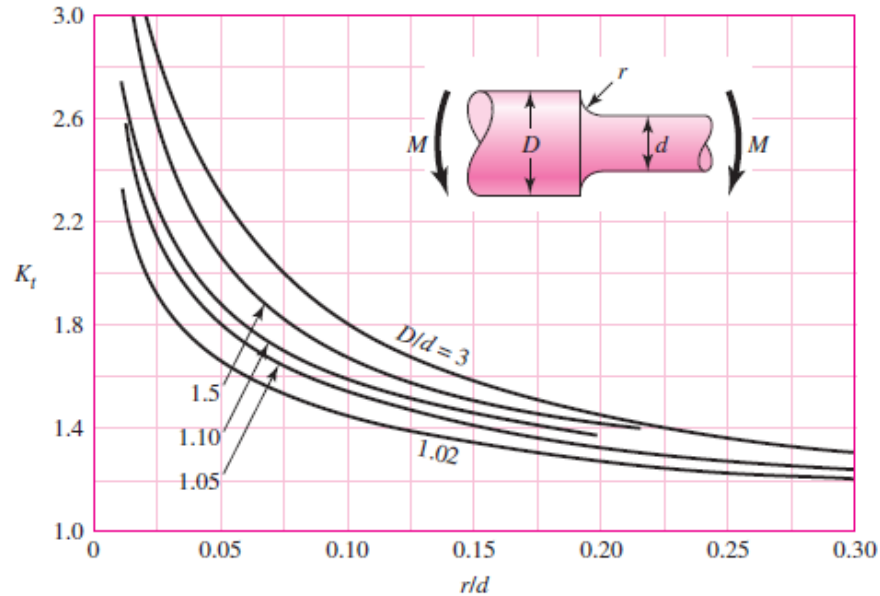


Figura 2-15: eje redondo con filete en el hombro en flexión [21].

2.7.2.9. Vida del eje

Se entiende por “vida” de un elemento mecánico al número de ciclos de carga y descarga que soporta hasta la fatiga. Se dice que un elemento tiene vida N infinita cuando $N \geq 10^6$ ciclos.

2.7.2.10. Resistencia a la fatiga

La resistencia a la fatiga S_f del elemento mecánico sometido a cargas cíclicas se obtiene mediante la ecuación:

$$S_f = a N^b \quad (46)$$

Donde los factores a y b vienen dados de la forma:

$$a = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e} \quad (47)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f S_{ut}}{S_e}\right) \quad (48)$$

2.7.3. Selección de Rodamientos

Cuando se prueban grupos de cojinetes nominalmente idénticos con el criterio vida-falla a cargas diferentes, los datos se representan en gráficas como las de la figura 11-4, mediante una transformación log-log. Para establecer un punto individual, la carga F_1 y la vida nominal del grupo uno $(L_{10})_1$ son las coordenadas que se transforman de manera logarítmica. La confiabilidad asociada con este punto, y todos los demás, es 0.90. De esta forma, se obtiene una visión momentánea de la función del efecto carga-vida a una confiabilidad de 0.90. Mediante una ecuación de regresión de la forma [21]:

$$C_{10}(L_R n_R 60)^{\frac{1}{a}} = F_D (L_D n_D 60)^{\frac{1}{a}} \quad (49)$$

Donde

C_{10} : Clasificación (Carga dinámica) de catálogo, kgf o kN

L_R : Vida nominal, hrs

n_R : Velocidad nominal, rpm

F_D : Carga radial deseada, kgf o kN

L_D : Vida deseada, hrs

n_D : Velocidad deseada, rpm

El valor de a depende del tipo de rodamiento que se desea:

$a = 3$ para rodamiento de bolas

$a = \frac{10}{3}$ para rodamiento de rodillos (rodillo cilíndrico o cónico)

Despejando la ecuación 37, se obtiene que la clasificación de catálogo tiene la forma:

$$C_{10} = F_D \left(\frac{L_D n_D 60}{L_R n_R 60} \right)^{\frac{1}{a}} \quad (50)$$

La compañía de rodamientos más comúnmente usada SKF clasifica sus rodamientos para un millón de revoluciones, de modo que $L_R n_R 60 = 10^6$ revoluciones. Por lo tanto, para rodamientos SKF, la carga dinámica se reduce a la ecuación:

$$C_{10} = F_D \left(\frac{L_D n_D 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{a}} \quad (51)$$

CAPÍTULO 3. DESARROLLO DE LA SOLUCIÓN A LA PROBLEMÁTICA

3.1. METODOLOGÍA DE DISEÑO

Para poder realizar los primeros bocetos del dispositivo, es necesario contar con algunos parámetros que deben considerarse como variables libres y otros que deben ser calculados, antes de poder bosquejar como se haría naturalmente. Esto se debe a que algunas variables de diseño son dependientes de las consideraciones que se asuman, además del entorno que se usó como base para realizar el diseño.

3.1.1. Variables libres y parámetros conocidos

Cuando el diámetro es inferior a 3,5 m y la altura hidráulica es baja los valores de las ecuaciones 19, 20, 21 y 22 arrojan resultados irregulares e incoherentes respecto a la geometría, por lo que los parámetros δ y B se deben tomar como variables libres, teniendo como restricción las condiciones geométricas del canal, y realizar los cálculos en función a la teoría de las turbomáquinas expuesto en el punto 2.5.

Ahora bien, la determinación de los parámetros geométricos se hizo tomando en consideración las condiciones del marco prismático del canal de donde se obtuvieron las condiciones de entrada (ver Anexo 1).

La siguiente tabla resume los valores utilizados para la elaboración de los cálculos respectivos y diseños.

Tabla 3-1: Resumen de parametros conocidos y variables libres para cálculo y diseño.

Parámetro	Valor
Caudal estimado	$Q = 1,79 \text{ m}^3/\text{s}$
Diámetro de la rueda	$D = 2 \text{ m}$
Altura de la pala	$\delta = 0,48 \text{ m}$
Ancho de la rueda	$B = 0,8 \text{ m}$
ancho del canal	$b = 1,5 \text{ m}$
profundidad estimada del canal	$H = 0,6 \text{ m}$

3.1.2. Geometría de los álabes

Haciendo uso de la ecuación 21 y 22 para obtener la longitud transversal de la rueda y el ángulo de ataque. Las opciones de alabe son: palas planas cuyo ángulo de ataque se mide entre la pala misma con la proyección del diámetro de la rueda (figura 3-1) o realizar un diseño hidrodinámico que minimice las pérdidas de energía debido al roce del agua con el álabe y que maximice la transferencia de energía al entrar al fluido (figura 3-2).

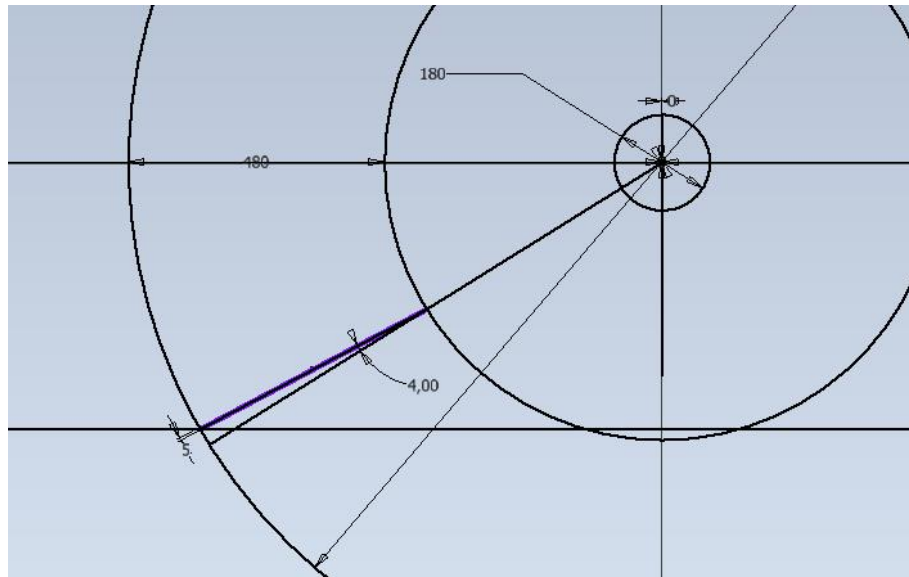


Figura 3-1: Boceto de álabes planos con el ángulo de ataque requerido.

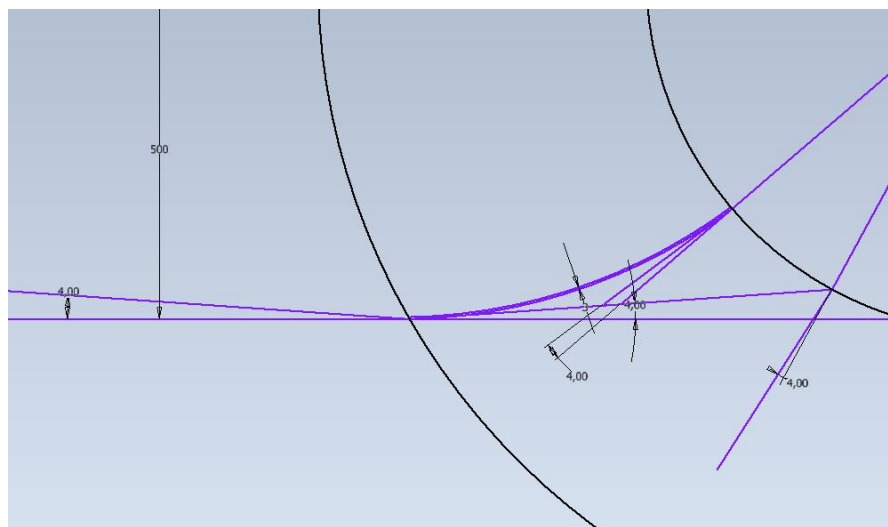


Figura 3-2: Boceto de álabe hidrodinámico con el ángulo de ataque requerido.

3.1.3. Diseño 3D de la rueda hidráulica y plataforma

A continuación, se presentan las siguientes propuestas de diseño de la rueda hidráulica. En este inciso solo se establecen modelos y geometrías de la máquina y su soporte, sin considerar el material de fabricación. Lo que se busca es determinar las opciones presentes de rueda de paso en función de lo expresado en los puntos anteriores a fin de determinar cuál de ellos entrega las mejores prestaciones de trabajo.

3.1.3.1. Propuesta de diseño rueda hidráulica

Puesto que se establecen dos formatos de álabe distintos en el diseño, se modelan ambos casos de manera preliminar, a fin de establecer posteriormente el diseño óptimo para el desarrollo del proyecto.

Los casos de estudio serán rueda hidráulica de placas planas y rueda de Poncelet, los cuales se modelan en el software Autodesk Inventor para modelar las paredes, los álabes, los rayos y el buje para el eje.

3.1.3.1.1. Rueda hidráulica de palas planas

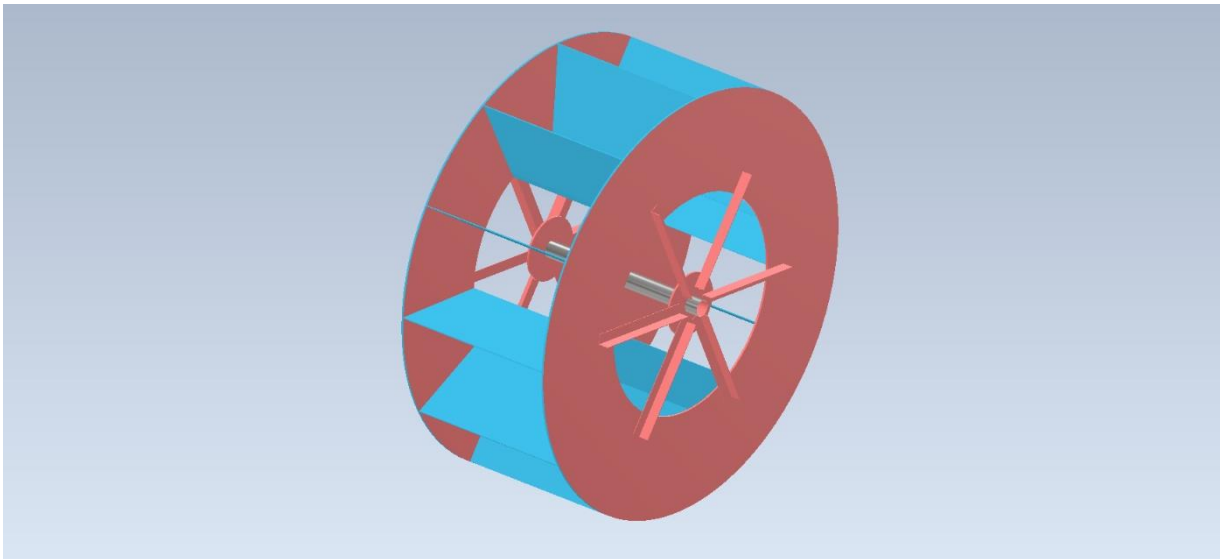


Figura 3-3: Diseño de rueda hidráulica de palas planas.

3.1.3.1.2. Rueda hidráulica de palas curvas

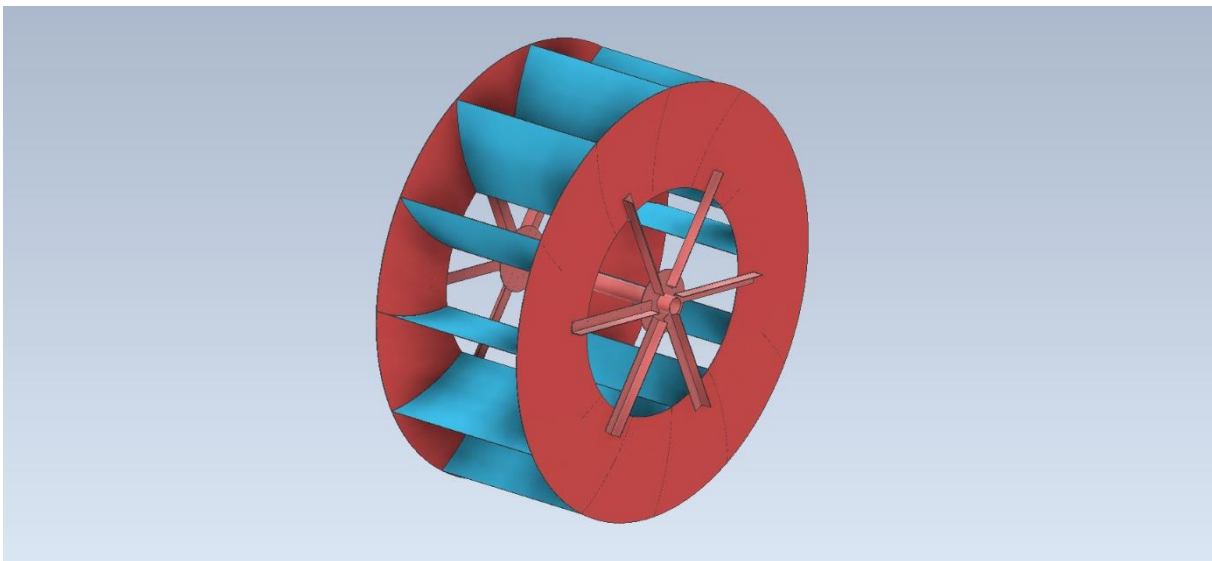


Figura 3-4: Rueda de agua de alabes curvas (Rueda de Poncelet).

Las dimensiones de cada uno de los componentes se presentan en la tabla 3-2.

Tabla 3-2: especificaciones geométricas preliminares de diseño de la rueda hidráulica.

Componente		Medidas
Marco		Diámetro exterior: 1000 mm
		Diámetro interior: 520 mm
Álabes	Planos	Largo: 490 mm
	Curvos	Largo: 670 mm
Rayos de soporte		Largo: 550 mm
		Perfil: 50x50x3 mm
Conexión a eje		Diámetro exterior: 300 mm

3.1.3.2. Plataforma de montaje

La plataforma de montaje es la estructura en donde descansa la rueda hidráulica y los accesorios como el generador y los cojinetes donde descansa el eje.



Figura 3-5: Opción de plataforma de montaje cuadrada.

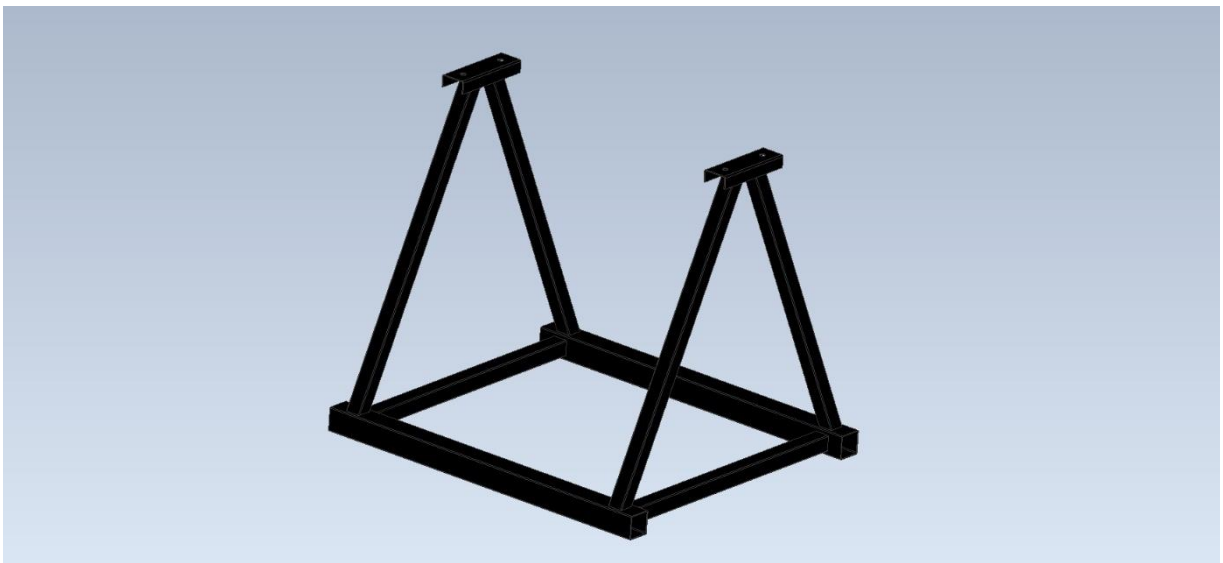


Figura 3-6: plataforma triangular con apoyo sobre el lecho y ganchos para anclaje de tensor.

3.1.3.3. Rampa de cauce

La rampa de cauce es una estructura con pendiente con el propósito de levantar el lecho del canal y depositar el fluido sobre los álabes, generando a su vez, un “vacío de aire” que reduce la fricción de la máquina producida por el movimiento al interior de un fluido.

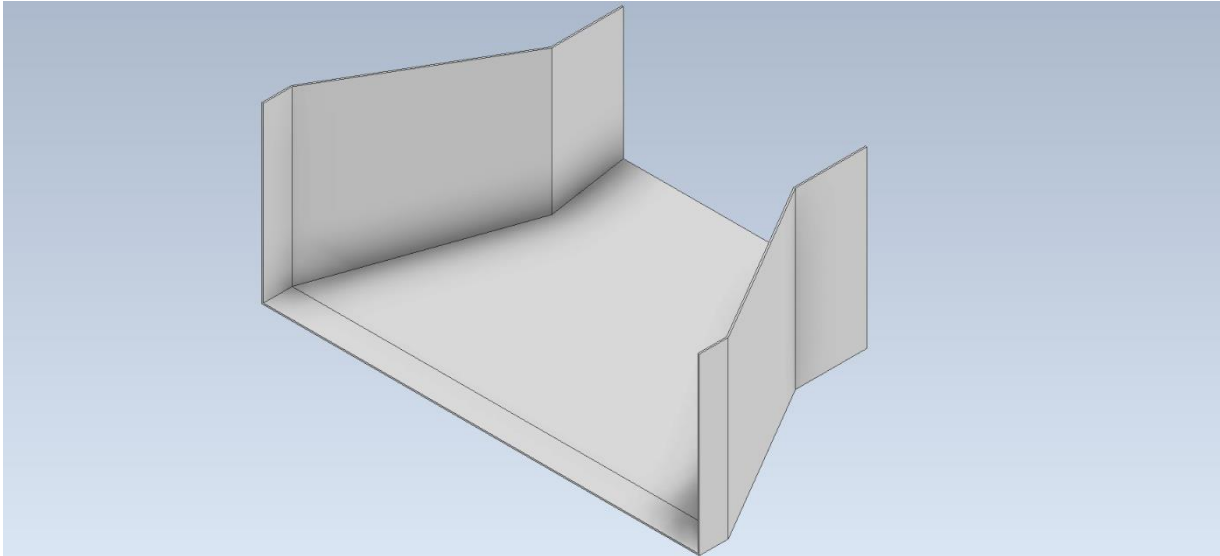


Figura 3-7: Rampa de cauce.

3.2. DISEÑO HIDRÁULICO

Para efectuar los cálculos correspondientes a la mecánica de fluidos e hidráulica del sistema, se procede a utilizar el software de memoria de cálculo Smath (ANEXO 2) donde se ordenan los parámetros para modelar los casos de rueda hidráulica de palas planas y la rueda de Poncelet. Los gráficos de Potencia y rendimiento de ambos casos son modelados en el software Scilab y presentados en los respectivos incisos. El objetivo es determinar el equipo que presente las mejores prestaciones para la generación eléctrica.

3.2.1. Fuerza ejercida sobre los álabes

La fuerza ejercida sobre las palas de la rueda hidráulica se modela como una función dependiente de la velocidad de giro de la máquina. Si la rueda se encuentra detenida, las palas

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

sumergidas quedan expuestas a la máxima magnitud que puede ejercer el fluido en movimiento por el canal, decreciendo a media que aumenta el giro de la máquina hasta el punto de Embalamiento, en que la velocidad tangencial del equipo es igual a la velocidad del fluido que pasa por el canal, momento en el cual, en teoría, no se ejercería fuerza sobre la pala.

El comportamiento para ambos casos es cuadrático y lineal respectivamente, lo que se puede apreciar en el gráfico 3-1.

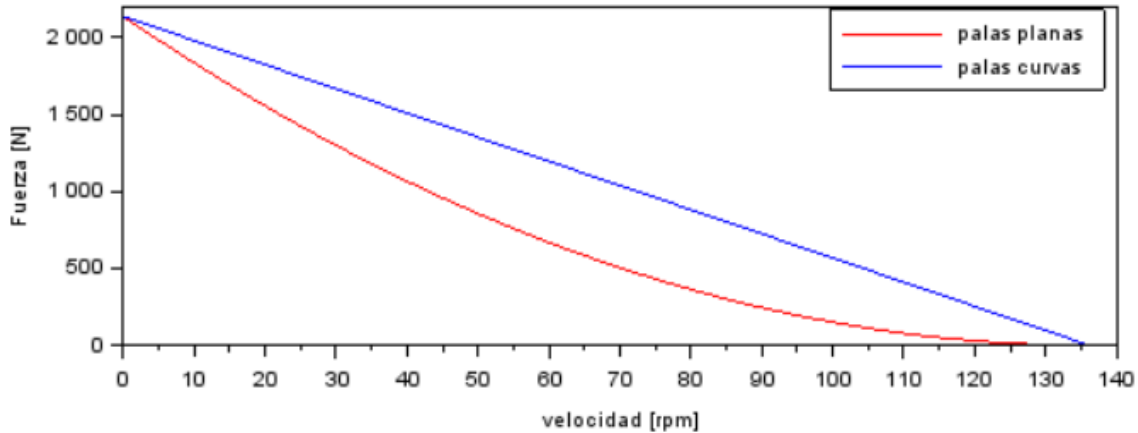


Gráfico 3-1: Curva fuerza vs velocidad de giro de la rueda hidráulica. (Rojo: Rueda de palas planas. Azul: Rueda de Poncelet).

Los resultados obtenidos considerando que $v' = \frac{1}{2}v$ la fuerza ejercida sobre los álabes en ambos casos es:

Rueda hidráulica de palas rectas	551,57 N
Rueda hidráulica de palas curvas (Poncelet)	1103,13 N

3.2.2. Potencia máxima teórica de la máquina

Tomando la teoría de las turbinas de acción, la cual indica que, para desarrollar la potencia ideal de una turbomáquina de esta categoría, la velocidad tangencial es la mitad de la velocidad con la que el fluido impacta la pala en el punto de máximo intercambio de energía. [13] [16]

Dadas las condiciones del canal, que se aprecian en la tabla 3-2, usando la ecuación 30, se establece que la potencia máxima teórica que posee el canal es de aproximadamente 2,21 kW.

Tabla 3-3: condiciones y potencia de la rueda hidráulica.

Nivel de agua estimado	$H = 0,6 \text{ m}$
Velocidad media del fluido	$c = 1,99 \text{ m/s}$
Densidad del fluido	$\rho = 999,56 \text{ kg/m}^3$
Velocidad de giro de la máquina	$\omega = 68,17 \text{ rpm}$
Potencia óptima de la máquina	$P = 2205,89 \text{ W}$

3.2.3. Potencia hidráulica teórica

La potencia teórica que se puede extraer del canal viene dada por las ecuaciones 27 y 28 por expresiones cúbica y cuadrática respectivamente. Estas expresiones definen el comportamiento de la máquina como generador y a través de ella se puede determinar la potencia máxima que, teóricamente se puede extraer del fluido.

Si se toman las ecuaciones anteriormente mencionadas como función, haciendo variar la velocidad de rotación de la máquina, lo que se conoce como ensayo de máquina, se puede obtener la curva de potencia, que se muestra a continuación:

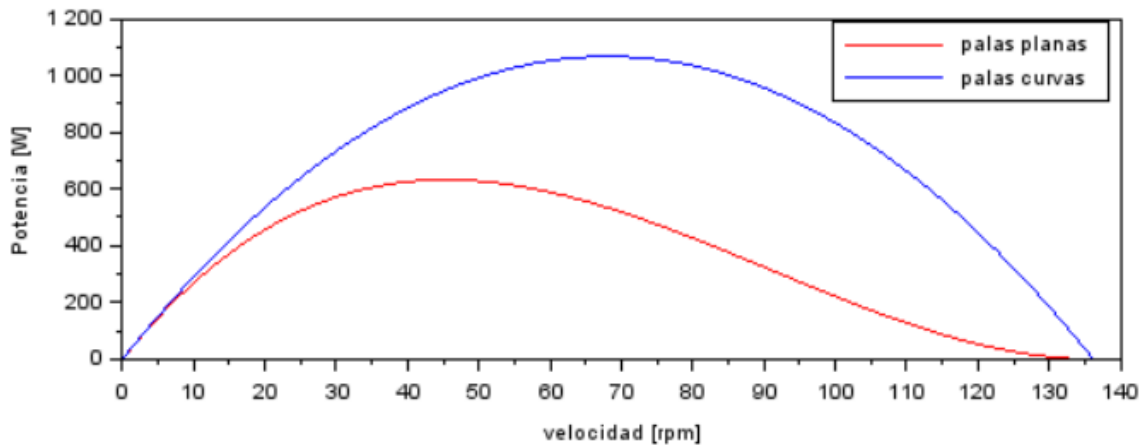


Gráfico 3-2: Curva Potencia vs velocidad de giro de la rueda hidráulica. (Rojo: Rueda de palas planas. Azul: Rueda de Poncelet).

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

Basados en las condiciones del canal, previamente descritas, la potencia que es posible generar por ambas ruedas hidráulicas es respectivamente.

Rueda hidráulica de palas rectas	551,47 W
Rueda hidráulica de palas curvas (Poncelet)	1102,94 W

3.2.4. Rendimiento de la máquina

El rendimiento de la máquina queda expresado según las ecuaciones 31 y 32 para la rueda de palas planas y rueda de Poncelet respectivamente. Dado que nunca se llega a un rendimiento de 100%, en el gráfico 3-3 se muestra el máximo rendimiento que se puede extraer con cada uno de los equipos presentados.

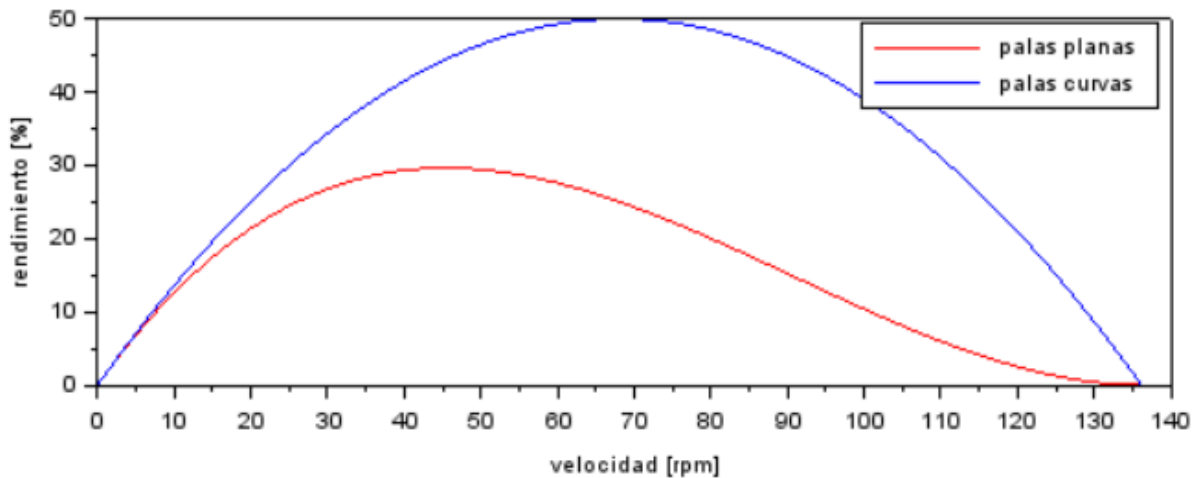


Gráfico 3-3: Curva rendimiento vs velocidad de giro de la rueda hidráulica. (Rojo: Rueda de palas planas. Azul: Rueda de Poncelet).

Para el caso de la rueda de palas planas, el rendimiento máximo está en el rango de 25 a 30% a una velocidad aproximada de 50 rpm. La rueda de Poncelet es la que registra el mayor rendimiento, con un 50% a 70 rpm.

Visto todo lo mencionado en este apartado, se consolida la rueda de Poncelet de álabes curvos como la mejor elección de diseño para la generación de potencia en el canal descrito. Debido a esto, se procede al diseño mecánico de una rueda hidráulica de álabes curvos (rueda de Poncelet).

3.3. DISEÑO MECÁNICO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA RUEDA HIDRÁULICA.

3.3.1. Material de construcción

Para el cuerpo y álabes de la rueda hidráulica serán diseñados en acero A36, una aleación de acero al carbono de propósito general muy comúnmente usado en estructuras metálicas. De los aceros al carbono, el acero ASTM A36 es una de las variedades más comunes en parte debido a su bajo costo. Ofrece una excelente resistencia y fuerza para un acero bajo en carbono y aleación. [24]

Las propiedades mecánicas de este acero se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 3-4: Propiedades mecánicas de acero ASTM A36 [24].

Propiedades mecánicas	
Módulo de elasticidad	200 GPa
Resistencia a la tracción	400 – 550 MPa
Límite elástico	220 – 250 MPa
Módulo de corte	79,3 GPa
Elongación	20 – 23 %
Dureza Brinell	119 – 162
Módulo de Poisson	0,26
Prueba de impacto Charpy con muesca en V, J (ft·lbf)	27 (20)
Límite de fluencia	250 MPa

3.3.2. Espesor de los álabes

Dadas las condiciones geométricas de los álabes expresadas en el apartado 3.1.2 se utiliza el método de elementos finitos en el software ANSYS Workbench 2021 R1, modelado en base a una superficie 2D, variando el espesor y sometiéndolo a las cargas obtenidas en el punto 3.2.1 con el fin no sobredimensionar excesivamente el material, minimizando el peso de la máquina y, por consiguiente, el costo del material.

El modelamiento se realizó de la siguiente manera:

3.3.2.1. Malla.

Se conforma una malla sobre la superficie del álabe con un refinamiento de 3 mm, máximo refinamiento que entrega el software con el fin de tener los resultados con mayor confiabilidad posible.

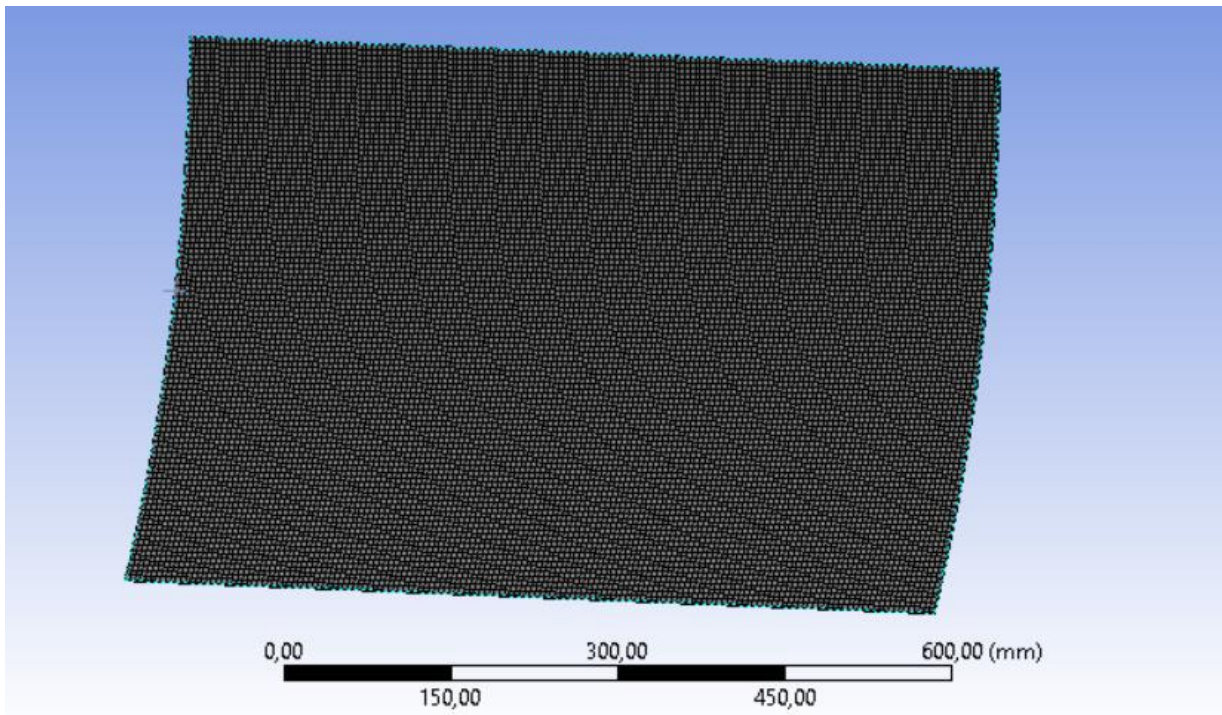


Figura 3-8: Refinamiento de la malla del álabe.

3.3.2.2. Condiciones de borde

Se aplica una condición *fixed support* sobre las aristas laterales del álabe, simulando los cordones de soldadura que lo unen a los marcos de la rueda hidráulica los cuales restringen los desplazamientos en esa zona. Y sobre toda la superficie interior, se ejerce la fuerza calculada en el inciso 3.2.1, lo cual se puede apreciar en la figura 3-9.

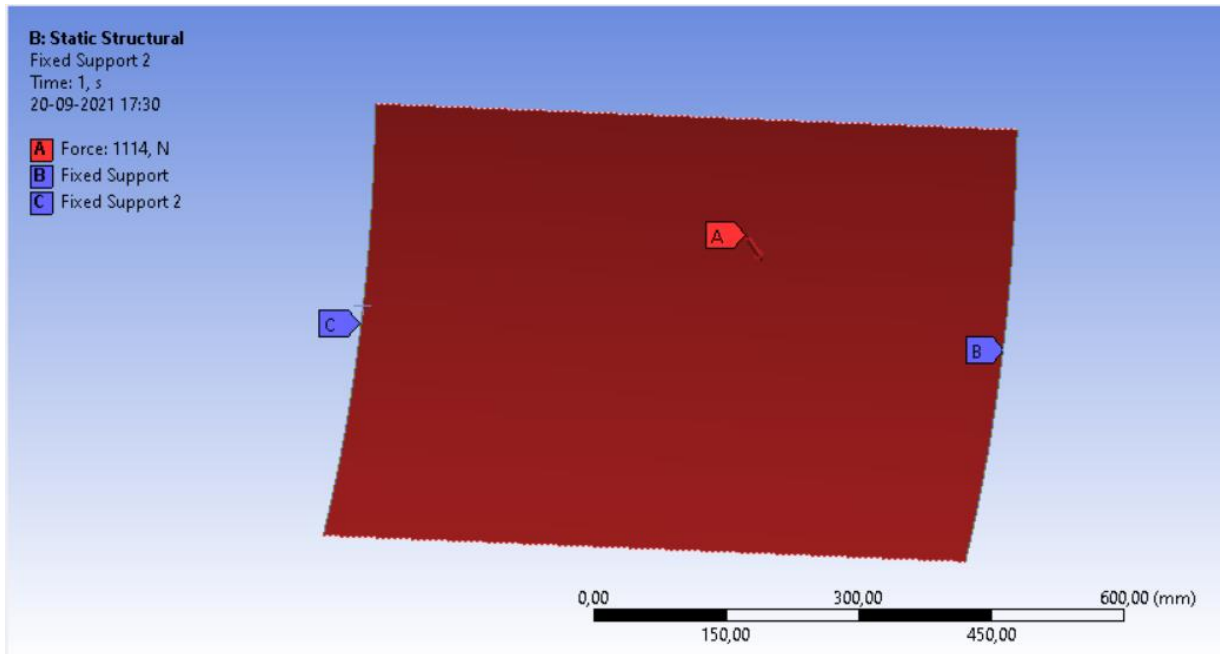


Figura 3-9: Condiciones de borde del álabe de una rueda hidráulica.

La fuerza ejercida se realiza sobre el eje normal a la superficie del álabe, esto debido que en esa disposición se genera el mayor intercambio entre el fluido y la máquina y, por consiguiente, se presentan los mayores esfuerzos que deben ser considerados para el momento del diseño. Además, según la teoría de turbomáquinas, la potencia máxima registrada por la máquina será la que se presente cuando la fuerza ejercida sobre la normal del álabe sea máxima.

3.3.2.3. Resumen de la simulación

El análisis se realizó en base a los espesores de plancha de acero A36 disponibles directamente en el mercado local, con el objetivo de conseguir el menor espesor comercialmente accesible que soporte las condiciones a las que se someterá la rueda al estar en funcionamiento.

Los esfuerzos se concentran principalmente en las esquinas como se aprecia en la figura 3-10, donde principalmente se encuentran las uniones soldadas, por lo que es de esperar que, una vez empiecen a producirse grietas, se encuentren concentradas en estos puntos. El resto de la estructura no se ve sometida a grandes esfuerzos, por lo que las opciones de falla serían desprendimiento de la placa en el cordón de soldadura, lo cual puede ser optimizado aplicando refuerzos en la zona.

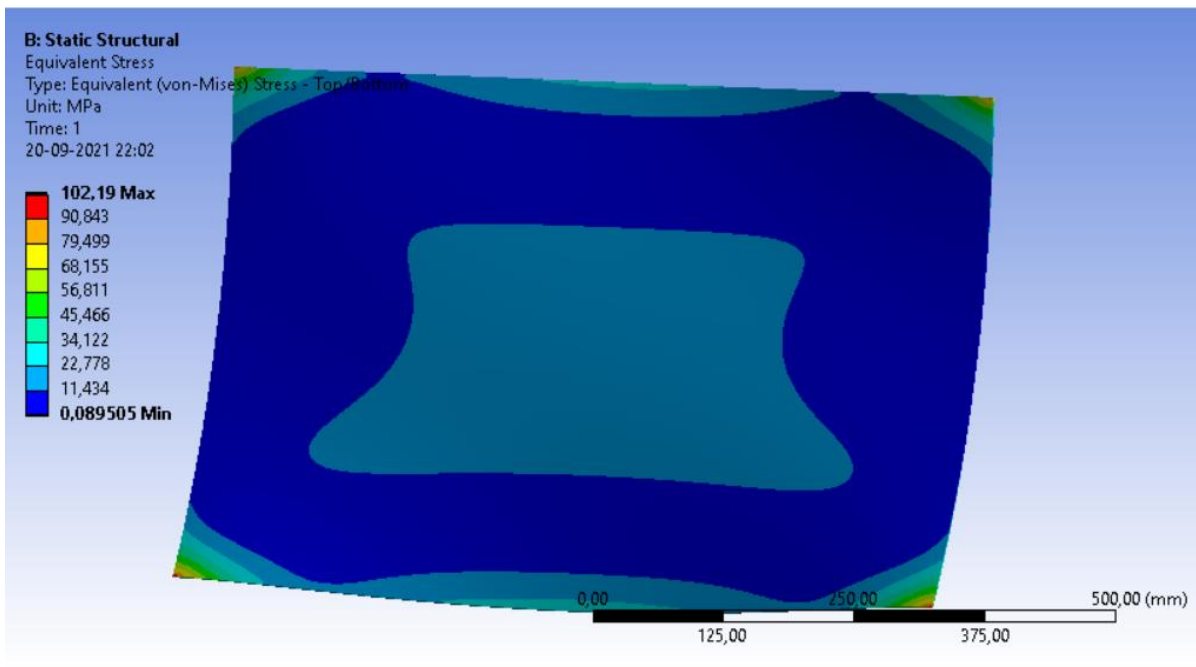


Figura 3-10: Esfuerzos sobre el álabe de la rueda hidráulica.

El resumen del análisis sobre el álabe se presenta a continuación en la tabla 3-5.

Tabla 3-5: relación entre el espesor y el esfuerzo máximo ejercido sobre el álabe.

Espesor mm	Esfuerzo máximo MPa
0,5	805,02
1	301,07
2	102,19
3	52,92

De esta manera se determina el espesor mínimo comercialmente aplicable de la plancha de acero con el cual se realizará la construcción de los álabes 2 mm en acero A36. Cabe destacar que del espesor también depende el proceso de fabricación involucrado en la confección del álabe, puesto que el proceso de cilindrado es viable para planchas de hasta 5 mm de espesor, más allá de eso concebir la geometría de los álabes adquiere un mayor grado de complejidad, pasando a otros procesos de fabricación o utilizando tubos de acero con el diámetro necesario y cortándolo en secciones.

De la misma manera, el marco de la rueda se realizará con plancha de 2 mm.

3.3.3. Diseño del eje

El material a utilizar para el diseño del eje es acero SAE 1045 laminado en caliente, el cual es un acero de aplicación universal que proporciona un nivel medio de resistencia mecánica y tenacidad. Este acero puede ser usado en condiciones de suministro; laminado en caliente o con tratamiento térmico (templado en aceite y revenido) [25].

Dado que las ecuaciones necesarias para el cálculo de la resistencia a la fatiga del material del eje requieren de un diámetro, que es lo que se desea conocer, la metodología de cálculo se basa en un proceso iterativo. Para ello se realiza la parametrización por medio del software Smath de cada uno de los factores (ecuaciones 25 a 33), tomando como supuesto un diámetro de 2 pulgadas, considerando un radio de muesca de 0,06 pulg. una relación D/d de 1,1. El diámetro resultante de esta primera iteración reemplaza al supuesto para realizar nuevamente el cálculo, calculando la relación entre la muesca y el diámetro del eje r/d en cada iteración, obteniendo un

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

nuevo diámetro. Así sucesivamente se calcula hasta lograr la convergencia de los valores, esto es, que el valor calculado sea igual o muy similar al valor del supuesto.

El resultado de este proceso se resume en la tabla 3-2.

Tabla 3-6: Número de iteraciones en cálculo de diámetro del eje.

Iteración	Diámetro in (supuesto/iterado)	r/d	K_t	Diámetro requerido in (ecuación 23)
1	2	0,03	1,95	1,7452
2	1,7452	0,0344	1,95	1,7444
3	1,7444	0,0344	1,95	1,7444

Se realizaron 3 iteraciones para llegar a la convergencia de los datos, por lo que el eje debe tener un diámetro mínimo de 1,74 pulgadas equivalente a 44,19 mm, por lo que el diámetro mínimo del eje debería tener 45 mm o $1\frac{3}{4}$ pulgadas. El diámetro mayor quedaría de 1,92 pulgadas según la relación anterior, por lo que se redondea a 2 pulgadas ya que es lo que se encuentra en el mercado.

3.3.4. Selección de rodamientos

Para la selección de los rodamientos es necesario calcular la carga dinámica a la cual se verán sometidos al estar en funciones. Para ello se utiliza la ecuación 41 bajo los siguientes requerimientos de trabajo.

Tabla 3-7: Condiciones de trabajo para la selección de rodamientos.

Carga radial deseada	2.293 N
Vida deseada	87.600 hrs (5 años)
Velocidad deseada	68,17 rpm
Factor del Fabricante (SKF)	$L_R n_R 60 = 10^6$ revoluciones
Carga de catálogo	16.287 N

Capítulo 3. Desarrollo de la solución a la problemática

La elección de la marca SKF se debe a que es una marca que se encuentra fácilmente en el comercio local, es uno de los principales fabricantes de rodamientos y accesorios para rodamientos a nivel internacional.

Por catálogo, el cojinete óptimo es un soporte de pie con rodamiento de bolas modelo UCP 209 – 28, diámetro de $1\frac{3}{4}$ ". Por consiguiente, la geometría del eje queda restringida a $1\frac{3}{4}$ ".

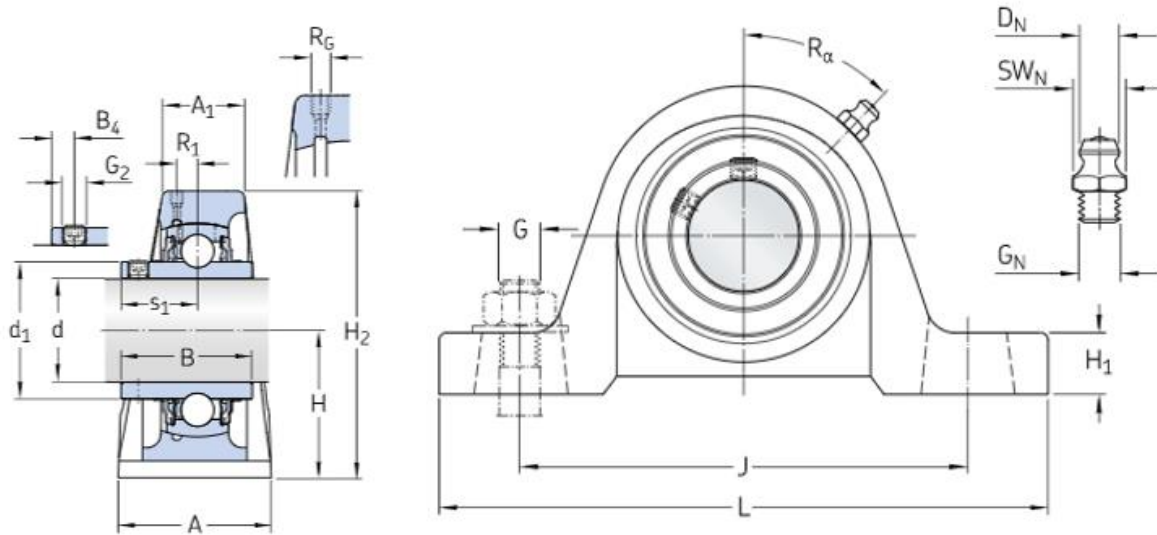


Figura 3-11: Geometría del soporte de pie SKF UCP 209-28 [26].

Según los datos de este cojinete, se necesitan pernos $5/8$ " para su montaje, por lo que se debe determinar la longitud necesaria del perno en base al ancho del marco donde irá montado. Para este caso la longitud es aproximadamente 4,5 pulgadas

CAPÍTULO 4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Capítulo 4. Análisis de resultados

En este capítulo se presentan los elementos necesarios para la transformación de la energía cinética del canal a energía eléctrica, junto con un balance de consumo de posibles equipos que pueden ser alimentados por este generador, priorizando aquellos aparatos que permiten mejorar la calidad de vida y que son imprescindibles en caso de pérdida de suministro a través de la red eléctrica tradicional.

Los resultados del diseño de la rueda hidráulica y la geometría final de cada uno de los elementos del equipo se basan en la rueda hidráulica de tipo Poncelet, de palas curvas o álabes, con una plataforma que dirija el cauce y genere una caída de agua a fin minimizar la interacción del agua con la espalda de los álabes de la rueda.

Asimismo, se presenta la cotización y presupuesto necesario para los materiales y accesorios necesarios para la confección y funcionamiento del equipo como generador.

4.1. GENERACIÓN ELECTRICA

El dispositivo previamente descrito por sí solo no es capaz de generar electricidad, es sólo un dispositivo que transforma la energía cinética del agua que circula por el canal en energía mecánica a través de la rotación del eje, por lo que se requiere de un elemento capaz de transformar esta rotación producida por la energía cinética del agua en energía eléctrica. Otro aspecto importante, aunque parezca evidente, es que la potencia engendrada no es capaz de alimentar una cantidad infinita de aparatos eléctricos, por lo que es necesario hacer un balance y establecer las prioridades de consumo en el caso de utilizar eficientemente este recurso.

En los siguientes apartados se establece la selección de un dispositivo generador capaz de convertir la potencia de la máquina en potencia eléctrica, junto con un balance de consumo de los elementos comúnmente utilizados que puedan permanecer funcionando en caso de una interrupción inesperada del suministro (como derribo de postes o cortes en el tendido eléctrico causados por algún accidente) o, en el caso de no presentar suministro eléctrico alguno, como zonas rurales marginales o fronterizas, puedan llevar a mejorar la calidad de vida.

4.1.1. Selección del generador eléctrico

Como ejemplo de las aplicaciones del equipo está la generación eléctrica, por lo que se requiere que la transformación de energía se haga a 220 V / 50 Hz, voltaje y frecuencia a la que se produce la corriente monofásica que alimenta la red domiciliaria. Para ello se escoge un Alternador Horizontal de energía de agua con imán permanente, turbina dinotora hidráulica de 2KW/2000W, 380RPM, 48V/96V/220V de baja Rpm para energía hidráulica cuyas características se anexan a continuación:

Tabla 4-1: especificaciones técnicas del generador eléctrico [27].

Potencia	RPM	Par nominal (N/M)	Longitud del cuerpo	Diámetro del cuerpo	Diámetro del eje (mm)	Peso (Kg)
500	400	12	300	184	30	13
1000	400	25	345	184	30	18
2000	380	51	390	184	30	23

El motivo de la elección se debe a que la máquina diseñada trabaja a bajas rpm, por lo que no se requiere un sistema multiplicador muy grande, si las rpm de la máquina alcanzan.



Figura 4-1: Alternador Horizontal de energía de agua con imán permanente

Capítulo 4. Análisis de resultados

Dada la velocidad estimada de salida del eje de la rueda hidráulica (68,17 rpm) será necesario suministrar un multiplicador de velocidad de tipo engranajes, de razón 1:5 para poder elevar la velocidad del eje del generador al punto de generación deseado. La instalación del generador al eje de salida del multiplicador sería por medio de un acople semirrígido.

A continuación, se analizarán los distintos aparatos eléctricos presentes en un domicilio, y la carga eléctrica que se puede aplicar al generador eléctrico, junto con las consideraciones necesarias para asegurar el suministro.

4.1.2. Capacidad de alimentación de electrodomésticos

Dada la capacidad de generación de la turbina, se presenta un “balance” de distintos dispositivos que pueden ser alimentados a la vez con este sistema. El ministerio de energía, a través de la empresa Enel, entrega la siguiente tabla con los consumos de los distintos electrodomésticos de un hogar [28].

Tabla 4-2: consumo artefactos eléctricos en el hogar [28]

Artefacto	Potencia [Watts]	Horas uso por 30 días [Hrs]	consumo mensual [kWh/mes]
Televisor LED 32", 75 W	75	4	9
Televisor LCD 32", 120 W	120	4	14,4
Equipo música 99 W	99	5	11,88
4 ampolletas bajo consumo 20 W	80	5	12
5 ampolletas LED 9,5 W	47,5	6	7,1
Refrigerador Categoría A+ 457 lts	200	24	144
Horno microondas 800 W	800	0,25	6
Computador con monitor 160 W	160	8	38,4
Licuada 400 W	400	12	4,8
Plancha 1200 W	1200	12	14,4
Aspiradora 1400 W	1400	6	8,4
Lavadora 6,5 kg. 330 W	330	12	4
Lavadora 15 kg. 600 W	600	12	7,2
Secadora 6 kg. 1900 W	1900	12	22,8

Capítulo 4. Análisis de resultados

Aire acondicionado frío/calor 9000 BTU	766,5	4	92
Panel calefactor 1000W	1000	5	120

Cabe destacar que la premisa es alimentar un sistema de conservación de alimentos convencional (refrigerador común), la iluminación y la comunicación, por lo que serán considerados principalmente estos componentes.

El balance de consumo eléctrico se muestra en la tabla 4-3.

Tabla 4-3: elementos seleccionados para balance de consumo eléctrico

Artefacto	Potencia [Watts]	Horas uso por 30 días [hrs]	consumo mensual [kWh/mes]
Televisor LCD 32", 120 W	120	4	14,4
Refrigerador Categoría A	350	24	144 (aprox)
7 ampolletas bajo consumo 20 W	140	5	21
Equipo música 99 W	99	5	11,88
Total, consumo	709		170.9

Además, al ser el refrigerador un dispositivo eléctrico de carga inductiva (el motor), el dispositivo puede consumir hasta 4 veces la corriente nominal, elevando la potencia necesaria por momentos, lo cual podría llevar a caídas del suministro. Por eso se aplica una sobredimensión del 50% a la potencia de consumo total del balance anterior para asegurar la alimentación de estos dispositivos, por lo que la potencia consumida total del sistema sería de 1063,5 W, casi el total de la potencia generada por la rueda hidráulica.

El costo eléctrico domiciliario BT1 tiene un valor aproximado de 120 \$/kWh, por lo que la producción anual, tomando como supuesto que los 1,102 kW se consumen 24/7, sería un total de \$1.159.411.

En el siguiente apartado se presenta el diseño final del equipo con cada una de las piezas y elementos comerciales necesarios para generar energía en base a las condiciones que se tienen establecidas como base.

4.2. DISEÑO FINAL DEL EQUIPO

Se detallan los distintos componentes de la rueda hidráulica, consideraciones de montaje, los elementos necesarios para su correcto funcionamiento y una sumatoria de costos asociados a materiales y fabricación. En el punto 3.3.1, se expresó el material para construcción y el porqué de dicha selección. La plataforma en la cual va montada el dispositivo está hecha de perfiles de acero ASTM A36 que se encuentran comúnmente en el mercado de manera local pensando principalmente en un rápido acceso a estos materiales por conceptos de construcción y mantenimiento.

4.2.1. Álabes de la rueda hidráulica

En vista de los resultados que se han expuesto en el apartado 3.2, la opción óptima para la generación de electricidad es la rueda de Poncelet de álabes curvos, los cuales presentan una mayor capacidad de transformación de energía que una rueda de paso, cuya interacción con el canal genera pérdidas de carga por efectos del roce viscoso del agua con el movimiento de la máquina.

El diseño de los álabes se muestra en la figura 4-2.

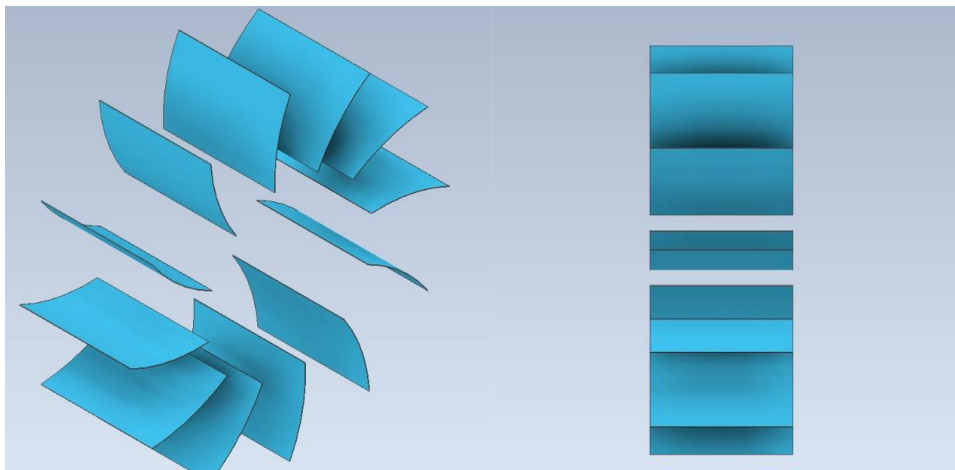


Figura 4-2: alabes de la rueda hidráulica tipo Poncelet

Para reducir la influencia de la resistencia viscosa al movimiento de las aspas de la rueda hidráulica, es que se necesita generar un mecanismo capaz de limitar la interacción del agua con

la parte posterior de ellas, esto es, que las aspas no permanezcan sumergidas en el canal. Esto se logra mediante una rampa de cauce que levante la base del canal creando un pequeño “salto”⁵ entre la rampa y el canal para que el agua caiga y se reduzca su interacción con la parte posterior de las aspas.

4.2.2. Rueda de paletas o corona

Las coronas están compuestas por planchas de acero de 3mm de espesor, con un diámetro exterior de 2000mm y un diámetro interior de 1040mm, las que se unen, por la parte exterior 6 perfiles angulares laminados 50x50x3mm de 550mm de longitud, que hacen de radios que conectan con el disco de interior que soporta el eje de la máquina; y por la parte interior los 12 álabes que comprenden la turbina, completando el ensamble de la rueda hidráulica. Estas piezas van soldadas con soldadura E6011, comúnmente usada para estructuras metálicas.

En la figura 4-3 se presentan la rueda de paletas (corona) y la rueda hidráulica ensamblada (coronas y álabes curvos).

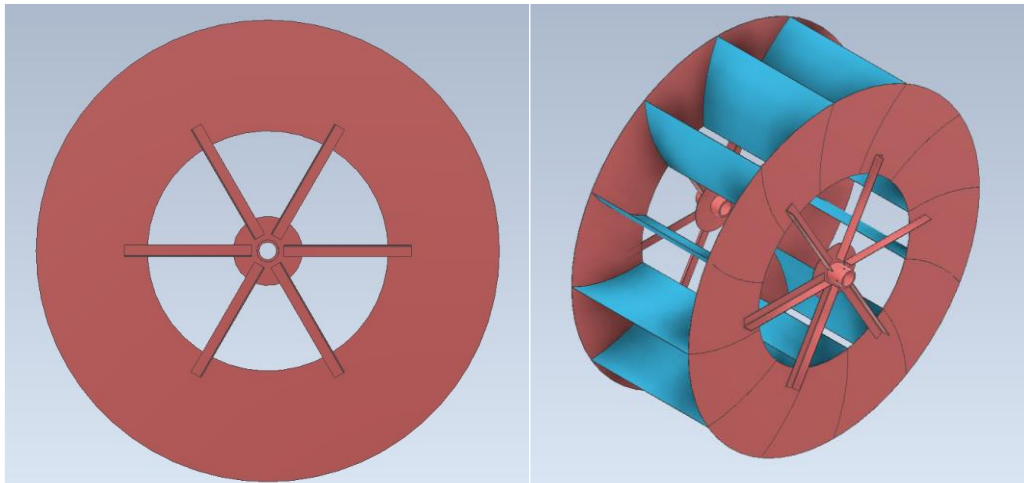


Figura 4-3: Vista de la corona y el ensamble de la rueda hidráulica.

⁵ Este salto es una diferencia de altura entre el lecho original del canal y la plataforma de la rampa. Se debe diferenciar del salto hidráulico que es un fenómeno donde ocurre un aumento en el nivel de agua producido por una reducción abrupta de velocidad de descarga [12] [13] [14].

4.2.3. Plataforma de montaje la rueda hidráulica

La plataforma en la que va montada la rueda hidráulica consta de dos partes: el cuerpo principal de la plataforma y un sistema pivotante que permite el levantamiento de la rueda hidráulica para su mantenimiento.

Para el cuerpo principal se diseñó una plataforma de 6 patas, dos de las cuales forman un marco de 2,5 m en la que se ha añadido un elemento para colgar un Teclé manual de cadena, el cual permitirá el levantamiento y descenso controlado de la rueda hidráulica. La parte posterior comprende perforaciones a 1 m de altura en donde va montado un eje que permite el pivoteo del segundo cuerpo de la plataforma.

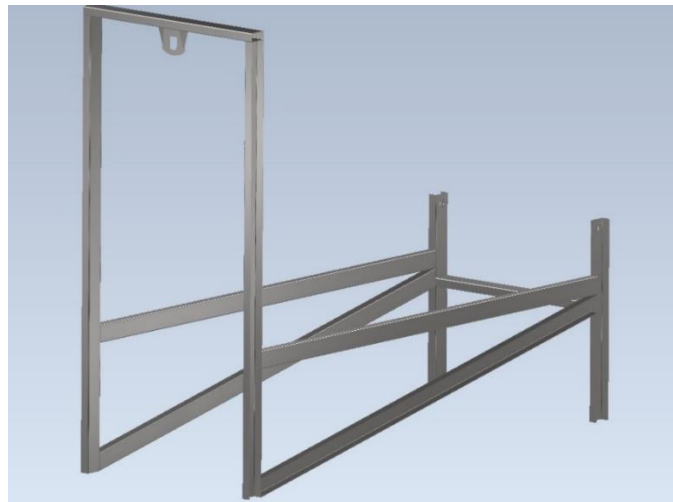


Figura 4-4: cuerpo principal de la plataforma de montaje de la rueda hidráulica.

El marco pivotante es el segundo elemento de esta plataforma, el cual consiste en 3 perfiles cuadrados 75x75x3mm, en donde descansa la rueda hidráulica por medio de los soportes de pie con rodamientos, seleccionados en el punto 3.3.4. En la parte posterior se encuentra el eje pivotante, sobre el cual rota el sistema cuando se hace uso del teclé de cadena.



Figura 4-5: Plataforma pivotante de la rueda hidráulica.

Ambos componentes de la plataforma de montaje cuentan con una estructura que funciona de “oreja”, donde se conecta el tecele, y es donde se va a encontrar la tensión de la cadena, como se muestra en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4-6.

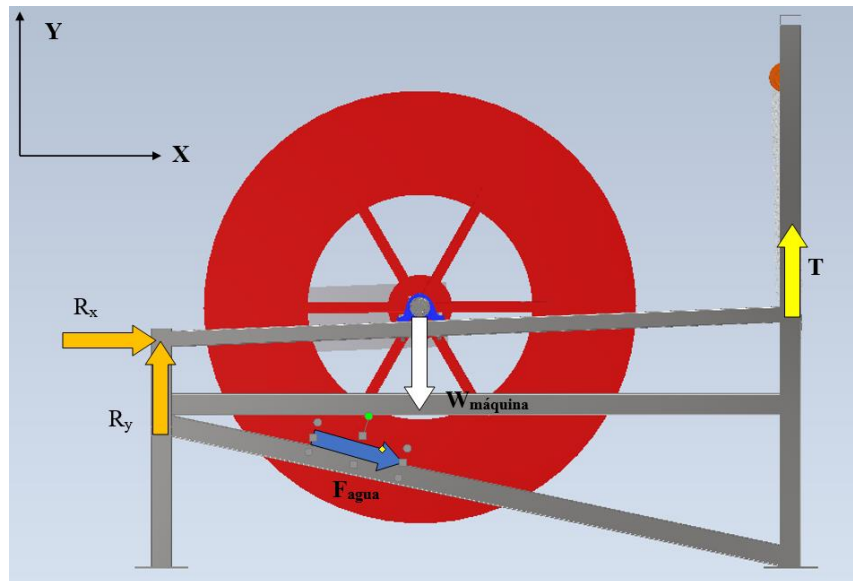


Figura 4-6: Diagrama de cuerpo libre del equipo ensamblado.

Los resultados del análisis de este diagrama para obtener los valores de la tensión de la cadena y reacciones sobre el pivote se muestran en la tabla 4-4.

Tabla 4-4: reacciones sobre el sistema en equilibrio

T	1,12 kN
R _y	2,18 kN
R _x	1,08 kN

Al efectuar un análisis de esfuerzos sobre la oreja que cargará con la tensión transmitida por el peso de la rueda y la plataforma pivotante se obtiene que, para soportar la carga, esta estructura debe estar fabricada en plancha de A36 de 3mm de espesor, lo que se aprecia en la figura 4-7.

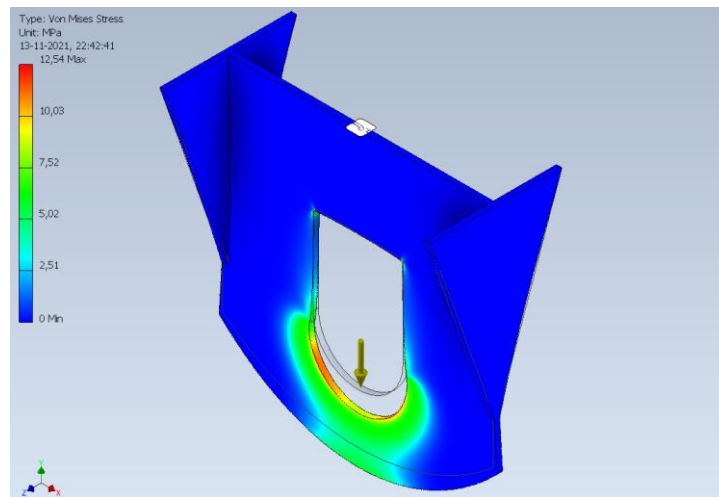


Figura 4-7: Esfuerzos sobre la oreja donde se ejerce la tensión del tecele.

La unión de la pieza con las distintas plataformas será por medio de soldadura E6011, que resiste esfuerzos máximos de 60 kpsi o 413 MPa. La altura del filete de soldadura debe ser de aproximadamente 2mm (que es el espesor de la placa más delgada), considerando que los mayores esfuerzos se producen cuando se está sometiendo a tracción pura.

En la figura 4-8 se puede apreciar este elemento instalado en el marco pivotante y en la estructura principal de la rueda hidráulica.

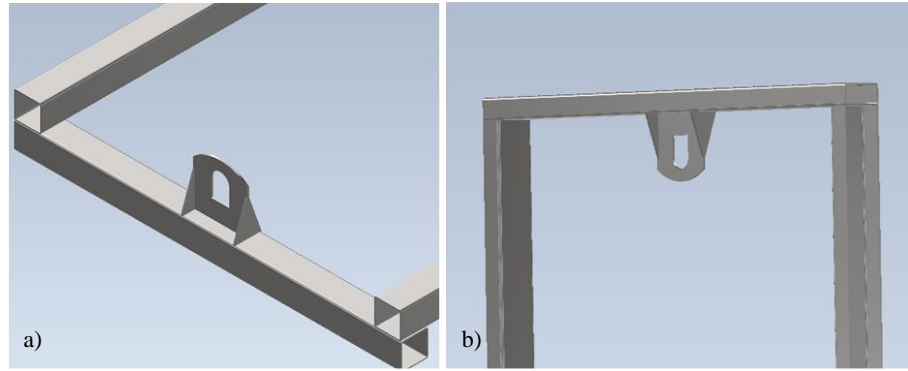


Figura 4-8: oreja de anclaje para levante. a) sobre el marco pivotante donde descansa la rueda. b) bajo el marco de la estructura principal donde reposa el peso de la estructura.

4.2.4. Rampa de cauce

La función de la rampa de cauce es dirigir el cauce de agua directamente a los álabes para realizar el intercambio de energía. El diseño de esta rampa está pensado para levantar el agua desde el lecho del canal, y dejar la rueda hidráulica “en el aire” con el fin de evitar la presencia de fuerzas de reacción sobre la superficie posterior del álabe al desplazarse a través de un fluido viscoso como es el agua, lo que generaría pérdidas de carga. Las paredes laterales separan la porción del canal del resto y guían el agua circulante nuevamente al cauce original una vez transferida la energía.

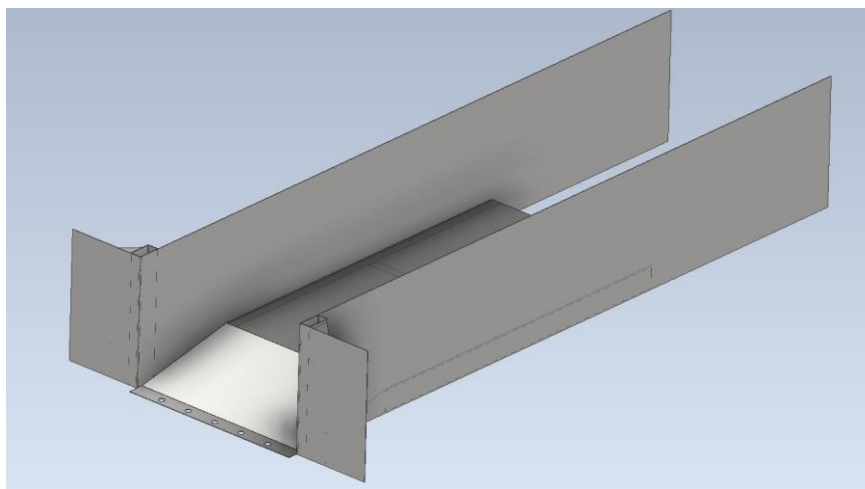


Figura 4-9: Diseño final de la rampa de cauce de la rueda hidráulica.

4.2.5. Eje de transmisión

El eje de transmisión cuenta con una ranura para chavetero. Un mecanismo de seguridad que se diseña con el fin de, en una eventual falla, este elemento sea destruido en lugar del eje de transmisión, el cual sería más caro reemplazar. Cuenta con tolerancia de ajuste en el diámetro menor según las recomendaciones del fabricante de rodamientos. La geometría del eje se puede apreciar en la figura 4-10.

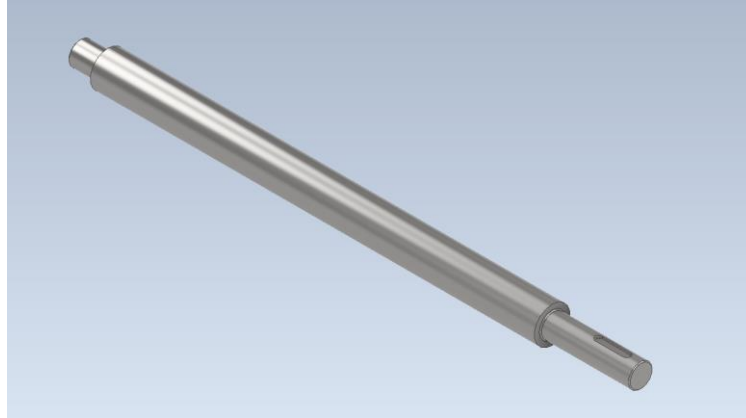


Figura 4-10: eje de transmisión diseñado para el equipo en Norma ASME B106.1.

4.2.6. Ensamblaje del conjunto

En la figura 4-11 se presenta el modelo final del conjunto, donde se puede apreciar la disposición geométrica de los distintos elementos involucrados y la interacción de cada uno.

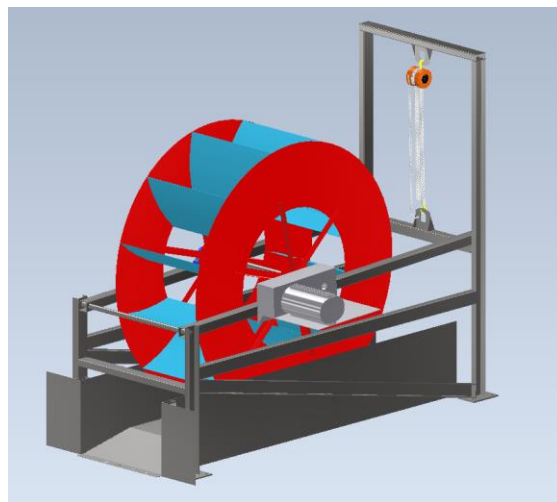


Figura 4-11: Diseño final de rueda hidráulica de Poncelet con plataforma, mecanismo de levante y rampa de cauce de agua.

Capítulo 4. Análisis de resultados

4.2.7. Bocetos de fabricación

En este apartado se presentan los bocetos finales de cada una de las piezas mencionadas anteriormente. Estos bocetos permitirán tener una referencia de las dimensiones que posee el equipo diseñado.

4.2.7.1. Plataforma (2 piezas)

En los bocetos de las figuras 4-14 y 4-15 se puede visualizar la posición y las dimensiones de la oreja donde va montado el tecele de cadenas. También se puede apreciar en el boceto de la plataforma principal unas placas soldadas en las patas de esta para poder anclar esta pieza a un marco de hormigón como el del canal que se ha usado de base para diseñar el equipo.

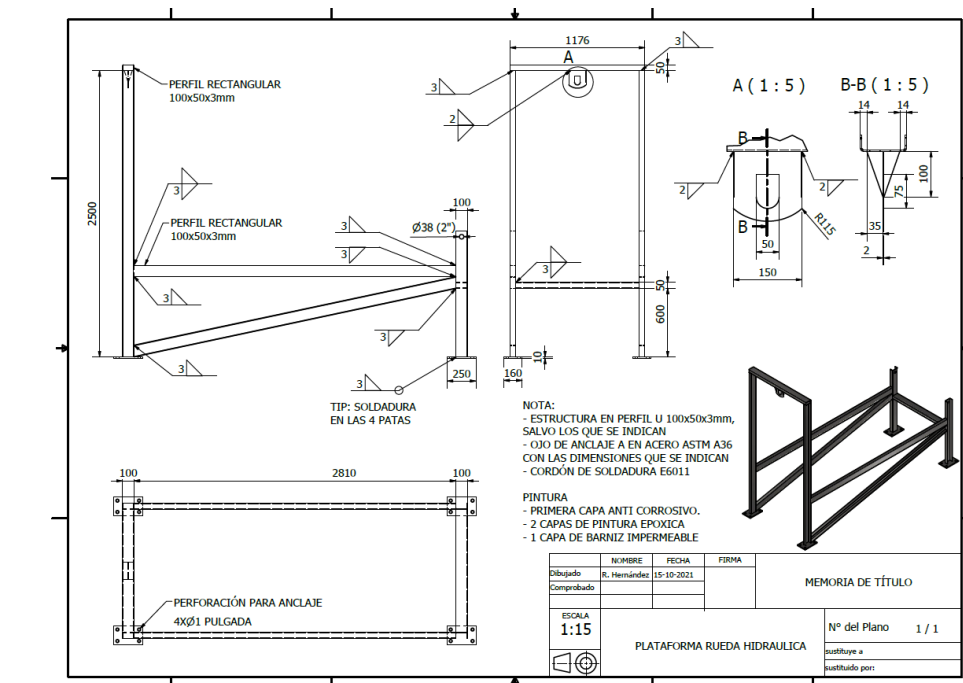


Figura 4-12: Boceto del marco principal de montaje de la rueda hidráulica.

Capítulo 4. Análisis de resultados

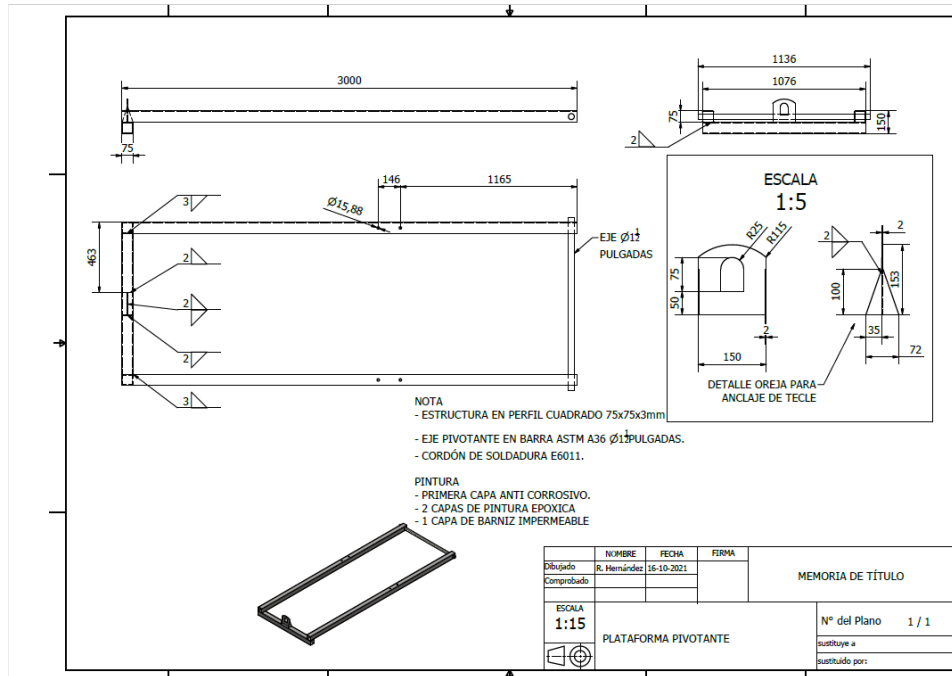


Figura 4-13: boceto de la plataforma pivotante.

4.2.7.2. Corona

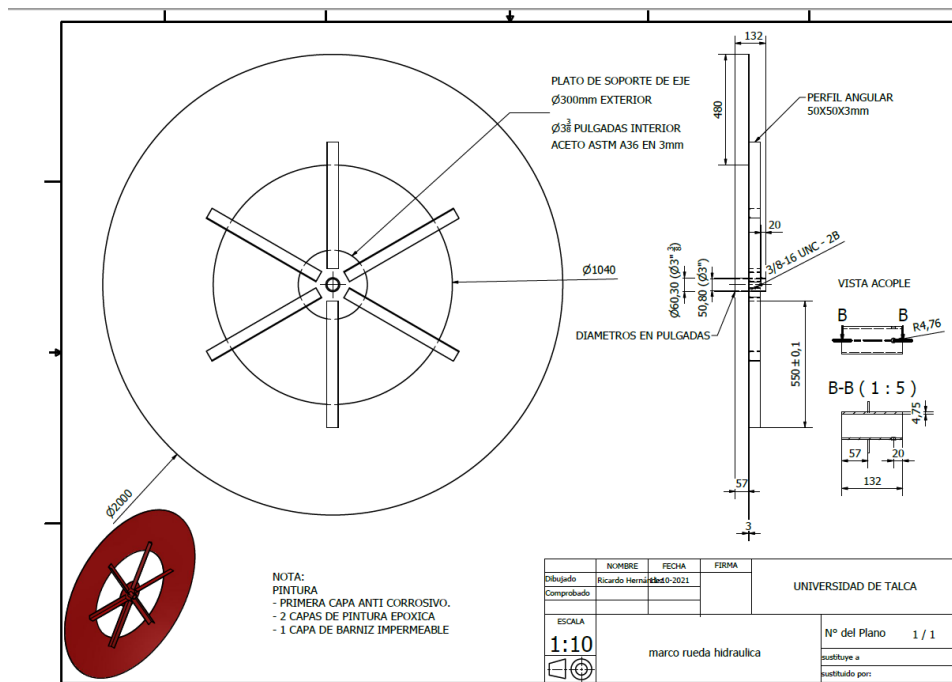


Figura 4-14: Boceto de la corona o rueda de paletas.

Capítulo 4. Análisis de resultados

4.2.7.3. Álabes de la rueda

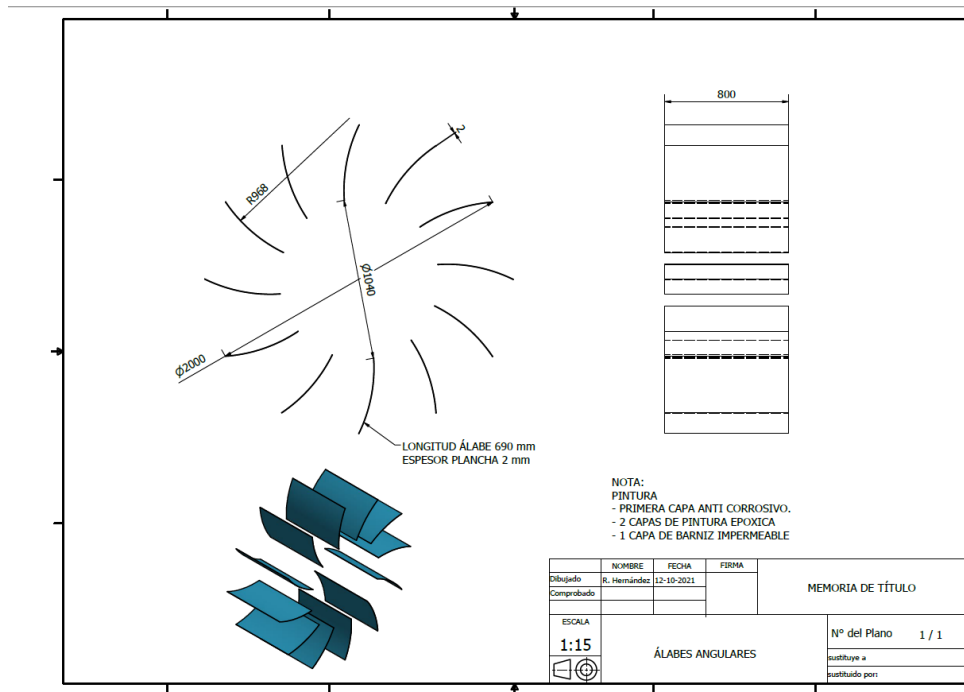


Figura 4-15: Boceto de los álabes de la rueda.

4.2.7.4. Eje de transmisión

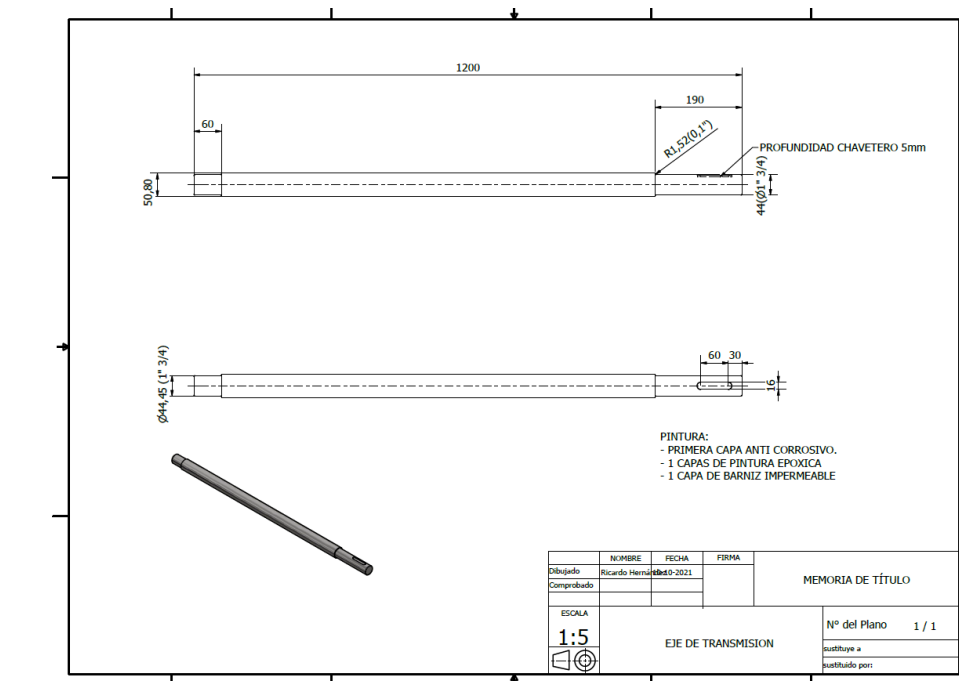


Figura 4-16: Boceto eje de transmisión.

4.2.7.5. Rampa de cauce

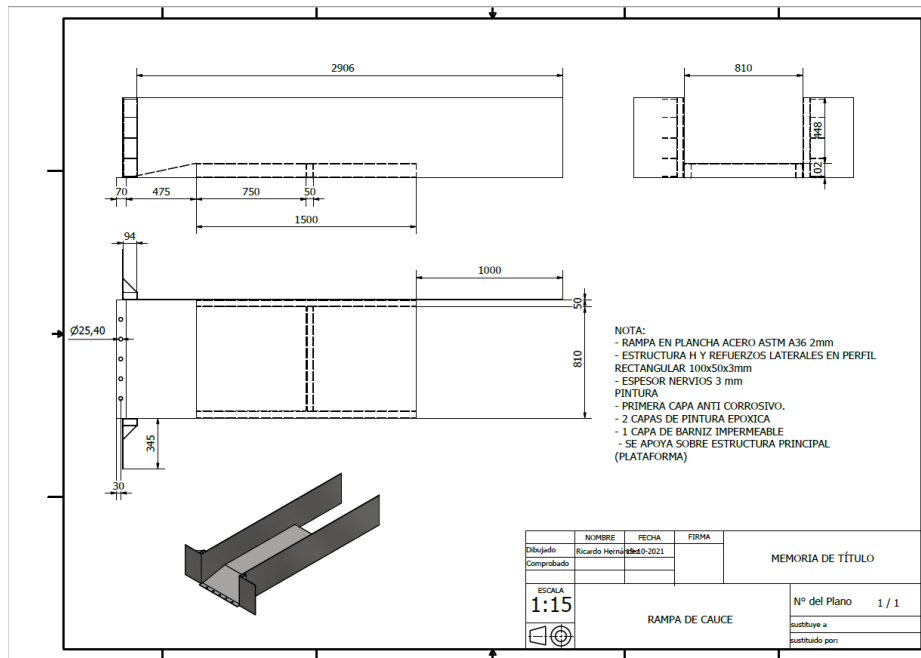


Figura 4-17: Boceto de la rampa de cauce.

4.2.7.6. Boceto del conjunto.

A continuación, se presenta un dibujo del despiece del conjunto, con un listado de las partes que componen el proyecto.

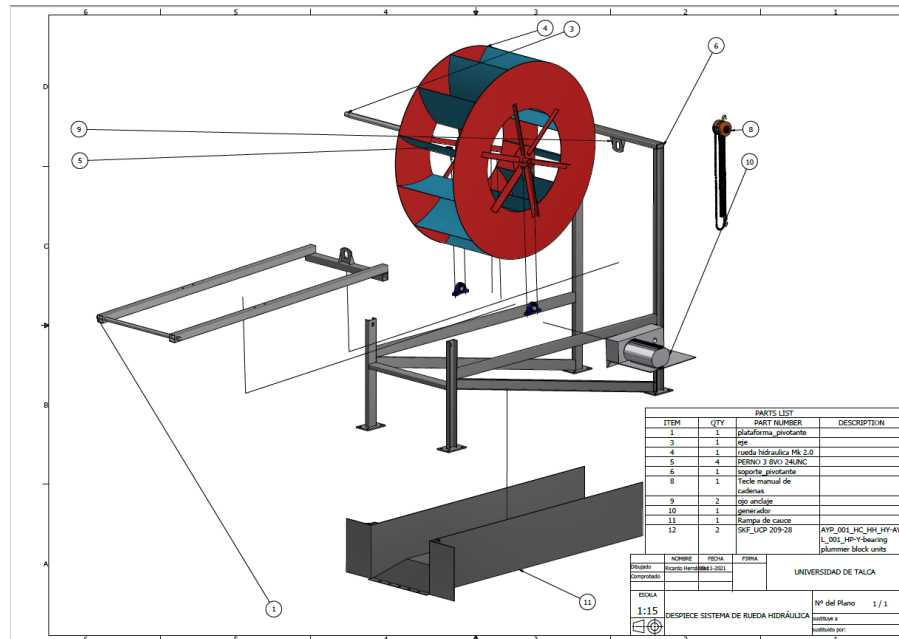


Figura 4-18: Boceto del conjunto y listado de piezas de la rueda hidráulica.

Capítulo 4. Análisis de resultados

En el Anexo 4 se encuentra una versión ampliada de cada boceto donde se pueden apreciar con mayor detención. Ahora que se ha establecido el diseño, se procede a discutir sobre el tratamiento superficial que se debe aplicar a la estructura metálica que está en contacto con el agua.

4.2.7.7. Esquema de pintura

El acero seleccionado, sin un tratamiento previo, es susceptible a la oxidación, lo que lleva a una considerable reducción de la vida útil de la máquina. Para mitigar este problema, es necesario recubrir la estructura con una capa de anticorrosivo. Para realizar este trabajo, es necesario conocer la superficie total a la que se debe aplicar esa solución. La tabla 4-6 presenta el área en m² de cada elemento del conjunto y el total aplicable para considerar la pintura anticorrosiva.

Tabla 4-5: superficie total que requiere protección anticorrosiva.

Elemento	AREA [m²]
Rampa de cauca	8,8
Álabes	9,84
Corona	9,16
Marco pivotante	1,2
Marco principal	5,8072
Eje	0,239
Radios	1,32
Total	36,3662

Una vez conocida la superficie total, se estiman las capas de pintura necesarias para asegurar la protección de las superficies.

El esquema de pintura para protección de superficies metálicas consta en la limpieza de las superficies metálicas y la aplicación de sustancias anticorrosivas y/o impermeables a base de algún tipo de polímero para evitar el contacto directo del metal con el agua al estar sumergido.

El esquema, a grandes rasgos, se puede resumir de la siguiente forma:

- i. Chorreado abrasivo al metal

Capítulo 4. Análisis de resultados

- ii. Limpieza con cepillo
- iii. Aplicación de primera capa de anticorrosivo.
- iv. Aplicación de capas o “manos” de pintura, dependiendo de la aplicación.
- v. Aplicación de una capa final de barniz.

Posteriormente, se analiza el elemento seleccionado para el funcionamiento del sistema pivotante de la rueda hidráulica.

4.2.8. Sistema de levante

Como se expresó anteriormente, el sistema elegido para el levante del equipo es un tecele manual de cadena, en concreto un tecele de cadena con capacidad de carga de 500 kg, como el presentado en la figura 4-8. El objetivo de este elemento es permitir el levantamiento y descenso de la rueda hidráulica, no solo para mantenimiento, sino, además, para ajustar la altura de la rueda de manera que pueda abarcar el cauce de agua desde la base de la rampa de cauce.



Figura 4-19: Tecele manual de cadena, capacidad de levante 2,5 metros/ 500 kg⁶

Luego de presentar el diseño final del equipo, con cada uno de los elementos y el tratamiento necesario para su funcionamiento, se presenta un apartado con las curvas de trabajo. Estos gráficos confeccionados a partir de las ecuaciones que definen las interacciones de la máquina entregar los rangos de trabajo y generación teóricamente predichos por los modelos matemáticos usados.

⁶ Fuente: <https://www.eltecle.cl/?L=S1&Id=493>

4.3. CURVAS DE TRABAJO

Aquí se presentan gráficos con algunos valores teóricos de la máquina asociados a generación y rendimiento. Es importante destacar que estos gráficos, así como los valores presentados en ellos, corresponden a rangos teóricos que vienen dado por las ecuaciones que describen las interacciones de intercambio de energía entre la rueda hidráulica y el agua.

4.3.1. Rangos de potencia en función del caudal del canal.

En el gráfico 4-1 se presenta una proyección de la potencia estimada que se puede generar dependiendo del caudal que circula por el canal.

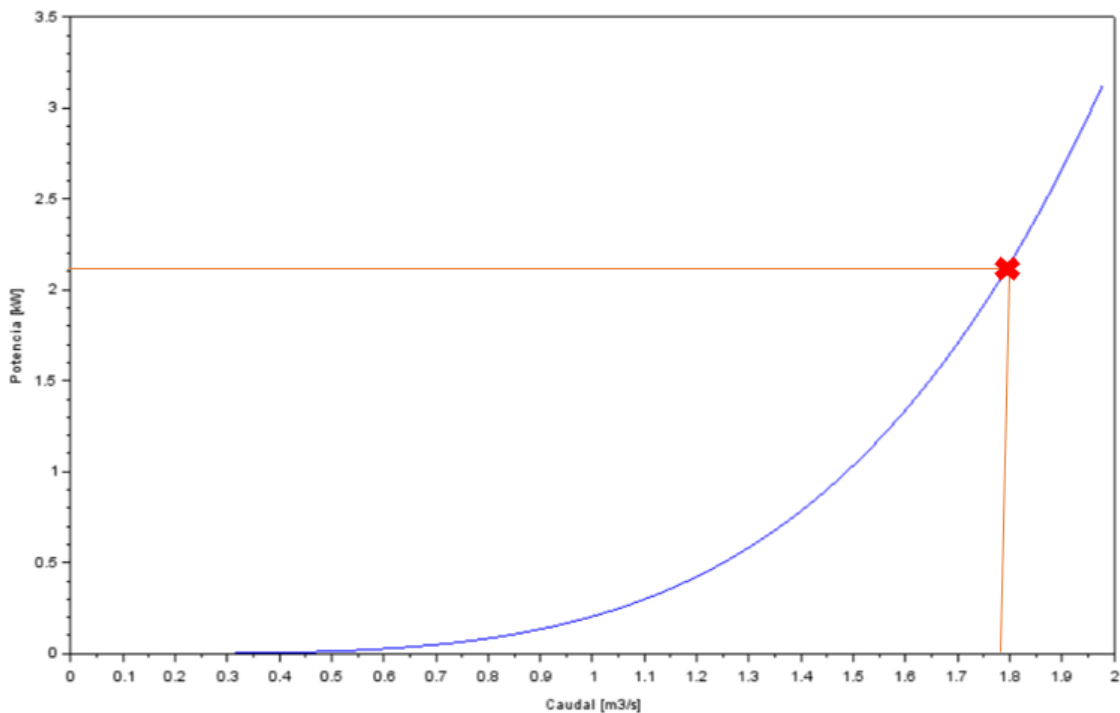


Gráfico 4-1: rangos de potencia teórica en función del caudal circulante en el canal La Florida⁷.

⁷ La marca roja y las líneas naranjas marcan el caudal del canal usado como referencia y la potencia teórica ideal obtenida con dicha condición.

Capítulo 4. Análisis de resultados

Cabe destacar que existe un máximo de velocidad del flujo del canal que es capaz de soportar el equipo, ya que el diseño del equipo se ha hecho en base a valores concretos de velocidad y caudal. cuanto mayor sea el caudal que circula por el canal, mayor será la carga ejercida sobre los álabes por la masa de agua, lo que se traduce en un incremento en la carga aplicada sobre los rodamientos y, por consiguiente, será necesario reemplazarlos de forma más frecuente debido a la reducción de la vida útil. Sin embargo, cuanto mayor sea el caudal del curso de agua, mayor será la potencia generada por la máquina y mayor será su capacidad de alimentación.

4.3.2. Curva de fuerza hidráulica ejercida sobre la rueda.

El grafico 4-2 presenta la relación entre la velocidad tangencial de las palas de la rueda hidráulica y la fuerza que ejerce el flujo de agua sobre los álabes de la misma.

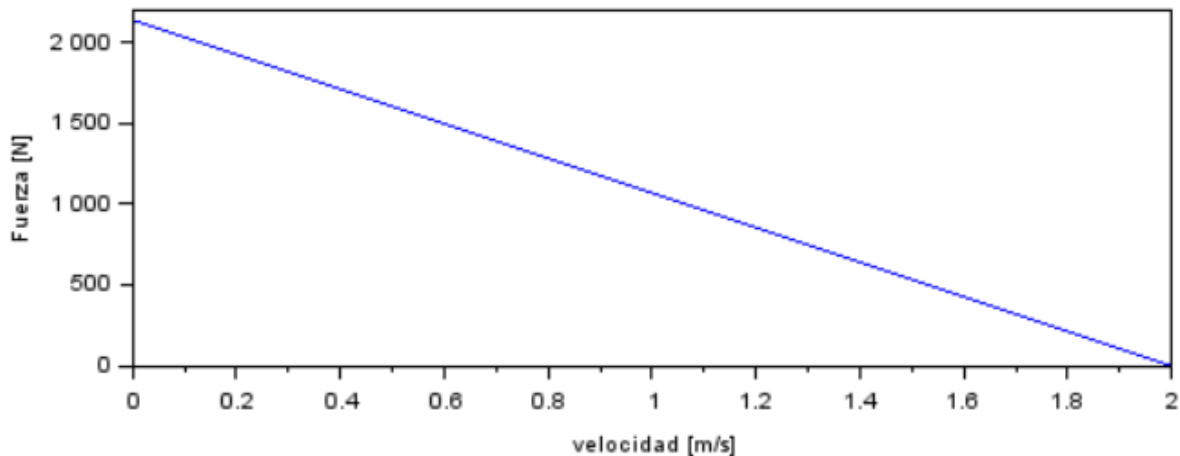


Gráfico 4-2: Curva Fuerza vs Velocidad de la rueda hidráulica.

Los datos indican que la fuerza máxima sobre la rueda hidráulica se da en la condición de bloque de giro de la rueda en donde el agua que fluye a través del canal se encuentra con la rueda obstruyendo el paso; este indicador va decreciendo a medida que la rueda hidráulica va adquiriendo velocidad y llega a su valor nulo cuando la velocidad tangencial del equipo es igual a la velocidad que lleva el canal; en esa condición no se realiza transferencia de energía y por consiguiente no hay generación eléctrica por parte del equipo.

4.3.2.1. Curva potencia vs velocidad de la rueda hidráulica.

En el punto 3.2.3. se presentó el gráfico de potencia vs velocidad del eje de los casos a analizar. El gráfico 4-3 presenta la potencia extraída por el equipo a caudal constante en función de la velocidad tangencial u (o \bar{v}) de la rueda.

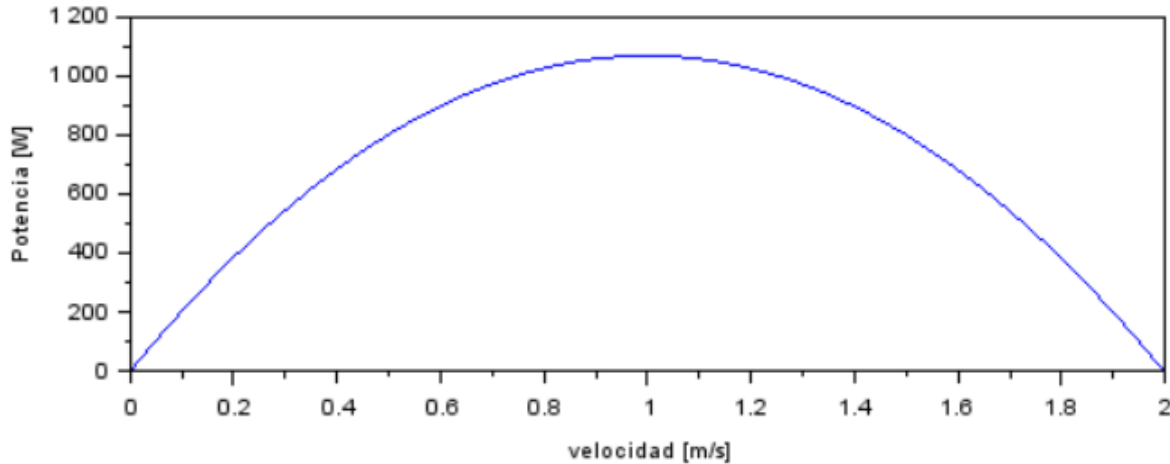


Gráfico 4-3: Curva potencia vs velocidad tangencial particular del equipo.

Del gráfico se tiene que el valor es nulo tanto en condición de bloqueo como en embalamiento, expresado en valores: cuando la velocidad de la rueda es 0 o igual a la velocidad del canal, y su valor máximo teórico se obtiene cuando la velocidad es la mitad de la velocidad del canal. En la práctica, según el principio de las turbinas de acción, el valor real de velocidad bordea el 47% de la velocidad del canal para una potencia máxima [13] [16].

4.3.3. Curva de rendimiento.

Finalmente, la curva de rendimiento del equipo, mostrada en el gráfico 4-4, grafica la eficiencia del generador en función de la transferencia de energía desde el agua hacia el eje de transmisión a través de los álabes de la rueda.

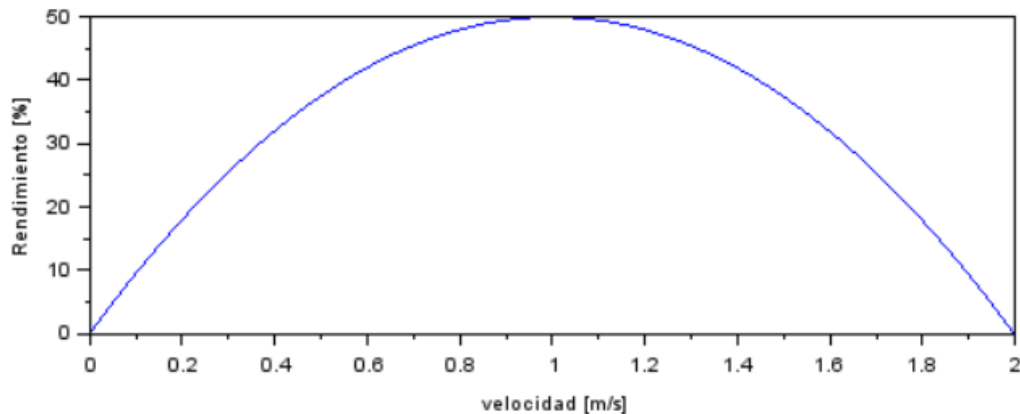


Gráfico 4-4: curva rendimiento vs velocidad tangencial particular del equipo.

Una observación que es importante realizar es que el agua que se desplaza por el canal posee un perfil de velocidades que no es constante, mas bien, parte de un valor nulo en el lecho del canal y va incrementando la velocidad hasta un máximo que se da aproximadamente a una altura del 60 al 80% medida desde el lecho, y va en descenso nuevamente hasta el espejo de agua. Si se discrimina entre flujo estrictamente prismático y turbulento, en una configuración de flujo prismático se puede dar la velocidad máxima a la altura del espejo de agua, mientras que, en el flujo turbulento, la velocidad en este punto es menor por el fenómeno de arrastre de aire. Otro factor importante es que existen pérdidas de energía asociadas a la inercia de los componentes de la rueda, aunque puedan ser pérdidas bajas en algunos casos, lo genera que la máquina no sea ideal. Por consiguiente, el valor del rendimiento real puede ser entre un 4 y un 8% menor al de la curva.

En el siguiente apartado se presentan las cotizaciones realizadas para la valoración económica del proyecto. Esto incluye los costos asociados a los materiales de fabricación (cotizados de manera local) y elementos mecánicos para el funcionamiento del equipo, importación del generador eléctrico desde China, la fabricación de las piezas y montaje del equipo.

4.4. COTIZACIONES

Una vez definido el diseño final del equipo y establecidos los componentes mecánicos necesarios para su funcionamiento, se realiza un listado de todos los materiales y componentes para la fabricación del equipo, con la finalidad de revisar la disponibilidad de cada uno en el comercio local y, en caso de ser necesario, cuales importar del extranjero. En el caso de requerir uno o más componentes fuera del país, es necesario revisar el reglamento tributario vigente, recalcular los costos de adquisición y considerar los tiempos de entrega. Finalmente, se solicita en maestranza una cotización por servicios de fabricación del equipo.

4.4.1. Costos de importación del generador eléctrico

Dado que el generador eléctrico necesario para el funcionamiento del equipo no se encuentra disponible en el país, es necesario considerar costos adicionales por concepto de tributos aduaneros, ya que la normativa chilena⁸ de servicio de impuestos internos indica que, por conceptos de importación y recepción en aduana, hay que pagar derechos, los cuales se detallan en la tabla 4-7. [29] [30]

Tabla 4-6: Costos asociados a compra e importación del generador eléctrico.

	Valor en USD
costo Alternador Horizontal de energía de agua con imán permanente, turbina dinotora hidráulica de 2KW/2000W, 380RPM, 48V/96V/220V, baja Rpm	\$ 816,31
Envío [Fedex: apróx. 10 días hábiles]	\$ 166,23
Derecho a aduana	\$ 58,95
IVA (19%)	\$ 186,68
Total, tributos aduaneros	\$ 245,63
Almacenaje fiscal (USD)	\$ 0,97
Total, aproximado a pagar (USD)	\$ 1.229,14

⁸ El cálculo de estos valores de importación se ha realizado en base a la ley tributaria vigente durante octubre de 2021.

Capítulo 4. Análisis de resultados

El valor total a considerar para la suma de costos asociados al proyecto es de aproximadamente \$ 1.004.375 CLP⁹.

4.4.2. Materiales de fabricación

A continuación, se presenta una tabla con los costos de los materiales necesarios para la construcción de la rueda hidráulica (álabes, coronas, radios), el eje de transmisión y pivote, los marcos de la plataforma pivotante y la rampa de cauce.

Tabla 4-7: costos asociados a materiales de fabricación de la rueda hidráulica, plataforma y rampa de cauce (fecha cotización: 14 de octubre de 2021).

Materiales	precio unitario	cantidad	valor
Plancha acero A36 1000x2500x3mm	\$ 97.320	4	\$ 389.280
Plancha acero A36 1000x3000x2mm	\$ 76.490	6,5	\$ 497.185
Perfil angular laminado en frío 100x50x3mm 6 metros laminado	\$ 22.590	1,1	\$ 24.850
Costanera 100x50x3mm 6 metros	\$ 57.590	1,6	\$ 92.144
Perfil cuadrado 75x75x3mm 6 metros	\$ 62.970	1,8	\$ 113.346
Perfil rectangular 100x50x3 6 metros	\$ 59.760	1,6	\$ 95.616
Barra de acero carbono AISI/SAE 1045, 2" Laminado 1,5 metros	\$ 46.608	1	\$ 46.608
BARRA DE ACERO CARBONO AISI/SAE 1045, 1,5" lamiando, 1,2 metros	\$ 19.196	1	\$ 19.196
Esmalte epóxico 1 galón Heavy duty amarillo brillante Tricolor	\$ 44.990	2	\$ 89.980
Anticorrosivo estructural opaco 1 gl negro	\$ 16.590	2	\$ 33.180
	Total, materiales		\$ 1.499.164

⁹ valor del dólar marcado al día 15 de octubre de 2021

Capítulo 4. Análisis de resultados

4.4.3. Elementos mecánicos

Sin considerar el caso del generador eléctrico expuesto previamente, el resto de los elementos mecánicos requeridos es posible encontrarlos en el mercado nacional y local.

Los componentes necesarios para el funcionamiento mecánico del equipo se exponen en la tabla 4-6.

Tabla 4-8: Costo de los elementos mecánicos necesarios para el equipo

Componente	precio unitario	cantidad	valor
Alternador Horizontal de energía de agua con imán permanente, turbina dinotora hidráulica de 2KW/2000W, 380RPM, 48V/96V/220V, baja Rpm	\$ 667.030	1	\$ 1.004.375
TECLE CADENA PARA 0.5 TONELADAS. LEVANTE 2.5 METROS.	\$ 72.200	1	\$ 72.200
Soporte de pie con rodamiento de bolas SKF UCP 209-28 diámetro 1,75"	\$ 25.600	2	\$ 51.200
perno UNC 5/8, 4 1/2	\$ 862	4	\$ 3.448
TUERCA HEXAGONAL ASTM A194 2H	\$ 366	4	\$ 1.464
CAJA MULTIPLICADORA 1:5	\$ 210.000	1	\$ 210.000
Total, componentes			\$ 1.342.687

Capítulo 4. Análisis de resultados

4.4.4. Servicios de fabricación

Los costos por servicios de fabricación que comprenden: la adquisición del material, confección de piezas, soldaduras, pintura, montaje e instalación se presentan en la tabla 4-9.

Tabla 4-9: Valor servicio de fabricación de equipo¹⁰.

Ítem	Servicio de Mecanizado	Unidades	Valor Total Servicio + IVA
1	Servicio de Fabricación de Marco, plataforma y rueda hidráulica+ servicios de pintado de acero Calidad ASTM - A36	1	1.380.000

Los servicios prestados corresponden a 20 días de trabajo hábiles desde la adquisición de los materiales hasta la instalación del equipo, contemplando gastos por accesorios de limpieza y pintado utilizados en taller.

4.4.5. Presupuesto necesario

Finalmente, en la tabla 4-10, se presenta una tabla resumen con el presupuesto total necesario para la materialización del equipo.

Tabla 4-10: Costos del proyecto y presupuesto total necesario.

COSTOS DEL PROYECTO	
ITEM	Valor neto (CLP)
MATERIALES	\$ 1.499.164
ELEMENTOS MECÁNICOS	\$ 1.342.687
SERVICIOS DE FABRICACION	\$ 1.380.000
Presupuesto requerido	\$ 4.221.851

¹⁰ Cotización de servicios prestados por maestranza Soc. Nolberto Romero e Hijos LTDA.

CONCLUSIONES

Conclusiones

Las principales conclusiones que se pueden extraer del desarrollo del presente trabajo son las siguientes:

En primer lugar, mediante la construcción del estado del arte se obtuvo un marco de trabajo que permite comprender, por una parte, la generación eléctrica a través de la transformación de la energía cinética del agua, la cual se lleva a cabo por medio de centrales hidroeléctricas, las que se pueden clasificar según la potencia generada o su diseño; y por otra, se obtuvo información de la rueda hidráulica y su uso a nivel histórico, sus distintos tipos o clasificaciones en función de su diseño, interacción con el agua, su potencial como generador de energía y algunos ejemplos de países que están utilizando este tipo de tecnología como complemento o solución sustentable a una matriz energética que actualmente está en transición a energías más limpias. Además, se consiguió documentación de modelos y diseños de este tipo de máquinas como fuentes de generación eléctrica, junto a información que permitió modelar matemáticamente el comportamiento del agua en canales abiertos, la transferencia de energía por medio de la teoría de turbomáquinas y el diseño de elementos mecánicos mediante normas internacionales.

Segundo, mediante el uso de software de cálculo y los modelos matemáticos analizados tras la documentación a través del estado del arte, se pudo calcular las variables asociadas a la potencia y rendimiento de una rueda hidráulica con dimensiones establecidas y acotadas por las dimensiones del canal que se usó para el modelo, comparando dos modelos de rueda hidráulica de paso: palas rectas radiales y palas curvadas, lo que arrojó que este último diseño es el adecuado debido a que es posible generar teóricamente hasta un 25% más de energía que el primero, siendo los valores de generación máximo 551.47 W y 1102.94 W respectivamente. En base a las condiciones mecánicas a las que se ven sometidos los elementos que componen este equipo, se obtuvieron los valores de fuerza y torque ejercida sobre la rueda hidráulica, así como los momentos flector y torsor, las cargas cíclicas ejercidas y esfuerzos a los que es sometido el eje de transmisión.

Tercero, con los datos teóricos calculados y, a través del software Autodesk Inventor Professional 2020, se realizaron modelos 3D de las distintas piezas que componen la rueda hidráulica en su conjunto, esto es, los marcos, las coronas, los álabes o palas, el eje con sus soportes, plataforma para montaje y funcionamiento, y la rampa del cauce de agua para dirigir

Conclusiones

el flujo hacia la rueda, permitiendo así tener una referencia de las dimensiones y geometría del diseño aplicable a las condiciones de un canal específico. Los distintos modelos de plataforma de montaje para la rueda fueron debidamente discriminados en base a su funcionalidad y geometría, y modificados hasta conseguir un modelo óptimo que cumpliera con las condiciones de soporte y accesibilidad para mantenimiento, seleccionando un diseño pivotante de dos piezas que permite el levante de la rueda para mantenimiento y ajuste de altura dependiendo del nivel de agua.

Cuarto, hacer un correcto dimensionamiento de los elementos clave para el funcionamiento del equipo, como son el eje de transmisión y los rodamientos. El eje se ha dimensionado según la norma internacional para ejes de transmisión ASME - B106.1, con la cual se estableció el diámetro óptimo (o mínimo) para el eje de transmisión de acero SAE 1045 diseñado para vida infinita que soporta las cargas asociadas al peso de la rueda y el empuje que ejerce el agua sobre los álabes es de 2 pulgadas; y los rodamientos se establecieron para una duración estimada de 5 años y en función de las cargas y velocidad de giro del eje, lo que arrojó una carga de catálogo de 16 287 N. El cálculo de la carga dinámica se estableció según el criterio de cálculo de rodamientos SKF.

En quinto lugar, con el valor de carga dinámica se estableció los soportes de pie con rodamiento de bolas en acero fundido modelo UCP 211 – 32 como los elementos de descanso del eje de transmisión. El elemento de levante de la rueda hidráulica seleccionado fue un tecele de cadenas, de carácter manual, con capacidad de carga nominal de 500 kg de peso y una longitud de 2,5 metros, lo que permite operar el elemento de manera sencilla. Junto a esto, se estableció como material de construcción para la rueda, acero ASTM A36, se seleccionaron perfiles de acero de la misma calidad. Todos estos componentes se recubren con una capa de pintura anticorrosiva como tratamiento superficial, para evitar la oxidación prematura del equipo. Además, se cotizó un generador eléctrico de bajas revoluciones al que va montada la rueda hidráulica a través de un multiplicador de velocidad de engranajes de ratio 1:5 para elevar la velocidad de salida de la rueda a un valor dentro de los rangos de operación del elemento previamente mencionado.

Sexto, se construyeron las curvas comparativas de fuerza, potencia y rendimiento teóricos en función de la velocidad de giro de los dos modelos para determinar a través de los datos que

Conclusiones

modelo con las mismas condiciones y dimensiones geométricas era el mejor como generador para posteriormente construir las curvas del diseño final, con los rangos de operación, potencia generada y rendimiento teórico obtenido por medio de los modelos matemáticos. Cabe destacar que, como modelos ideales, tienen un rango de discrepancia en relación a lo que se puede generar en la práctica. Esto se debe a factores como la energía necesaria para sacar de la inercia estática a los elementos rotativos como los engranajes del reductor, las deformaciones que sufren los distintos elementos, el roce viscoso al que se somete la rueda al abrirse paso por el agua en movimiento, entre otros.

A modo personal, abordar este tema de memoria resulta interesante y revelador, pues permite dar solución a una problemática creciente como es la transición a una matriz energética renovable, aprovechando recursos naturales que pueden ser explotados de manera limpia y sin intervenir significativamente con el ecosistema o realizar modificaciones o grandes levantamientos estructurales.

Por otro lado, se pudo concluir que este tipo de máquina no es viable en cursos de agua donde el caudal sea muy bajo, debido a que la potencia generada en el caso particular que se ha estudiado es demasiado baja como para ser atractivo realizar la inversión. No obstante, para canales o ríos con caudales mayores a $5 \text{ m}^3/\text{s}$, el potencial del equipo puede llegar a ser viable, ya que la proyección realizada por medio del gráfico 4-1 muestra que sobre los $3,8 \text{ m}^3/\text{s}$ la potencia generada puede llegar a 10 kW , por lo que es de esperar mayores rangos de operación si se realizan algunas modificaciones para soportar estas condiciones.

Algunas sugerencias para realizar futuras investigaciones serían:

- Confeccionar un prototipo a pequeña escala con el cual se pueda realizar ensayos de máquina y de central para obtener valores experimentales de generación de energía que puedan proyectarse a un equipo de mayor tamaño mediante el método de número específico de revoluciones y coeficientes de semejanza hidráulica.
- Realizar un estudio sobre el uso de este dispositivo como mecanismo de bombeo de agua, que pueda ser usado en la industria agrícola local, lo que permitiría a pequeños agricultores prescindir de suministro eléctrico para la producción y así poder aportar al desarrollo tecnológico de la región

Conclusiones

- Aprovechar el pequeño curso de agua que circula por la facultad de la universidad para montar un prototipo funcional con el cual hacer pruebas y que permita abrir un campo de estudio de estos equipos para su uso a nivel regional.
- Hacer modificaciones al diseño del equipo para que funcione en cursos de agua con mayor caudal y nivel de profundidad. La plataforma diseñada puede ser sustituida por una balsa que pueda ser puesta sobre ríos profundos y dimensionar los elementos del equipo (eje de transmisión y cojinetes) para que soporten las nuevas condiciones de trabajo.

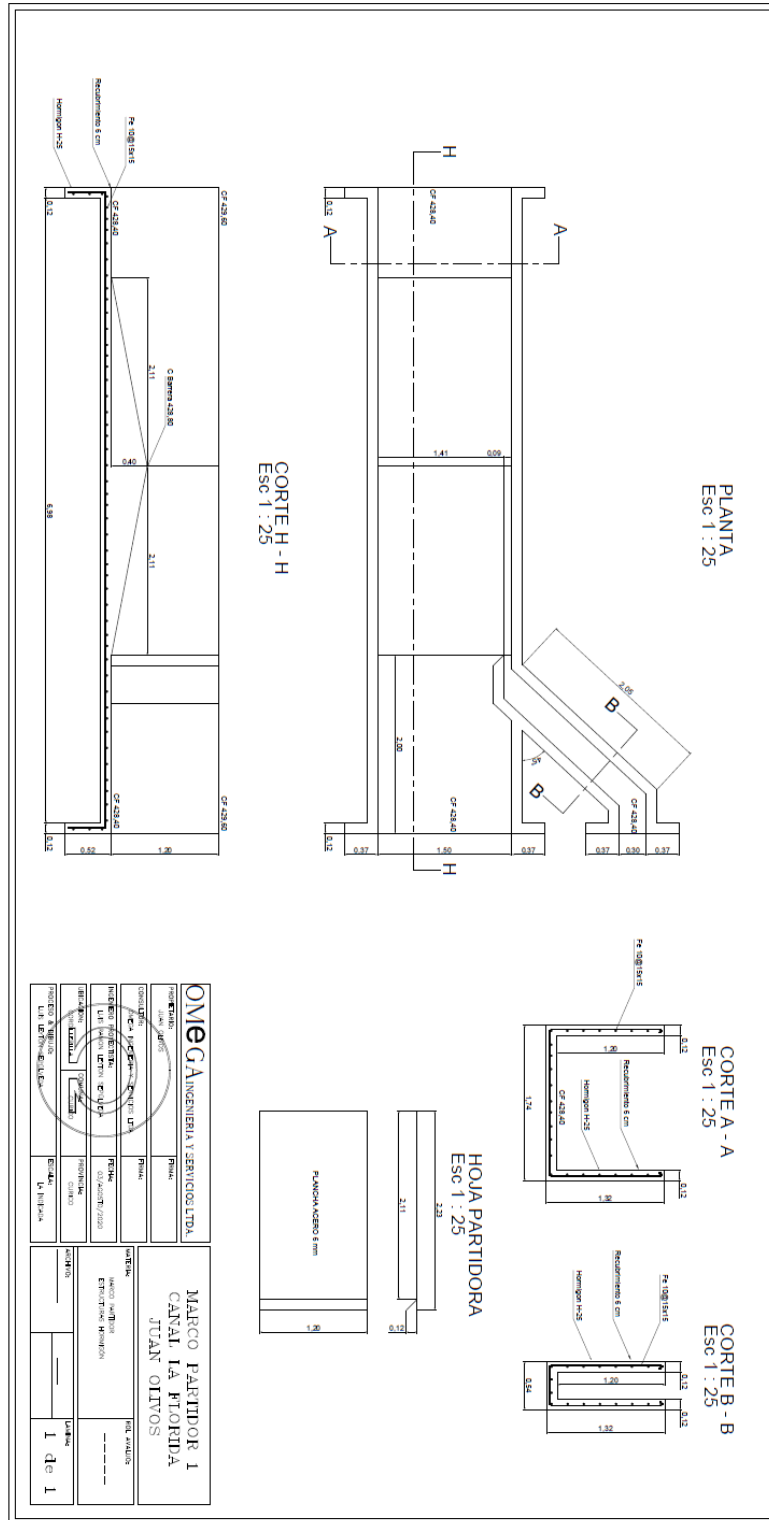
REFERENCIAS

- [1] D. Ross Carruthers, P. Carruthers y R. Wade, «A new, more and efficient waterwheel design for very-low-head hydropower schemes,» United Kingdom, 2007.
- [2] B. Celis, «Uso de energías renovables en Obras de riego,» CNR, Chile, 2019.
- [3] P. Gallardo Armijos, Diseño de canales abiertos, Alcoy (Alicante): 3Ciencias, 2018.
- [4] I. a. y. e. P. Ministerio de las culturas, «Consejo de Monumentos nacionales de Chile,» SIAC, [En línea]. Available:
<https://www.monumentos.gob.cl/monumentos/monumentos-historicos/17-azudas-larmahue>. [Último acceso: 14 Abril 2021].
- [5] R. Linsley y J. Franzini, Ingeniería de los recursos hídricos, México: Compañía editorial continental S.A., 1967.
- [6] W. E. Council, «World Energy Resources,» 2016.
- [7] Colbun, «Centrales de embalse,» 2016. [En línea]. Available:
<https://www.colbun.cl/centrales/angostura/>.
- [8] Colbun, «Centrales de pasada,» 2016. [En línea]. Available:
<https://www.colbun.cl/centrales/san-clemente/>.
- [9] G. Müller y K. Kauppert, «Performace characteristics of waterwheels,» *Journal of hydraulic Research*, vol. XLII, n° 5, pp. 451 - 460, 2004.
- [10] R. Córdova, «Breve historia de las turbinas hidraulicas,» *desde la ciencia*, pp. 14-19, 2014.
- [11] L. F. Heredia Sánchez, «CONSTRUCCIÓN Y ENSAYO DE UNA RUEDA HIDRÁULICA DE CORRINTE LIBRE DE 2m DE DIÁMETRO,» Lima, 2009.
- [12] R. Mott y J. Auntener, Mecánica de fluidos (Séptima edición), México: Pearson, 2015.
- [13] C. Mataix, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas (Segunda edición), Madrid: Ediciones del castillo S.A., 1982.
- [14] J. K. Vennard y R. L. Street, Elementos de mecánica de fluidos (Quinta edición), México: Compañía Editorial Eontinental S.A., 1979.

- [15] J. Stewart, *Cálculo en una variable*, México: Cengage Learning, 2012.
- [16] M. Denny, «The efficiency of overshot and undershot waterwheels,» *European Journal of Physics*, pp. 193-202, 2004.
- [17] D. Kodirov y O. Tursunov, «Calculation of wather Wheel Design parameters for Micro Hydroelectric Power Station,» de *E3S Web of Conferences 97, 05042*, Nazarbayev, 2019.
- [18] W. G. Ovens, *A design manual for water Wheels*, 1975.
- [19] A. Zaman y T. Khan, «Design of a Water Wheel For a Low Head Micro,» *Journal Basic Science And Technology*, pp. 1-6, 2012.
- [20] The American Society of Mechanical Engineers, «ANSI/ASME B106.1. Design of Transmission Shafting (Second printing),» New York, 1986.
- [21] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (Octava Edición)*, México: Mc Graw-Hill, 2008.
- [22] D. C. Montgomery y G. C. Runger, *Applied Statistics and Probability for Engineers (Third Edition)*, United States of America: John Wiley & Sons, Inc., 2003.
- [23] J. L. Devore, *Probabilidad y Estadística para Ingeniría y Ciencias (Septima edición)*, México: Cengage Learning, 2008.
- [24] M. Mundial, «Grados Material Mundial,» 2021. [En línea]. Available: <https://www.materialmundial.com/acero-astm-a36-propiedades-ficha-tecnica-estructural/>.
- [25] Aceros Otero, «Otero Industrial,» [En línea]. Available: <https://oteroindustrial.cl/barra-de-acero-carbono-aisi-sae-1045-c-12.html>.
- [26] SKF, «UCP 211-32 Soportes de pie con rodamientos de bolas,» [En línea]. Available: <https://www.skf.com/cl/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units/productid-SY%2050%20TDW>. [Último acceso: 7 septiembre 2021].
- [27] A. P. solutions, «AMG Power solutions,» 2017. [En línea]. Available: amgpowersolutions.com/. [Último acceso: 15 octubre 2021].

- [28] m. d. e. d. Chile, «enel,» 2020. [En línea]. Available:
<https://www.enel.cl/es/clientes/informacion-util/consumo-artefactos-electricos.html>.
[Último acceso: 13 octubre 2021].
- [29] D. N. d. Aduanas, «Aduanas chile,» Dirección Nacional de Aduanas, [En línea].
Available: <https://www.aduana.cl/cuales-son-los-impuestos-que-debo-pagar-al-importar/aduana/2020-11-16/110804.html>. [Último acceso: 15 octubre 2021].
- [30] Aliexpress, «AliexChile,» Aliexpress, [En línea]. Available:
<https://www.aliexchile.cl/calculadora-de-impuestos-en-chile-al-comprar-en-aliexpress.html?>. [Último acceso: 15 octubre 2021].
- [31] W. m. Inc., «Waterwheel Factory,» 2018. [En línea]. Available:
<https://www.waterwheelfactory.com/homepower.html>. [Último acceso: Septiembre 2021].

ANEXO 1: MARCO PARTIDOR DEL CANAL LA FLORIDA.



ANEXO 2: MEMORIA DE CÁLCULO.**Cálculo de la rueda hidráulica****1a Parte. Condiciones hidráulicas del canal abierto**

profundidad del flujo (valor medido aproximado)

$$H := 0,6 \text{ m}$$

ancho el canal

$$b := 1,5 \text{ m}$$

valor de Manning del material del canal
(Concreto)

$$n := 0,017$$

densidad del fluido (12°C, condicion general de temperatura de los cauces abiertos)

$$\rho_{10C} := 999,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{15C} := 999,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{12^{\circ}\text{C}} := \frac{12^{\circ}\text{C} - 10^{\circ}\text{C}}{15^{\circ}\text{C} - 10^{\circ}\text{C}} \cdot (\rho_{15C} - \rho_{10C}) + \rho_{10C}$$

$$\rho_{12^{\circ}\text{C}} = 999,56 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

viscocidad nominal del agua (12°C)

$$\mu_{10C} := \frac{1,310}{1000} \text{ Pa s}$$

$$\mu_{15C} := \frac{1,140}{1000} \text{ Pa s}$$

$$\mu := \frac{12^{\circ}\text{C} - 10^{\circ}\text{C}}{15^{\circ}\text{C} - 10^{\circ}\text{C}} \cdot (\mu_{15C} - \mu_{10C}) + \mu_{10C}$$

$$\mu = 0,0012 \text{ s Pa}$$

Radio Hidráulico del canal

$$R_{hid} := \frac{b \cdot H}{b + 2 \cdot H}$$

$$R_{hid} = 0,3333 \text{ m}$$

sección transversal del canal

$$A_{canal} := b \cdot H$$

$$A_{canal} = 0,9 \text{ m}^2$$

Inclinacion

$$S_{canal} := 0,5 \%$$

Velocidad canal

$$n_{canal} := 0,017$$

$$V_{canal} := \frac{1}{n_{canal}} \cdot S_{canal}^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\left(\frac{A_{canal}}{2} \right)^{\frac{2}{3}} \right) \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{canal} = 1,9997 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Anexos

Dimensiones rueda hidráulica

2a Parte. Calculo de potencia de la rueda hidráulica

Diametro exterior

$$D_e := 2 \text{ m}$$

Diámetro interior

$$D_i := 1,52 \text{ m}$$

ancho álabes

$$b_{\text{álabes}} := 800 \text{ mm}$$

Area proyectada álabes

$$A_{\text{álabes}} := 690 \text{ mm} \cdot b_{\text{álabes}}$$

$$A_{\text{álabes}} = 0,552 \text{ m}^2$$

Fuerza sobre los álabes

$$c := 0,5$$

$$F_{\text{álabes}} := \rho_{12} \cdot c \cdot A_{\text{álabes}} \cdot v_{\text{canal}}^2 \cdot (1 - c) \quad (\text{Poncelet})$$

$$F_{\text{álabes}} = 1103,1344 \text{ N}$$

$$F_{\text{álabes2}} := \rho_{12} \cdot c \cdot A_{\text{álabes}} \cdot v_{\text{canal}}^2 \cdot (1 - c)^2 \quad (\text{Palas_Planas})$$

$$F_{\text{álabes2}} = 551,5672 \text{ N}$$

$$P_{RH} := \rho_{12} \cdot c \cdot A_{\text{álabes}} \cdot v_{\text{canal}}^3 \cdot c \cdot (1 - c) \quad (\text{Poncelet})$$

$$P_{RH} = 1102,9446 \text{ W}$$

$$P_{RH2} := \rho_{12} \cdot c \cdot A_{\text{álabes}} \cdot v_{\text{canal}}^3 \cdot c \cdot (1 - c)^2 \quad (\text{Palas_Planas})$$

$$P_{RH2} = 551,4723 \text{ W}$$

$$P_{in} := \frac{1}{2} \cdot \rho_{12} \cdot c \cdot A_{\text{álabes}} \cdot v_{\text{canal}}^3$$

$$P_{in} = 2205,8891 \text{ W}$$

$$\varepsilon := \frac{P_{RH}}{P_{in}} = 0,5$$

$$n := \frac{c \cdot v_{\text{canal}}}{\frac{D_e}{2} - \frac{D_i}{2} + \frac{D_i}{2}}$$

$$n = 1,1362 \text{ Hz}$$

3a Parte. Calculo de reacciones y dimensionamiento del eje de transmisión

peso de la máquina:

$$W_{maq} := 205 \text{ kg } g_e$$

$$W_{maq} = 2010,3632 \text{ N}$$

Reacciones en los cojinetes

$$R_x := \frac{F_{\text{álabes}}}{2}$$

$$R_x = 551,5672 \text{ N}$$

$$R_y := \frac{W_{maq}}{2}$$

$$R_y = 1005,1816 \text{ N}$$

Momento torsor resultante

$$M_T := F_{\text{álabes}} \cdot \left(D_i + \frac{(D_e - D_i)}{2} \right)$$

$$M_T = 1941,5166 \text{ J}$$

$$T := \frac{M_T}{N \cdot m} \cdot 8,8507$$

$$T = 17183,7809 \text{ lbf in}$$

Anexos

Momento flector resultante

$$A := 125 \text{ mm}$$

$$M := W_{maq} \cdot \frac{A}{2}$$

$$M = 125,6477 \text{ J}$$

$$M_f := \frac{M}{N \cdot m} \cdot 8,8507$$

$$M_f = 1112,0701 \text{ lbf in}$$

Factor de seguridad Ingenieril

$$F_s := 1,5$$

Cálculo de resistencia a la fatiga en acero SAE 1045.

resistencia ultima a la tensión

$$S_{ut} := 82 \text{ kpsi}$$

factores de corrección

diametro preliminar minimo:

$$d_p := 1,7444 \text{ in}$$

factor de superficie

$$a := 14,4$$

$$K_a := a \cdot (S_{ut})^{e_b}$$

$$e_b := -0,718$$

$$K_a = 0,6085$$

Factor de tamaño

$$K_b := 0,879 \cdot (d_p)^{-0,107}$$

$$K_b = 0,8282$$

Factor de carga (Flexión)

$$K_c := 1$$

Factor de temperatura (20° C)

$$K_d := 1$$

Factor de confiabilidad (95%)

$$K_e := 0,868$$

Factor de concentracion del esfuerzo por fatiga Kf

radio la muesca r

$$r := 0,06$$

Sensibilidad de muesca q

Constante de Neuber

$$q_1 := 0,245799 - \left(\frac{0,307794}{10^2} \cdot S_{ut} \right) + \left(\frac{0,150874}{10^4} \cdot (S_{ut})^2 \right) - \left(\frac{0,266978}{10^7} \cdot (S_{ut})^3 \right)$$

$$q_1 = 0,0801$$

$$q := \frac{1}{1 + \frac{q_1}{\sqrt{r}}}$$

$$q = 0,7535$$

relacion r/d

$$r_d := \frac{r}{d_p}$$

$$r_d = 0,0344$$

Anexos

Factor de concentracion del esfuerzo

$$K_f := \frac{1}{(1 + q \cdot (K_t - 1))}$$

$$K_t := 1,95 \quad (\text{Aproximado})$$

$$K_f = 0,5828$$

Limite de resistencia a la fatiga

$$S_{e,} := 0,5 \cdot S_{ut}$$

$$S_{e,} = 41 \text{ kpsi}$$

$$S_e := K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S_{e,}$$

$$S_e = 10,4522 \text{ kpsi}$$

Coefficiente f

$$f := 0,875 \quad (\text{Aproximado})$$

factor a

$$f_a := f \cdot \frac{S_{ut}^2}{S_e^2}$$

$$f_a = 562,8942$$

factor b

$$f_b := -\frac{1}{3} \cdot \log_{10} \left(f \cdot \frac{S_{ut}}{S_e} \right)$$

$$f_b = -0,2789$$

Para vida infinita:

$$N := (1 \cdot 10)^6$$

$$S_f := f_a \cdot N^{\frac{f_b}{f_a}}$$

$$S_f = 11,9454$$

$$N_1 := \left(\frac{S_e}{S_f} \right)^{\frac{f_a}{f_b}}$$

$$N_1 = 1,6142 \cdot 10^6$$

$$S_y := 45 \text{ kpsi}$$

Diametro del eje:

$$d_{eje} := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_s}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_f}{S_e \cdot 1000} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T}{S_y \cdot 1000} \right)^2}}$$

$$d_{eje} = 1,7444$$

$$D_{eje} := d_{eje} \cdot 1,1$$

$$D_{eje} = 1,9188$$

El eje debe tener un diametro mayor de 2,625 in con un diametro menor de 1,75 in y una muesca de 0,1 in

4a parte: Cálculo para la selección de rodamiento de bolas

Carga radial deseada

$$F_D := \sqrt{F_{\acute{a}labe}^2 + W_{maq}^2}$$

$$F_D = 2293,1345 \text{ N}$$

vida deseada (Horas)

$$L_D := 87600$$

Anexos

velocidad deseada

$$n_D := \frac{n}{\text{Hz}} \cdot 60$$

$$n_D = 68,1701$$

Factor de fabricante

$$F_{SKF} := 10^6$$

Carga dinámica

$$C_{10} := F_D \cdot \left(\frac{L_D \cdot n_D \cdot 60}{F_{SKF}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C_{10} = 16287,1812 \text{ N}$$

5a parte: Cálculo Tensión de la cadena del tecl

$$F_x := F_{\acute{a}labe} \cdot \cos(11,15^\circ)$$

$$F_x = 1082,312 \text{ N}$$

$$F_y := F_{\acute{a}labe} \cdot \sin(11,15^\circ)$$

$$F_y = 213,3222 \text{ N}$$

$$W_{maq_y_marco} := 314,11 \text{ kg } g_e$$

$$W_{maq_y_marco} = 3080,3668 \text{ N}$$

$$Brazo_T := 2925 \text{ mm}$$

$$Brazo_T = 2,925 \text{ m}$$

$$Brazo_{Wmaq} := 1114,5 \text{ mm} + \frac{171 \text{ mm}}{2}$$

$$Brazo_{Wmaq} = 1,2 \text{ m}$$

$$Brazo_{Fy} := Brazo_{Wmaq} + 77,9 \text{ mm}$$

$$Brazo_{Fy} = 1,2779 \text{ m}$$

$$Brazo_{Fx} := 762,011 \text{ mm} - \left(63,5 \text{ mm} + \frac{75}{2} \text{ mm} \right)$$

$$Brazo_{Fx} = 0,661 \text{ m}$$

$$Tension := \frac{Brazo_{Fy} \cdot F_y + Brazo_{Wmaq} \cdot W_{maq_y_marco} - F_x \cdot Brazo_{Fx}}{Brazo_T}$$

$$Tension = 1112,3503 \text{ N}$$

$$Tension1 := \frac{Tension}{g_e}$$

$$Tension1 = 113,4282 \text{ kg}$$

$$R_{x_pivote} := F_x$$

$$R_{x_pivote} = 1082,312 \text{ N}$$

$$R_{y_pivote} := (-Tension + W_{maq_y_marco} + F_y)$$

$$R_{y_pivote} = 2181,3388 \text{ N}$$

ANEXO 3: DESARROLLO MATEMÁTICO DE LAS ECUACIONES.

Tomando la ecuación 9, con $\vec{v} = cte$, se tiene que la fuerza ejercida sobre el álabe

$$F = \vec{v} \cdot \frac{dm}{dt}$$

De la ecuación 22 y 23 se tiene que la velocidad de las palas planas es

$$\vec{v} = (v - \bar{v})$$

$$\bar{v} = cv$$

Además,

$$\frac{dm}{dt} = \rho A(v - \bar{v})$$

Por lo que

$$F = (v - cv)\rho A(v - cv)$$

$$F = \rho A(v(1 - c))^2$$

Finalmente, para una rueda de palas planas, se tiene que

$$F = \rho Av^2(1 - c)^2$$

Cuando se trabaja sobre una rueda de Poncelet, se tiene que la velocidad del agua en el álabe es

$\bar{v} = 0$, por lo que

$$\frac{dm}{dt} = \rho Av$$

Entonces, la ecuación de fuerza adopta la forma

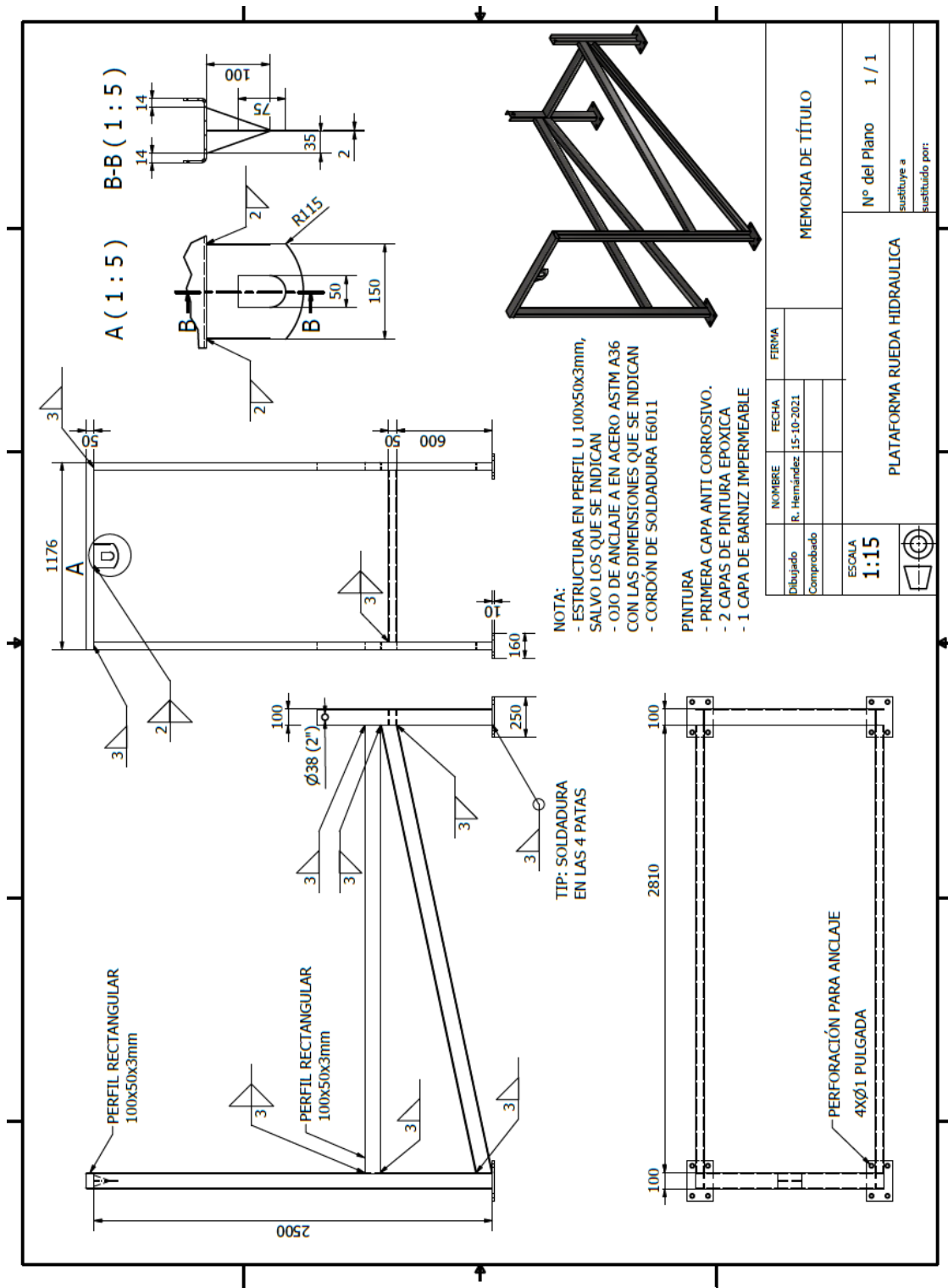
$$F = \rho Av(v - cv)$$

Finalmente, reordenando los términos:

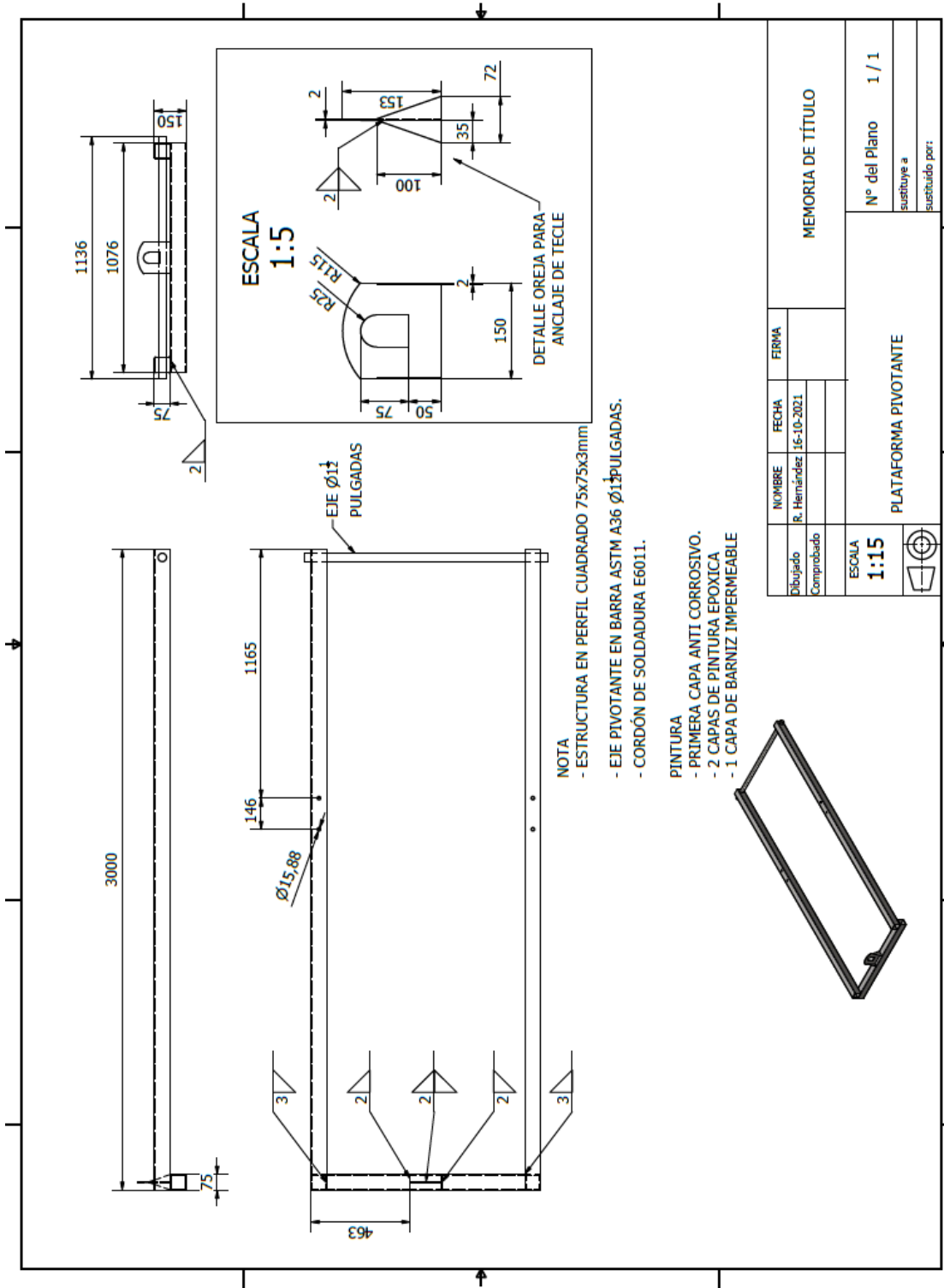
$$F = \rho Av^2(1 - c)$$

ANEXO 4: BOCETOS DE FABRICACIÓN.

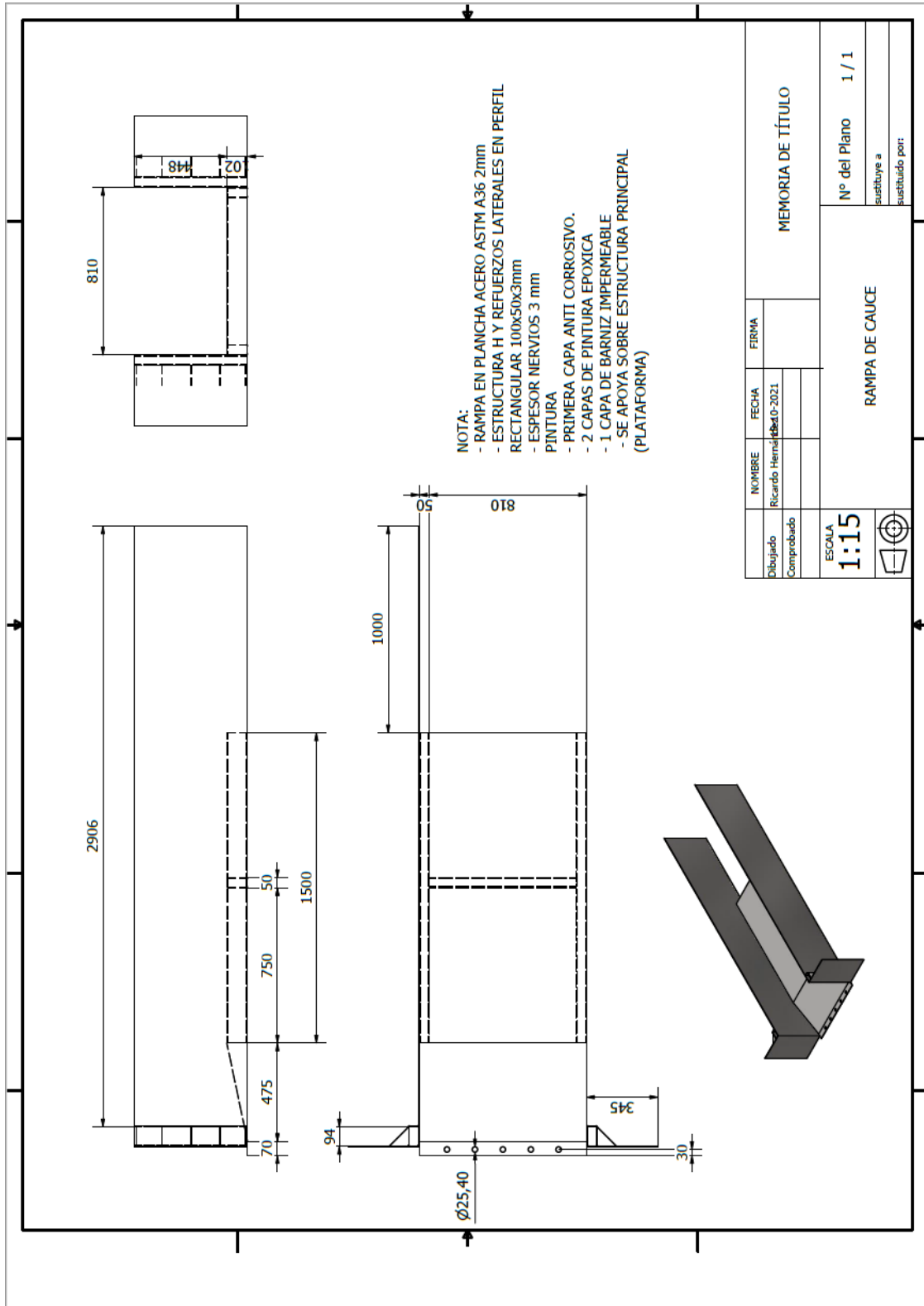
Plataforma principal (marco estructural de montaje de la rueda hidráulica)



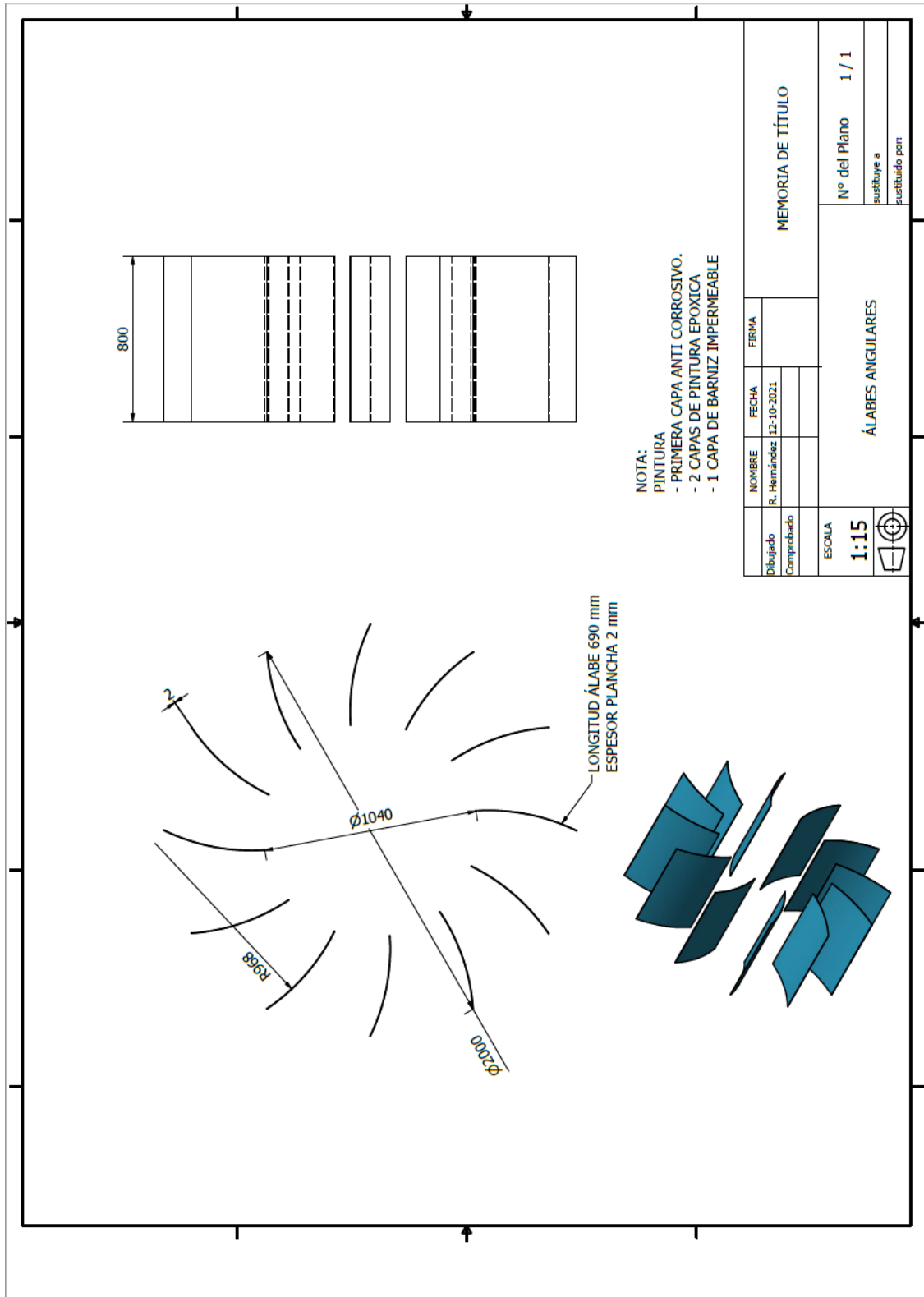
Boceto marco pivotante



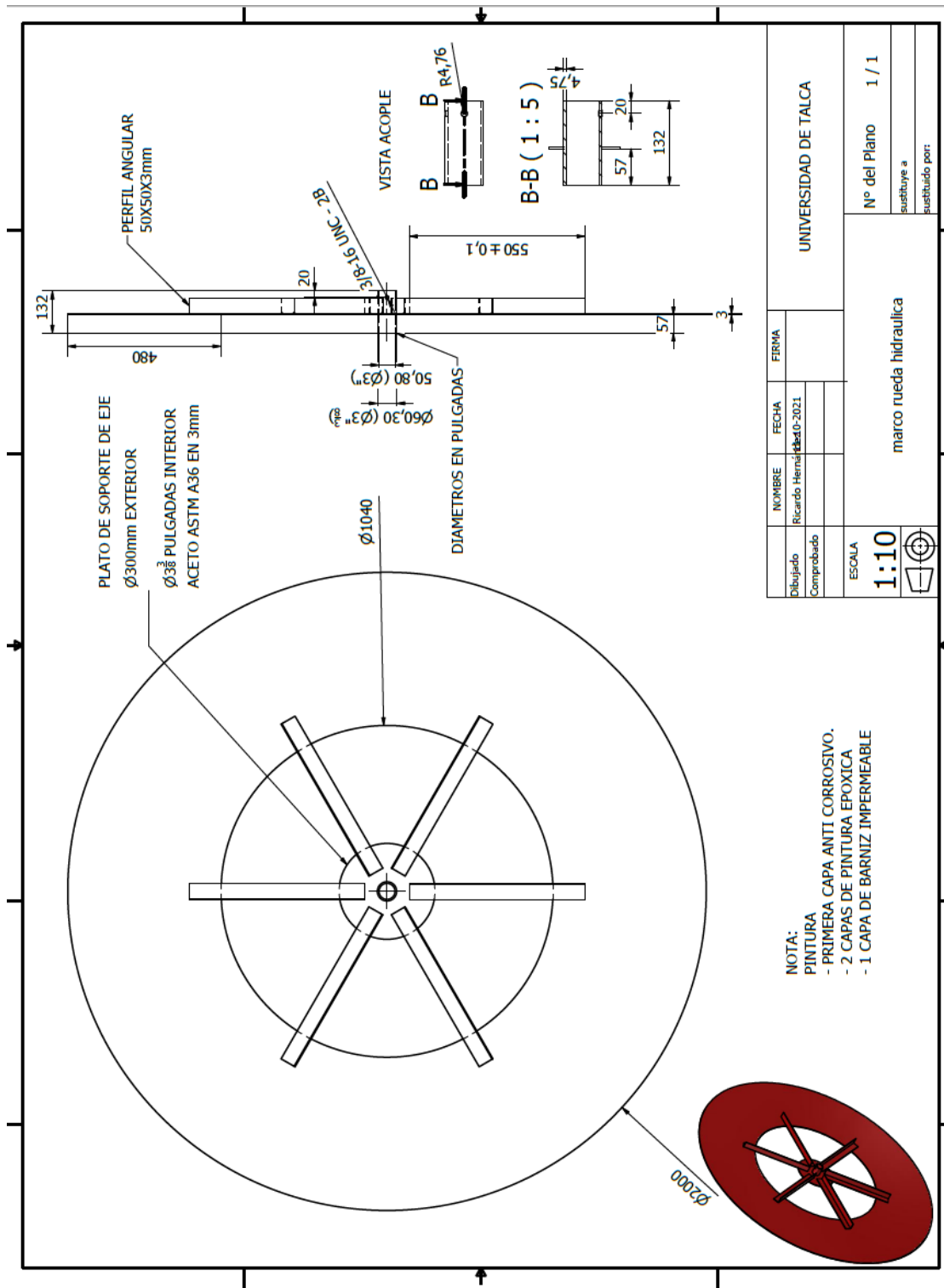
Boceto de rampa de cauce



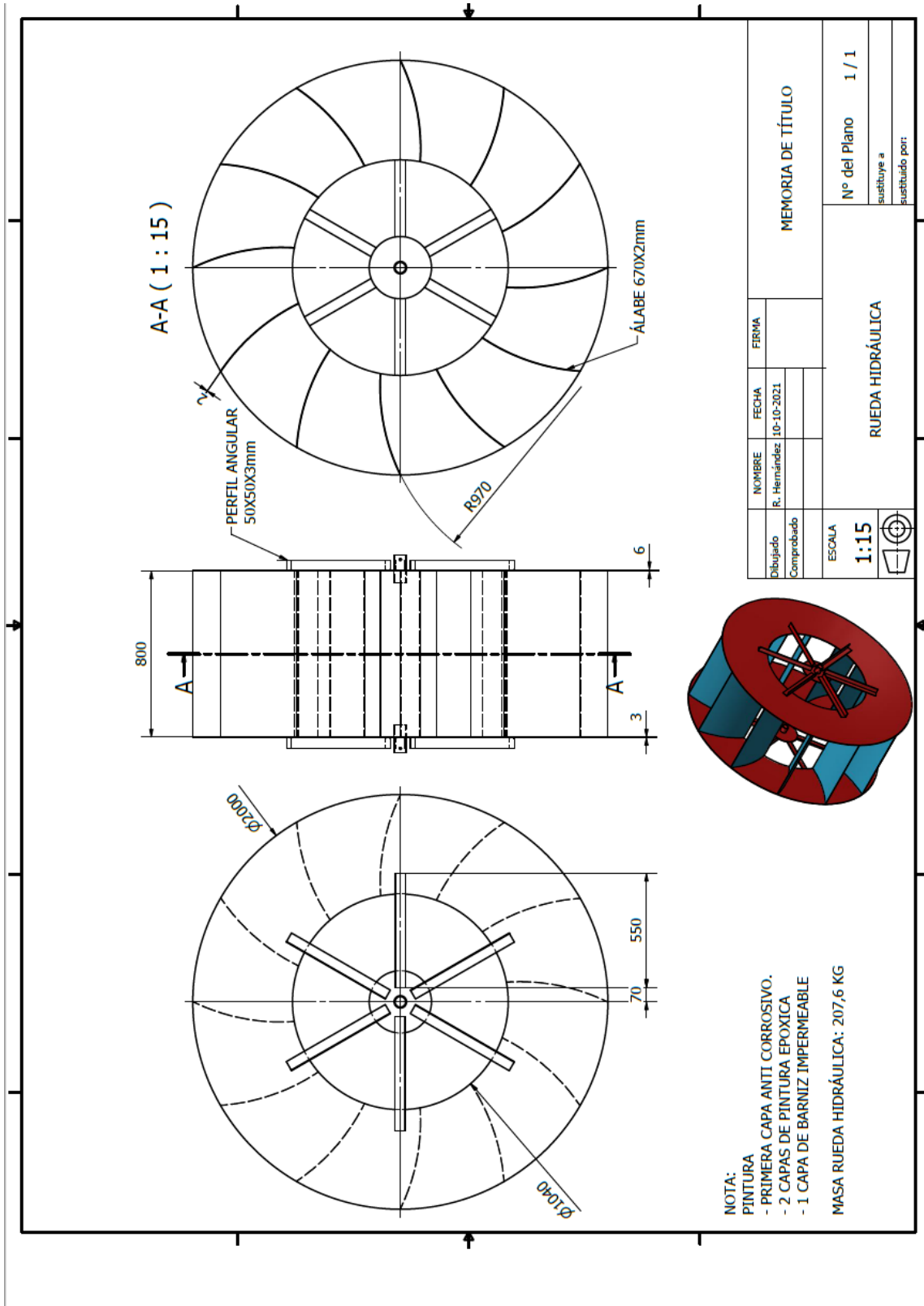
Boceto de álabes



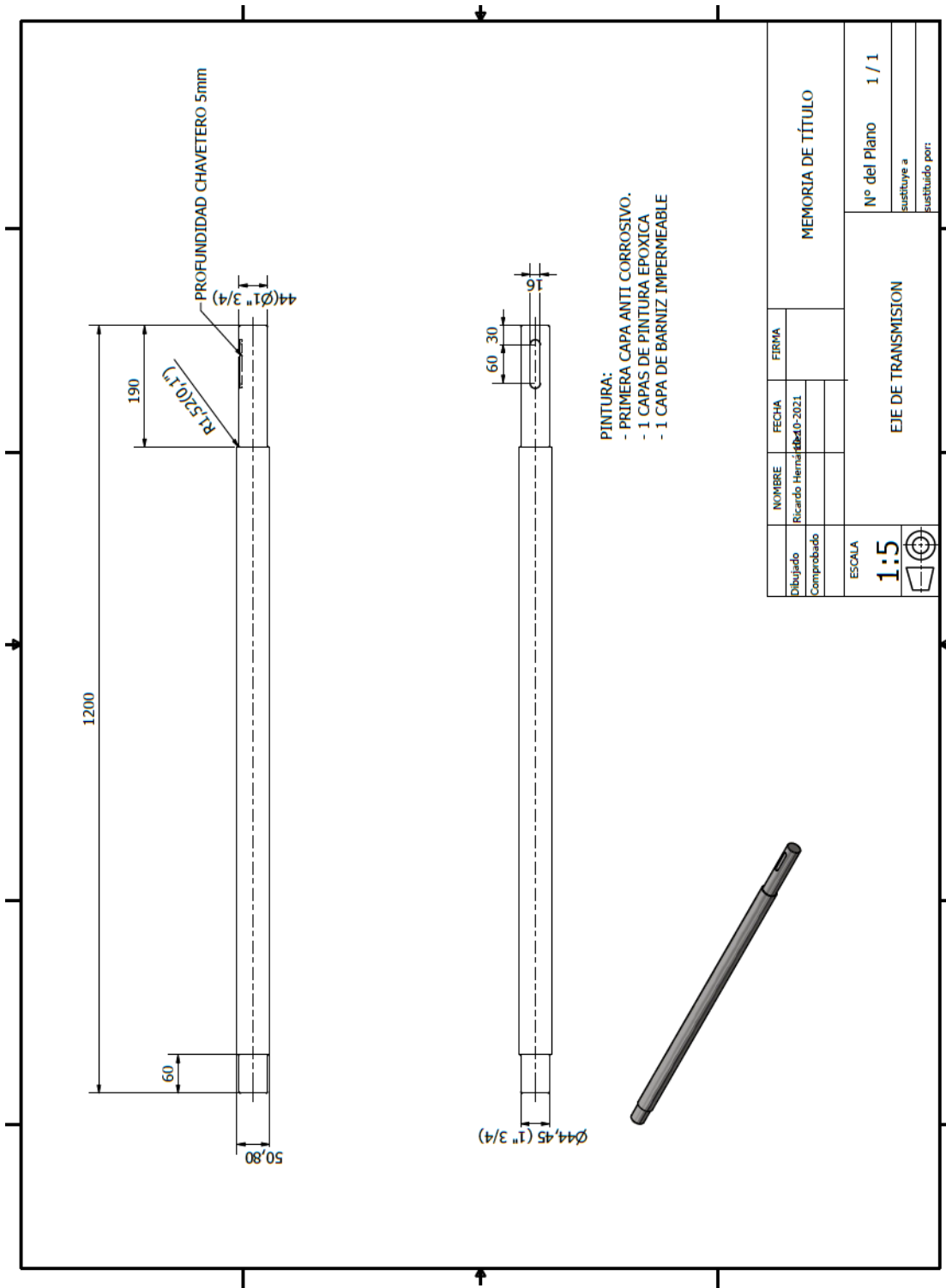
Boceto de rueda de paletas



Boceto rueda hidráulica



Boceto eje de transmisión

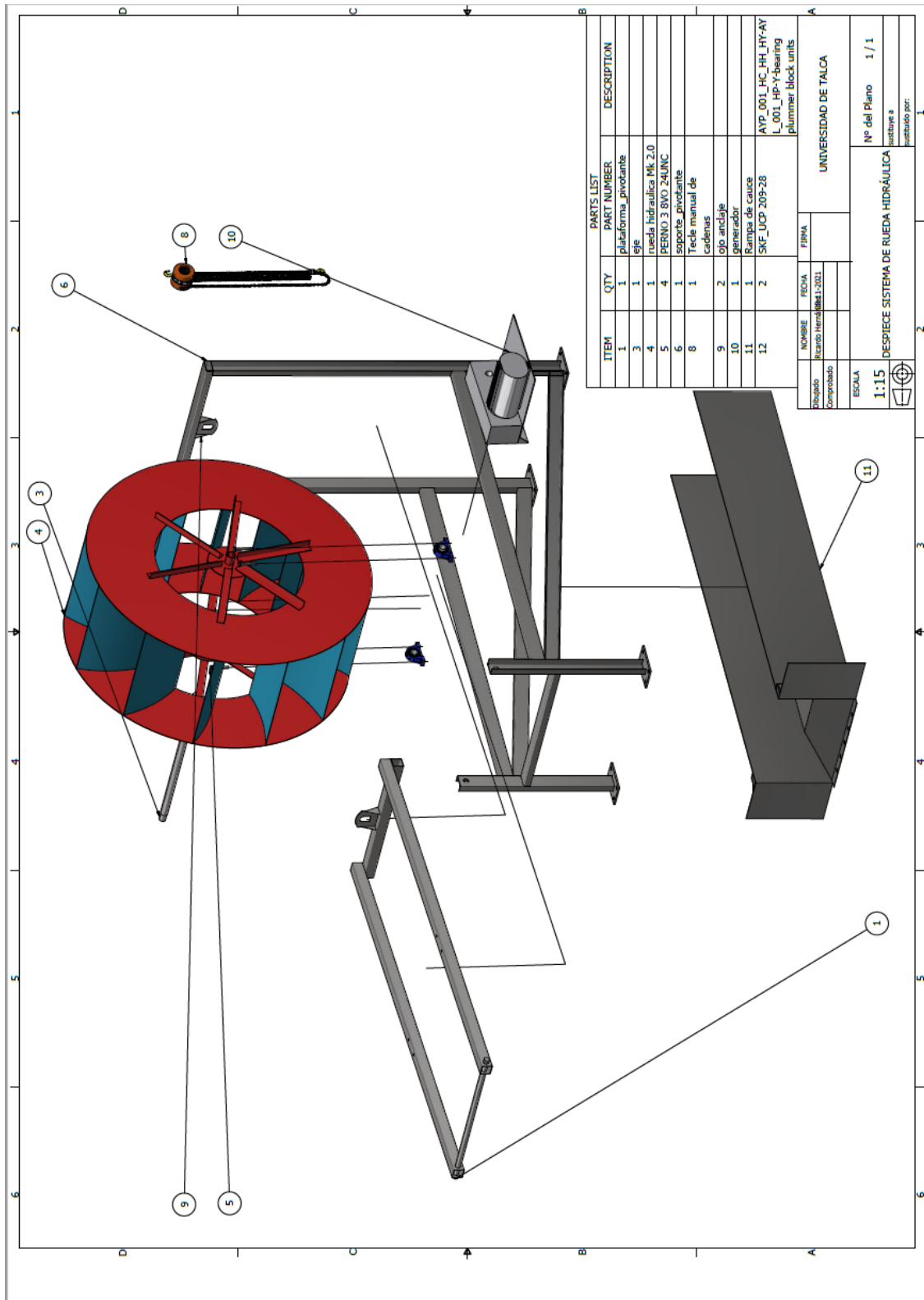


MEMORIA DE TÍTULO	
NOMBRE	Ricardo Hernández
FECHA	14/04/2021
FIRMA	
EJE DE TRANSMISION	
Nº del Plano 1 / 1	
sustituye a	
sustituido por:	

ESCALA
1:5



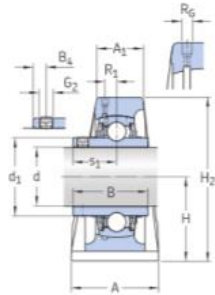
Boceto conjunto



ANEXO 5: SELECCIÓN DE RODAMIENTO SKF.

Designation	Dimensiones							Capacidad de carga básica		Velocidad límite [r/min]	Designaciones	
	d [in]	t_1	A [in]	H [in]	H ₂ [in]	J [in]	L [in]	dynamic C [lbf]	tatic C ₀ [lbf]		Housing	Bearing
☆ P2BL 112-TF	1.75		2.016	2.063	4.187	5.75	7.469	7 464	4 856	4 300	P2BL 509	YAR 209-112-2F
P2BL 112-TF-AH	1.75		2.016	2.063	4.187	5.75	7.469	7 464	4 856	4 300	P2BL 509-AH	YAR 209-112-2F
☆ P2BL 112-WF	1.75		2.016	2.063	4.187	5.75	7.469	7 464	4 856	4 300	P2BL 509	YEL 209-112-2F
☆ P2BL 112-WF-AH	1.75		2.016	2.063	4.187	5.75	7.469	7 464	4 856	4 300	P2BL 509-AH	YEL 209-112-2F
☆ P2BM 112-TF	1.75		2.189	2.25	4.563	6.25	8.125	7 891	5 216	4 000	P2B 510	YAR 210-112-2F
P2BM 112-TF-AH	1.75		2.189	2.25	4.563	6.25	8.125	7 891	5 216	4 000	P2B 510-AH	YAR 210-112-2F
SY 1.3/4 FM	1.75		1.89	2.126	4.213	5.65	7.362	7 464	4 856	4 300	SY 509 M	YET 209-112
SY 1.3/4 TF	1.75		1.89	2.126	4.213	5.65	7.362	7 464	4 856	4 300	SY 509 M	YAR 209-112-2F
SVJ 1.3/4 TF	1.75		2.047	2.126	4.232	5.65	7.48	7 464	4 856	4 300	SVJ 509	YAR 209-112-2F
UCP 209-28	1.75		2.008	2.126	4.252	5.748	7.461	7 306	4 586	3 400	P 209/Y	UC 209-28
P 45 FM	1.772		1.772	1.831	3.622	5.039	6.142	7 464	4 856	4 300	P 85	YET 209
P 45 RM	1.772		1.772	1.831	3.622	5.039	6.142	7 464	4 856	4 300	P 85	YAT 209
P 45 TF	1.772		1.772	1.831	3.622	5.039	6.142	7 464	4 856	4 300	P 85	YAR 209-2F
P 45 TR	1.772		1.772	1.831	3.622	5.039	6.142	7 464	4 856	2 400	P 85	YAR 209-2RF
P 45 WF	1.772		1.772	1.831	3.622	5.039	6.142	7 464	4 856	4 300	P 85	YEL 209-2F

NOTA: 7.306 lbf = 32.498,7 N



DIMENSIONES

d	1.75 in	Diámetro del agujero
d ₁	≈2.256 in	Diámetro del resalte del aro interior
A	2.008 in	Ancho de la base
A ₁	1.221 in	Top width
B	1.937 in	Ancho del aro interior
B ₄	0.315 in	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
H	2.126 in	Altura del centro del asiento esférico
H ₁	0.748 in	Foot height
H ₂	4.252 in	Altura total
J	5.748 in	Distancia entre los tornillos de fijación
J	max.5.906 in	Distance between attachment bolts

ANEXO 6: COTIZACIÓN COMPONENTES Y MATERIALES.

Elemento/componente	Detalle	Unidad	precio unitario	cantidad	valor	referencia
Alternador Horizontal de energía de agua con imán permanente, turbina dinotora hidráulica	2KW/2000W, 380RPM, 48V/96V/220V, baja Rpm		\$ 667.030	1	\$667.030	https://es.aliexpress.com/item/32880118325.html?spm=a2g0o.store_pc_home_productList_1242506784.subject_6
TECLE CADENA PARA 0.5 TONELADAS. LEVANTE 2.5 METROS.			\$ 72.200	1	\$ 72.200	https://www.eltecle.cl/?L=S1&Id=493
plancha acero A36	1000x2500x3	mm	\$ 97.320	4	\$ 389.280	https://tienda.cintac.cl/pl3x1000x2500-lc-a36?gclid=Cj0KCOjwqp-LBhDQARIsAO0a6aLHiiM_1x6I5hxChipsUML5sD5bnqdRGriZDMQlmqtw1r9bZ09YIOoaAkgbEALw_wcB
plancha acero A36	1000x3000x2	mm	\$ 76.490	3	\$ 229.470	https://www.sodimac.cl/sodimac-cl/product/272216X/plancha-laminado-caliente-2-mm-x-1-x-3-mt/272216X/
Angulo laminado	50x50x3mm	mm	\$ 22.590	6,6 m	\$ 24.850	https://www.sodimac.cl/sodimac-cl/product/356913/50-x-50-x-3-mm-x-6-mt-angulo-laminado/356913/?kid=bnnext298965&shop=googleShopping&gclid=Cj0KCOjwqp-LBhDQARIsAO0a6aLh2GOYpt5tOsQvPjITZ2t-KUN5G044Reh6nxz7LbBAa7ZcB1ErsngaAou_EALw_wcB
costanera 100x50x3mm 6 m		mm	\$ 57.590	1,6	\$ 92.144	https://tienda.cintac.cl/canal-150x50x3-00-mm-6000
perfil cuadrado 75x75x3mm 6m		mm	\$ 62.970	1,18	\$ 74.305	https://www.sodimac.cl/sodimac-cl/product/165263/75x75-x-3-mm-x-6-mt-perfil-tubular-cuadrado/165263/?queryId=55ee377c-9399-407c-9ba0-a4f83620296a
perfil rectangular 100x50x3 6m		mm	\$ 59.760	1,1	\$ 65.736	https://www.sodimac.cl/sodimac-cl/product/166545/100x50x3mm-x6m-perfil-tubular-rectangular/166545/
Barra de acero carbono AISI/SAE 1045	2" 1500 mm trefilado 1,5 m	m	\$ 46.608	1	\$ 46.608	https://oteroindustrial.cl/barra-de-acero-carbono-aisi-sae-1045-c-12.html
BARRA DE ACERO CARBONO AISI/SAE 1045,	1,5" lamiando, 1,2	m	\$ 19.196	1	\$ 19.196	https://oteroindustrial.cl/barra-de-acero-carbono-aisi-sae-1045-c-12.html
Soporte de pie con rodamiento de bolas SKF UCP 209-28 diámetro 1,75"			\$25.600	2	\$51.200	https://articulo.mercadolibre.cl/MLC-536103304-portarodamientos-omega-ucp-209-45mm-marca-kml-1-unidad-_JM?matt_tool=66936097&matt_word=&matt_source=google&matt_campaign_id=14573893166&matt_ad_group_id=126469660746&matt_match_type=&

Anexos

						matt_network=g&matt_device=c&matt_creative=544459325225&matt_keyword=&matt_ad_position=&matt_ad_type=pla&matt_merchant_id=472146237&matt_product_id=MLC536103304&matt_product_partition_id=1415689343751&matt_target_id=aud-1240876127683:pla-1415689343751&gclid=CjwKCAiAv_KMBhAzEiwAs-rX1Nf--YPi6edBEVTj9SBpvKhzQxJseyreya74jck3aBll93WLScea6RoCXowQAvD_BwE
perno UNC 5/8, 4 1/2			\$ 862	4	\$ 3.448	Casa Franco
TUERCA HEXAGONAL ASTM A194 2H			\$ 366	4	\$ 1.464	https://europe.cl/tuerca-hexagonal-astm-a194-2h/
Multiplicador de velocidad de engranajes ratio 1:5			\$ 210.000	1	\$ 210.000	https://metsud.cl/2017/03/caja-multiplicadora/?unapproved=17070&moderation-hash=ee6e44b5edf9c0ab47cd91f2aa2dc290#comment-17070
Esmalte epóxico 1 galón Heavy duty amarillo brillante Tricolor			\$ 44.990	2	\$ 89.980	https://www.easy.cl/tienda/producto/esmalte-epoxico-1-galon-heavy-duty-amarillo-brillante-tricolor-911228p?gclid=CjwKCAiAv_KMBhAzEiwAs-rX1P4IcX3zC-eqhXF13A9pL-WWQ8yxjOwUcjqHnTiJozwPauqhDUx5QRoC2jIQAvD_BwE
Anticorrosivo estructural opaco 1 gl negro			\$ 16.590	2	\$ 33.180	https://www.sodimac.cl/product/481599/anticorrosivo-estructural-opaco-1-gl-negro/481599/?queryId=3a02f634-e96e-4b33-9b7c-95cdef61cc4b

ANEXO 7: COTIZACIÓN SERVICIO DE FABRICACIÓN EN MAESTRANZA.



Sociedad Nolberto Romero e Hijos Ltda.

Cotización de N°: 063/2021
Curicó, 19 de Noviembre de 2021

At. Sres: UNIVERSIDAD DE TALCA.
At. Sres.: Ricardo Hernández M. – Ambrosio Olivos P

Junto con saludarle, le enviamos COTIZACION POR FABRICACIÓN DE RUEDA HIDRÁULICA DE BAJA POTENCIA PARA CANAL DE REGADIO, de acuerdo al siguiente listado:

Cantidad	Detalle	V. Unitario	Total
01	<ul style="list-style-type: none"> • Corte de Piezas en Acero • Plegado de Planchas (medidas otorgadas por cliente) • Mano de Obra en General la cual incluye: <ul style="list-style-type: none"> √ Trabajos Soldadura √ Sistemas de fijación en General √ Pintura General y Otros √ Montaje de Equipo según requerimientos de cliente 	1.380.000	\$ 1.380.000
		NETO	\$ 1.380.000
		IVA	\$ 262.200
		TOTAL	\$ 1.642.200

Condiciones de Pago: Contado, una vez ENTREGADO EN NUESTRAS INSTALACIONES previa *Orden de Compra y Facturación* por productos adquiridos

Sin más puntos que acotar; saluda atte. A Ud.

Daniel Romero Reyes
Sociedad Nolberto Romero e Hijos Ltda.

Camino a Romeral, Km 2 – Romeral – Curicó – Chile
Cel. +56998270569 / +56971079286

Tel./fax: +56752381381
e-mail contacto: nr_ltda@tie.cl
soc.nrltda@gmail.com