



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

MONTAJE Y CARACTERIZACIÓN DE UNA INSTALACIÓN DE GENERACIÓN DE
POTENCIA DE USO DOCENTE MEDIANTE UNA MICRO-TURBINA HIDRÁULICA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

ÍTALO ALDO CAMPODÓNICO AVENDAÑO

PROFESOR GUÍA:
JUAN ELICER CORTÉS

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
PATRICIO MENDOZA ARAYA
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ

SANTIAGO DE CHILE
2019

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: ÍTALO ALDO CAMPODÓNICO AVENDAÑO
FECHA: 2019
PROF. GUÍA: JUAN ELICER CORTÉS

MONTAJE Y CARACTERIZACIÓN DE UNA INSTALACIÓN DE GENERACIÓN DE POTENCIA DE USO DOCENTE MEDIANTE UNA MICRO-TURBINA HIDRÁULICA

La generación de energía eléctrica ha ido evolucionando a fin de conseguir fuentes de energías limpias y disponibles para la mayor parte de la población. Solo en el sistema interconectado central se espera una sobredemanda de un 168 % para el año 2037 y que equivale a una demanda energética de 114.752 [GWh]. De ahí que el país se encuentra en una incesante búsqueda de nuevos métodos de generación, y donde la energía hídrica mediante micro-centrales hidráulicas puede y debe tomar mayor relevancia en el futuro a corto plazo.

El objetivo de este trabajo de título es diseñar y montar un laboratorio en las dependencias del Departamento de Ingeniería Civil Mecánica que simule las condiciones reales en las que operaría una micro-central hidráulica, incluyendo la selección y adquisición de la instrumentación para la toma de datos y que permita ensayos sobre el funcionamiento de la central. Este trabajo corresponde a la segunda versión del proyecto de micro-central hidráulica realizada por Juan Carlos Arís en el año 2014.

La micro-turbina que será utilizada es de acción, tipo Pelton, que se adapta para recursos hidráulicos de grandes saltos de agua y bajo caudal, alcanzando importantes valores de energía cinética, que se convierte en energía mecánica (torque), físicamente regida por la llamada Ecuación de Euler de turbomáquinas hidráulicas. En este sentido, se utilizará una micro-turbina Pelton de 10 [kW] de potencia nominal aproximada y que ha sido diseñada para general energía a una frecuencia de 50 Hz (o bien 750 RPM) con un caudal de 35 [$\frac{l}{s}$] y 40 [m] de altura nominal.

Para simular el recurso hídrico se contempla el uso de una bomba centrífuga y un variador de frecuencia que permita variar el caudal entregado por la bomba en base a su velocidad de rotación. Además, se incluye un juego de válvulas para evitar el golpe de ariete y regular el exceso de caudal en el circuito hidráulico. Para tomar mediciones de presión y caudal se adquirió un medidor de presión diferencial del tipo Tubo Pitot y un flujómetro electromagnético respectivamente, instalados ambos en el circuito hidráulico principal de la micro-central. El laboratorio se completa con la instalación de un generador trifásico (360 [v] a 50 [Hz]) de imanes permanentes y un banco de resistencias que permitan simular la demanda de potencia sobre el generador. En conjunto con estos equipos se contempla la instalación de un torquímetro y un analizador de potencia para obtener mediciones de potencia eléctrica y mecánica de la central.

Para la adquisición de datos se desarrolló una interfaz computacional en el software *Lab View*, el cual incluye la posibilidad de administrar completamente la totalidad de las variables de la micro-central y que a su vez permite la automatización de procesos mediante la implementación de un sistema de control desarrollado por Camilo Zamora. La conexión entre el software y los distintos equipos e instrumentos se realiza mediante una tarjeta de adquisición de datos National Instrument.

A mi familia y amigos.

Agradecimientos

Este trabajo de título es la conclusión de casi 7 años continuos de trabajo en la universidad, es por ello que quiero agradecer especialmente a mis padres, Ítalo y Teresa, y mi hermana Valentina, ya que sin el apoyo económico y motivacional de ellos nada de esto hubiera sido posible.

A toda mi familia, los que están y no están. A todos mis abuelos, tíos y primos.

A todos mis amigos de colegio y de la universidad en general, a los amigos de la vida, ya que todos fueron parte fundamental de este proceso.

Un agradecimiento especial a todos los amigos y compañeros del Departamento de Ingeniería Mecánica. Fueron cuatro años de apoyo, entendimiento y crecimiento como futuros profesionales, y lo más importante, como personas.

A mi profesor guía Dr. Juan Carlos Elicer, con el que he trabajado por casi dos años para desarrollar este proyecto y que ha sido un pilar fundamental en mi desarrollo como ingeniero mecánico, y que a pesar de los altos y bajos, siempre ha estado ahí para apoyarme y por lo que estaré eternamente agradecido. A mi profesor co-guía Dr. Patricio Mendoza, que ha sido parte fundamental en el desarrollo de este proyecto y mi tercer integrante, Dr. Williams Calderón, por el apoyo y consejos durante la realización de este trabajo de título.

A todas las personas que ayudaron a desarrollar este proyecto, Nicolás, Camilo, Mónica, la gente del taller de Molina, entre otros. Todos fueron parte de este proceso, por lo que este también es su proyecto.

A mis colegas, por su apoyo y que de una u otra forma me vieron siempre como un ingeniero mas a pesar de no estar titulado.

A todos los anteriores y los que no he nombrado, siéntanse parte de este proyecto, ya que de una o otra forma fueron parte fundamental de este proyecto.

Tabla de Contenido

Introducción	1
1. Antecedentes	4
1.1. Generación	4
1.2. Recurso hídrico	5
1.3. Turbinas hidráulicas	6
1.4. Turbinas hidráulicas tipo Pelton	7
1.4.1. Componentes y funcionamiento	7
1.4.2. Teoría de funcionamiento	8
1.4.3. Potencia mecánica	9
1.4.4. Rendimiento hidráulico	10
1.5. Caracterización del recurso hídrico	11
1.5.1. Circuito hidráulico	11
1.5.2. Selección de bomba para la simulación hidráulica	12
1.5.3. Regulación de caudal	19
1.6. Principios de funcionamiento de medición de caudal y altura neta equivalente	21
1.6.1. Medición de caudal mediante flujómetro	21
1.6.2. Medición de altura neta equivalente mediante tubo de Pitot	23
1.7. Filosofía de control	25
1.8. Caracterización de la micro-central	26
2. Metodología	28
2.1. General	28
2.2. Diseño del circuito hidráulico	29
2.3. Montaje de la micro-central hidráulica	29
3. Condiciones iniciales de diseño	30
3.1. Bases de diseño	30
3.2. Condiciones iniciales para el diseño del laboratorio de pruebas	30
3.3. Descripción del laboratorio de pruebas	31
3.3.1. Housing	32
3.3.2. Inyector	33
3.3.3. Álabes, rodete y eje	34
3.3.4. Bomba y variador de frecuencia	35
3.3.5. Conjunto de simulación de carga eléctrica	36
3.4. Diseño y construcción del circuito hidráulico	37

3.5.	Adquisición de datos y mediciones	38
3.5.1.	Adquisición y procesamiento de datos	39
3.5.2.	Requerimientos y limitaciones	40
3.5.3.	Instrumentos ya adquiridos	40
4.	Resultados	43
4.1.	Diseño final de la Micro-central hidráulica	43
4.1.1.	Selección de instrumentos de medición	43
4.1.2.	Consideraciones constructivas	45
4.1.3.	Diseño final de la micro-central	46
4.2.	Montaje de los equipos	49
4.2.1.	Montaje del 'Rodete Pelton'	49
4.2.2.	Apoyos de la turbina	50
4.2.3.	Housing y soportes	51
4.2.4.	Montaje del inyector	53
4.2.5.	Montaje del circuito hidráulico	54
4.2.6.	Montaje de la bomba y variador de frecuencia	54
4.2.7.	Unión turbina - generador	55
4.3.	Ensayos hidráulicos	56
5.	Conclusiones	57
6.	Mejoras y estudios aplicables al proyecto	59
	Bibliografía	64
A.	Memorias de cálculo	66
A.1.	Cálculos de potencia y rendimientos teóricos	66
A.1.1.	Potencia hidráulica	66
A.1.2.	Potencia mecánica	67
A.1.3.	Rendimiento hidráulico	68
A.2.	Cálculos hidráulicos	68
A.2.1.	Perdidas de carga	68
A.2.2.	Golpe de ariete	73
A.2.3.	Cavitación	74
A.3.	Diseño del eje y selección de rodamientos	77
A.3.1.	Fuerzas resultantes del funcionamiento de la turbina	77
A.3.2.	Eje de la Turbina	79
A.3.3.	Rodamientos	85
A.4.	Cálculo de apoyos del housing	87
A.4.1.	Cargas y Condiciones de Borde	87
A.4.2.	Resultados del análisis de esfuerzos en los apoyos	89
A.5.	Balance del 'Rodete Pelton'	90
B.	Costos del proyecto, mejoras, consideraciones y fichas técnicas	92
B.1.	Costos generales del proyecto	93
B.2.	Diagramas de explotación de turbinas hidráulicas	94
B.3.	Características de la bomba	96

B.4.	Consideraciones de instalación del medidor de caudal	97
B.4.1.	Entrada y salida	97
B.4.2.	Codos en 2 ó 3 dimensiones	97
B.4.3.	Sección en T	98
B.4.4.	Codos	98
B.4.5.	Alimentación o descarga abierta	99
B.4.6.	Desviación de las bridas	99
B.4.7.	Bomba	100
B.4.8.	Válvula de control	100
B.4.9.	Purga del aire y fuerzas de vacío	101
B.4.10.	Posición de montaje	101
B.5.	Consideraciones de instalación del medidor de presión	102
B.6.	Características del generador	103
C.	Planos	106
C.1.	Modificaciones del housing	107
C.2.	Planos de soporte de turbina	109
C.3.	Planos Rodete	112
C.4.	Soporte del Inyector	114
C.5.	Plano de la micro-central	117

Índice de Tablas

3.1. Características principales de la bomba KSB Etabloc 80-250.	35
3.2. Características del variador de frecuencia HC800 T4 30R0GB.	36
3.3. Características principales del torquímetro Torqsense RWT 421-FB.	40
3.4. Características principales del analizador de potencia PCE-PA6000.	41
4.1. Condiciones de operación del tubo pitot.	44
4.2. Constantes del equipo medidor de presión.	44
4.3. Condiciones de operación del flujómetro.	45
4.4. Listado final de elementos en las líneas hidráulicas.	48
4.5. Diámetros para la selección de acoples.	55
A.1. Pérdidas de carga principales en la línea hidráulica.	69
A.2. Pérdidas de carga en válvulas.	70
A.3. Pérdidas de carga en codos y tees.	70
A.4. Pérdidas de carga en expansiones.	71
A.5. Pérdidas de carga dependiendo de la apertura del inyector.	72
A.6. Pérdidas de carga en bomba.	73
A.7. Masas de los álabes de la turbina.	91
B.1. Costos asociados al proyecto (no se incluyen costos de elementos que fueron adquiridos en la versión 1 del proyecto).	93
B.2. Datos técnicos del generador.	103
B.3. Datos mecánicos del generador.	103
B.4. Datos materialidades del generador.	103

Índice de Ilustraciones

1.1. Tipos de centrales hidroeléctricas.	4
1.2. Tipos de tecnologías según requerimientos para micro-centrales hidráulicas.	6
1.3. Turbina Pelton. ¹	7
1.4. Esquema de turbina Pelton. ²	8
1.5. Diagramas de velocidad de la turbina Pelton.	9
1.6. Eficiencia hidráulica característica en una turbina tipo Pelton.	10
1.7. Curvas características de una bomba centrífuga.	13
1.8. Curva característica de isorendimiento de una bomba centrífuga.	14
1.9. Variación de altura y caudal mediante la aplicación de las leyes de afinidad en la bomba centrífuga.	14
1.10. Variación de caudal (Q), altura (H) y potencia en función de la velocidad de rotación del rotor (N).	15
1.11. Diagrama de la altura de succión de la bomba.	18
1.12. Esquema del inyector.	20
1.13. Componentes del Flujómetro: 1. Tensión inducida; 2. Electrodo; 3. Campo magnético; 4. Bobinas.	22
1.14. Representación esquemática del flujo en la posición del tubo Pitot. ³	24
1.15. Representación esquemática del diferencial de presión Δp	24
1.16. Filosofía de control de la micro-central. ⁴	26
2.1. Metodología general del trabajo de título.	28
3.1. Esquema básico del circuito hidráulico (Elaboración propia).	32
3.2. Housing diseñado por José Moreira.	33
3.3. Acople y servomotor del inyector.	34
3.4. Álabes de la turbina.	34
3.5. Rodamiento tipo pared marca NTN 'UCF-2'.	35
3.6. Bomba KSB Etabloc 80-250.	35
3.7. Variador de frecuencia HC800 T4 30R0GB.	36
3.8. Generador a utilizar en el proyecto.	37
3.9. Tarjeta National Instruments PCIE-8430/16.	39
3.10. Interfaz de control y adquisición de datos desarrollada para el proyecto en <i>LabView</i>	39
3.11. Torquímetro Torqsense RWT 421-FB.	41
3.12. Analizador de potencia PCE-PA6000.	42
4.1. Tubo Pitot V150 Veris Verabar.	44

4.2. Flujómetro Khrono Enviromag 2300 C.	45
4.3. Condición de instalación de los instrumentos de medición.	46
4.4. Diseño final de la Micro-central hidráulica en <i>AutoCad Plant 3D</i>	46
4.5. Rodete Pelton.	49
4.6. Rodete Pelton en conjunto con el eje.	50
4.7. Carcasa ajustada al nuevo rodamiento.	50
4.8. Montaje de la carcasa de la turbina en las vigas.	51
4.9. Esquema de viga HEB 160.	51
4.10. Esquema correspondiente al ángulo laminado.	52
4.11. Esquema correspondiente al posicionamiento de los ángulos en la viga.	52
4.12. Secciones del inyector.	53
4.13. Montaje del inyector.	53
4.14. Montaje del circuito hidráulico.	54
4.15. Montaje de válvulas y bomba.	55
4.16. Acople seleccionado.	56
A.1. Área sujeción del álabe.	79
A.2. Sumatoria de fuerzas en el eje.	80
A.3. Diagrama de fuerzas y momentos en el eje.	80
A.4. Área de apoyo de la carcasa de la turbina en la viga.	87
A.5. Fuerza aplicada en la barra.	87
A.6. Esquema de la unión entre los ángulos y la viga.	88
A.7. Condiciones de borde en la unión de los ángulos con la pared del pozo.	88
A.8. Malla generada por Inventor.	89
A.9. Resultados correspondientes a el factor de seguridad en el ángulo en función de los esfuerzos de Von Mises.	89
A.10. Resultados correspondientes a el factor de seguridad en la viga en función de los esfuerzos de Von Mises.	90
A.11. Posición de las cucharas.	91
B.1. Gráfico Altura vs. Potencia Eléctrica, con curvas de Isoapertura.	94
B.2. Gráfico Altura vs. Caudal, con curvas de Isoapertura, Isorendimiento e Isopotencia.	95
B.3. Secciones de entrada y salidas recomendadas. ① Ver en siguiente subsección. ② ≥ 2 DN.	97
B.4. Codos en 2 y 3 dimensiones, delante del flujómetro. ① Codos en 2 dimensiones ≥ 5 DN, codos en 3 dimensiones ≥ 10 DN.	97
B.5. Distancia detrás de una sección en T. ① ≥ 10 DN.	98
B.6. Instalación en tubos con codos.	98
B.7. Instalación en tubos con codos.	99
B.8. Instalación en frente de una descarga abierta.	99
B.9. Desviación de las bridas. ① L_{max} . ② L_{min}	100
B.10. Instalación detrás de la bomba.	100
B.11. Instalación en frente de una válvula de control.	100
B.12. Purga del aire. ① ≥ 5 [m]. ② Punto de ventilación del aire.	101
B.13. Vacío. ① ≥ 5 [m].	101
B.14. Posición de montaje.	101

Introducción

Motivación

La generación de energía eléctrica ha ido evolucionando a fin de conseguir fuentes de energías limpias y disponibles para la mayor parte de la población. El auge de las energías renovables no convencionales (ERNC) y la eficiencia con que éstas deben ser obtenidas es un tema que en nuestro país esta en boca de todos, ya que se espera un aumento en la demanda máxima energética en el sistema interconectado central de un 168 % para el año 2037 [1], con lo cual se alcanzarán cerca de 114.752 [GWh], en contraste con los 68.248 [GWh] del año 2017, por lo que el país se encuentra en una incesante búsqueda de nuevos métodos y tecnologías para suplir esta futura demanda.

En conjunto con el aumento de la demanda energética, “Chile se comprometió para el año 2030, a reducir sus emisiones de CO_2 por unidad PIB en un 30 % con respecto al nivel alcanzado en 2007 [2]”, haciendo alusión a las emisiones totales del país. Es importante destacar que el sector energético representó cerca de un 77 % de las emisiones a nivel nacional en el año 2016, por lo que es necesario un cambio en el paradigma con que se ven ciertas formas de generación de energía (como el caso de las centrales hidroeléctricas), donde es posible encontrar soluciones a este problema con tecnologías de bajo impacto en el medio y con potencias que pueden ser un aporte a la matriz energética nacional.

Otro tema importante corresponde a la vulnerabilidad energética en el país, la cual se define como “la porción de los ingresos de los hogares que, después del gasto energético (sin considerar transporte), es menor al ingreso de línea de pobreza”. En este sentido, según un informe realizado por Clapes UC [3], un 15,7 % de los hogares del país se encuentran en esta situación, lo cual equivale a cerca de 480 mil hogares. Esto, en conjunto con el difícil acceso a diversas localidades del país, engrosan la necesidad de descentralizar la generación de energía y buscar una alternativa de bajo costo y fácil manejo que pueda suplir las necesidades de poblaciones remotas y en situación de vulnerabilidad energética.

En Chile existe una gran cantidad de cursos y caídas de agua dulce que llegan al mar sin antes ser aprovechada, donde en sólo 24 horas pueden pasar de la cordillera al mar, de los cuales cerca de un 80 % se vierte directamente en aguas saladas sin ser almacenada o aprovechada dada la falta de infraestructura hídrica en el país [4]. Sumado a esto, a diciembre

de 2017, el 28,4% de generación de energía en territorio nacional, de una capacidad total de 23.287 [MW], corresponde a generación mediante hidroeléctricas, y sólo alrededor de un 2,2% califica como ERNC (potencia entregada inferior a los 20 [MW]) [5], lo cual nos indica que la generación de energía mediante centrales hidroeléctricas, y en especial las micro-centrales, es un recurso que se encuentra altamente desaprovechado.

Estas proyecciones y argumentos obligan a pensar en alternativas de generación de energía que ayuden a satisfacer la creciente demanda, de forma limpia, económica y de bajo impacto ambiental, para así poder satisfacer la demanda energética al mayor porcentaje de la población, y en especial a sectores de la población que se encuentran bajo la categoría de vulnerabilidad energético y/o que viven en localidades remotas, donde el acceso a la electricidad es un problema. Es así, como el uso de micro-centrales eléctricas (con potencias instaladas de hasta 100 [kW]) se presentan como una verdadera alternativa a la hora de elegir nuevas tecnologías en la generación de energía eléctrica, dada su flexibilidad a la hora de la selección de la tecnología a ocupar y que permite aprovechar los distintos tipos de recursos hídricos presentes en el país.

Es así como en este trabajo de memoria se estudiará la implementación y ensayos de una micro-central hidráulica mediante el uso de una turbina Pelton, la cual servirá como un mejoramiento del diseño y construcción de la turbina realizada en el año 2014 por Juan Carlos Arís [6].

Objetivos

Objetivo general

Diseño, instalación y caracterización del funcionamiento de una micro-central hidroeléctrica mediante turbina tipo Pelton.

Objetivos específicos

1. Diseño de la micro-central en base a la caracterización del recurso hídrico.
2. Selección de componentes, equipos e instrumentos de medición en base a criterios técnicos y económicos.
3. Instalación y montaje de los equipos e instrumentos asociados a la micro-central.
4. Ensayos de funcionamiento hidráulico de la micro-central de generación.

Alcances

- Los componentes de la turbina (rotor, inyector y carcasa) ya se encuentran diseñados y construidos, de modo que el presente trabajo incluye el diseño del circuito hidráulico ad-hoc a estos elementos.
- La instalación de la micro-central incluye la caseta de control donde se centralizarán todos los parámetros de operación. La caseta contiene, además, una sala de clases para 10 personas.
- El diseño del sistema de control de la micro-central, las conexiones eléctricas y las conexiones de control, corresponden a un tema de memoria paralelo a este trabajo.
- Se realizarán pruebas hidráulicas en la micro-central para verificar que éstas se adecuen a los parámetros de diseño de la misma.

Capítulo 1

Antecedentes

En la presente sección se presenta una revisión general y en detalle sobre los contenidos necesarios para abordar el desarrollo de este trabajo de título.

1.1. Generación

La generación de potencia eléctrica mediante el uso de energía hidráulica puede ser considerada tanto una fuente de generación renovable como una fuente de generación no renovable. Generalmente este límite está asociado a las mini-hidro, las cuales se consideran hasta los 5 [MW] de potencia generada [7].

Tal como se define el concepto de mini-hidro para las centrales hidroeléctricas que pueden entregar hasta 5 [MW], podemos definir de igual manera otros rangos de potencia generada, tal como se puede apreciar en la figura 1.1.

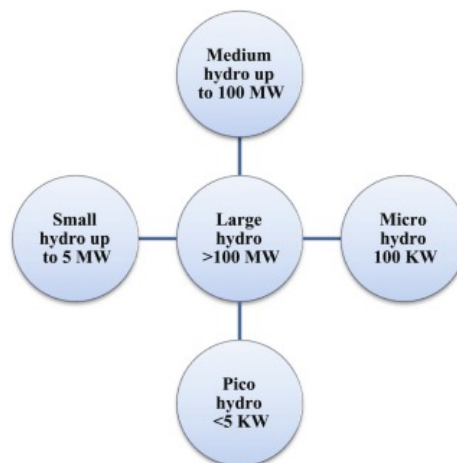


Figura 1.1: Tipos de centrales hidroeléctricas.

En este trabajo de título es importante enfocarse en la producción de energía en base a las micro-hidro, las cuales consideran las centrales de hasta 100 [kW], y que corresponde al rango de la tecnología a desarrollar.

1.2. Recurso hídrico

En el caso de la generación hidroeléctrica, el recurso hídrico se puede definir como el movimiento de agua que fluye a través de una dependencia geográfica debido a la acción de la gravedad, y que en este caso corresponde a los ríos y/o saltos de agua [6][8]. Con el fin de caracterizar un recurso hídrico, se tienen las siguientes definiciones:

- Caudal (Q): Volumen de agua que fluye por unidad de tiempo. Se mide generalmente en $[\frac{m^3}{s}]$.
- Altura bruta disponible (H_b): Es la diferencia vertical entre la superficie del agua del recuso y el rodete de la turbina. También se denomina altura geodésica. Se mide generalmente en [m].
- Altura neta equivalente ($H_n = H_b - H_{loss}$): Corresponde a la altura real percibida por la turbina luego de restarle a la altura bruta disponible las pérdidas de carga que existen en el circuito hidráulico que conduce el agua a la turbina.

La caracterización del recurso hídrico se puede obtener directamente a partir de la energía potencial del fluido de trabajo, ya que la energía cinética es despreciable en la gran mayoría de los recursos. Así, la potencia total que puede ser generada desde el recurso en una central hidroeléctrica está dada por:

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n \quad (1.1)$$

donde:

- ρ : Densidad del fluido en $[\frac{kg}{m^3}]$.
- g : Aceleración de gravedad en $[\frac{m}{s^2}]$.

Adicionalmente, considerando las aplicaciones de ingeniería en el recurso hídrico, es necesario tener en cuenta las siguientes definiciones:

- Variaciones de caudal: Diferencia de caudal promedio del recurso hídrico respecto al caudal instantáneo, donde el promedio puede ser medido de forma mensual, anual o por década.
- Concentración de material particulado: Cantidad de material sólido presente por volumen de fluido.

1.3. Turbinas hidráulicas

Las turbomáquinas son consideradas el corazón de cualquier central hidroeléctrica. Su rol en la central es convertir la energía del fluido en energía mecánica mediante la rotación del rotor. El flujo de agua pasa a través de la turbomáquina, impactando en los álabes o cucharas de ésta, produciendo así un cambio de velocidad y presión en el fluido, el cual resulta en un torque y rotación en el rotor de la turbina.

En general, existen tres diferentes tipos de turbomáquinas que dependen de las condiciones de operación (altura y caudal), las cuales corresponden a:

- Turbina Kaplan: Alto caudal y baja altura neta.
- Turbina Francis: Caudal y altura neta media.
- Turbina Pelton: Bajo caudal y elevada altura neta.

En el caso de la generación en base a micro-hidro, esta definición queda visualizada en el gráfico 1.2.

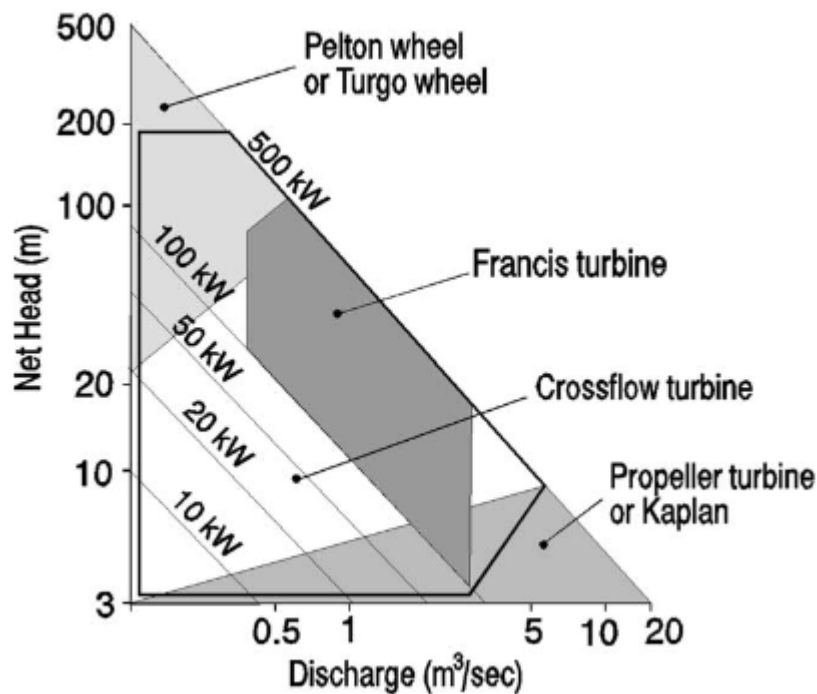


Figura 1.2: Tipos de tecnologías según requerimientos para micro-centrales hidráulicas [9].

1.4. Turbinas hidráulicas tipo Pelton

El desarrollo de este trabajo de tesis se basa en el uso de una turbina tipo Pelton (fig. 1.3), las cuales fueron creadas por Lester Pelton en el año 1876 [10]. Este tipo de turbina posee, en el caso de la micro-generación, un funcionamiento de máximo rendimiento en rangos de 20 y 100 [m] de altura y bajos caudales de hasta $0,5 \text{ [}\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\text{]}$, y con potencias entregadas de hasta 500 [kW].

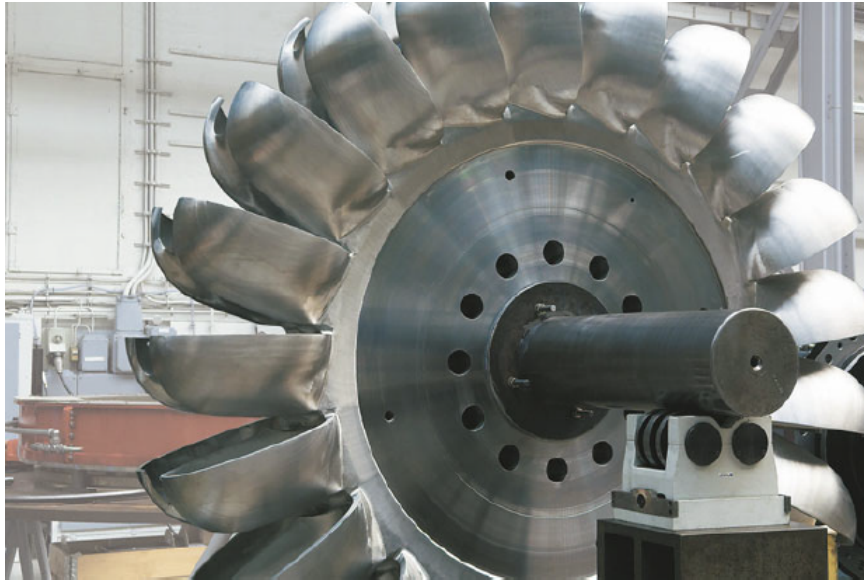


Figura 1.3: Turbina Pelton.⁵

En esta sección se expondrá sobre los componentes y el funcionamiento de este tipo de turbinas.

1.4.1. Componentes y funcionamiento

Este tipo de turbina posee un rodete circular montado en un eje (fig. 1.4), el cual se puede encontrar en posición horizontal o vertical. El rodete circular lleva alabes de tipo cucharas, los cuales se encuentran posicionados a la misma distancia en el extremo del disco. Para alimentar con el fluido a la turbina, se posicionan uno o múltiples inyectores alrededor de esta, los cuales varían su sección de paso con el fin de aumentar o disminuir la energía cinética del fluido, el cual posteriormente impacta con los alabes haciendo así rotar a la turbina.

⁵Fotografía cortesía de Voith Hydro Holding GmbH & Co. KG

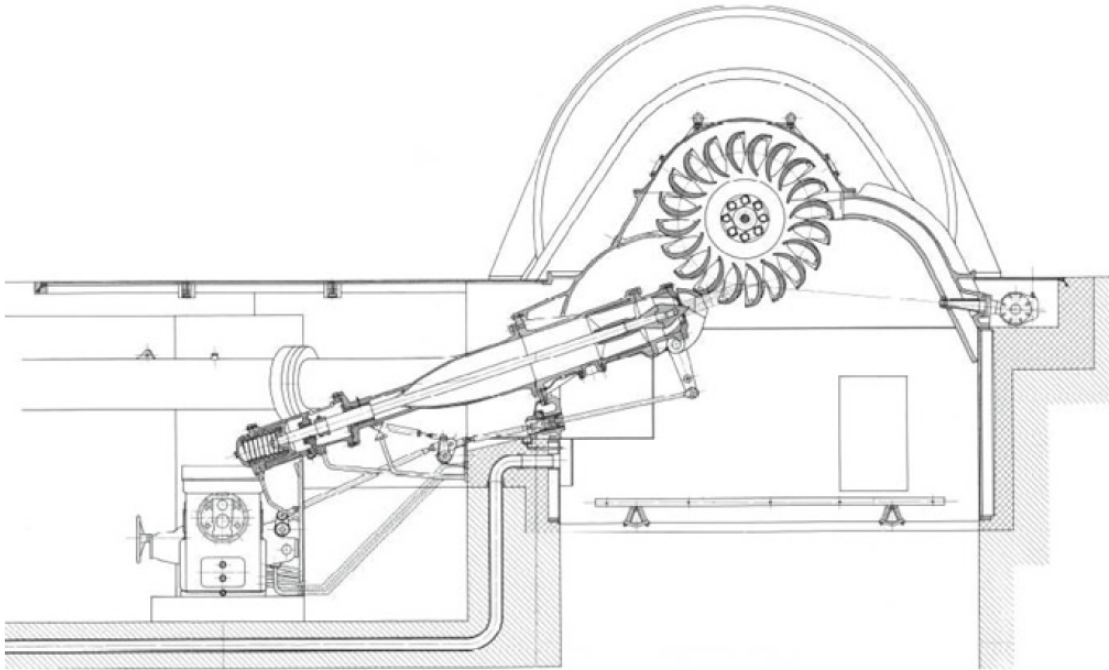


Figura 1.4: Esquema de turbina Pelton.⁶

1.4.2. Teoría de funcionamiento

La alta velocidad del agua que es entregada por el inyector hacía las cucharas, corresponde a la velocidad \vec{c}_1 , y que al chocar con estas se divide en dos chorros con dirección casi opuesta y con velocidad \vec{w}_2 y \vec{w}_3 respectivamente, que en un principio poseen el mismo escalar de velocidad. Las cucharas poseen una velocidad periférica \vec{u} , y es golpeada por el chorro de agua a una velocidad (\vec{w}_1). La velocidad del agua en los distintos puntos se puede ver en los diagramas de la figura 1.5.

Los cambios de momentum debido a la perdida de velocidad y variación en la dirección del fluido hace que este impulse las cucharas de la turbina, generando así un torque y rotación que posteriormente se puede traducir en potencia mecánica. Para obtener la máxima eficiencia, se necesita que el ángulo de salida β sea cercano a los 180° y que la velocidad periférica \vec{u} y la velocidad de entrada (\vec{c}_1), estén en relación de $k = \frac{u}{c_1} = 0,5$.

Con las condiciones actualmente mencionadas, considerando las perdidas mecánicas, de arrastre aerodinámico y el roce en el inyector, se pueden obtener eficiencias de hasta un 90 %.

⁶Por: Zhang, Zh.(2016). *Pelton Turbines*.

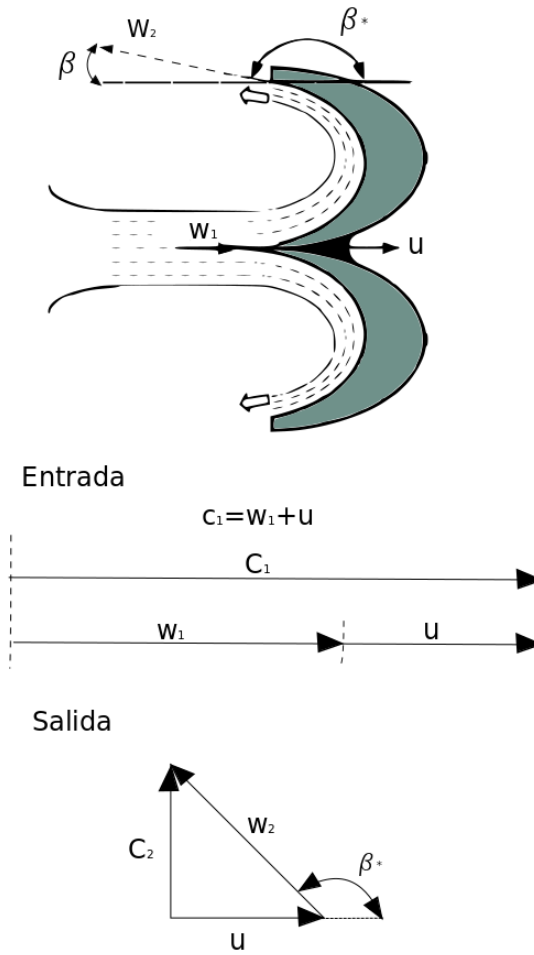


Figura 1.5: Diagramas de velocidad de la turbina Pelton.

1.4.3. Potencia mecánica

Mediante lo mencionado en la sección anterior, se obtiene que la potencia mecánica entregada por la turbina Pelton esta dada por la siguiente ecuación [11]:

$$P_m = u \cdot \dot{m} \cdot (c_1 - u) \cdot (1 + \cos\beta) \quad (1.2)$$

donde:

- u : Velocidad periférica de la turbina en $[\frac{m}{s}]$.
- \dot{m} : Flujo másico de agua en $[\frac{kg}{s}]$.
- c_1 : Velocidad del agua desde el inyector en $[\frac{m}{s}]$.

- β : Ángulo de salida de las cucharas en [rad].

1.4.4. Rendimiento hidráulico

Dada las características constructivas de las turbinas Pelton, es posible estimar el potencial del recurso hídrico que se puede aprovechar mediante la definición del rendimiento hidráulico, el cual está directamente relacionado con las características constructivas de los alabes de la turbina. El Rendimiento hidráulico se define como [11]:

$$\eta_h = 2\left(1 - \frac{u}{c_1}\right)\frac{u}{c_1}(1 + \cos\beta) \quad (1.3)$$

o bien, con $k = \frac{u}{c_1}$,

$$\eta_h = 2k(1 - k)(1 + \cos\beta) \quad (1.4)$$

En la figura 1.6 se puede apreciar el comportamiento de la curva de la ecuación 1.6 en función del ratio de velocidad explicado al inicio del capítulo. En esta gráfica se puede apreciar directamente que, el máximo rendimiento hidráulico en la turbina, se puede encontrar en un ratio de velocidad $k = 0,5$ y un ángulo β cercano a los 0° .

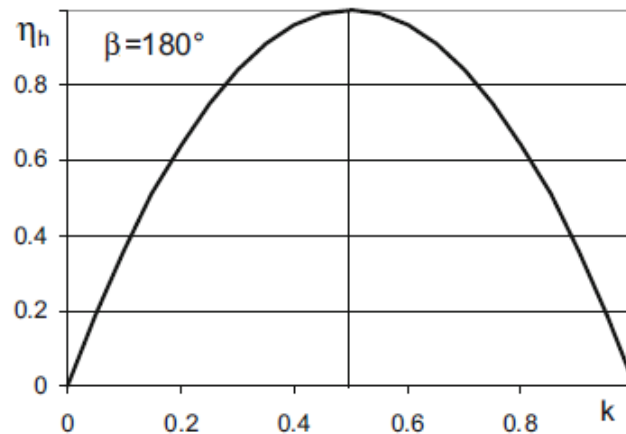


Figura 1.6: Eficiencia hidráulica característica en una turbina tipo Pelton.

$$\eta_{h,max} = 0,5(1 + \cos\beta) \quad (1.5)$$

Es importante recalcar que en cálculo del rendimiento hidráulico no se consideran los efectos de la fricción del fluido en los distintos componentes de la turbina, por lo que es necesario tomar en consideración estos factores en la estimación final del rendimiento hidráulico de la turbina.

1.5. Caracterización del recurso hídrico

Para realizar los ensayos en la micro-central de generación eléctrica es necesario simular las condiciones reales en el laboratorio. Tal como se dijo en la sección 1.2, los parámetros más importantes a la hora de evaluar el recurso hídrico son el caudal y la altura neta equivalente.

Simular un recurso hídrico, consiste en reproducir la energía potencial del fluido de trabajo a cierto caudal, lo cual se logra aumentando su presión o bien elevando el depósito de origen del fluido, lo cual conlleva a un aumento de energía potencial gravitatoria del sistema.

Para simular estos parámetros en laboratorio, tenemos un circuito hidráulico cerrado con un pozo o estanque que darán la altura junto con una estación de bombeo, la que también le entregará presión dinámica al fluido e impulsará al mismo. El circuito hidráulico conducirá el fluido desde el pozo/estanque, pasando por la bomba hasta alcanzar a la turbina, donde el fluido de trabajo se devolverá al pozo/estanque inicial.

1.5.1. Circuito hidráulico

Para la simulación de un recurso hídrico y el diseño del circuito hidráulico acorde al recurso a simular, es necesario adentrarse en el comportamiento teórico del funcionamiento, para así cerciorarse no solamente de tener un buen diseño, si no que también tener un correcto funcionamiento en todos los equipos que compongan el circuito hidráulico. Es por esto que esta sección se explicarán conceptos básicos de mecánica de fluidos, y que serán utilizados directamente en el desarrollo de este proyecto.

1.5.1.1. Pérdidas de carga

El agua, tal como se mencionó anteriormente, transporta energía, por lo que a medida que esta avanza por el circuito, ocurren pérdidas de carga o altura neta equivalente. Se pueden distinguir dos tipos de pérdida de carga, las cuales son explicadas a continuación:

Pérdidas de carga primarias: Se deben a la existencia de roce entre el fluido y las cañerías del circuito, y esta dada por la siguiente fórmula de Darcy-Weisbach [12]]:

$$h_f = \frac{fLv^2}{2gD} \quad (1.6)$$

donde:

- f: Coeficiente de resistencia

- L: Largo de la cañería en [m].
- D: Diámetro de la cañería en [m].

El coeficiente de resistencia depende de la rugosidad ε de la cañería, y está dado por la siguiente fórmula:

$$f = \left\{ \left(\frac{64}{Re} \right)^8 + 9,5 \left[\ln \left(\frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{Re^{0,4}} \right) - \left(\frac{2500}{Re} \right)^6 \right]^{-16} \right\}^{0,125} \quad (1.7)$$

donde:

- Re: Número de Reynolds, con $Re = \frac{4Q}{\pi \nu D}$.
- ν : Viscosidad cinemática en $[\frac{m^2}{s}]$.

Pérdidas de carga singulares: Corresponden a las pérdidas de carga debido a la forma del conducto por donde pasa el fluido y a la fricción con el mismo. Para su estimación se utiliza la siguiente ecuación:

$$h_m = k_f \frac{V^2}{2g} \quad (1.8)$$

donde k_f corresponde al factor de pérdida de forma o largo característico del fitting, y que debe ser estimado en cada fitting que se utilice en el circuito hidráulico.

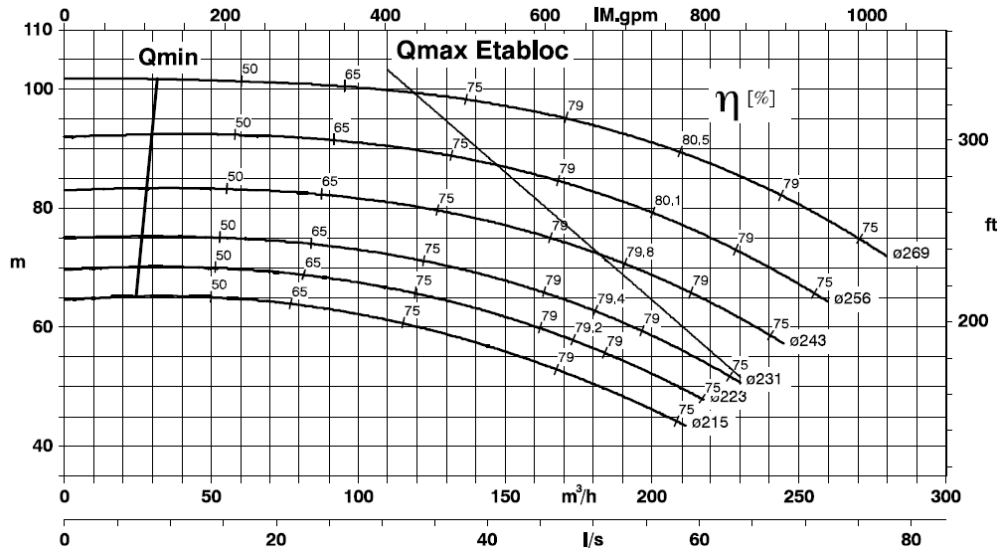
1.5.2. Selección de bomba para la simulación hidráulica

Tal como ocurre en las turbinas hidráulicas, las bombas centrífugas pueden funcionar en diferentes puntos de operación distintos al punto de diseño o de máximo rendimiento. Tanto el caudal de diseño Q , como la altura neta H_n de diseño vienen dadas por el diámetro del impulsor de la bomba y son calculadas a el máximo rendimiento.

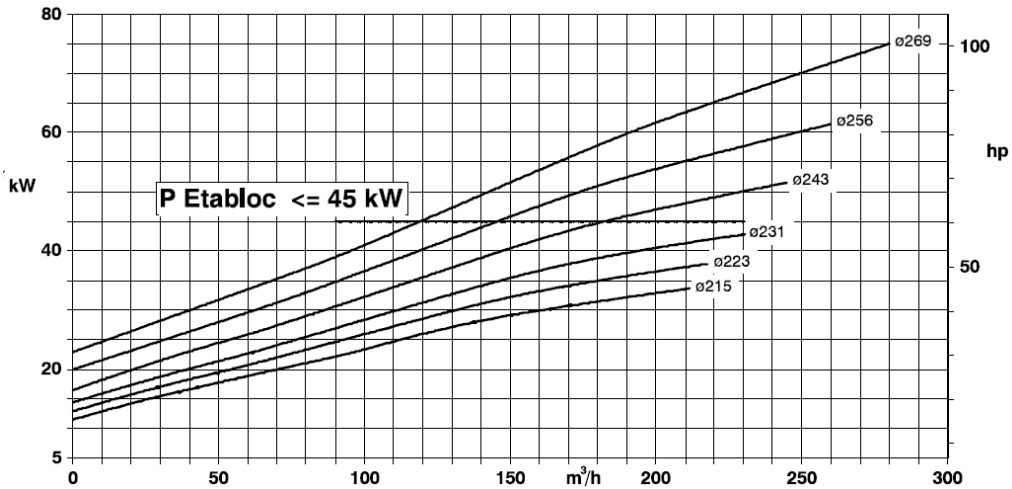
1.5.2.1. Curvas características de una bomba centrífuga

Los distintos puntos de funcionamiento de una bomba centrífuga los podemos encontrar en las curvas de potencia, tal como las que se muestran en la figura 4. Estas curvas son entregadas por el fabricante y contienen la información esencial necesaria para la utilización en el circuito hidráulico. En la figura 1.7a que la altura se encuentra en función del caudal, mientras que en la figura 1.7 se puede apreciar que la potencia entregada por la bomba también se encuentra

en función del caudal. Para ambos casos, el fabricante entrega las curvas características con distintos diámetros de impulsor para un mismo modelo.



(a) Curva característica de la Altura [m] vs. Caudal [$\frac{m^3}{hr}$].



(b) Curva característica de la Potencia [kW] vs. Caudal [$\frac{m^3}{hr}$].

Figura 1.7: Curvas características de una bomba centrífuga.

A partir de las curvas características de la bomba centrífuga se pueden obtener las curvas de isorendimiento, la cual se presenta en la figura 1.8. Las curvas de isorendimiento permiten encontrar la potencia entregada al eje según la velocidad de rotación n a la que gire el rodete de la bomba. Mediante el uso de una válvula reguladora de caudal podemos movernos a través de toda la curva a una velocidad de rotación física, obteniendo así distintos valores de altura, caudal y rendimiento.

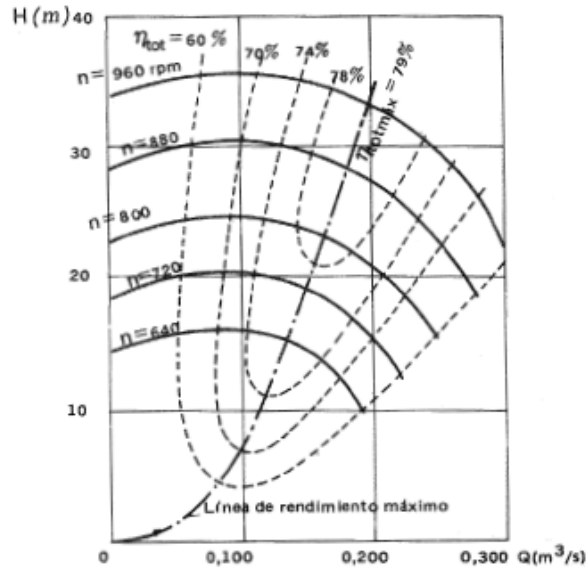


Figura 1.8: Curva característica de isorendimiento de una bomba centrífuga [8].

1.5.2.2. Leyes de afinidad

Dada la necesidad de trabajar a diferentes alturas y caudales en la bomba, en esta sección se hace referencia a las leyes de afinidad de las bombas centrífugas.

Las leyes de afinidad corresponden a una expresión matemática que define los cambios de caudal, altura y potencia requerida por la bomba cuando se varía su velocidad de rotación, mientras las demás variables se mantienen constantes, y sólo son válidas para condiciones de eficiencia constante.[13]

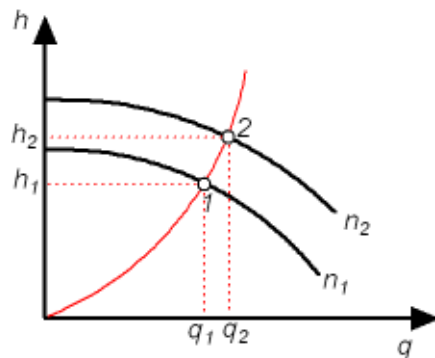


Figura 1.9: Variación de altura y caudal mediante la aplicación de las leyes de afinidad en la bomba centrífuga.

Dadas las leyes de afinidad podemos definir el valor de las siguientes variables en función

de la velocidad N del rotor de la turbina:

Caudal: De acuerdo a las leyes de afinidad de las bombas centrífugas, el caudal varía linealmente con respecto a la velocidad de rotación del rotor, tal como se muestra en la siguiente ecuación:

$$Q_2 = Q_1 \frac{N_1}{N_2} \quad (1.9)$$

Altura: La altura entregada por la bomba en función de la velocidad de rotación del rotor varía de forma cuadrática, tal como se ve en la siguiente fórmula:

$$H_2 = H_1 \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \quad (1.10)$$

Potencia: La potencia de la bomba este relacionada con la velocidad de rotación del rotor de la misma mediante una función de tercer grado:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \quad (1.11)$$

Finalmente, en la figura 1.10 podemos ver de forma adimensional como varían los tres parámetros anteriormente mencionados en función de las revoluciones del equipo.

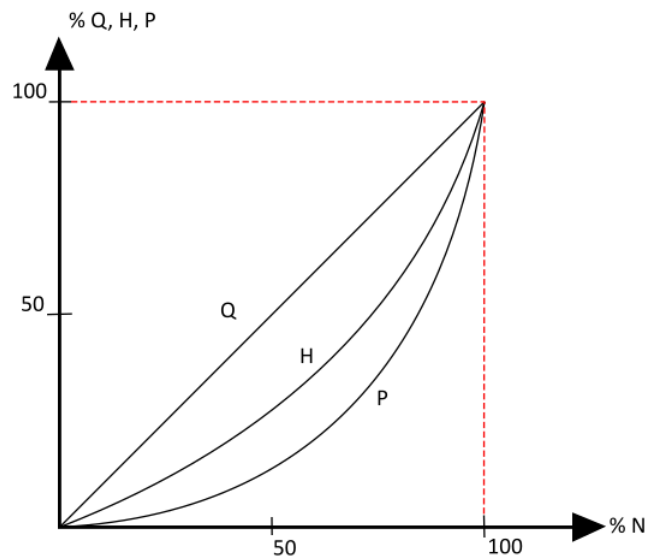


Figura 1.10: Variación de caudal (Q), altura (H) y potencia en función de la velocidad de rotación del rotor (N).

1.5.2.3. Golpe de ariete

El golpe de ariete corresponde a un fenómeno de sobrepresión producido por la brusca reducción de la velocidad del flujo, que en algunos casos puede ser varias veces mayor a la presión de operación de la tubería, lo cual puede producir un colapso en esta si no se toman las medidas adecuadas para evitarlo.

El caso extremo de este fenómeno corresponde al cierre instantáneo de una válvula, lo cual produce que el fluido se detenga de forma violenta, para posteriormente invertir su dirección de flujo, lo cual hace que se produzca una componente negativa de presiones.

Para el cálculo del golpe de ariete se considerarán dos casos que están en función del tiempo en [s] de detención del flujo (o mejor dicho el tiempo en que la onda de expansión va y vuelve hasta el lugar de cierre), dado por la siguiente ecuación [14]:

$$t_0 = \frac{L}{\alpha_c} \quad (1.12)$$

donde:

- L: Largo de la cañería en [m].
- α_c : Celeridad de la cañería en [$\frac{m}{s}$]

Cierre lento Se considera cierre lento cuando se cumple la siguiente condición:

$$t_c > 2t_0 \quad (1.13)$$

donde:

- t_c : Tiempo de cierre de la válvula o inyector en [s].
- t_o : Tiempo de ida y vuelta hasta la válvula de cierre de la onda de expansión en [s].

Para el cálculo de la sobre-presión del golpe de ariete para cierres lentos, se utilizará la fórmula de Michaud [14] en [m], la cual corresponde a la siguiente ecuación:

$$\Delta h = \pm \frac{\rho L v}{t} \quad (1.14)$$

donde:

- ρ : Densidad del fluido en [$\frac{kg}{m^3}$].

- v : Velocidad del fluido en $[\frac{m}{s}]$.

Cierre rápido Se considera cierre rápido cuando se cumple la siguiente condición:

$$0 < t_c < 2t_0 \quad (1.15)$$

En el caso de que el tiempo de detención sea menor al calculado, como es el caso de cierre instantáneo de una válvula o la parada de la bomba, las pérdidas de carga estarán dadas por la ecuación de Allievi-Joukowsky [15], la cual corresponde a la siguiente ecuación:

$$\Delta h = \rho \alpha_c v \quad (1.16)$$

1.5.2.4. Cavitación

La cavitación corresponde a la formación de vapor dentro del flujo líquido debido a que la presión de éste es menor que su presión de vaporización a temperatura ambiente (Tensión de Vapor). Si la presión del fluido decae en algunos puntos de la línea de flujo, este ebulle produciendo burbujas de vapor dentro del líquido que pueden causar vibraciones en las cañerías del sistema y en especial en las bombas.

La cavitación en las bombas (y en las turbinas) produce dos efectos perjudiciales para su funcionamiento: disminuye el rendimiento del equipo y produce erosión en los componentes internos del equipo, lo cual produce una disminución en su vida útil. La aparición de cavitación en estas máquinas está directamente relacionado con el aumento en las velocidades de giro del rodete y con la altura con que está se encuentra posicionada, de lo cual se hablará en específico para las bombas centrífugas en el siguiente capítulo.

1.5.2.5. Altura de neta de aspiración o NPSH

Para el correcto funcionamiento de una bomba centrífuga, es necesario que no se forme vapor en el interior de esta, por lo que es necesario tener en consideración el $NPSH_d$ (Net Positive Suction Head o Altura Neta de Aspiración Disponible) que determinará la mínima presión que ha de tener el fluido con tal de que no sea menor que la tensión de vaporización del mismo. Dicho punto corresponde al centro del rodete de la bomba y varía dependiendo del tipo de bomba, los diámetros y velocidades del rotor, entre otros.

Con el fin de evitar la cavitación anteriormente mencionada en la bomba, y así aumentar su vida útil y rendimiento, es necesario que la presión de trabajo sea mayor que la requerida por la bomba, por lo tanto, se define la Altura Neta de Succión Requerida (NPSHr), la cual se de-

fine en [m] mediante la ecuación de Bernoulli para servicios de aspiración (fig. 1.11) como [16]:

$$NPSH_d = 10^{-5} \left(\frac{p_a - p_v}{\rho \cdot g} \right) \pm H_s - H_{loss} \quad (1.17)$$

- p_v : Tensión de vapor en [bar].
- p_a : Presión atmosférica en [bar].
- v_e : Velocidad del fluido en el estanque en $[\frac{m}{s}]$.
- H_s : Altura de succión buscada en [m], que en este caso posee signo negativo debido a que la bomba se encuentra sobre el estanque.

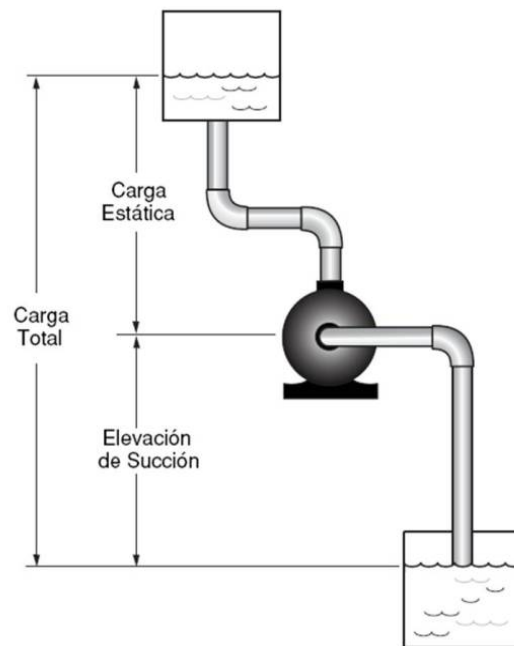


Figura 1.11: Diagrama de la altura de succión de la bomba.

El valor en metros del $NPSH_r$ se obtiene directamente de la curva característica del equipo, y en la práctica se debe otorgar 0,5 [m] de factor de seguridad [16], asociado finalmente al $NPSH_d$ de la forma:

$$NPSH_d \geq NPSH_r + 0,5 [m] \quad (1.18)$$

El mismo criterio mencionado anteriormente puede ser utilizado para definir si otros equipos como válvulas o inyectores sufrirán problemas de cavitación bajo determinadas condiciones.

1.5.3. Regulación de caudal

Uno de los objetivos de este proyecto es mantener una frecuencia constante de 50 [Hz], por lo que es importante mantener controlado el caudal que llega a la turbina. La frecuencia anteriormente mencionada debe ser entregada por el generador que se encuentra conectado a través del eje a la turbina, y que depende directamente de la frecuencia de giro, y viene dada por la siguiente ecuación:

$$f_{gen} = z \frac{n}{60} \quad (1.19)$$

donde:

- z : Número de pares de polos del generador .
- n : Velocidad de giro de la turbina en [RPM].

Dado esto, para poder entregar una buena calidad de servicio, es necesario que la turbina hidráulica y el generador eléctrico estén bien acoplados, para que así puedan girar a la misma velocidad. Esto no es fácil de lograr, ya que el generador se ve sometido a variaciones importantes de carga eléctrica, lo cual se ve representado en la turbina como una variación en el torque sobre el eje, y por ende en la velocidad de giro.

Para contrarrestar este efecto, es necesario variar la potencia hidráulica que percibe la turbina mediante la variación de caudal, ya que el variar la altura equivalente disponible no es posible, ya que, al estar posicionada la turbina, el nivel de caída de agua no cambiará.

1.5.3.1. Inyector

En las turbinas de acción en general es posible ocupar válvulas de mariposa o válvulas de aguja para regular el caudal entrante a la turbina. Esta ultima opción es la mas utilizadas en las turbinas tipo Pelton, ya están optimizadas para evitar a toda costa perdidas y perturbaciones en el chorro, ya que esto afecta en el rendimiento de la turbina. Este tipo de válvulas poseen un diseño que cuenta con una tobera y un punzón y que regula el caudal mediante la disminución del área trasversal de paso que tiene el chorro.

En el trabajo realizado por Juan Carlos Aris [6], se diseño un inyector, cuyo esquema se encuentra en la figura 1.13, en la cual se estimó que el área de paso del chorro esta dada por la siguiente ecuación:

$$S = \pi \text{sen}(\alpha) \left(d_b \cdot x - \frac{\text{sen}(2\alpha)}{2} \cdot x^2 \right) \quad [m^2] \quad (1.20)$$

donde:

- α : Semiángulo del punzón [rad]
- d_b : Diámetro de la boca del inyector [m]
- x^2 : Apertura del inyector en [m].

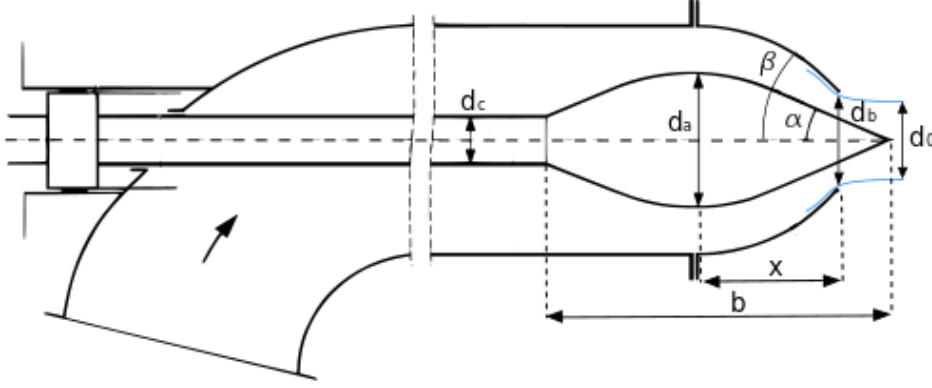


Figura 1.12: Esquema del inyector.

Así, con el área transversal de paso del chorro, se puede estimar el caudal entrante a la turbina, el cual estará dado por la siguiente ecuación:

$$Q = k_o S \sqrt{2gH_n} \quad (1.21)$$

donde:

- $k_o = 0,96$: Coeficiente de tobera.
- g : Aceleración de gravedad en $[\frac{m}{s^2}]$.
- H_n : Altura neta equivalente en [m].

Con la finalidad de automatizar el proceso y facilitar la toma de mediciones, Camilo Zamora en su trabajo de tesis [17] propuso la instalación de un servomotor en uno de los extremos del eje, permitiendo así variar la apertura del inyector. De esta forma podemos asociar el funcionamiento del servomotor y el inyector mediante el número de vueltas que debe dar el servomotor para permitir el movimiento del eje del inyector.

La velocidad del servomotor (ω_s) se define mediante la siguiente ecuación:

$$\omega_s = \frac{\#vueltas_{totales} \cdot 60}{\tau_s} \quad (1.22)$$

donde:

- ω_s : Velocidad del servomotor en [RPM].
- τ_s : Tiempo del servomotor en realizar el número de vueltas requeridas en [s].
- $\#vueltas_{totales}$: Número de vueltas totales requeridas en el servomotor.

Para relacionar el funcionamiento del servomotor con la apertura del inyector, se define el número de vueltas totales que puede dar el servomotor en el hilo del inyector mediante la siguiente ecuación:

$$\#vueltas_{totales} = \frac{l_{hilo}}{p} \quad (1.23)$$

donde:

- l_{hilo} : Largo del hilo en [mm].
- p : Paso del hilo en [mm].

De tal forma, la fracción de apertura del inyector (x) se obtiene mediante con la siguiente ecuación:

$$x = \#vueltas \cdot p \quad (1.24)$$

donde:

- $\#vueltas$: Número de vueltas requeridas en el servomotor.

1.6. Principios de funcionamiento de medición de caudal y altura neta equivalente

Con el fin de realizar mediciones en tiempo real y para la obtención de las curvas de funcionamiento de la turbina, en este capítulo se presentan los instrumentos de mediciones de caudal y altura neta equivalente en conjunto con sus principios de funcionamiento.

1.6.1. Medición de caudal mediante flujómetro

Para la medición del caudal y velocidad del fluido se tiene en consideración la utilización de un Flujómetro Electromagnético, el cual corresponde a un dispositivo de alta precisión (posee un error de medición de alrededor del 0,5 %) que se basa en la Ley de Faraday para

la medición del caudal.

Su funcionamiento se basa en que, al pasar un líquido conductivo a través de un campo magnético, se produce una fuerza electromagnética (FEM), la cual es directamente proporcional a la velocidad del mismo. La ecuación que gobierna este fenómeno corresponde a:

$$U = v \cdot k \cdot B \cdot D_{fluj} \quad (1.25)$$

donde:

- v : Velocidad del fluido en $[\frac{m}{s}]$.
- k : Coeficiente de forma de la cañería.
- B : Campo magnético en [T].
- D_{fluj} : Diámetro interno del flujómetro en [m].

El equipo está formado por un tubo aislado eléctricamente, dos bobinas que generan el campo magnético y dos electrodos opuestos de la superficie interna, los cuales captan la tensión o diferencia de potencial U proporcional a la velocidad media del fluido.

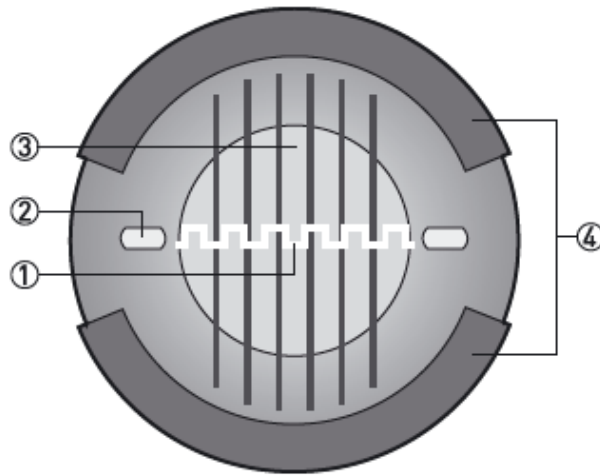


Figura 1.13: Componentes del Flujómetro: 1. Tensión inducida; 2. Electrodos; 2. Campo magnético; 4. Bobinas.

La diferencia de potencial entre los electrodos es del orden de milivoltios, por lo que dicha señal tiene que ser amplificada mediante un dispositivo secundario denominado convertidor, que proporciona una señal de salida en miliamperios, en voltios o en impulsos.

1.6.2. Medición de altura neta equivalente mediante tubo de Pitot

Para la medición de la altura neta disponible de nuestro recurso hídrico se utilizará un tubo de Pitot, el cual mide las diferencias de presión entre la presión de estancamiento o total (presión en una rama paralela a la dirección del flujo y que se encuentra ocluida en el otro extremo, por lo que entrega la suma la presión estática con la dinámica del fluido) y la presión estática en algún punto del fluido.

De acuerdo con la ley de continuidad derivada de la ecuación de Bernoulli y la ecuación de energía, es posible obtener la presión total en el flujo mediante la suma de la energía de presión y la energía cinética del fluido en condiciones estacionarias y sin considerar la fricción, para cualquier momento y lugar de la cañería.

$$p_{est} + p_{din} = p_{tot} \quad (1.26)$$

La presión estática p_{est} corresponde a la presión que se encuentra igualmente distribuida en todas las direcciones del fluido, mientras que la presión dinámica p_{din} corresponde a la presión efectiva en la dirección del fluido, y que para nuestro estudio equivale a la altura neta disponible del recurso hídrico.

Para fluidos en tuberías horizontales, en que la velocidad de este es mucho menor que la velocidad del sonido en el líquido ($Ma \ll 1$), la presión dinámica con una velocidad de flujo v está dada por:

$$p_{din} = \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (1.27)$$

donde:

- ρ : Densidad del fluido en $[\frac{kg}{m^3}]$.
- v : Velocidad del fluido en $[\frac{m}{s}]$.

Si se inserta un cuerpo en la dirección del fluido (como es el caso del tubo Pitot) el fluido se estanca inmediatamente aguas arriba del cuerpo, siendo así el flujo nulo en ese punto S_2 (ver figura 1.14). Dado este fenómeno, la presión en el punto corresponde a:

$$p_{s2} = p_{est} + p_{din} \quad (1.28)$$

La apertura del sensor Pitot aguas abajo solamente es afectado por la presión que es independiente de la dirección del flujo, lo cual corresponde a la presión dinámica del sistema. La diferencia entre ambas presiones, el diferencial Δp , corresponde a la medida de velocidad con la que el cuerpo insertado es impactado, de forma que:

$$\Delta p = p_{s2} - p_{s1} \quad (1.29)$$

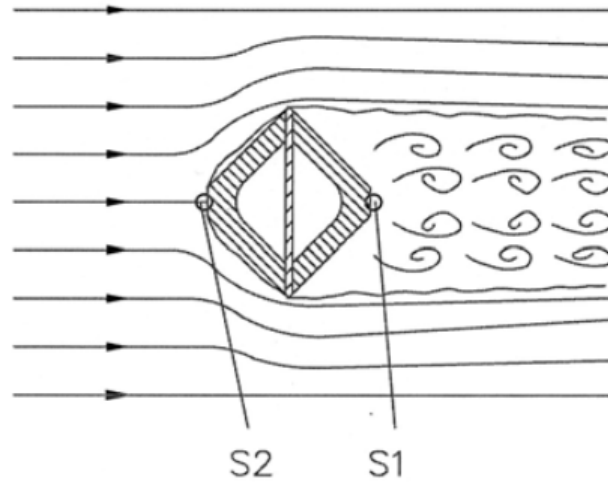


Figura 1.14: Representación esquemática del flujo en la posición del tubo Pitot.⁷

Sustituyendo las ecuaciones 1.28 y 1.29, se tiene finalmente:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (1.30)$$

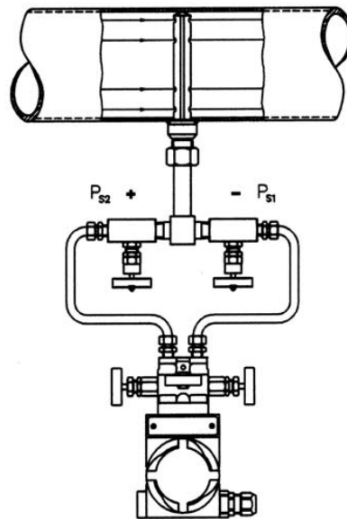


Figura 1.15: Representación esquemática del diferencial de presión Δp .

Apartándonos un poco de la teoría y tomando en consideración el diseño desarrollado por cada fabricante en este tipo de equipos, se defina una constante de presión (C') que servirá

⁷Fuente: PAAB Tekno Trading. https://www.paab.com/dokument/bibliotek/Flodesmatning/introduction_itabar_en.pdf

para estimar la presión diferencial (h_w) en base al caudal del sistema, la cual esta dada por la siguiente fórmula:

$$C' = \frac{N \cdot K \cdot F_a \cdot D^2}{\sqrt{\rho_f}} \quad (1.31)$$

donde:

- N : Constante numérica.
- K : Coeficiente de flujo.
- F_a : Factor de expansión térmica.
- D : Diámetro de la cañería del equipo en [mm].
- ρ_f : Densidad del fluido de trabajo en [$\frac{kg}{m^3}$].

Dicho esto, la presión diferencial entregada por el instrumento en [mm_{H_2O}]se define como:

$$h_w = \left(\frac{Q_v}{C'}\right)^2 \quad (1.32)$$

donde:

- Q_v : Flujo volumétrico en [$\frac{lt}{s}$].

1.7. Filosofía de control

Dado que unos del objetivos globales del desarrollo de este tipo de tecnologías es poder generar electricidad a una frecuencia determinada y constante para que pueda ser utilizada de manera residencial o industrial y que sea compatible con los equipos existentes, cuyo funcionamiento generalmente es con corriente alterna (AC) a 50 [Hz] en el caso de nuestro país, en un trabajo de título paralelo [17], se definió la filosofía de control que se implementará en este proyecto, la cual sera explicada brevemente en este capítulo.

Mediante la inclusión de un controlador PID y la adquisición de la frecuencia de generación de la turbina con un frecuencímetro, se controlará el caudal de agua y la altura neta en la turbina con la acción de un gobernador, el que en este caso corresponde al inyector de la turbina.

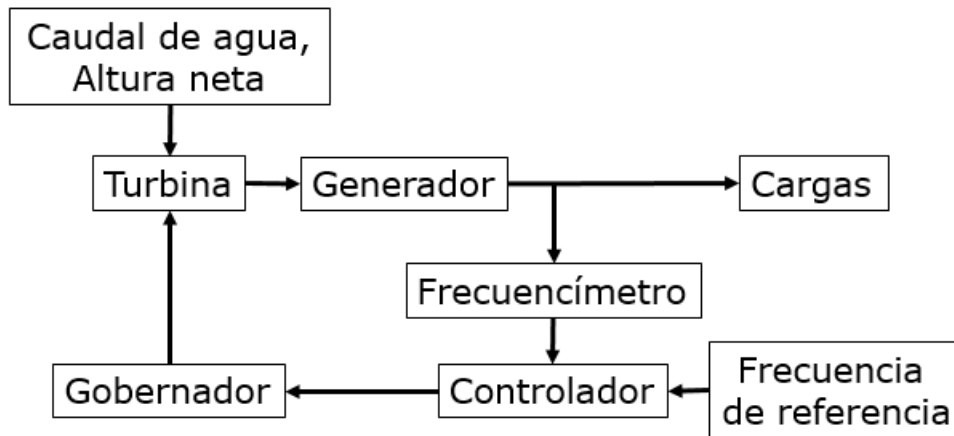


Figura 1.16: Filosofía de control de la micro-central.⁸

Dado que los cursos y caídas de agua no son constantes en el tiempo es necesario poder asegurar una frecuencia de funcionamiento en desmedro de la energía máxima a entregar por la máquina, por lo que el controlador PID, a partir de una frecuencia de referencia, regulará la apertura del inyector con el fin de mantener constante la velocidad de rotación de la máquina, y por lo tanto la frecuencia de la electricidad generada.

1.8. Caracterización de la micro-central

Para caracterizar el funcionamiento de la micro-central, es importante definir las variables de interés a estudiar y como estas pueden ser representadas gráficamente de tal manera que queden establecidas las características de la micro-central y en específico de la turbina Pelton.

Dicho lo anterior, a continuación se definen las variables que permiten caracterizar el funcionamiento de una turbina hidráulica de acción y en especial en una turbina Pelton [15][6], para los distintos puntos de operación:

- Variables geométricas:
 - Abertura del distribuidor (x): Para turbinas Pelton, este parámetro corresponde al grado de abertura de la válvula de aguja.
 - Diámetro característico del rodete (D_p).
 - Diámetro del inyector (d_o).
- Variables mecánicas e hidráulicas:
 - Altura neta equivalente aguas arriba del inyector (H_n).

⁸Fuente: Camilo Zamora G. (2019). *Desarrollo y Pruebas de un Controlador Electrónico para una Micro-turbina Hidráulica de Uso Académico*.

- Caudal (Q).
 - Potencia hidráulica aguas arriba del inyector (P_h).
 - Potencia en el eje (P_a).
 - Revoluciones por minuto de la turbina y el generador (n).
 - Torque (τ).
 - Rendimiento de la turbina ($\eta = \frac{P_a}{P_h}$).
- Variables energéticas:
 - Potencia útil (P_u): corresponde a la potencia que percibe el generador, y que considera las pérdidas ocasionadas por roces en rodamientos y en la transmisión mecánica.
 - Rendimiento mecánico ($\eta_m = \frac{P_u}{P_a}$).
 - Potencia eléctrica (P_E): Potencia entregada por el generador.
 - Rendimiento global de la micro-central ($\eta_G = \frac{P_E}{P_h}$).

Capítulo 2

Metodología

En el presente capítulo se mostrarán y se establecerá la metodología a seguir durante el desarrollo de este trabajo de tesis.

2.1. General

Este trabajo de título consta de dos partes, la primera consiste en el diseño de una micro-central hidráulica mediante el uso de una turbina tipo Pelton y la segunda el montaje y la construcción de micro-central hidráulica en las dependencias del Departamento de Ingeniería Mecánica.

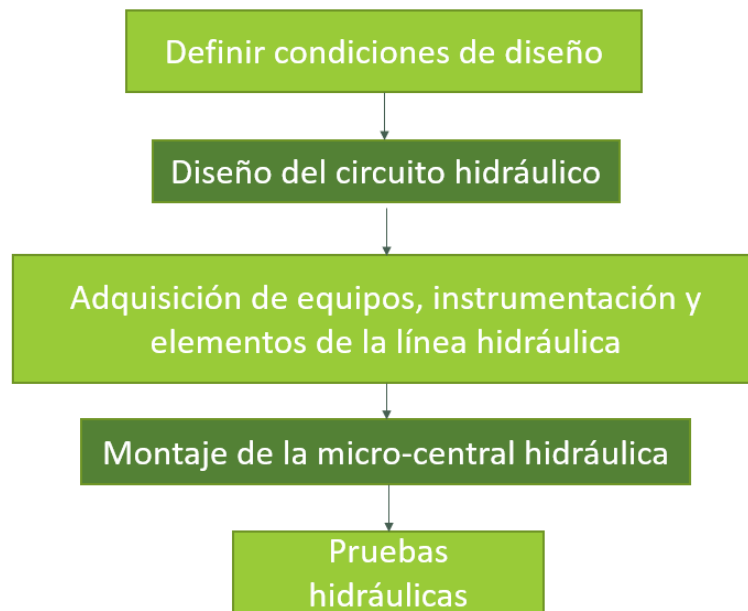


Figura 2.1: Metodología general del trabajo de título.

2.2. Diseño del circuito hidráulico

En primera instancia, para el diseño de la micro-central hidráulica, es necesario tener en consideraciones las características físicas y operativas de la tecnología a ocupar, las cuales se definen en el capítulo 3. A partir de estas definiciones se procede a realizar los cálculos de triángulos de velocidad de la turbina y de potencia hídrica propuestos para la micro-central.

Con los requerimientos de la micro-central ya definidos se definen los distintos equipos y las características que poseerá el circuito hidráulico, lo cual es corroborado a partir de cálculos de pérdidas de carga, cavitación y de golpe de ariete. En conjunto con el diseño hidráulico, se realizan los calculan elementos como el eje, rodamientos y soportes entre otros.

2.3. Montaje de la micro-central hidráulica

La fase de montaje se inicia con la adquisición de los principales equipos, dado que estos son los que poseen un costo mas elevado y por ende su tramitación puede conllevar mayor tiempo. En conjunto se adquieren los soportes del housing y los componentes hidráulicos requeridos para el inicio de la instalación de la micro-central.

Con ayuda del personal del taller del DIMEC, se inicia la construcción de la micro-central con el montaje del housing de la turbina y se realizan in situ las modificaciones necesarias. A partir de esto se montan todos los componentes del inyector, lo cual posteriormente permite la instalación de los componentes hidráulicos, partiendo por el housing y terminando por las válvulas y la bomba centrífuga.

Con el housing ya instalado se monta la turbina Pelton balanceada, el torquímetro y el generador, y se alinean estos con respecto al eje de giro de la turbina.

El montaje de la micro-central finaliza con la instalación de los instrumentos de medición y las pruebas hidráulicas que permitan verificar que no existan filtraciones en el circuito hidráulico y verificar la presión de operación del sistema.

Capítulo 3

Condiciones iniciales de diseño

3.1. Bases de diseño

Tal como se comentó en la introducción, este trabajo de título es la continuación del trabajo de Tesis realizado por Juan Carlos Arís [6], donde en primera instancia se diseñó e instaló la versión inicial de este proyecto.

En aquella memoria se diseñaron y construyó la turbina Pelton, en conjunto con la válvula de aguja, el housing de la turbina y el circuito hidráulico por completo, ocupando los siguientes datos como bases de diseño:

$$H_n = 40 [m] \qquad Q = 35 \left[\frac{lt}{s}\right] \qquad \eta = 70\%$$

donde:

- H_n : Altura neta del recurso hídrico en [m].
- Q : Caudal nominal de funcionamiento de la turbina en $[\frac{lt}{s}]$.
- η : Rendimiento global esperado de la turbina.

3.2. Condiciones iniciales para el diseño del laboratorio de pruebas

Con el fin de cumplir el primer objetivo específico de este trabajo, se establecen las condiciones iniciales en conjunto con las limitantes que presenta el diseño del laboratorio de pruebas.

- Se utilizará el diseño de turbina realizado por Juan Carlos Arís, donde se reutilizará el mismo conjunto de cucharas fabricadas en aluminio, y se fabricará nuevamente el rodete y el eje en acero inoxidable.
- Se reutilizará la válvula de aguja fabricada por Juan Carlos Aris, pero se reacondicionará con el fin de darle una mayor resistencia al oxido y a la corrosión.
- Para la protección de la turbina se utilizará el housing diseñado por José Moreira en su trabajo de título [18], a la cual se le realizarán ciertas modificaciones en su diseño y posterior construcción.
- Para la generación de energía eléctrica se utilizará el generador de corriente alterna ocupado en la experiencia realizada por Juan Carlos Arís, el cual entrega una potencia nominal de 10 [kW] a una velocidad de 750 [RPM] y a un voltaje de 380 [V].
- El Taller Mecánico del DIMEC posee un pozo de agua que permite a la bomba sustraer y luego entregar el agua a la turbina Pelton, mediante un circuito tipo cerrado.
- Un ex-alumno del DIMEC proporcionó una bomba centrífuga KSB modelo Etabloc 250/3002 GN, con un rodete de $\phi = 215$ [mm] y una velocidad nominal de 2900 [RPM], y que permitirá proporcionar un caudal y una altura suficiente para alimentar la micro-central hidráulica.
- Para la realización de las pruebas y ensayos, se dispondrá de una caseta de control adyacente a la micro-central, la cual dispondrá de los elementos necesarios para llevar a cabo el estudio en la central.

3.3. Descripción del laboratorio de pruebas

El circuito hidráulico es de vital importancia en este trabajo, ya que es el encargado de simular el recurso hídrico al que se verá expuesta la turbina y que nos permitirá desarrollar los distintos objetivos específicos de este trabajo de título.

En base a los puntos anteriormente mencionado, se diseña un circuito cerrado con el fin de recuperar el fluido de trabajo una vez bombeado hacia la turbina. Un esquema básico del circuito principales se puede apreciar en la figura 3.1, donde los componentes principales del laboratorio de pruebas diseñado se enumeran a continuación:

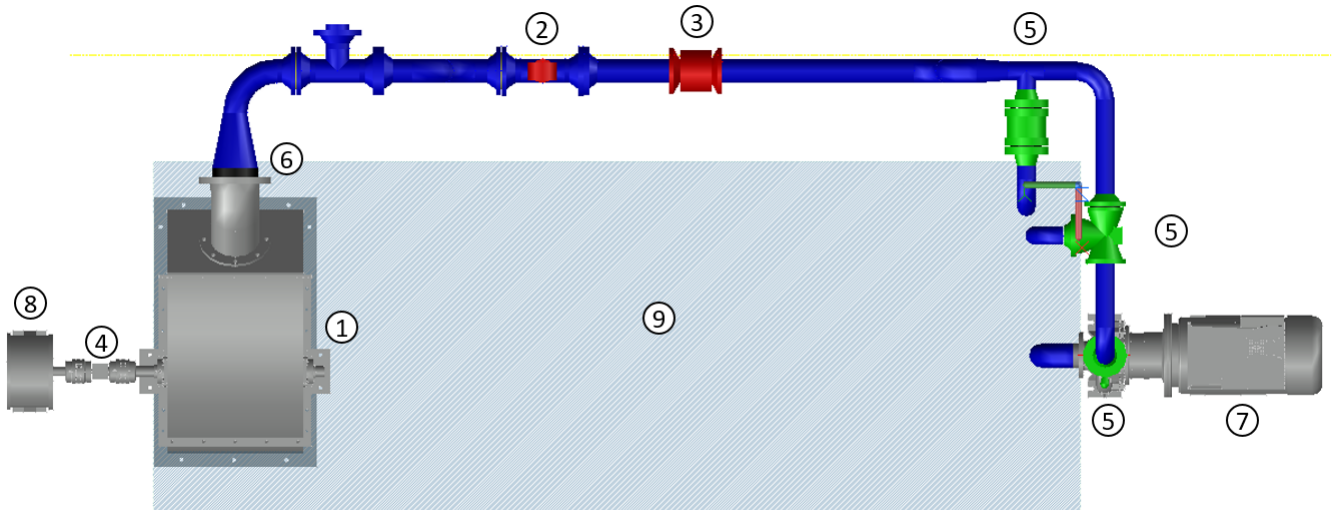


Figura 3.1: Esquema básico del circuito hidráulico (Elaboración propia).

1. Turbina hidráulica tipo Pelton
2. Medidor de presión
3. Medidor de caudal
4. Medidor de torque
5. Conjunto de válvulas
6. Inyector
7. Bomba centrífuga y variador de frecuencia
8. Generador
9. Pozo con agua

A continuación se especificarán los aspectos mas relevantes de los equipos a utilizar en el proyecto:

3.3.1. Housing

En la primera versión de este proyecto, Juan Carlos Arís diseñó la turbina para funcionar a un rendimiento teórico global de un 70 %, pero dada la forma con que se diseñó el housing del equipo se producían subidas de agua que hicieron disminuir el rendimiento teórico global hasta un 59,34 %. Dado este inconveniente en el año 2017 se le encargo a José Moreira [18] el desarrollo de un nuevo housing para la turbina, el cual contempló estudios multifísicos y de materiales para su desarrollo. Finalmente, el diseño realizado por José Moreira fue construido y en este proyecto solamente se contabilizó realizar mínimos ajustes, los cuales se encuentran

en detalle en el anexo C.1.

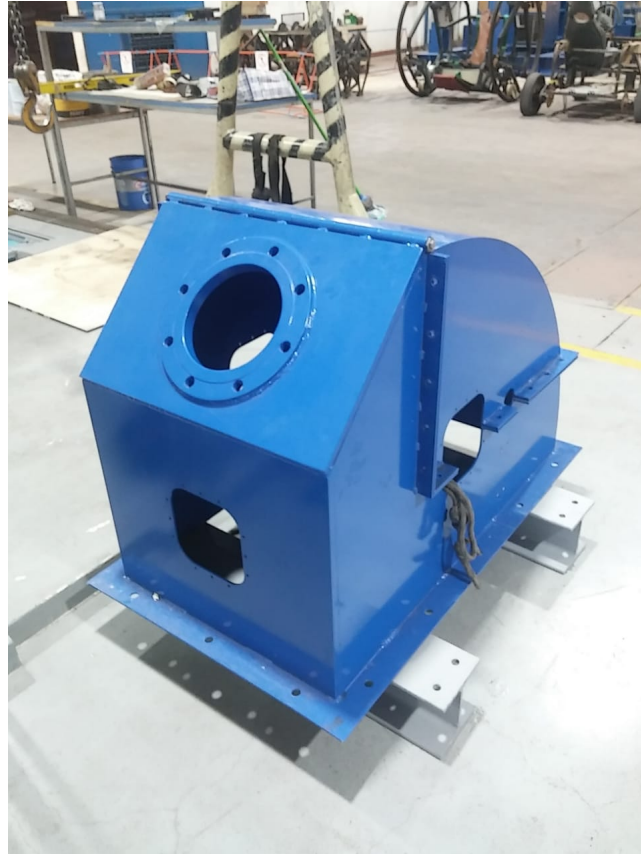


Figura 3.2: Housing diseñado por José Moreira.

3.3.2. Inyector

El inyector a utilizar en este proyecto consiste en el mismo inyector diseñado y fabricado por Juan Carlos Arís en su trabajo de título [6] y que es característico para este tipo de turbinas. La teoría por la cual se rige el funcionamiento del inyector se puede encontrar en la sección 1.5.3.1.

El inyector posee una apertura total de $x=44$ [mm] con un rango de funcionamiento de entre 16 y 44 [mm], lo que equivale a un rango de 8 a 22 vueltas del eje del inyector.

Originalmente Juan Carlos Arís diseñó el inyector para ser operado manualmente mediante un volante en el extremo del eje, diseño que para el actual proyecto se decidió reemplazar por un servomotor que permitiera controlar directamente desde un computador central. La selección del servomotor y el acople correspondiente fueron diseñados y seleccionados en un trabajo de título [17] paralelo.

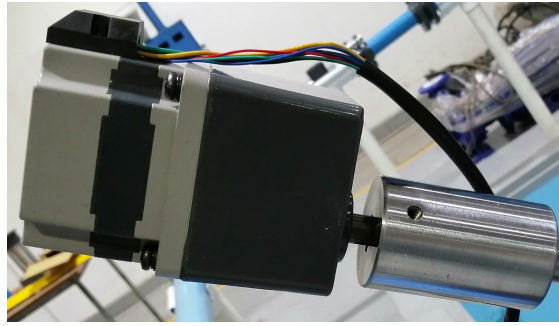


Figura 3.3: Acople y servomotor del inyector.

3.3.3. Álabes, rodete y eje

En el diseño de la turbina se consideró la disposición de 17 cucharas de duraluminio de fundición con un peso aproximado de 935 [gr] cada uno posicionadas de manera equidistante en un rodete de acero inoxidable AISI 316 de 240 [mm] de diámetro, el cual se fabricó en función de los planos mostrados en el anexo C.3. El conjunto de los alabes y el rodete se nombra como 'Rodete Pelton' y posee un radio de acción donde impacta el chorro de 182 [mm].



Figura 3.4: Álabe de la turbina.

Para la generación de potencia del rodete Pelton, se consideró la fabricación de un eje de 948 [mm] de largo y 50 [mm] de diámetro en acero inoxidable AISI 316, con apoyo en un extremo y el siguiente 748 [mm], que dando así el rodete centrado y solidario mediante una chaveta y un seguro seagers a 274 [mm] de cada apoyo.

Los apoyos considerados para el eje, y que serán solidarios al housing de la turbina, corresponden a 2 rodamientos tipo pared UCF-2 marca NTN. Estos rodamientos se seleccionaron en función de la carga radial del sistema y la humedad imperante dentro del housing.



Figura 3.5: Rodamiento tipo pared marca NTN 'UCF-2'.

Los cálculos para la selección del eje, rodamientos y los planos correspondientes se encuentra en el anexo A.3.

3.3.4. Bomba y variador de frecuencia

Para el desarrollo de este proyecto se cuenta con una bomba centrífuga KSB Etabloc 80-250 la cual fue donada para esta experiencia por un ex alumno del departamento de Ingeniería Mecánica. Las características de la bomba se pueden ver a continuación:

Tabla 3.1: Características principales de la bomba KSB Etabloc 80-250.

Velocidad de giro	2.900 [RPM]
Diámetro de rodete	215 [mm]
Rendimiento máximo	79 %
Altura nominal	53 [m]
Caudal nominal	170 [$\frac{m^3}{h}$]



Figura 3.6: Bomba KSB Etabloc 80-250.

La bomba seleccionada y sus curvas características correspondientes se pueden encontrar en el anexo B.3.

Dado el tamaño de la bomba y las características que demanda este proyecto, se seleccionó un variador de frecuencia o VFD que nos permita regular la velocidad de giro de la bomba. Para ello se seleccionó el equipo HC800 T4 30R0GB de la empresa extranjera Hong Kong Hotrend Electric Co. Las características del equipo se muestran a continuación:

Tabla 3.2: Características del variador de frecuencia HC800 T4 30R0GB.

Potencia	30 [kW]
Voltaje de funcionamiento	380 [V] - 3 Fases
Rango de Frecuencia	50 a 500 [Hz]



Figura 3.7: Variador de frecuencia HC800 T4 30R0GB.

3.3.5. Conjunto de simulación de carga eléctrica

Tal como se mencionó anteriormente, se utilizará un generador de 10 [kW] y 750 [RPM] de imanes permanentes, conocidos por la sigla PMG (*Permanent Magnet Generator*) para conversión de la energía mecánica en energía eléctrica. Este tipo de generador, a diferencia de los generadores síncronos de rotor bobinado, producen la inducción del estator mediante imanes que producen el campo magnético [19].

Una de las ventajas que posee este tipo de generadores sobre los generadores síncronos es que no utilizan anillos rozantes por lo que no requieren mantenimiento, y además, al no poseer un rotor bobinado, poseerán menores pérdidas en las generación y un menor tamaño del equipo.

La especificaciones técnicas del generador a utilizar en este proyecto se encuentran en el anexo B.6.



Figura 3.8: Generador a utilizar en el proyecto.

Dada la necesidad de disipar la energía producida por el generador, de manera contigua a éste se instalará un banco de resistencias de carga variable de aproximadamente 15 [kW].

El objetivo principal del banco de resistencias es seguir la carga en el generador de forma real, para lo cual es necesario que las resistencias se conecten en serie, con una conexión tipo estrella, a las fases del generador. Se deben conectar en serie con la finalidad de aumentar el voltaje admisible dado que el generador pasa por altos voltajes que podrían quemar los equipos. Adicionalmente se requiere de una conexión tipo estrella para una mayor protección de las resistencias.

El banco de resistencias será diseñado y construido en un trabajo de título en paralelo [17], y se utilizarán resistencias de calefacción de 2 [kW] para su construcción.

3.4. Diseño y construcción del circuito hidráulico

Para el diseño del circuito hidráulico, se consideran como parámetros de diseño el diámetro de las cañerías que sea el menor posible; con tal de disminuir el costo de los equipos (válvulas e instrumentos), y tratar de no superar la velocidad del fluido de trabajo de lo 3 [$\frac{m}{s}$], y como valor crítico los 7 [$\frac{m}{s}$].

En la bomba se consideró una válvula de retención en conjunto con un filtro, con la finalidad de que esta no se encuentre cebada a la hora aspirar el agua del pozo y que no entren partículas finas al rotor de la bomba. Una segunda válvula de retención se considero en la impulsión de la bomba, con el fin de evitar el flujo inverso en la misma. Se considero adicionalmente una válvula reguladora de caudal, cuya funcionalidad es limitar el exceso de caudal

entregado por la bomba, y una válvula de tres vías con accionamiento mediante solenoide, como medida de seguridad para evitar el golpe de ariete en cualquier componente del circuito hidráulico.

En la entrada de la bomba hay que tener en consideración la distancia de ésta con respecto al pozo y el largo de la cañería de admisión con el fin de no producir cavitación en la bomba, por lo que es necesario el calculo del NPSH de la instalación.

El circuito termina con el ingreso del fluido a la válvula de aguja y posteriormente a la turbina, donde el housing de esta permite que toda el agua inyectada sea devuelta al pozo sin perdidas de masa, cerrando así el circuito hidráulico.

Dicho lo anterior, se consideraron los siguientes elementos principales en el circuito hidráulico:

- Válvula de retención con filtro de 4".
- Bomba centrífuga.
- Válvula de retención de 3".
- Válvula de 3 vías de 3".
- Válvula reguladora de caudal de 3".
- Medidor de caudal de 4".
- Medidor de presión de 4".
- Conjunto turbina Pelton.

3.5. Adquisición de datos y mediciones

Una de la ideas principales del desarrollo de este proyecto es poder realizar ensayos sobre la micro-central y que sea lo mas sencillo de utilizar. Dicho esto, la calidad de los ensayos y el correcto funcionamiento de la planta viene dado por una correcta selección de instrumentos, los cuales deben se capaces de entregar los parámetros necesarios para la caracterización de la planta. En adición a la selección de los instrumentos, estos deben poseer un sistema de monitorización constante de cada variable con el fin de poder mantener un control sobre la micro-central a lo largo del tiempo.

A continuación se explicara en mas detalle lo anteriormente mencionado.

3.5.1. Adquisición y procesamiento de datos

La adquisición y el procesamiento de datos se realizará en el computador propio de la instalación, el cual contará con una tarjeta de adquisición de datos que permitirá conectar los distintos sensores, el variador de frecuencia de la bomba y el servomotor del inyector. La tarjeta de adquisición a utilizar en este proyecto corresponde a una National Instruments PCIe-8430/16, la cual consta con 16 puertos con señal analógica RS232, lo cual sirve para la mayoría de los instrumentos.

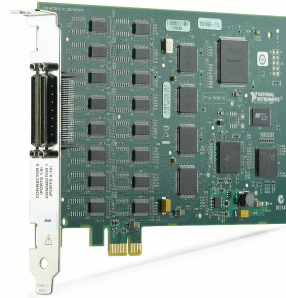


Figura 3.9: Tarjeta National Instruments PCIe-8430/16.

La adquisición de los datos necesarios para la generación de las curvas de explotación se realizará mediante el software *LabView*, el cual será el mismo con el que se controlará la micro-central de generación de potencia, y que por lo tanto implica el desarrollo de una interfaz semiautomática en el software mencionado en conjunto con el alumno encargado del sistema de control Camilo Zamora y el alumno de intercambio Tom Lepage, el cual ayudó en la programación de la interfaz del programa.

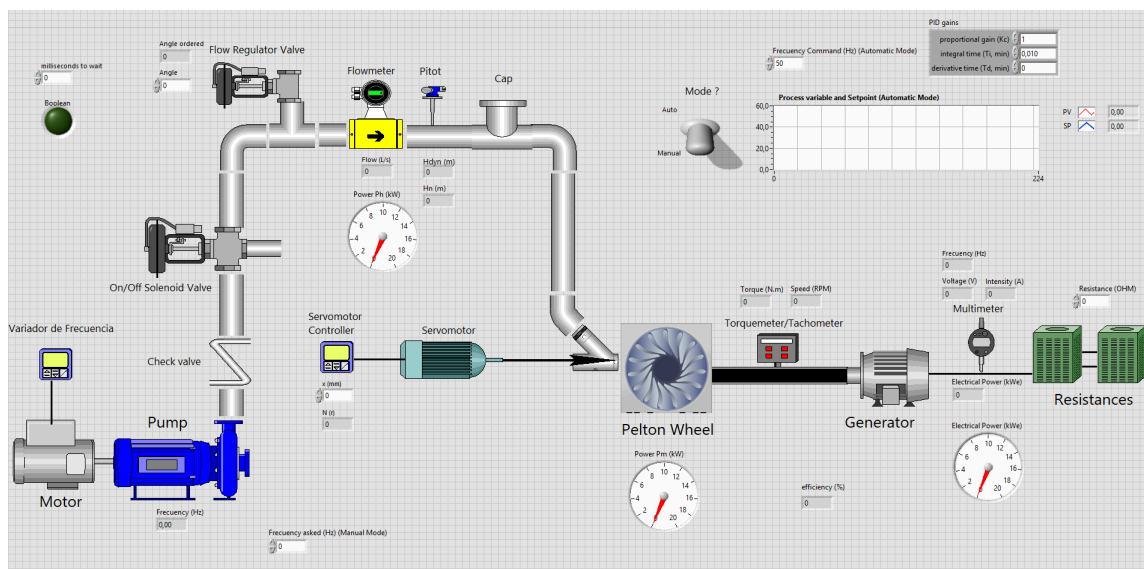


Figura 3.10: Interfaz de control y adquisición de datos desarrollada para el proyecto en *LabView*

3.5.2. Requerimientos y limitaciones

Aunque las variables de funcionamiento que permitirán caracterizar el funcionamiento de la micro-central hidráulica sobre esta ya han sido definidos (sección 1.8), en esta sección se abordarán los alcances y limitaciones con que se podrán realizar los posteriores ensayos.

- No se podrá estimar la potencia útil (P_u), ya que no hay forma de poder estimar las pérdidas en las conexiones entre el acople del eje y el generador, pero si podrá estimar la potencia en el eje de la turbina (P_a) y la potencia eléctrica (P_e), por lo que será posible calcular el rendimiento de la turbina (η_T) y el rendimiento global de la micro-central (η_G), pero no así el rendimiento mecánico (η_M) y el rendimiento del generador (η_E).
- Las variables a medir en este proyecto son la presión (dinámica y estática), caudal, velocidad y torque en el eje y voltaje e intensidad en el generador; todas las cuales pueden ser medidas con distintos instrumentos presentes en el mercado y serán visibles a través de la plataforma computacional desarrollada en *LabView*.

3.5.3. Instrumentos ya adquiridos

A continuación, se presentarán los equipos adquiridos por otros alumnos y que serán parte de la micro-central hidráulica.

3.5.3.1. Medición de potencia mecánica

Dada la necesidad de estimar la potencia mecánica entregada por la turbina, se decide por instalar un equipo tipo torquímetro que sea capaz de medir velocidad de rotación y el torque en el eje, y por ende la potencia mecánica de la turbina. El equipo, elegido por José Moreira, corresponde a un Torqsense RWT 421-FB y que posee las siguientes características:

Tabla 3.3: Características principales del torquímetro Torqsense RWT 421-FB.

Diámetro del eje	30 [mm]
Largo del equipo	190 [mm]
Velocidad rotacional máxima	12.000 [RPM]
Torque máximo	225 [Nm]
Margen de error	$\pm 0,25\%$ – $\pm 0,7\%$



Figura 3.11: Torquímetro Torqsense RWT 421-FB.

3.5.3.2. Mediciones eléctricas

Las mediciones eléctricas se realizarán con un Analizador de Potencia, el cual es un equipo multifunción que mide con precisión corriente continua, corriente alterna, frecuencia, intensidad de corriente DC, intensidad de corriente AC y la potencia eléctrica activa y potencia eléctrica reactiva o aparente. Dado esté proyecto el enfoque del equipo es sólo a las variables asociadas a la corriente alterna entregada por el generador.

En un trabajo de título paralelo, se seleccionó el equipo PCE-PA6000 de la empresa PCE Ibérica S.L., cuyas especificaciones se encuentran a continuación:

Tabla 3.4: Características principales del analizador de potencia PCE-PA6000.

Potencia activa - Medición directa	1 [W] a 6 [kW]
Potencia activa - Medición con adaptador	1 [W] a 999,9 [kW]
Potencia aparente	1 [W] a 999,9 [kVA]
Voltaje	0,1 a 600 [V]
Intensidad	máx. 1.000 [A] ($\pm 1\%$)
Frecuencia	10 a 999 [Hz]



Figura 3.12: Analizador de potencia PCE-PA6000.

Capítulo 4

Resultados

4.1. Diseño final de la Micro-central hidráulica

El diseño final de la micro central hidráulica considera todos los componentes mencionados en el capítulo 3.3, pero toma en consideración las distintas necesidades de funcionamiento de los equipos de medición, ya que estos limitan la geometría final de la central.

A continuación se especifican los instrumentos de medición y sus consideraciones, el diseño final y los componentes finales de la micro-central.

4.1.1. Selección de instrumentos de medición

En esta sección se especificarán los instrumentos seleccionados para la medición de la distintas variables relacionadas a la simulación del recurso hidráulico.

4.1.1.1. Medición de altura neta equivalente

Para medir la altura neta equivalente del fluido, se considero la adquisición de un tubo pitot V150 Veris Verabar distribuido por la empresa Yokogawa (fig. 4.1). Este instrumento proporciona dos señales correspondiente a la presión estática y a la presión total del fluido, por lo cual se puede estimar la velocidad del fluido mediante el despeje de la presión dinámica del mismo. Una explicación mas detallada del funcionamiento del equipo se puede encontrar en el capítulo 1.6.2.



Figura 4.1: Tubo Pitot V150 Veris Verabar.

Entre las características de este instrumento se tiene un diámetro DN100 y un espesor de pared de 5,3 [mm], lo cual corresponden a las mismas características de las cañerías disponibles. Las condiciones de trabajo se encuentran en la tabla 4.1.

Tabla 4.1: Condiciones de operación del tubo pitot.

	Máximo	Nominal	Mínimo
Q [$\frac{lt}{s}$]	70	50	4,5
P [m]	80	50	40
T [$^{\circ}C$]	32	15	5

Tomando en consideración los requerimientos dados por el fabricante para el cálculo de la presión diferencial (ver capítulo 1.6.2), se definen en la tabla 4.2 las distintas constantes propias del equipo seleccionado.

Tabla 4.2: Constantes del equipo medidor de presión.

Constante	Unidad	Valor
N	-	0,0034751
K	-	0,7337
F_a	-	1
D	[mm]	99,4
ρ_f	$[\frac{kg}{m^3}]$	1000

4.1.1.2. Medición de caudal

Para estimar con fidelidad la velocidad del fluido en la cañería se considero la adquisición de un flujómetro electromagnético Khrono Enviromag 2300C distribuido por la empresa Tiar S.A. (fig. 4.2). Este tipo de equipos se basan en la ley de inducción electromagnética de Faraday, donde se mide el voltaje inducido entre dos electrodos, dando por resultado una relación proporcional entre el campo magnético generado y la velocidad del fluido. Una explicación mas detallada del funcionamiento del equipo se puede encontrar en el capítulo 1.6.1.



Figura 4.2: Flujómetro Khrono Enviromag 2300 C.

Entre las características de este instrumento se tiene un diámetro DN100 y una presión de trabajo PN16. Las condiciones de trabajo se encuentran en la tabla 4.3.

Tabla 4.3: Condiciones de operación del flujómetro.

	Máximo	Nominal	Mínimo
Q [$\frac{lt}{s}$]	86,81	68,44	0,16
P [m]	91,78	50	$2,55 \cdot 10^{-3}$
T [$^{\circ}C$]	80	15	-5

4.1.2. Consideraciones constructivas

A partir de los requerimientos específicos que poseen el flujómetro y el tubo de pitot, se deben considerar ciertas distancias entre instrumentos y fittings para lograr una correcta medición del caudal y la presión respectivamente. Los requerimientos específicos de instalación para el flujómetro y el tubo de pitot se pueden encontrar en los anexos B.4 y B.5 respectivamente.

A partir de las consideraciones anteriormente mencionadas, se obtienen las distancias entre equipos que se muestran en la figura 4.3.

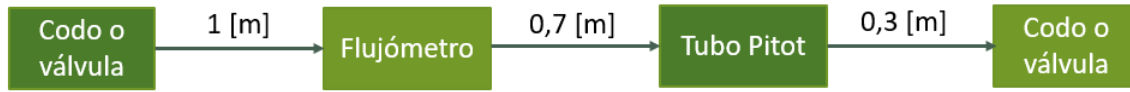


Figura 4.3: Condición de instalación de los instrumentos de medición.

4.1.3. Diseño final de la micro-central

A partir de las consideraciones constructivas nombradas en la sección anterior y la definición de elementos realizada en el capítulo 3.4, se presenta en la figura 4.4 el diseño final de la micro-central hidráulica.

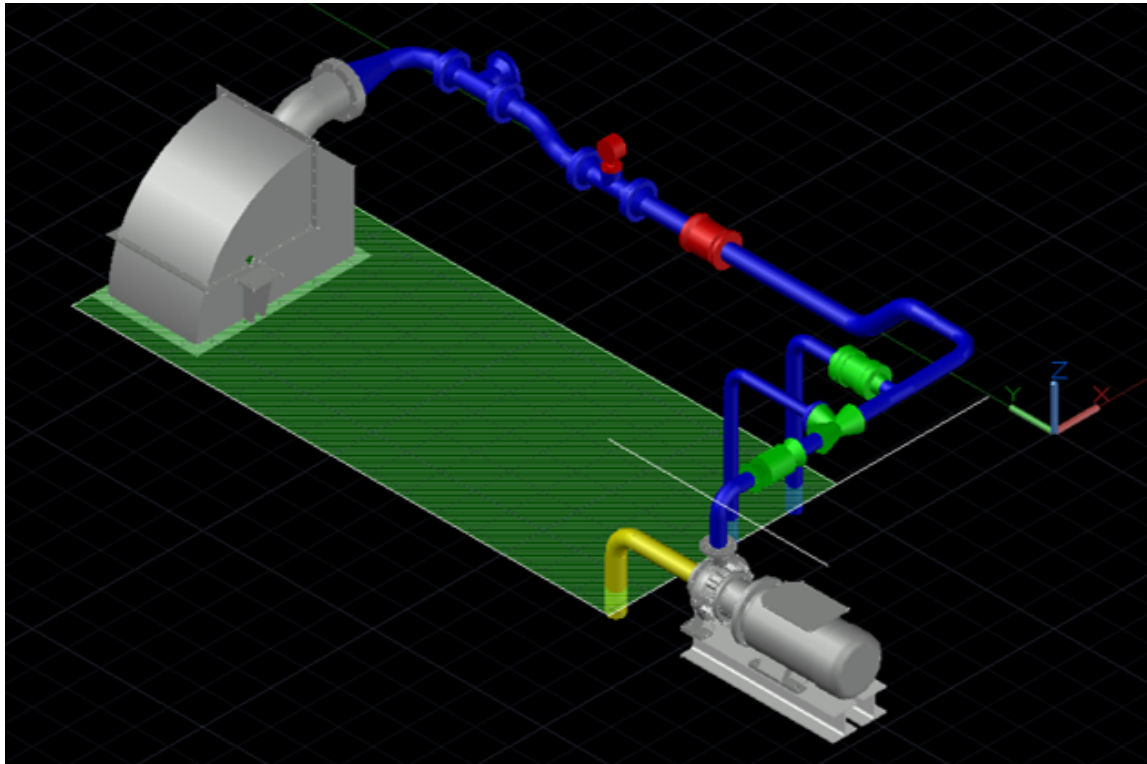


Figura 4.4: Diseño final de la Micro-central hidráulica en *AutoCad Plant 3D*

En el diseño final de la micro-central, se consideraron cuatro líneas o circuitos hidráulicos que se explican a continuación:

- Tramo 0: Corresponde a la succión de la bomba, y posee los elementos necesarios para mantener el tramo lleno de líquido y para evitar que entre agua sucia en la línea principal.

- Tramo 1: Corresponde al tramo principal de la micro-central. Aquí se posicionarán los medidores de caudal y presión, la bomba, válvulas y la turbina para la generación.
- Tramo 2: Esta línea corresponde a la descarga de la válvula de 3 vías, la cual sirve como elemento de emergencia para el golpe de ariete.
- Tramo 3: Se define esta línea para instalar una válvula de tipo mariposa para regular el caudal presente en la línea principal (tramo 1).

En la tabla 4.4 se definen los componentes presentes en cada línea hidráulica de la micro-central.

Tabla 4.4: Listado final de elementos en las líneas hidráulicas.

Tramo	Número	Tipo	Diámetro Nominal [in]	Largo [mm]
0	1	Filtro	-	-
0	2	Retención	4	-
0	3	Cañería	4	1125
0	3	Codo 90°	4	-
0	5	Cañería	4	153
1	1	Cañería	3	108
1	2	Codo 90°	3	-
1	3	Cañería	3	63
1	4	Retención	3	-
1	5	Cañería	3	174
1	6	Válvula 3-vías	3	-
1	7	Cañería	3	123
1	8	Tee	3	-
1	9	Cañería	3	173
1	10	Codo 90°	3	-
1	11	Cañería	3	296
1	12	Ampliación	3-4	-
1	13	Codo 45°	4	-
1	14	Cañería	4	255
1	15	Codo 45°	4	-
1	16	Cañería	4	1048
1	17	Flujómetro	4	245
1	18	Cañería	4	442
1	19	Pitot	4	296
1	20	Codo 45°	4	-
1	21	Cañería	4	97
1	21	Codo 45°	4	-
1	22	Tee	4	-
1	23	Codo 90°	4	-
1	24	Ampliación	4-8	-
1	25	Cañería	8	140
1	26-A	Cañería - Acero	8	200
1	27-B	Codo 45°	4	-
1	28-C	Cañería - Acero	8	300
1	29-D	Inyector	-	-
2	1	Cañería	3	1500
2	2	Codo 90°	3	-
2	3	Cañería	3	200
3	1	Cañería	3	1500
3	2	Codo 90°	3	-
3	3	Cañería	3	100
3	4	Válvula Mariposa	3	-
3	5	Cañería	3	100

Los planos de la planta y una especificación mas detallada de los equipos se puede encontrar en el anexo C.5.

4.2. Montaje de los equipos

En la presente sección se presenta el montaje de los distintos equipos y elementos que componen la micro-central hidráulica.

4.2.1. Montaje del 'Rodete Pelton'

Para el montaje del rodete Pelton fue necesario realizar un balance estático dado los distintos pesos que poseen las 17 cucharas, lo cual equivale a buscar la posición específica de cada cuchara en el rodete para hacer que el centro de masa total del sistema esté lo más cerca posible del centro de rotación del eje del rodete Pelton.

Adicional al balance estático, fue necesario realizar un balance dinámico del sistema, ya que la posición de cada álabe afecta directamente en la fuerza centrífuga que es percibida como vibraciones tanto por la turbina como por el eje.

Una vez balanceado el sistema, cada álabe se posiciona de manera que su ángulo de entrada sea de $14,38^\circ$ y se fijan al rodete con dos pernos de $3/8"$ de diámetro y dos golillas normales más una golilla de presión en cada perno, aplicando un torque para el apriete de $45 [m \cdot kg]$.

El rodete armado se puede apreciar en la figura 4.5.



Figura 4.5: Rodete Pelton.

El metodología y los resultados del balance estático se pueden encontrar en el Anexo A.5. Posterior al balance estático, se le encargo a la maestranza *Power Wind SpA*. la realización del balance dinámico.

Para la instalación del rodete Pelton en el eje fue necesaria la instalación de dos arandelas de retención (también conocidos como seguros seggers) en acero inoxidable para ejes de 50 [mm] y una chaveta con la finalidad de que el rodete se mantenga solidario al eje en todo momento.

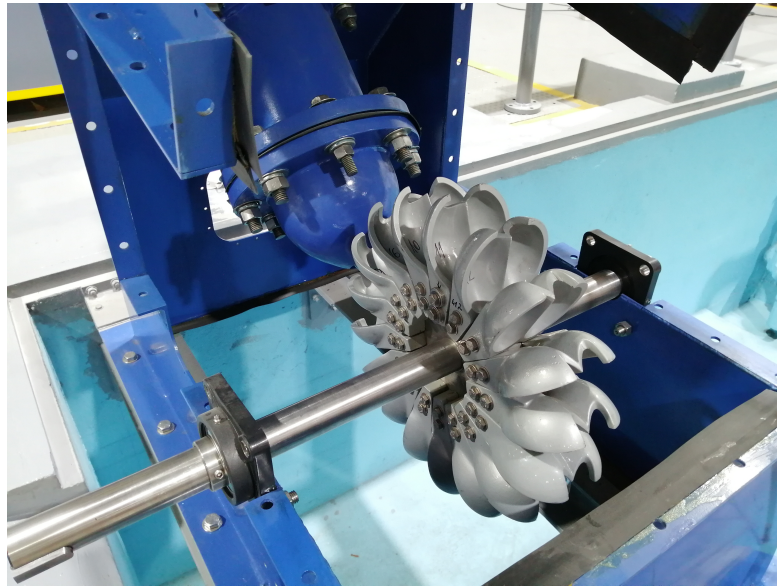


Figura 4.6: Rodete Pelton en conjunto con el eje.

4.2.2. Apoyos de la turbina

Dado el cambio de rodamientos con tipo suelo a los de tipo pared, se procedió a modificar la carcasa de la turbina, con el fin de que esta quede estéticamente lo mejor posible y haciendo que la parte inferior del rodamiento de pared no se apoye solamente en la pared de la carcasa, si no que también su parte inferior se apoye en la base de los nervios, tal como se muestra en la figura 4.7.

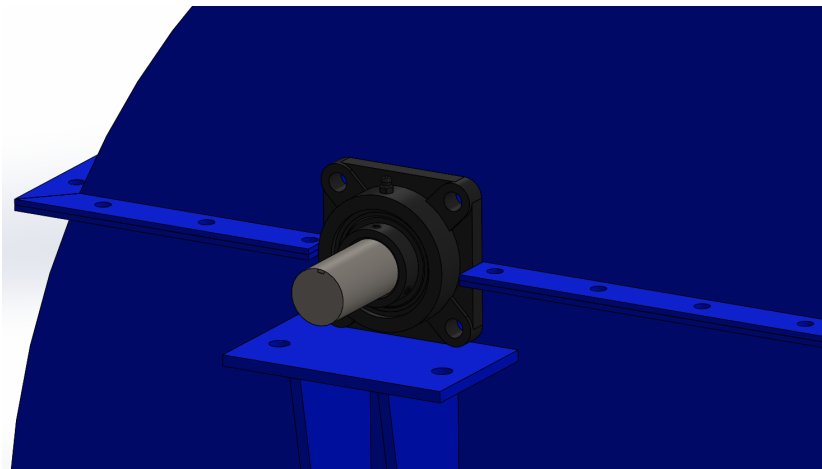


Figura 4.7: Carcasa ajustada al nuevo rodamiento.

4.2.3. Housing y soportes

Con el fin de posicionar la turbina dentro del pozo, se instalarán dos vigas dentro de este (fig. 4.8) que soportaran el peso de la turbina, la carcasa, el eje y el inyector, por lo que un cálculo minucioso es necesario en este caso.

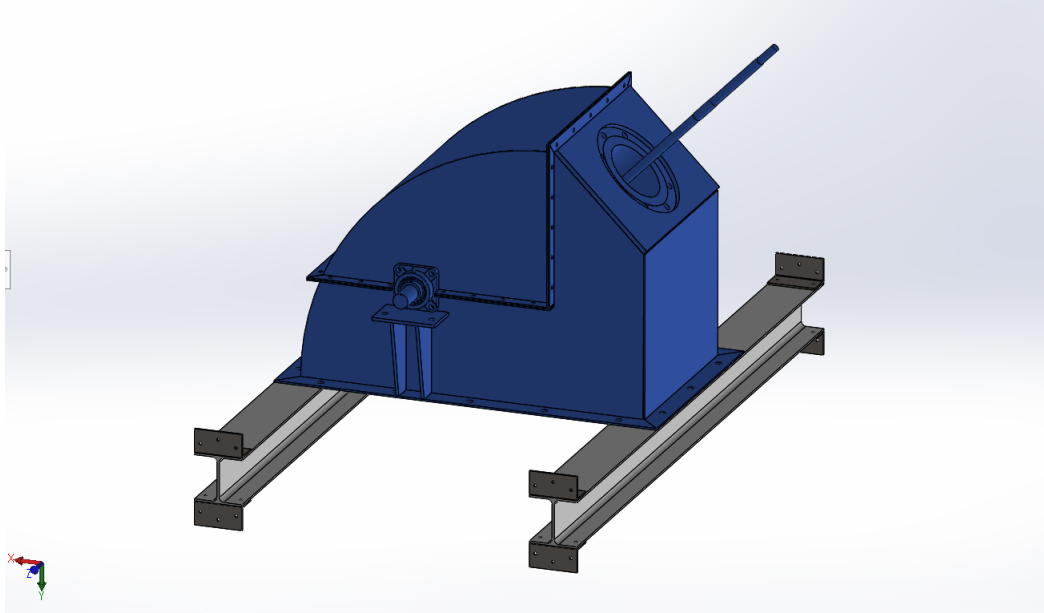


Figura 4.8: Montaje de la carcasa de la turbina en las vigas.

Para el calculo de las vigas se utilizo el método de elementos finitos mediante el software *Inventor*, con el que además se estimo el peso de la turbina completa (en acero al carbono), el cual corresponde a 293 [kg]. Adicionalmente, se utilizo un factor de diseño de $n=1,5$, por lo que el peso de la turbina esta en 440 [kg].

Del catalogo de Cintac se eligió dos vigas laminadas HEB 160 de 2.2 [m], fabricadas en acero ASTM A572 grado 5. El esquema y dimensiones de la viga se puede apreciar en la figura 4.9.

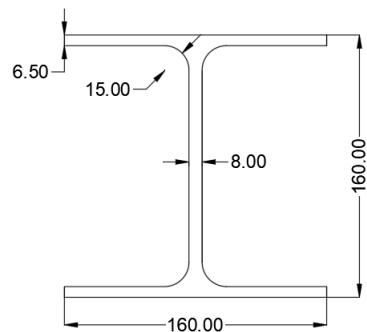


Figura 4.9: Esquema de viga HEB 160.

Para la unión de las vigas a las murallas del pozo se utilizaran ángulos laminados de 80x80x6 y 160 [mm] de largo (fig. 4.10), fabricados en acero ASTM A36.

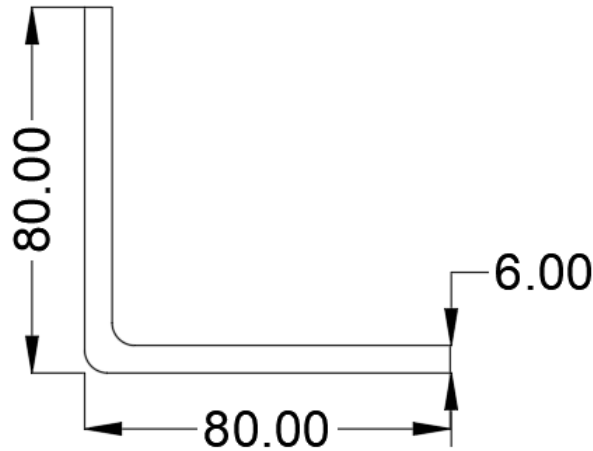


Figura 4.10: Esquema correspondiente al ángulo laminado.

La simulación mediante el método de elementos finitos en el software *Inventor* se pueden encontrar con mas detalle en el anexo A.4.

Para la unión entre los ángulos y la viga se utilizaron pernos pasantes de 3/8 [pulg.] con ajuste exacto (3 ubicados en la unión del ángulo con la pared y 2 en la unión del ángulo con la viga), y con un apriete de 45 [$m \cdot kg$], lo cual corresponde a un perno de 3/8 [pulg.] grado 8 sin lubricar.

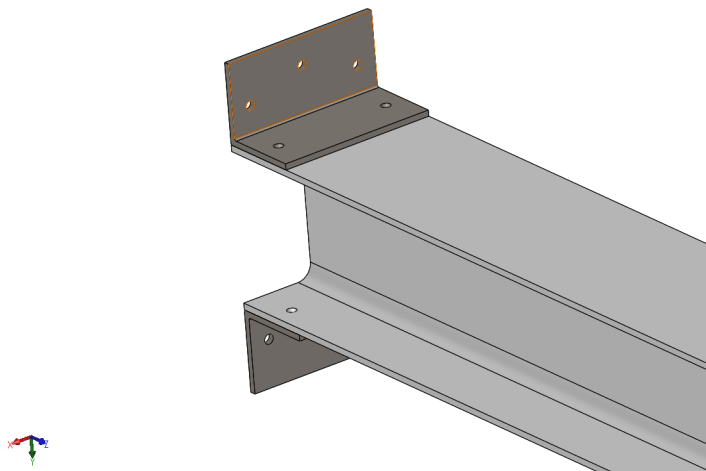


Figura 4.11: Esquema correspondiente al posicionamiento de los ángulos en la viga.

Los planos del diseño del soporte para la turbina se puede revisar en el anexo C.2.

4.2.4. Montaje del inyector

El inyector está formado por 4 tramos de ductos de distintas geometrías (ver fig. 4.12), el punzón y el brazo del punzón.

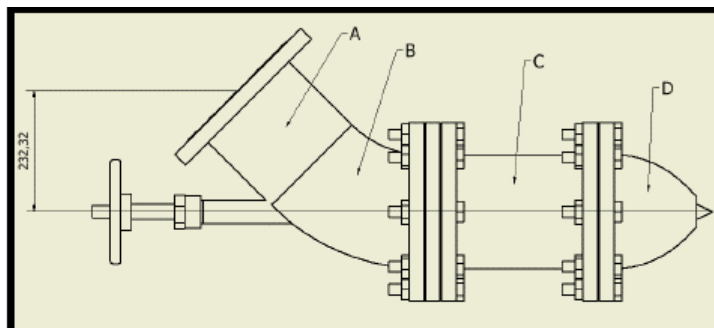


Figura 4.12: Secciones del inyector [6].

El montaje de los ductos del inyector de la turbina supuso uno de los mayores problemas a la hora de instalar la central, dado que la separación entre la aguja del inyector al estar completamente cerrada podía esta chocar con los álabes de la turbina. Es por ello que solamente se consideró instalar una sola empaquetadura entre las partes C y D del inyector, y el resto ensiliconarla para evitar el escape de fluido.



Figura 4.13: Montaje del inyector.

Tal como se mencionó anteriormente, se instaló un servomotor para controlar la apertura del inyector, por lo que en conjunto con este se diseñó un sistema de apoyo para el equipo,

dado que el peso del servomotor y su acople puede dañar los hilos de este si se apoya directamente sobre estos. Los planos del apoyo se pueden encontrar en el anexo C.4.

4.2.5. Montaje del circuito hidráulico

Ya con el inyector instalado se procedió a instalar todas las cañerías e instrumentos de la línea principal. Para esto se tuvo en consideración en instalar desde la turbina y de ahí avanzar hasta la bomba, la que sería la última en instalar. Esto se realizó de esta forma para poder dar las cotas exactas de altura y longitud a cada cañería de la línea.

En conjunto con las cañerías se instalaron los fittings correspondientes y se fabricaron soportes para poder posicionar los elementos mas pesados, como lo son el flujómetro, el tubo de pitot y la válvula de tres vías.

Entre cada unión se utilizaron empaquetaduras para evitar la pérdida de fluido por las mismas.



Figura 4.14: Montaje del circuito hidráulico.

4.2.6. Montaje de la bomba y variador de frecuencia

El montaje de la bomba fue la última en realizarse, dado que era importante de que todas las demás cotas calzarán antes de darle una posición final. Para anclarla al piso se ocupó como base dos vigas de aproximadamente un metro de largo (las mismas ocupadas en la turbina).

El variador de frecuencia se instaló en la muralla contigua a la bomba, y fue realizada por el instalador eléctrico contratado para el proyecto.

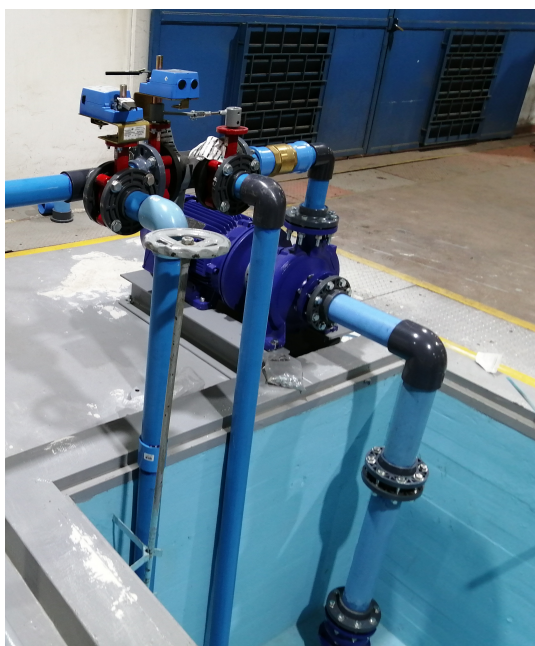


Figura 4.15: Montaje de válvulas y bomba.

4.2.7. Unión turbina - generador

Al tener la necesidad de unir el eje de la turbina con el torquímetro, y este con el generador, es necesario establecer una unión o acople que sea capaz de transmitir la potencia y el torque entregado por la turbina.

Dado que son 2 conjuntos los que hay que unir y son continuos uno de otro, es necesario que sean 2 acoples con las mismas características y que puedan cumplir con los diámetros de cada uno de los ejes, los cuales se muestran en la tabla 4.5.

Tabla 4.5: Diámetros para la selección de acoples.

Equipo	Diámetro eje [mm]
Turbina	50
Torquímetro	30
Generador	45

Dicho lo anterior, se seleccionan dos acoples L190 marca Lovejoy, los cuales aceptan ejes de hasta 55 [mm] y pueden transmitir hasta 15,2 [kW] de potencia a 750 [RPM]. Este acople consiste en un conjunto de dos coronas dentadas una goma entre las dos coronas para transmitir la potencia y dar el ajuste necesario para la transmisión del torque y que no sufra ninguno de los 2 equipos.

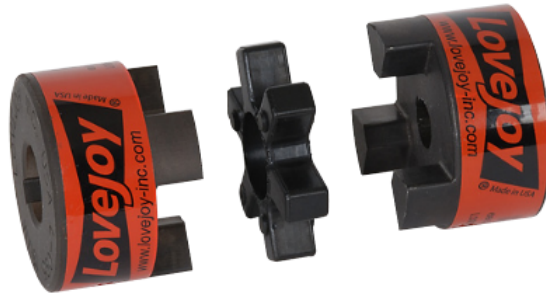


Figura 4.16: Acople seleccionado.

4.3. Ensayos hidráulicos

Se realizaron ensayos hidráulicos y de funcionamiento con la finalidad de detectar posibles fugas entre las uniones, lo cual ayudo a encontrar en el momento fugas de liquido en las uniones roscadas del circuito hidráulico, las que se corrigieron con la adición de teflón en el hilo de la unión. Además, se encontraron fugas en el acople del inyector y el housing, la cual se reparó mediante la adición de silicona en los bordes.

En conjunto con las pruebas de funcionamiento de la central se verificó que la bomba hidráulica cumpla con las condiciones necesarias para la correcta operación de la micro-central hidráulica, eso quiere decir que sea capaz de entregar el caudal y la altura necesaria para el funcionamiento de la turbina.

Capítulo 5

Conclusiones

En este trabajo de título se ha logrado diseñar y construir una instalación de generación de potencia a escala pequeña, para simulación y estudios en condiciones reales de funcionamiento, considerando las características de máximo rendimiento del rodete Pelton disponible para la micro-central, las cuales corresponden a un caudal de $35 \left[\frac{L}{s}\right]$ y $40 [m]$ de altura nominal, lo cual entrega por diseño aproximadamente $10 [kW]$.

Dado que el rodete, cucharas y el eje ya se encontraban diseñados, se decidió por cambiar los materiales de construcción con que originalmente fueron construidos (duraluminio para las cucharas y acero al carbono para el resto) y así evitar la oxidación debido al ambiente acuoso en que trabajarían. Se decidió utilizar un acero AISI 304 para todos los componentes y así evitar el efecto de celda galvánica, pero por problemas en la fundición de las cucharas se optó utilizar finalmente las cucharas anteriormente fundidas en duraluminio.

Con respecto al inyector, se optó por mantener el inyector ya utilizado, pero realizarle un proceso de cromado en la aguja del mismo para evitar la oxidación por su trabajo directo con el fluido. En adición, se decidió por automatizar el funcionamiento del inyector mediante la inclusión de un servomotor (en memoria paralela en curso), por lo que se realizaron cambios en la estructura externa del inyector para incluir un soporte para el servomotor y así no dañar el hilo del inyector.

Se tomaron consideraciones tanto del tipo técnico como del tipo económico, dado que este último punto era una limitante importante en el desarrollo de este proyecto. El contar ya con el generador, la bomba y el housing permitieron asignar prioridad en lo económico a los instrumentos de medición.

A partir del criterio económico, se decidió trabajar con cañerías de 3 y $4 [inch]$, lo cual fue un desafío dado los altos caudales necesarios para alimentar la turbina, pero que se solucionaron de manera satisfactoria, dado que no se superaron límites máximos de velocidad y

se fabricaron soportes que pueden soportar la carga vertical y las fuerzas axiales sin mayor problema.

En lo que respecta a los instrumentos de medición, se eligieron y compraron instrumento de gama alta con la última tecnología disponible en el mercado, lo cual permitirá hacer estudios en el laboratorio de manera precisa y simplificada dada la inclusión de una plataforma de trabajo computacional en la que el operario podrá controlar a su parecer todas las variables de caudal, y carga eléctrica manteniendo el lazo de control, o bien jugar directamente con las variables de apertura y altura de la turbina. Al momento de diseñar, uno de los mayores desafíos fue encontrar el diseño exacto de cañerías que permitiera cumplir con los requerimientos en específico del tubo de Pitot y el caudalímetro y a su vez cumplir con el espacio máximo designado para el laboratorio, tarea que fue cumplida de manera satisfactoria.

Durante la instalación de la micro-central existieron problemas de tiempo y disponibilidad de personal, lo cual provocó dificultad a la hora de cumplir con los plazos de la construcción de la central. En adición a los problemas de tiempo, nos encontramos con dificultades técnicas a la hora de instalar cañerías, dado que el método de cortarlas e instalarlas se realizó a prueba y error por la dificultad de unir las a los distintos fittings. Todas estas problemáticas se lograron zanjar a tiempo para finalizar los trabajos de montaje del laboratorio.

Ya con el laboratorio construido y montado se realizaron las pruebas hidráulicas correspondientes, donde se lograron identificar fugas en las uniones roscadas de las líneas de cañerías, las cuales fueron reparadas en el momento, cumpliendo posteriormente con los ensayos hidráulicos del circuito, alcanzando la presión nominal requerida por la turbina.

Finalmente, se puede concluir que se cumplió de manera satisfactoria todos los objetivos de este proyecto.

Capítulo 6

Mejoras y estudios aplicables al proyecto

A continuación se presentará un listado de mejoras a realizar en el proyecto y futuros trabajos que se pueden desarrollar a partir de este laboratorio.

- El trabajo de esta memoria se basó en las curvas de funcionamiento de la turbina realizadas por Juan Carlos Arís, las cuales se obtuvieron con instrumentos de baja precisión. Es por ello que se propone a futuro desarrollar las curvas reales de funcionamiento de la turbina con los nuevos instrumentos instalados en el laboratorio.
- En esta memoria de título se utilizó tecnología de última generación para poder realizar los estudios de la central de la manera mas precisa posible, lo cual conllevó a un alto costo en la implementación de la central. Dicho lo anterior, se propone realizar un análisis de materiales y de equipos necesarios para su implementación on-grid y off-grid, de tal manera de hacer rentable esté tipo de tecnología en su implementación.
- Dado que la tecnología ya se encuentra instalada y probada en laboratorio, se propone la realización de un estudio de replicabilidad en el cual se establezcan posibles zonas en las cuales la tecnología podría ser implementada de manera on-grid y off-grid, en conjunto con análisis enfocados en los costos de la tecnología y su instalación (CAPEX), sus costos de operación y mantenimiento (OPEX) y el costo nivelado de la energía que puede disponer la central instalada (LCOE).
- En general, por temas de rentabilidad, las tecnologías de generación se establecen para poder satisfacer de entre un 95 % y un 98 % de la monótona del perfil de demanda estudiado. Dicho rango puede encarecer los costos al utilizar una única tecnología de generación dado que los peaks de potencia son muy diferentes entre uno y otro y la frecuencia en la que estos peaks aparecen son muy bajas. Es por ello que a futuro es posible analizar una integración para la generación de electricidad mediante tecnología de mini-hidro con solar fotovoltaica, dado que en general, la energía producida a través de mini-hidro es relativamente constante durante día y noche, y la posibilidad de integrar energía solar fotovoltaica a la central permitiría satisfacer los peaks de potencia demandada, y así hacer más rentable la utilización de esta tecnología. En conjunto con esta propuesta, se puede analizar la integración de baterías para el almacenamiento

energético en una posible integración energía solar fotovoltaica para satisfacer los peaks de potencia demandada en los horarios en que el solar fotovoltaico no se encuentre en funcionamiento.

Glosario

α	Semiángulo del punzón [rad]
α_c	Celeridad de la cañería [$\frac{m}{s}$]
β	Ángulo de salida de las cucharas [rad]
Δh	Sobrepresión en la línea hidráulica [m]
\dot{m}	Flujo másico de agua [$\frac{kg}{s}$]
η	Rendimiento de la turbina
η_G	Rendimiento global de la micro-central
η_h	Rendimiento hidráulico
η_k	Ratio de velocidad de la turbina
η_m	Rendimiento mecánico
ν	Viscosidad cinemática [$\frac{m^2}{s}$]
τ	Torque [Nm]
B	Campo magnético [T]
c_1	Velocidad del agua desde el inyector [$\frac{m}{s}$]
d_b	Diámetro de la boca del inyector [m]
D_{fluj}	Diámetro interno del flujómetro en [m]
d_o	Diámetro del inyector [mm]

D_p	Diámetro característico del rodete [m]
H_s	Altura de succión [m]
k	Coefficiente de la cañería
k_o	Coefficiente de tobera
$NPSH_d$	Altura Neta de Aspiración Disponible [m]
$NPSH_r$	Altura Neta de Aspiración Requerida [m]
P	Potencia
P_a	Potencia en el eje [W]
p_a	Presión atmosférica [bar]
P_E	Potencia eléctrica [W]
p_e	Presión superficial [bar]
P_u	Potencia útil [W]
p_v	Tensión de vapor [bar]
S	Área de paso del chorro [m^2]
t	Tiempo de detención de flujo [s]
v_e	Velocidad del fluido en el estanque [$\frac{m}{s}$]
z	Número de pares de polos del generador
ρ	Densidad del fluido [$\frac{kg}{m^3}$]
D	Diámetro de la cañería [m]
f	Coefficiente de resistencia
g	Aceleración de gravedad [$\frac{m}{s^2}$]
H_b	Altura bruta disponible [m]

h_f	Pérdidas de carga primarias [m]
H_{loss}	Pérdidas de carga [m]
h_m	Pérdidas de carga singulares [m]
H_n	Altura neta equivalente [m]
k_f	Factor de pérdida de forma
L	Largo de la cañería [m]
n	Revoluciones por minuto de la turbina y el generador
P_h	Potencia total del recurso hídrico [W]
P_m	Potencia mecánica [W]
Q	Caudal [$\frac{m^3}{s}$]
Re	Número de Reynolds
u	Velocidad periférica de la turbina [$\frac{m}{s}$]
x	Abertura del distribuidor [mm]

Bibliografía

- [1] Comisión Nacional de Energía CNE. Informe definitivo de previsión de demanda 2017-2037, 2017-12.
- [2] Ministerio de Energía. Proceso de planificación energética de largo plazo, 2017-06.
- [3] Rodrigo Cerda and Luis Gonzales. Pobreza energética e impuesto a las emisiones de co2 en chile, 2017.
- [4] Susana Jiménez and José Tomas Wainer. Realidad del agua en chile: ¿escasez o falta de infraestructura?, 2017-03.
- [5] Comisión Nacional de Energía CNE. Resumen mensual ernc, 2017-12.
- [6] Juan Carlos Arís. Diseño, construcción y pruebas de turbina pelton para microgeneración hidráulica, 2014.
- [7] C. Nema S. Baredar P. Khare, V. Khare. *Tidal Energy Systems - Design, Optimization and Control*. Elsevier, 1st edition, 2019.
- [8] Kim Hauser V. Caracterización de turbina hidráulica tipo turgo para microgeneración, 2011.
- [9] Paish Oliver. Micro-hydro power: Status and prospects. 2002.
- [10] Hermann-Josef Wagner and Jyotirmay Mathur. *Introduction to Hydro Energy Systems*. Springer, 1st edition, 2011.
- [11] Zhengji Zhang. *Pelton Turbines*. Springer, 1st edition, 2016.
- [12] Prabhata K. Swamee and Ashok K. Sharma. *Design of Water Supply Pipe Networks*. Wiley-Interscience, 1st edition, 2008.
- [13] O. Girdhar, P. Moniz. *Practical Centrifugal Pumps*. Elsevier, 1st edition, 2005.
- [14] Duratec-Vinilit S.A. Línea presión, 2017-03.
- [15] Claudio Mataix. *Turbomáquinas Hidráulicas*. Editorial ICAI, 2nd edition, 1975.
- [16] KSB. Dimensionado de bombas centrífugas, 1999-12.

- [17] Camilo Zamora G. Desarrollo y pruebas de un controlador electrónico para una micro-turbina hidráulica de uso académico, 2019.
- [18] José Moreira C. Evaluación hidráulica de nuevo diseño de housing para prototipo de laboratorio de turbina pelton de microgeneración, 2017.
- [19] Manuel Rodríguez S. Michael León Y. Análisis y aplicación de un generador de imanes permanentes para un sistema de energía eólica, 2016.
- [20] Richard G. Budynas and J. Keith Nisbett. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. McGraw-Hill, 8th edition, 2008.
- [21] A. Ijagbemi C. Akintunde M. Adesina F. Fapetu, O. Akinola. Dynamic balancing of pelton wheel turbine runner to minimise vibrations using statical quality control and pelwhelp1 software. 5:9, 2017.

Apéndice A

Memorias de cálculo

A.1. Cálculos de potencia y rendimientos teóricos

En el capítulo 3.1 se hace referencia en que la turbina diseñada por Juan Carlos Arís cuenta con los siguientes parámetros de diseño:

$$H_n = 40 [m] \qquad Q = 35 \left[\frac{lt}{s}\right] \qquad \eta = 70\%$$

Adicionalmente, es necesario establecer que uno de los objetivos del proyecto en general es estudiar el funcionamiento de la central a la frecuencia nacional, es decir a 50 [Hz]. Por lo tanto se define en base a que el generador debe girar a 750 [RPM] que la turbina gire a las mismas revoluciones para poder entregar una frecuencia de 50 [Hz].

A partir de estos valores y las características constructivas de los alabes, se estimará el potencial hidráulico, mecánico y el rendimiento hidráulico entregado por la central.

A.1.1. Potencia hidráulica

Para la cuantificación del potencial del recurso hídrico aplicamos directamente la ecuación 1.1, dando por resultado:

$$P_h = 13,73 [kW]$$

Siendo esta la potencia máxima que podrá aprovechar la turbina para la generación de energía mecánica de rotación.

A.1.2. Potencia mecánica

La potencia mecánica entregada por la turbina está dada por la ecuación 1.2 y depende directamente de la velocidad de giro de la turbina y las características constructivas de los alabes.

La velocidad periférica de la turbina se define como:

$$u = \frac{\pi DN}{60} \quad (\text{A.1})$$

donde:

- D: Diámetro del rodete Pelton, equivalente a 0,363 [m].
- N: Velocidad de rotación, equivalente a 750 [RPM].

Dando como resultado:

$$u = 14,225 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Posteriormente calculamos la velocidad de salida del inyector como:

$$c_1 = k_c \cdot \sqrt{2gH_n} \quad (\text{A.2})$$

donde:

- k_c : Coeficiente de tobera, correspondiente a 0,96.

Dando como resultado:

$$c_1 = 26,894 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Considerando una densidad del agua $\rho = 1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ obtenemos un flujo másico nominal de $1.000 \left[\frac{kg}{s} \right]$, y con un ángulo de salida $\beta = 0,209 \text{ [rad]}$ resultando finalmente la siguiente potencia mecánica nominal:

$$P_m = 12,474 \text{ [kW]}$$

A.1.3. Rendimiento hidráulico

El cálculo del rendimiento hidráulico está dado por la ecuación 1.3, donde los valores de las velocidades u y c_1 fueron calculadas en el capítulo anterior. Dado el ángulo de salida del álabe $\beta = 0,209$ [rad], obtenemos un rendimiento hidráulico de:

$$\eta_h = 98,6\%$$

Cabe destacar, que si la relación entre la velocidad periférica y la velocidad de salida desde el inyector tuvieran una relación $k = \frac{u}{c_1} = 0,5$ obtendríamos el rendimiento hidráulico máximo dado por la ecuación 1.5, y que equivale a:

$$\eta_{h,max} = 98,9\%$$

A.2. Cálculos hidráulicos

En esta sección se mostrarán los distintos cálculos realizados en términos de pérdidas de carga, cavitación y golpe de ariete utilizados para el diseño del circuito hidráulico de la micro-central.

A.2.1. Pérdidas de carga

Las pérdidas de carga a calcular en este proyecto corresponden a las de la línea principal (unión entre la bomba y la turbina) y las pérdidas en la aspiración de la bomba, dado que en las primeras influyen en el diseño de la línea y las segundas para ver si la bomba cavita en las condiciones establecidas.

A.2.1.1. Pérdidas de carga primarias

Las pérdidas de carga principales en la línea que une la bomba con la turbina, se definen con la ecuación 1.6. para ello se utilizó la ecuación 1.7 para determinar el coeficiente de resistencia (f) en flujo turbulento, donde dependiendo de la materialidad del tramo tenemos los siguientes coeficientes de rugosidad:

- $\varepsilon_{PVC}: 0,05$ [mm].
- $\varepsilon_{acero}: 0,05$ [mm].

Dando como resultado, para una viscosidad cinemática $\nu = 1,126 \cdot 10^{-6}$ [$\frac{m^2}{s}$], las pérdidas de carga mostradas en la tabla A.1.

Tabla A.1: Pérdidas de carga principales en la línea hidráulica.

Número	Tipo	Diám. Nom. [in]	Diám. Int. [mm]	Velocidad [m/s]	Re	Largo [mm]	k_f	Pérdidas [m]
1	Cañería	3	81,40	6,73	$4,87 \cdot 10^5$	108	0,018	0,06
3	Cañería	3	81,40	6,73	$4,87 \cdot 10^5$	63	0,018	0,03
5	Cañería	3	81,40	6,73	$4,87 \cdot 10^5$	174	0,018	0,09
7	Cañería	3	81,40	6,73	$4,87 \cdot 10^5$	123	0,018	0,06
9	Cañería	3	81,40	6,73	$4,87 \cdot 10^5$	173	0,018	0,09
11	Cañería	3	81,40	6,73	$4,87 \cdot 10^5$	296	0,018	0,15
14	Cañería	4	99,40	4,51	$3,98 \cdot 10^5$	255	0,018	0,05
16	Cañería	4	99,40	4,51	$3,98 \cdot 10^5$	1.048	0,018	0,20
17	Flujómetro	4	99,40	4,51	$3,98 \cdot 10^5$	245	0,018	0,05
18	Cañería	4	99,40	4,51	$3,98 \cdot 10^5$	442	0,018	0,08
19	Pitot	4	99,40	4,51	$3,98 \cdot 10^5$	296	0,018	0,06
21	Cañería	4	99,40	4,51	$3,98 \cdot 10^5$	97	0,018	0,02
25	Cañería	8	202,64	1,09	$1,95 \cdot 10^5$	140	0,017	0,00
26-A	Cañería - Acero	8	202,64	1,09	$1,95 \cdot 10^5$	200	0,017	0,00
28-C	Cañería - Acero	8	202,64	1,09	$1,95 \cdot 10^5$	300	0,017	0,00

A.2.1.2. Pérdidas de carga secundarias

Para el cálculo de las pérdidas de carga en los distintos elementos secundarios de la línea hidráulica se utilizará la ecuación 1.8.

Dependiendo del fitting a utilizar se tienen distintas formas para calcular el factor de pérdida de forma (k_f), los cuales serán expuestos a continuación en conjunto con los resultados.

Válvulas En válvulas de acero se considera una rugosidad ε de 0,017 [mm], lo cual nos permite calcular el factor de pérdida de forma mediante las siguientes formulas:

Válvula de retención

$$k_f = 50 \cdot \varepsilon \quad (\text{A.3})$$

Válvula de 3-vías de mariposa

$$k_f = 30 \cdot \varepsilon \quad (\text{A.4})$$

Los resultados de pérdidas de carga en la válvulas se encuentran en la tabla A.2.

Tabla A.2: Pérdidas de carga en válvulas.

Número	Tipo	Diám. Nom. [in]	Diám. Int. [mm]	Velocidad [m/s]	ε [mm]	k_f	Pérdidas [m]
4	Retención	3	81,4	6,73	0,017	0,85	1,96
6	3-vías	3	81,4	6,73	0,017	0,51	1,18

Codos y Tee's El factor de forma en codos está dado por la siguiente fórmula:

$$k_f = 0,442 \cdot \alpha^{2,17} \quad (\text{A.5})$$

donde:

- α : Ángulo del codo en [rad].

Para la estimación pérdidas de cargas en las tees, dependiendo de la dimensión del tubo se tienen los siguientes valores:

- $k_{f,3''} = 0,150$.
- $k_{f,4''} = 0,115$.

Finalmente, los resultados de pérdida de carga para las distintas tees y codos se encuentran en la tabla A.3.

Tabla A.3: Pérdidas de carga en codos y tees.

Número	Tipo	Diám. Nom. [in]	Diám. Int. [mm]	Velocidad [m/s]	k_f	Pérdidas [m]
2	Codo 90	3	81,4	6,73	1,18	2,71
8	Tee	3	81,4	6,73	0,15	0,35
10	Codo 90	3	81,4	6,73	1,18	2,71
13	Codo 45	4	101,4	4,33	0,26	0,25
15	Codo 45	4	101,4	4,33	0,26	0,25
20	Codo 45	4	101,4	4,33	0,26	0,25
21	Codo 45	4	101,4	4,33	0,26	0,25
22	Tee	4	101,4	4,33	0,12	0,11
23	Codo 90	4	101,4	4,33	1,18	1,13
27-B	Codo 45	8	202,6	1,09	0,42	0,03

Expansiones El factor de forma en las expansiones esta dado por la siguiente ecuación:

$$k_f = \left(\frac{0,25}{\alpha_e^3} \cdot \left[1 + \frac{0,6}{r^{1,67}} \left(\frac{\pi - \alpha_e}{\alpha_e}\right)\right]^{0,533r-2,6}\right)^{-0,5} \quad (\text{A.6})$$

donde el ángulo de expansión (α_e) se define mediante la siguiente fórmula:

$$\alpha_e = 2 \tan^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2L} \right) \quad (\text{A.7})$$

y las demas variables corresponden a:

- r: Ratio de expansión $\frac{D_1}{D_2}$.
- D_1 : Diámetro menor [m].
- D_2 : Diámetro mayor [m].

Las pérdidas de carga en las expansiones del circuito principal se presentan en la tabla A.6.

Tabla A.4: Pérdidas de carga en expansiones.

Número	Tipo	Diám. [mm]	Diám. [mm]	r	Largo [m]	α_c [rad]	Vel. [m/s]	k_f	Pérdidas [m]
12	3 a 4 [in]	81,4	99,4	1,22	0,149	0,24	5,40	1,39	0,28
24	4 a 8 [in]	99,4	180,8	1,81	0,206	0,75	2,09	2,02	0,11

A.2.1.3. Perdidas totales en el sistema

Ya con las perdidas de carga primarias y secundarias calculadas en toda la línea hidráulica principal, obtenemos perdidas totales de:

$$H_{loss} = 12,53 [m] \quad (\text{A.8})$$

A.2.1.4. Inyector

Con la finalidad de determinar la presión estática a la salida del inyector, es necesario calcular las pérdidas de carga en cada tramo por el que se compone el inyector. En la figura 4.12 se puede apreciar que el inyector se estudia en 4 zonas dependiendo de si es una cañería, codo u otro. Las secciones A, B y C se estudiaron en las secciones anteriores de este capítulo, por lo que esta sección solo se enfocará en el análisis de perdidas de carga en la zona D del inyector, la cual corresponde a la tobera y donde además se encuentra la aguja.

Juan Carlos Arís en su memoria determino las pérdidas de carga para distintas relaciones de apertura del inyector, las cuales se pueden apreciar en la siguiente tabla:

Tabla A.5: Pérdidas de carga dependiendo de la apertura del inyector.

d/D	k_f
0,25	0,42
0,50	0,32
0,75	0,19

A partir de estos datos se puede obtener la siguiente correlación lineal para k_f en [m]:

$$k_f = -0,24 \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^2 - 0,22 \cdot \left(\frac{d}{D}\right) + 0,49 \quad (\text{A.9})$$

donde:

- D : Diámetro mayor de la sección D del inyector, que corresponde a 202,64 [mm].
- d : Diámetro equivalente en [mm].

donde este último se define a partir del área de paso S y la apertura x determinado para entregar un caudal de 35 $\left[\frac{lt}{s}\right]$ mediante la siguiente ecuación:

$$\pi\left(\frac{d}{2}\right)^2 = S^* \rightarrow d = 40,7 [mm] \quad (\text{A.10})$$

Con estos diámetros se obtiene finalmente una pérdida de carga en la zona D del inyector de:

$$h_f = 0,026 [m] \quad (\text{A.11})$$

Considerando los tramos A, B, C y D del inyector, se obtienen perdidas de carga totales de:

$$h_f = 0,054 [m] \quad (\text{A.12})$$

A.2.1.5. Pérdidas de carga en la bomba

Dada la necesidad de verificar que la bomba no cavite bajo las condiciones de diseño, es necesario determinar las pérdidas de carga en la línea de aspiración de esta. Para ello se tomarán en cuenta las cañerías rectas, accesorios y válvulas, y se calculan sus pérdidas correspondientes según con la misma metodología utilizada en las secciones anteriores.

Los resultados para cada tramo se pueden apreciar en la siguiente tabla:

Tabla A.6: Pérdidas de carga en bomba.

Número	Descripción	Largo [mm]	Pérdidas [m]
1	Válvula Retención	-	0,53
2	Tramo sumergido	1.125	0,21
3	Codo	-	0,81
4	Separación de la bomba	153	0,03

Las pérdidas de carga totales en la línea de aspiración de la bomba corresponden a:

$$H_{loss} = 1,58 [m]$$

A.2.2. Golpe de ariete

Los cálculos de golpe ariete se realizan con la finalidad de evitar que en caso de cerrar completamente el inyector, que este afecte a la bomba centrífuga, al medidor de caudal y al medidor de presión de la micro-central, dado que son equipos de mayor costo y que se pueden ver mayormente afectados por este fenómeno.

Tomando en consideración que trabajaremos con tuberías celestes de PVC (tuberías hidráulicas) en 3" y 4" de clase 10 (resistencia máxima de 100 [bar]), utilizamos un coeficiente de celeridad $\alpha_c = 294[\frac{m}{s}]$ [14]. Adicionalmente, el largo total de la línea hidráulica principal es de 5,7 [m] aproximadamente, por lo que con la ecuación 1.12 obtenemos un tiempo de propagación del golpe de ariete de:

$$t_o = 40,21 [s]$$

Lo cual en simples palabras equivaldría al tiempo que demora en llegar la onda de sobre-presión desde el inyector a la bomba. Dicho esto es necesario estimar la sobre-presión que se genera en la línea para tiempos menores o mayores a este.

Para cierres rápidos y una velocidad promedio de $4,51 \frac{m}{s}$, obtenemos mediante la ecuación 1.16 un onda de presión máxima de:

$$\Delta h = 135 [m]$$

En el caso de un cierre lento, mediante la ecuación 1.14 se obtiene una sobre presión máxima de:

$$\Delta h = 68 [m]$$

Dicho lo anterior, es necesario estimar el tiempo máximo de respuesta de las medidas de seguridad a ocupar en la micro-central. Para ello, considerando que las cañerías están diseñadas para resistir hasta 10 [bar], el tiempo mínimo que se puede demorar el inyector en cerrarse es de:

$$t_c = 27,16 [s]$$

A 10 [bar], el tiempo que se demora en recorrer la onda propagación desde el inyector a la bomba corresponde a la mitad del tiempo que se demora el inyector en cerrarse, lo cual equivale a:

$$t_{o,10[bar]} = 13,58 [s]$$

Por lo tanto, es necesario establecer un equipo de seguridad cercano a la bomba, el cual permanezca abierto o bien se abra en menos del tiempo $t_{o,10[bar]}$ anteriormente mencionado.

A.2.3. Cavitación

En esta sección se expondrán los cálculos de cavitación realizados para la bomba centrífuga y el inyector a utilizar en el proyecto. La teoría detrás de estos cálculos puede encontrarse en la sección 1.5.2.4.

A.2.3.1. Bomba

El cálculo de la cavitación en las bombas centrífugas está relacionado directamente por las pérdidas de carga en la línea de aspiración de la bomba y la altura neta mínima requerida por el equipo.

Para relacionar las pérdidas de carga con la altura neta mínima requerida, es necesario calcular la altura neta disponible según las condiciones de funcionamiento del equipo. Dicha relación está dada por la fórmula .

Tomando en consideración una presión superficial $P_e = 0 [bar]$, una tensión de vapor $P_v = 0,012 [bar]$, una presión atmosférica $P_a = 0,975 [bar]$ y una altura de aspiración $H_a = 2 [m]$, se obtiene un altura neta disponible de:

$$NPSH_d = 7,11 [m]$$

Ya con la altura neta disponible calculada, tenemos que por el criterio descrito en la

ecuación 1.18, se cumple con holgura el requerimiento de $NPSH_r$, por lo tanto se establece que en condiciones nominales la bomba no cavitará.

A.2.3.2. Inyector

En el caso del inyector de la turbina, no tenemos un NPSHr ya que es un equipo de fabricación propia para este proyecto, y por lo tanto no se realizaron las pruebas necesarias para determinar el NPSHr. Dicho esto se calcula la presión estática de la salida del inyector mediante la ecuación de Bernoulli que se expone a continuación:

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} = h_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + h_{loss} \quad (\text{A.13})$$

donde el subíndice 2 corresponde a la salida del inyector y el subíndice 1 al fluido en condiciones ambientales. Considerando $v_1 = 0 \left[\frac{m}{s}\right]$ y que P_1 corresponde a:

$$P_1 = P_a + \rho g H_n \quad (\text{A.14})$$

y que

$$\Delta = h_1 - h_2 \quad (\text{A.15})$$

obtenemos que P_2 está dado por la siguiente ecuación:

$$P_2 = \rho g(\Delta h + H_n - H_{loss}) - \frac{\rho v_2^2}{2} + P_a [Pa] \quad (\text{A.16})$$

donde:

- H_n : Altura neta equivalente en [m].
- H_{loss} : Perdidas de carga en [m].
- Δh : Diferencia de altura en el inyector, equivalente a 0,2323 [m].
- v_2 : Velocidad a la salida del inyector, equivalente a 26,902 $\left[\frac{m}{s}\right]$.

Ya con estos datos y la ecuación de Bernoulli, obtenemos que la presión estática a la salida del inyector corresponde a:

$$P_2 = 129810 [Pa] \quad (\text{A.17})$$

Lo cual es mucho mayor que los 1.200 [Pa] de la tensión de vapor a 10°C, por lo que el inyector no cavitará.

A.3. Diseño del eje y selección de rodamientos

A.3.1. Fuerzas resultantes del funcionamiento de la turbina

Para el estudio mecánico del álabe se consideraran tres casos en los cuales se puede ver sometido el alabe, tomando como datos:

- Material: Duraluminio fundido.
- Resistencia a la fluencia: $\sigma_S = 200$ [MPa].
- Peso por cuchara: $m=935$ [gr] aproximado.
- Cucharas totales: 17.
- Velocidad de giro nominal: $N=750$ [RPM].
- Radio de la Pelton $r_{pelton} = 181,2$ [mm].

A.3.1.1. Funcionamiento Normal

Tanto para este estado como para el de la turbina embalada, la fuerza centrífuga estará dada por:

$$F_{Centrifuga} = m \cdot \left[\pi \frac{N}{30}\right]^2 \cdot r_p \quad (\text{A.18})$$

Con lo que se obtiene:

$$F_{Centrifuga} = 1045[N] \quad (\text{A.19})$$

Para los tres casos, se tendrá que la fuerza de impacto por el chorro estará dada por:

$$F_{Chorro} = \rho \cdot Q_{max} \sqrt{2gH} \cdot k_c \cdot (\cos\alpha_1 - \cos\alpha_2) \quad (\text{A.20})$$

donde:

- $\alpha_1 = 0^\circ$
- $\alpha_2 = 90^\circ$
- $k_c = 0,96$

Dando como resultado:

$$F_{Chorro} = 941[N] \quad (A.21)$$

Para el caso de funcionamiento normal se tiene que las fuerza centrífuga y de chorro son perpendiculares, por lo que la fuerza resultante estará dada por:

$$F_{Resultante} = \sqrt{F_{Centrifuga}^2 + F_{Chorro}^2} = 1406[N] \quad (A.22)$$

A.3.1.2. Embalada

En el caso de la turbina embalada, se considerara su velocidad de giro como 1,8 veces la velocidad de giro normal, lo que nos da $N_{embalada} = 1350[RPM]$ y solo se tendrá en cuenta la fuerza centrífuga, la cual equivale a:

$$F_{Centrifuga} = 3386[N] \quad (A.23)$$

A.3.1.3. Trancada

En el caso de la turbina trancada, solamente se tiene la fuerza del Chorro y se utiliza el valor dado en la memoria, el cual corresponde a:

$$F_{Chorro} = 941[N] \quad (A.24)$$

A.3.1.4. Factor de Seguridad

Ya estudiados los tres casos en que puede estar sometida la turbina, se tendrá que la mayor fuerza ejercida en esta sera para el caso en que la turbina se encuentra embalada, por lo que la fuerza máxima estará dada por:

$$F_{max} = 7518,13[N] \quad (A.25)$$

Con el dato de fluencia para el acero inoxidable anteriormente dado, y el área de sujeción del álabe, calculada según el corte en el orificio del perno principal del álabe (fig. A.1), dada por $A_{sujecion} = 0,0015[m^2]$, se tendrá que el factor de seguridad dado por:

$$\frac{0,5 \cdot \sigma_s}{F_{Seguridad}} = \frac{F_{max}}{A_{Sujecion}} \quad (A.26)$$

Equivale a:

$$F_{Seguridad} = 44,29 \quad (A.27)$$

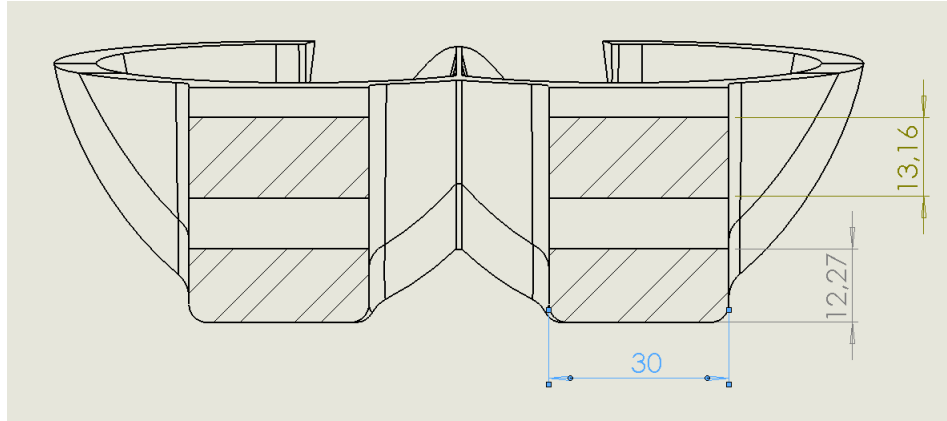


Figura A.1: Área sujeción del álabe.

A.3.2. Eje de la Turbina

En un comienzo, Juan Carlos Arís [6] diseñó el eje de la turbina en un acero SAE 4340 y con un diámetro, el cual es un acero ampliamente utilizado en este tipo de aplicaciones, pero dado el ambiente húmedo en que trabajará se estudiará la posibilidad de emplear un acero inoxidable AISI 316 y así poder evitar la oxidación en el eje.

A continuación se estudiarán tanto para el SAE 4340 como para el AISI 316 los factores de seguridad para la flexión y la fatiga.

Las fuerzas y momentos que esta sometido el eje serán:

1. Se estima el peso del disco central en 9 [kg], los 17 álabes en 16 [kg] y considerando pernos, tuercas y un exceso se le agregaran 9 [kg], dando un total de 52 [kg], lo que equivale a 333,54 [N].
2. Si se traba la turbina, en el peor de los casos recibirá todo el chorro, lo que equivale a 941 [N] y una torsión T_{max} de 170 [Nm].
3. Las fuerzas centrífugas de los álabes no influyen en el cálculo.
4. El peso de la turbina con la fuerza del chorro son perpendiculares, por lo que tendremos una fuerza resultante $R=998$ [N] y $\theta = 19,51^\circ$, tal como se muestra en la figura A.2.

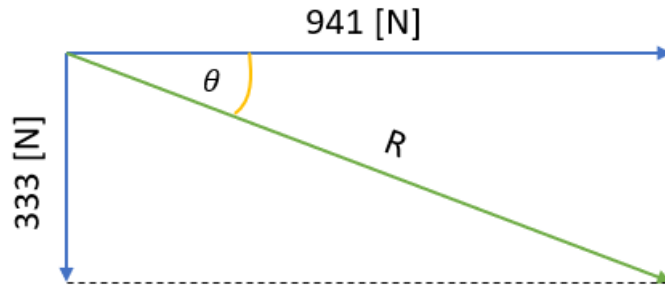


Figura A.2: Sumatoria de fuerzas en el eje.

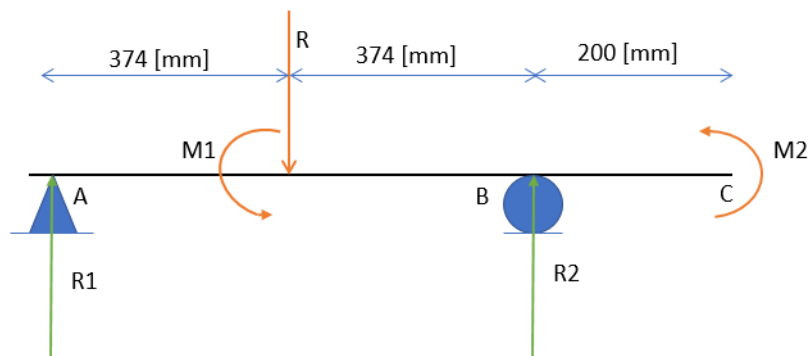


Figura A.3: Diagrama de fuerzas y momentos en el eje.

Haciendo una sumatoria de fuerzas y momentos (fig. A.3), se tiene lo siguiente:

$$\sum \vec{F} = R_1 + R_2 - R = 0 \quad (\text{A.28})$$

$$\sum \vec{T} = 0,374 \cdot R - 0,748 \cdot R_2 = 0 \quad (\text{A.29})$$

$$\sum \vec{M} = M_1 - M_2 = 0 \quad (\text{A.30})$$

Despejando se obtiene:

$$R_1 = R_2 = 499[\text{N}] \quad (\text{A.31})$$

$$M_1 = M_2 = 187[\text{Nm}] \quad (\text{A.32})$$

Ya con estos valores podemos obtener el momento máximo aplicado en el eje de 50 [mm], que están dados por:

$$M_{max} = 341,39[Nm] \quad (A.33)$$

A.3.2.1. Factor de seguridad por falla estática

Para saber el factor de seguridad estático que tendremos en los distintos materiales, debemos calcular el esfuerzo de torsión máximo y el esfuerzo de flexión máxima en el eje mediante las siguientes ecuaciones:

$$\tau_{max} = \frac{T_{max}}{J}r \quad (A.34)$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{Z} \quad (A.35)$$

donde:

- r: radio del eje, con r=25 [mm].
- J: Módulo de torsión, donde en una viga redonda de diámetro D=50 [mm] es $J = \frac{\pi D^4}{32} = 6,13 \cdot 10^{-7} m^4$.
- Z: Módulo de flexión, donde en una viga redonda de diámetro D=50 [mm] es $Z = \frac{\pi D^3}{32} = 1,22 \cdot 10^{-5} m^3$.

Dando como resultado:

$$\tau_{max} = 6,95[MPa] \quad (A.36)$$

$$\sigma_{max} = 15,22[MPa] \quad (A.37)$$

Con el esfuerzo de flexión y de torsión es posible calcular el esfuerzo de Von Mises mediante la ecuación:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{(3\tau_{max}^2 + \sigma_{max}^2)} \quad (A.38)$$

Dando que:

$$\sigma_{vm} = 19,4[MPa] \quad (A.39)$$

A partir del esfuerzo de Von Mises podemos obtener el factor de seguridad para la falla estática mediante la siguiente fórmula:

$$F_s = \frac{\sigma_y}{\sigma_{vm}} \quad (\text{A.40})$$

donde σ_y corresponde al esfuerzo de fluencia propio del material.

Factor de seguridad SAE 4340 En el caso del acero SAE 4340, tendremos que su esfuerzo de fluencia mínimo sera $\sigma_y = 600[MPa]$, por lo que el factor de seguridad sera:

$$F_s = 30,92 \quad (\text{A.41})$$

Lo cual nos muestra que si se fabrica el eje en SAE 4340 en 50 [mm] el eje resistiría completamente los esfuerzos de flexión y torsión.

Factor de seguridad AISI 316 En el caso del acero AISI 316, tendremos que su esfuerzo de fluencia mínimo sera $\sigma_y = 205[MPa]$, por lo que el factor de seguridad sera:

$$F_s = 10,56 \quad (\text{A.42})$$

Lo cual nos muestra que si se fabrica el eje en AISI 316 en 50 [mm] el eje resistiría completamente los esfuerzos de flexión y torsión.

A.3.2.2. Resistencia a la Fatiga

Para ver la resistencia a la fatiga a la barra, se tomara en consideración la fatiga en alto ciclo, con $N = 10^6$ ciclos. Dado que los datos que nos entregan del material con que se fabricara el eje son estándares en laboratorio, tendremos que ajustar mediante los Factores de Marin [20] el esfuerzo último de tracción con la finalidad de limitar lo máximo posible la falla por fatiga.

Tendremos que el límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria estará dado por:

$$S_e' = 0,5 \cdot S_{ut} \quad (\text{A.43})$$

donde S_{ut} es una propiedad del material, y corresponde al esfuerzo ultimo de tracción.

Posteriormente, tendremos que el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso estará dado por:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_e' \quad (\text{A.44})$$

donde los factores k corresponden a los factores de Marin, y están dados por:

Factor de Modificación Superficial k_a Corresponde al acabado superficial que tendrá el eje una vez manufacturado, y esta dado por la ecuación:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (\text{A.45})$$

donde para una superficie maquinada (el cual es nuestro caso), tendremos que $a=4,51$ [MPa] y $b=-0,265$.

Factor de modificación de carga k_c Dado que existe torsión en el eje a estudiar, se debe considera un valor de k_c equivalente a 0,577.

Factor de Tamaño k_b Este factor modifica el límite de resistencia a la fatiga según el tamaño del eje, por lo que para para un eje de área transversal redonda y $d= 50$ [mm], k_b estará dado por:

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} = 0,8177 \quad (\text{A.46})$$

Factor de Confiabilidad k_e El factor de confiabilidad entrega un ajuste estadístico obtenidos de los distintos experimentos realizados, por lo que para una confiabilidad de un 99% tendremos que:

$$k_e = 0,814 \quad (\text{A.47})$$

Otros Factores Los demás factores, correspondientes a:

- k_d : Factor de temperatura.
- k_f : Factor de modificación de efectos varios.

Estos factores no afectaran mayormente el límite de resistencia a la fatiga, por lo que tendrán el valor correspondiente a 1.

Ya con la resistencia a la fatiga ajustada para el material calculada, se puede estimar mediante el criterio de Goodman Modificado el factor de seguridad para la fatiga de alto ciclo mediante la siguiente ecuación:

$$F_{sf} = \frac{1}{\frac{\sigma_{max}}{S_e} + \frac{\tau_{max}}{S_{ut}}} \quad (\text{A.48})$$

Fatiga SAE 4340 Para el acero SAE 4340, tendremos $S_{ut} = 950[MPa]$ y $f=0,805$, por lo que el límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria esta dado por:

$$S_e' = 475[MPa] \quad (\text{A.49})$$

Mientras que los factores de Marin k_a , corresponde a:

$$k_a = 0,733 \quad (\text{A.50})$$

Lo que finalmente un límite de resistencia a la fatiga ajustado equivalente a:

$$S_e = 133[MPa] \quad (\text{A.51})$$

Con esto el factor de seguridad asociado a la fatiga corresponde a:

$$F_{sf} = 7,91 \quad (\text{A.52})$$

Fatiga SAE 316 Para el acero SAE 316, tendremos $S_{ut} = 515[MPa]$ y $f=0,9$, por lo que el límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria esta dado por:

$$S_e' = 257,5[MPa] \quad (\text{A.53})$$

Mientras que los factores de Marin k_a , corresponde a:

$$k_a = 0,8621 \quad (\text{A.54})$$

Lo que finalmente un límite de resistencia a la fatiga ajustado equivalente a:

$$S_e = 85[MPa] \quad (\text{A.55})$$

Con esto el factor de seguridad asociado a la fatiga corresponde a:

$$F_{sf} = 4,95 \quad (\text{A.56})$$

A.3.2.3. Elección del material

Dado que tanto el eje fabricado en SAE 4340 como el fabricado en AISI 316 poseen factores de seguridad para la falla estática y para la fatiga mayores a 2, los dos son opciones viables para utilizar en el eje, dando una mayor seguridad el SAE 4340. pero dado que el eje trabajará en un ambiente húmedo, se decide por utilizar el acero inoxidable AISI 316.

A.3.3. Rodamientos

Para el cálculo de los rodamientos que se usaran en la turbina se utilizara la siguiente ecuación que nos permite calcular la carga equivalente sobre el rodamiento:

$$P = x_r \cdot F_r + y \cdot F_a \quad (\text{A.57})$$

donde:

- x_r : Coeficiente radial.
- y : Coeficiente axial.
- F_r : Carga radial en [kN].
- F_a : Carga axial en [kN].

Debido a que las fuerzas axiales son prácticamente nulas (el álabe divide el chorro justo en la mitad), se tiene que $x_r=1$ e $y=0$. Entonces la fuerza principal a la que se ve sometido el eje es la fuerza de chorro de 0,942 [kN].

Por lo que de la ecuación A.57 se tiene:

$$P = 0,942[kN] \quad (\text{A.58})$$

Para la elección del rodamiento del catalogo de algún fabricante, se deberá calcular la duración del rodamiento en horas de uso, para así asegurar que el rodamiento dure lo máximo posible con el fin de evitar estar comprando rodamientos nuevos y desarmando el housing para cambiarlos. Se tiene que desde 100.000 [h] se acepta el rodamiento.

Se define la duración nominal del rodamiento expresada en horas como:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot N} \left(\frac{C}{P}\right)^a \quad (\text{A.59})$$

donde:

- N : Velocidad de rotación del eje, 750 [RPM]
- C : Carga nominal dinámica entregada por el fabricante [kN]
- P : Carga equivalente sobre el rodamiento, 0,942 [kN]
- a : Exponente de duración ($a=3$ para rodamientos de bolas)

Originalmente se habían seleccionado dos rodamientos de diámetro interior de 50 [mm] con soporte de tipo suelo, uno de marca SKF 'SYNT 50' y otro de marca Rollway 'RPS 50', los cuales cumplían con los requerimiento de de diámetro y vida. Con el fin de evitar la salida de agua que se producía entre el housing de la turbina y el eje, se decidió cambiar el tipo de rodamiento y soporte, a un rodamiento de acero inoxidable con soporte de pared, por lo cual se decidió elegir el rodamiento marca NTN 'UCF-2' de diámetro interior de 50 [mm] (fig. 3.5), con soporte de pared con 4 pernos, fabricado en Caucho Nitrilio (NBR) y una carga nominal dinámica de 4,35 [kN], por lo que a partir de la ecuación A.59, el rodamiento tendrá una vida nominal de:

$$L_h = 2188278[h] \quad (\text{A.60})$$

Dada la vida nominal, se determina que el rodamiento puede soportar sin mayores inconvenientes el rodete de la turbina.

A.4. Cálculo de apoyos del housing

Dado que se decidió instalar el housing de la turbina dentro del pozo del laboratorio, se deben definir los apoyos a utilizar y cómo estos serán instalados. Para ello se utilizarán dos vigas unidas al pozo mediante dos ángulos en cada extremo de cada una de las vigas. Las cargas establecidas se simularán en el software *Inventor*, tomando como consideración que el peso del housing se repartirá de forma equivalente en cada una de las vigas.

A.4.1. Cargas y Condiciones de Borde

Para la realización de los elementos finitos en el ensamblaje, se estableció el área de apoyo de la carcasa de la turbina en la viga, la cual se puede apreciar en la figura A.4 y posee un área de $0,01016 \text{ [m}^2\text{]}$.

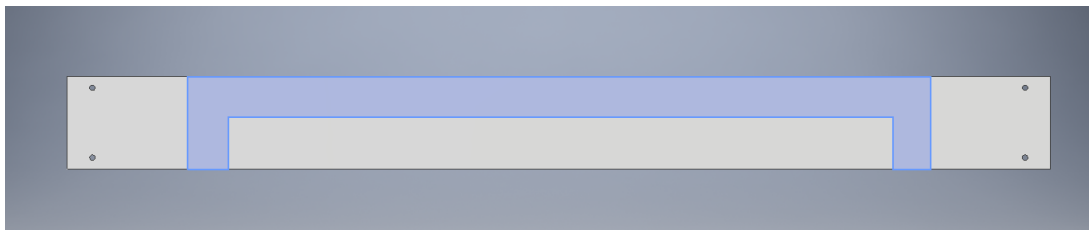


Figura A.4: Área de apoyo de la carcasa de la turbina en la viga.

Dado que se estimó el peso total de la carcasa de la turbina en 440 [kg] (con un factor de seguridad de aproximadamente 1,5) y que el sistema constara de dos vigas, tendremos un total de 220 [kg] en cada viga, y dado que tenemos un área de apoyo, se establecerá una fuerza por unidad de área (presión) con un valor de 289 [MPa] . Adicionalmente se considero gravedad en la realización de los cálculos, debido al alto peso de la viga.

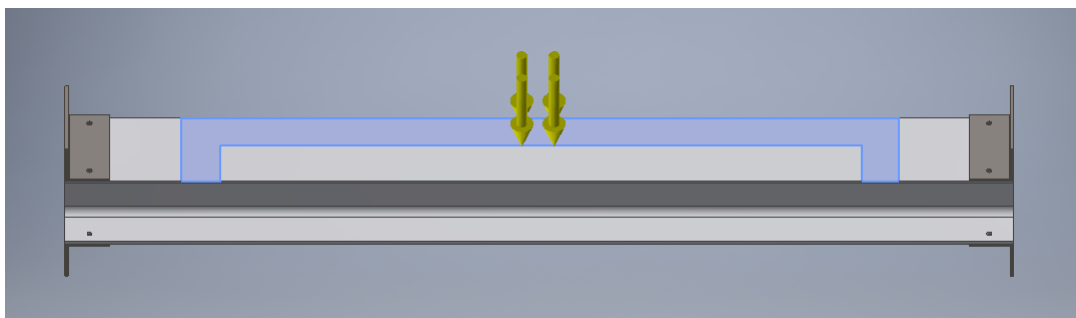


Figura A.5: Fuerza aplicada en la barra.

Para la unión entre los ángulos y la viga se utilizaron pernos pasantes de $3/8 \text{ [in]}$ con ajuste exacto (fig. A.6), y con un apriete de $45 \text{ [m} \cdot \text{kg]}$, lo cual corresponde a un perno de $3/8 \text{ [pulg.]}$ grado 8 sin lubricar.

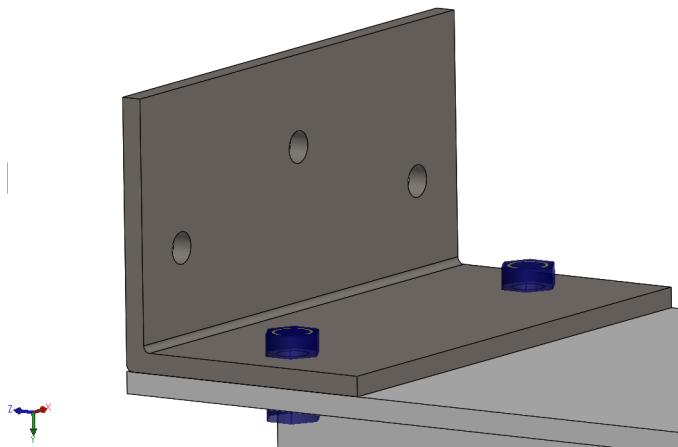


Figura A.6: Esquema de la unión entre los ángulos y la viga.

Para el anclaje entre los ángulos y la pared del pozo, se utilizarán 3 perforaciones de $3/8$ [in], las cuales se dejarán como condiciones de borde fijas (fig. A.7), en lo que respecta al cálculos de esfuerzos.

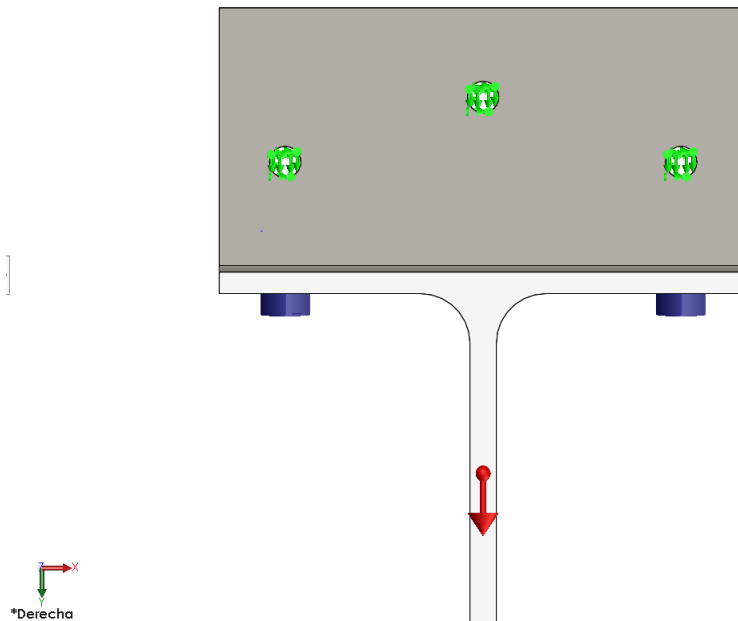


Figura A.7: Condiciones de borde en la unión de los ángulos con la pared del pozo.

Dado que no existen geometrías muy complicadas, se utilizó el mallado automático fino de *Inventor*, el cual se puede apreciar en la figura A.8.

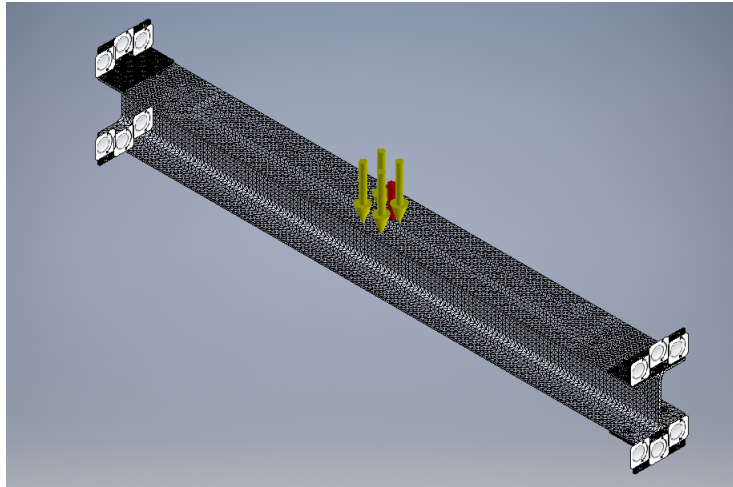


Figura A.8: Malla generada por Inventor.

A.4.2. Resultados del análisis de esfuerzos en los apoyos

Dado que existe tanto esfuerzos de corte y de tracción, se calcularon los esfuerzos de Von Mises en el ensamblaje, por lo que se pudo determinar el factor de seguridad en los ángulos y en la viga. Este factor de seguridad ya se encuentra con un factor de diseño $FD=1,5$, pero igualmente se espera obtener un factor de seguridad $FS > 1$.

Para el ángulo se obtiene un factor de seguridad $FS=1,01$ como mínimo, mientras que para la viga se obtiene un factor de seguridad $FS=3,74$, los cuales se pueden apreciar gráficamente en las figura A.9 y A.10 respectivamente.

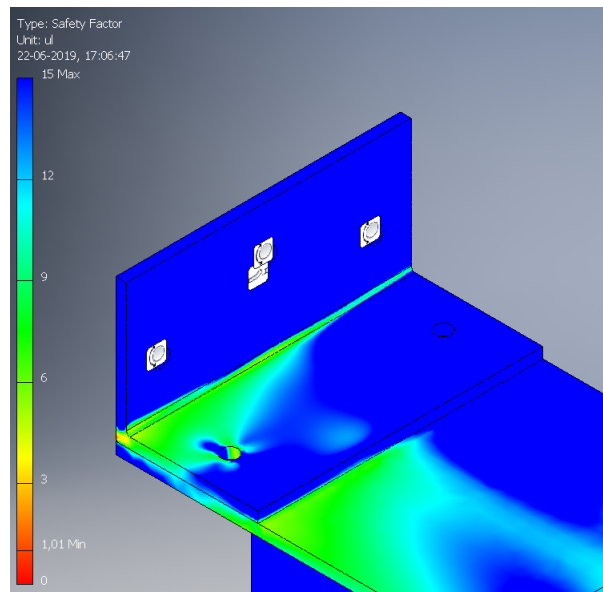


Figura A.9: Resultados correspondientes a el factor de seguridad en el ángulo en función de los esfuerzos de Von Mises.

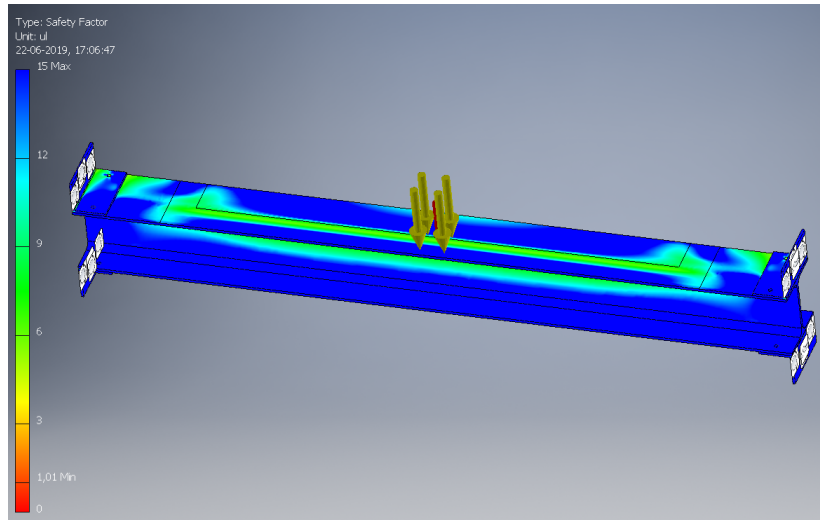


Figura A.10: Resultados correspondientes a el factor de seguridad en la viga en función de los esfuerzos de Von Mises.

A.5. Balance del 'Rodete Pelton'

Uno de los mayores problemas a la hora de operar turbinas Pelton es la fatiga en el material con que estos se fabrican debido a las vibraciones en el sistema [11]. Es por ello que es necesario realizar un balance dinámico del sistema en función de las distintas masas de los alabes de la turbina, dado que la fuerza centrífuga en la turbina incrementa cuadráticamente en función de la velocidad de rotación de la turbina (ω) y es proporcional al peso de cada alabe y su distancia desde el centro de rotación de la turbina.

$$F_{cent} = -mr\omega \quad (\text{A.61})$$

La condición de balance dinámico y la ecuación de inercia del modelo es complicada de estudiar computacionalmente [21] (es preferible realizar un estudio con la turbina en funcionamiento), en este trabajo de título se optó por balancear la turbina estáticamente, de tal forma que las distintas masas de los alabes estén repartidas lo mas uniforme posible, lo cual hace que el centro de masa se encuentre lo mas cercano al eje de rotación posible, lo cual disminuye las fuerzas centrífugas resultantes y por ende las vibraciones asociadas la rotación de la turbina.

$$r_{cm}^{\vec{}} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \vec{r}_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad (\text{A.62})$$

donde:

- n: Número de alabes de la turbina.

- \vec{r}_i : vector de posición del alabe i con respecto al centro de rotación en [m].
- m_i : Masa del álabe i en [kg].

Con lo dicho anteriormente, se procedió a pesar las 17 cucharas, obteniendo los resultados mostrados en la tabla A.7.

Tabla A.7: Masas de los álaves de la turbina.

Álabe	Masa [kg]
1	924
2	936
3	920
4	961
5	957
6	933
7	908
8	953
9	919
10	940
11	932
12	953
13	981
14	914
15	911
16	910
17	947

Con la masa de los álaves ya definidas y a partir de la fórmula A.62 se estudiaron 257 distintas posiciones que los alaves pueden ocupar dentro del rodete, tomando como primer valor la cuchara ubicada en la vertical superior (0°) y posicionando las siguientes $21,176^\circ$ después del álabe ya posicionado.

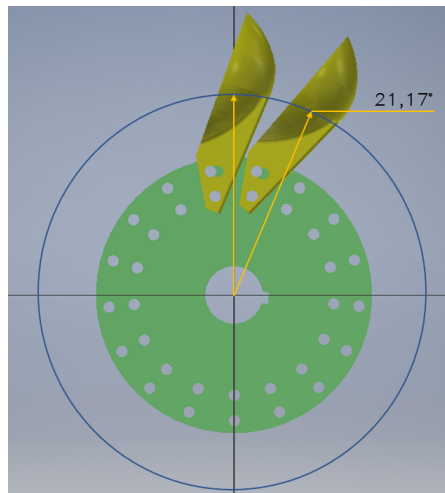


Figura A.11: Posición de las cucharas.

Apéndice B

Costos del proyecto, mejoras, consideraciones y fichas técnicas

La información se muestra en página siguiente.
Página intencionalmente dejada en blanco.

B.1. Costos generales del proyecto

A continuación se presenta un listado de los costos asociados a la implementación de la micro-central hidráulica.

Tabla B.1: Costos asociados al proyecto (no se incluyen costos de elementos que fueron adquiridos en la versión 1 del proyecto).

Categoría	Descripción	Precio CLP
Housing	Soporte	\$ 318.841
	Rodamientos	\$ 75.631
Rodete	Acoples	\$ 155.052
	Rodete y eje	\$ 182.501
Circuito hidráulico	Válvulas	\$ 598.827
	Cañerías	\$ 120.940
	Fittings	\$ 60.470
Instrumentos	Pitot	\$ 2.446.011
	Flujómetro	\$ 1.553.907
	Analizador de potencia	\$ 422.500
	Torquimetro	\$ 1.260.505
Equipos	Variador de Frecuencia	\$ 386.290
	Computador	\$ 1.152.479
	Monitor	\$ 267.992
	Tarjeta de Adquisición	\$ 1.305.612
Sub Total		\$ 10.307.558
IVA	19 %	\$ 1.958.436
Total		\$ 12.265.994

B.2. Diagramas de explotación de turbinas hidráulicas

Dado el tipo de turbina con que estamos trabajando en este trabajo de título, se presentan dos tipos de diagramas de explotación que son interesantes de estudiar y tener en consideración con respecto a la operación de la turbina, y que se relacionan directamente con la isoapertura del inyector de la turbina. Los diagramas propios de la turbina Pelton a utilizar se definen a continuación:

1. Diagrama de altura neta – potencia: para un valor fijo de n y x , entrega las curvas de isorendimiento $\eta = \eta(P, H_n)$, tal como se muestra en la figura B.1. En este diagrama es posible graficar en función de la potencia mecánica de la turbina o bien de la potencia eléctrica entregada por el generador.
2. Diagrama altura neta – caudal: para un valor fijo de n y x , entrega las curvas de isorendimiento $\eta = \eta(Q, H_n)$ e isopotencia $P = P(Q, H_n)$, tal como se muestra en la figura B.2.

Tanto para la figura B.1 y la figura B.2, las líneas en color *azul* corresponden a las curvas de isoapertura del inyector a una apertura x dada, las líneas en color *negro* corresponden a las curvas de isorendimiento y las curvas en *rojo* corresponden a las curvas de isopotencia de la turbina.

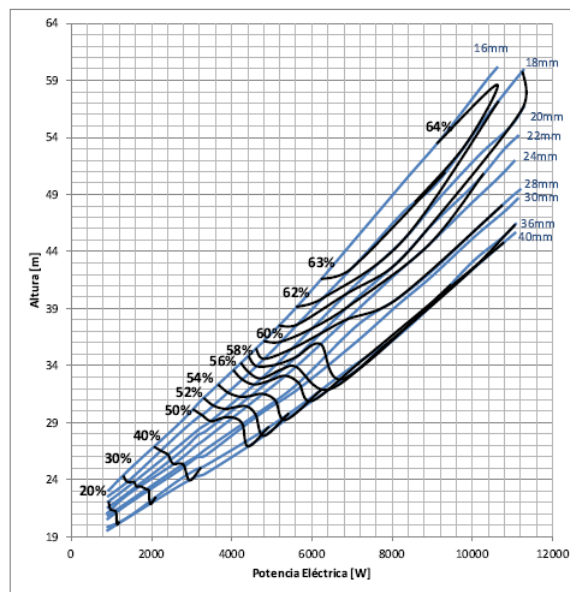


Figura B.1: Gráfico Altura vs. Potencia Eléctrica, con curvas de Isoapertura [6].

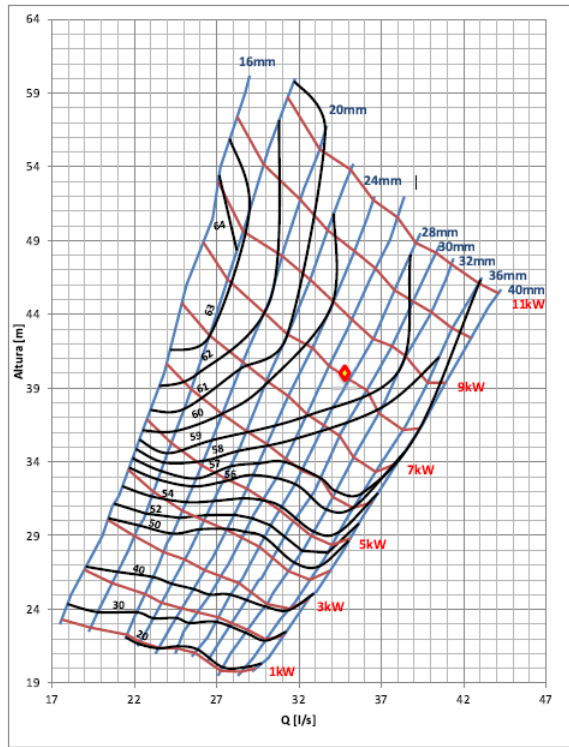

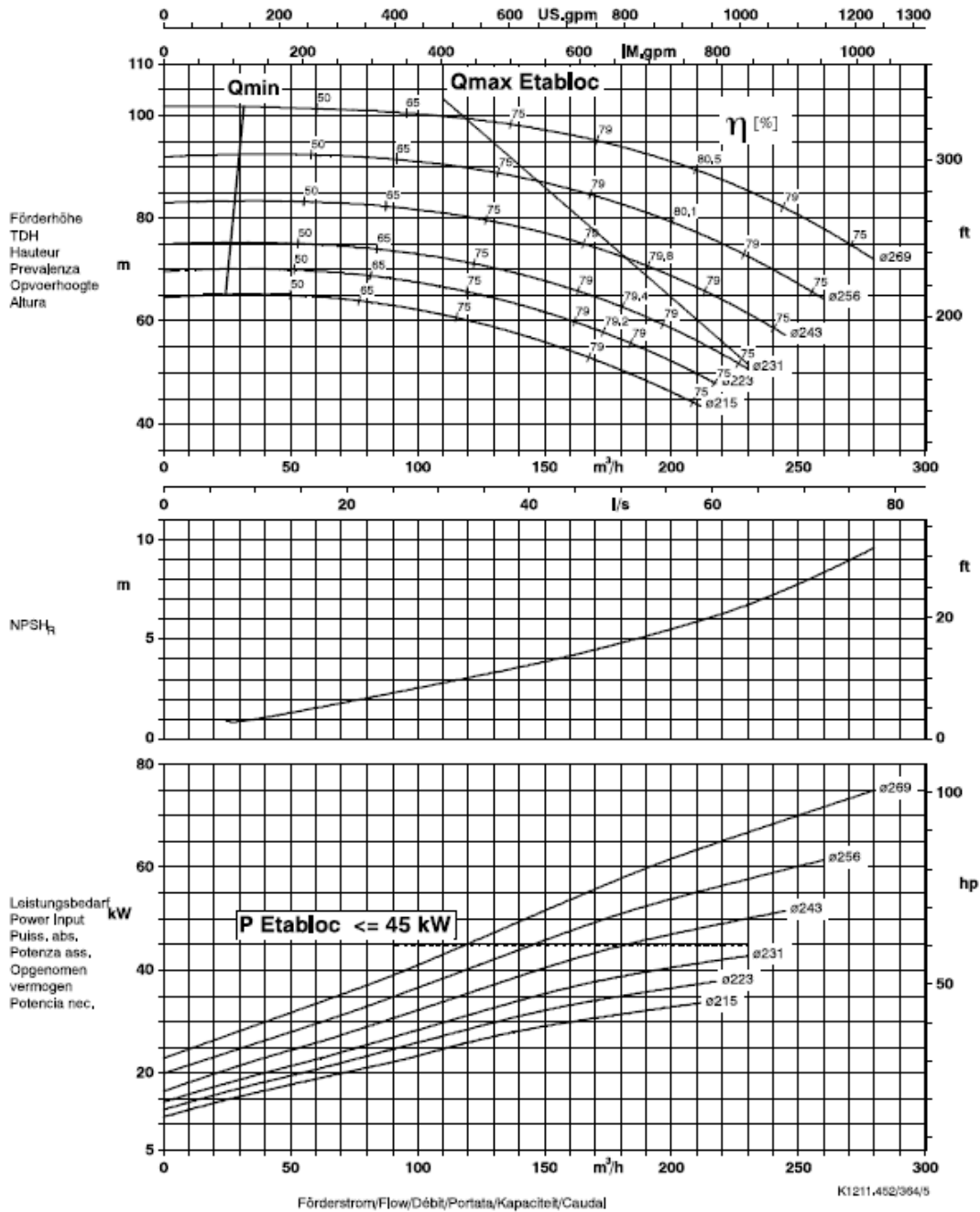


Figura B.2: Gráfico Altura vs. Caudal, con curvas de Isoapertura, Isorendimiento e Isopotencia [6].

B.3. Características de la bomba

Baureihe-Größe Type-Size Modèle Etanorm 80-250 Etabloc	Typo Serie Tipo	Nennrehzahl Nom. speed Vitesse nom. 2900 1/min	Velocità di rotazione nom. Nominaal toerental Revoluciones nom.	Laufrad-ø Impeller Dia. Diamètre de roue	ø Girante ø Waaler ø Rodete	 KSB
Projekt Project Projet	Progetto Projekt Proyecto	Angebots-Nr. Project No. No. de l'offre	Offerten-Nr. Offertenr. Oferta-No.	Pos.-Nr. Item No. No. de pos.	Pos.-Nr. Positiens. Pos.-Nr.	



Laufradaustrittsbreite/Impeller outlet width/Largeur à la sortie de la roue 19,0 mm
 Luco della girante/Waaler uitredobreedte/Anchura de sa jo rodete 19,0 mm

B.4. Consideraciones de instalación del medidor de caudal

B.4.1. Entrada y salida

Utilizar recta de entrada y las secciones de salida de tubería, para evitar la distorsión de flujo o de remolino, causado por las curvas y T-secciones.

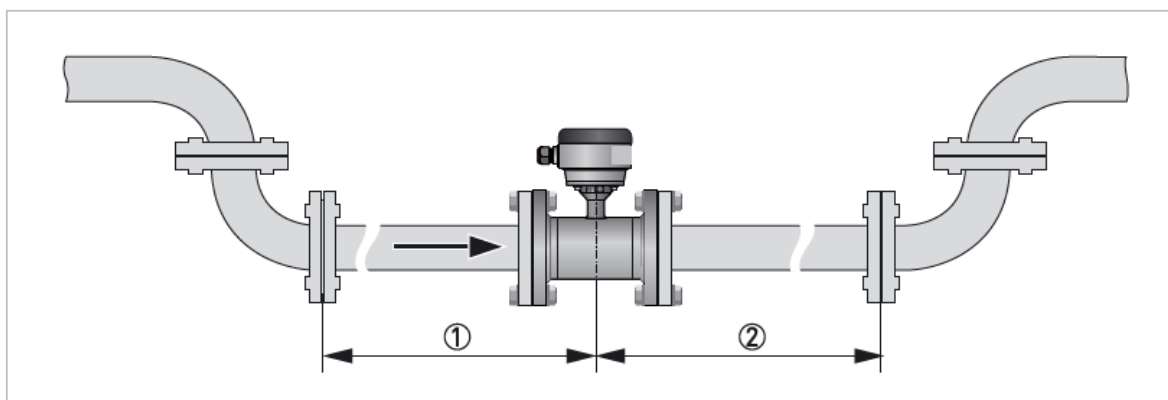


Figura B.3: Secciones de entrada y salidas recomendadas. ① Ver en siguiente subsección. ② ≥ 2 DN.

B.4.2. Codos en 2 ó 3 dimensiones

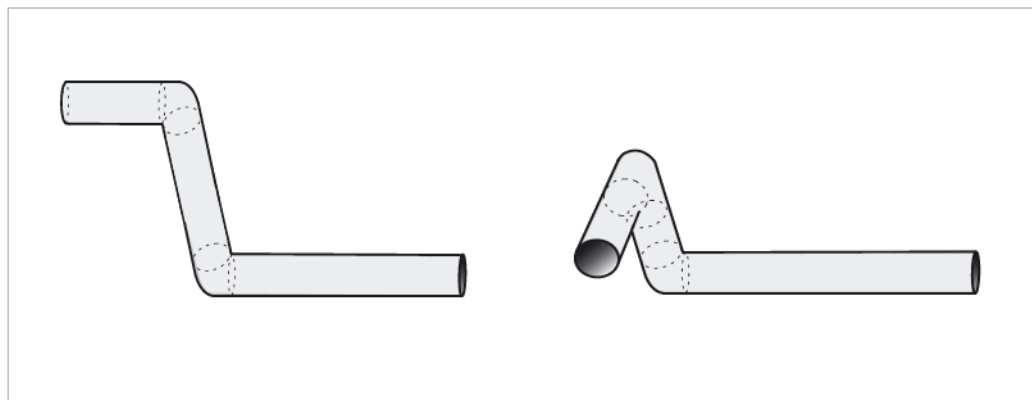


Figura B.4: Codos en 2 y 3 dimensiones, delante del flujómetro. ① Codos en 2 dimensiones ≥ 5 DN, codos en 3 dimensiones ≥ 10 DN.

B.4.3. Sección en T

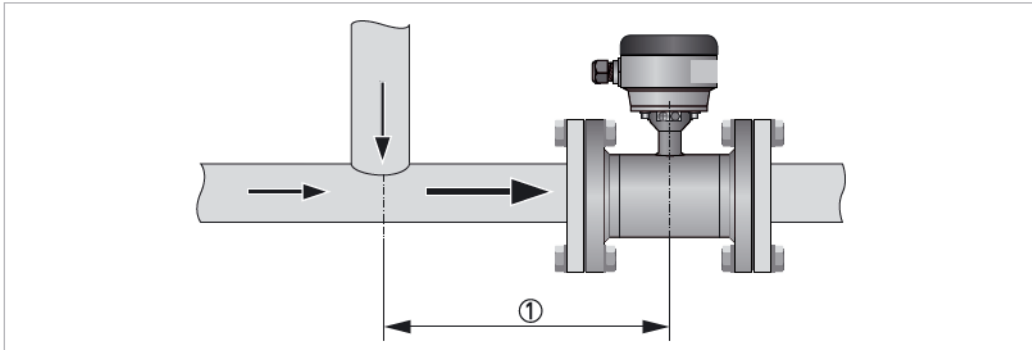


Figura B.5: Distancia detrás de una sección en T. ① ≥ 10 DN.

B.4.4. Codos

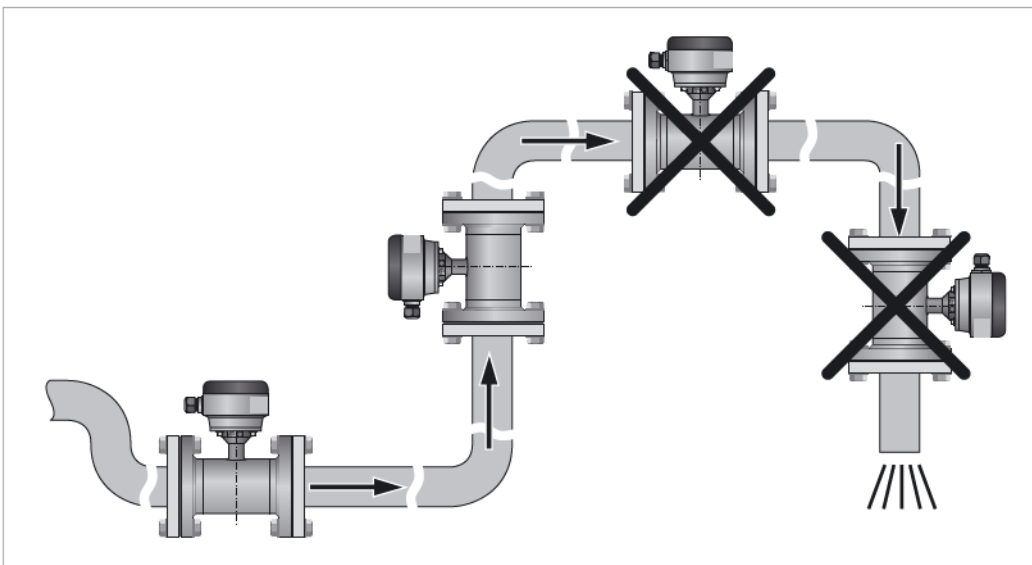


Figura B.6: Instalación en tubos con codos.

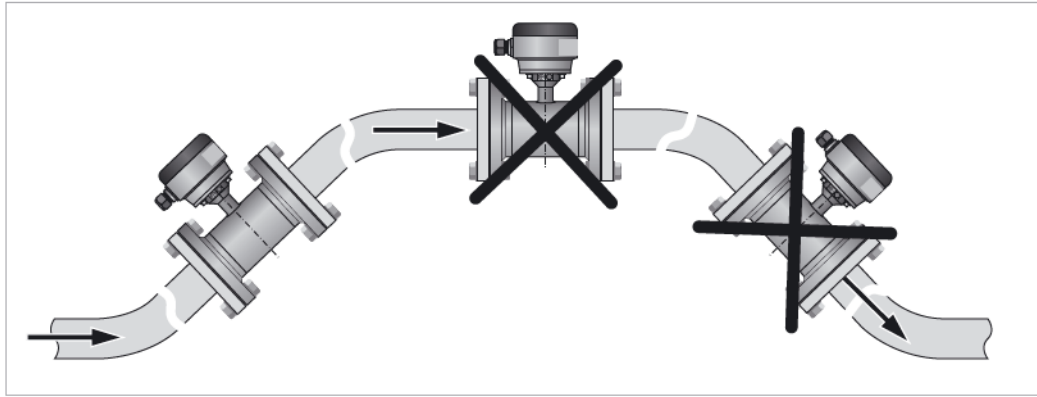


Figura B.7: Instalación en tubos con codos.

Evite el drenaje o llenado parcial del sensor de caudal.

B.4.5. Alimentación o descarga abierta

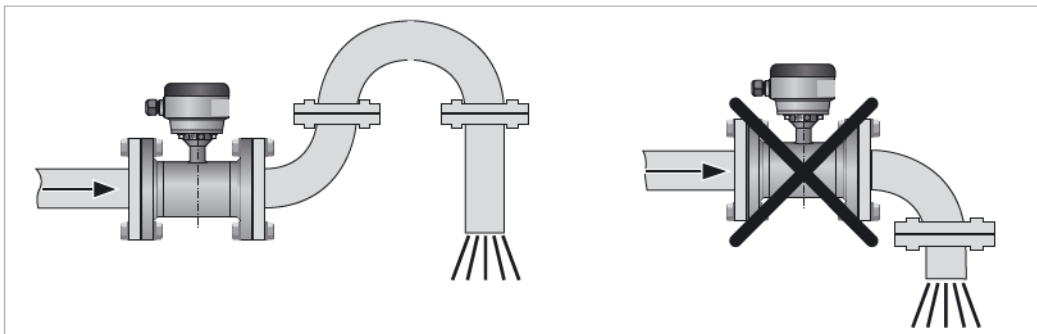


Figura B.8: Instalación en frente de una descarga abierta.

B.4.6. Desviación de las bridas

Desviación máxima permitida de caras de bridas de tubería:

$$L_{max} - L_{min} \leq 0,5 \text{ [mm]} \quad (\text{B.1})$$

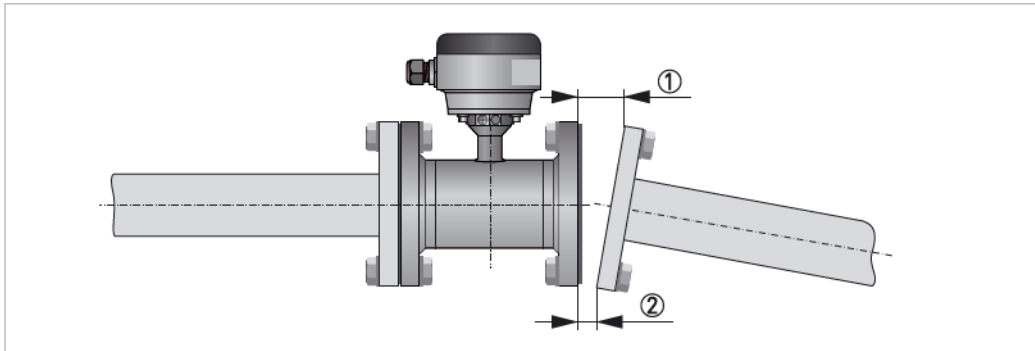


Figura B.9: Desviación de las bridas. ① L_{max} . ② L_{min} .

B.4.7. Bomba

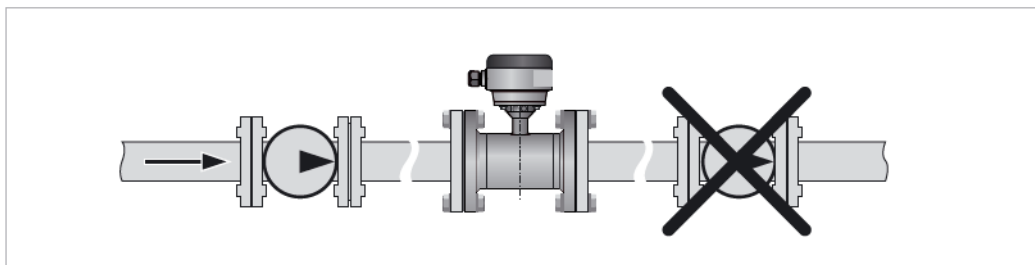


Figura B.10: Instalación detrás de la bomba.

B.4.8. Válvula de control

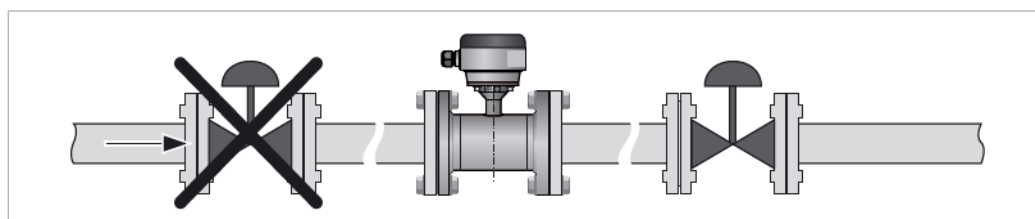


Figura B.11: Instalación en frente de una válvula de control.

B.4.9. Purga del aire y fuerzas de vacío

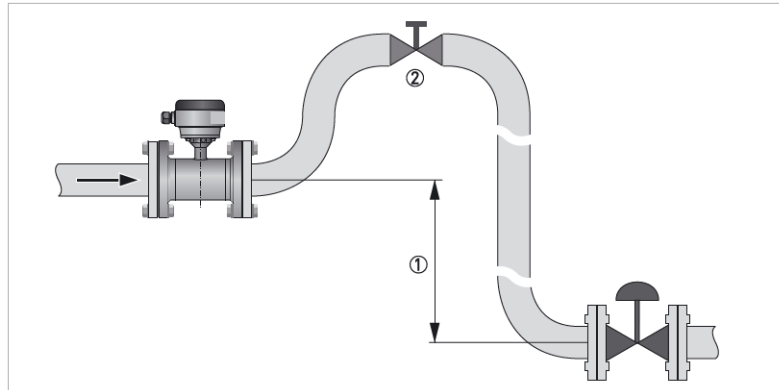


Figura B.12: Purga del aire. ① ≥ 5 [m]. ② Punto de ventilación del aire.

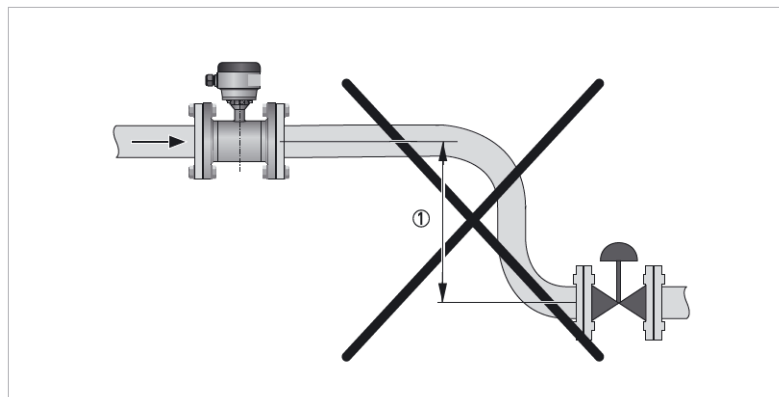


Figura B.13: Vacío. ① ≥ 5 [m].

B.4.10. Posición de montaje

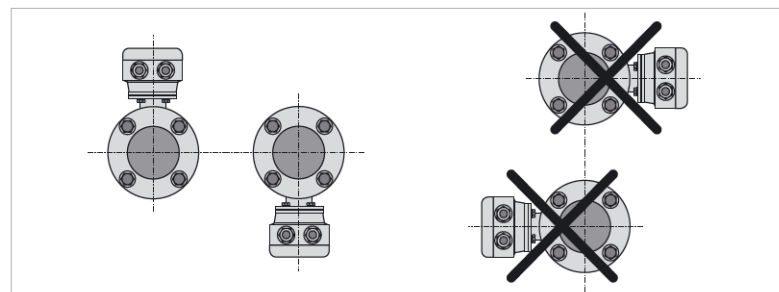
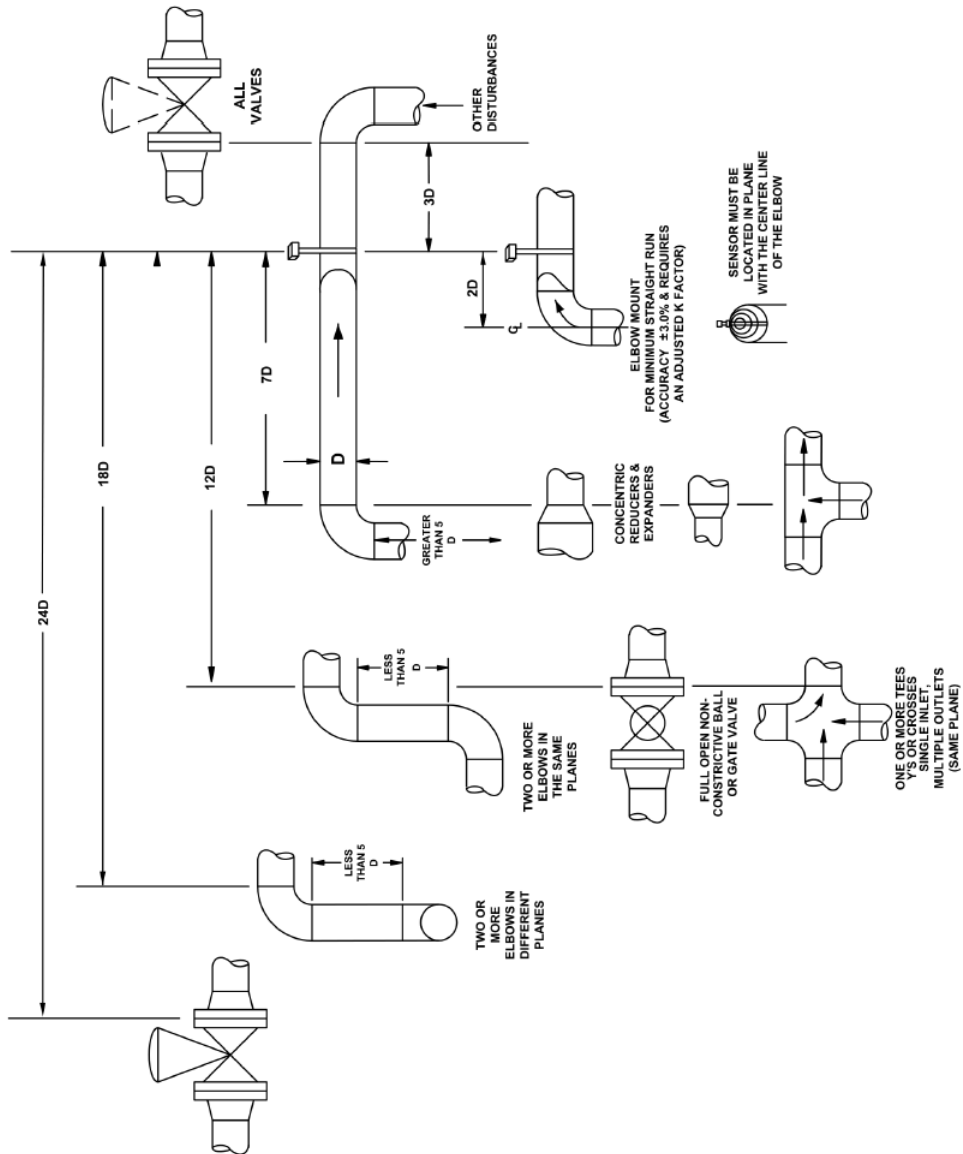


Figura B.14: Posición de montaje.

B.5. Consideraciones de instalación del medidor de presión



B.6. Características del generador

Tabla B.2: Datos técnicos del generador.

Rated Power	kW	10
Rated Speed	RPM	750
Rated Torque	Nm	127,33
Rated Voltage	V	AC380
Rated Current	A	15,2
Insulation Class	F	
Efficiency	%	> 88
PMG Collocation	Y Conection, Thre Phase, Three Wires, Alternator	
Service Life	More Than 20 years	
Working Environment	° C	-25 to 40
Speed Range	RPM	0 to 900

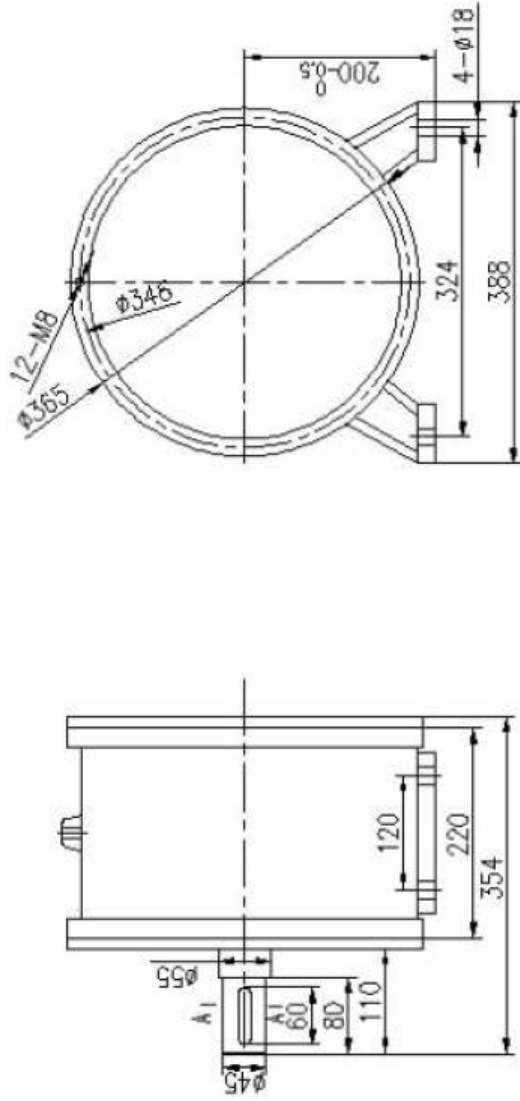
Tabla B.3: Datos mecánicos del generador.

Mounting Means	Horizontal	
Wight	kg	130
Start Torque	Nm	< 2, 2

Tabla B.4: Datos materialidades del generador.

Shaft Material	40Cr Steel with quenching and tempering Treatment	
Bearing	C & U or for your order	
Shell Material	Casting	
Winding Temperature Class	° C	150
Permanent Magnet Material	Rare Earth NdFeB	
Permanent Magnet Material Temperature Class	° C	150
Core	High Grade Cold Rolling Silicon Sheet 50WW470	
Protection Grade	IP54	

10KW-750R 零件图



专用零件
省图
米量
旧版图号
签字
日期

图号		图名		比例		数量		材料	
10KW-750R	零件图	1:1	1	16	16				
图例		1:1		16		16		16	
1:1		1:1		1:1		1:1		1:1	

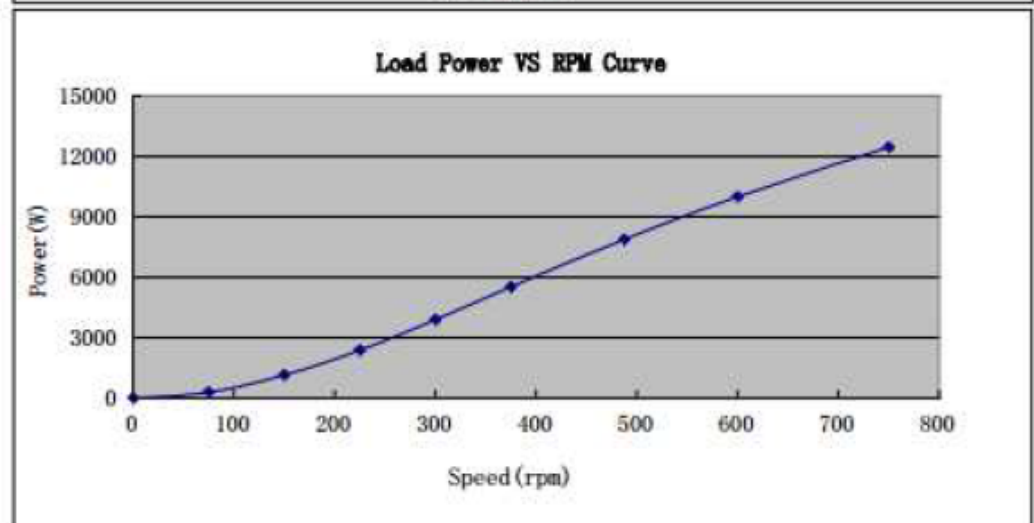
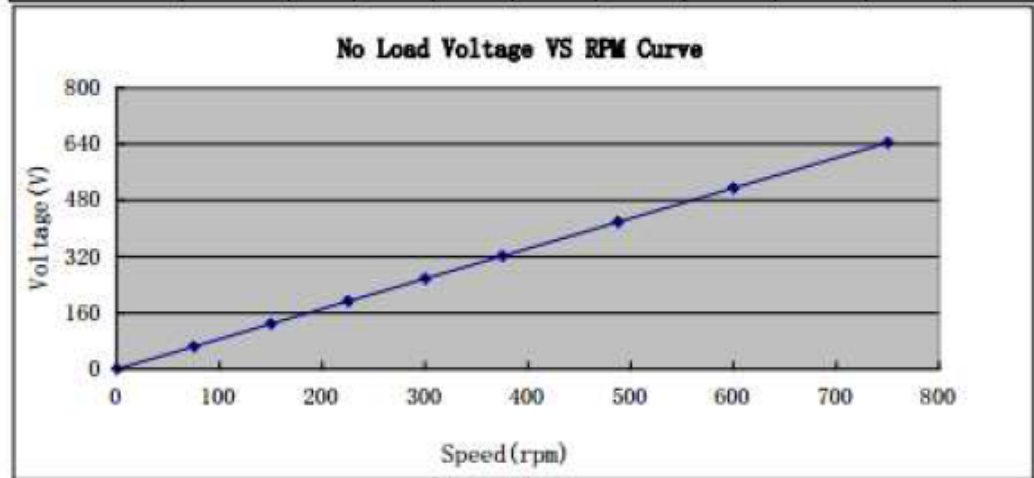
包天德电机制造有限公司

10KW-750R 零件图



Test Report of 10KW PMG

Item	Guid Line of Design										
Rotation Speed (rpm)	750	0	75	150	225	300	375	487.5	600	750	
No-Load Test											
No-Load AC Voltage(V)	\geq AC380	0	64.1	128.5	193	257.3	321.5	418.2	514.7	643.5	
Load Test											
AC Voltage(V)	AC380	0	57.5	113.8	167	214.1	255.8	305.1	344.3	380.7	
AC Current(A)	15.19	0	3.04	5.80	8.22	10.50	12.46	14.90	16.76	18.90	
Power (W)	10000	0	303	1143	2378	3894	5520	7874	9994	12462	



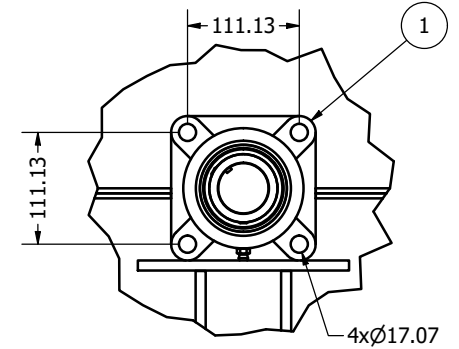
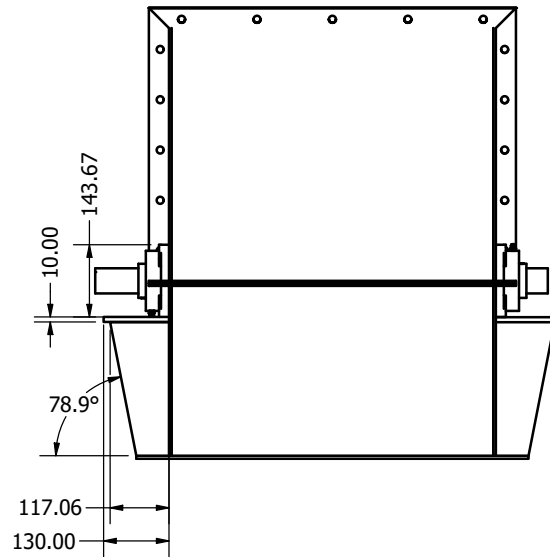
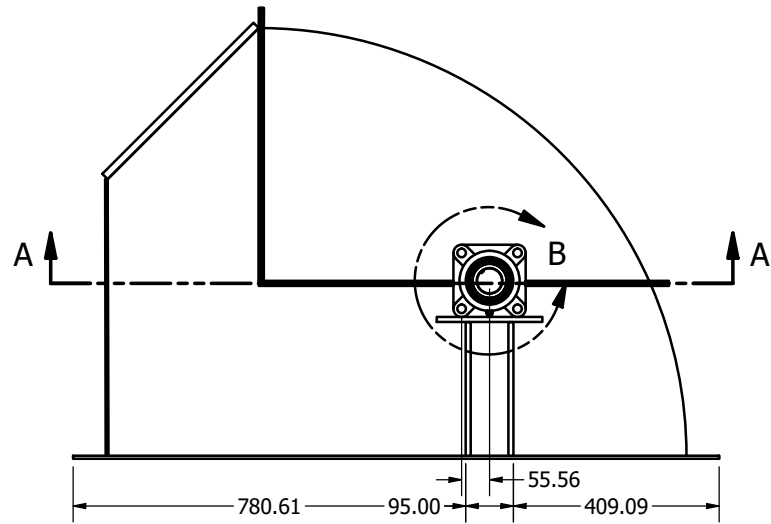
Apéndice C

Planos

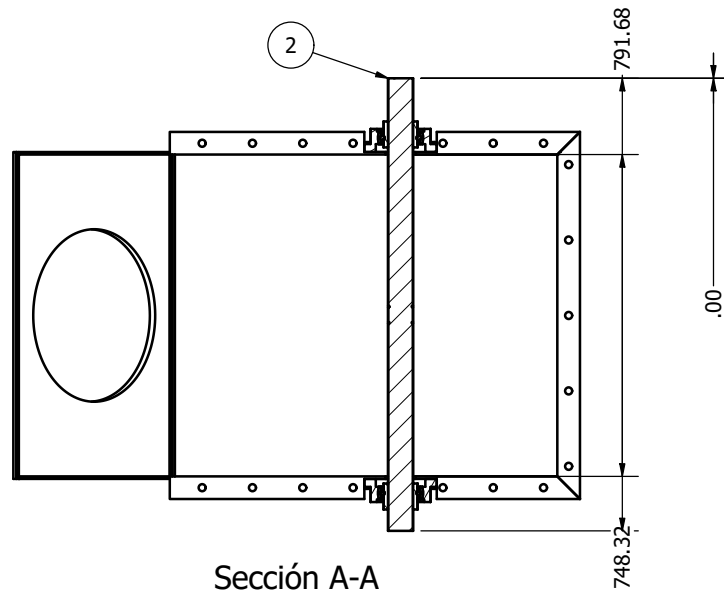
La información se muestra en página siguiente.
Página intencionalmente dejada en blanco.

C.1. Modificaciones del housing

La información se muestra en página siguiente.
Página intencionalmente dejada en blanco.



Detalle B
Escala 1 / 5



Sección A-A
Escala 1 / 10

Componentes			
Núm.	Nombre	Un.	Descripción
1	Rodamientos	1	Rodamiento NTN 'UCF-2' con soporte de pared de 4 pernos en NBR
2	Eje	1	AISI 304

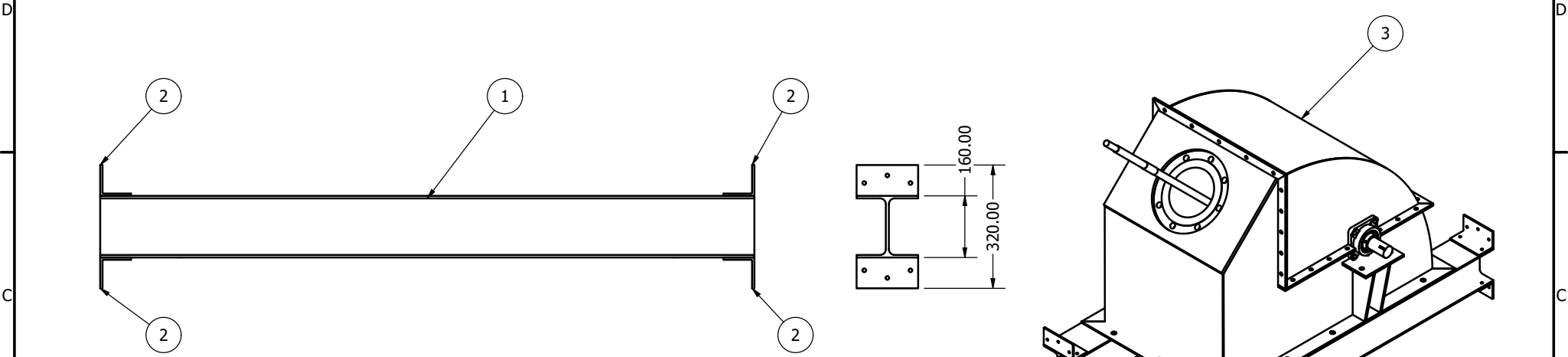
Dibujo Ítalo Campodónico A.	22-06-2019	Universidad de Chile
Aprobado Ítalo Campodónico A.	22-06-2019	
Título		Ajustes Housing
Tamaño A3	DWG NO C1	REV
Escala 1 / 10	SHEET 1 OF 1	



C.2. Planos de soporte de turbina

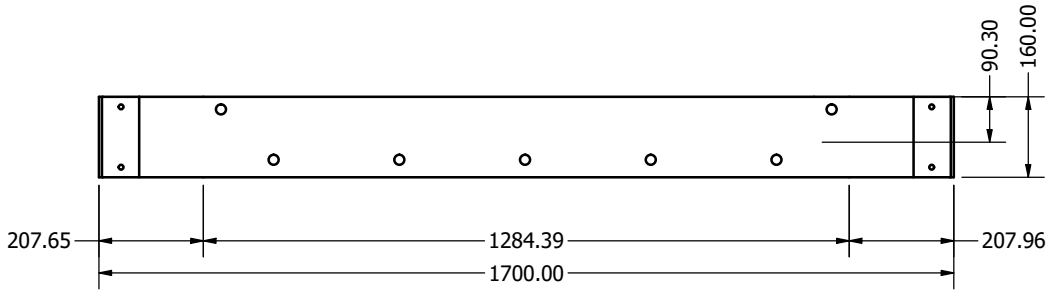
La información se muestra en página siguiente.
Página intencionalmente dejada en blanco.

6 5 4 3 2 1



Soporte Turbina
Escala 1 / 10

Conjunto Soporte Turbina
Escala 1 / 15



Componentes			
Núm.	Nombre	Un.	Descripción
1	Ángulo soporte	1	80x80x6 [mm] en ASTM A36
2	Viga	1	HBE 160 en ASTM A572 grado 5
3	Conjunto turbina	1	

Dibujo
Ítalo Campodónico A. 22-06-2019
Aprobado
Ítalo Campodónico A. 22-06-2019

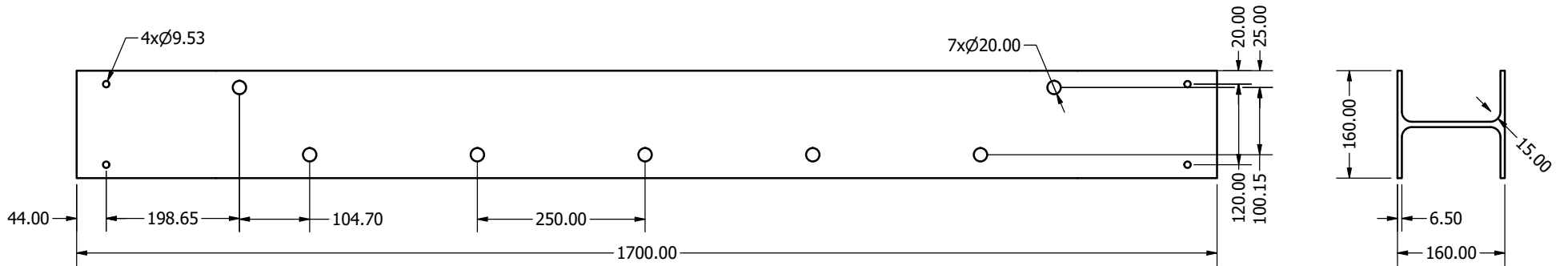
Universidad de Chile
Título

Soporte Turbina

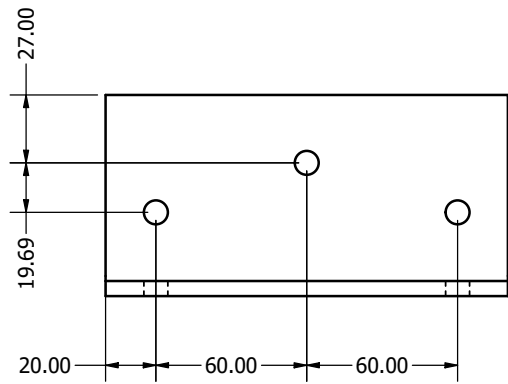


Tamaño A3	DWG NO C2	REV
Escala 1 / 15	SHEET 1 OF 2	

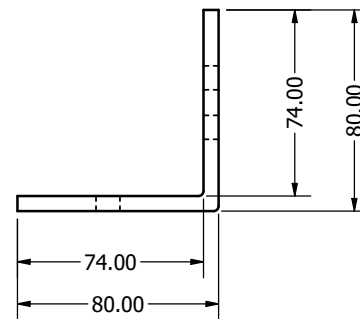
6 5 4 3 2 1



Elemento 1
Escala 1 / 6



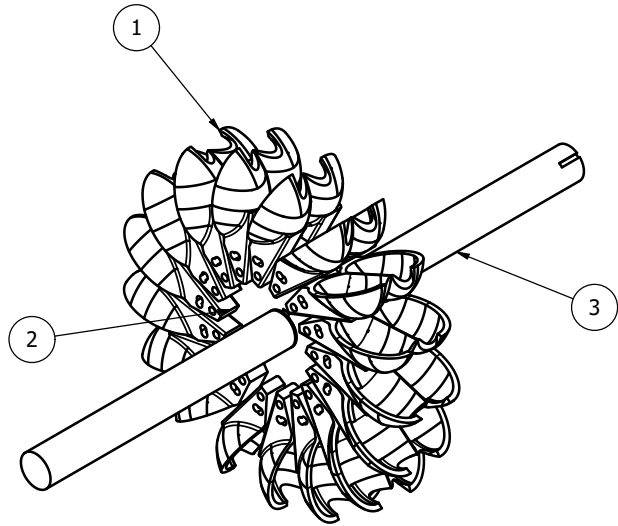
Elemento 2
Escala 1 / 2



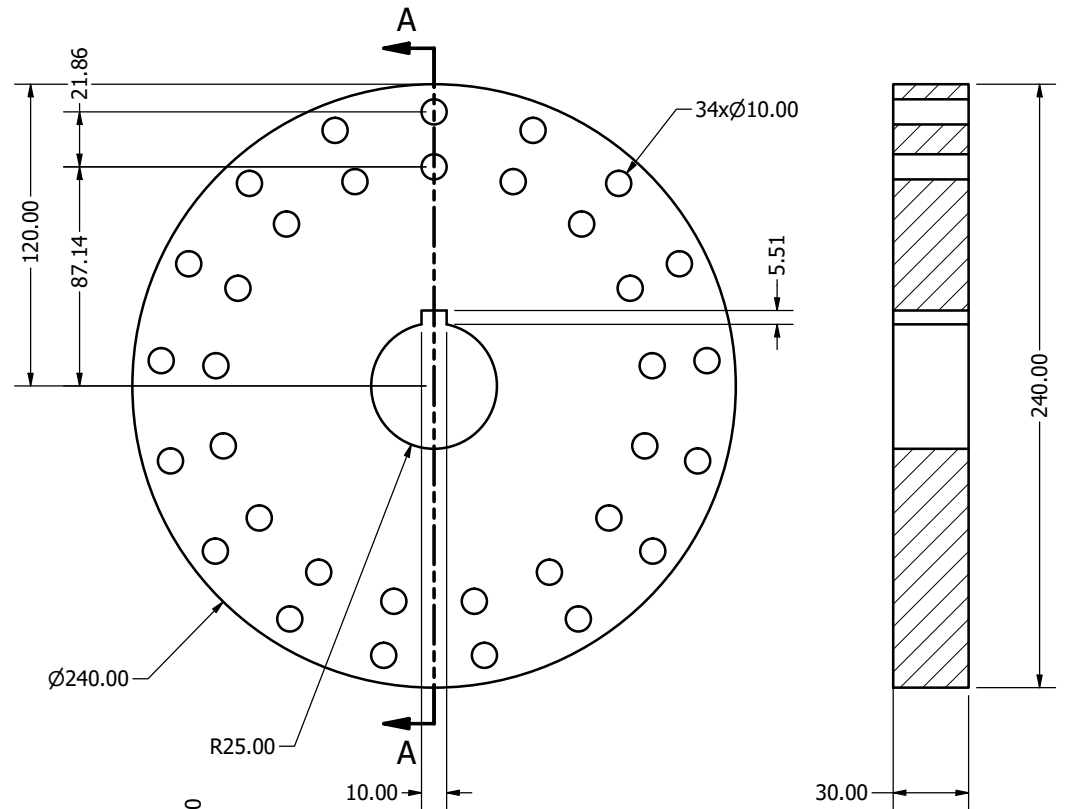
Dibujo Ítalo Campodónico A.	22-06-2019	Universidad de Chile	
Aprobado Ítalo Campodónico A.	22-06-2019	Título	
		Soporte Turbina	
		Tamaño A3	DWG NO C2
Escala 1 / 6		SHEET 2 OF 2	

C.3. Planos Rodete

La información se muestra en página siguiente.
Página intencionalmente dejada en blanco.

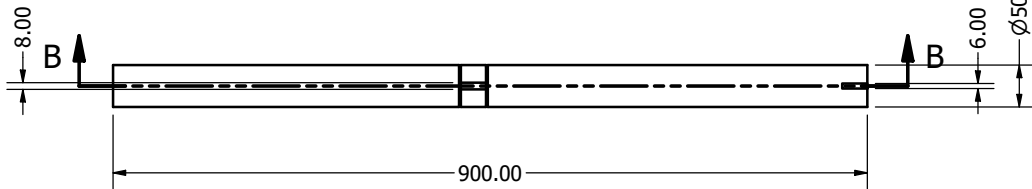


Conjunto Rodete
Escala 1 / 6

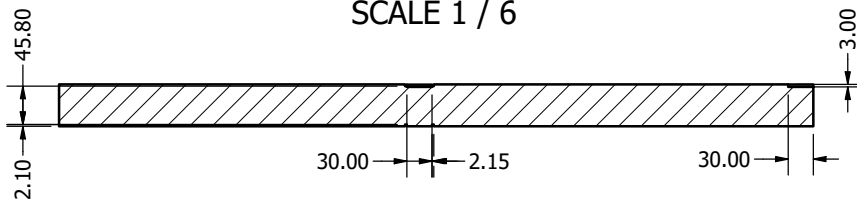


Rodete
Escala 1 / 2

Sección A-A
Escala 1 / 2



Eje
SCALE 1 / 6



Sección B-B
Escala 1 / 6

Componentes			
Núm.	Nombre	Un.	Descripción
1	Alabes	17	Duraluminio de fundición
2	Rodete	1	AISI 304
3	Eje	1	AISI 304

Dibujo
Ítalo Campodónico A. 22-06-2019
Aprobado
Ítalo Campodónico A. 22-06-2019

Universidad de Chile

Título

Conjunto Rodete



Tamaño

A3

DWG NO

C3

REV

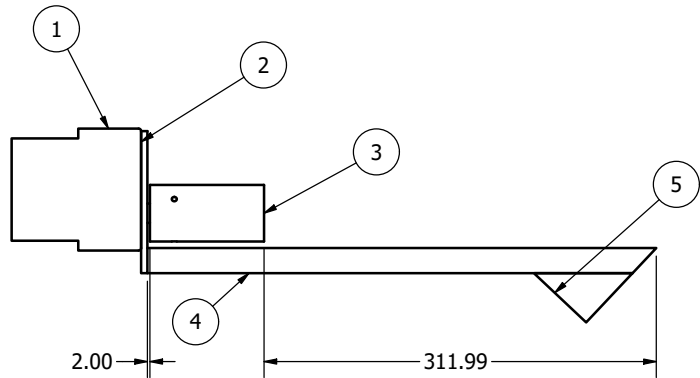
Escala

1 / 2

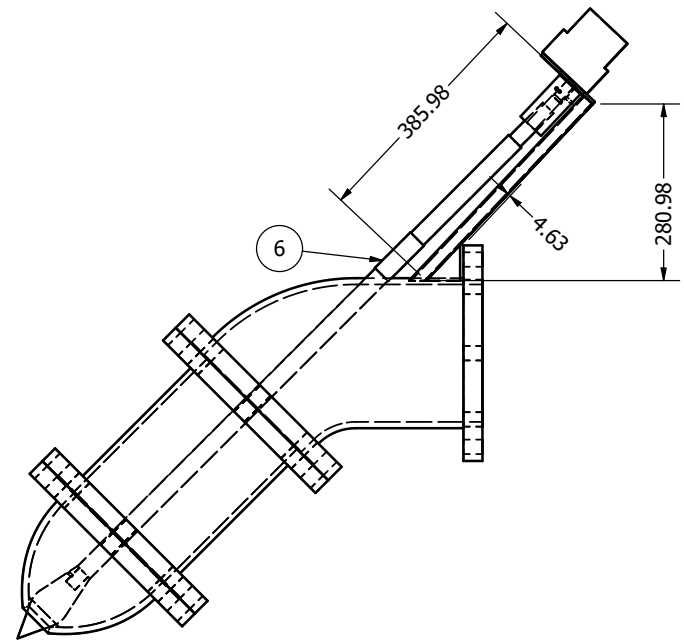
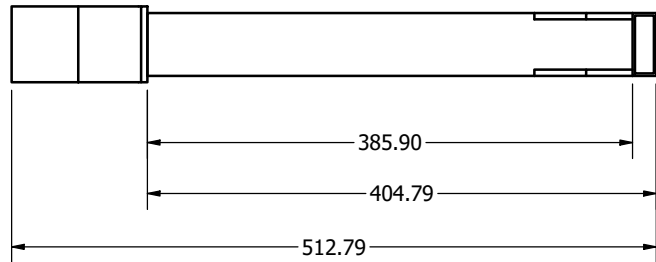
SHEET 1 OF 1

C.4. Soporte del Inyector

La información se muestra en página siguiente.
Página intencionalmente dejada en blanco.



Soporte
Escala 1 / 4



Conjunto Inyector
Escala 1 / 8

Componentes			
Núm.	Nombre	Un.	Descripción
1	Servomotor	1	
2	Placa soporte	1	Placa de 5 [mm]
3	Acople servo	1	Acople diseñado por Camilo Zamora
4	Barra	1	Perfil rectangular 60x20 [mm] y 2 [mm] de espesor
5	Ángulo	2	Ángulos de 5 [mm] para soporte y tensión de la barra
6	Eje inyector	1	Inyector diseñado por Juan Carlos Arís

Dibujo
Ítalo Campodónico A. 22-06-2019
Aprobado
Ítalo Campodónico A. 22-06-2019

Universidad de Chile

Título

Soporte Servomotor



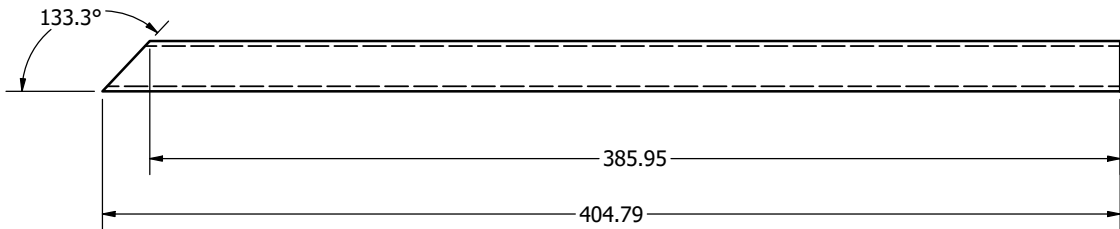
Tamaño
A3

DWG NO
C4

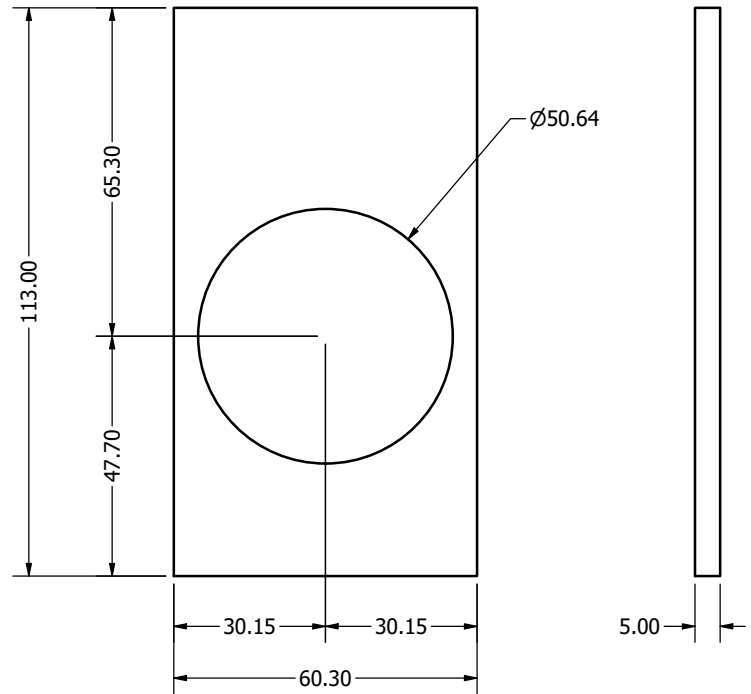
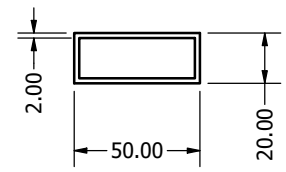
REV

Escala 1 / 8

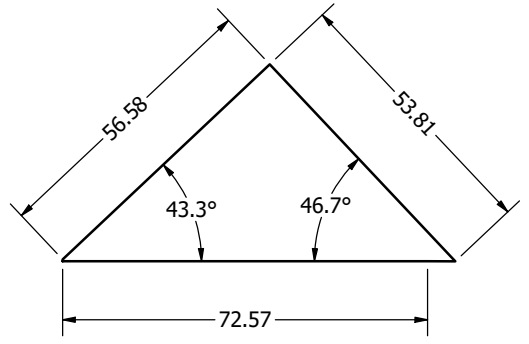
SHEET 1 OF 2



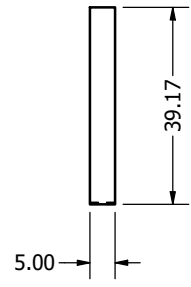
Elemento 4
Escala 1 / 2



Elemento 2
Escala 1 : 1



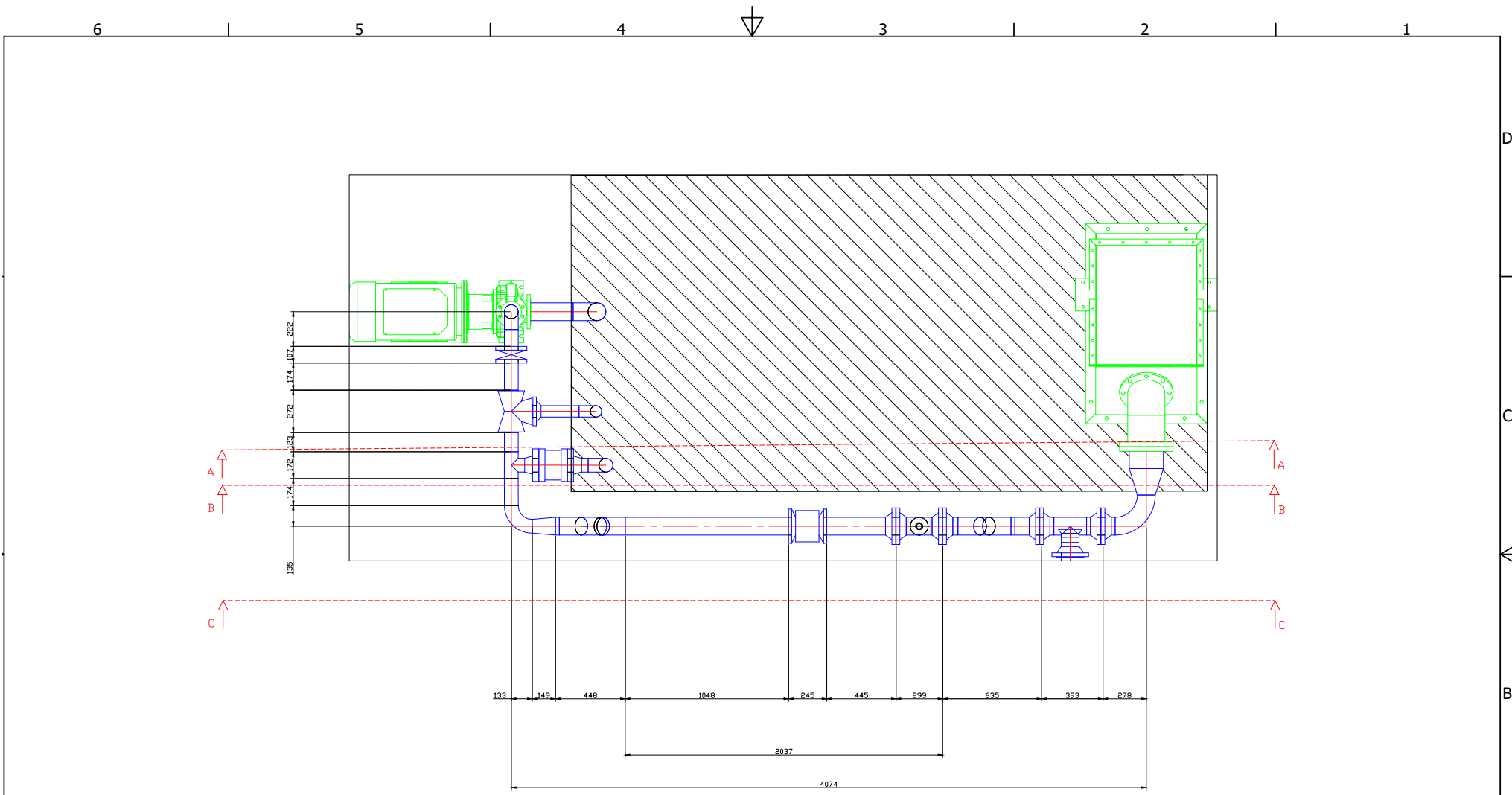
Elemento 5
Escala 1 : 1



Dibujo Ítalo Campodónico A. 22-06-2019		Universidad de Chile	
Aprobado Ítalo Campodónico A. 22-06-2019		Título	
		Soporte Servomotor	
		Tamaño A3	DWG NO C4
Escala 1 / 2		SHEET 2 OF 2	

C.5. Plano de la micro-central

La información se muestra en página siguiente.
Página intencionalmente dejada en blanco.



Dibujo
Ítalo Campodónico A. 22-06-2019
Aprobado
Ítalo Campodónico A. 22-06-2019

Universidad de Chile

Título

Plano de Planta

DIMEC
INGENIERÍA MECÁNICA
UNIVERSIDAD DE CHILE

Tamaño

A3

DWG NO

C5

REV

Escala

SHEET 1 OF 2

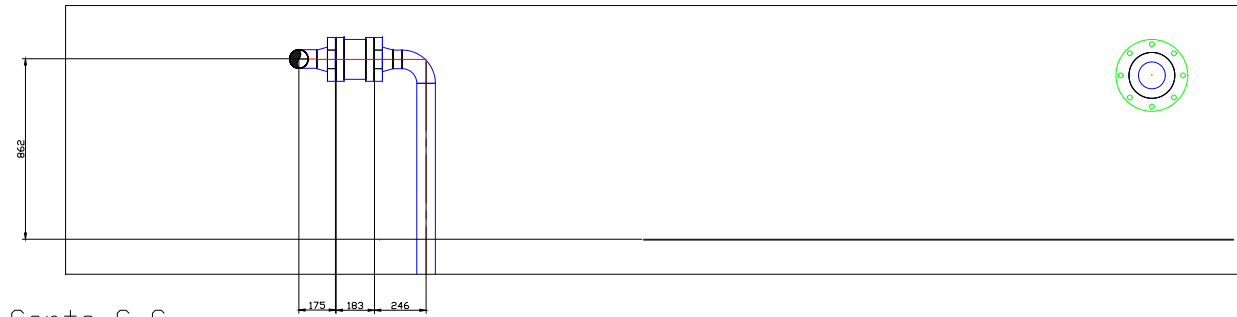
6 5 4 3 2 1

6 | 5 | 4 | 3 | 2 | 1

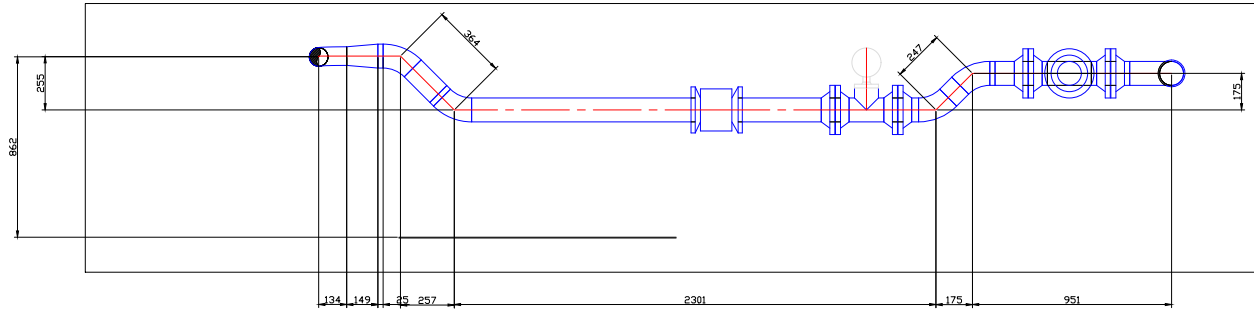
Corte A-A



Corte B-B



Corte C-C



D
C
B
A

Dibujo Ítalo Campodónico A. 22-06-2019		Universidad de Chile		
Aprobado Ítalo Campodónico A. 22-06-2019		Título		
		Plano de Planta		
		Tamaño A3	DWG NO C5	REV
		Escala	SHEET 2 OF 2	

6 | 5 | 4 | 3 | 2 | 1