

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

Diseño de un sistema de micro central hidroeléctrica de almacenamiento  
por bombeo para fines didácticos

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo la obtención del Título de:

**Ingeniero Mecánico**

Presentado por:

Christian Octavio Montiel Chevez

Carlos Andrés Álvarez Vivar

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2022

## DEDICATORIA

El trabajo se lo dedico a Dios, en Él pongo mis fuerzas y mi futuro; a mis padres, hermanos y abuelitos.

Carlos Álvarez Vivar

El presente proyecto se lo dedico a Dios, en quien pongo toda mi fe y esperanzas de mi carrera profesional y personal. A mis padres, hermanos y amigos que han estado apoyándome. Finalmente, se lo dedico a mi amigo que está en el cielo quien me inspiró a seguir luchando por la vida.

Christian Montiel Chevez

## **AGRADECIMIENTOS**

Le doy gracias a Dios, Él es la fuente de vida, y de amor. Le doy gracias a mis padres y hermanos ellos han sido el pilar fundamental de este hermoso viaje. A mis abuelitos, quienes me han apoyado durante toda mi etapa estudiantil. A mis amigos y a todos los profesores por su disposición y enseñanza cada día.

Carlos Álvarez Vivar

Agradezco a Dios por darme la oportunidad de vivir muchas experiencias para aprender y ser una mejor persona. A mis padres, hermanos y amigos que han estado en esta etapa universitaria. Finalmente, a todas las personas que contribuyeron en la realización de esta tesis.

Christian Montiel Chevez

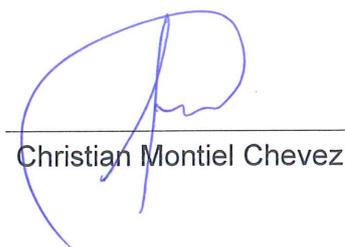
## DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, me(nos) corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; (*nombre de los participantes*) y doy(damos) mi(nuestro) consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"



---

Carlos Álvarez Vivar



---

Christian Montiel Chevez

# EVALUADORES



Firmado electrónicamente por:  
**GONZALO  
RODOLFO ZABALA  
ORTIZ**

---

**Andrea Boero, M.Sc.**

PROFESOR DE LA MATERIA

---

**Gonzalo Zabala, M.Sc.**

PROFESOR TUTOR

## RESUMEN

El presente proyecto tiene como objetivo diseñar un equipo para pruebas de laboratorio, cuya función es simular el proceso de operación de la tecnología de energía hidráulica de almacenamiento por bombeo. El diseño de este equipo tiene el fin de aportar una herramienta para prácticas de laboratorio cuyo objetivo sea socializar de forma práctica la educación de desarrollo de sostenible en la Universidad.

Los requerimientos iniciales establecidos para el diseño fueron: simular un cabezal mayor a 10 metros, dimensionar el reservorio superior para el almacenamiento de energía hidráulica y posterior generación de potencia eléctrica. Los requerimientos planteados permiten que el equipo pueda replicarse en laboratorios de otras universidades.

La alternativa que mejor se adecuó a los requerimientos del problema fue la configuración: bomba centrífuga, turbina Pelton y reservorio superior presurizado, debido a que este tipo de reservorio permite aumentar el cabezal hidráulico del sistema. Se diseñó el reservorio superior mediante la norma ASME (BPVC de la sección VIII- División 1).

Como resultados importantes se realizaron simulaciones en ASPEN PLUS donde se pudieron corroborar los cálculos de cabezal neto de 31.5 metros disponible para la turbina Pelton, además de seleccionar una bomba centrífuga de capacidad de 0,41 [kW]. Se realizó la selección de una turbina Pelton de la marca EDIBON que se ajusta al sistema hidráulico y el diseño de un tanque superior que soporta 500 [PSI]. Finalmente, se modeló el diseño en 3D utilizando el software Autodesk Inventor. La inversión necesaria para la construcción del sistema es de \$ 5,542,71.

**Palabras Clave:** Educación, Presión, cabezal neto, reservorio.

## ***ABSTRACT***

The objective of this project is to design equipment for laboratory tests, whose function is to simulate the operation process of pumped storage hydraulic energy technology. The design of this equipment is intended to provide a tool for laboratory practices whose objective is to socialize in a practical way sustainable development education at the University.

The initial requirements established for the design were: simulate a head greater than 10 meters, size the upper reservoir for the storage of hydraulic energy and subsequent generation of electrical power. The stated requirements allow the equipment to be replicated in laboratories of other universities.

The alternative that best suited the requirements of the problem was the configuration: centrifugal pump, Pelton turbine and pressurized upper reservoir, because this type of reservoir allows the hydraulic head of the system to be increased. The upper reservoir was designed according to the ASME standard (BPVC of section VIII- Division 1).

As important results, simulations were carried out in ASPEN PLUS where the calculations of a net head of 31.5 meters available for the Pelton turbine could be corroborated, in addition, a centrifugal pump with a capacity of 0.41 [kW] was selected. The selection of an EDIBON brand Pelton turbine that fits the hydraulic system and the design of an upper tank that supports 500 [PSI] was made. Finally, the design was modeled in 3D using Autodesk Inventor software. The necessary investment for the construction of the system is \$5,542.71.

**Keywords:** education, pressure, net head, reservoir.

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN .....	I
ABSTRACT .....	II
ÍNDICE GENERAL .....	III
ABREVIATURAS .....	VI
SIMBOLOGÍA .....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS .....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS .....	X
ÍNDICE DE PLANOS .....	XII
CAPÍTULO 1 .....	1
1. INTRODUCCIÓN .....	1
1.1 Definición del problema .....	1
1.2 Justificación del proyecto .....	2
1.3 Objetivos .....	2
1.3.1 Objetivo general .....	2
1.3.2 Objetivos específicos .....	2
1.4 Marco teórico .....	3
1.4.1 Objetivos de Desarrollo Sostenible .....	3
1.4.2 Almacenamiento de energía hidroeléctrica .....	3
1.4.3 Turbinas Hidráulicas .....	3
1.4.4 Clasificación de las turbinas .....	6
1.4.5 Componentes del sistema hidráulico .....	8
1.5 Normativas y Medidas de Seguridad .....	9
CAPÍTULO 2 .....	10
2. Metodología .....	10

2.1	Proceso de Diseño .....	10
2.1.1	Esquema de objetivos de diseño .....	11
2.1.2	Restricciones .....	11
2.1.3	Funciones .....	12
2.1.4	Factores de influencia para selección de la alternativa de solución.....	12
2.1.5	Criterios de selección.....	13
2.1.6	Selección de la mejor alternativa de solución. ....	14
2.1.7	Matriz de decisión.....	15
2.1.8	Diseño conceptual. ....	16
2.2	Procedimiento para selección de bomba hidráulica .....	18
2.2.1	Diseño del sistema de almacenamiento de bombeo.....	18
2.3	Procedimiento para Selección de Turbina.....	23
2.3.1	Selección de la Turbina Hidráulica.....	23
2.3.2	Cálculo de pérdida y velocidad del inyector en la turbina Pelton.....	26
2.4	Dimensionamientos de los reservorios.....	27
2.5	Diseño de recipiente a presión .....	29
2.6	Selección de banda y polea .....	31
2.7	Diseño de un medidor de presión con Arduino.....	31
2.8	Diseño del tablero de control.....	32
CAPÍTULO 3 .....		33
3.	Resultados Y ANÁLISIS .....	33
3.1	Dimensionamiento de la tubería a lo largo del sistema hidráulico.....	33
3.2	Selección de la bomba centrífuga .....	33
3.3	Análisis de cavitación .....	40
3.4	Selección de la turbina hidráulica.....	41
3.5	Cotización de elementos del sistema hidráulico, mecánico y eléctrico.....	50
CAPÍTULO 4 .....		52

4.	Conclusiones Y Recomendaciones .....	52
4.1	Conclusiones.....	52
4.2	Recomendaciones.....	53

BIBLIOGRAFÍA

APÉNDICES

## **ABREVIATURAS**

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
PSH	Pumped Storage Hydropower
ASTM	American Society for Testing and Materials
EDS	Educación de Desarrollo Sostenible
ODS	Objetivos de Desarrollo Sostenible
GRI	Global Reporting Initiative
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización

## SIMBOLOGÍA

P	Presión
g	Gravedad
$N_R$	Número de Reynolds
v	Velocidad
$\rho$	Densidad del fluido
n	Viscosidad dinámica
$\gamma$	Peso específico
f	Factor de fricción
Q	Caudal
H	Cabezal
C	Constante cuadrática
P	Potencia
NPSH	Altura neta positiva de aspiración
S	Tensión máxima admisible del material
$\sigma_L$	Esfuerzo longitudinal
$S_y$	Esfuerzo de fluencia
$\sigma_t$	Esfuerzo tangencial
$t_r$	Espesor requerido
E	Eficiencia de la junta soldada
$Fs_{Misses}$	Factor de seguridad de Von Misses
$\sigma'$	Esfuerzo de Von Misses
z	Altura geométrica
L	Longitud de tubería
D	Diámetro de tubería
A	Área
V	Volumen
r	radio

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Turbina Pelton .....	4
Figura 1.2 Determinación del coeficiente de pérdida del inyector .....	5
Figura 1.3 Turbina Kaplan .....	5
Figura 1.4 Límites de operación de las turbinas.....	7
Figura 2.1 Metodología de diseño.....	10
Figura 2.2 Diagrama esquemático de objetivo de diseño.....	11
Figura 2.3 Restricciones del diseño.....	11
Figura 2.4 Funciones del diseño.....	12
Figura 2.5 Esquema del sistema hidráulico.....	17
Figura 2.6 Procedimiento de selección de bomba hidráulica.....	18
Figura 2.7 Diagrama esquemático recipiente inferior- superior .....	19
Figura 2.8 Diagrama esquemático bomba-recipiente inferior .....	22
Figura 2.9 Proceso de selección de turbina.....	23
Figura 2.10 Diagrama esquemático recipiente superior-turbina Pelton.....	24
Figura 2.11 Eficiencia vs Velocidad específica de turbinas típicas.....	25
Figura 2.12 Diagrama esquemático del recipiente superior .....	27
Figura 2.13 Diagrama de procedimiento de banda y polea .....	31
Figura 3.1 Diagrama esquemático del sistema hidráulico.....	33
Figura 3.2 Punto de operación de la bomba centrífuga.....	38
Figura 3.3 Curvas de potencia mecánica e hidráulica de la bomba centrífuga.....	39
Figura 3.4 Eficiencia vs Caudal.....	39
Figura 3.5 Sistema tanque inferior-superior en Aspen Plus.....	40
Figura 3.6 Relación entre Torque y velocidad angular a cabezal constante .....	43
Figura 3.7 Curva de representación de cabezal de la turbina Pelton vs Caudal .....	44
Figura 3.8 Curva Potencia mecánica vs Velocidad angular .....	45

Figura 3.9 Curva de eficiencia vs Velocidad Angular .....	45
Figura 3.10 Sistema tanque superior-inferior realizado en Aspen Plus. ....	46
Figura A.1 Grafica de la tubería de aspiración de 1 metro (tramo de la bomba). ....	56
Figura A.2 Grafica de la tubería de descarga de 9 metro (tramo de la bomba).....	56
Figura A.3 Grafica de la tubería de 7,5 metros descarga hacia la turbina Pelton.....	57
Figura A.4 Data técnica del Alternador AC 300 W GEARLESS. ....	60
Figura A.5 Curva de familia de la bomba centrifuga CDX (Hoja técnica CDX 60).....	61
Figura A.6 Curvas de cabezal total vs Caudal de la bomba centrifuga. ....	61
Figura A.7 Curvas de Potencia vs Caudal de la bomba centrifuga. ....	62
Figura A.8 Curvas de eficiencia vs Caudal de la bomba centrifuga. ....	62
Figura A.9 Tabla de propiedades del agua (Catalogo YAMADA).....	62
Figura A.10 Simbología del circuito de control .....	64
Figura A.11 Esquemático del circuito de control .....	64
Figura A.12 Esquemático del circuito de fuerza del motor .....	67
Figura A.13 Diagrama esquemático de operación del sensor. ....	72
Figura A.14 Diagrama esquemático de operación del medidor.....	72
Figura A.15 Curva de operación del sensor. ....	73
Figura A.16 Factores de servicio (Catalogo de Martin). ....	75
Figura A.17 Tipo de Banda de alta capacidad (Catalogo de Martin). ....	76
Figura A.18 Tabla de diámetro mínimos (Catalogo de Martin). ....	77

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Clasificación de las turbinas según $n_s$ y $n_q$ .....	7
Tabla 2.1 Tabla de calificación.....	13
Tabla 2.2 Tabla de ponderación por criterio o factor.....	14
Tabla 2.3 Tabla Morfológica.....	15
Tabla 2.4 Matriz de decisión.....	16
Tabla 2.5 Descripción de componentes del sistema hidráulico.....	17
Tabla 3.1 Datos de entrada para la selección de bomba.....	34
Tabla 3.2 Resultados de velocidades de succión y descarga.....	34
Tabla 3.3 Datos de entrada para la línea de succión.....	34
Tabla 3.4 Resultados para la línea de succión.....	34
Tabla 3.5 Valores de K para los accesorios para la línea de succión.....	35
Tabla 3.6 Resultados de perdidas por accesorio línea de succión.....	35
Tabla 3.7 Datos de entrada para la línea de descarga.....	35
Tabla 3.8 Resultados para la línea de descarga.....	35
Tabla 3.9 Valores de K para los accesorios para la línea de descarga.....	36
Tabla 3.10 Resultados de las pérdidas accesorios para la línea de descarga.....	36
Tabla 3.11 Datos de entrada para la ecuación del sistema.....	37
Tabla 3.12 Características y punto de operación de la bomba seleccionada.....	37
Tabla 3.13 Resultados potencia mecánica e hidráulica de la bomba centrífuga.....	38
Tabla 3.14 Datos de entrada para el cálculo del NPSH disponible.....	40
Tabla 3.15 Datos de entrada para los cálculos requeridos.....	41
Tabla 3.16 Perdidas por longitud de tubería, accesorios, y tobera.....	41
Tabla 3.17 Valores usados para estimar velocidad específica de la turbina.....	42
Tabla 3.18 <i>Valores de Torque y Velocidad a cabezal constante</i> .....	42
Tabla 3.19 Velocidad máxima y perdidas por fricción en tubería.....	43
Tabla 3.20 Resultados para turbina Pelton.....	44

Tabla 3.21 Datos de entrada para el dimensionamiento de los reservorios. ....	47
Tabla 3.22 Resultados de las dimensiones del reservorio. ....	47
Tabla 3.23 Datos de entrada para los cálculos de esfuerzos. ....	47
Tabla 3.24 Resultados Obtenidos del diseño de recipiente.....	48
Tabla 3.25 Datos de entrada para selección de bandas y poleas. ....	48
Tabla 3.26 Tabla de Resultados de las bandas y poleas. ....	49
Tabla 3.27 Cotización del sistema hidráulico. ....	50
Tabla 3.28 Cotización del sistema de control. ....	51
Tabla A.2 Elementos usados en el circuito de control.....	66
Tabla A.3 Elementos usados en el circuito de fuerza.....	68
Tabla A.4 Rango del sensor (Fabricante).....	73

## ÍNDICE DE PLANOS

- PLANO 1 Vista lateral del equipo en el laboratorio
- PLANO 2 Vista isométrica exterior del equipo en el laboratorio
- PLANO 3 Vista superior del equipo en el laboratorio
- PLANO 4 Vista frontal del equipo en el laboratorio
- PLANO 5 Vista isométrica interior del equipo en el laboratorio
- PLANO 6 Sistema hidráulico con el listado de pieza
- PLANO 7 Sistema hidráulico
- PLANO 8 Diseño del recipiente superior

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

El desarrollo de un futuro sostenible requiere de un mejor manejo de los recursos naturales. Nuevos enfoques de gestión y los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) se han centrado en la necesidad de optimizar la interacción entre el agua, la energía y la tierra y así proveer a la sociedad y a la economía con los recursos necesarios a costos asequibles mientras se minimiza el impacto en el medio ambiente (Hunt et al., 2020).

El almacenamiento de energía hidráulica por bombeo tiene un papel importante en la generación de energía eléctrica y a su vez en la estabilidad de la red energética. El consumo de energía global estimado por el *World Energy Scenarios* indica que incrementará a una tasa significativamente alta para el 2050. Y no existe un método global para resolver el problema de suministro energético (Xu et al., 2019).

### 1.1 Definición del problema

Según el Global reporting initiative o GRI, solo el 9% de universidades ecuatorianas, públicas y privadas, cumplen con los reportes de sostenibilidad y, el 51% no divulga información relacionada al medio ambiente (J. Pacheco, 2020). Existe una notable escasez de recursos enfocados a encaminar el aprendizaje hacia un desarrollo sostenible, esfuerzos hacia la innovación, desarrollo de técnicas y estrategias que puedan ser útiles para establecer un cambio de comportamiento humano, de actitudes y acciones para el ecosistema. El fortalecimiento del pensamiento crítico, creativo, y el promover una consciencia y educación ambiental debe formar parte significativa de la malla curricular. El laboratorio de termo fluidos de la ESPOL no cuenta con un equipo cuya función específica esté destinada para el desarrollo de la educación sostenible.

## **1.2 Justificación del proyecto**

Con la implementación de la minicentral hidroeléctrica, como equipo para prácticas de laboratorio, serán beneficiados aproximadamente 4000 estudiantes de las distintas facultades de ingeniería (Tribunal electoral ESPOL, 2022). Los estudiantes podrán conocer de primera mano la obtención de energía renovable, y a su vez fortalecerán: conocimientos vistos en el aula de clase, valores y actitudes que se encaminen a garantizar un futuro sostenible. De esta manera se impulsan los objetivos de desarrollo sostenible 4,7 y 13, cuya fecha límite es el año 2030. (Unidas, 2019)

Este proyecto busca fortalecer la Educación de desarrollo sostenible y formar una cultura ambiental, que promueva la socialización de forma directa del proceso de almacenamiento y obtención de energía limpia a los estudiantes de las distintas carreras de ingeniería. Mediante este equipo para laboratorio se provee una herramienta para estimular y contribuir a la formación de dicha cultura, a la generación de nuevas alternativas de solución y a un futuro sostenible.

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo general**

Diseñar un sistema hidráulico utilizando el proceso de diseño y normativas vigentes para el desarrollo de una Micro Central Hidroeléctrica de Almacenamiento por Bombeo para fines didácticos.

### **1.3.2 Objetivos específicos**

1. Diseñar el sistema hidráulico para la generación de energía eléctrica menor a 5 KW.
2. Diseñar los depósitos de almacenamiento del fluido que satisfagan las necesidades del sistema hidráulico.
3. Realizar una cotización económica para determinar la viabilidad de implementación.

## **1.4 Marco teórico**

### **1.4.1 Objetivos de Desarrollo Sostenible**

La implementación de este proyecto busca favorecer y sostener una educación de desarrollo sostenible, se enfoca en los ODS 4, 7 y 13, los cuales proponen que los jóvenes adquieran conocimientos teóricos y prácticos necesarios para promover el desarrollo sostenible. Además, se promueve la concientización y se generan las medidas de acción necesarias para reducir los drásticos y graves efectos del cambio climático que el planeta está viviendo.

### **1.4.2 Almacenamiento de energía hidroeléctrica**

El almacenamiento de energía hidroeléctrica por bombeo ó *Pump Storage Hydropower (PSH)*, por sus siglas en inglés, consiste en un sistema de 2 reservorios ubicados a distintas alturas donde el agua es almacenada en la parte más alta en la fase de carga y una turbina hidráulica se acciona con la caída de agua en la fase de descarga. Este sistema requiere de energía, ya que se debe bombear el agua de regreso al reservorio más alto (recarga). El PSH actúa como una batería, pues almacena energía y la suministra cuando se la necesita (Georg Fuchs, 2015)

La estructura de un sistema de almacenamiento de energía consiste de: (1) almacenamiento central, (2) sistema de conversión de energía que puede ser bidireccional, transformando la electricidad en la forma almacenada y viceversa; y (3) control, que rastrea los niveles de carga y descarga (Palizban & Kauhaniemi, 2016).

El almacenamiento de energía consiste en 3 etapas: carga (la energía es absorbida de una fuente específica), almacenamiento (la energía eléctrica es convertida y almacenada en otra forma) y descarga (la energía eléctrica es devuelta al sistema).

### **1.4.3 Turbinas Hidráulicas**

#### **1.4.3.1 Turbinas de Impulso**

La energía potencial del fluido se convierte por completo en energía cinética. El fluido atraviesa el rotor sin presión en los álabes. Los álabes alrededor del rotor son de doble cuenco para aprovechar la máxima energía del fluido (Munson et al., 1994).



**Figura 1.1 Turbina Pelton**

*Nota. Turbina Pelton de 6 inyectores. Tomado de catálogo WEG.*

## **Pelton**

En la figura 1.1 se observa a la turbina Pelton, se la utiliza cuando se dispone de altos cabezales y bajos caudales. El chorro de agua que sale de las toberas se dirige a los álabes, provocando el movimiento giratorio (Munson et al., 1994).

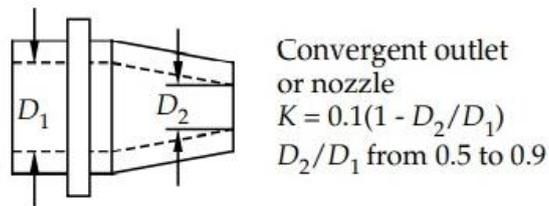
### **Ventajas:**

- Tienen un alto rendimiento, cerca de 90%.
- Su costo de mantenimiento es bajo.
- Permite una variación de caudales para su operación.
- Se puede diseñar con uno o con varios inyectores.

### **Desventajas:**

- Su uso está restringido a alturas elevadas, mayores a 30 m.
- Requieren varios inyectores en caudales elevados.

Las turbinas Pelton poseen inyectores que cambian su diámetro justo a la salida del fluido, lo que aumenta su velocidad a la salida del inyector. En la Figura 1.2 se muestra el factor de fricción  $K$  para el inyector.

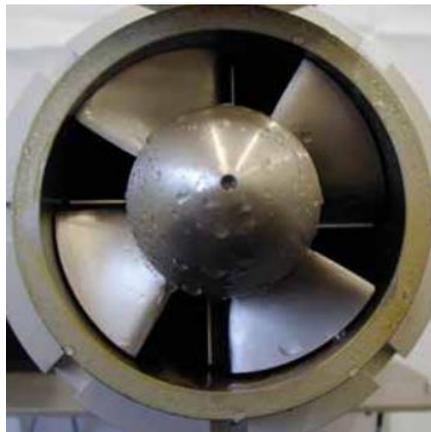


**Figura 1.2 Determinación del coeficiente de pérdida del inyector**

Nota. Para determinar el coeficiente de pérdidas “k” del inyector. Tomado de W.Janna, “Design of Fluid Thermal Systems” 4ta edición, 2015)

### 1.4.3.2 Turbinas de Reacción

La energía potencial del fluido se transmite en energía cinética y también en presión hacia los álabes. El rotor y los álabes están diseñados para aprovechar la presión restante que le queda al fluido luego de pasar por el distribuidor. (Munson et al., 1994)



**Figura 1.3 Turbina Kaplan**

Nota. Tomado de catálogo de Gunt, Hamburg

### Kaplan

En la figura 1.3 se observa la turbina Kaplan, se las utiliza en bajos cabezales. Pueden trabajar en un rango de 3 a 0.3 metros, y altos caudales, su rotor tiene de 3 a 6 álabes. (Hydropower Technology, 2021)

### **Ventajas**

- Poseen eficiencias hasta del 93%.
- Sus álabes son regulables.
- Trabaja con altas velocidades específicas.

## **Desventajas**

- Están restringidas para altos caudales.

## **Francis**

Son turbinas típicas de flujo radial y mixto, además son de las más usadas. Usualmente aplicables para cabezales medianos y descargas moderadas. Su nombre es en honor al ingeniero americano James B. Francis. (Halder et al., 2021)

## **Ventajas**

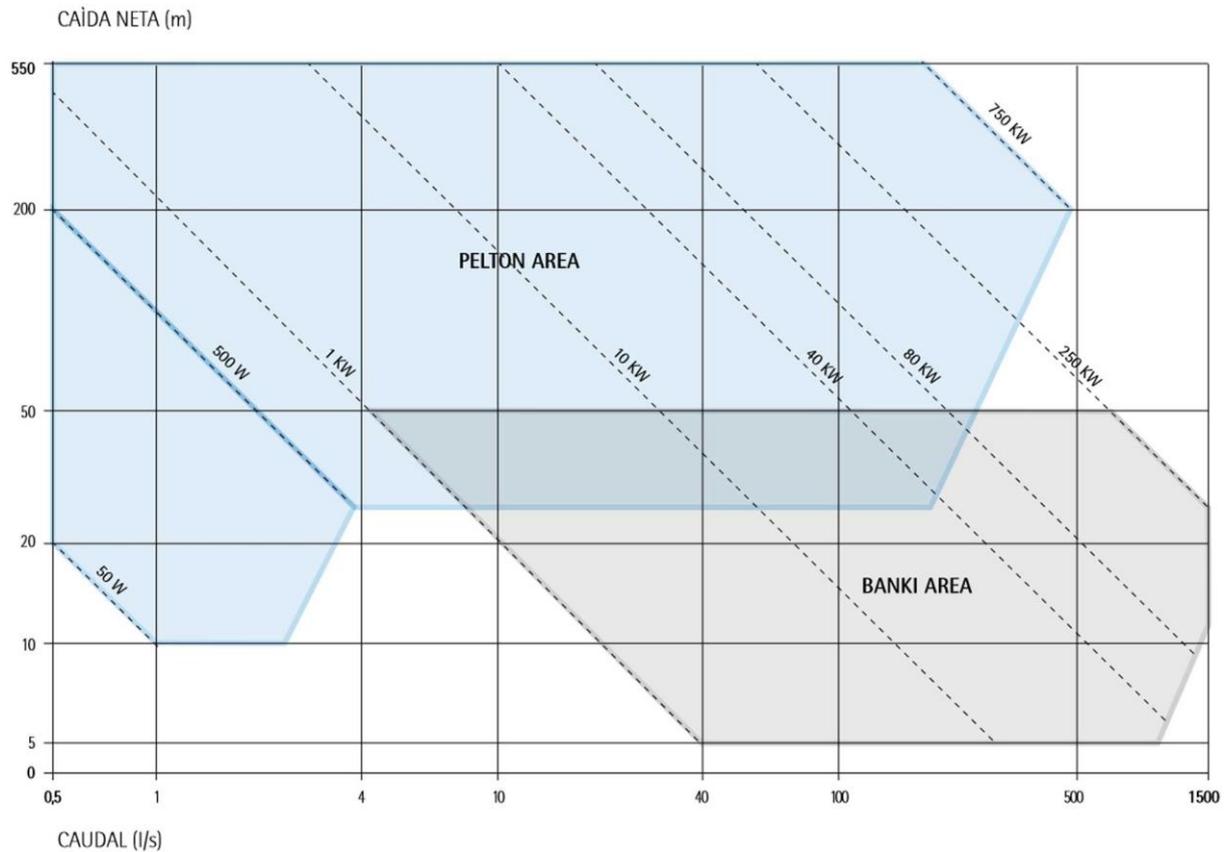
- Utilizadas para un amplio rango de saltos.
- Empleadas para generadores de altas capacidades de generación de electricidad.

## **Desventajas**

- Son sensibles a la calidad del agua.
- Son utilizadas en cabezales muy grandes y manejan altos caudales, no se pueden utilizar para sistemas hidráulicos que quieren generar micro o pico energía.
- Su eficiencia baja cuando los caudales varían, ya que se diseñan para determinados caudales.

### **1.4.4 Clasificación de las turbinas**

La siguiente gráfica de la figura 1.4 muestra los valores límites de operación de las turbinas hidráulicas.



**Figura 1.4 Límites de operación de las turbinas.**

Nota. La figura muestra los rangos de operación de la turbina Pelton y banki. Tomado de catálogo de IREM, Italia.

Para determinar el número de revoluciones específicas que debe tener cada turbina y para la selección de la turbina adecuada se calcula la velocidad específica, cuyos rangos de operación se muestran en la Tabla 1.1. El número de revoluciones (ns) indica la velocidad en la gira una turbina cuando tiene un metro altura, en este contexto se espera que se genere un caballo de fuerza. Mientras que (nq) señala el número específico de revoluciones que necesita la turbina para evacuar 1m<sup>3</sup>/s a una altura neta de 1 metro, con el mejor rendimiento posible (Fernández Díez, 2009.)

**Tabla 1.1 Clasificación de las turbinas según ns y nq.**

Clasificación de las Turbinas		
ns [rpm]	Turbina	nq [rpm]
entre 2 y 30	Pelton de una tobera	entre 0,6y 9
entre 30 y 60	Pelton de varias toberas	entre 9 y18
entre 60y 200	Francis lenta	entre 18 y 60
valor de 200	Francis normal	valor de 60
entre 200 y 450	Francis rápida	entre 60 y 140
entre 450 y 500	Francis de varios rodets	entre 140y 152
entre 500y 1350	Hélice	entre 152 y 400

## **1.4.5 Componentes del sistema hidráulico**

Los elementos que conforman el sistema hidráulico se presentan a continuación.

### **1.4.5.1 *Tubería de succión e impulsión***

En primera instancia el fluido se transporta a través de la tubería de succión para luego ser trasladado por la tubería de impulsión, a una determinada presión y velocidad establecida por la bomba hasta el reservorio más alto.

### **1.4.5.2 *Bomba centrífuga***

Su función es transportar el líquido desde el reservorio inferior hasta el reservorio superior, para la fase de almacenamiento. Es importante resaltar que se debe evitar la cavitación cuando se diseña el sistema de bombeo, y que afecta el funcionamiento de la bomba y puede dañarla.

### **1.4.5.3 *Cavitación***

La cavitación en una bomba hidráulica se produce debido a la formación y detonación de burbujas a vapor en la parte interior de la bomba. Esto se es debido a los cambios de temperatura o presión, esto es, si la presión del líquido cae o iguala a la presión de vapor a la temperatura específica.

### **1.4.5.4 *Turbina-Generador***

El sistema turbina-generador presenta a una turbina hidráulica que, para su funcionamiento en un sistema hidráulico (micro central hidroeléctrica), utiliza el descenso de un caudal de agua a cierta altura, produciendo una energía mecánica en el fluido. Al momento de llegar a la turbina hidráulica se realiza un trabajo mecánico en su eje el cual se encuentra conectado por medio de un sistema mecánico a un generador eléctrico, produciendo electricidad.

## **1.5 Normativas y Medidas de Seguridad**

A nivel internacional existe la normativa ASME BPVC de la sección VIII- División 1 que contiene los principios de diseño y construcción aplicables a recipientes a presión hasta 200 kg/cm<sup>2</sup>.

La norma NTE INEN 3083 del Servicio Ecuatoriano de Normalización INEN establece los diámetros nominales de tubos PVC-U que se deben seleccionar para sistemas hidráulicos.

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

### 2.1 Proceso de Diseño

La figura 2.1 muestra el proceso general de la metodología de diseño para seleccionar la turbina hidráulica, la bomba centrífuga, para el dimensionamiento y diseño del reservorio, para la selección de bandas y poleas, y para realizar el sistema de fuerza y de control.

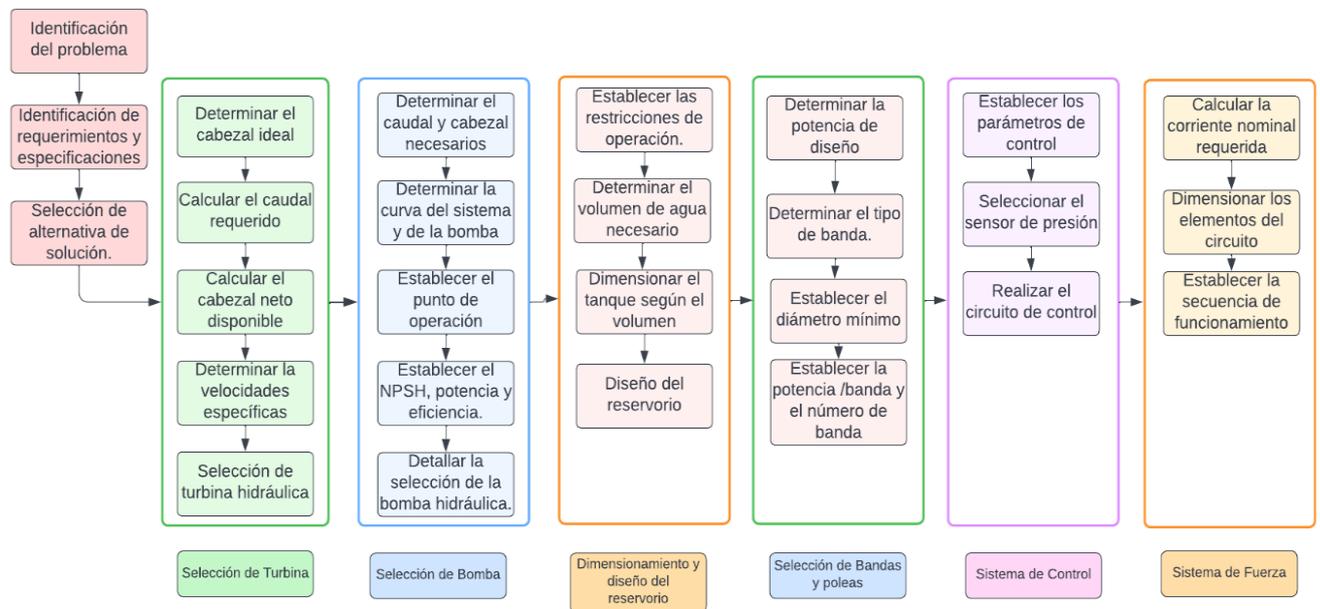


Figura 2.1 Metodología de diseño.

### 2.1.1 Esquema de objetivos de diseño

En la Figura 2.2. se muestra el esquema de objetivos de diseño establecido a partir de la definición del problema.

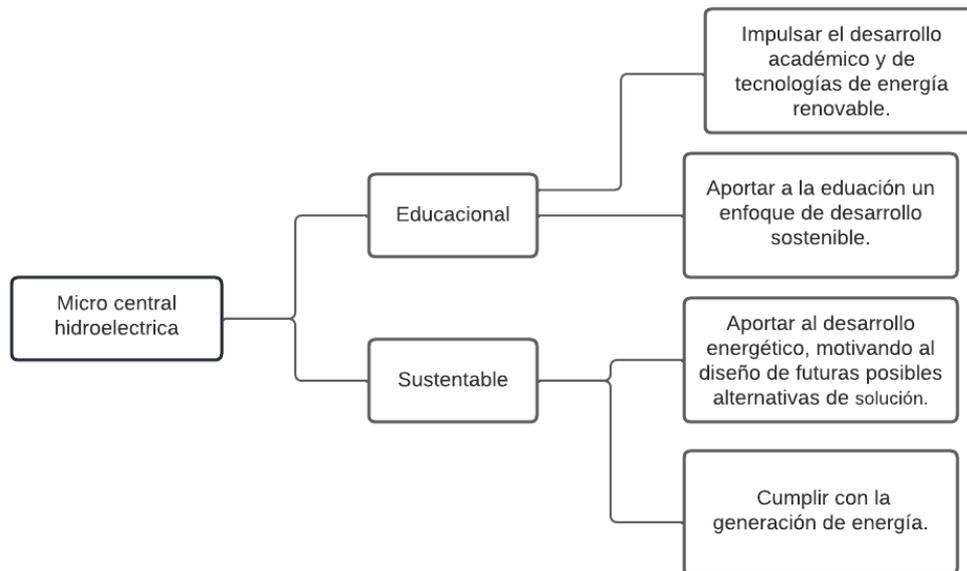


Figura 2.2 Diagrama esquemático de objetivo de diseño.

### 2.1.2 Restricciones

En el diseño de la micro central hidroeléctrica de almacenamiento por bombeo se determinaron las restricciones presentadas en la Figura 2.3.

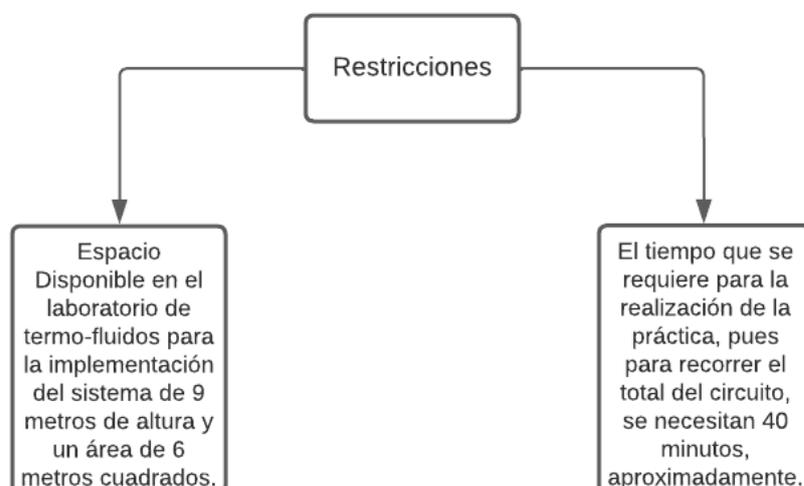


Figura 2.3 Restricciones del diseño.

### 2.1.3 Funciones

Las funciones que presenta el diseño de la micro central hidroeléctrica de almacenamiento por bombeo se muestran en la Figura 2.4.

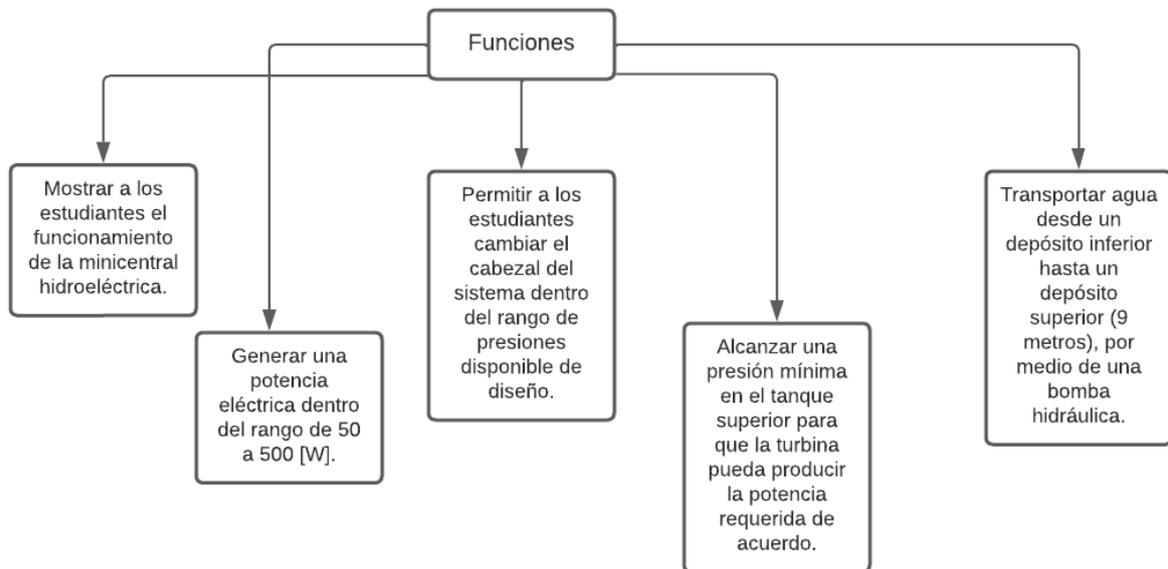


Figura 2.4 Funciones del diseño.

### 2.1.4 Factores de influencia para selección de la alternativa de solución

Para establecer las distintas alternativas de solución, se consideran los siguientes atributos como críticos:

- **Costo de implementación:** El costo de adquisición de los equipos y materiales para la implementación del sistema no debe exceder los \$7000.
- **Velocidad del fluido:** La velocidad del fluido en un sistema de bombeo no debe sobre pasar los 3m/s a lo largo de la tubería para sistemas de bombeo. (Branan, 2005)
- **Tamaño:** El tamaño de los equipos como: turbina hidráulica, generador eléctrico, tanque debe ser apropiado para un área de 6 metros cuadrados.

- **Presión en el tanque:** La presión dentro del tanque superior debe simular una altura mayor a la disponible en el laboratorio (9metros).
- **Capacidad del generador:** El alternador, debe presentar una capacidad de hasta 300 [W].
- **Seguridad:** El equipo debe cumplir con la seguridad pertinente para su respectiva manipulación. El sistema debe cumplir con las normas de seguridad del laboratorio de termo-fluidos.
- **Potencia eléctrica generada:** El sistema hidráulico debe generar electricidad en un rango de 40 a 300 [W].
- **Facilidad de instalación:** El sistema debe presentar un sencillo montaje.

### 2.1.5 Criterios de selección.

A partir de los factores de influencia mencionados en el punto anterior, se seleccionaron los más importantes para el desarrollo del sistema.

1. Costo de implementación
2. Seguridad
3. Facilidad de instalación
4. Presión en el tanque

Se realizó un análisis de cada uno de los factores decisivos para obtener su respectiva ponderación. Esta ponderación permitirá saber en qué nivel de importancia está cada factor, para ello, se usa la Tabla 2.1:

**Tabla 2.1 Tabla de calificación**

Escala	Criterios de calificación
5	Totalmente de acuerdo
4	Bastante de acuerdo
3	Neutro
2	Bastante desacuerdo
1	Totalmente en desacuerdo

La calificación a cada criterio de selección se presenta en la Tabla 2.2:

**Tabla 2.2 Tabla de ponderación por criterio o factor**

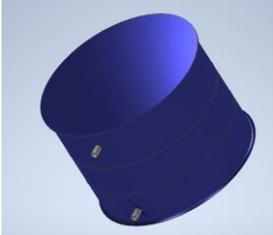
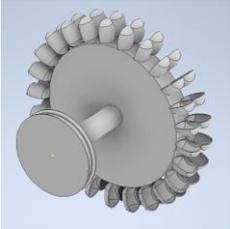
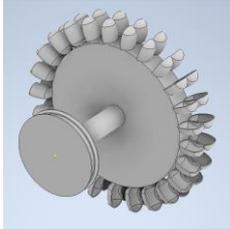
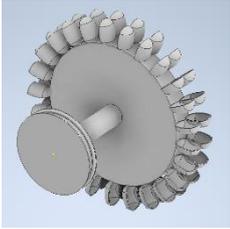
	Criterios de selección	1	2	3	4	Total	Ponderación del criterio
1	Costo de implementación	4	3	3	4	14	0,25
2	Seguridad	5	5	4	5	19	0,33
3	Facilidad de instalación	3	2	4	2	11	0,19
4	Presión en el tanque	4	4	2	3	13	0,23
	Total					57	1

#### **2.1.6 Selección de la mejor alternativa de solución.**

- Alternativa 1:  
Sistema hidráulico con tanque superior abierto a la atmósfera, y alimentación directa de la bomba hidráulica a la red energética.
- Alternativa 2:  
Sistema hidráulico con tanque presurizado a presión constante, y alimentación directa de la bomba hidráulica a la red energética.
- Alternativa 3:  
Sistema hidráulico con tanque presurizado, con opción a regular la presión mediante compresor y alimentación directa de la bomba hidráulica a la red energética.

A continuación, se presenta en la Tabla 2.3, las distintas alternativas con sus elementos distintivos, el elemento más importante y que está sujeto a cambios es el tanque superior, pues de éste depende el cabezal del que dispondrá el sistema.

**Tabla 2.3 Tabla Morfológica**

Elementos	Alternativas		
	1	2	3
<b>Tanque Superior</b>	Presión Constante 	Presión Constante 	Presión Variable 
<b>Tanque Inferior</b>	Presión atmosférica	Presión atmosférica	Presión atmosférica
<b>Bomba hidráulica</b>	Centrífuga 	Centrífuga 	Centrífuga 
<b>Turbina hidráulica</b>	Pelton 	Pelton 	Pelton 
<b>Tubería</b>	Hierro fundido 	PVC 	PVC 
<b>Alimentación</b>	Panel Solar	Red Energética	Red energética
<b>Generador</b>	Síncrono	Síncrono	Síncrono
<b>Compresor</b>	-	-	Sí tiene

### 2.1.7 Matriz de decisión.

En la tabla 2.3 se muestran los elementos que conforman al sistema hidráulico de cada alternativa. Los principales elementos que varían entre alternativas son el reservorio superior y material de tuberías.

Luego de haber obtenido la ponderación para cada criterio en la Tabla 2.2, se realizó una matriz de decisión, donde se dispuso un puntaje para cada alternativa de solución con respecto a cada atributo:

**Tabla 2.4 Matriz de decisión**

Criterios	Alternativa #1		Alternativa#2		Alternativa#3		
	Peso	Calificación	Peso	Calificación	Peso	Calificación	
1	0,25	2	0,5	2	0,5	1	0,25
2	0,33	4	1,32	4	1,32	5	1,65
3	0,19	4	0,76	5	0,95	5	0,95
4	0,23	4	0,92	4	0,92	5	1,15
<b>Total</b>	1	3,5		3,69		4	

Se observa en la tabla 2.4 que la alternativa 3 es la que obtuvo el mayor puntaje. Es decir que es la mejor opción para resolver el problema planteado, y cumple con las siguientes características:

- Tanque superior que maneje presiones variables.
- Tanque inferior abierto a la atmosfera.
- Bomba centrífuga para el proceso de almacenamiento de fluido.
- Turbina hidráulica Pelton para la fase descarga.
- Tubería de plásticos PVC.
- Suministro de energía para la bomba por medio de la red eléctrica.
- Generador síncrono.
- Compresor conectado al tanque superior.

### **2.1.8 Diseño conceptual.**

El diseño de la micro central hidroeléctrica de almacenamiento por bombeo para fines didácticos está compuesto de los siguientes elementos: tanques de almacenamiento, bomba centrífuga, válvulas de compuerta, compresor, turbina Pelton y generador eléctrico.

En la figura 2.5 se muestra el diagrama esquemático del sistema hidráulico. La función del compresor es aumentar el cabezal disponible del sistema, mediante el aumento de presión en el tanque superior.

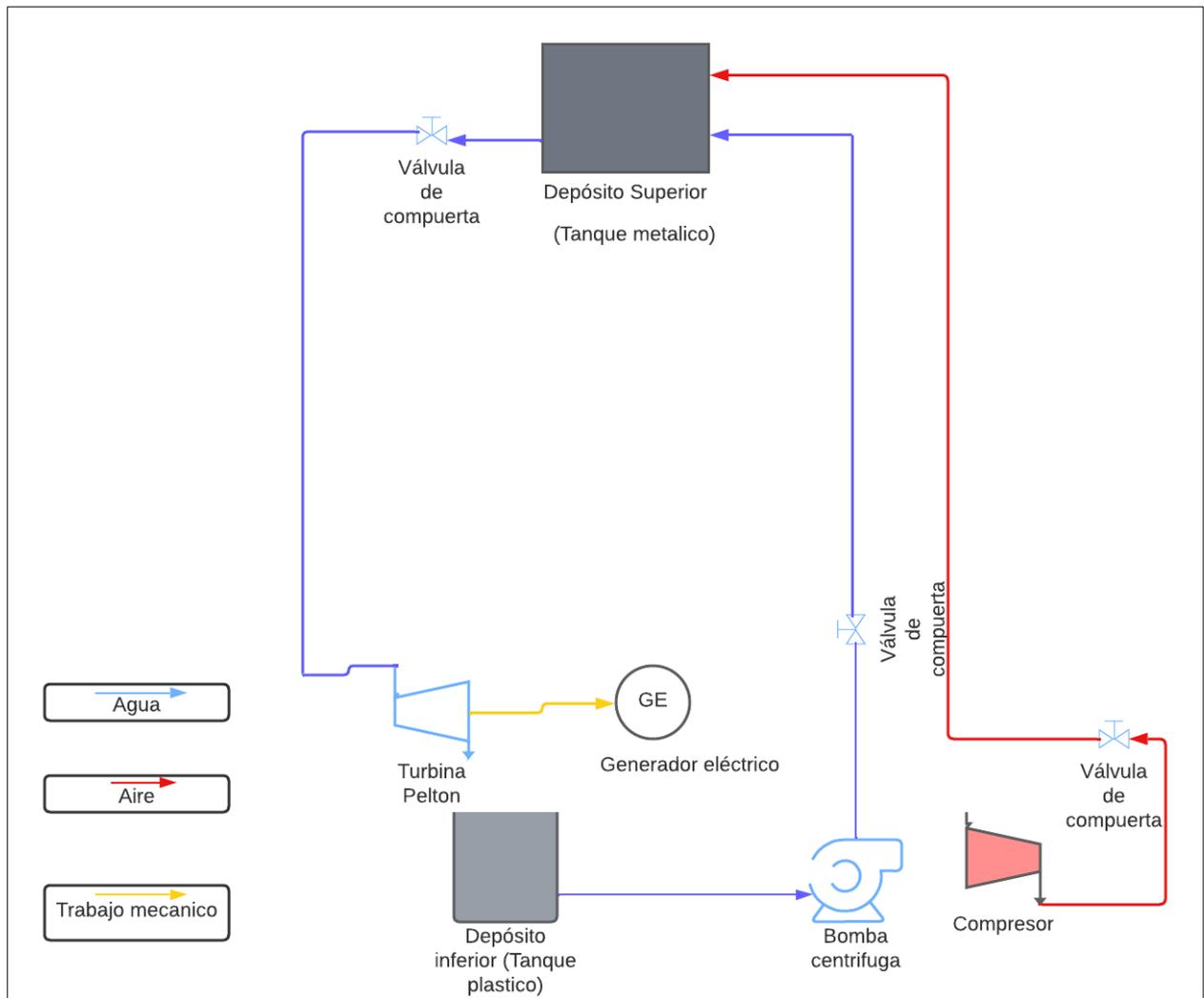


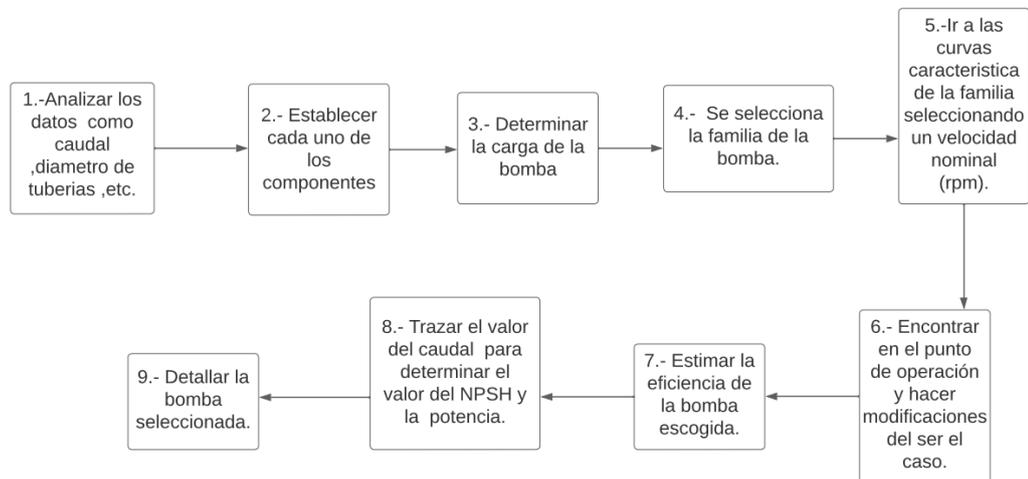
Figura 2.5 Esquema del sistema hidráulico

Tabla 2.5 Descripción de componentes del sistema hidráulico

<b>Bomba centrífuga</b>	Para seleccionar la bomba centrífuga se requiere ciertos parámetros como: caudal, altura disponible, diámetros de tubería y longitudes de la tubería.
<b>Turbina Pelton</b>	Para disminuir el rango de selección de la turbina hidráulica se calcula su velocidad específica con las especificaciones de diseño como altura disponible, caudal de diseño y potencia necesaria.
<b>Generador eléctrico</b>	El generador eléctrico permitirá producir electricidad desde 40 a 300 W y será escogido, por el número de polos y, este a su vez, por su tamaño. La potencia mecánica que realizará la turbina debe ser superior a la potencia eléctrica originada por el generador.
<b>Válvula de compuerta</b>	La válvula de compuerta se ubica en la línea de suministro hacia el tanque superior y permitirá regular el caudal en diferentes etapas como el 25%,50%,75%,100%. Asimismo, del tanque superior hasta el tanque inferior y, de igual forma, en el compresor.
<b>Compresor</b>	El compresor está encargado de incrementar la presión en el recipiente superior donde se espera que sea de 3 bar, aproximadamente. El compresor que se estima para la utilización tiene una capacidad de hasta 8 bares.
<b>Accesorios</b>	Los accesorios utilizados para el sistema hidráulico deben adaptarse al dimensionamiento de la tubería, estos son: válvula de pie, válvulas de compuerta, codos.

## 2.2 Procedimiento para selección de bomba hidráulica

Para la selección de una bomba se siguió un procedimiento establecido, que se presenta en el siguiente diagrama de la figura 2.6

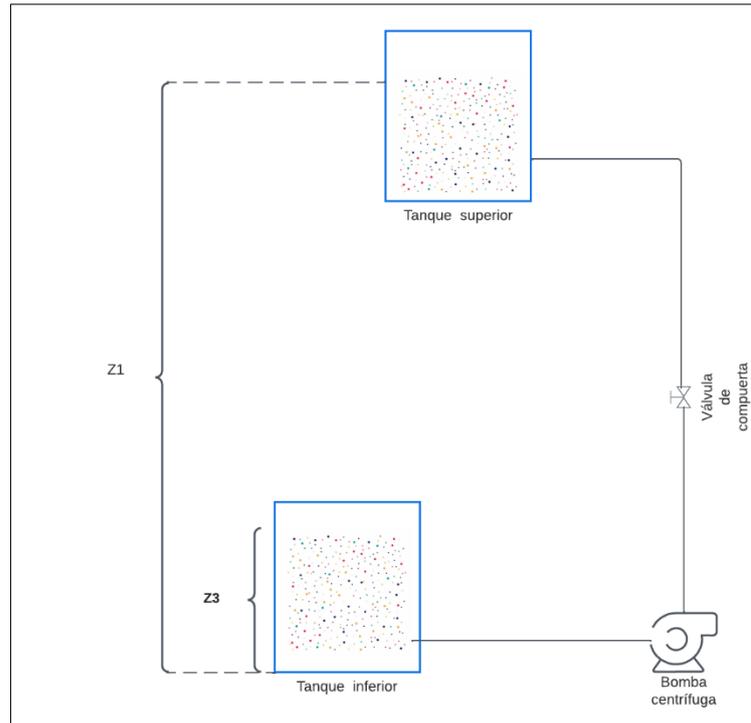


**Figura 2.6 Procedimiento de selección de bomba hidráulica.**

Se tomaron en primer lugar las restricciones como caudal, diámetro de tuberías y velocidades, además de tiempo de llenado del tanque y capacidad de potencia de la bomba.

### 2.2.1 Diseño del sistema de almacenamiento de bombeo.

En la Figura 2.7 el sistema está conformado por dos partes: la primera parte es la línea de succión y la segunda parte la línea de descarga. La línea de succión está compuesta por tuberías, válvula de pie y codos, que son los componentes del sistema de flujo desde la fuente del fluido hasta la entrada de la bomba. En cambio, la línea de descarga está compuesta por válvula de compuerta, codos y entrada cuadrada, los cuales deben seleccionarse según el tamaño de tubería a utilizar y evitar la velocidad o pérdidas por fricción permisibles.



**Figura 2.7 Diagrama esquemático recipiente inferior- superior**

Para seleccionar la bomba hidráulica adecuada para el sistema es necesario determinar la ecuación de la bomba, a partir de la ecuación general de la energía:

$$\frac{P_3}{\gamma} + z_3 + \frac{v_3^2}{2g} + h_A = \frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_T \quad (2.1)$$

Donde:

$P_1$  y  $P_3$ : Presiones atmosféricas [Pa].

$\gamma$  : Peso específico del fluido [ $lb/ft^3$ ].

$g$  : gravedad [ $\frac{m}{s^2}, \frac{ft}{s^2}$ ]

$z_1$  y  $z_3$  : Altura de referencia del líquido en reservorio superior e inferior [ $m, in, ft$ ].

$v_1$  y  $v_3$  : Velocidad del fluido en la carga y descarga [ $\frac{m}{s}, \frac{ft}{s}$ ].

$h_A$ : Altura dinámica total que necesita la bomba para el fluido [ $m$ ].

$h_T$ : pérdidas por tubería y accesorios [ $m$ ].

Para determinar el tipo de flujo se utilizó el número de Reynolds, usando la siguiente ecuación:

$$N_R = \frac{v * D * \rho}{n} \quad (2.2)$$

Donde:

$N_R$ : Número de Reynolds [Adimensional].

$v$ : velocidad promedio del fluido [m/s].

$\rho$ : densidad del fluido [kg/m<sup>3</sup>].

$n$ : viscosidad dinámica [Pa s].

Para determinar las pérdidas por longitud de tubería, primero se definieron las pérdidas por fricción mediante la ecuación de Swamee:

$$f = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{E}{3,7D} + \frac{5,74}{N_R^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (2.3)$$

Donde:

$f$ : factor de fricción [Adimensional]

$E$ : Rugosidad del material [m]

$D$ : Diámetro de la tubería [m]

Se llega así a la ecuación para determinar las pérdidas por longitud de tubería:

$$h_{\text{pérdidas tubería}} = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (2.4)$$

Donde:

$f$ : factor de fricción [adimensional]

$L$ : Longitud de la tubería [m]

Se obtuvo así la ecuación de las pérdidas por accesorios:

$$h_{\text{accesorios}} = K \frac{v^2}{2g} \quad (2.5)$$

Donde:

$K$ : coeficiente de accesorios [adimensional]

$v$ : velocidad del fluido en la tubería [ m/s, ft/s]

Para determinar el caudal:

$$Q = A * v \quad (2.6)$$

Donde:

$Q$ : Caudal [m<sup>3</sup>/s, m<sup>3</sup>/h]

$A$ : área de sección [m<sup>2</sup>]

Para determinar el cabezal o carga de la bomba:

$$h_A = \frac{P_1 - P_3}{\gamma} + Z_1 - Z_3 + \frac{v_1^2 - v_3^2}{2g} + h_T \quad (2.7)$$

La ecuación (2.7) ayudará a determinar la ecuación del sistema:

$$h_{sistema} = (Z_1 - Z_3) + \frac{Q}{2g} \left[ \left( f_s \frac{L_s}{D_s A_s^2} + \frac{\Sigma K}{A_s^2} \right) + \left( f_d \frac{L_d}{D_d A_d^2} + \frac{\Sigma K}{A_d^2} \right) \right] \quad (2.8)$$

Donde:

$h_{sistema}$ : carga del sistema hidráulico [m]

$g$ : gravedad [m/s<sup>2</sup>].

$f_s$ : factor de fricción de la línea de succión.

$L_s$ : longitud de la línea de succión [m].

$D_s$ : Diámetro de la línea de succión [m].

$A_s$ : Área de succión [m<sup>2</sup>].

$A_d$ : Área de descarga [m<sup>2</sup>].

$f_d$ : factor de fricción de la línea de descarga.

$L_d$ : longitud de la línea de descarga [m].

$D_d$ : Diámetro de la línea de descarga [m].

La ecuación de la bomba debe tener la siguiente forma:

$$h_A = H_o + C Q^2 \quad (2.9)$$

Donde:

$H_o$ : diferencia de altura de la bomba [m] (Q=0)

$C$ : constante cuadrática [h<sup>2</sup>/m<sup>5</sup>]

Para determinar el punto de operación se debe igualar la ecuación del sistema (2.8) y la ecuación de bomba (2.9) para determinar el caudal y a su vez reemplazar en cualquiera de las dos ecuaciones; ya sea de la bomba o del sistema para determinar la carga total.

Para determinar la ecuación de la bomba se utiliza la expresión 2.9.

La potencia de la bomba se la determina mediante la siguiente expresión:

$$P_B = \frac{\gamma * H_B * Q}{n_B} \quad (2.10)$$

Donde:

$P_B$ : Potencia de la bomba [w]

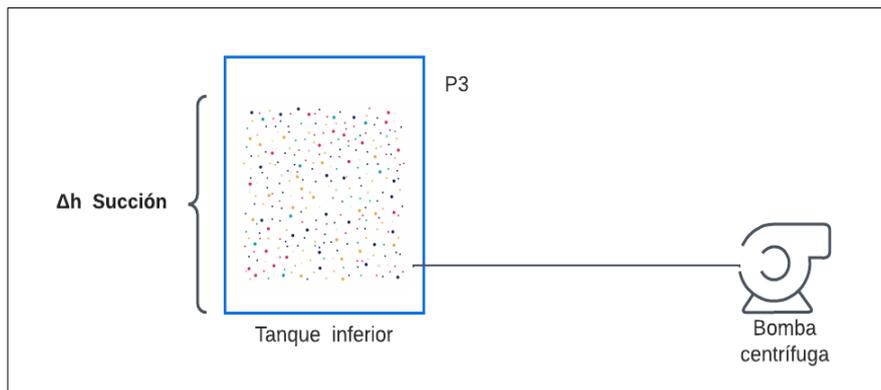
$\gamma$ : Peso específico del agua [ $\frac{N}{m^3}$ ,  $\frac{lb}{ft^3}$ ]

$H_B$ : Cabezal de la bomba [m]

$Q$ : Caudal de bombeo [m<sup>3</sup>s, m<sup>3</sup>h]

$n_B$ : Eficiencia de la bomba

En la figura 2.8 representa el tramo de la línea de succión, donde está compuesta principalmente por un tanque inferior donde se encuentra almacenado el fluido y es alimentado a través de una tubería por medio de una bomba centrífuga.



**Figura 2.8 Diagrama esquemático bomba-recipiente inferior**

La altura neta positiva de aspiración se calcula con la siguiente expresión:

$$NPSH_{disponible} = [P_3 - P_v] + (\Delta h) - (h_{totales-succión}) \quad (2.11)$$

Donde:

$NPSH_{disponible}$ : Altura neta positiva de aspiración [m]

$P_v$ : Presión de vapor agua [Pa]

$P_3$ : Presión atmosférica [Pa]

$\Delta h$ : Altura de succión [m]

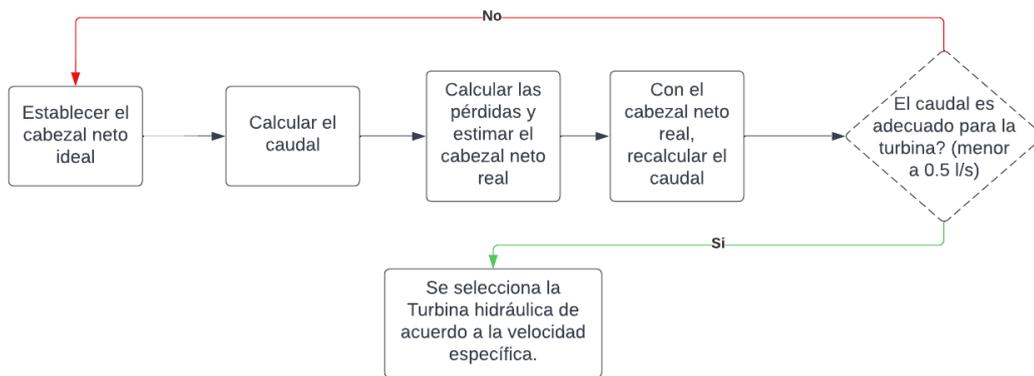
$h_{totales-succión}$ : Pérdidas totales de la línea de succión [m]

Las pérdidas totales en la línea de succión son:

$$h_{\text{totales-succión}} = \left( f_{\text{succión}} \frac{L_{\text{succión}}}{D_{\text{succión}}} + \Sigma K \right) \frac{v^2}{2g} \quad (2.12)$$

### 2.3 Procedimiento para Selección de Turbina

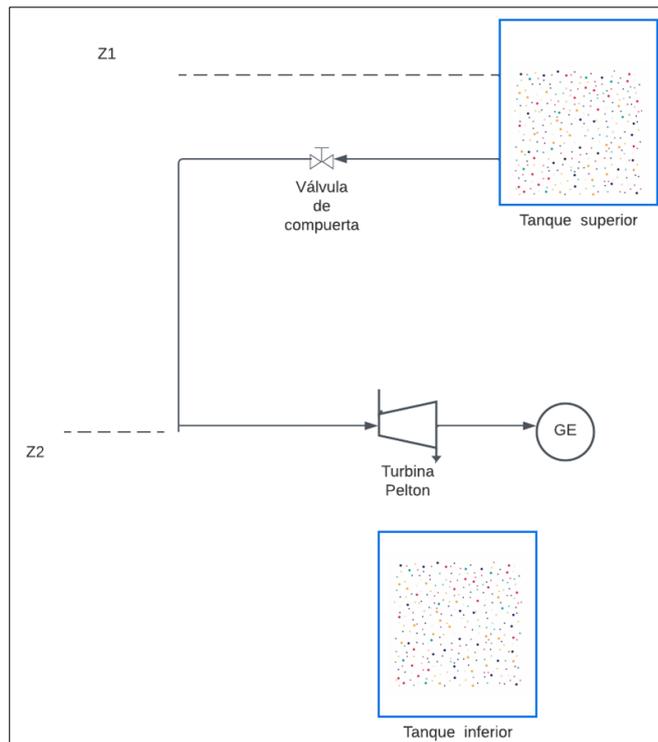
En la figura 2.9 se muestra el proceso iterativo para seleccionar la turbina hidráulica, en el cual se obtuvieron varios valores de cabezal y por ende de caudal hasta obtener aquellos que satisfagan los requerimientos de energía eléctrica.



**Figura 2.9 Proceso de selección de turbina.**

#### 2.3.1 Selección de la Turbina Hidráulica

El sistema que se presenta en la figura 2.10 está compuesto de un tanque superior conectado por medio de una tubería a una turbina hidráulica y, esta a su vez, se conecta a un generador eléctrico mediante un sistema mecánico.



**Figura 2.10 Diagrama esquemático recipiente superior-turbina Pelton.**

A partir de la relación entre energía que produce la turbina hidráulica y el generador se llega a la siguiente expresión (Ecuación 2.13) donde se determina el caudal requerido por la turbina:

$$P_e = n_{ht} n_{eg} \rho_w g H_{neto} Q \quad (2.13)$$

Donde:

$P_e$ : Potencia eléctrica [W].

$n_{ht}$ : Eficiencia de la turbina

$n_{eg}$ : Eficiencia del generador eléctrico.

$\rho_w$ : Densidad del fluido  $[\frac{Kg}{m^3}, \frac{Lb}{in^3}]$

$H$ : Cabezal Neto [m]

$Q$ : Caudal (turbina)  $[\frac{m^3}{s}, \frac{lt}{s}]$

Para calcular la velocidad de rotación de la turbina:

$$n = \frac{120 * f}{p} \quad (2.14)$$

Donde:

$n$ : Velocidad de rotación de la turbina [rpm]

$f$ : Frecuencia de la red [Hz]

$p$ : Número de polos del alternador [adimensional]

Se determina el número específico de revoluciones requerido para un tipo particular de turbina:

$$n_q = \frac{n * Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (2.15)$$

Donde:

$n_q$ : Número de revoluciones requerido [adimensional]

$Q$ : Caudal nominal [m<sup>3</sup>/s]

$H$ : Cabezal neto [m]

Velocidad específica que caracteriza al tipo de turbina:

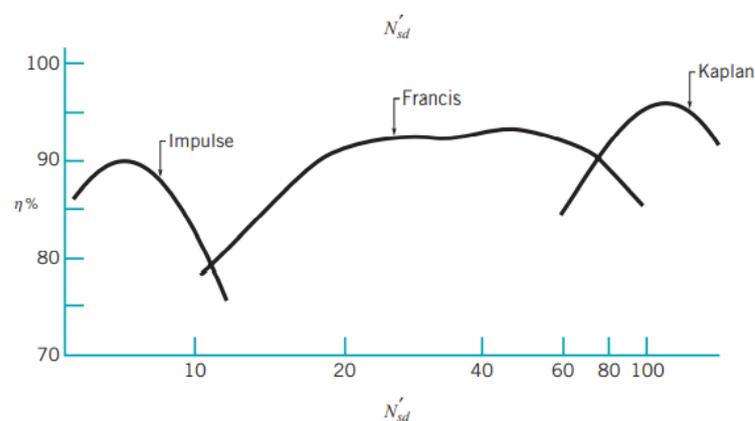
$$N_s = \frac{w \text{ (rpm)} \sqrt{W_{shaft} \text{ (bhp)}}}{[[h \text{ (ft)}}]^{5/4}} \quad (2.16)$$

Donde:

$w$ : velocidad angular de la turbina en rpm

$W_{shaft}$ : potencia mecánica en hp.

$h$ : cabezal neto disponible en pies.



**Figura 2.11 Eficiencia vs Velocidad específica de turbinas típicas.**

Tomado de (Munson, 2009)

Esta potencia se calcula mediante la siguiente expresión:

$$P = \frac{\gamma * Q * H * n_T}{76} \quad (2.17)$$

Donde:

$P$ : Potencia nominal o mecánica [CV].

$n_T$  : eficiencia de la turbina [adimensional].

$P$ : Potencia nominal o mecánica

La potencia hidráulica de la turbina es:

$$P_{turbina\ hidraulica} = \rho g H Q \quad (2.18)$$

La eficiencia de la turbina hidráulica es:

$$eficiencia = \frac{P_{mecanica}}{P_{turbina\ hidraulica}} \quad (2.19)$$

El sistema que se presenta en la figura 2.11 se hace referencia el nivel del reservorio superior del agua con respecto al nivel de la referencia de la turbina Pelton.

- **Perdidas por accesorios en turbina**

Para determinar el coeficiente de pérdida del inyector se establece la relación del diámetro del inyector y de la tubería para así poder llegar a la constante mediante la gráfica 1.2.

$$k = 0.1 \left( 1 - \frac{D_2}{D_1} \right) ; D_2/D_1 \text{ de } 0.5 \text{ a } 0.9 \quad (2.20)$$

Donde:

$D_2$ : diámetro del inyector [m].

$D_1$  : diámetro de la tubería [m]

Para determinar el cabezal de la turbina Pelton se aplica la siguiente expresión:

$$h_B = (Z_1 - Z_2) - (h_{perdidas\ tuberia} + h_{accesorios} + h_{inyector}) \quad (2.21)$$

Donde:

$h_{inyector}$  : Pérdidas del inyector [m]

### 2.3.2 Cálculo de pérdida y velocidad del inyector en la turbina Pelton.

1. A partir de la potencia hidráulica se obtiene el caudal de diseño en la tubería hacia la turbina:

$$P = \rho * g * Q * H \quad (2.22)$$

$$Q_{Tuberia} = \frac{P}{\rho * g * H} \quad (2.23)$$

Además, por continuidad, el caudal en la tubería de descarga hacia la turbina es:

$$Q_{Tuberia} = A_{jet} V_{jet} \quad (2.24)$$

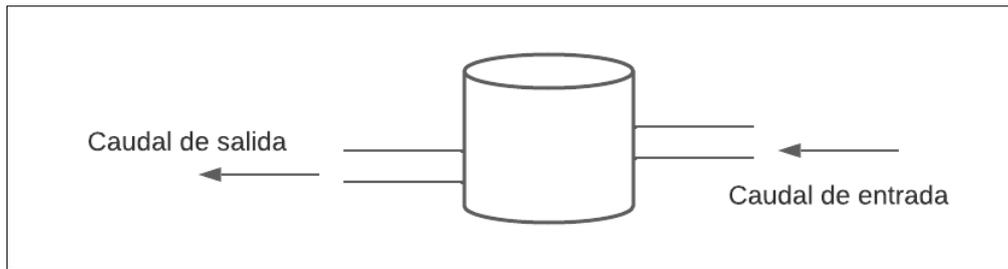
$$V_{jet} = \frac{Q_{Tuberia}}{A_{jet}} \quad (2.25)$$

Perdidas por tobera= K

$$h_{jet} = K * \frac{V_{jet}^2}{2 * g} \quad (2.26)$$

## 2.4 Dimensionamientos de los reservorios.

En el siguiente esquema de la Figura 2.12 se representa el reservorio cuando el fluido ingresa al tanque con ayuda de la bomba hidráulica y se almacena, y después este fluido sea enviado a la turbina Pelton.



**Figura 2.12 Diagrama esquemático del recipiente superior**

Para el dimensionamiento de los reservorios se realizó un análisis a partir del teorema de transporte de Reynolds de forma integral, se considera que el fluido es incompresible (densidad constante) para determinar el cambio de volumen de agua.

$$Q_{entra} - Q_{salida} = \frac{dV}{dt} \quad (2.27)$$

Donde:

$\frac{dV}{dt}$ : cambio de volumen de agua

$Q_{entra}$ : Caudal de entrada  $[\frac{m^3}{s}, \frac{lt}{s}]$

$Q_{salida}$ : Caudal de salida  $[\frac{m^3}{s}, \frac{lt}{s}]$

Por lo que para un determinado tiempo para el volumen disponible de agua se utiliza la siguiente expresión:

$$V = (Q_{entra} - Q_{salida}) * t \quad (2.28)$$

Donde:

$t$ : tiempo determinado [s]

Para el almacenamiento del fluido el caudal de salida es cero, y resulta en la siguiente expresión:

$$V = Q_{entra} * t \quad (2.29)$$

Una vez establecido el volumen de agua se estiman las dimensiones del tanque, mediante el proceso de optimización.

Considerando un tanque cilíndrico:

$$V = \pi * r^2 * h \quad (2.30)$$

Donde:

$V$ : volumen del tanque [m<sup>3</sup>]

$r$ : Radio del tanque [m]

$h$ : Altura del tanque [m]

Una vez calculada la dimensión optimizada, se obtiene el radio del tanque:

$$r^2 = \frac{h^2}{2} \quad (2.31)$$

Finalmente, para determinar la altura del tanque cilíndrico:

$$h = \sqrt[3]{\frac{2}{\pi} V} \quad (2.32)$$

Para determinar el cambio de nivel del volumen de agua en el tanque se utiliza la siguiente ecuación:

$$\frac{(Q_{entra})}{A} = \frac{dh}{dt} \quad (2.33)$$

Donde:

$\frac{dh}{dt}$ : cambio de nivel del agua [m]

De la Ec. (2.29) se puede determinar el tiempo de llenado del tanque:

$$dt = \frac{dh * A}{(Q_{entra})} \quad (2.34)$$

Para determinar la presión de aire se parte de la presión de aire que requiere el tanque superior mediante la siguiente expresión:

$$P_{aire} = P_{total} - P_{agua} \quad (2.35)$$

Donde:

$P_{aire}$ : Presión del aire [PSI]

$P_{total}$ : Presión total del tanque [PSI]

$P_{agua}$ : Presión de agua en el tanque [PSI]

## 2.5 Diseño de recipiente a presión

Para el diseño del recipiente a presión se usó el código ASME (BPVC de la sección VIII-División 1) donde se deben determinar los esfuerzos que existen en el tanque. El esfuerzo tangencial se determina mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_t = \frac{P * D}{2 * t_r} \quad (2.36)$$

Donde:

$\sigma_t$ : Esfuerzo tangencial [PSI]

$P$ : Presión de diseño [PSI]

$D$ : Diámetro del cilindro[in]

$t_r$ : Espesor requerido [in]

El espesor requerido para el esfuerzo tangencial se determina mediante la siguiente ecuación:

$$t_r = \frac{P * R}{S * E - 0,6 * P} \quad (2.37)$$

Si cumple  $t \leq R/2$

Donde:

$R$ : Radio interior [in].

$S$ : Tensión máxima admisible del material [Psi]

$E$ : Eficiencia de la junta de la soldadura [adimensional].

La presión máxima o admisible que debe soportar el esfuerzo tangencial es:

$$P_{max-esfuerzo\ tangencial} = \frac{S * E * t}{R + 0,6 * t} \quad ( 2.38 )$$

Si cumple  $P_{max} \leq 0,385(S * E)$

Donde:

$P_{maxima-esfuerzo\ tangencial}$  : Presión máxima para el esfuerzo tangencial [PSI]

Para el esfuerzo axial o longitudinal a lo largo de la pared se usa:

$$\sigma_L = \frac{P * D}{4 * t_r} \quad ( 2.39 )$$

Donde:

$\sigma_L$ : Esfuerzo longitudinal [PSI]

El espesor requerido para el esfuerzo longitudinal se determina mediante la siguiente ecuación:

$$t_r = \frac{P * R}{2 * S * E + 0,4 * P} \quad (2.40)$$

La presión máxima o admisible que debe soportar el esfuerzo longitudinal es:

$$P_{max} = \frac{2 * S * E * t}{R - 0,4 * t} \quad ( 2.41 )$$

Donde:

$P_{maxima-esfuerzo\ longitudinal}$ : Presión máxima para el esfuerzo longitudinal [PSI]

También se diseñó el cabezal del tanque, donde se eligió un cabezal hemisférico debido a que es más resistente.

El espesor requerido que necesita el cabezal hemisférico del tanque es:

$$t_r = \frac{P * L}{2 * S * E - 0,2 * P} \quad (2.42)$$

Si cumple  $t \leq 0,356L$

Donde:

$L$ : Radio interior [in].

La presión máxima o admisible que debe soportar el cabezal hemisférico es:

$$P_{max} = \frac{2 * S * E * t}{L + 0,2 * t} \quad ( 2.43 )$$

Si cumple  $P_{max} \leq 0,665(S * E)$

El esfuerzo principal es igual al esfuerzo tangencial  $\sigma_1 = \sigma_t$  .

El esfuerzo intermedio principal es igual al esfuerzo longitudinal  $\sigma_2 = \sigma_L$  .

El mínimo esfuerzo principal radial  $\sigma_3 = \sigma_r = 0$  .

El cálculo del máximo esfuerzo de cizallamiento (corte) es:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (2.44)$$

El esfuerzo de Misses se determina mediante la siguiente expresión:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 * \sigma_3} \quad (2.45)$$

Donde:

$\sigma'$ : Esfuerzo de Misses [Psi]

Para verificar si el tanque falla o no falla, se aplica el criterio de Von Misses utilizando la siguiente ecuación:

$$FS_{Misses} = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (2.46)$$

Donde:

$FS_{Misses}$ : Factor de seguridad de Misses

$S_y$ : Esfuerzo de fluencia [psi]

$\sigma'$ : Esfuerzo de Misses [Psi]

## 2.6 Selección de banda y polea

Para la conexión entre la turbina hidráulica y el generador eléctrico se utilizó un sistema de bandas y poleas, para ello se utilizó el catálogo de Martin. A continuación (Figura 2.13), se presenta un diagrama del proceso de selección:

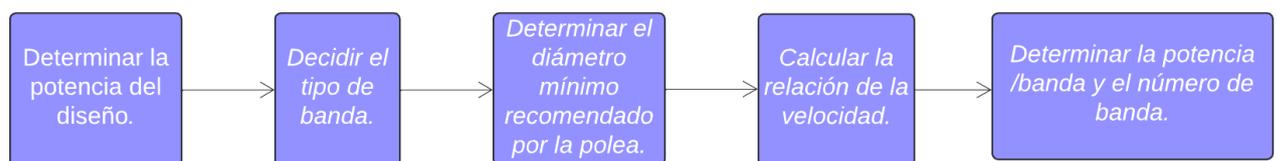


Figura 2.13 Diagrama de procedimiento de banda y polea

## 2.7 Diseño de un medidor de presión con Arduino

El medidor de presión con Arduino muestra el valor de la presión en el tanque superior a través de una pantalla LCD, para esto lo primero que se realizó es seleccionar un sensor de presión universal para el sistema hidráulico y así determinar la curva característica de operación (Ver en el Apéndice A el diseño detallado).

## **2.8 Diseño del tablero de control**

Se establecen dos condiciones de operación para el sistema de control siendo estas las que gobiernen el encendido y apagado del motor de la bomba a través del presostato. Con la presión máxima del tanque, el motor se apagará debido al tanque lleno a su máxima capacidad; y cuando la presión sea la mínima, el motor se encenderá para empezar la fase de carga, hasta alcanzar la presión máxima configurada en el presostato. (ver en el Apéndice A el diseño a detalle).

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

### 3.1 Dimensionamiento de la tubería a lo largo del sistema hidráulico.

En la figura 3.1 se observan las longitudes de las tuberías de todo el sistema hidráulico, además se identifican los tramos de aspiración y descarga del tramo de la bomba centrífuga además del tramo de descarga del tanque superior hacia la turbina Pelton.

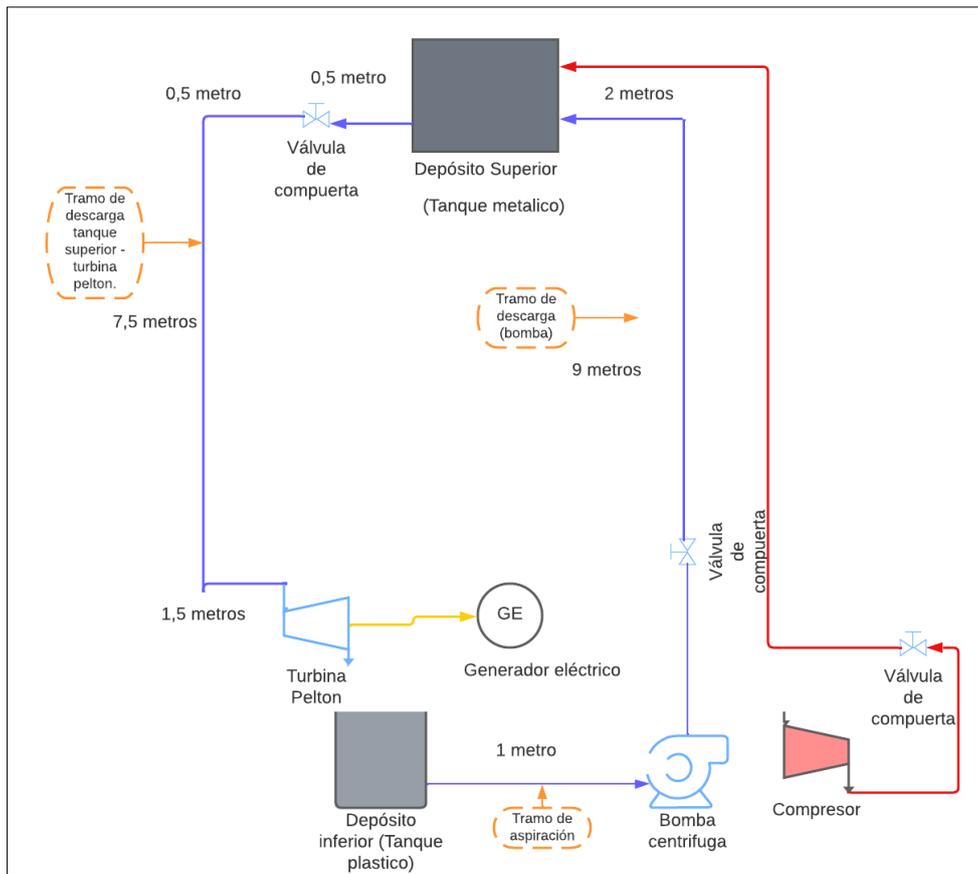


Figura 3.1 Diagrama esquemático del sistema hidráulico.

### 3.2 Selección de la bomba centrífuga

Para la selección de la bomba centrífuga se establecieron los valores de: caudal y diámetro de tuberías. Las tuberías son escogidas de un catálogo comercial (material plástico), sus diámetros se presentan en la tabla 3.1

**Tabla 3.1 Datos de entrada para la selección de bomba.**

Caudal [m <sup>3</sup> /s]	0,0009
Diámetro nominal (tubería de succión) [m]	0,032
Diámetro nominal (tubería de descarga) [m]	0,025

A partir de la tabla 3.1 se obtuvieron las velocidades de succión y descarga mediante la ecuación 2.6:

**Tabla 3.2 Resultados de velocidades de succión y descarga.**

Velocidad de succión [m/s]	1,1
Velocidad de descarga [m/s]	1,8

**Tabla 3.3 Datos de entrada para la línea de succión.**

Longitud de succión[m/s]	1
Velocidad del fluido (succión)[m/s]	1,1
Gravedad [m/s <sup>2</sup> ]	9,8
Rugosidad (material plástico) [m]	0
Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	997
Viscosidad dinámica [Pa.s]	0,000891

*Nota. Parámetros necesarios para realizar el análisis de pérdidas por fricción.*

Se determina el tipo de flujo en la línea de succión de la ecuación 2.2. El factor de fricción se utilizan los valores de la tabla 3.3 y la ecuación 2.3:

**Tabla 3.4 Resultados para la línea de succión.**

Número de Reynolds	40090,3944
Factor de fricción	0,022
Perdidas por tubería [m]	0,044

Se obtuvo un flujo turbulento en la línea de succión de la bomba centrífuga mostrado en la tabla 3.4. Para determinar las pérdidas por accesorios se usan los valores de coeficientes de pérdidas (K) que se presentan en la siguiente Tabla 3.5.

**Tabla 3.5 Valores de K para los accesorios para la línea de succión.**

Accesorios	Valor de K
Entrada cuadrada	0,5
Acople	0,08

Nota. Valores de k para los accesorios en tubería. Tomado de W.Janna, "Design of Fluid Thermal Systems" 4ta edición, 2015).

Para calcular las pérdidas por accesorios para la válvula de pie y para los codos de 90° se usa la ecuación 2.5.

En la tabla 3.6 se establecen los valores de pérdidas para accesorios en la línea de succión:

**Tabla 3.6 Resultados de perdidas por accesorio línea de succión.**

Entrada cuadrada [m]	0,032
Acople [m]	0,005

A continuación, se establecen los valores necesarios para calcular el factor de fricción, en la tabla 3.7:

**Tabla 3.7 Datos de entrada para la línea de descarga.**

Longitud de descarga[m/s]	11
Velocidad del fluido (succión)[m/s]	1,8
Gravedad [m/s <sup>2</sup> ]	9,8
Rugosidad (material plástico) [m]	0
Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	997
Viscosidad dinámica [Pa.s]	0,000891

Nota. La rugosidad se la tomó de la tabla de rugosidades de W.Janna, "Design of Fluid Thermal Systems" 4ta edición, 2015)

Se determina el tipo de flujo en la línea de descarga con la ecuación 2.2:

Para determinar el factor de fricción se usaron los valores de la tabla 3.7 y la ecuación 2.3.

**Tabla 3.8 Resultados para la línea de descarga.**

Número de Reynolds	51315,7048
Factor de fricción	0,0206
Perdidas por tubería [m]	0,85

Se obtuvo un tipo de flujo turbulento a través de la línea de descarga. Para determinar las pérdidas por accesorios se establecen los valores de coeficiente de pérdidas (K) que se presentan en la siguiente tabla 3.9.

**Tabla 3.9 Valores de K para los accesorios para la línea de descarga.**

Accesorios	Valor de K
Codo de 90°	1,4
Válvula de compuerta (100%)	0,15
Entrada cuadrada	0,5
Acople	0,08

Nota. Valores Tomados de W.Janna, "Design of Fluid Thermal Systems" 4ta edición, pág 104, 2015)

Se utilizó la ecuación 2.5 en la línea de succión con la cual se obtuvieron los siguientes resultados mostrados en la Tabla 3.10:

**Tabla 3.10 Resultados de las pérdidas accesorios para la línea de descarga.**

Pérdidas por accesorio	
Codo de 90° [m]	0,13
Válvula de compuerta [m]	0,014
Entrada cuadrada [m]	0,047
Acople	0,0075

Una vez obtenidas todas las pérdidas a lo largo de la tubería y por accesorios, tanto para la línea de succión como de descarga se procede a determinar la carga total de la bomba mediante la ecuación 2.7. Donde se consideran los dos puntos de referencia se encuentran a presión atmosférica y sus velocidades; al ser recipientes muy grandes se consideran aproximadamente cero por lo que queda la suma de la diferencia de altura y las pérdidas por longitud de tubería y accesorios dando como resultado 10,13 [m]. Luego se usó el catálogo comercial EBARA para determinar la familia de la bomba disponible con las características ya mencionadas (carga total de la bomba y caudal), del catálogo se seleccionó la CDX 70/076 (ver figuras A.5 en el Apéndice A).

Una vez determinada la familia de la bomba se procede a establecer la ecuación del sistema y la ecuación la bomba para encontrar el punto de operación de la bomba (ver en el Apéndice A el detalle).

En la tabla 3.11 se muestran los valores necesarios para establecer la ecuación del sistema y el punto de operación:

**Tabla 3.11 Datos de entrada para la ecuación del sistema.**

<b>fs</b>	0,022
<b>Ls [m]</b>	1
<b>Ds [m]</b>	0,032
<b>As [m<sup>2</sup>]</b>	0,00080
<b>fd</b>	0,0206
<b>Ld [m]</b>	11
<b>Dd [m]</b>	0,025
<b>Ad [m<sup>2</sup>]</b>	0,00049
<b>g [m/h<sup>2</sup>]</b>	1,27E+08
<b>ΣK (succión)</b>	0,58
<b>ΣK (descarga)</b>	2,13

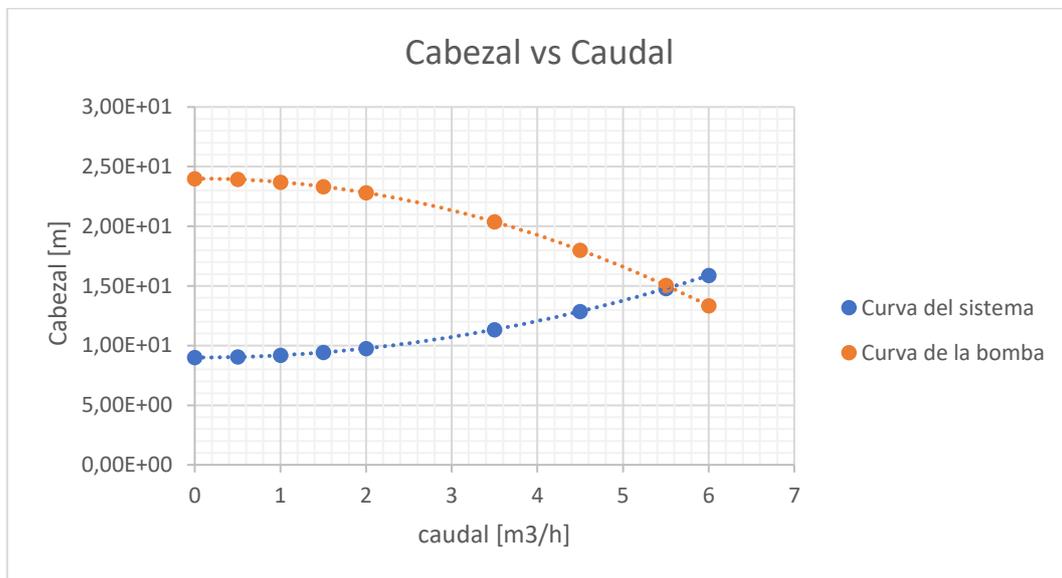
Una vez determinado el punto de operación se establecen los parámetros de operación de la bomba mostrados en la Tabla 3.12.

**Tabla 3.12 Características y punto de operación de la bomba seleccionada.**

<b>Modelo y serie de bomba</b>	<b>CDX 70/076</b>
<b>Velocidad de rotación [min - 1]</b>	3450
<b>Pruebas Estandarizada</b>	ISO 9906
<b>h bomba [m]</b>	15
<b>Q [m<sup>3</sup>/h]</b>	5,5
<b>NPSHr [m]</b>	1,8
<b>Potencia (P) [KW]</b>	0,41
<b>Eficiencia (n) [%]</b>	55
<b>Diámetro impeller [mm]</b>	115

En la Tabla 3,12 se puede observar que los valores de NPSHr (requerido), potencia y, eficiencia son aproximados a la curva de la bomba del fabricante (Ver figura A.6, A.7, A.8 en el Apéndice A) el diámetro del impeller de la familia de bomba seleccionado es de 115 [mm].

En la figura 3.2 finalmente se muestra el punto de operación de la bomba:

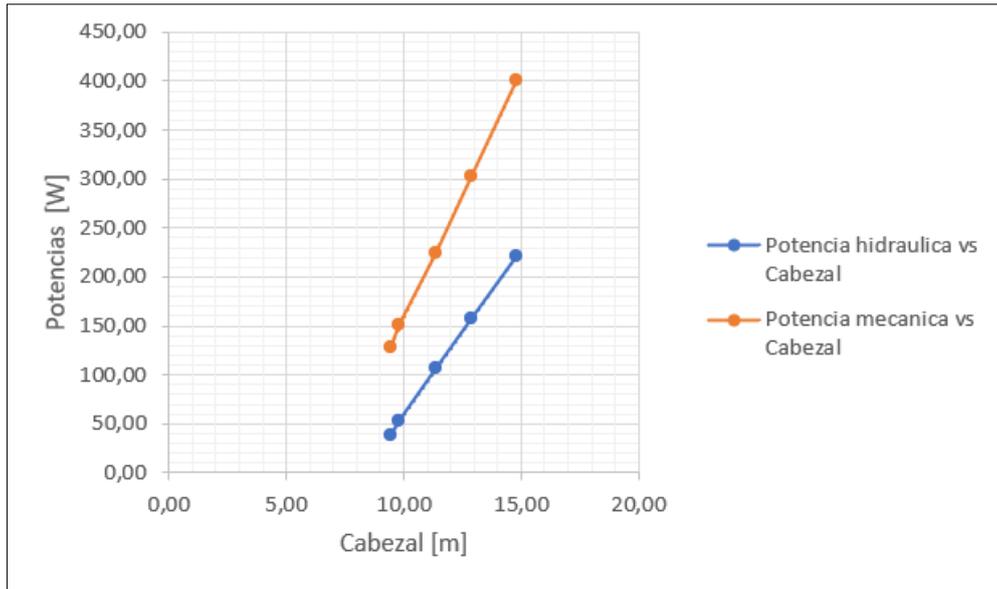


**Figura 3.2 Punto de operación de la bomba centrífuga.**

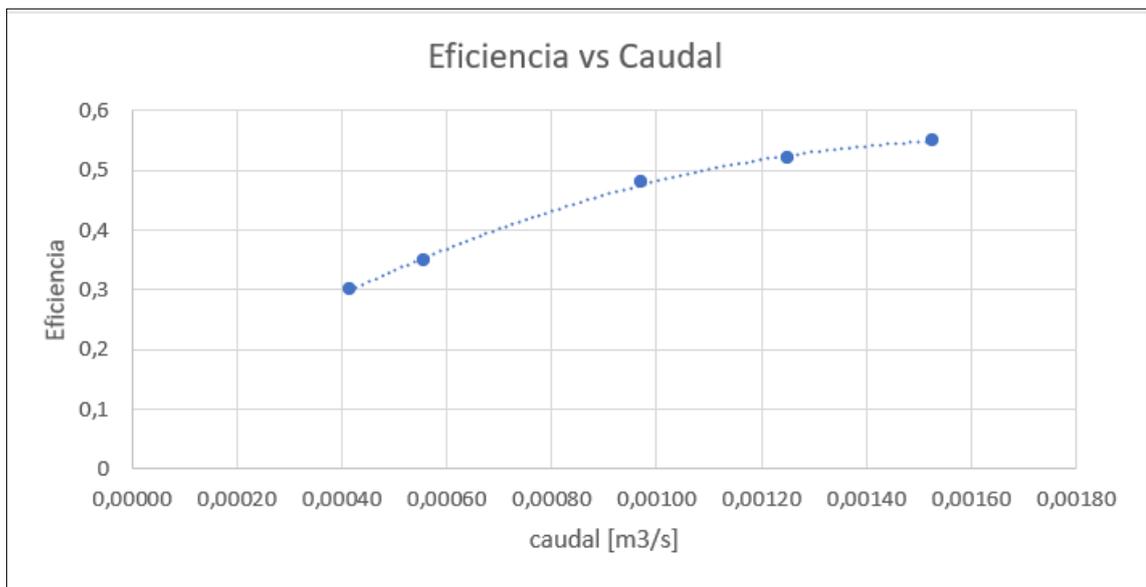
**Tabla 3.13 Resultados potencia mecánica e hidráulica de la bomba centrífuga.**

Cabezal [m]	Potencia hidráulica [W]	Potencia mecánica [W]
<b>9,43</b>	38,39	127,96
<b>9,76</b>	53,00	151,43
<b>11,34</b>	107,72	224,41
<b>12,87</b>	157,16	302,23
<b>15</b>	220,59	401,08

En la tabla 3.13 se puede observar el comportamiento de la potencia hidráulica y mecánica, conforme se está aumentando el cabezal de la bomba, a partir de los 9,43 metros hasta el punto de operación que son los 15 metros. De esta tabla de resultados se puede observar el comportamiento de la potencia mecánica e hidráulica como se observa en la figura 3.3 y de la eficiencia con respecto al caudal en la figura 3.4.

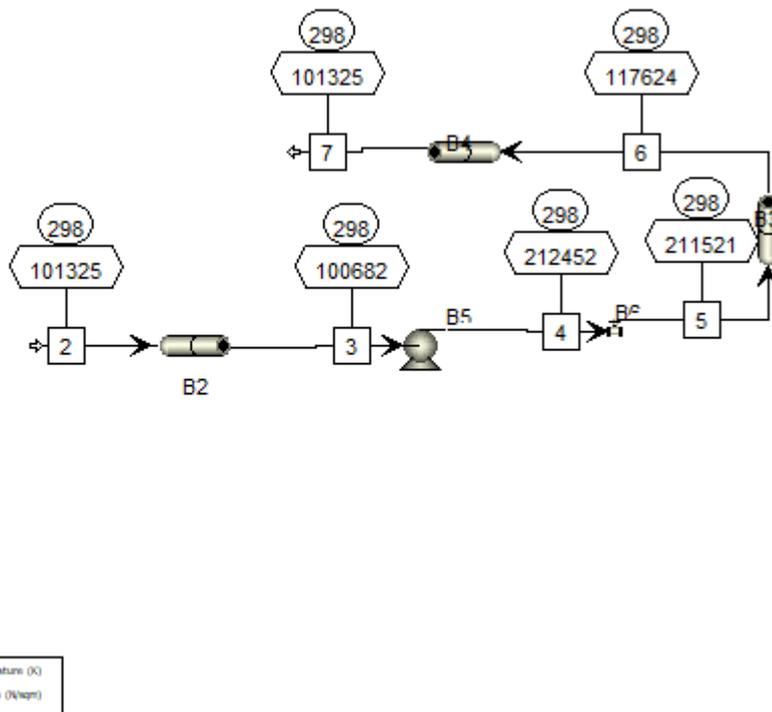


**Figura 3.3** Curvas de potencia mecánica e hidráulica de la bomba centrífuga.



**Figura 3.4** Eficiencia vs Caudal.

En la figura 3.5 se realizó una simulación del tramo de succión y descarga de la bomba centrífuga permitiendo observar el comportamiento de la temperatura y presión a lo largo de la tubería con un caudal de bombeo de 0,0009 m<sup>3</sup>/s.



**Figura 3.5 Sistema tanque inferior-superior en Aspen Plus.**

En los sistemas hidráulicos existen pérdidas de presión, debido a la fricción en tuberías y accesorios. En la simulación Figura 3.5 se observa que la presión empieza 101325 [Pa] y decae hasta 100682 [Pa] antes de llegar a la bomba centrífuga, y esta necesita impulsar con una presión de 212452 [Pa] hasta llegar al reservorio superior con una presión atmosférica. Gráficamente podemos observar algunos de los tramos donde la tubería decae linealmente. (ver Apéndice la figura A.1 y A.2)

### 3.3 Análisis de cavitación

Primero se obtuvo el NPSH disponible, para ello se establecen los siguientes parámetros mostrados en la tabla 3.14:

**Tabla 3.14 Datos de entrada para el cálculo del NPSH disponible.**

Presión atmosférica (P1) [m]	10,34
Presión vapor (Pv) [m]	0,33
Altura de succión [m]	0,5
Pérdidas totales (succión) [m]	0,080

Para determinar el cabezal neto positivo de aspiración disponible se utiliza la ecuación (2.11) donde da como resultado:

$$NPSH_{disponible} = 10,43 [m]$$

Este valor de NPSH disponible es mayor que el NPSH requerido (valor que se encuentra en la tabla 3.12) por lo que se garantiza que evite la formación y explosión de burbujas de vapor a lo largo de la tubería y en la superficie interior de la bomba.

### 3.4 Selección de la turbina hidráulica

En la tabla 3.15 se muestran los datos de entrada que determinan el caudal de diseño para generar una potencia nominal aproximada a 130 watts.

Como la altura geométrica de laboratorio está restringida a 9 metros, se usa el tanque de presión para simular 34 metros. Este valor permite trabajar con bajos caudales y bajas pérdidas por longitud de tubería y por accesorios.

**Tabla 3.15 Datos de entrada para los cálculos requeridos.**

Rango de Potencia eléctrica [W]	30 a 130
Cabezal simulado con presión (3,4 bar) en tanque [m]	34
Gravedad [m/s <sup>2</sup> ]	9.8
Densidad agua [kg/m <sup>3</sup> ]	997
Eficiencia del generador	0,85
Diámetro interior de la tubería [m]	0,025
Longitud de la tubería [m]	10
diámetro del inyector [m]	0,01

Se usó una eficiencia máxima de 43% dada por el fabricante de la turbina para calcular el caudal necesario para generar aproximadamente 130 Watts de potencia eléctrica. El caudal requerido para la turbina es de 0,00092 m<sup>3</sup>/s.

En la tabla 3.16 se muestran los resultados de pérdidas de fricción por tubería y por accesorios, además de las pérdidas por la tobera. Las pérdidas totales calculadas fueron de 2.5 metros. Esta altura no se considera para el recálculo de caudal, por lo que el cabezal neto disminuye de 34 a 31.5 metros.

**Tabla 3.16 Pérdidas por longitud de tubería, accesorios, y tobera**

Número de Reynolds (NR)	61749
Factor de fricción (f)	0,020
Pérdidas tubería [m]	1.47
Pérdidas por accesorios 2 codos de 90, y válvula de compuerta (m)	0.53
Pérdidas inyector [m]	0,5
Pérdidas Totales [m]	2.5

Una vez obtenido el cabezal neto, se recalcula el caudal necesario y se obtiene una potencia final generada mostrada en la tabla 3.17:

**Tabla 3.17 Valores usados para estimar velocidad específica de la turbina.**

Caudal de la turbina [m <sup>3</sup> /s]	0,00092
Cabezal neto [m]	31,5
Potencia mecánica nominal [Watts]	140
Número de polos	12
Velocidad de rotación de la turbina[rpm]	600
Número específico de revoluciones (nq)	1,36
Velocidad específica específica (ns)	10

A partir de los resultados obtenidos de la tabla 3.17 el valor del número específico de revoluciones y la velocidad específica nos indica que la turbina que se debería utilizar es una turbina Pelton de un inyector ya que sus valores están dentro del rango presentado en la tabla 1.1.

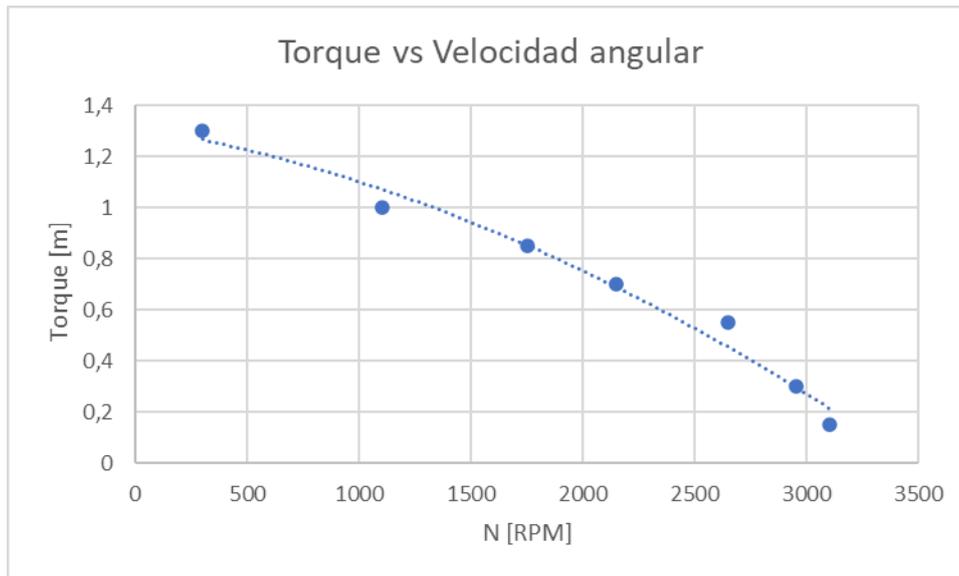
De acuerdo con cada valor de velocidad angular corresponde una potencia mecánica, la gráfica de potencia mecánica vs velocidad angular se encuentran en la figura 3.8.

En la tabla 3.18 se muestran los valores de Torque y velocidad angular a un cabezal constante de 34 metros dados por el fabricante de la turbina Pelton.

La variación del cabezal es mínima según el fabricante, por lo que se lo considera constante para obtener las curvas de operación de la turbina.

**Tabla 3.18 Valores de Torque y Velocidad a cabezal constante.**

Cabezal [m]	Torque [N.m]	N [RPM]
34	1.3	300
34	1	1100
34	0.85	1750
34	0.7	2150
34	0.55	2650
34	0.3	2950
34	0.15	3100



**Figura 3.6 Relación entre Torque y velocidad angular a cabezal constante**

Nota. Los valores representados en la figura 3.5 son proporcionados por el fabricante “Edibon, equipamiento didáctico para la educación técnica e ingeniería”.

Se tomó como referencia un cabezal de 34 metros a un caudal de 0.001 m<sup>3</sup>/s, de acuerdo con datos dados por el fabricante de turbina, para determinar los valores de velocidad del inyector, pérdidas por fricción en tubería y, accesorios del sistema hidráulico propuesto ubicados en la tabla 3.19. El valor de velocidad mostrado es el máximo que se puede obtener con la turbina Edibon. Esto establece la condición máxima de operación del sistema. De esta forma se obtuvo el cabezal neto disponible para la turbina, y se estimó la potencia hidráulica y mecánica que genera la turbina Pelton.

**Tabla 3.19 Velocidad máxima y perdidas por fricción en tubería**

Caudal [m <sup>3</sup> /s]: 0.0011					
H [m]	Velocidad. del inyector [m/s]	Velocidad. en tubería [m/s]	Pipe loss [m]	Minor loss [m]	jet loss [m]
34	14	2.2	1.97	0,73	0.5

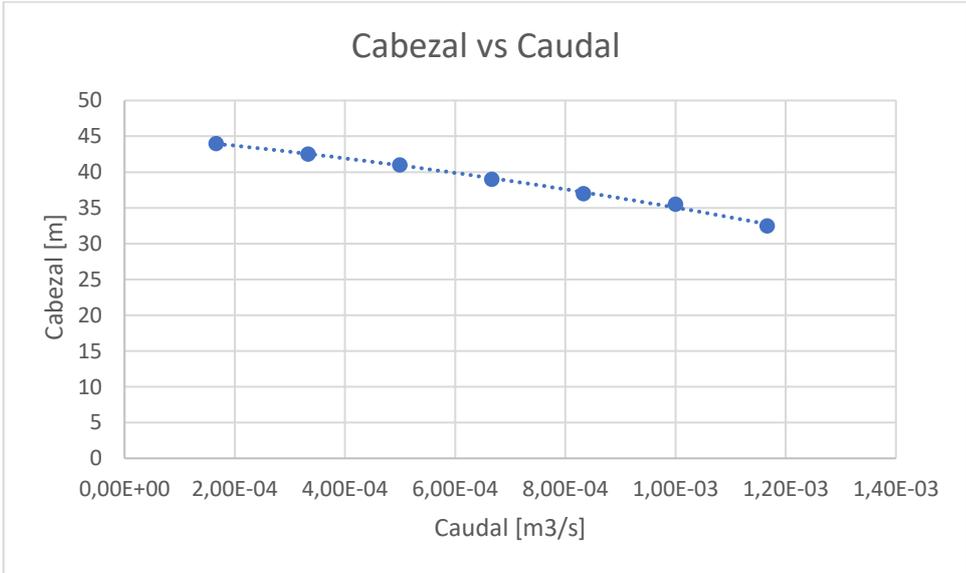
En la figura 3.20 se muestran los valores de potencia hidráulica y potencia mecánica en el eje de la turbina. Se obtiene una máxima eficiencia de 43% a 139.75 Watts de potencia en el eje, y la mínima potencia con 14% de eficiencia a 45.5 Watts. Lo cual es suficiente para alimentar cargas pequeñas.

**Tabla 3.20 Resultados para turbina Pelton**

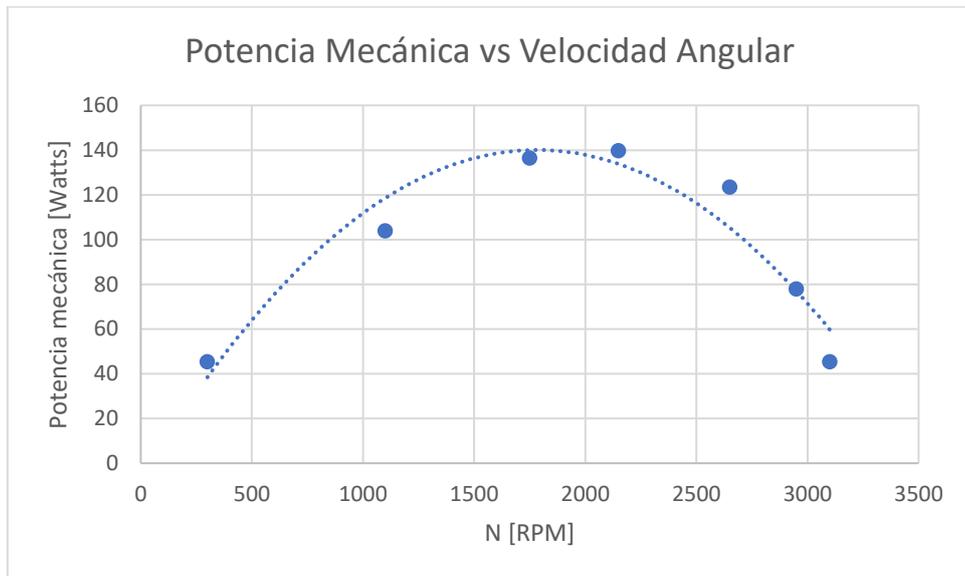
H neto [m]	P. Hidráulica [Watts]	P. Mecánica [Watts]	Eficiencia	P. eléctrica [Watts]
31.5	325	45.5	0.14	43
31.5	325	104	0.32	98
31.5	325	136.5	0.42	132
31.5	325	139.75	0.43	136
31.5	325	123.5	0.38	123
31.5	325	78	0.24	77
31.5	325	45.5	0.14	43

**Curvas de Operación de la Turbina Pelton**

A partir de los datos del fabricante, se muestra la figura 3.7, donde se observa que el cabezal mínimo necesario de operación para el sistema es de 32 metros aproximadamente a un caudal de 1.17 litros/segundo.



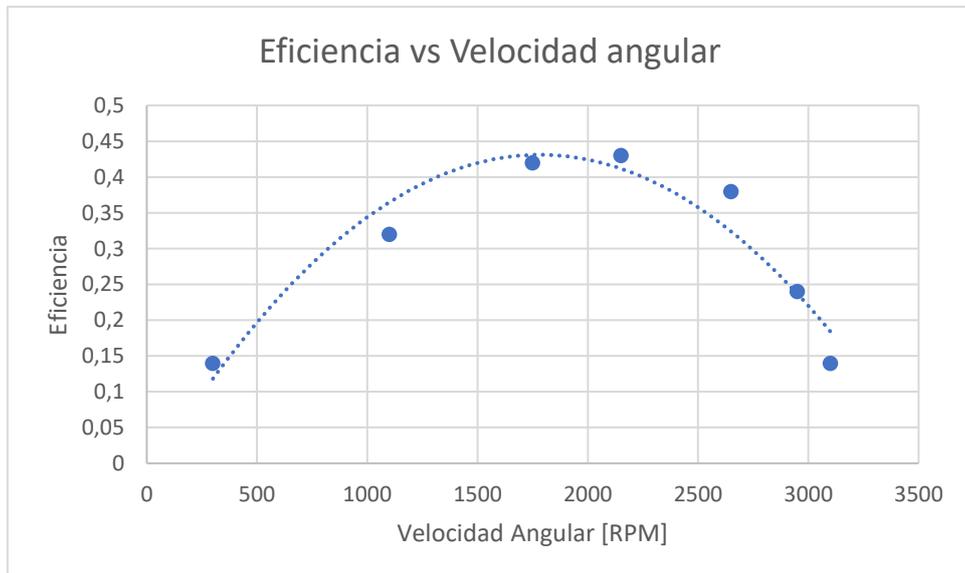
**Figura 3.7 Curva de representación de cabezal de la turbina Pelton vs Caudal**



**Figura 3.8 Curva Potencia mecánica vs Velocidad angular**

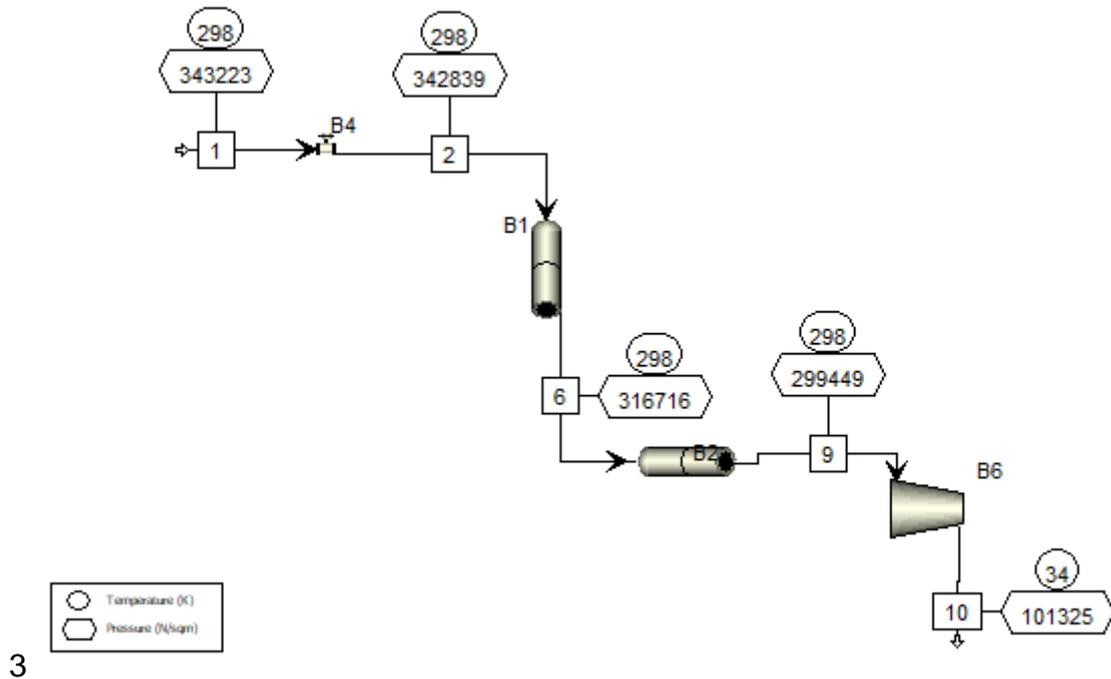
En la Figura 3.8, se observa que la potencia máxima en el eje es de 140 Watts y se la alcanza a una velocidad de 2100 RPM aproximadamente, luego de esto, comienza a disminuir hasta llegar a un valor mínimo de 50 Watts.

En la figura 3.9 se obtiene la curva de eficiencia, la máxima eficiencia de la turbina es de 40%, la cual corresponde a una potencia eléctrica de 130 Watts.



**Figura 3.9 Curva de eficiencia vs Velocidad Angular**

En la figura 3.10 se realizó una simulación de descarga del tanque superior permitiendo observar el comportamiento de la temperatura y presión a lo largo de la tubería.



**Figura 3.10 Sistema tanque superior-inferior realizado en Aspen Plus.**

Se observa que la presión en el tanque es de 343223 [Pa] (34metros) y a medida que pasa a lo largo de la tubería su presión decae por las pérdidas, y esta llega a 299449[Pa] (30 metros) antes de pasar a la turbina Pelton. Ese valor es la presión disponible en la turbina y se corrobora con los datos calculados de la tabla 3.20 dado que 31.5 metros, es muy cercano a los 30 metros mostrados en la simulación.

### 3.3. Análisis y cálculos del dimensionamiento de los reservorios

En el dimensionamiento de los reservorios se establecen los parámetros a continuación, presentados en la Tabla 3.21.

**Tabla 3.21 Datos de entrada para el dimensionamiento de los reservorios.**

Caudal de entrada (m <sup>3</sup> /s)	0,0009
Caudal de salida (m <sup>3</sup> /s)	0
Tiempo de llenado del tanque estimado (s)	480

A partir de los datos de entrada se utilizó la ecuación 2.28 donde se determinó que el volumen del tanque es 0,5 [metros cúbicos]. Para determinar el volumen del tanque se utilizó el teorema de transporte de Reynolds y un caudal de operación de entrada del 50%, multiplicada por un tiempo de 480 segundos para obtener un volumen de 0,5 metros cúbicos. En la tabla 3.22 se muestran los resultados finales del dimensionamiento del reservorio superior:

**Tabla 3.22 Resultados de las dimensiones del reservorio.**

Volumen del tanque (m <sup>3</sup> )	0,5
Altura del tanque (m)	0,68
Radio del tanque (m)	0,48

### 3.3. Análisis y cálculos del diseño de recipiente a presión

Para el diseño del recipiente a presión (reservorio superior) se usaron los parámetros que se presentan en la tabla 3.23

**Tabla 3.23 Datos de entrada para los cálculos de esfuerzos.**

Volumen del tanque [m <sup>3</sup> ]	0,5
Diámetro del tanque [in]	37,78
Altura del tanque [in]	26,77
Presión de diseño [Psi]	99,56
Espesor [in]	0,12
Tensión máxima admisible (Acero ASTM A36) [Psi]	80000
Eficiencia de la junta soldadura	1

A partir de los datos de entrada presentados en la Tabla 3.23, se procedió a determinar los valores en la tabla 3.24:

**Tabla 3.24 Resultados Obtenidos del diseño de recipiente.**

<b>Espesor requerido (esfuerzo tangencial) [in]</b>	<b>0,024</b>
<b>Esfuerzo tangencial [Psi]</b>	<b>78362,02</b>
<b>Presión máxima (esfuerzo tangencial) [Psi]</b>	<b>506,28</b>
<b>Espesor requerido (esfuerzo longitudinal) [in]</b>	<b>0,011</b>
<b>Esfuerzo Longitudinal [Psi]</b>	<b>85485,84</b>
<b>Presión máxima (esfuerzo longitudinal) [Psi]</b>	<b>1019</b>

En la Tabla 3.24 Se observa que la presión máxima calculada que soportaría, tanto para los esfuerzos longitudinal y tangencial son muy altos: 1019 Psi y 506.28 Psi. Estos valores están por encima de los 99,56 Psi requeridos, lo que brinda seguridad al tanque y la flexibilidad de trabajar a presiones más altas.

Para el diseño del cabezal hemisférico (Tapa) del tanque se determinó un espesor requerido de 0,011 pulgadas para su construcción y una presión máxima de 1015,12 [Psi], siendo más resistente que el esfuerzo tangencial en las paredes del cilindro y un poco menos resistente al esfuerzo longitudinal. Finalmente, se utilizó, el teorema de Von Misses, esto permitió verificar la seguridad del diseño del recipiente, que se da mediante la relación del esfuerzo de fluencia y el esfuerzo de Misses, con el que se obtuvo un factor de seguridad de 1,02.

### **3.3. Análisis y cálculos de selección de bandas y poleas.**

Para el sistema mecánico de bandas y poleas se requiere los datos de entrada que permitirán la selección, mostrados en la tabla 3.25.

**Tabla 3.25 Datos de entrada para selección de bandas y poleas.**

<b>Velocidad del eje generador [rpm]</b>	<b>500</b>
<b>Velocidad del eje de la turbina [rpm]</b>	<b>600</b>
<b>Tiempo de trabajo [ horas/día]</b>	<b>6</b>
<b>Potencia del motor eléctrico [Hp]</b>	<b>0,4</b>

La velocidad del eje de la turbina es 600 [rpm] (fabricante) por lo que debe ser igual a la del generador aun 85% de eficiencia (ver en Apéndice A la figura A.4), pero debido a las fluctuaciones que existen en los sistemas mecánicos se estima que esta velocidad sea de 500 [rpm].

**Tabla 3.26 Tabla de Resultados de las bandas y poleas.**

<b>Número de banda (3VX-560)</b>	<b>1</b>
<b>Polea para el generador</b>	<b>1/3V/3"</b>
<b>Polea para la turbina Pelton</b>	<b>1/3V/2,50"</b>

En la tabla de resultados 3.26 se puede observar que el número de bandas que se necesita es 1 (3VX-560) de alta capacidad que son más resistentes en comparación con las bandas convencionales, además que el número de polea para el generador y turbina Pelton es 1. La banda seleccionada es 3V, los diámetros de la polea del generador es 3 pulgada y la del generador 2,50 pulgadas indicados por el catálogo Martin, usado para la selección de bandas y poleas

### 3.5 Cotización de elementos del sistema hidráulico, mecánico y eléctrico.

En la tabla 3.27 y 3.28 se muestra el costo de los elementos que conforman el sistema hidráulico y el de control de la micro central hidroeléctrica de almacenamiento por bombeo.

**Tabla 3.27 Cotización del sistema hidráulico.**

Elementos	Descripción	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
<b>Uniones</b>	Diámetro 1 1/4"- presión nominal 10 Bar	1	\$ 5,60	\$ 5,60
<b>Uniones</b>	Diámetro 1 "- presión nominal 10 Bar	2	\$ 5,60	\$ 11,20
<b>Codos (90 grados)</b>	Diámetro 1 1/4"- Presion nominal 10 Bar	3	\$ 1,74	\$ 5,22
<b>Válvulas de Compuerta</b>	Diámetro 1 "	2	\$ 5,00	\$ 10,00
<b>Adaptador</b>	Diámetro 1 1/4" a 1"	1	\$ 4,55	\$ 4,55
<b>Tubería</b>	1 metros de longitud (PVC)- 1 1/4" diámetro	1	\$ 26,50	\$ 26,50
<b>Tubería</b>	21 metros de longitud (PVC)- 1" diámetro	1	\$ 636,00	\$ 636,00
<b>Planchas de acero negro</b>	Espesor de 3mm- ASTM A36	2	\$ 96,56	\$ 193,12
<b>Bomba Centrífuga</b>	capacidad 0,75 [HP]	1	\$ 1.008,00	\$ 1.008,00
<b>Turbina Hidráulica Pelton</b>	Capacidad de 100 [w]	1	\$ 2.000,00	\$ 2.000,00
<b>Reservorio Plástico</b>	Capacidad de 500 litros	1	\$ 100,33	\$ 100,33
<b>Generador Eléctrico</b>	Capacidad 300 [W]	1	\$ 144,95	\$ 144,95
<b>Banda</b>	Tipo 3V	1	\$ 20,00	\$ 20,00
<b>Poleas</b>	Diámetros de 2,50" y 3"	1	\$ 150,00	\$ 150,00
<b>Manómetro</b>	Capacidad de 200 [PSI]	2	\$ 3,99	\$ 7,98
<b>Presostato</b>	Diferencial de 2 a 8 Bares	1	\$ 117,79	\$ 117,79
			<b>Total</b>	<b>\$ 4.441,02</b>

**Tabla 3.28 Cotización del sistema de control.**

Elementos	Descripción	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
<b>Disyuntor</b>	Tipo termomagnético 120 Vac /20 [A]	1	\$18,99	\$18,99
<b>Luz indicadora</b>	color (roja o verde)	1	\$0,80	\$0,80
<b>Relés</b>	Trifásico 120 Vac - corriente 6.97[A]	1	\$10,00	\$10,00
<b>Contactador</b>	Trifásico 120 Vac - corriente 6.97[A]	2	\$9,66	\$19,32
<b>Selector de 3 posiciones</b>	control a 120 Vac	1	\$1,55	\$1,55
<b>Botoneras de Encendido</b>	control a 120 Vac (Negro o gris)	2	\$3,61	\$7,22
<b>Botoneras de apagado</b>	control a 120 Vac (Rojo)	1	\$3,61	\$3,61
<b>Disyuntor</b>	Voltaje mínimo 220 Vac / I =16 [A]- trifásico	1	\$36,00	\$36,00
<b>Contactador</b>	Voltaje mínimo 220 Vac / I =16 [A]- trifásico	1	\$6,20	\$6,20
<b>Guardamotor trifásico</b>	Voltaje mínimo 220 Vac / I =10 [A]- trifásico	1	\$10,80	\$10,80
<b>Sensor de Presión</b>	Rango de Presión -1 a 1000 Bar	1	\$50,00	\$50,00
<b>Pantalla LCD</b>	Tamaño (16x2)cm	1	\$5	\$5,00
<b>Arduino Uno</b>	Microcontrolador / Tensión: 5V	1	\$10,00	\$10,00
<b>cables de conexión</b>	Jumpers	1	\$2,00	\$2,00
<b>cable para 220v</b>	1 rollo	1	\$80	\$80,00
<b>Borneras</b>	Tipo Banana /Tensión 230 V	3	\$3,00	\$9,00
<b>Cables</b>	Tipo Banana /Tensión 230 V	3	\$4,00	\$12,00
<b>Interruptor</b>	Sencillo (Blanco) on/off - 220V	2	\$1,70	\$3,40
<b>Focos</b>	capacidad de 50[W]	2	\$1,50	\$3,00
<b>Fuente de Voltaje</b>	Capacidad de 24 Vac	1	\$12,00	\$12,00
<b>Luz piloto</b>	Amarilla 220V	1	\$0,80	\$0,80
			<b>Total</b>	<b>\$301,69</b>

Como se puede observar en la tabla 3.27 y 3.28, el costo total de los elementos del sistema hidráulico y control es de \$4.441,02, sumados a la mano de obra para construcción del tanque superior, \$800; y el sistema de control, \$301.69. Se obtiene un total de \$5.542,71.

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1 Conclusiones

- A partir de los datos obtenidos por el cliente se seleccionó la bomba centrífuga óptima para el funcionamiento del sistema hidráulico, esta es una bomba centrífuga CDX 70/076 modelo EBARA, la bomba va a operar con un cabezal de 15 metros, caudal de 5,5 metros cúbico por hora, además de una potencia de 0,41 [kW].
- Mediante el diseño del sistema hidráulico se diseñó un recipiente (tanque superior) a presión, utilizando la Norma ASME (BPVC de la sección VIII- DIVISION 1). Para el cálculo de los esfuerzos que actúan sobre la superficie del fluido, se usó la presión de diseño de 99,56 Psi y el factor de fluencia del material escogido (Acero ASTM 36), permitiendo determinar que el diseño del tanque es seguro con un factor de seguridad mayor a 1.
- La adaptación del tanque metálico al sistema hidráulico permitirá hacer variaciones de cabezales para la experimentación, siendo capaz de soportar altas presiones de hasta 500 psi, el tanque ayudará a aumentar el cabezal disponible del laboratorio.
- De acuerdo con los datos presentados en el capítulo 3, en la tabla 3.20 la potencia eléctrica producida por el generador puede alcanzar los 136 Watts, y la potencia mínima 43 Watts, suficiente para conectar cargas pequeñas como focos incandescentes.
- A pesar de las fluctuaciones del sistema, se podrán conectar cargas pequeñas como focos incandescentes o ventiladores pequeños
- El sistema presenta un tablero de control que permitirá controlar la bomba centrífuga con respecto a la presión que mida el presostato en el tanque superior. Esto permitirá la variación del cabezal durante la experimentación. Además, el sistema cuenta con un sistema de adquisición de datos compuesto por un sensor de presión que envía la

señal a un Arduino UNO; el valor de presión y el tiempo que alcance dicha presión, se muestran por pantalla.

- De acuerdo con el diseño del tanque y el sistema de bombeo, el tiempo del almacenamiento de energía hidráulica en el tanque de 500 litros está estimado en 480 segundos, a un caudal de 0,0009 [m<sup>3</sup>/s], donde el punto de operación da como resultado un caudal de 5.5 m<sup>3</sup>/h= 0.002 m<sup>3</sup>/s, pero el caudal de diseño es 0.0009 m<sup>3</sup>/s, por lo que se requiere una válvula de apertura al 50 %, para disminuir ese caudal de operación (0.002 m<sup>3</sup>/s) y que se pueda trabajar con el caudal de diseño (0.0009 m<sup>3</sup>/s) y así mantener las velocidades de succión y descarga de este sistema de bombeo en 1.1 m/s y 1.8 m/s respectivamente.
- Mientras más presión o cabezal se tenga en el tanque, el tiempo de vaciado será mayor esto se debe a que el volumen del tanque es mucho mayor al caudal que le llega a la turbina.
- El costo total del diseño de la micro central hidroeléctrica es de \$5,542.71 donde incluye los elementos del: sistema hidráulico y del sistema de control
- Se podrá verificar el valor de la presión en el tramo de las tuberías de bombeo y descarga hacia la turbina Pelton, mediante manómetros.
- El rendimiento que presenta la bomba centrífuga en funcionamiento es del 27,5 %, donde el máximo rendimiento es del 55 % valor muy distante en comparación con el que opera, esto evita el calentamiento del motor o que tenga sobre amperaje y se produzca daños.

## 4.2 Recomendaciones

- No se recomienda conectar dispositivos electrónicos al sistema, ya que la frecuencia a la que se suministra la energía no es estable.
- Se recomienda observar la lectura en el manómetro en la tubería de descarga, del tanque superior a la turbina, cuando se regule la apertura de la válvula; esto se debe a que la tubería trabaja a una presión máxima de 290 psi.

- Existen en la actualidad configuraciones en los que los sistemas de energía hidráulica de almacenamiento por bombeo van combinados con sistemas de energía renovable como paneles solares. Se sugiere determinar la viabilidad de este aspecto, de manera que sistema de bombeo no dependa totalmente del suministro de la red energética.
- Para mejorar la estabilidad del sistema, se sugiere implementar en el diseño una electroválvula, para evitar que se deba estar manipulando la válvula de compuerta en el proceso de operación de la turbina.
- Se recomienda tener en cuenta que la presión en el tanque no llegue a los 290 PSI (203 metros) ya que es la máxima presión de trabajo de la tubería PVC de descarga hacia la turbina Pelton.
- El reservorio superior debe estar ubicado sobre una cimentación de hormigón que soporte el peso de este, por lo que se recomienda considerar las cargas críticas que soporte la cimentación de la parte alta del laboratorio si se requiere aumentar la capacidad del reservorio.

# BIBLIOGRAFÍA

- Munson, B. R., Young, D. F., & Okiishi, T. H. (1994). *Fundamentals of fluid mechanics*. <https://doi.org/10.1201/b11709-7>
- DIAGNÓSTICO DE LA SITUACIÓN Niñas, niños y adolescentes de Ecuador frente al cambio climático. (n.d.). Retrieved August 22, 2022, from [www.unicef.org/ecuador](http://www.unicef.org/ecuador)
- Ecuador ha perdido más de la mitad de su cobertura glaciar - Fundación Glaciares Chilenos. (n.d.). Retrieved August 23, 2022, from <https://www.glaciareschilenos.org/notas/ecuador-ha-perdido-mas-de-la-mitad-de-su-cobertura-glaciar/>
- Pumped Storage Hydropower | Department of Energy. (n.d.). Retrieved June 25, 2022, from <https://www.energy.gov/eere/water/pumped-storage-hydropower>
- What is Education for Sustainable Development? - University of Plymouth. (n.d.). Retrieved August 24, 2022, from <https://www.plymouth.ac.uk/students-and-family/sustainability/sustainability-education/esd>
- Hunt, J. D., Zakeri, B., Lopes, R., Barbosa, P. S. F., Nascimento, A., Castro, N. J. de, Brandão, R., Schneider, P. S., & Wada, Y. (2020). Existing and new arrangements of pumped-hydro storage plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 129. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2020.109914>
- Palizban, O., & Kauhaniemi, K. (2016). Energy storage systems in modern grids—Matrix of technologies and applications. *Journal of Energy Storage*, 6, 248–259. <https://doi.org/10.1016/J.EST.2016.02.001>
- Ramos, H. M., Dadfar, A., Besharat, M., & Adeyeye, K. (2020). Inline Pumped Storage Hydropower towards Smart and Flexible Energy Recovery in Water Networks. *Water* 2020, Vol. 12, Page 2224, 12(8), 2224. <https://doi.org/10.3390/W12082224>
- Xu, B., Chen, D., Venkateshkumar, M., Xiao, Y., Yue, Y., Xing, Y., & Li, P. (2019). Modeling a pumped storage hydropower integrated to a hybrid power system with solar-wind power and its stability analysis. *Applied Energy*, 248, 446–462. <https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2019.04.125>
- Fajardo Christian, & Jordán, C. (2017). *Diseño de una micro central de bajo costo para generar energía eléctrica mediante el uso de un sistema bomba-turbina/motor-generador* [Escuela Superior Politécnica del Litoral]. <https://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/3896>
- Fernández Díez, P. (n.d.). *DEPARTAMENTO DE INGENIERIA ELECTRICA Y ENERGETICA UNIVERSIDAD DE CANTABRIA TURBINAS HIDRÁULICAS*. Retrieved September 2, 2022, from <http://www.termica.webhop.info/>
- Halder, P., Doppalapudi, A. T., Azad, A. K., & Khan, M. M. K. (2021). Efficient hydroenergy conversion technologies, challenges, and policy implication. *Advances in Clean Energy Technologies*, 295–318. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-821221-9.00007-4>
- Hunt, J. D., Zakeri, B., Lopes, R., Barbosa, P. S. F., Nascimento, A., Castro, N. J. de,

- Brandão, R., Schneider, P. S., & Wada, Y. (2020). Existing and new arrangements of pumped-hydro storage plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 129. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2020.109914>
- Hydropower technology*. (2021). 91–120. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-822989-7.00005-6>
- Munson, B. R., Young, D. F., & Okiishi, T. H. (1994). *Fundamentals of fluid mechanics*. <https://doi.org/10.1201/b11709-7>
- Palizban, O., & Kauhaniemi, K. (2016). Energy storage systems in modern grids—Matrix of technologies and applications. *Journal of Energy Storage*, 6, 248–259. <https://doi.org/10.1016/J.EST.2016.02.001>
- Xu, B., Chen, D., Venkateshkumar, M., Xiao, Y., Yue, Y., Xing, Y., & Li, P. (2019). Modeling a pumped storage hydropower integrated to a hybrid power system with solar-wind power and its stability analysis. *Applied Energy*, 248, 446–462. <https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2019.04.125>

# APÉNDICE A

## Simulaciones hechas en ASPEN PLUS

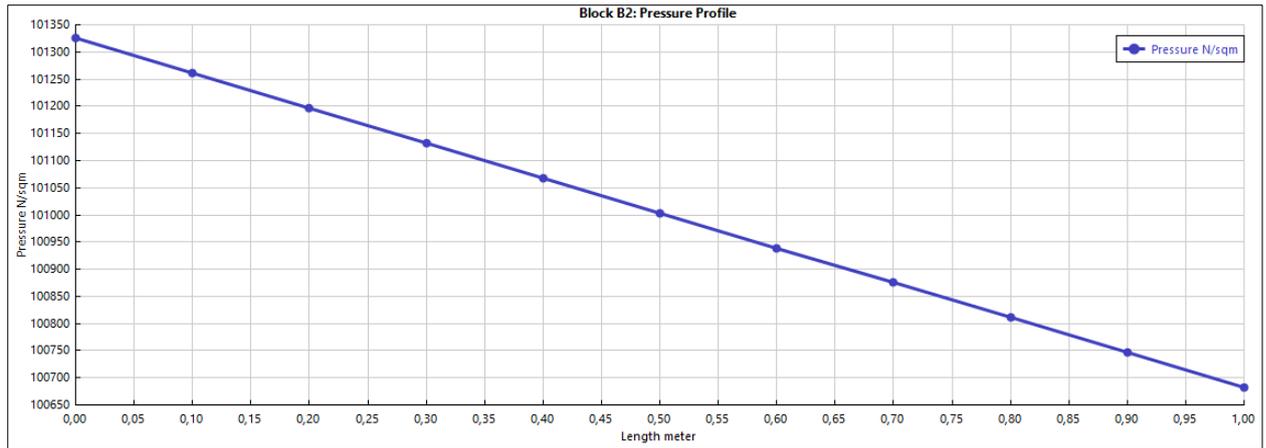


Figura A.1 Grafica de la tubería de aspiración de 1 metro (tramo de la bomba).

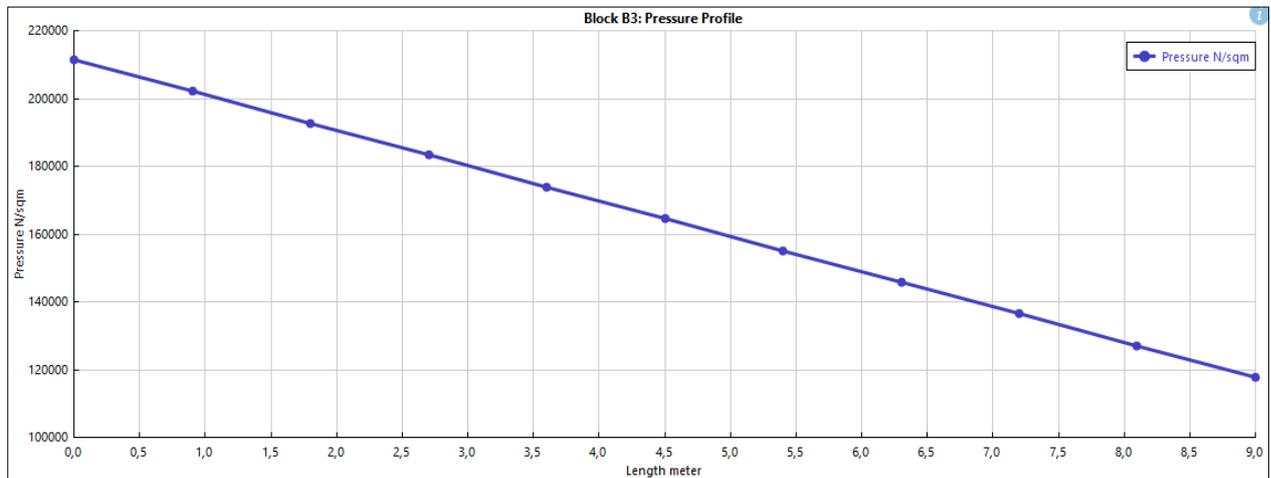
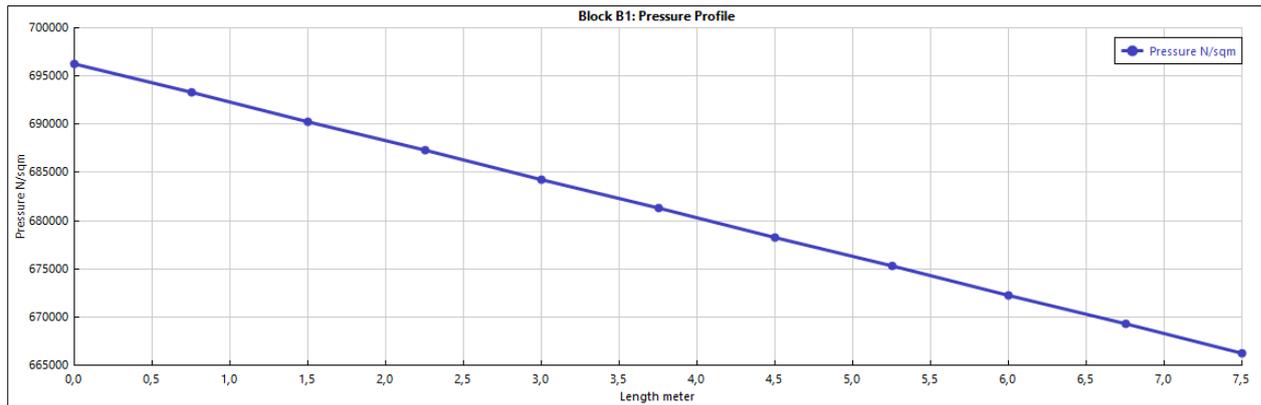


Figura A.2 Grafica de la tubería de descarga de 9 metro (tramo de la bomba).



**Figura A.3 Grafica de la tubería de 7,5 metros descarga hacia la turbina Pelton.**

### Cálculos de selección de bomba centrífuga

Se obtuvieron las velocidades de succión y descarga mediante la ecuación 2.6:

$$V_{succion} = \frac{Q}{A} = \frac{0,0009}{\frac{\pi * 0,032^2}{4}} = 1,1m/s$$

$$V_{descarga} = \frac{Q}{A} = \frac{0,0009}{\frac{\pi * 0,025^2}{4}} = 1,8 m/s$$

#### Línea de succión:

Se determina el tipo de flujo en la línea de succión de la ecuación 2.2

$$N_R = \frac{1,1 * 0,032 * 997}{0,000891} = 40090,3944(Turbulento)$$

Para determinar el factor de fricción se utilizan los valores de la tabla 3.2 y la ecuación 2.3:

$$f = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{0}{3,7} + \frac{5,74}{40090,3944^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f = 0,022$$

Con el factor f, se determina la pérdida de energía por fricción en la línea de succión:

$$h_{perdidas\ tuberia} = (0,022) \frac{1}{0,032} \frac{(1,1)^2}{2(9.8)} = 0,044 [m]$$

Para calcular las pérdidas por accesorios para la válvula de pie y para los codos de 90° se usa la ecuación 2.5:

$$h_{salida\ cuadrada} = (0,5) \frac{(1,1)^2}{2(9,8)} = 0,032 [m]$$

$$h_{acople} = (0,08) \frac{(1,1)^2}{2(9,8)} = 0,005 [m]$$

### Línea de Descarga:

Se determina el tipo de flujo en la línea de descarga con la ecuación 2.2:

$$N_R = \frac{1,83 * 0,025 * 997}{0,000891} = 51315,7048 (Turbulento)$$

Para determinar el factor de fricción se usaron los valores de la tabla 3.4 y la ecuación 2.3.

$$f = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{0}{3,7} + \frac{5,74}{51315,7048^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f = 0,0206$$

Una vez calculado el factor de fricción, se determina la pérdida de energía por fricción en la línea de succión:

$$h_{perdidas\ tuberia} = (0,0206) \frac{11}{0,025} \frac{(1,83)^2}{2(9,8)} = 0,84 [m]$$

Para determinar las pérdidas por accesorios se establecen los valores de coeficiente de pérdidas (K) que se presentan en la siguiente tabla 3.5.

A partir de los datos de entrada de la tabla 3.7 se determina la ecuación del sistema mediante la ecuación (2.8)

$$h_{sistema} = 9 + 0,191Q^2$$

Para determinar la ecuación de la bomba (2.9), se asume primero un caudal de cero, entonces  $H_o = 24$  [m] luego de esto, se selecciona un punto de la ecuación de la bomba (ver figura 3,2 Apéndice A) donde  $h_{Bomba} = 18$  [m] y  $Q = 4,5$  [m<sup>3</sup>/h], reemplazando:

$$C = 0,296 \left[ \frac{h^2}{m^6} \right]$$

Por lo tanto:

$$h_{Bomba} = 24 - 0,296Q^2$$

Para determinar el punto de operación igualamos la ecuación del sistema y la ecuación de la bomba, obteniendo el caudal de operación:

$$Q = 5,5 \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

Y el cabezal de operación de la bomba es:

$$h_{Bomba} = 24 - 0,296(5)^2$$

$$h_{Bomba} = 15 \text{ [m]}$$

### **Cálculo de pérdida y velocidad del inyector en la turbina Pelton**

1. Sólo por continuidad, aquí no se consideran pérdidas en la tubería ni accesorios:

$$Q_{Tuberia} = A_{jet} V_{jet}$$

2. Se obtiene el caudal en la tubería hacia la turbina:

Con una potencia hidráulica estimada en 325 W, cabezal neto de 31.5 m (este cabezal es considerando perdidas) se tiene un caudal necesario:

$$P = \rho * g * Q * H$$

$$Q_{Tuberia} = \frac{P}{\rho * g * H} = \frac{325 \text{ W}}{997 \frac{kg}{m^3} * 9.8 \frac{m}{s^2} * 31.5 \text{ m}} =$$

$$Q_{Tuberia} = 0.0011 \frac{m^3}{s}$$

Además del caudal de la tubería, se sabe que el diámetro D de la tubería es 0.02 m, y el diámetro del jet se lo puso a un 50% del diámetro de la tubería, en otras palabras,  $d_{jet}=0.01$  m

$$Q_{Tuberia} = A_{jet}V_{jet}$$

$$0.0011 \frac{m^3}{s} = \frac{\pi * (0,01)^2}{4} * V_{jet}$$

$$V_{jet} = 14 \text{ m/s}$$

Perdidas por tobera

$$h_{inyector} = K * \frac{V^2}{2 * g} = 0.05 * \frac{(14 \frac{m}{s})^2}{2 * (9,8 \frac{m}{s})} = 0.5$$

### Ficha técnica del Alternador

Modelo	G100	G200	G300	G400	G600	G800
Parámetro de rendimiento						
Potencia nominal	100W	200W	300W	400W	600W	800W
Max	110W	220W	330W	440W	660W	880W
Tensión de	12V/24V CA (opcional)					
Velocidad	750 RPM	700 RPM	650 PRM	600 PRM	550 PRM	500 PRM
Par de arranque	0.1N * m	0.2N * m	0.3N * m	0.42N * m	0.52N * m	0.6N * m
Par nominal	1N * m	3N * m	6N * m	8N * m	11N * m	15N * m
Especificación						
Generador de diámetro	152mm	152mm	185mm	185mm	190mm	190mm
Generador de altura	65mm	69mm	85mm	95mm	126mm	126mm
Diámetro del husillo	17mm	17mm	20mm	20mm	30mm	30mm
Longitud del husillo	27mm	27mm	51mm	41mm	50mm	50mm
Ranura de longitud					35mm	35mm
Ancho de ranura	M16 * 1,5		M20 * 2,5		10mm	10mm
Ranura de espesor					8mm	8mm
Base de orificio de montaje distancia	115*100	120*100	145*140	155*140	195*140	195*140
Polo cantidad	12	16	16	16	6	6
Eje de cantidad	1 o 2 (opcional)					
Material						
Husillo y vivienda	De acero al carbono					
De acero magnético	Material de boro de hierro de neodimio de tierras raras					
Otros						
La eficiencia	≥ 85%					

Figura A.4 Data técnica del Alternador AC 300 W GEARLESS.

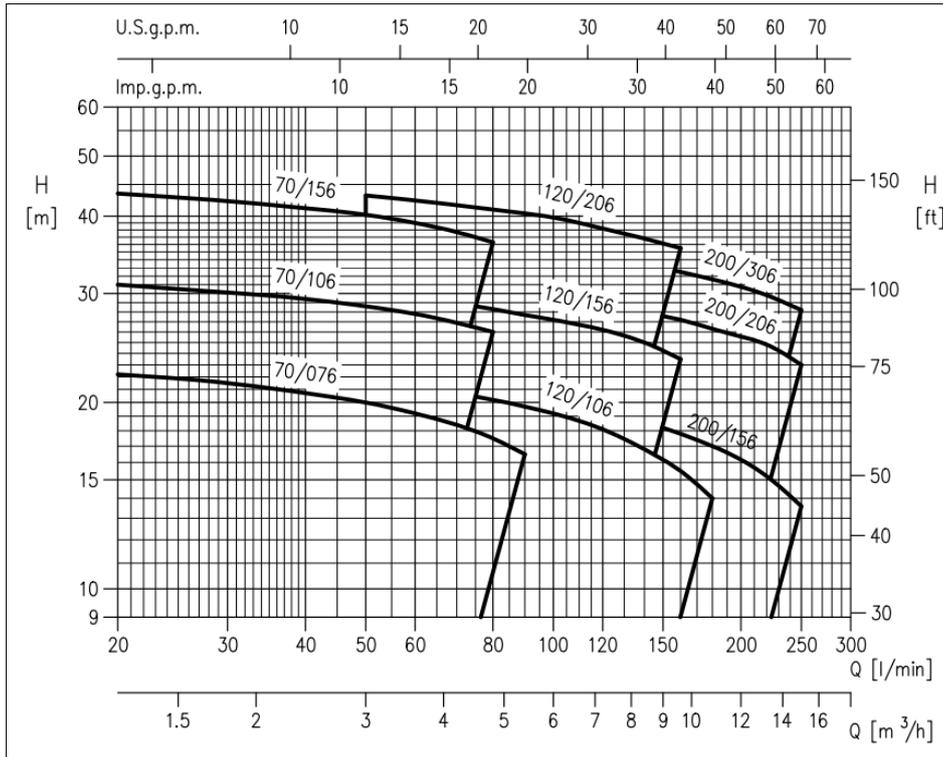


Figura A.5 Curva de familia de la bomba centrífuga CDX (Hoja técnica CDX 60).

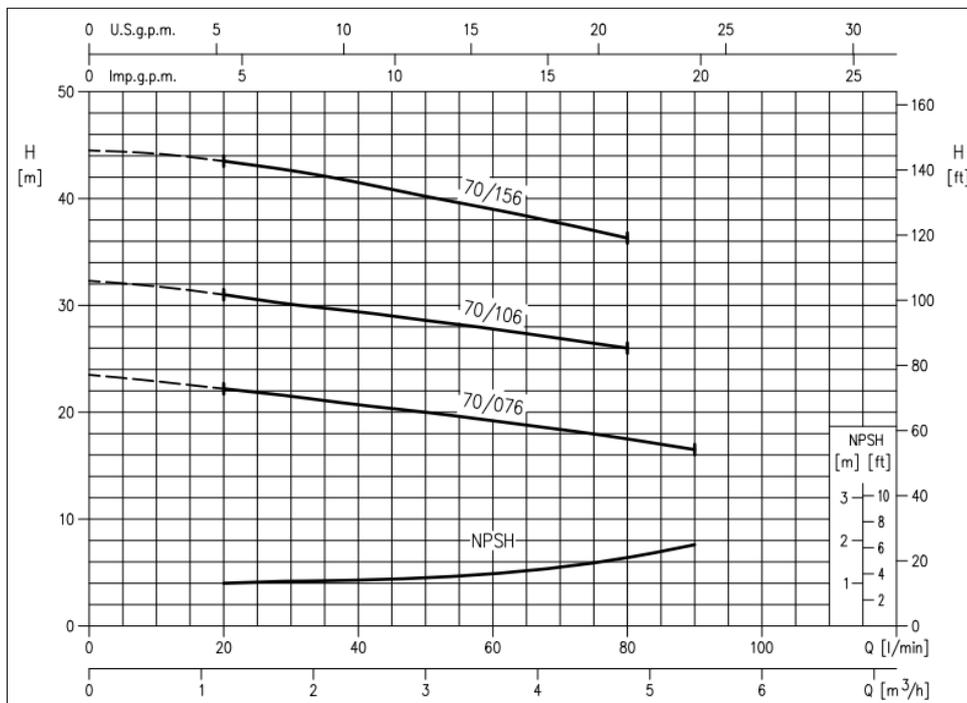


Figura A.6 Curvas de cabezal total vs Caudal de la bomba centrífuga.

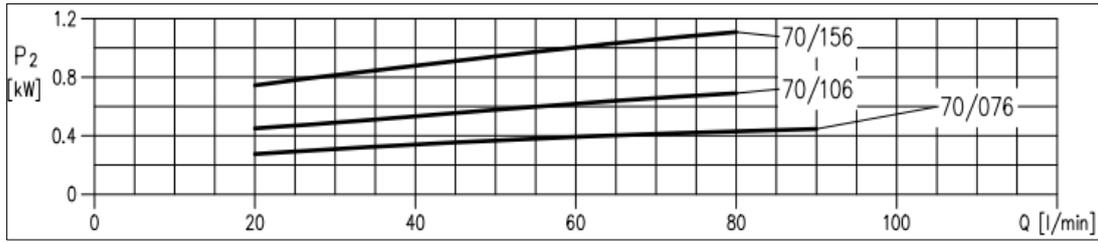


Figura A.7 Curvas de Potencia vs Caudal de la bomba centrifuga.

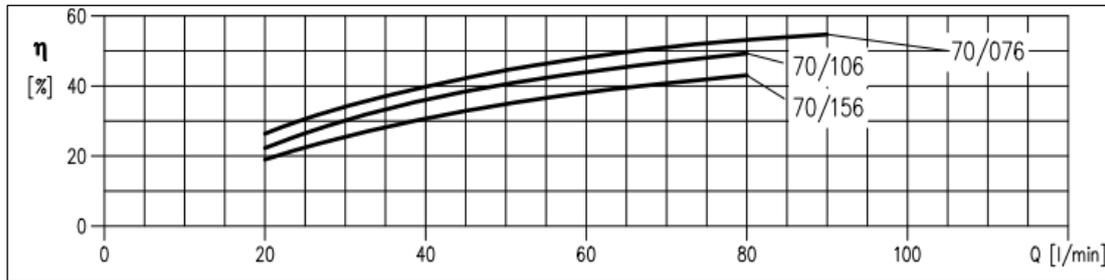


Figura A.8 Curvas de eficiencia vs Caudal de la bomba centrifuga.

## Properties of Water

PROPERTIES OF WATER							
Temp °F	Absolute Vapor Pressure		Specific Gravity (Water at 39.2°F = 1.000)	Temp. °F	Absolute Vapor Pressure		Specific Gravity (Water at 39.2°F = 1.000)
	Psi	Pi-Water			Psi	Pi-Water	
60	0.26	0.59	0.999	205	12.77	30.6	0.961
70	0.36	0.89	0.998	206	13.03	31.2	0.960
80	0.51	1.2	0.997	207	13.30	32.0	0.960
85	0.60	1.4	0.996	208	13.57	32.6	0.960
90	0.70	1.6	0.995	209	13.84	33.2	0.959
100	0.95	2.2	0.993	210	14.12	33.9	0.959
110	1.27	3.0	0.991	211	14.41	34.6	0.958
120	1.69	3.9	0.989	212	14.70	35.4	0.958
130	2.22	5.0	0.986	213	14.99	36.2	0.957
140	2.89	6.8	0.983	214	15.29	37.0	0.957
150	3.72	8.8	0.981	215	15.59	37.7	0.957
151	3.81	9.0	0.981	216	15.90	38.4	0.956
152	3.90	9.2	0.980	217	16.22	39.2	0.956
153	4.00	9.4	0.980	218	16.54	40.0	0.956
154	4.10	9.7	0.979	219	16.86	40.8	0.955
155	4.20	9.9	0.979	220	17.19	41.6	0.955
156	4.31	10.1	0.979	221	17.52	42.5	0.955
157	4.41	10.4	0.978	222	17.86	43.3	0.954
158	4.52	10.7	0.978	223	18.21	44.2	0.954
159	4.63	10.9	0.978	224	18.56	45.0	0.953
160	4.74	11.2	0.977	225	18.92	45.9	0.953
161	4.85	11.5	0.977	226	19.28	46.8	0.953
162	4.97	11.7	0.977	227	19.65	47.7	0.952
163	5.09	12.0	0.976	228	20.02	48.6	0.952
164	5.21	12.3	0.976	229	20.04	49.5	0.951
165	5.33	12.6	0.976	230	20.78	50.5	0.951
166	5.46	12.9	0.975	231	21.17	51.4	0.951
167	5.59	13.2	0.975	232	21.57	52.3	0.950

ATMOSPHERIC PRESSURE AND BOILING POINT OF WATER AT VARIOUS ALTITUDES				
Altitude (feet)	Barometer Inches Mercury	Atmospheric Pressure		Boiling Point °F
		PSIA	(ft. water)	
-1000	31.0	15.2	35.1	213.8
-500	30.5	15.0	34.6	212.9
0.0	29.9	14.7	33.9	212.0
+500	29.4	14.4	33.3	211.1
+1000	28.9	14.2	32.8	210.2
+1500	28.3	13.9	32.1	209.3
+2000	27.8	13.7	31.5	208.4
+2500	27.3	13.4	31.0	207.4
+3000	26.8	13.2	30.4	206.5
+3500	26.3	12.9	29.8	205.6
+4000	25.8	12.7	29.2	204.7
+4500	25.4	12.4	28.8	203.8
+5000	24.9	12.2	28.2	202.9
+5500	24.4	12.0	27.6	201.9
+6000	24.0	11.8	27.2	201.0
+6500	23.5	11.5	26.7	200.1
+7000	23.1	11.3	26.2	199.2
+7500	22.7	11.1	25.7	198.3
+8000	22.2	10.9	25.2	197.4
+8500	21.8	10.7	24.7	196.5
+9000	21.4	10.5	24.3	195.5
+9500	21.0	10.3	23.8	194.6
+10000	20.6	10.1	23.4	193.7
+15000	16.9	8.3	19.2	184.0

Figura A.9 Tabla de propiedades del agua (Catalogo YAMADA).

### **Cálculo del cabezal neto de Aspiración disponible (NPSH).**

Para el cálculo del cabezal neta positiva de aspiración se necesitaron algunos parámetros como:

- La presión del fluido a la atmosfera 10,34 metros
- La presión de vapor (agua a 25°C) – tabla de propiedades del Agua 0,33 metros
- Altura de succión 1 metro
- Pérdidas totales en la línea de succión 0,080 metro

La altura neta positiva de aspiración se calcula con la siguiente expresión:

$$NPSH_{disponible} = [P_3 - P_v] + (\Delta h) - (h_{totales-succión})$$

Remplazando:

$$NPSH_{disponible} = [10,34 - 0,33] + (1) - (0,080)$$

$$NPSH_{disponible} = 10,43 [m]$$

### **Procedimiento del diseño del tablero de control.**

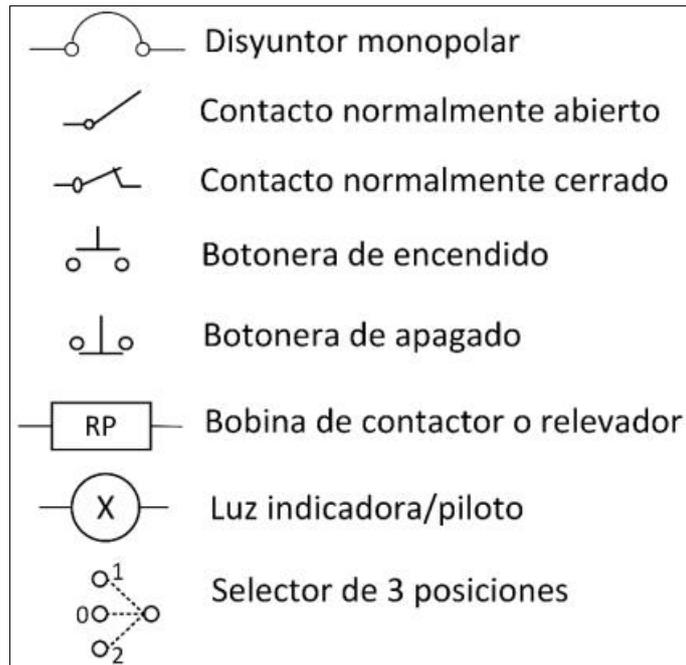
A partir de estas condiciones, se planteó un circuito de control el cual permita tener un mando automático y manual para el motor de la bomba, de esta manera se pretende que el presostato sea el encargado del mando automático, y un operador sea el encargado del mando manual. En la opción del parado manual sirve como paro en operación manual o, pero de emergencia.

El Diseño del tablero de control este compuesto en dos partes:

- 1) Circuito de control
- 2) circuito de Fuerza

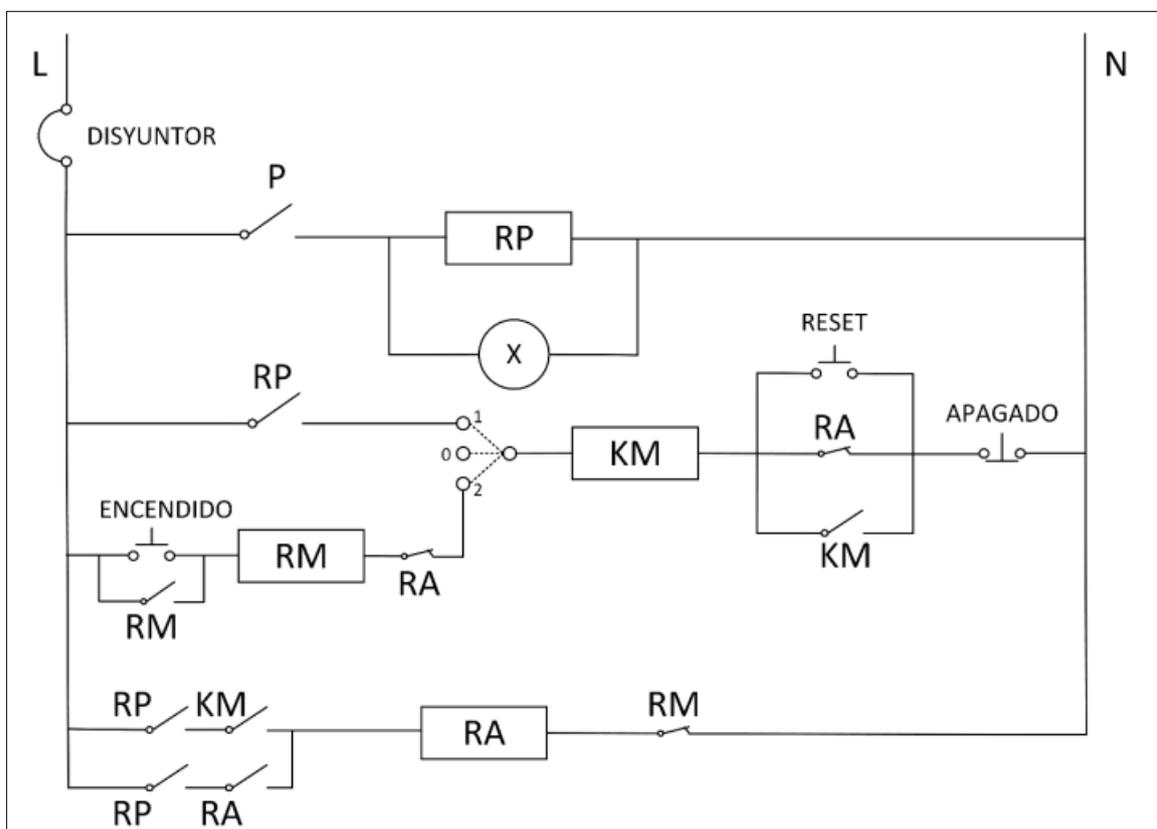
#### **Circuito de control**

Posteriormente se presenta la simbología utilizada para el circuito de control planteado:



**Figura A.10 Simbología del circuito de control**

El circuito de control fue diseñado en el software Microsoft Visio en su versión en línea, con licencia dada por ESPOL como se muestra a continuación:



**Figura A.11 Esquemático del circuito de control**

Como se puede observar en la figura A.16, este circuito tiene opción para mando automático y manual, se seleccionan mediante un selector de tres posiciones, la posición uno indica la operación automática, la posición dos indica la operación manual, y la posición cero indica la posición que inhabilita ambos tipos de operación, y así el motor no pueda ser operado ni por vía automática ni por vía manual.

### **Manual de operación**

El tablero de control consta de una perilla de 3 posiciones, de un botón de reset, de un botón de apagado de emergencia y de un botón de encendido.

A su vez, el sistema puede ser operado en 2 modos: Manual y automático.

Descripción de las funciones de los botones:

- Botón de encendido: Este botón es para la opción de mando manual.
- Botón de apagado: Este botón sirve para poder apagar el motor en cualquiera de los dos modos (este botón también sirve para un paro de emergencia).
- Botón de RESET: Este botón sirve para reiniciar el funcionamiento del motor cuando se ha sido apagado manualmente, estando en modo automático. Esto es debido a que, si en algún momento se apaga manualmente el motor estando en modo automático, es posible reanudar el encendido del motor, debido a que el presostato habilita es opción, mediante la botonera RESET.
- Perilla de 3 posiciones: indica el modo de operación: automatico o manual.

El circuito también consta de una luz indicadora (luz piloto) la cual muestra que el presostato habilita el encendido del motor (cuando se llega a la presión máxima). También se presenta un disyuntor monopolar (breaker) que sirva como protección eléctrica de los componentes del circuito control.

Se debe tener una importante consideración: cuando el presostato fue considerado en este trabajo como normalmente abierto, de manera que en el circuito real físico deberá conectarse de manera que se cierren cuando la presión llegue a su valor máximo, y que se abran cuando la presión llegue a su valor máximo.

Para comenzar a operar el sistema, es necesario primero configurar en el presostato el rango de presiones en los que la bomba va a trabajar.

Pasos:

### Para modo automático

1. El breaker debe estar en posición ON.
2. Seleccionar la posición de la perilla en modo automático, posición 1

En este modo la bomba centrífuga se encenderá cuando el presostato detecte una presión mínima previamente configurada y se apagará cuando el presostato detecte una presión máxima previamente configurada.

Nota: Si se llega a presionar el botón de apagado de emergencia en este modo, es necesario luego presionar el botón de RESET, para volver al modo automático o manual.

### Modo manual:

1. El breaker debe estar en posición ON.
2. Mover la perilla a modo manual, o posición 2.
3. Presionar el botón ON de encendido para encender la bomba.
4. Observar por pantalla la presión en el tanque.
5. Presionar el botón OFF para apagar la bomba.

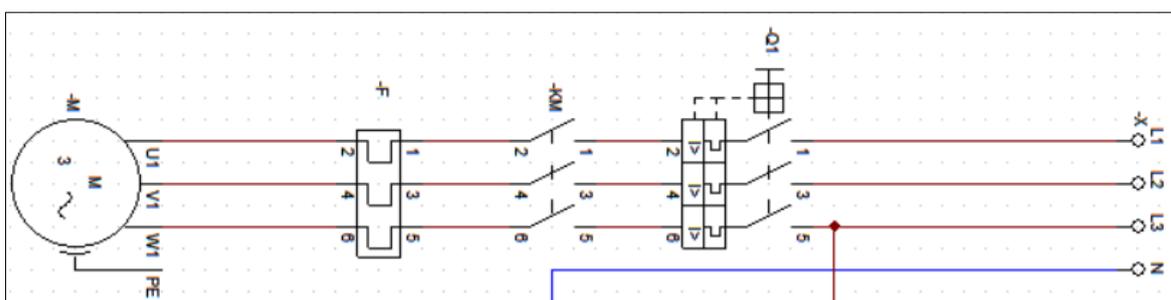
**Tabla A.2 Elementos usados en el circuito de control**

<b>Elementos</b>	<b>Características</b>
<b>Disyuntor</b>	Se sugiere un disyuntor tipo termomagnético de un polo y que funcione a 120 Vac , con una capacidad de este elemento de 20 Amperios.
<b>Luz indicadora</b>	Puede ser de color roja o verde, donde se indica la activación del relevador RP a alcanzar la máxima presión del tanque.
<b>Bobinas de contactor o relevadores (relés)</b>	El contactor debe ser trifásico y dimensionamiento para el nivel de voltaje del motor, sus contactos deben soportar la corriente nominal del motor. Sus relevadores deberán operar a 120 Vac.
<b>Contactos Normalmente Abiertos y Normalmente cerrados</b>	El contactor debe contener la cantidad mínima de contactos normalmente abierto. Respecto a los relevadores, deberán tener una cantidad mínima de contacto normalmente abierto (NA) y normalmente cerrado (NC) como se presenta en el diseño.

<b>Contactor (KM)</b>	El contactor debe tener por lo menos dos contactos. El relevador presostato (RP) debe tener al menos 3 contactos normalmente abierto. El relevador manual (RM) debe tener al menos 1 contacto Normalmente cerrado. El relevador automático (RA) debe tener al menos 2 contactos NC.
<b>Selector de 3 posiciones</b>	Elemento que permitirá el funcionamiento en los modos manual y automático, debe ser para el control 120 Vac.
<b>Botoneras de encendido</b>	Se requieren dos botoneras de encendidos para el control de 120 Vac, una para encendido del motor en modo manual, por lo que se sugiere que sea de color verde; y otra botonera para la función de RESET en modo automático, y se sugieren colores neutros como negro o gris.
<b>Botonera de apagado</b>	Se requiere una única botonera de apagado para el control a 120 Vac, de color rojo, y puede ser de un diseño similar a las botoneras de encendido o puede ser botón tipo hongo (para botoneras paro de emergencia)
<b>Luz indicadora o piloto</b>	Única luz indicadora el activado del relevador RP, es decir que cuando la presión del tanque llegue a la mínima y se inicie el encendido automático del motor. Esta luz NO indica estrictamente que el motor este encendido en cualquiera de los dos modos, es posible añadir otra luz indicadora en el circuito de control para que realice esto.

## Circuito de Fuerza

El diseño del circuito de fuerza se presenta en el siguiente esquemático de la figura A.17.



**Figura A.12 Esquemático del circuito de fuerza del motor**

Donde a partir de las características del motor, este opera a un voltaje mínimo ( $V_m$ ) de 220 Vac y una potencia mínima nominal  $P_m$  de 2.2 KW. Con estos datos se plantea la ecuación para el cálculo de la corriente nominal ( $I_n$ ) con este voltaje y potencia de operación. En caso de que cambien algunos de los parámetros mencionados debe reemplazar a la siguiente formula, se considera el factor de potencia ( $fp$ ) de 0.85 inductivo:

$$I_n = \frac{P_M}{f_p * V_m \sqrt{3}} = \frac{2200 [W]}{0.85 * 220 [V] * \sqrt{3}} = 6.79 [A]$$

A partir de la corriente nominal se dimensionarán los elementos del circuito de fuerza como los tres elementos para control y protección del motor: disyuntor de fuerza, contactor, y guardamotor o relé térmico.

**Tabla A.3 Elementos usados en el circuito de fuerza.**

Elementos	Características
<b>Disyuntor</b>	Debe ser trifásico y para operar a Vm (220 Vac), se sugiere un ajuste de 2.5 In para el valor de operación del disyuntor. Para este caso particular, el valor del disyuntor es de exactamente 16.97 [A], de manera que se sugiere un disyuntor de 16 Amperios, se debe buscar uno de mínimo 15 [A] que exista en el mercado.
<b>Contactor</b>	Debe ser trifásico y para operar a Vm (220 Vac), sus contactos deben soportar la corriente nominal de operación, así como la corriente de arranque del motor. De este modo, el contactor puede ser de una corriente igual o similar a la del disyuntor
<b>Guardamotor</b>	Debe ser trifásico y para operar a Vm (220 Vac), se sugiere un ajuste de 1.5*In para el valor de operación de este elemento. Para este caso particular, el valor del guardamotor es de exactamente 10.18 Amperios. Se sugiere que el guardamotor con un ajuste ligeramente por debajo de este valor que no llegue a valores inferiores a 10 Amperios.

### **Secuencia de funcionamiento del circuito de control**

Una vez planteado el circuito de control, se detallará la secuencia de funcionamiento.

\*Secuencia de modo automático:

P On

RP On (luz)

KM On (Inhabilita modo manual)

-

P Off

RP Off (luz)

KM Off, RA Off (Habilita modo manual)

\*Secuencia modo manual:

ENCENDIDO Man

RM On (Inhabilita modo automático)

KM On

-

APAGADO Man

RM Off, KM Off (Habilita modo automático)

\*Secuencia modo automático con parada manual:

P On

RP On (luz)

KM On

RA On (Inhabilita modo manual)

-

APAGADO Man

RESET (para reiniciar operación)

KM On

-

P Off

RP Off (luz)

KM Off, RA Off (Habilita modo manual)

En ningún momento del funcionamiento del motor se puede cambiar de posición el selector de modo, esto se debe a que esto apagaría el motor, al dejar sin energía al respectivo circuito de control. Por lo tanto, se tiene como consideración de seguridad para que el modo automático continúe habilitado, si estando a modo automático y el motor encendido se cambia al selector a modo manual.

\*Secuencia modo automático con cambio del selector a manual:

P On

RP On (luz)

KM On

RA On (Inhabilita modo manual)

-

CAMBIO SELECTOR A MANUAL

KM Off

CAMBIO SELECTOR A AUTOMATICO

-

RESET (para reiniciar operación)

KM On

-

P Off

RP Off (luz)

KM Off, RA Off (Habilita modo manual)

\*Secuencia modo manual con cambio del selector a automático:

ENCENDIDO Man

RM On (Inhabilita modo automático)

KM On

-

CAMBIO SELECTOR A AUTOMATICO

KM, Off, RM Off

APAGADO COMPLETO

Estas diferentes secuencias de operación son consideradas de seguridad ante posibles cambios del selector en plena operación de motor, en cualquiera de sus dos modos, haciendo forma de reiniciar la operación de forma segura. Es importante recordar que la luz indicadora se enciende cuando el relevador RP se activa, indicando que el modo automático encenderá el motor, esta luz indicadora NO INDICA que el motor este encendido, se la debe colocar en paralelo a la bobina del contactor KM (del mismo modo que la luz está colocada en paralelo a la bobina RP)

## **Consideraciones de seguridad para la operación**

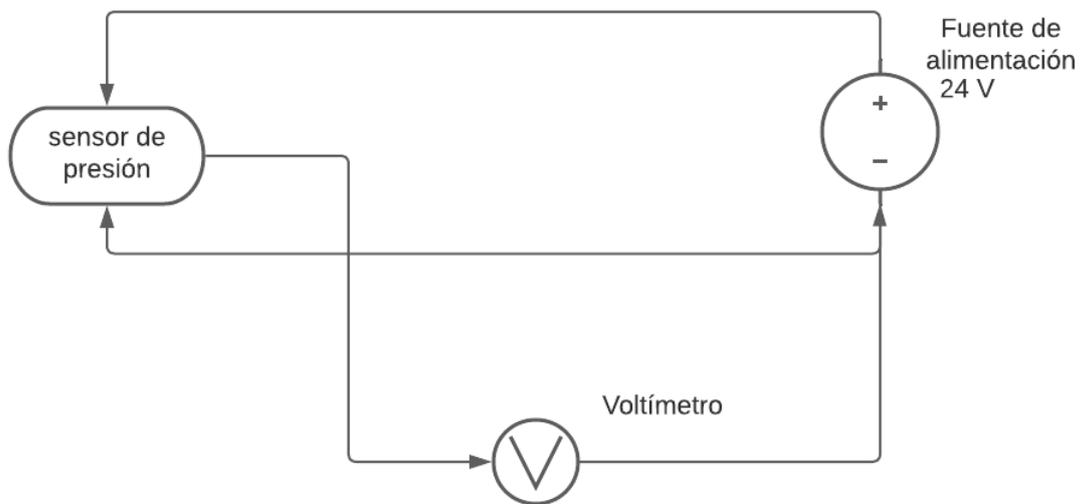
Existen consideraciones de seguridad para la operación del motor incluidas en el circuito de control, como el botón de paro para ambos modos de operación. El botón de paro no influye en el relevador RA, lo que permite tener una “memoria” en el control. Lo que significa que cada vez que el presostato acciona el relevador RP (replica la señal del presostato), RA guarda la información de que se llegó a la mínima presión y que actúe al contador KM (motor enciende), RA únicamente se apagará cuando el presostato indique que se llegó a la presión máxima. De este modo casi siempre se debe restaurar la operación luego de una parada manual, estando en modo automático.

Las sugerencias de seguridad para el circuito de control son:

- El selector no debe moverse de posición mientras este encendido el motor en modo manual, o mientras este activo el relevador RP (presostato indicando encender el motor, luz encendida) y el motor operando en modo automático.
- El selector de 3 posiciones, la posición 0 inhabilita por completo a los dos modos de operación, siendo útil como bloqueo extra en caso de mantenimiento del grupo de bombeo, o si queda fuera del servicio.
- Es posible para el motor manualmente, estando en modo automático. No es necesario cambiar la posición del selector a modo manual. Para este caso, se reinicia la operación del motor con el botón RESET.

## **Procedimiento del diseño de un medidor de presión con Arduino**

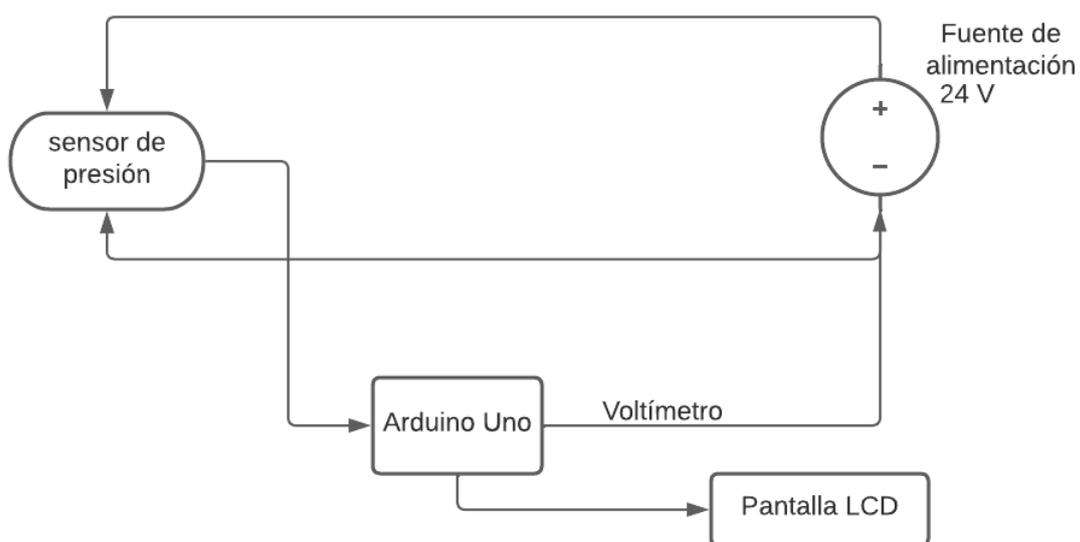
Una vez analizado el funcionamiento del sensor se realizó un diagrama esquemático que se presenta a continuación:



**Figura A.13 Diagrama esquemático de operación del sensor.**

En la figura A.18 se puede observar que el sensor debe estar conectado necesariamente a una fuente de voltaje de 24 VDC y a su vez a un voltímetro, en el voltímetro debe existir una entrada de voltaje de 0-(5V/10V) para el respectivo funcionamiento con el Arduino Uno.

Una vez determinado el funcionamiento del sensor se plantea a realizar un diagrama esquemático del sistema de medidor de presión.

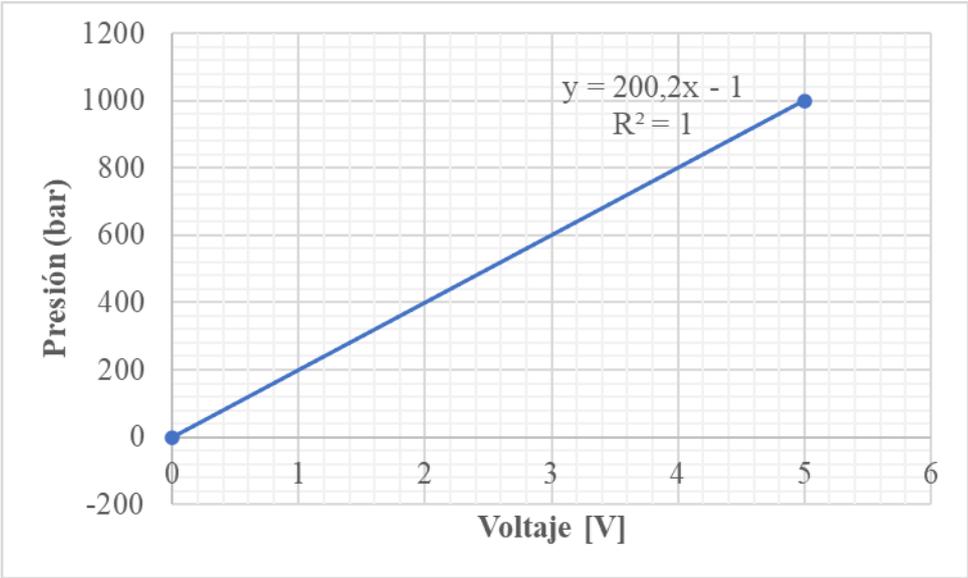


**Figura A.14 Diagrama esquemático de operación del medidor.**

En el diagrama esquemático (Figura A.19) se observa que el Arduino Uno está conectado al sensor de presión y a la fuente de 24 voltios además de una pantalla LCD. Para las conexiones entre el Arduino Uno, sensor de presión y pantalla LCD deben estar conectadas de acuerdo con un código de programación realizado para el Arduino Uno. El Arduino es el encargado de recibir la señal en voltaje a través del sensor y a su vez emitir el valor de la presión a la pantalla LCD. Antes de realizar el código de programación para el Arduino se debe calibrar con un instrumento analógico que permita medir la presión en función del voltaje para poder graficar el comportamiento de la presión vs voltaje, tal como se muestra a continuación.

**Tabla A.4 Rango del sensor (Fabricante).**

Presión [bar]	Voltaje [V]
0	0
1000	5



**Figura A.15 Curva de operación del sensor.**

En la gráfica (Figura A.20) se puede observar el comportamiento del voltaje de salida del sensor con respecto a la presión medida en el tanque superior.

A partir de la calibración se desarrolló el código que se utilizó para el Arduino donde se presenta a continuación:

```

#include <Wire.h>
#include <LiquidCrystal_I2C.h>

float pressure=0, voltajeSensor=0;
int sensor=0;
float elapsedTime, prev_time;    //Variables para el control del tiempo
LiquidCrystal_I2C lcd(0x27,16,2); //Crear el objeto lcd dirección 0x27 y 16 columnas x
2 filas

void setup() {
  Serial.begin(9600); // inicializa comunicacion serie a 9600 bps
  lcd.init(); // Inicializar el LCD
  lcd.backlight(); //Encender la luz de fondo.
  prev_time=millis();
}

void loop() {
  elapsedTime = millis() - prev_time;
  if (elapsedTime>150){ // Hace una pausa de 150 ms entre cada medición
    sensor=analogRead(A0); // Lee la señal analógica que entra al puerto A0 y la
convierte en bits de 0 a 1023
    voltajeSensor=sensor*(5.0/1023.0); //Convertir la lectura de la entrada analógica que
está en bits de 0 a 1023 a un valor de voltaje de 0 a 5V
    pressure=200.2*voltajeSensor-1; //Convierte el voltaje leído del sensor a presión
de -1 a 1000 bar para un voltaje de 0 a 5V
    lcd.setCursor(0,0); // cursor en primer fila y primer columna
    lcd.print("Pressure: "); // Imprime en pantalla Pressure:
    lcd.setCursor(0, 1);
    lcd.print(pressure);
    lcd.print(" bar"); // imprime bar en la 2da fila
    prev_time = millis();
  }
}

```

Este código permitirá leer la señal analógica que entra por uno de sus puertos y lo convierte en bits, convertir la lectura de la entrada analógica que está en bits en forma de voltaje (0 a 5V), convertir el voltaje leído del sensor a presión (-1 a 1000 bar). Por último, este código permitirá mostrar el valor de la presión en bar en un tiempo determinado.

Esta propuesta de diseño de medidor de presión mediante un Arduino permitirá hacer más didáctico al sistema porque permitiría ver de manera visual el cambio de la presión que sufre el tanque en un tiempo determinado.

## Cálculos de selección de bandas y poleas

1.- Se escoge factor de servicio y se calcula la potencia corregida (Potencia de diseño).

FACTORES DE SERVICIOS TÍPICOS						
TIPOS DE MÁQUINAS DE TRANSMISIÓN	TIPOS DE UNIDADES MOTRICES					
Los tipos de máquinas impulsadas aquí listadas son solo una muestra representativa. Seleccione el equipo que se aproxime más a su aplicación.  <b>SI SE UTILIZAN RUEDAS LOCAS, AÑADA LO SIGUIENTE AL FACTOR DE SERVICIO:</b>  Rueda Loca en el lado suelto (adentro) Ninguno Rueda Loca en el lado suelto (afuera) 0.1 Rueda Loca en el lado apretado (adentro) 0.1 Rueda Loca en el lado apretado (afuera) 0.2	<b>MOTORES ELÉCTRICOS</b> AC Torque Normal Jaula de Ardilla y Sincrono AC Fase Dividida DC Devanado en Derivación <b>Motores de Combustión Interna</b>			<b>MOTORES ELÉCTRICOS</b> AC Alto Torque AC Hi-Fase Dividida AC Repulsión-Inducción AC Monofásico Devanado en Serie AC Anillo de Deslizamiento DC Devanado Compuesto		
	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para Líquidos Sopladores y Aspiradoras Bombas centrífugas y Compresoras Ventiladores hasta 10 HP Transportadores de Trabajo Ligero	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Transportadores de Banda para arena, grano, etc. Amasadora Ventiladores de más de 10 HP Generadores Ejes de Línea Máquinas de Lavandería Máquinas-Herramientas Taladros, Prensas, Cortadores Máquinas de Imprenta Bombas Rotatorias de Desplazamiento Positivo Cribas Giratorias y Vibratorias	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Máquinas para Ladrillos Elevadores de Cangilones Excitadores Compresores de Pistones Transportadores (Rastras, Helicoidales, Tabillas) Molinos de Martillos Hidropulper Bombas de Pistones Sopladores de Desplazamiento Positivo Pulverizadores Máquinas para Madera y Sierras Maquinaria Textil	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Quebradoras (Giratorias-Mordaza-Rodillos) Molinos (Bolas, Rodillos) Grúas Calandrias de hule — Extrusoras — Molinos	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6
Equipo con Ahogador	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

Figura A.16 Factores de servicio (Catalogo de Martin).

Para seleccionar el factor de servicio depende del tipo de servicio en este caso se considera un servicio intermitente (1.0 a 1.5) donde su trabajo es ligero (No más de 6 horas al día).

Por lo tanto, se busca el factor de servicio (FS) en la tabla de factores de servicio que presenta el catálogo Martín, obteniendo:

FS= 1.0

Luego se calcula la potencia corregida.

$$P_{\text{corregida}} = FS * \text{Potencia del motor electrico}$$

$$P_{\text{corregida}} = 1.0 * 0,4$$

$$P_{\text{corregida}} = 0,4 [Hp]$$

2.- Se decide el tipo de banda a emplear

El tipo de banda a emplear son bandas de alta de capacidad (3V/5V/8V).

Con la ayuda de la potencia corregida calculada en el primer punto y las revoluciones por minuto (motor eléctrico) se puede obtener el tipo de banda.

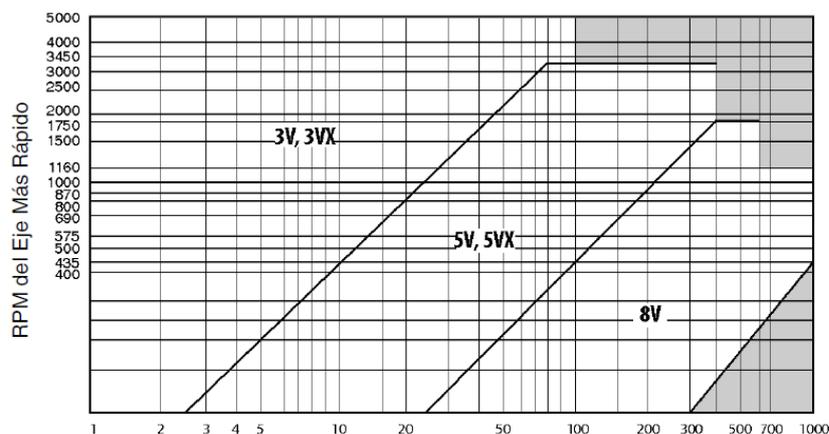


Figura A.17 Tipo de Banda de alta capacidad (Catalogo de Martin).

Obteniendo una banda de alta capacidad 3V /3VX.

3.-Se debe determinar el diámetro mínimo de la polea motriz.

El diámetro motriz se lo determina a partir de la siguiente tabla

POTENCIA DEL MOTOR HP	RPM DEL MOTOR					
	575	695	870	1160	1750	3450
.50	2.50	2.50	2.50	—	—	—
.75	3.00	2.50	2.50	2.50	—	—
1.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25	—
1.50	3.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25
2.00	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50	2.50
3.00	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50
5.00	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50
7.50	4.25	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00
10.00	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75	3.00
15.00	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75
20.00	8.25	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50
25.00	9.00	8.25	6.75	6.00	4.50	4.50*
* 30.00	10.00	9.00	6.75	6.75	5.25	—
40.00	10.00	10.00	8.25	6.75	6.00	—
50.00	11.00	10.00	9.00	8.25	6.75	—
60.00	12.00	11.00	10.00	9.00	7.50	—
75.00	14.00	13.00	10.00	10.00	9.00	—
100.00	18.00	15.00	13.00	13.00	10.00	—
125.00	20.00	18.00	15.00	13.00	11.00	—
150.00	22.00	20.00	18.00	13.00	—	—
200.00	22.00	22.00	22.00	—	—	—
250.00	22.00	22.00	—	—	—	—
300.00	27.00	27.00	—	—	—	—

**Figura A.18 Tabla de diámetro mínimos (Catalogo de Martin).**

Sabiendo que la potencia del motor es 0,4 [HP] y la velocidad de rotación es 1000 [RPM], entonces el diámetro mínimo es 2.50 pulgada.

4.- Se determina la relación de velocidad (RV) entre la unidad motriz e impulsada.

$$RV = \frac{\text{unidad motriz}}{\text{unidad impulsada}}$$

Donde:

Unidad motriz: velocidad angular motriz [rpm]

Unidad impulsada: Velocidad angular impulsada [rpm]

Determinado:

$$RV = \frac{600}{500} = 1,2$$

Sabiendo la relación de velocidad se busca en la sección 3V de selección de transmisión de poleas en existencia (Catalogo de Martin), en la columna de relación de velocidad 1,2. Se determinó que el diámetro para la polea motriz es 2.50 pulgada y 3 pulgada para el diámetro para la polea impulsada.

Luego se procede a verificar el valor de la potencia por banda a una velocidad de 870 RPM, donde es 1.13[HP/ banda].

El Factor de arco es 0.96 ya que la distancia entre centro es 20 pulgada.

5.- Se debe determinar la potencia por banda /corregida y el número de bandas.

$$Potencia\ banda_{corregida} = (HP/banda) * (Factor\ de\ arco)$$

Donde:

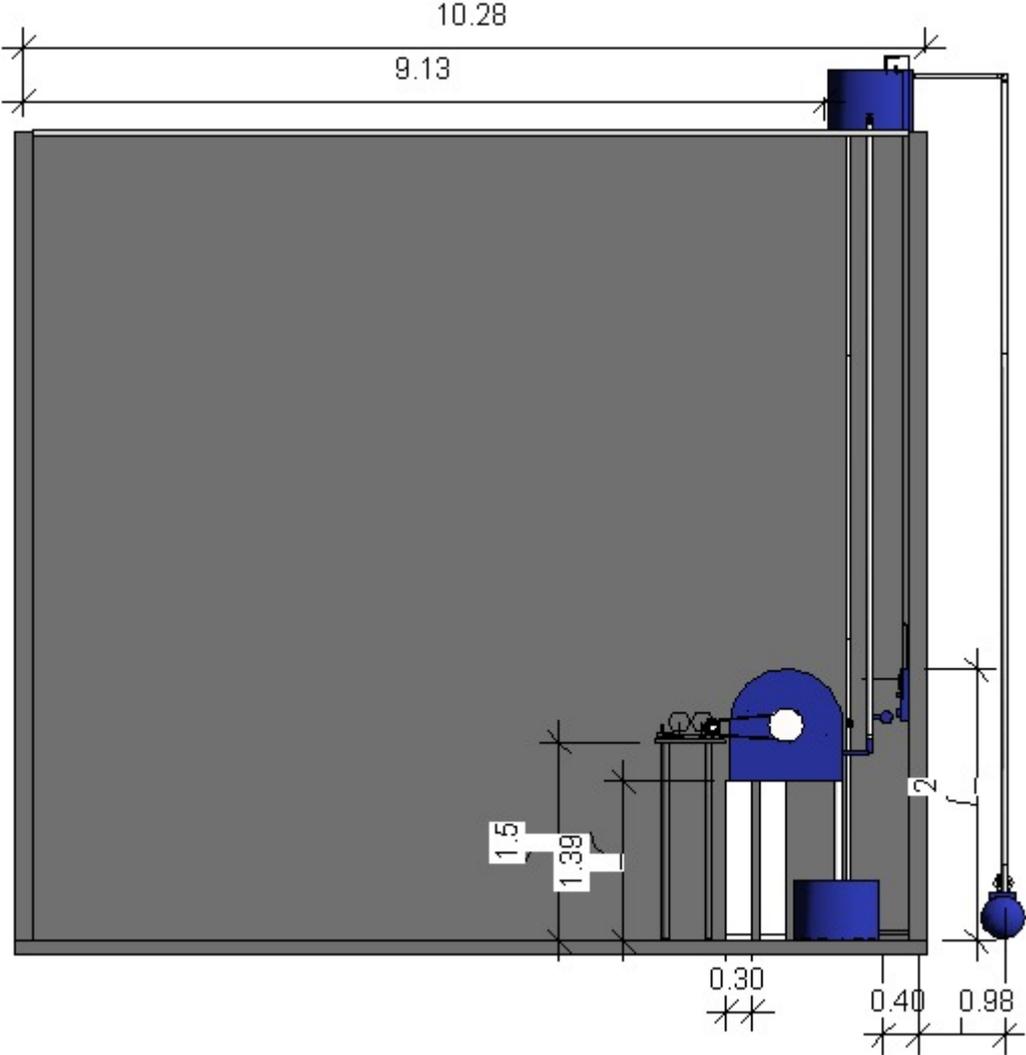
$$Potencia\ banda_{corregida} = (1.18) * (0.97) = 1,08 \left[ \frac{HP}{banda} \right]$$

El número de bandas a utilizar en el sistema de polea es:

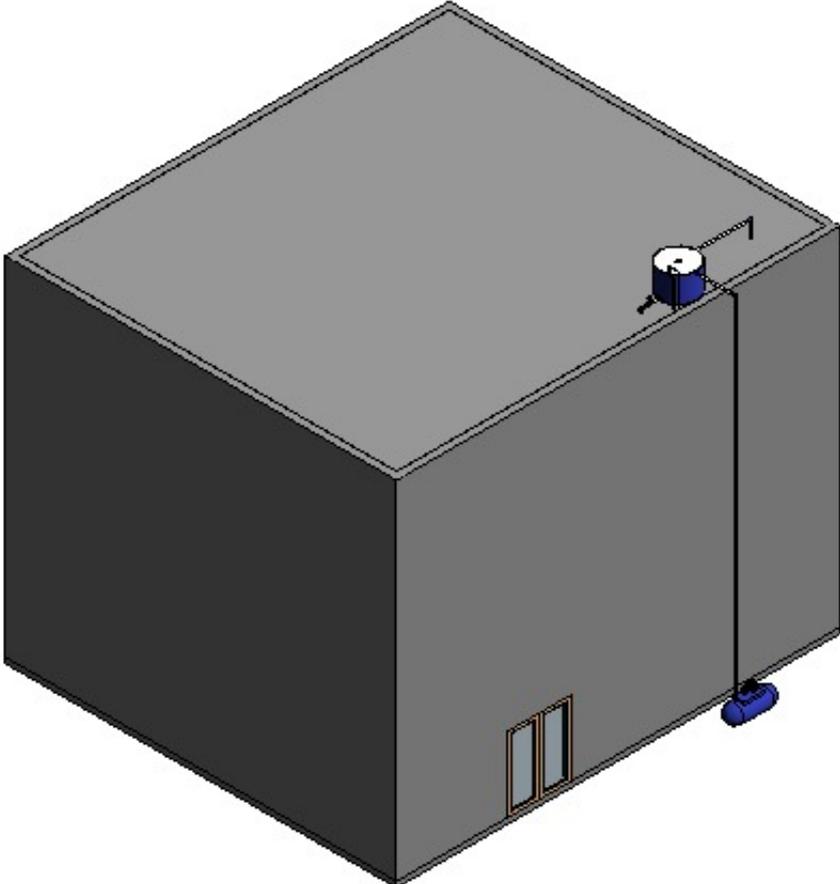
$$\#Bandas = \frac{Potencia\ corregida}{Potencia\ banda_{corregida}}$$

$$\#Bandas = \frac{0,4 [HP]}{1,08 \left[ \frac{HP}{banda} \right]} = 0.37 \cong 1 [Banda]$$

Plano 1. Vista lateral del equipo en el laboratorio

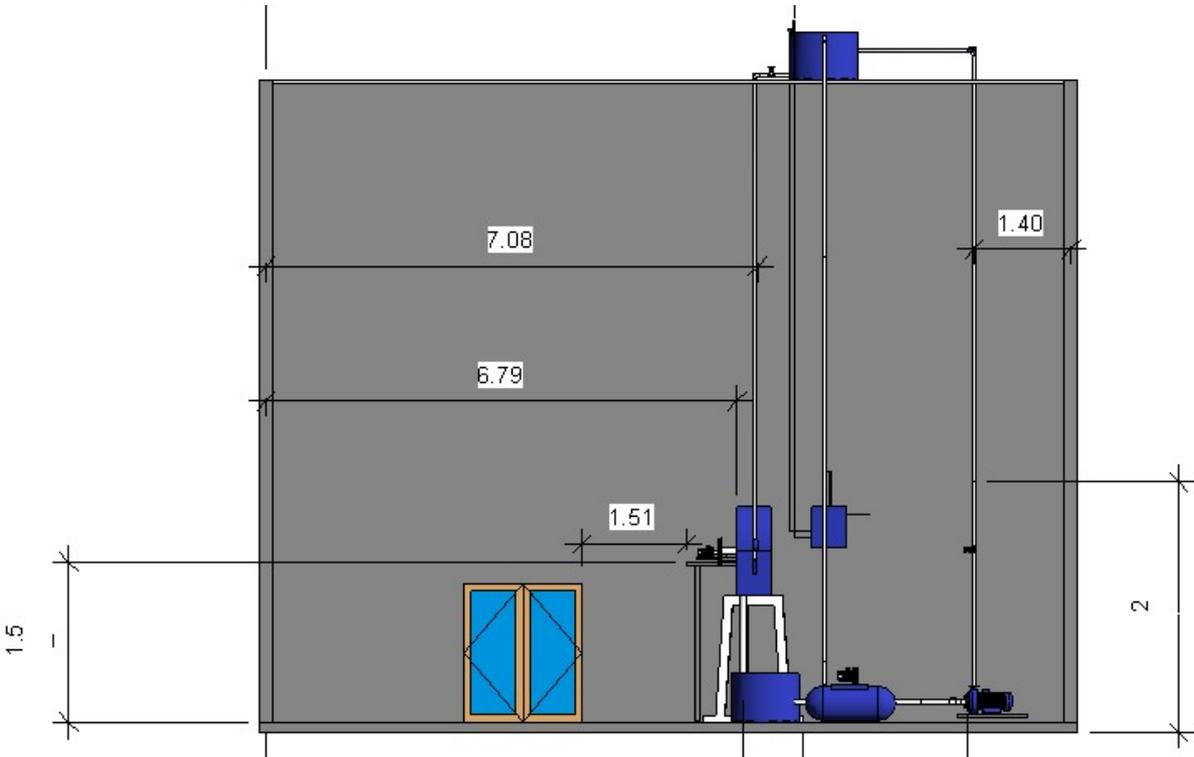


**Plano 2. Vista Isométrica exterior del equipo en el laboratorio**

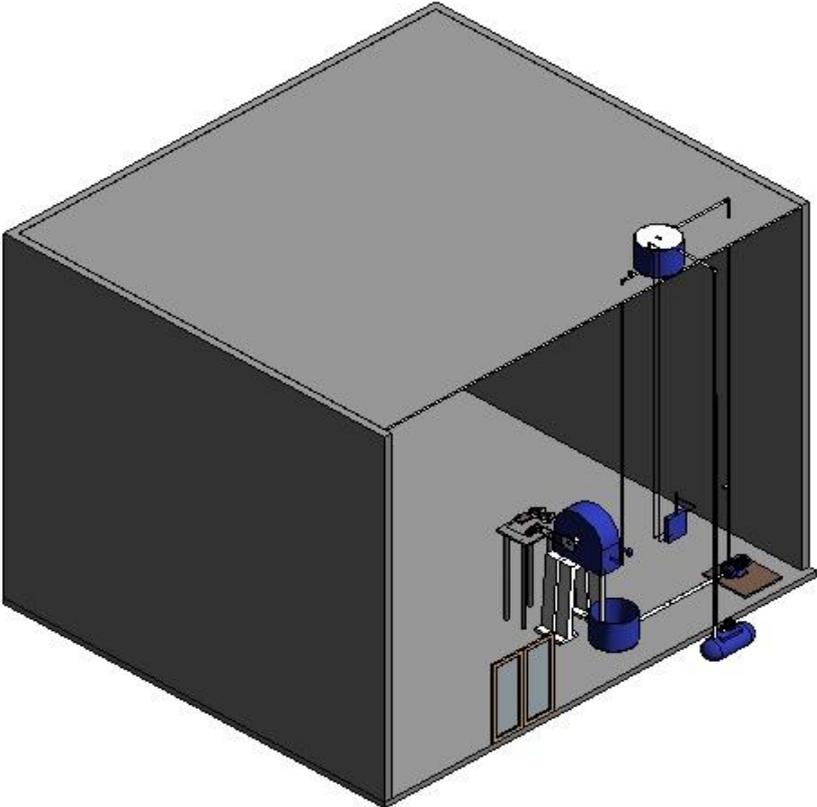




**Plano 4. Vista Frontal del equipo en el laboratorio**

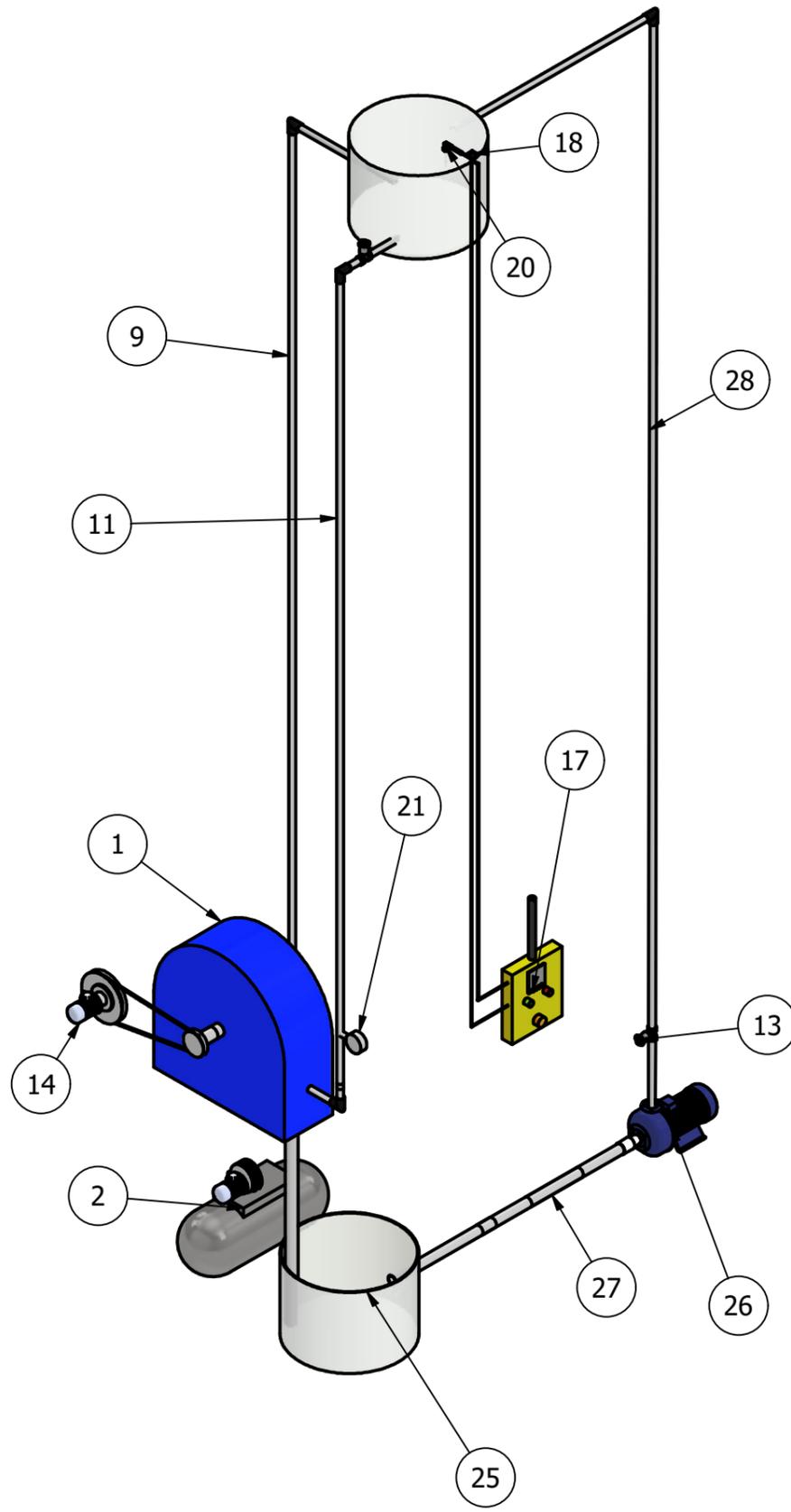


**Plano 5. Vista isométrica interior del equipo en el laboratorio**

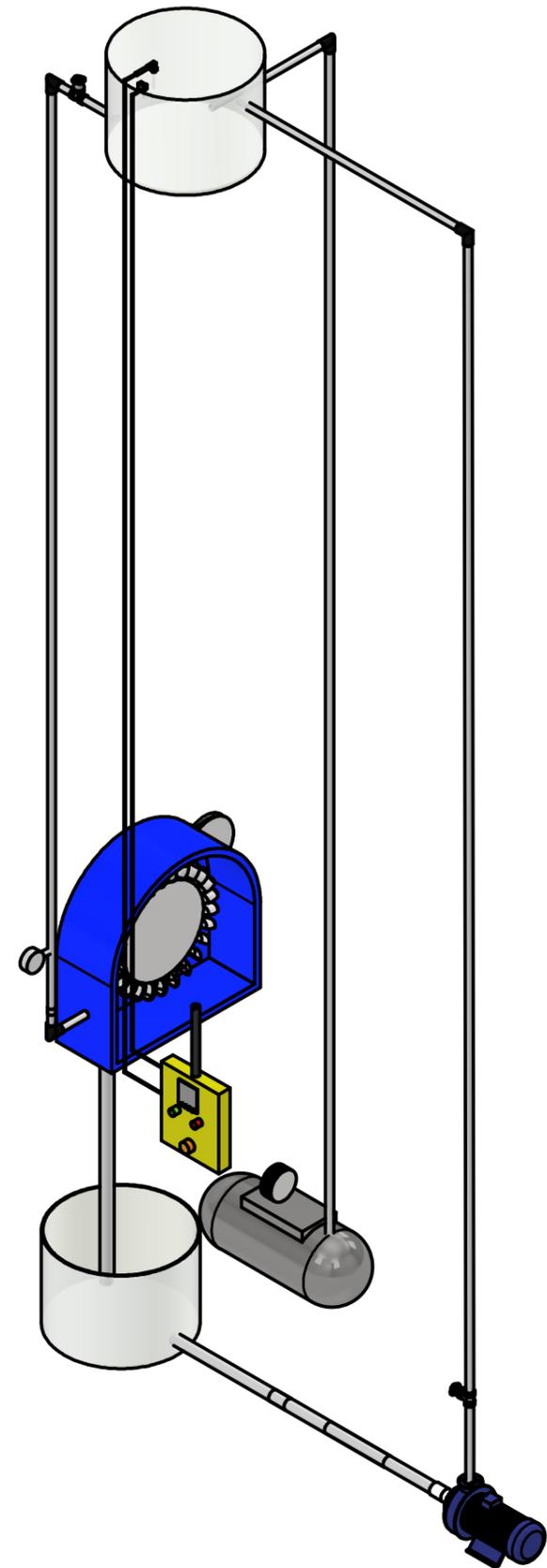
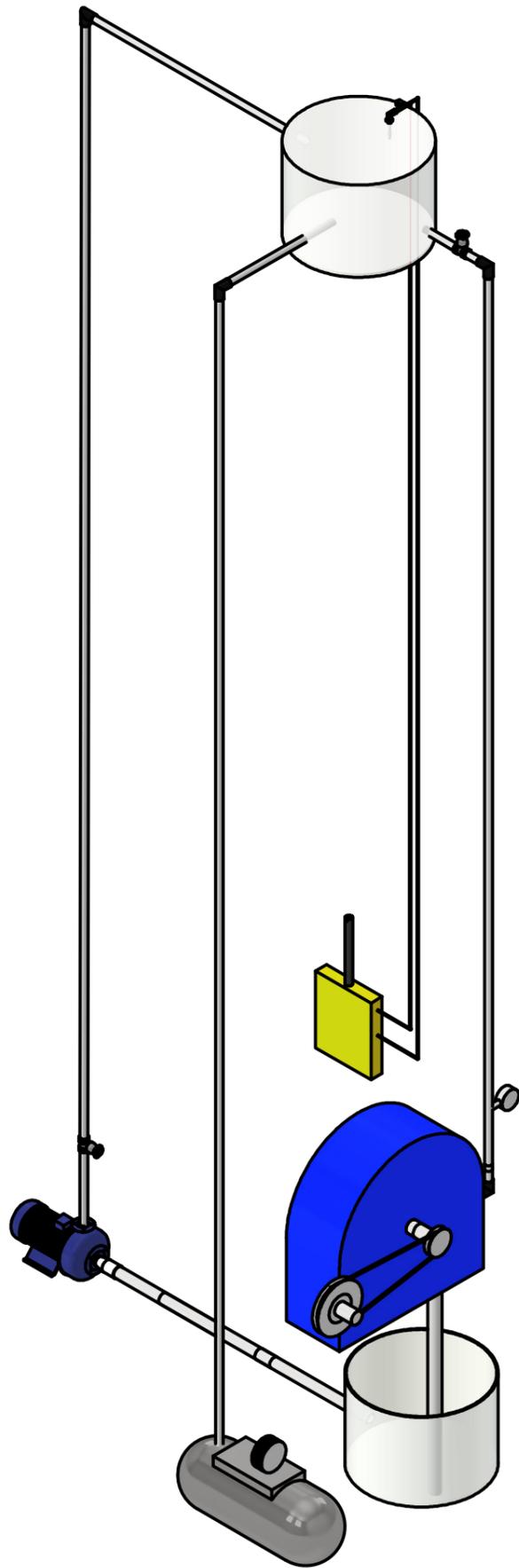
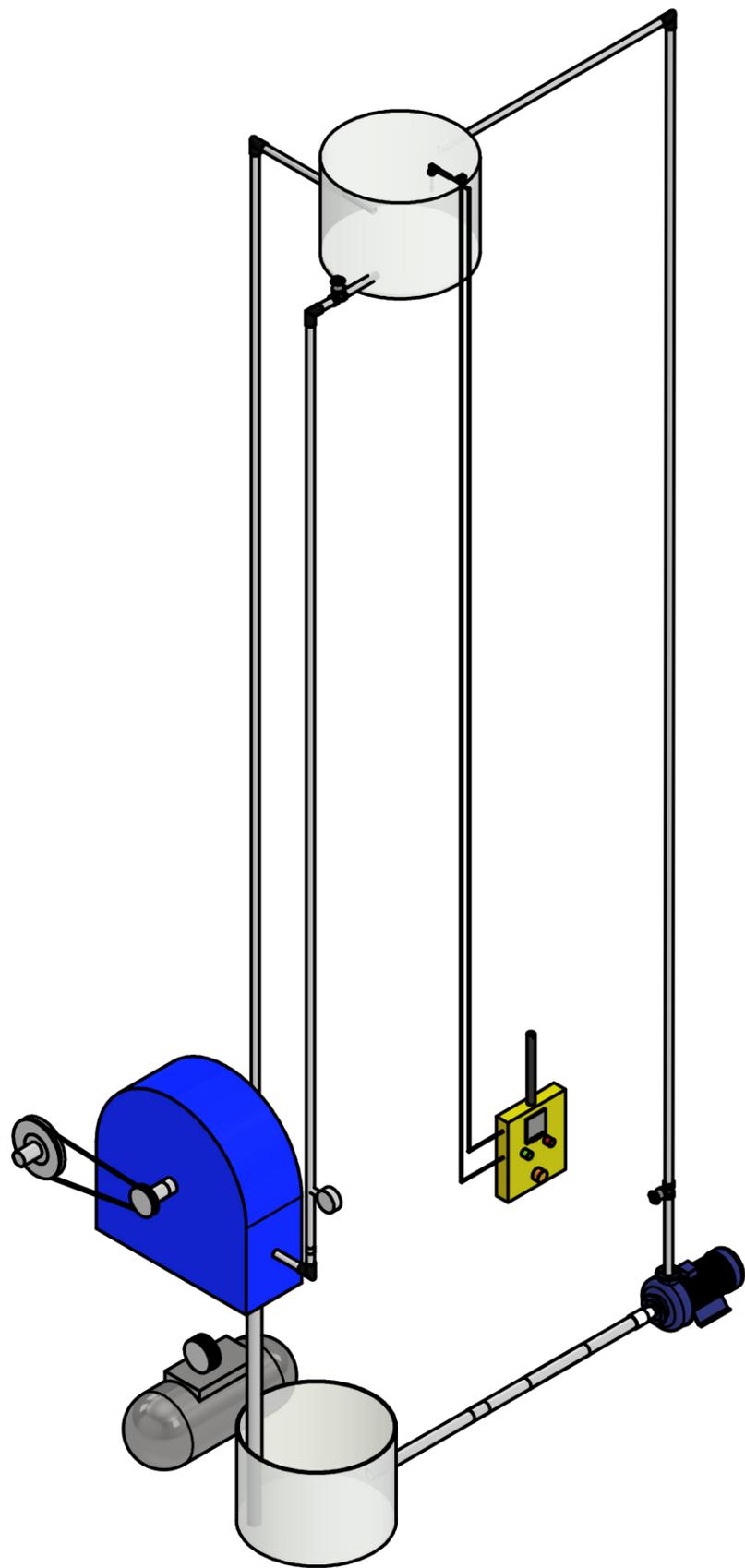


## **Planos del Sistema hidráulico**

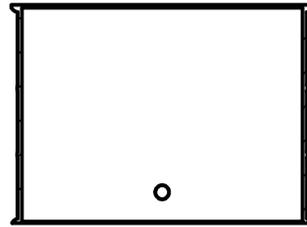
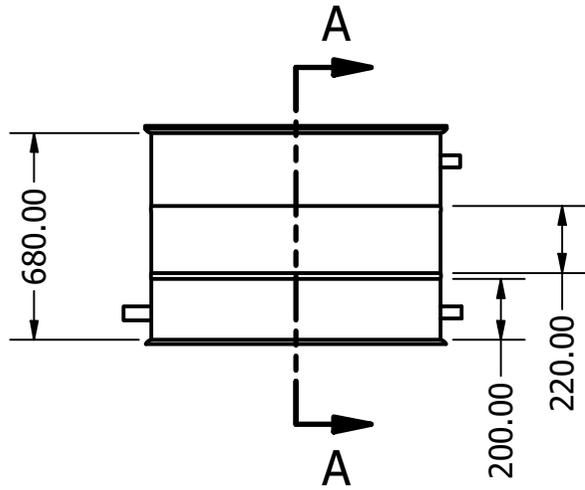
- 6. Sistema hidráulico con listado de piezas**
- 7. Vistas del sistema hidráulico**
- 8. Diseño del recipiente superior**



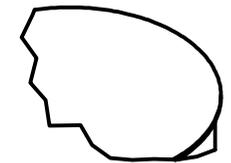
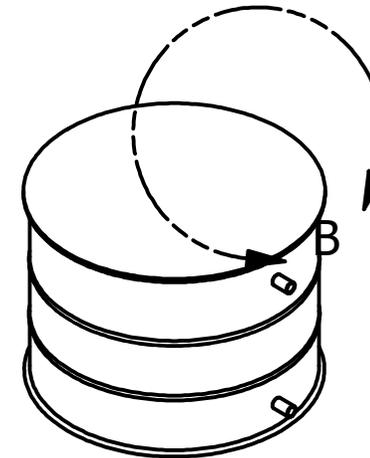
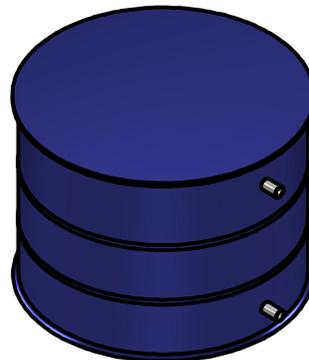
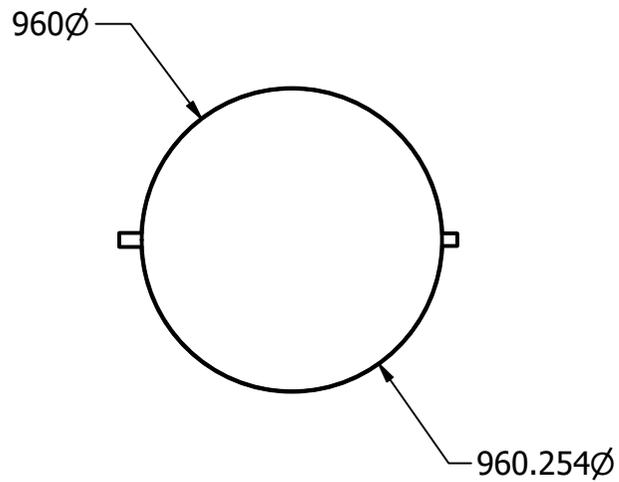
PARTES REPRESENTATIVAS DEL SISTEMA			
ITEM	CANTIDAD	ELEMENTO	DESCRIPCIÓN
1	1	Turbina Pelton	Capacidad hasta 300 Watts
2	1	Compresor	Capacidad: 8 bar
27	1	Tubería de succión	longitud: 1 metro, d:32 mm
25	1	Reservorio inferior	Capacidad: 500 litros
9	1	Tubería del compresor	Longitud: 9.5 metros
28	1	Tubería de descarga bomba	Longitud: 9 metros
11	1	Tubería de descarga turbina	Longitud: 7.5 metros
13	2	Válvula de compuerta	Diametro: 32 mm y 25 mm
14	1	Generador eléctrico	Capacidad: 300 Watts
17	1	Tablero de control	Para control de presiones
18	1	Presostato	Medidor de presión de reservorio superior
20	1	Sensor de presión	Capacidad: 20 bar
21	1	Manómetro	Capacidad: 300 psi
18	1	Reservorio Superior	Capacidad: 500 litros
26	1	Bomba centrífuga	Capacidad: 0.75 Hp



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Cliete:	Ing. Zavala
		ALUMNO:	C. Montiel C. Alvarez
ESCALA 1:40 1 TERMINO		FECHA:	--
		LÁMINA:	-
DISEÑO DE UN SISTEMA DE MICRO CENTRAL HIDROELÉCTRICA		Diseño de un sistema de micro central hidroeléctrica de almacenamiento por bombeo para fines didácticos	



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 / 25



DETALLE B  
ESCALA 0.08 : 2

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		DOCENTE:	--	
		ALUMNO:	---	
		FECHA:	---	
		Sistema Hidraulico	LÁMINA:	--
		Tanque de almacenamiento de agua		
ESCALA :				
1 TERMINO				